

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

JOEY KENNEDY DOS SANTOS QUEIROZ

**ANÁLISE TÉRMICA DE UM TROCADOR DE CALOR DO TIPO CASCO E TUBO
EM UM PROCESSO DE RECUPERAÇÃO DE ENERGIA**

LONDRINA

2025

JOEY KENNEDY DOS SANTOS QUEIROZ

**ANÁLISE TÉRMICA DE UM TROCADOR DE CALOR DO TIPO CASCO E TUBO
EM UM PROCESSO DE RECUPERAÇÃO DE ENERGIA**

**Thermal analysis of a shell and tube heat exchanger in an energy recovery
process**

Trabalho de conclusão de curso de graduação apresentado como requisito para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).

Orientador: Rafael Sene de Lima.

Coorientador: Roger Nabeyama Michels.

LONDRINA

2025



[4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/)

Esta licença permite remixe, adaptação e criação a partir do trabalho, para fins não comerciais, desde que sejam atribuídos créditos ao(s) autor(es). Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.

JOEY KENNEDY DOS SANTOS QUEIROZ

**ANÁLISE TÉRMICA DE UM TROCADOR DE CALOR DO TIPO CASCO E TUBO
EM UM PROCESSO DE RECUPERAÇÃO DE ENERGIA**

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação
apresentado como requisito para obtenção do título
de Bacharel em Engenharia Mecânica da
Universidade Tecnológica Federal do Paraná
(UTFPR).

Data de aprovação: 10/Junho/2025

Rafael Sene de Lima
Doutorado em Engenharia Mecânica
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Ismael de Marchi Neto
Doutorado em Engenharia Mecânica
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Ricardo de Vasconcelos Salvo
Doutorado em Engenharia Mecânica
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

LONDRINA

2025

AGRADECIMENTOS

Os parágrafos que se seguem tentam expressar a imensa gratidão que sinto por todos que serão mencionados. No entanto, a distância entre estas palavras e a realidade é tão grande quanto o cansaço e o esgotamento que experimentei durante este processo.

Primeiramente, agradeço ao meu orientador, Prof. Dr. Rafael Sene de Lima, por todo o apoio, encorajamento e valiosos conselhos. Sua orientação foi crucial para o desenvolvimento deste trabalho e sua capacidade de aliviar parte do peso desse processo foi inestimável. Agradeço também ao meu coorientador, Prof. Dr. Roger Nabeyama Michels, não apenas pelo apoio acadêmico, mas também pelo incentivo à prática de um novo esporte, algo que acredito ter sido fundamental para a minha saúde e bem-estar durante este período.

Agradeço também aos professores membros da minha banca, Prof. Dr. Ismael de Marchi Neto e Prof. Dr. Ricardo de Vasconcelos Salvo, não apenas pelo suporte e dedicação durante todo o processo, mas também pelos valiosos ensinamentos e pela amizade estabelecida no início da minha jornada como engenheiro.

Gostaria de expressar minha profunda gratidão aos meus amigos que me apoiaram durante toda a minha trajetória como engenheiro. Em especial, agradeço a Gabriel Kenzo e Henry Yuri, que estiveram ao meu lado desde o início desta jornada. Agradeço também a Mayra, Fabiane, Karen, Matheus, Victor, Vinícius Grund, Vinícius Henrique e Lucas, cujo apoio e amizade foram essenciais para que eu superasse os desafios encontrados ao longo deste percurso.

Aos meus pais, minha irmã e meus avós, ofereço um agradecimento especial. Independentemente da situação e do meu humor variável, vocês sempre estiveram ao meu lado, proporcionando apoio afetivo e financeiro, e me encorajando a sair da minha zona de conforto. Seu amor e dedicação foram fundamentais para que eu pudesse alcançar esta conquista.

Por fim, estendo meus agradecimentos a todos os professores e colegas que contribuíram direta ou indiretamente para a realização deste trabalho. Cada um de vocês deixou uma marca importante na minha formação e no sucesso deste projeto.

RESUMO

Este trabalho tem como foco a modelagem de um trocador de calor do tipo casco e tubo aplicado à recuperação de energia térmica em sistemas de geração elétrica movidos a biogás. Para contextualizar, são apresentados brevemente os principais marcos da geração de energia, com destaque para o crescimento do biogás como fonte renovável no Brasil, impulsionado por seus benefícios ambientais, econômicos e energéticos. A pesquisa se concentra na recuperação do calor presente nos gases de escape dos motogeradores, buscando melhorar a eficiência global do sistema. Para isso, foi utilizado o método Bell-Delaware na modelagem térmica e fluidodinâmica do trocador de calor, com o objetivo de garantir um bom desempenho aliado à viabilidade técnica e econômica. Por fim, o estudo compara sucintamente os resultados obtidos com situações reais, reforçando a importância de sempre considerar dados práticos e referências concretas ao aplicar qualquer metodologia de cálculo.

Palavras-chave: biogás; gases de escape; trocador de calor; método Bell-Delaware.

ABSTRACT

This work focuses on the modeling of a shell-and-tube heat exchanger applied to thermal energy recovery in electricity generation systems powered by biogas. To provide context, the main milestones in energy generation are briefly presented, highlighting the growth of biogas as a renewable source in Brazil, driven by its environmental, economic, and energy-related benefits. The research concentrates on recovering heat from the exhaust gases of generator sets, aiming to improve the overall efficiency of the system. For this purpose, the Bell-Delaware method was used in the thermal and fluid dynamic modeling of the heat exchanger, with the goal of ensuring good performance while maintaining technical and economic feasibility. Finally, the study briefly compares the results obtained with real-world situations, emphasizing the importance of always considering practical data and concrete references when applying any calculation methodology.

Keywords: biogas; exhaust gases; heat exchanger; Bell-Delaware method.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Gerador a biogás.....	12
Figura 2 - Isométrica em corte de trocador de calor tipo casco e tubo.....	13
Figura 3 - Representação do sistema de arrefecimento de motor automotivo.....	17
Figura 4 - Trocador de calor tipo duplo tubo.....	17
Figura 5 - Trocador de calor tipo placas.....	18
Figura 6 - Trocador de calor tipo casco e tubo.....	19
Figura 7 - Composição trocador de calor tipo casco e tubo.....	20
Figura 8 - Geometrias base de trocadores de calor casco e tubo.....	21
Figura 9 - Layout de posicionamento de tubos no interior de trocador casco e tubo...	22
Figura 10 - Diferentes modelos de chicanas.....	23
Figura 11 - Simplificação do sistema existente.....	27
Figura 12 - Modelo 3D do trocador considerado inicialmente.....	32
Figura 13 - Arranjo de tubos.....	36
Figura 14 - Corte do defletor.....	37
Figura 15 - Espaçamento de defletores.....	38
Figura 16 - Tiras de selagem.....	38
Figura 17 - Folga casco feixe e diâmetros característicos.....	40
Figura 18 - Ângulos de intersecção.....	43
Figura 19 - Região da queda de pressão em fluxo cruzado.....	50
Figura 20 - Região da queda de pressão nas janelas dos defletores.....	51
Figura 21 - Região da queda de pressão nas seções de entrada e saída.....	52
Figura 22 - Região da queda de pressão nos bocais de entrada e saída.....	52
Figura 23 - Comparação geométrica entre os 3 modelos de trocadores estudados.....	58
Fotografia 1 - Teste do sistema de troca térmica.....	28

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Propriedades termofísicas dos gases de escape em 300°C.....	30
Tabela 2 - Propriedades termofísicas da água em 50°C.....	30
Tabela 3 - Parâmetros geométricos iniciais do trocador de calor.....	31
Tabela 4 - Seleção de geometria base do casco e tubo.....	41
Tabela 5 - Constantes adimensionais para cálculo de transferência de calor e perda de carga.....	49
Tabela 6 - Comparação de parâmetros geométricos e físicos iniciais e finais do trocador de calor.....	55
Tabela 7 - Comparação entre as perdas de carga e a capacidade dos sistemas de bombeamento.....	56
Tabela 8 - Comparação entre os parâmetros geométricos estimados inicialmente e os considerados ao final.....	57

LISTA DE SÍMBOLOS

H_2O - Água

H_{ibocal} - Altura sobre o feixe de entrada (m)

SM - Área de fluxo cruzado na linha central ou próxima dela numa seção reta do fluxo dentro de um espaço entre defletores (m^2)

S_ω - Área de fluxo na janela do defletor (m^2)

$A_{t,p}$ - Área de passagem dos gases (m^2)

A_o - Área de transferência de calor externa (m^2)

A_i - Área de transferência de calor interna inicial (m^2)

S_{ed} - Área de vazamento entre casco e defletor (m^2)

S_{td} - Área de vazamento entre tubo e defletor (m^2)

A_{bocal} - Área do bocal de entrada (m^2)

A_{escape} - Área do bocal de saída (m^2)

$S_{\omega g}$ - Área ocupada pelos tubos (m^2)

$S_{\omega t}$ - Área total da janela (m^2)

θ_{ds} - Ângulo formado pela intersecção do corte da janela do defletor com a parede interna do casco

θ_{ctl} - Ângulo formado pela intersecção do corte da janela do defletor com o diâmetro formado pelo centro dos tubos mais externos

C_p - Calor específico ($J/kg \cdot k$)

Q - Carga térmica (W)

h_{ideal} - Coeficiente de transferência de calor ideal no casco ($W/m^2 \cdot k$)

h_o - Coeficiente de transferência de calor real do casco ($W/m^2 \cdot k$)

h_i - Coeficiente de transferência de calor tubos ($W/m^2 \cdot k$)

$U_{o,f}$ - Coeficiente global de transferência de calor ($W/m^2 \cdot k$)

L - Comprimento dos tubos (m)

L_t - Comprimento trocador (m)

L_s - Comprimento máximo dos tubos sem apoio (m)

k_ω - Condutividade térmica tubo ($W/m \cdot k$)

ρ - Densidade (kg/m^3)

D_{ibocal} - Diâmetro interno do bocal (m)

D_{otl} - Diâmetro do feixe de tubos (m)

D_{ctl} - Diâmetro formado pelo centro de tubos mais externos (m)
 D_s - Diâmetro interno do casco (m)
 D_{ti} - Diâmetro interno dos tubos (m)
 D_{te} - Diâmetro externo dos tubos (m)
 ΔT_{ml} - Diferença de temperatura média logarítmica (K)
 CO_2 - Dióxido de carbono
 P - Distância entre centro de tubos (m)
 J_r - Efeito do gradiente de temperatura adverso no fluxo laminar
 L_s - Espaçamento entre defletores (m)
 L_{si} - Espaçamento terminal de defletor de entrada (m)
 L_{so} - Espaçamento terminal de defletor de saída (m)
 f - Fator de atrito
 J_c - Fator de configuração de defletor
 R_s - Fator de correção para o espaçamento entre defletores diferentes na entrada e/ou saída para a perda de carga
 J_s - Fator de correção para o espaçamento entre defletores diferentes na entrada e/ou saída para a transferência de calor
 R_b - Fator de correção para os efeitos de by-pass no feixe de tubos na perda de carga
 J_b - Fator de correção para os efeitos de by-pass no feixe de tubos na transferência de calor
 R_l - Fator de correção para os efeitos de vazamento no defletor na perda de carga
 J_l - Fator de correção para os efeitos de vazamento no defletor na transferência de calor
 J_{total} - Fator de correção total para a transferência de calor
 F_{bp} - Fração da área da seção do fluxo disponível ao fluxo de bypass
 F_c - Fração total de tubos numa seção de fluxo cruzado puro
 m - Fluxo cruzado mássico máximo casco (kg/s)
 m_ω - Fluxo mássico (kg/s)
 L_{ed} - Folga entre casco e defletor (m)
 L_{cf} - Folga entre casco e feixe de tubos (m)
 L_{td} - Folga entre tubo e defletor (m)
 F_{bp} - Fração da área da seção do fluxo disponível ao fluxo de bypass
 F_ω - Fração de tubos na janela do defletor
 F_c - Fração total de tubos numa seção de fluxo cruzado puro
 N_2 - Gás nitrogênio
 N_c - Número de fileiras de tubos entre dois cortes do defletor

$N_{c\omega}$ - Número de fileiras reais de fluxo cruzado em cada janela do defletor
 N_{ss} - Número de tiras de selagem
 Nu - Número de Nusselt
 N_p - Número de passes nos tubos
 Pr - Número de Prandtl
 Re - Número de Reynolds
 $N_{t\omega}$ - Número de tubos na janela do defletor
 N_{tt} - Número total de tubos
 P_p - Passo tubular paralelo (m)
 ΔP_r - Perda de carga devido a curvatura dos tubos (Pa)
 ΔP_{ideal} - Perda de carga ideal no casco (Pa)
 ΔP_ω - Perda de carga nas janelas dos defletores do trocador (Pa)
 ΔP_e - Perda de carga nas seções de entrada e saída do trocador (Pa)
 ΔP_c - Perda de carga no fluxo cruzado puro no casco (Pa)
 ΔP_{bocais} - Perda de carga nos bocais de entrada e saída no casco (Pa)
 ΔP_t - Perda de carga nos tubos (Pa)
 ΔP_{casco} - Perda de carga total no casco (Pa)
 ΔP_{total} - Perda de carga total nos tubos (Pa)
 B_c - Porcentagem de corte do defletor
 NB - Quantidade de defletores
 R_{lm} - Quociente entre as áreas de fuga e a área de fluxo cruzado puro
 r_{te} - Raio externo do tubo (m)
 r_{ti} - Raio interno do tubo (m)
 R_s - Razão entre a área de fuga casco-defletor e a soma das áreas de fuga
 $R_{f,i}$ - Resistência de incrustação dentro do tubo ($m^2 \cdot K/W$)
 T_{c1} - Temperatura de entrada da água (K)
 T_{h1} - Temperatura de entrada do gás (K)
 T_{c2} - Temperatura de saída da água (K)
 T_{h2} - Temperatura de saída do gás (K)
 \dot{m} - Vazão mássica (kg/s)
 u_m - Velocidade de deslocamento dos gases (m/s)
 V_{bocal} - Velocidade de fluxo no bocal (m/s)
 μ - Viscosidade (Pa/s)

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	12
2	OBJETIVOS.....	14
3	JUSTIFICATIVA.....	15
4	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	16
4.1	Trocador de calor do tipo casco e tubo.....	19
4.2	Método Bell-Delaware para dimensionamento de trocador de calor..	24
5	METODOLOGIA.....	26
5.1	Sistema existente.....	26
5.2	Equacionamento.....	28
5.2.1	Definição dos parâmetros de entrada.....	28
<u>5.2.1.1</u>	<u>Dados iniciais da combustão do metano.....</u>	<u>29</u>
<u>5.2.1.2</u>	<u>Dados iniciais da água.....</u>	<u>30</u>
<u>5.2.1.3</u>	<u>Dados iniciais do trocador de calor.....</u>	<u>30</u>
5.2.2	Cálculos térmicos.....	32
<u>5.2.2.1</u>	<u>Coeficientes de transferência de calor e perda de carga nos tubos.....</u>	<u>33</u>
<u>5.2.2.2</u>	<u>Coeficientes de transferência de calor e perda de carga no casco.....</u>	<u>35</u>
5.2.2.2.1	<i>Parâmetros de entrada.....</i>	35
5.2.2.2.2	<i>Cálculos auxiliares.....</i>	41
5.2.2.2.3	<i>Regimes de escoamento para o lado do casco.....</i>	44
5.2.2.2.4	<i>Fatores de correção para transferência de calor e perda de carga relacionados ao bypass e vazamento.....</i>	45
5.2.2.2.5	<i>Coeficientes de Transferência de Calor e Perda de Carga Ideais.....</i>	48
5.2.2.2.6	<i>Coeficientes de Transferência de Calor Real.....</i>	50
5.2.2.2.7	<i>Perda de Carga Real.....</i>	50
6	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	54
6.1	Resultados obtidos.....	54
6.2	Análise dos resultados.....	55
7	CONCLUSÃO.....	59
	REFERÊNCIAS.....	60

1 INTRODUÇÃO

A história da geração de energia acompanha a humanidade desde seus primórdios, evoluindo constantemente com o passar dos séculos. No início, recursos naturais como a força da água e do vento foram aproveitados de forma relativamente simples, por meio de rodas d'água e moinhos. Com o avanço da Revolução Industrial, surgiu a geração de energia elétrica, inicialmente baseada no uso de combustíveis fósseis, e que, com o tempo, passou a incorporar também fontes renováveis.

Hoje, com a crescente demanda por soluções sustentáveis, os geradores a biogás, como o ilustrado na Figura 1, surgem como uma alternativa viável. Esses sistemas transformam resíduos orgânicos em uma fonte de energia limpa e descentralizada, contribuindo tanto para a redução de impactos ambientais quanto para o aproveitamento de materiais que antes seriam descartados.

De acordo com a ASEMG (2021), o Brasil tem um potencial relevante na produção de energia elétrica a partir do biogás, principalmente por ser um dos maiores produtores mundiais de suínos e leite. Esse cenário oferece uma oportunidade de transformar passivos ambientais em ativos energéticos.

Figura 1 - Gerador a biogás.



Fonte: França Junior (2008).

Como forma de aumentar a eficiência desses sistemas, é fundamental evitar desperdícios de energia, principalmente nos gases de escape, que ainda carregam uma quantidade significativa de calor. Esse calor pode ser reaproveitado por meio da

troca térmica, que é uma das formas mais simples e diretas de recuperação de energia.

Bergman e Lavine (2014) destacam que a troca de calor entre fluidos com temperaturas diferentes, separadas por uma superfície sólida, é uma prática comum em engenharia. O equipamento responsável por isso é o trocador de calor, essencial para melhorar a eficiência de sistemas térmicos e reduzir seus custos operacionais. Eles são amplamente usados em indústrias como refinarias, usinas térmicas e na indústria química.

Entre os diversos modelos, o trocador de calor do tipo casco e tubo é um dos mais utilizados. Ele consiste basicamente em um casco cilíndrico contendo diversos tubos internos, como mostra a Figura 2. Essa configuração é bastante versátil e atende a diversas aplicações industriais.

Figura 2 - Isométrica em corte de trocador de calor tipo casco e tubo.



Fonte: Kakaç, Liu e Pramuanjaroenkij (2012).

No caso dos geradores a biogás, esse tipo de trocador tem um papel importante: ele permite recuperar o calor presente nos gases de escape. Essa energia térmica pode ser reaproveitada para aquecer água, gerar vapor ou mesmo manter aquecido o substrato no interior do biodigestor, favorecendo o processo de digestão anaeróbica e aumentando a produção de biogás. Como destacam Tavares et al. (2016), “Tanto a temperatura do ar como a temperatura interna do biodigestor possuem correlação positiva alta em relação à produção de biogás”.

Dessa forma, este trabalho tem como objetivo trazer contribuições que possam ajudar na melhoria de sistemas de troca térmica aplicados em gás de escape e no avanço de soluções cada vez mais eficientes na engenharia térmica.

2 OBJETIVOS

O objetivo central deste trabalho é modelar um trocador de calor utilizado no sistema de aproveitamento de energia térmica a partir da transferência de calor entre os gases de escape de um motogerador a biogás e a água utilizada em um processo industrial.

Para alcançar esse objetivo geral, foram definidos os seguintes objetivos específicos:

- I. Caracterizar as propriedades físicas e termodinâmicas dos gases de escape e da água de processo, levando em conta as condições reais de operação;
- II. Selecionar e aplicar um método adequado para o dimensionamento de um trocador de calor do tipo casco e tubo, de forma a atender às exigências térmicas e operacionais do sistema;
- III. Investigar os fatores de correção aplicáveis ao lado do casco, utilizando o método Bell-Delaware, considerando os efeitos de bypass, vazamentos e o arranjo dos defletores sobre o desempenho do equipamento;
- IV. Analisar os principais parâmetros físicos do trocador de calor, com base nas condições de entrada e saída dos dois fluidos;
- V. Verificar os resultados obtidos por meio da comparação com dados disponíveis na literatura, avaliando a coerência e a aplicabilidade prática das soluções propostas.

3 JUSTIFICATIVA

No contexto da geração de energia elétrica por motogeradores, a recuperação de calor surge como uma etapa fundamental para aumentar a eficiência do sistema. A busca por soluções mais sustentáveis e economicamente viáveis passa, necessariamente, pelo melhor aproveitamento dos recursos disponíveis. Nesse sentido, a captação do calor residual presente nos gases de escape, por meio de trocadores de calor, permite ganhos expressivos de desempenho. Essa energia recuperada pode ser utilizada tanto para o aquecimento de água quanto para auxiliar no processo de biodigestão, contribuindo para acelerar as reações e melhorar o rendimento do sistema. Além de reduzir os custos operacionais, essa estratégia também colabora com a diminuição dos impactos ambientais, ao tornar o processo de geração de energia mais eficiente e alinhado com princípios de sustentabilidade.

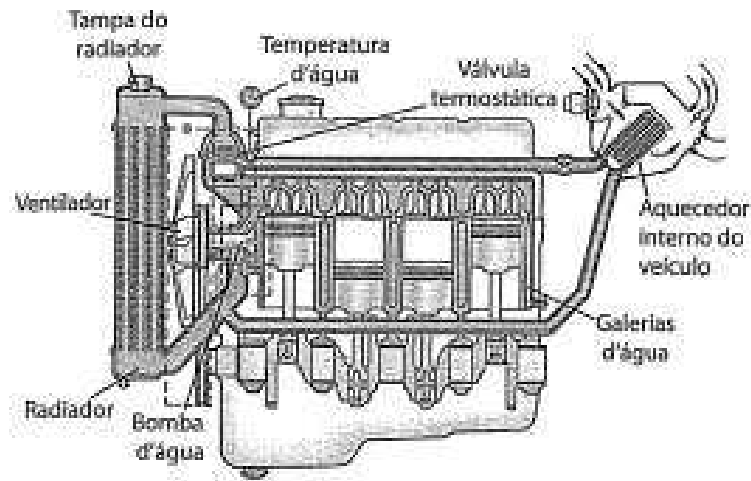
4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Segundo Çengel e Boles (2013), trocador de calor é um dispositivo de troca térmica entre dois fluidos em movimento, onde não ocorre a mistura entre eles, podendo ser separado em duas categorias, os trocadores de contato direto, onde existe a troca a partir do contato direto entre os fluidos, e os de contato indireto, onde existe um meio pelo qual essa energia é transmitida, sendo esse segundo o tipo mais comum de equipamento. Segundo Kakaç, Liu e Pramuanjaroenkij (2012) existem diversos modelos de trocadores de calor, sendo os 4 principais modelos todos de contato indireto, são os seguintes:

- Trocador de calor do tipo compacto;
- Trocador de calor de duplo tubo;
- Trocador de calor do tipo placa;
- Trocador de calor de casco e tubo.

Os trocadores de calor compactos são utilizados em aplicações onde o espaço é limitado. Segundo Kakaç, Liu e Pramuanjaroenkij (2012), esses trocadores são caracterizados por uma alta densidade de área de superfície em relação ao seu volume, sendo limitada a $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$, alcançada através de diferentes configurações, como placas, tubos com aletas e feixes de tubos com diâmetros reduzidos. Eles são amplamente utilizados em uma variedade de indústrias, incluindo energia, química, alimentos, automotiva e aeroespacial. Sua eficiência e versatilidade tornam esses trocadores essenciais para otimizar processos industriais e melhorar o desempenho de sistemas de refrigeração e aquecimento. O exemplo mais característico deste tipo de equipamento é o radiador automotivo, que pode ser visualizado na Figura 3, possuindo a principal função de arrefecer o motor.

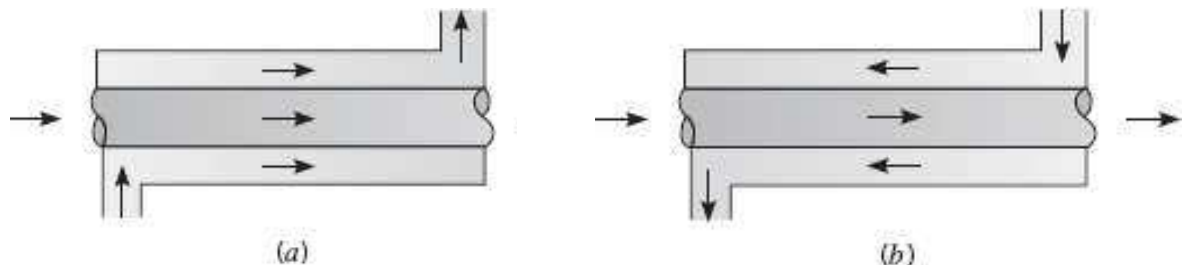
Figura 3 - Representação do sistema de arrefecimento de motor automotivo.



Fonte: Brunetti (2012).

Como assegurado por Çengel, Boles (2013), os trocadores de calor de duplo tubo são a forma mais simples de construção de trocadores de calor, compostos por dois tubos concêntricos, um dentro do outro. Um fluido circula no interior do tubo interno, enquanto o outro fluido circula no espaço anular entre os dois tubos. Dependendo da disposição dos fluidos, os trocadores de calor de duplo tubo podem ser em contracorrente, onde os fluidos circulam em direções opostas, Figura 4 (b), ou em corrente paralela, onde os fluidos circulam na mesma direção, Figura 4 (a). Esse tipo de trocador é amplamente utilizado em aplicações industriais devido à sua simples geometria.

Figura 4 - Trocador de calor tipo duplo tubo.

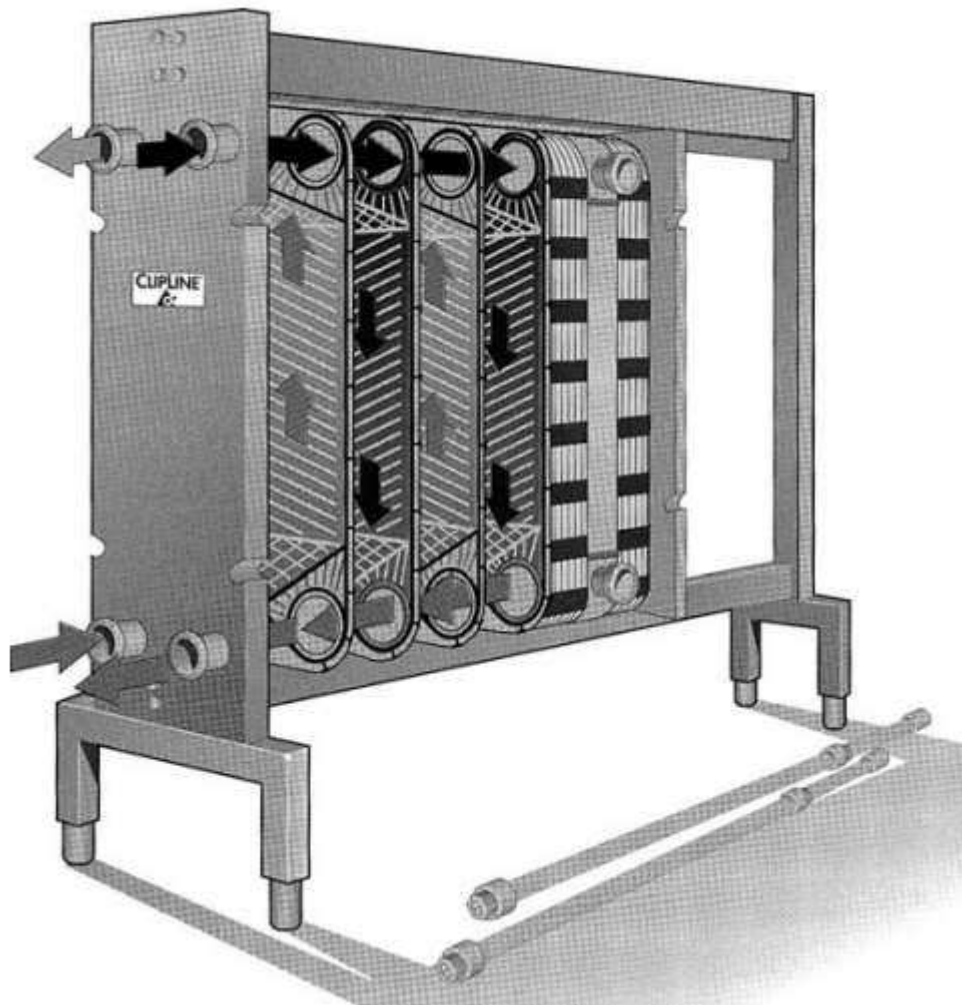


Fonte: Bergman e Lavine (2014).

Partindo das análises de Gut (2003), pode-se entender que, os trocadores de calor de placas consistem em uma série de placas finas e corrugadas, dispostas alternadamente com espaçadores para criar canais por onde os fluidos circulam.

Esse design aumenta a área de superfície disponível para a transferência de calor, resultando em uma eficiente troca térmica. São amplamente utilizados em aplicações que exigem alta eficiência térmica, um exemplo de funcionamento do equipamento pode ser visualizado na Figura 5, onde os fluidos de diferentes temperaturas são representados por setas de diferentes tonalidades.

Figura 5 - Trocador de calor tipo placas.

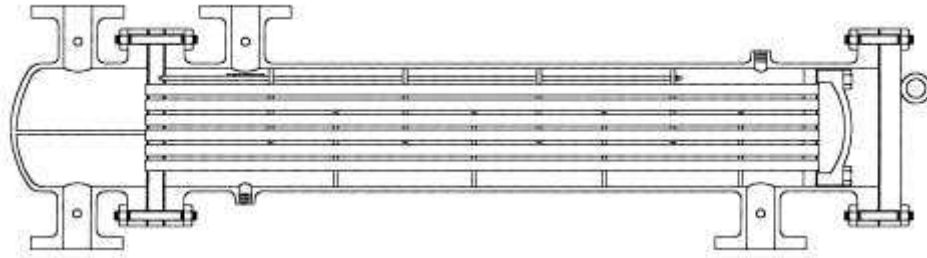


Fonte: Kakaç, Liu e Pramuanjaroenkij (2012).

Assim como apontado por Bergman e Lavine (2014), os trocadores de calor casco e tubo consistem em um invólucro cilíndrico (casco) que contém uma série de tubos internos, conforme ilustração da Figura 6. Um fluido circula pelos tubos internos, enquanto o outro preenche o espaço entre os tubos, circulando pelo casco. Esse tipo de trocador é versátil e pode lidar com uma ampla gama de pressões,

temperaturas e tipos de fluidos, tornando-o adequado para uma variedade de aplicações industriais, incluindo aquecimento, resfriamento e recuperação de calor.

Figura 6 - Trocador de calor tipo casco e tubo.



Fonte: Kakaç, Liu e Pramuanjaroenkij (2012).

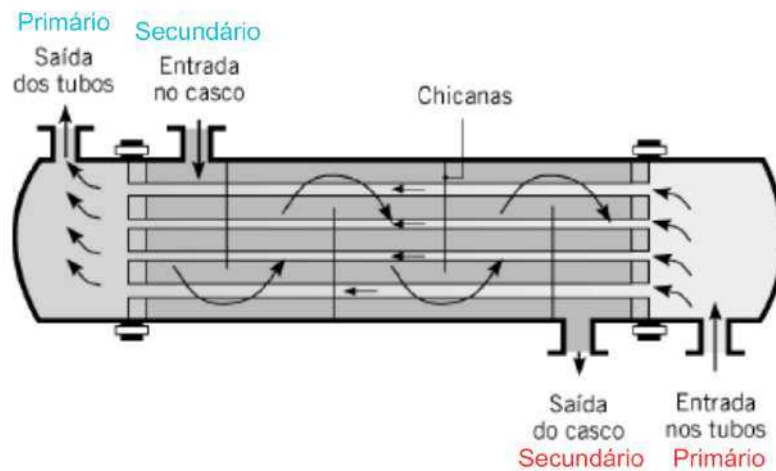
Cada tipo de trocador de calor tem suas próprias características e aplicações específicas, sendo crucial selecionar o tipo adequado para atender às necessidades do processo industrial em questão.

4.1 Trocador de calor do tipo casco e tubo

Kakaç, Liu e Pramuanjaroenkij (2012) asseguram que, trocadores de calor do tipo casco e tubo representam uma das configurações mais comuns e eficientes dentre os sistemas de troca térmica na indústria, podendo ser utilizados em indústrias dos mais diversos ramos, desde condensadores em usinas nucleares a sistemas de ar condicionado.

No funcionamento deste tipo de trocador, um dos fluidos, conhecido como fluido primário, circula através dos tubos, enquanto o outro fluido, chamado de fluido secundário, flui ao redor dos tubos, preenchendo o espaço entre eles e o invólucro cilíndrico. Essa configuração permite que os fluidos troquem calor através das paredes dos tubos, mesmo que, em grande parte das vezes, a seleção do posicionamento dos fluidos seja mais impactada pela facilidade de manutenção do que pela própria eficiência térmica, a Figura 7 representa o equipamento em funcionamento.

Figura 7 - Composição trocador de calor tipo casco e tubo.



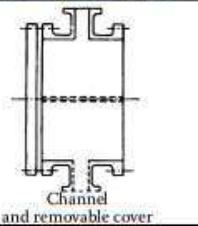
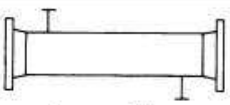
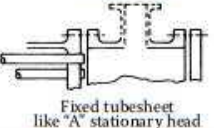
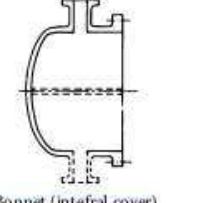
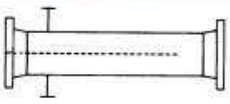
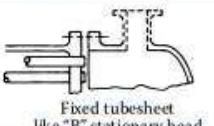
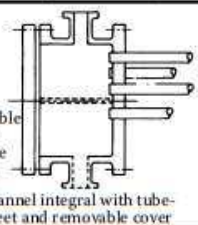
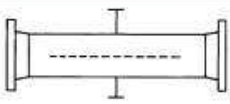
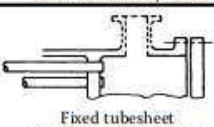
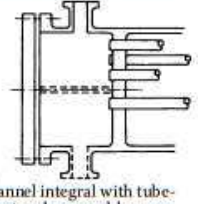
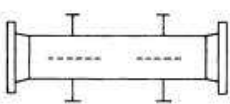
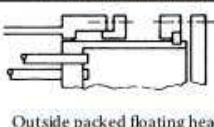
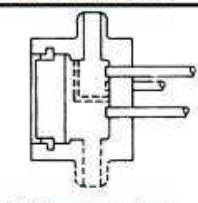
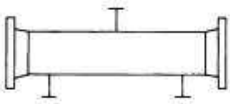

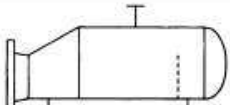
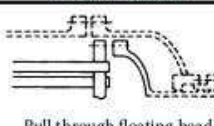
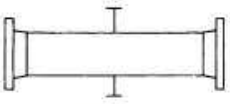

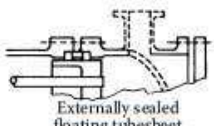
Fonte: Adaptado de Bergman e Lavine (2017).

Ao planejar a concepção de um trocador de calor desse tipo ou ao realizar cálculos para um trocador existente, é crucial compreender as geometrias básicas que esses equipamentos seguem. A Figura 8 ilustra todas essas geometrias fundamentais: a primeira coluna representa as câmaras de entrada e saída, a segunda a câmara central, e a terceira as conexões de entrada e saída do equipamento.

Conforme observado por Kakaç, Liu e Pramuanjaroenkij (2012), a geometria de câmara central mais comum é a do tipo E. Nesse arranjo, o fluido entra por uma extremidade, percorre o corpo do equipamento uma vez e sai pela outra extremidade. Essa simplicidade de design torna o modelo E popular, mas sua eficácia é relativamente baixa devido à falta de curvas e retornos.

Outro modelo amplamente utilizado é o tipo F, no qual o fluido entra por um lado, atravessa todo o caminho até o lado oposto e depois retorna ao ponto inicial para sair do equipamento. Embora o modelo F seja consideravelmente mais eficiente que o modelo E, sua construção e planejamento são mais complexos.

Figura 8 - Geometrias base de trocadores de calor casco e tubo.

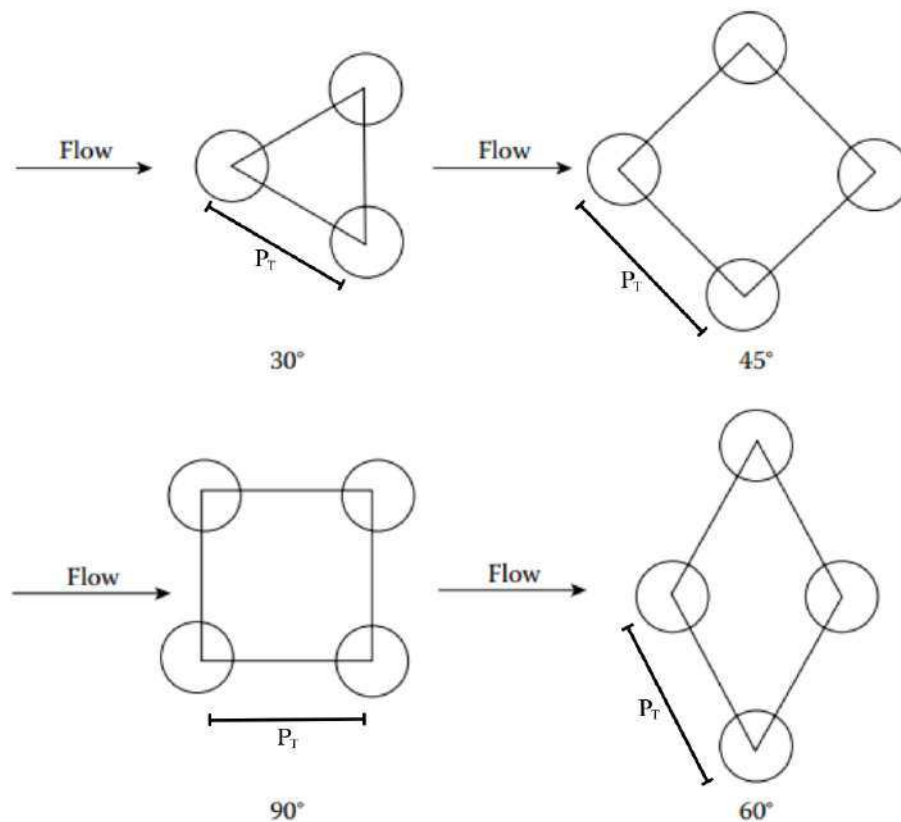
	Front end stationary head types		Shell types		Rear end head types
A	 Channel and removable cover	E	 One pass shell	L	 Fixed tubesheet like "A" stationary head
B	 Bonnet (integral cover)	F	 Two pass shell with longitudinal baffle	M	 Fixed tubesheet like "B" stationary head
C	 Removable tube bundle only Channel integral with tube-sheet and removable cover	G	 Split flow	N	 Fixed tubesheet like "N" stationary head
N	 Channel integral with tube-sheet and removable cover	H	 Double split flow	P	 Outside packed floating head
D	 Special high pressure closure	J	 Divided flow	S	 Floating head with backing device
		K	 Kettle type reboiler	T	 Pull through floating head
		X	 Cross flow	U	 U-tube bundle
				W	 Externally sealed floating tubesheet

Fonte: Kakaç, Liu e Pramuanjaroenkij (2012).

Após a definição da geometria base do equipamento, é importante a definição do posicionamento da tubulação dentro do equipamento, a Figura 9 representa os principais layouts de posicionamentos dos tubos, sendo definidos a partir de sua angulação, segundo Kakaç, Liu e Pramuanjaroenkij (2012), o posicionamento mais comum é o de 30°, possuindo a possibilidade de uma maior densidade de tubos dentro de um mesmo espaço, geralmente acarretando em uma maior troca térmica, mas por diversos fatores, outros layouts podem ser escolhidos, como por exemplo, no caso da necessidade de limpeza externa dos tubos, o layout quadrado, de 90° seria a indicação mais correta, outro ponto interessante a se analisar, é o

espaçamento entre os tubos, o P_T , é importante que esse espaçamento respeite uma razão de 1,5 a 1,25 com o diâmetro dos tubos utilizados, pois, assim, possibilitará uma troca térmica eficiente e o cálculo da quantidade de tubos se torna mais simples, já estando todo catalogado, dependendo principalmente do diâmetro do casco, da layout dos tubos, do diâmetro dos tubos, do P_T e da quantidade de passos dentro do casco.

Figura 9 - Layout de posicionamento de tubos no interior de trocador casco e tubo.

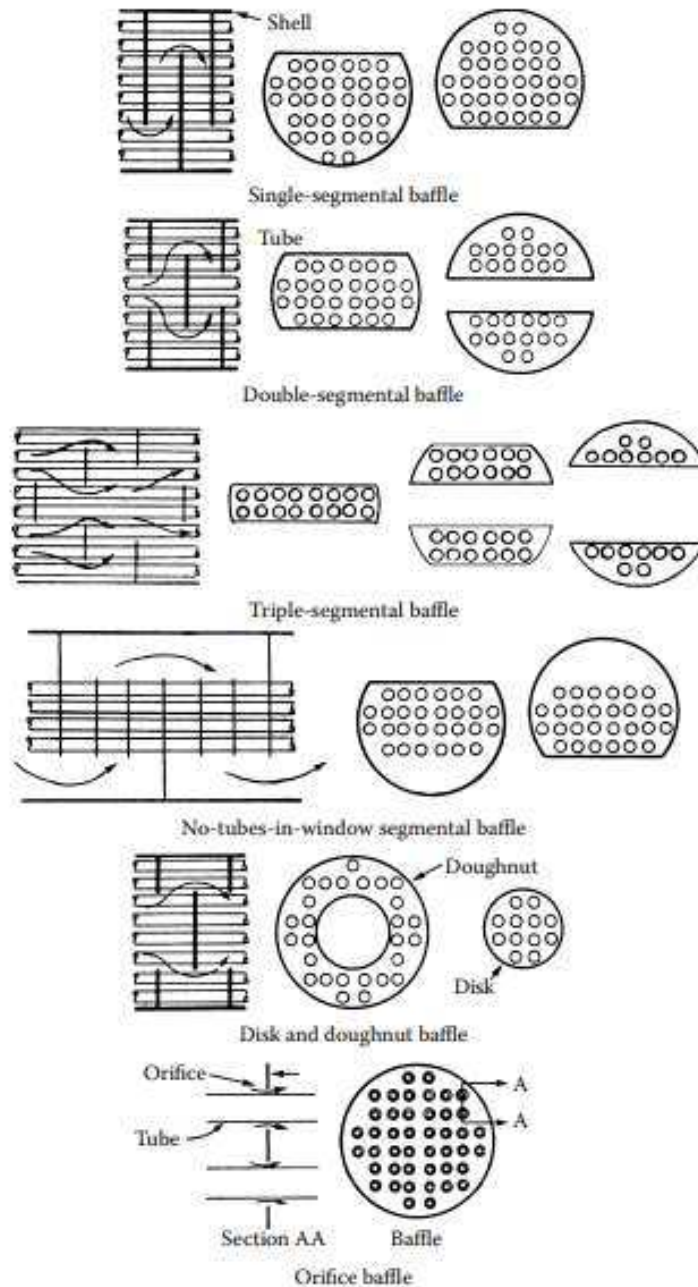


Fonte: Adaptado de Kakaç, Liu e Pramuanjaroenkij (2012).

Outra característica importante que pode ser incorporada aos trocadores de calor casco e tubo são as chicanas, também conhecidas como defletores. Estas são inserções projetadas dentro do casco para aumentar a turbulência do fluido secundário assim como aumentar a rigidez do sistema como um todo. Ao promover uma melhor mistura dos fluidos e aumentar a eficiência da transferência de calor, as chicanas contribuem para aprimorar o desempenho do trocador. E assim como os tubos, as chicanas também possuem alguns modelos bases que provocam a

turbulência e aumentam a rigidez de formas diversas, a Figura 10 representa uma grande variedade de modelos de defletores.

Figura 10 - Diferentes modelos de chicanas.



Fonte: Çengel e Boles (2013).

Assim como evidenciado por Çengel e Boles (2013), diversos aspectos construtivos impactam significativamente o desempenho de um trocador de calor, incluindo o design das chicanas, o arranjo dos tubos e a seleção dos materiais. No

entanto, para uma escolha criteriosa dessas características, é essencial realizar uma coleta abrangente de dados e estimativas preliminares.

Essa coleta de dados abrange uma variedade de aspectos, desde as propriedades físicas e químicas dos fluidos envolvidos, como composição e temperatura de entrada e saída, até considerações sobre o ambiente em que o equipamento será instalado, como o espaço disponível para instalação e a temperatura média local. Além disso, outros fatores devem ser adequadamente coletados ou estimados.

Somente após essa fase de coleta de dados e análises preliminares, é possível iniciar os cálculos necessários para o dimensionamento e a seleção apropriada do trocador de calor.

4.2 Método Bell-Delaware para dimensionamento de trocador de calor

O método de Bell-Delaware é amplamente utilizado para o cálculo de trocadores de calor casco e tubos, sendo reconhecido por sua precisão e confiabilidade na predição do desempenho térmico e da queda de pressão desses equipamentos. Desenvolvido por Kenneth Bell e colaboradores na década de 1960, esse método surgiu como uma melhoria significativa sobre os métodos empíricos e semi-empíricos que eram utilizados até então.

O método de Bell-Delaware é uma abordagem detalhada que leva em consideração uma série de fatores que afetam o desempenho de trocadores de calor casco e tubos. Kakaç, Liu e Pramuanjaroenkij (2012) assentam que, ele é especialmente eficaz na correção dos efeitos causados por vazamentos e bypass no lado do casco, que podem reduzir a eficiência térmica. O método envolve a utilização de fatores de correção que ajustam os coeficientes de transferência de calor e as quedas de pressão.

Primeiramente, calcula-se o desempenho térmico e a queda de pressão considerando o trocador de calor como se fosse ideal, ou seja, sem bypass, sem vazamentos e com uma distribuição de fluxo perfeita.

Em seguida, aplicam-se fatores de correção para ajustar esses valores ideais. Os principais fatores de correção incluem:

- Fator de Bypass do Casco: Ajusta o coeficiente de transferência de calor para compensar o fluxo de fluido que passa pelo feixe de tubos.

- Fator de Bypass do Tubo: Considera o efeito do fluido que passa sem entrar nos tubos, através de vazamentos.
- Fator de Correção de Cálculo de Área: Considera a redução efetiva da área de troca térmica devido a vazamentos e má distribuição de fluxo.
- Fator de Correção de Queda de Pressão: Ajusta a queda de pressão do lado do casco levando em conta as imperfeições reais do trocador de calor.

A precisão do método de Bell-Delaware é amplamente reconhecida na indústria. Comparado com outros métodos, ele fornece uma estimativa mais realista do desempenho de trocadores de calor, especialmente em configurações complexas onde os efeitos de bypass e vazamentos são significativos. Estudos comparativos mostram que as predições feitas pelo método de Bell-Delaware geralmente estão dentro de uma margem de erro aceitável quando comparadas com dados experimentais, o que o torna uma escolha preferida para engenheiros e projetistas de trocadores de calor.

Antes do desenvolvimento de métodos como o de Bell-Delaware, os cálculos de trocadores de calor eram baseados principalmente em abordagens empíricas. Esses métodos utilizavam dados experimentais para formular correlações simples, mas não capturavam com precisão os efeitos de bypass e vazamentos. Com o avanço da tecnologia e a necessidade de maior eficiência e precisão, surgiram métodos mais sofisticados.

5 METODOLOGIA

Para a execução deste trabalho, inicialmente será realizada a caracterização das propriedades termofísicas dos gases de escape do motogerador, bem como da água utilizada no processo. Essa etapa é fundamental para a correta determinação dos fenômenos de transferência de calor envolvidos no sistema. Com base nesses dados, será conduzida uma análise iterativa, permitindo o cálculo progressivo e refinado dos parâmetros dimensionais do trocador de calor.

Para a modelagem do lado do casco, será aplicado o método Bell-Delaware, já para o fluxo nos tubos, será empregado o método de Kern.

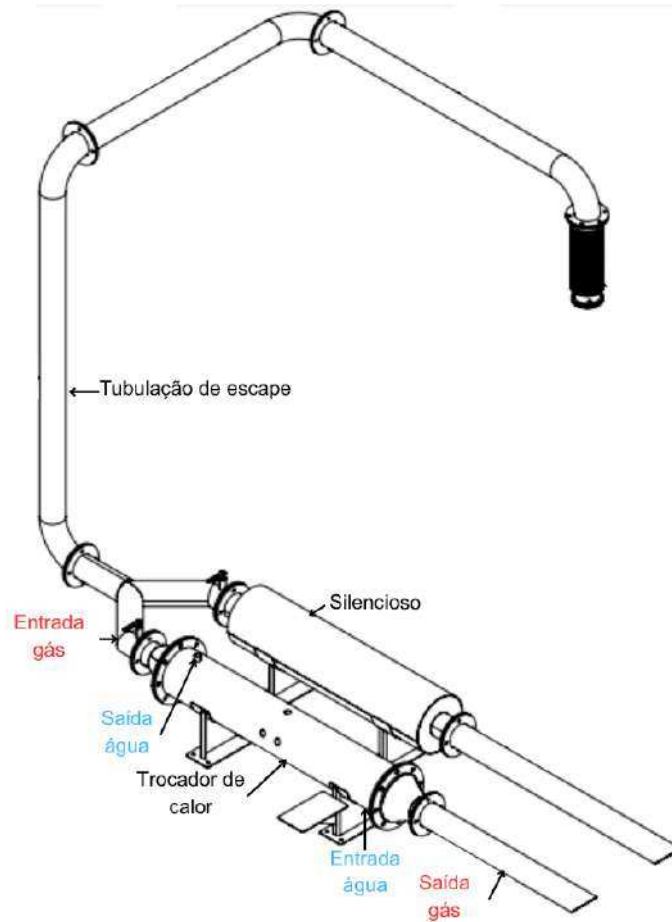
5.1 Sistema existente

O sistema de troca térmica analisado neste trabalho utiliza um trocador de calor do tipo casco e tubo acoplado ao sistema de escape de um motogerador. Esse arranjo tem como principal objetivo reaproveitar parte da energia térmica contida nos gases de escape, que normalmente seria desperdiçada.

Para isso, é utilizada uma válvula direcional em “Y”, que permite redirecionar os gases quentes para dois caminhos distintos: um leva ao trocador de calor e o outro a um silenciador convencional. Na prática, essa válvula atua como um desvio, possibilitando controlar o fluxo para onde for mais interessante naquele momento. Para esta análise, no entanto, será considerada apenas a vazão de gases que efetivamente entra no trocador de calor, pois é nela que ocorre a troca térmica de fato.

No interior do trocador, a água circula pelo lado do casco, enquanto os gases de escape fluem pelos tubos. Esse tipo de configuração é bastante utilizado em sistemas industriais justamente por permitir uma boa eficiência na recuperação de calor. A ideia é simples: usar o calor dos gases para aquecer a água, que depois pode ser reaproveitada em outros processos. A Figura 11 abaixo mostra uma representação simplificada desse sistema.

Figura 11 - Simplificação do sistema existente.



Fonte: Autoria própria (2024).

Durante os testes realizados no sistema atual, foi possível observar o funcionamento prático desse arranjo. No entanto, esses testes foram feitos de forma bastante informal, sem metodologia definida ou instrumentos adequados para medições precisas. A Fotografia 1 mostra um exemplo desses testes.

Fotografia 1 - Teste do sistema de troca térmica.



Fonte: Autoria própria (2024).

Apesar de servirem como ponto de partida para observar o comportamento geral do sistema, esses testes não fornecem dados confiáveis o suficiente para uma análise completa. Por isso, parte dos dados usados neste trabalho foi retirada desses experimentos, mas será tratada com cautela devido à falta de critérios técnicos durante a coleta.

5.2 Equacionamento

O objetivo é modelar a geometria necessária do trocador de calor para atender à vazão mássica de água na temperatura desejada, considerando os parâmetros de entrada definidos, bem como restrições geométricas com pontos fixos previamente estabelecidos.

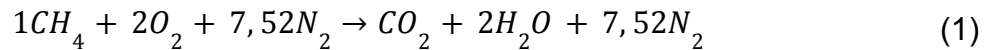
5.2.1 Definição dos parâmetros de entrada

O primeiro passo consiste na definição das características básicas dos fluidos presentes no sistema, bem como na descrição da geometria inicial do trocador de calor. É importante destacar que se trata de um processo iterativo, ou seja, as dimensões descritas nesta etapa não serão necessariamente as mesmas das finais,

sendo ajustadas ao longo das iterações. Além disso, ressalta-se que os cálculos adotados consideram a utilização de um motor a metano, modelo Cummins 6CTA8.3-G2, cujos dados foram obtidos diretamente do seu *datasheet*.

5.2.1.1 Dados iniciais da combustão do metano

Para determinar os parâmetros dos gases de escape provenientes da combustão do metano, é necessário realizar uma análise estequiométrica, que permite definir a composição dos produtos da combustão. A reação química que representa a combustão completa do metano pode ser expressa na Equação (1):



A partir dessa reação, as frações molares dos constituintes dos gases de escape são determinadas pelas seguintes relações:

$$xCO_2 = \frac{molCO_2}{molCO_2 + 2 \cdot molH_2O + 7,52 \cdot molN_2} \quad (2)$$

$$xH_2O = \frac{2 \cdot molH_2O}{molCO_2 + 2 \cdot molH_2O + 7,52 \cdot molN_2} \quad (3)$$

$$xN_2 = \frac{7,52 \cdot molN_2}{molCO_2 + 2 \cdot molH_2O + 7,52 \cdot molN_2} \quad (4)$$

Com as frações molares definidas, as propriedades termofísicas dos gases, como viscosidade, calor específico e condutividade térmica, podem ser estimadas utilizando a Equação (5):

$$y = yCO_2 \cdot xCO_2 + yH_2O \cdot xH_2O + yN_2 \cdot xN_2 \quad (5)$$

A Tabela 1 apresenta as propriedades termofísicas médias dos gases de escape, consideradas para uma temperatura de 300°C, que serão utilizadas como base para os cálculos subsequentes.

Tabela 1 - Propriedades termofísicas dos gases de escape em 300°C.

Propriedade	Valor
<i>Temperatura estimada de entrada (K)</i>	736,15
<i>Temperatura estimada de saída (K)</i>	383,15
<i>Vazão volumétrica (m³/s)</i>	0,66
<i>Massa específica (kg/m³)</i>	0,5875
<i>Viscosidade dinâmica (Pa · s)</i>	2,68x10 ⁻⁵
<i>Número de Prandtl</i>	0,7916
<i>Condutividade térmica (W/m · K)</i>	0,0427

Fonte: Autoria própria (2025).

5.2.1.2 Dados iniciais da água

As propriedades termofísicas da água foram consideradas a uma temperatura média de 50 °C, conforme as condições do trocador de calor. Esses dados, apresentados na Tabela 2, serão utilizados nos cálculos térmicos.

Tabela 2 - Propriedades termofísicas da água em 50°C.

Propriedade	Valor
<i>Temperatura estimada de entrada (K)</i>	298,15
<i>Temperatura de saída (K)</i>	338,15
<i>Vazão volumétrica (m³/s)</i>	8,3x10 ⁻⁴
<i>Massa específica (kg/m³)</i>	988,1
<i>Viscosidade dinâmica (Pa · s)</i>	5,47x10 ⁻⁴
<i>Número de Prandtl</i>	3,55
<i>Calor específico (J/kg · K)</i>	4181
<i>Condutividade térmica (W/m · K)</i>	0,644

Fonte: Autoria própria (2025).

5.2.1.3 Dados iniciais do trocador de calor

Além dos dados dos fluidos, foram definidos os parâmetros geométricos iniciais do trocador de calor, considerando ajustes realizados a partir do

equipamento existente, alinhados com orientações técnicas e normas aplicáveis, bem como as características dos materiais utilizados. Esses valores servem como referência inicial para o processo iterativo de dimensionamento e estão apresentados na Tabela 3.

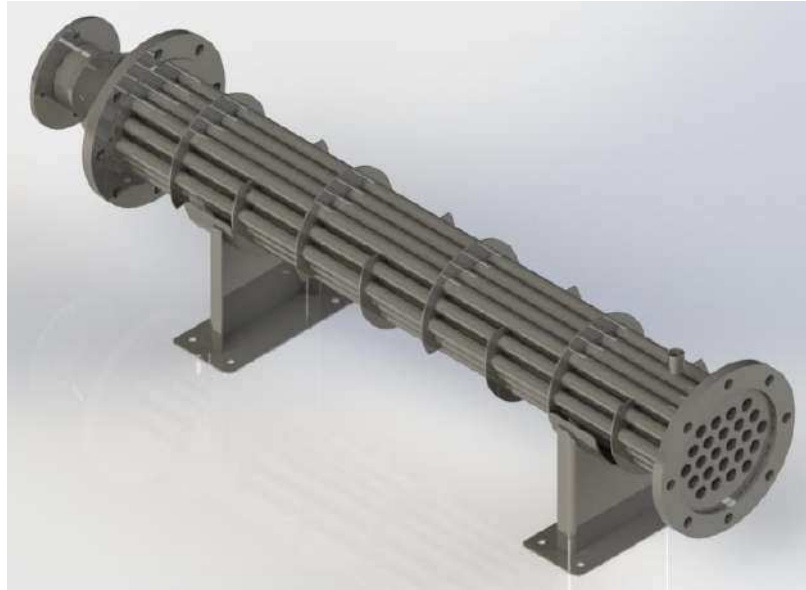
Tabela 3 - Parâmetros geométricos iniciais do trocador de calor.

Propriedade	Valor
<i>Diâmetro interno do casco (m)</i>	0,2032
<i>Diâmetro externo dos tubos (m)</i>	0,0254
<i>Espessura dos tubos (m)</i>	0,002
<i>Distância entre centro de tubos (m)</i>	0,0318
<i>Porcentagem de corte do defletor (%)</i>	25
<i>Comprimento dos tubos (m)</i>	1,19
<i>Quantidade defletores</i>	8
<i>Número de passes dos tubos</i>	1
<i>Número total de tubos</i>	21
<i>Rugosidade dos tubos (m)</i>	5×10^{-5}
<i>Material dos tubos</i>	Aço inox
<i>Arranjo</i>	30°
<i>Diâmetro interno bocal (m)</i>	0,0234

Fonte: Autoria própria (2025).

A partir dos valores considerados, foi realizada a modelagem 3D do trocador inicial, com o objetivo de visualizar e confirmar as dimensões adotadas. Com base nesse modelo, foi possível identificar, por contagem direta e respeitando o arranjo geométrico dos tubos, que a quantidade correta considerada pode ser de 24 tubos. A Figura 12 ilustra esse trocador modelado.

Figura 12 - Modelo 3D do trocador considerado inicialmente.



Fonte: Autoria própria (2025).

5.2.2 Cálculos térmicos

Para realizar os cálculos descritos a seguir, além de diversos outros relacionados aos parâmetros do sistema, foi utilizado um *software* de planilhas. Nele, todos os dados de entrada foram inseridos, e as equações necessárias foram estruturadas com base nesses valores.

Antes de partir para o equacionamento em si, é essencial definir qual será o parâmetro de controle ligado à geometria do trocador de calor. Neste trabalho, optou-se por usar o comprimento como variável principal, o que ajuda a organizar o processo necessário para o dimensionamento do sistema.

Compreendendo a relação entre a equação da área de troca térmica (Equação 6) e a expressão para o comprimento dos tubos (Equação 7), torna-se possível determinar o comprimento necessário do trocador de calor. Esse cálculo considera parâmetros dimensionais como o diâmetro externo dos tubos, a quantidade total de tubos e o número de passes adotado no projeto.

$$A_o = \frac{Q}{U_{o,f} \cdot \Delta T_{ml}} \quad (6)$$

$$L = \frac{A_o}{\pi \cdot D_{te} \cdot N_t} \quad (7)$$

Alguns outros parâmetros essenciais para o cálculo de um trocador de calor são apontados a seguir.

A carga térmica do trocador é calculada pela Equação (8):

$$Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{c2} - T_{c1}) \quad (8)$$

O coeficiente global de transferência de calor, considerando resistências térmicas interna, externa e da parede do tubo, além de incrustações, é determinado pela Equação (9):

$$U_{o,f} = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i} \left(\frac{1}{h_i} + R_{f,i} \right) + A_o \cdot \frac{\ln\left(\frac{r_{te}}{r_{ti}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_w \cdot L} + R_{f,o} + \frac{1}{h_o}} \quad (9)$$

Para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor, é imprescindível, inicialmente, determinar os coeficientes de transferência de calor tanto no lado interno dos tubos (gás de escape) quanto no lado interno do casco (água).

A diferença de temperatura média logarítmica é calculada por:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{h1} - T_{c2}) - (T_{h2} - T_{c1})}{\ln\left(\frac{T_{h1} - T_{c2}}{T_{h2} - T_{c1}}\right)} \quad (10)$$

5.2.2.1 Coeficientes de transferência de calor e perda de carga nos tubos

O primeiro passo na análise térmica do lado dos tubos consiste na caracterização do escoamento dos gases de escape. Inicialmente, determina-se a área de passagem dos gases, utilizando a Equação (11):

$$A_{t,p} = \frac{\pi \cdot D_{ti}^2}{4} \cdot \frac{N_{tt}}{N_p} \quad (11)$$

A partir da área de passagem, calcula-se a velocidade média dos gases com a Equação (12).

$$u_m = \frac{\dot{m}_t}{\rho_t \cdot A_{t,p}} \quad (12)$$

Com a velocidade média, determina-se o número de Reynolds para avaliar o regime de escoamento:

$$Re_{d,i} = \frac{\rho_t \cdot u_m \cdot d_i}{\mu} \quad (13)$$

O regime de escoamento é classificado conforme os seguintes critérios:

$$Re_{d,i} < 2300, \text{ escoamento laminar}$$

$$Re_{d,i} \geq 2300, \text{ escoamento turbulento}$$

No caso, o comportamento turbulento é preferível, pois proporciona maior taxa de transferência de calor devido ao aumento da mistura do fluido.

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor convectivo interno, utiliza-se a correlação de Gnielinski para encontrar o número de Nusselt, válida para escoamento turbulento interno:

$$Nu = \frac{(f/8) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{(f/8)} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (14)$$

Em que o número de Nusselt permite determinar h_i pela relação:

$$h_i = \frac{Nu \cdot k}{D_{ii}} \quad (15)$$

O número de Prandtl é calculado com a Equação (16).

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} \quad (16)$$

O fator de atrito é determinado pela equação de Swamee-Jain, adequada para escoamento turbulento em tubos rugosos ou lisos:

$$f = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{\epsilon/D_{ti}}{3,7} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (17)$$

A perda de carga total nos tubos é composta pela soma das perdas distribuídas e localizadas nas entradas e saídas:

$$\Delta P_{total} = \Delta P_t + \Delta P_r \quad (18)$$

- Perda de carga distribuída (ao longo dos tubos):

$$\Delta P_t = f \cdot \frac{L \cdot N_p}{d_i} \cdot \rho \cdot \frac{u_m^2}{2} \quad (19)$$

- Perda de carga localizada (mudança de passes e extremidades):

$$\Delta P_r = 4 \cdot N_p \cdot \frac{\rho \cdot u_m^2}{2} \quad (20)$$

5.2.2.2 Coeficientes de transferência de calor e perda de carga no casco

Conforme mencionado, o cálculo dos coeficientes de transferência de calor e da perda de carga no lado do casco será realizado utilizando o método Bell-Delaware.

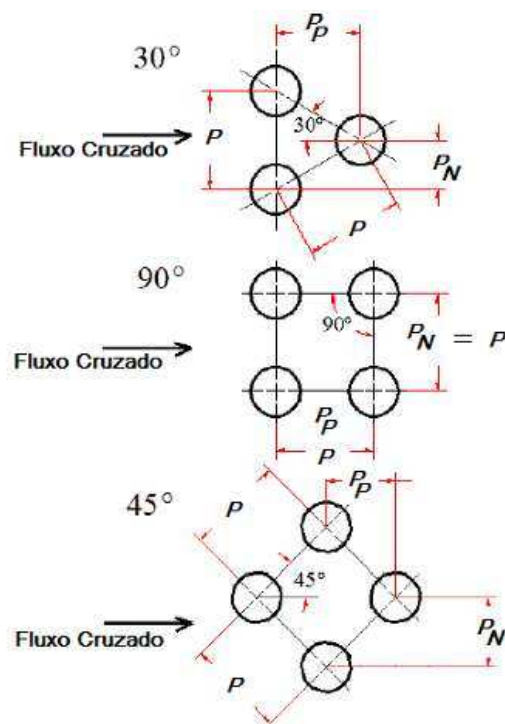
5.2.2.2.1 Parâmetros de entrada

Antes de aplicar o método Bell-Delaware, é necessário levantar e selecionar uma série de termos essenciais:

- Diâmetro interno do casco: Valor padronizado de acordo com tabelas específicas.
- Diâmetro externo dos tubos: Valor padronizado de acordo com tabelas específicas.
- Espessura da parede dos tubos: Valor situacional, dependendo da pressão e do material do tubo.

- Número total de tubos no trocador de calor: Obtido por contagem direta ou de acordo com tabelas específicas.
- Número de passes dos tubos: Valor inicialmente selecionado pelo engenheiro, levando em consideração o comprimento final do trocador, o diâmetro do casco e a complexidade de fabricação do equipamento.
- Comprimento dos tubos: Definido com base no comprimento máximo permitido para o trocador.
- Ângulo característico formado pelo arranjo de tubos no casco: Valor selecionado para otimizar a quantidade de tubos e garantir escoamento adequado, sendo geralmente 30° . A Figura 13 representa os possíveis arranjos.

Figura 13 - Arranjo de tubos.

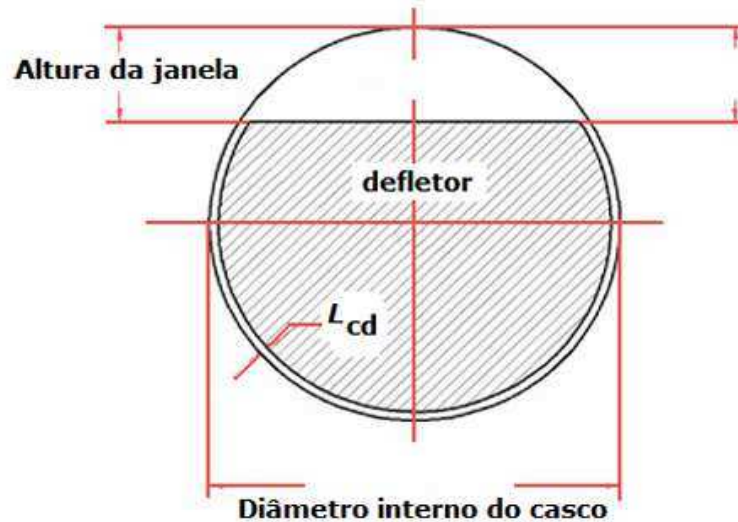


Fonte: Adaptado de Bell e Mueller (2001).

- Distância de centro a centro de tubos adjacentes: A escolha dessa distância influencia diretamente a quantidade de tubos e o escoamento do fluido. As normas da *Tubular Exchanger Manufacturers Association* (TEMA) sugerem uma relação de $1,25 < \frac{P}{D_{te}} < 1,5$ para essa distância.

- Porcentagem de corte do defletor: Relacionada à altura da janela do defletor e ao diâmetro interno do casco, como pode ser visto na Figura 14 a seguir. Geralmente valores em torno de 25% são mais comuns.

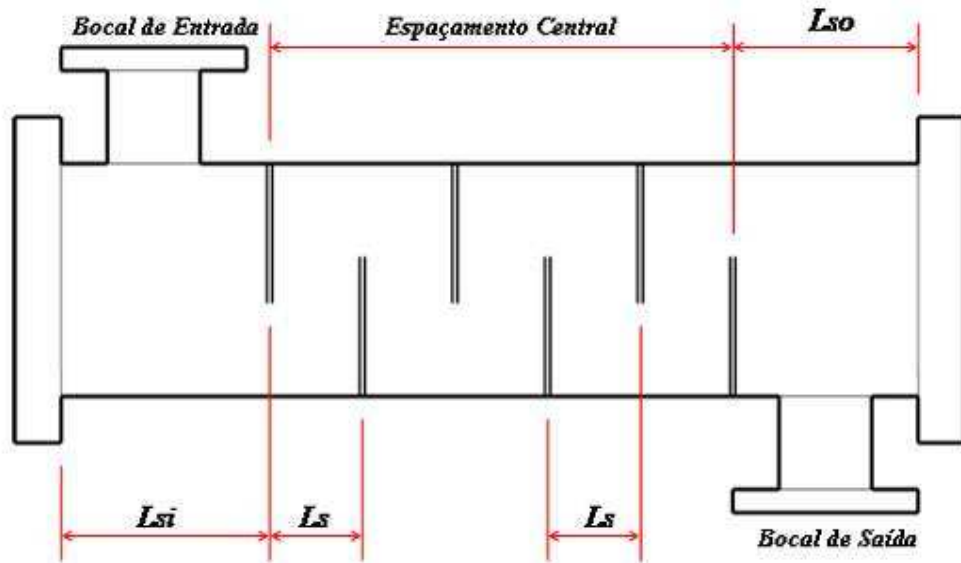
Figura 14 - Corte do defletor.



Fonte: Adaptado de Bell e Mueller (2001).

- Espaçamento entre defletores: A norma TEMA recomenda que o espaçamento não seja inferior a 50 mm e não ultrapasse o diâmetro interno do casco, sendo também influenciado pelo tipo de tubo selecionado.
- Espaçamentos terminais de defletores: Maior que os espaçamentos entre os defletores, mas pode prejudicar a eficiência térmica em alguns casos. A Figura 15 representa todos os espaçamentos de defletores que geralmente existem em trocadores do tipo casco e tubo.

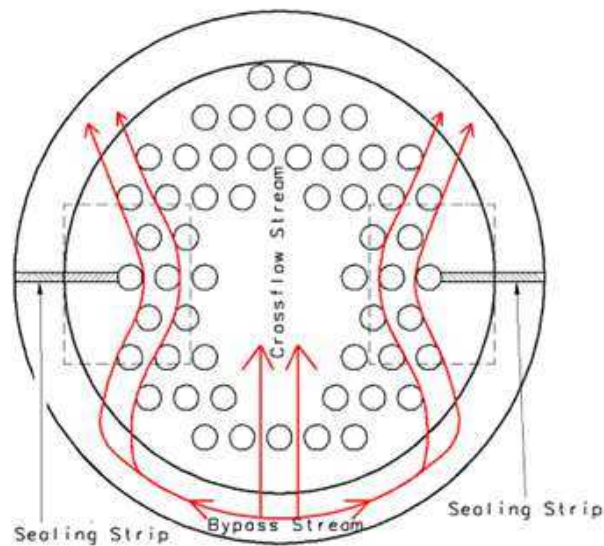
Figura 15 - Espaçamento de defletores.



Fonte: Adaptado de Bell e Mueller (2001).

- Número de tiras de selagem: Usadas para evitar perda de eficiência térmica devido ao escoamento preferencial na folga entre o casco e o feixe de tubos. Instaladas a cada 4 a 6 fileiras de tubos cruzados, assim como pode ser identificado na Figura 16.

Figura 16 - Tiras de selagem.



Fonte: Bell e Mueller (2001).

- Folgas: São geradas entre o diâmetro externo do tubo e o orifício do defletor, o diâmetro interno do casco e a extremidade do defletor, e o

diâmetro interno do casco e o feixe de tubos. Essas folgas causam vazamentos e bypass, reduzindo a eficiência térmica. O método Bell-Delaware corrige esses efeitos, mas exige o conhecimento preciso dessas dimensões.

A folga entre tubo e defletor é recomendada pela norma TEMA como sendo 1/32 do diâmetro externo do tubo, quando o comprimento máximo sem apoio for menor ou igual a 36". Caso contrário, a folga será de 1/64 do diâmetro externo do tubo.

A folga entre casco e defletor depende do diâmetro interno do casco e do diâmetro do defletor. A norma TEMA sugere a Equação (21) para determinar essa folga:

$$L_{cd} = 1,6 + 0,004 \cdot D_s \quad (21)$$

A folga entre casco e feixe de tubos é determinada principalmente pelo tipo de feixe empregado e pode ser calculada pela Equação (22):

$$L_{cf} = D_s - D_{otl} \quad (22)$$

Onde, o diâmetro formado pelo centro dos tubos mais externos é dado pela Equação (23):

$$D_{ctl} = D_{otl} - D_{te} \quad (23)$$

Todos os tipos de folga presentes podem ser observados na Figura 17.

Tabela 4 - Seleção de geometria base do casco e tubo.

Tube-Shell Layouts (Tube Counts)

Shell ID (in.)	1-P	2-P	4-P	6-P
<i>1-in. O.D. Tubes on 1 1/4-in. Triangular Pitch</i>				
8	21	16	16	14
10	32	32	26	24
12	55	52	48	46
13 1/4	68	66	58	54
15 1/4	91	86	80	74
17 1/4	131	118	106	104
19 1/4	163	152	140	136
21 1/4	199	188	170	164
23 1/4	241	232	212	212
25	294	282	256	252
27	349	334	302	296
29	397	376	338	334
31	472	454	430	424
33	538	522	486	470
35	608	592	562	546
37	674	664	632	614
39	766	736	700	688

Fonte: Kern (1950).

5.2.2.2 Cálculos auxiliares

Com base nos dados definidos para a análise do trocador de calor, são necessários diversos cálculos auxiliares para a determinação dos fatores de correção, das áreas de fluxo e de outros parâmetros fundamentais. Esses cálculos são essenciais para a obtenção do coeficiente de transferência de calor e da perda de carga no lado do casco, conforme a metodologia Bell-Delaware.

A seguir, são descritas as principais equações auxiliares utilizadas:

- Número de fileiras de tubos entre dois cortes do defletor: Esse parâmetro é essencial tanto para o cálculo do coeficiente de transferência de calor quanto da perda de carga, sendo dependente do arranjo e do passo dos tubos.

$$N_c = \frac{D_s}{P_p} \cdot \left(1 - 2 \cdot \frac{B_c}{100}\right) \quad (24)$$

- Número de fileiras reais de fluxo cruzado entre cada janela do defletor:

$$N_{c\omega} = \frac{0,8}{P_p} \cdot \left(D_s \cdot \frac{B_c}{100} - \frac{D_s - D_{ctl}}{2} \right) \quad (25)$$

- Áreas de fluxo na janela do defletor: A área de escoamento pela janela é obtida subtraindo a área ocupada pelos tubos da área total da janela é calculada através da Equação (26):

$$S_{\omega} = S_{\omega g} - S_{\omega t} \quad (26)$$

onde:

$$S_{\omega g} = \frac{\pi}{4} \cdot D_s^2 \cdot \left(\frac{\theta_{ds}}{360} - \frac{\text{sen}(\theta_{ds})}{2 \cdot \pi} \right) \quad (27)$$

O ângulo central formado pela intersecção do corte da janela do defletor com a parede interna do casco é calculado por:

$$\theta_{ds} = 2 \cdot \cos^{-1} \left(1 - 2 \cdot \frac{B_c}{100} \right) \quad (28)$$

e

$$S_{\omega t} = N_{tt} \cdot F_{\omega} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_{te}^2 \quad (29)$$

A fração de tubos na janela do defletor é obtida a partir da seguinte relação:

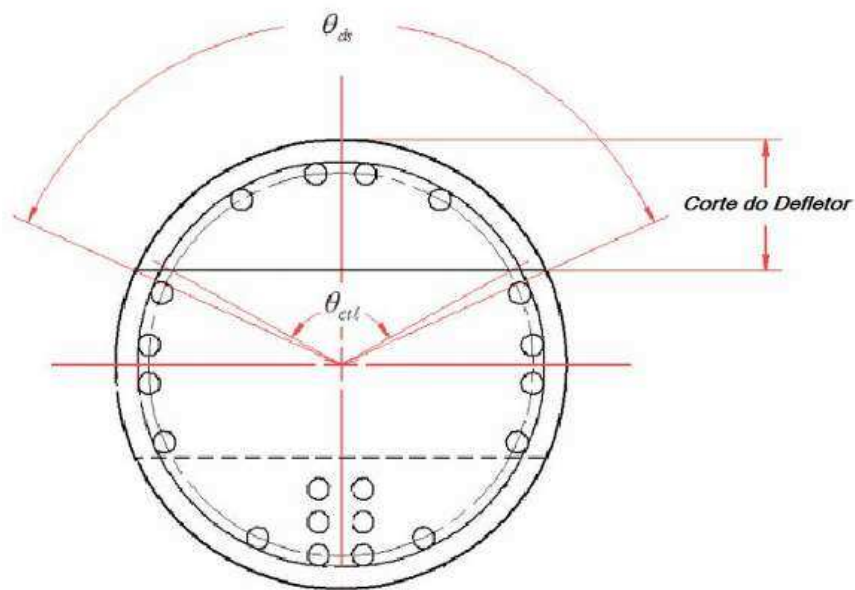
$$F_{\omega} = \frac{\theta_{ctl}}{360} - \frac{\text{sen}(\theta_{ctl})}{2 \cdot \pi} \quad (30)$$

Já o ângulo formado pela intersecção do corte da janela do defletor com a o diâmetro formado pelo centro dos tubos mais externos segue o equacionamento a seguir:

$$\theta_{ctl} = 2 \cdot \cos^{-1} \left(1 - 2 \cdot \frac{B_c}{100} \right) \quad (31)$$

O entendimento desse ângulo se torna mais simples quando observada a Figura 18 a seguir:

Figura 18 - Ângulos de intersecção.



Fonte: Adaptado de Bell e Mueller (2001).

O número de tubos na janela do defletor é obtido com a Equação (32):

$$N_{t\omega} = N_{tt} \cdot F_{\omega} \quad (32)$$

- Fração total de tubos em uma janela de fluxo cruzado: é calculado pela Equação (33):

$$F_c = 1 - 2 \cdot F_{\omega} \quad (33)$$

- Área de fluxo cruzado na linha central ou próxima dela: A área mínima na direção do fluxo no lado do casco é determinada pelo arranjo dos tubos e pela folga entre o feixe de tubos e o diâmetro do lado do casco. Para arranjos de 30° e 90°, é dada por:

$$SM = L_s \cdot \left(L_{cf} + \frac{D_{ctl}}{P} \cdot (P - D_{te}) \right) \quad (34)$$

- Número de defletores: Calculado com base no espaçamento entre os defletores e o comprimento dos tubos. Para espaçamentos centrais e terminais iguais, usa-se a Equação (35):

$$NB = \frac{L_t}{L_s} - 1 \quad (35)$$

- Fração da área da seção do fluxo disponível ao bypass: Calculada considerando apenas o fluxo de bypass entre as paredes dos tubos e do casco. A equação é:

$$F_{bp} = \frac{(D_s - D_{otl}) \cdot L_s}{SM} \quad (36)$$

- Área de vazamento entre o casco e o defletor: Para um defletor, a área circular formada pela folga entre o diâmetro interno do casco e o diâmetro do defletor é dada por:

$$S_{ed} = \pi \cdot D_s \cdot \frac{L_{ed}}{2} \cdot \left(\frac{360 - \theta_{ds}}{360} \right) \quad (37)$$

- Área de vazamento entre o tubo e o defletor: É dada pela Equação (38):

$$S_{td} = \frac{\pi}{4} \cdot \left((L_{td} + D_{te})^2 - D_{te}^2 \right) \cdot N_{tt} \cdot (1 - F_{\omega}) \quad (38)$$

5.3.2.2.3 Regimes de escoamento para o lado do casco

O regime de escoamento do fluido no lado do casco é determinado pelo número de Reynolds, conforme a Equação (39):

$$Re = \frac{D_{te} \cdot m}{\mu} \quad (39)$$

Além disso, o fluxo cruzado mássico máximo no lado do casco é dado por:

$$m = \frac{\dot{m}}{SM} \quad (40)$$

O regime de escoamento é classificado conforme o número de Reynolds nas seguintes faixas:

$$Re_{d,i} \leq 20, \text{ escoamento profundamente laminar}$$

$$Re_{d,i} \leq 100, \text{ escoamento laminar}$$

$$Re_{d,i} > 100, \text{ escoamento turbulento e transição}$$

Novamente, o comportamento turbulento é desejado.

5.2.2.2.4 Fatores de correção para transferência de calor e perda de carga relacionados ao bypass e vazamento

O método Bell-Delaware prevê a aplicação de fatores de correção para os cálculos da transferência de calor e da perda de carga no lado do casco, a fim de considerar os efeitos de bypass e vazamentos. Esses fatores são fundamentais para garantir a precisão na estimativa do desempenho térmico e hidráulico do trocador de calor.

- Fatores de correção para os efeitos de vazamento no defletor na transferência de calor e na perda de carga, respectivamente: Devido à diferença de pressão entre compartimentos adjacentes separados por defletores, parte do fluido escoar através das folgas existentes entre a parede interna do casco e a extremidade do defletor, bem como entre os tubos e os orifícios dos defletores. Esse escoamento indesejado reduz a fração de fluxo cruzado efetivo, afetando tanto o coeficiente de transferência de calor quanto a perda de carga. Em alguns casos, as correntes de vazamento podem representar mais de 40% do fluxo total, tornando-se um dos principais fatores de correção.

Um dos parâmetros utilizados nos cálculos das correções é expresso por:

$$R_{lm} = \frac{S_{ed} + S_{td}}{SM} \quad (41)$$

Este é o quociente entre as áreas de fuga e a área de fluxo cruzado puro.

Outro parâmetro utilizado é a razão entre a área de fuga casco-defletor e a soma das áreas de fuga, sendo expressa por:

$$R_s = \frac{S_{ed}}{S_{ed} + S_{td}} \quad (42)$$

A partir desses parâmetros, são determinados os fatores de correção para transferência de calor J_l e para perda de carga R_l , por meio das seguintes expressões empíricas:

$$J_l = 0,44 \cdot (1 - R_s) + (1 - 0,44 \cdot (1 - R_s)) \cdot \exp(-2,2 \cdot R_{lm}) \quad (43)$$

e

$$R_l = \exp(-1,33 \cdot (1 + R_s) \cdot R_{lm}^p) \quad (44)$$

onde

$$p = -0,15 \cdot (1 + R_s) + 0,8 \quad (45)$$

- Fatores de correção para efeitos de bypass no feixe de tubos na transferência de calor e na perda de carga, respectivamente: O bypass ocorre quando parte do fluido desvia pelo espaço entre o feixe de tubos e a parede do casco, reduzindo a eficiência do escoamento cruzado.

Na troca de calor:

$$J_b = \exp(-C_{bh} \cdot F_{bp} \cdot (1 - \sqrt[3]{2 \cdot R_{ss}})) \quad (46)$$

onde

$$R_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_c} \quad (47)$$

O parâmetro C_{bh} varia conforme o regime de escoamento no casco, sendo que para fluxo turbulento:

$$C_{bh} = 1,25$$

Na perda de carga:

$$R_b = \exp\left(-C_{bh} \cdot F_{bp} \cdot \left(1 - \sqrt[3]{2 \cdot R_{ss}}\right)\right) \quad (48)$$

Para fluxo turbulento:

$$C_{bh} = 3,7$$

- Fatores de correção para transferência de calor devido aos efeitos de configuração do defletor: O fator de correção J_c considera o efeito da passagem do fluido pelas janelas dos defletores, que reduz a transferência de calor devido à menor eficácia do escoamento nesta região. Este fator depende da fração de tubos na região de fluxo cruzado F_c :

$$J_c = 0,55 + 0,72 \cdot F_c \quad (49)$$

- Fatores de correção para o gradiente de temperatura adverso no fluxo laminar: Quando o escoamento no lado do casco é laminar, forma-se uma camada limite térmica que gera um gradiente de temperatura contrário, reduzindo o coeficiente de transferência de calor. Entretanto, esse efeito se torna irrelevante quando o número de Reynolds ultrapassa 20, e o

escoamento tende à transição ou turbulência. Assim, para escoamento turbulento:

$$J_r = 1$$

- Fatores de correção para o espaçamento entre defletores diferente na entrada e/ou saída para a transferência de calor e para a perda de carga, respectivamente: Quando o espaçamento entre os defletores nas extremidades (entrada e saída) é diferente do espaçamento central, há uma alteração na distribuição do fluxo, o que impacta o desempenho térmico e a perda de carga.

Para a transferência de calor, quando os espaçamentos forem idênticos, que geralmente é o caso mais simples e comum, segue-se da seguinte forma:

$$J_s = 1$$

Para a perda de carga:

$$R_s = \left(\frac{L_s}{L_{so}}\right)^{2-n} + \left(\frac{L_s}{L_{si}}\right)^{2-n} \quad (50)$$

Onde $n = 0, 2$ para o fluxo turbulento.

- Correção total para transferência de calor: É dada pelo produto de todos os fatores de correção para transferência de calor obtidos anteriormente:

$$J_{total} = J_c \cdot J_l \cdot J_b \cdot J_r \cdot J_s \quad (51)$$

5.2.2.2.5 Coeficientes de Transferência de Calor e Perda de Carga Ideais

Os coeficientes ideais de transferência de calor e perda de carga para o escoamento através de um feixe de tubos são determinados por meio dos fatores adimensionais j_i e f_i .

As equações são expressas da seguinte forma:

$$j_i = a_1 \cdot \left(1,33 \cdot \frac{D_{te}}{P}\right)^a \cdot Re^{a_2} \quad (52)$$

$$a = \frac{a_3}{1+0,14 \cdot Re^{a_4}} \quad (53)$$

$$f_i = b_1 \cdot \left(1,33 \cdot \frac{D_{te}}{P}\right)^b \cdot Re^{b_2} \quad (54)$$

$$b = \frac{b_3}{1+0,14 \cdot Re^{b_4}} \quad (55)$$

As constantes são retiradas da Tabela 5 a seguir.

Tabela 5 - Constantes adimensionais para cálculo de transferência de calor e perda de carga.

Arranjo	Reynolds	a ₁	a ₂	a ₃	a ₄	b ₁	b ₂	b ₃	b ₄
30°	10 ⁵ – 10 ⁴	0,321	-0,388	1,450	0,519	0,372	-0,123	7,000	0,500
	10 ⁴ – 10 ³	0,321	-0,388			0,486	-0,152		
	10 ³ – 10 ²	0,593	-0,477			4,570	-0,476		
	10 ² – 10	1,360	-0,657			45,100	-0,973		
	10	1,400	-0,667			48,000	-1,000		
45°	10 ⁵ – 10 ⁴	0,370	-0,396	1,930	0,500	0,303	-0,126	6,590	0,520
	10 ⁴ – 10 ³	0,370	-0,396			0,333	-0,136		
	10 ³ – 10 ²	0,730	-0,500			3,500	-0,476		
	10 ² – 10	0,498	-0,656			26,200	-0,913		
	10	1,550	-0,667			32,000	-1,000		
90°	10 ⁵ – 10 ⁴	0,370	-0,395	1,187	0,370	0,391	-0,148	6,300	0,378
	10 ⁴ – 10 ³	0,107	-0,266			0,082	0,022		
	10 ³ – 10 ²	0,408	-0,460			6,090	-0,602		
	10 ² – 10	0,900	-0,631			32,100	-0,963		
	10	0,970	-0,667			35,000	-1,000		

Fonte: Bell e Mueller (2001).

Após determinar os valores de j_i e f_i , os coeficientes ideais são calculados por:

$$h_{ideal} = j_i \cdot Cp \cdot m \cdot Pr^{\frac{-2}{3}} \cdot \phi \quad (56)$$

$$\Delta P_{ideal} = \frac{2 \cdot f_i \cdot N_c \cdot m^2}{\rho \cdot \phi} \quad (57)$$

5.2.2.2.6 Coeficientes de Transferência de Calor Real

Possuindo o coeficiente de transferência de calor ideal e os fatores de correção pode-se calcular o coeficiente real pela seguinte correlação:

$$h_o = h_{ideal} \cdot J_{total} \quad (58)$$

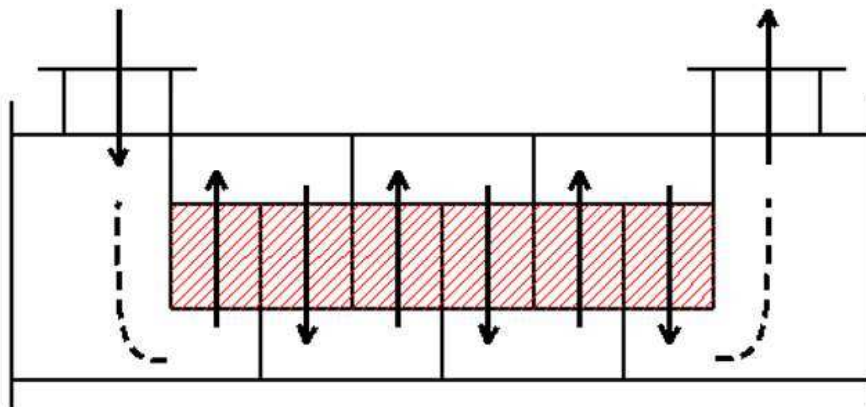
5.2.2.2.7 Perda de Carga Real

A perda de carga total no lado do casco é composta pela soma de diferentes contribuições, que consideram tanto o escoamento nas regiões de fluxo cruzado quanto nas janelas, entrada, saída e bocais do trocador.

- Perda de carga no fluxo cruzado puro: Essa perda ocorre na região entre as extremidades dos defletores, como representado na Figura 19, e está sujeita aos efeitos de *bypass* e vazamentos. A sua determinação é realizada pela equação:

$$\Delta P_c = \Delta P_{ideal} \cdot (NB - 1) \cdot R_b \cdot R_l \quad (59)$$

Figura 19 - Região da queda de pressão em fluxo cruzado.



Fonte: Bell e Mueller (2001).

- Perda de carga nas janelas dos defletores: Essa perda ocorre durante o escoamento pelas janelas dos defletores, ao visualizar a Figura 20 é simples compreender a região. Ela é influenciada pelos vazamentos, mas

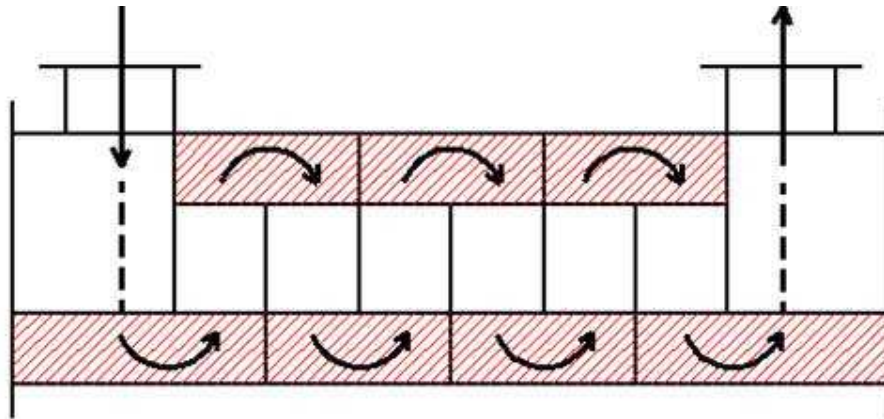
não sofre influência dos efeitos de *bypass*. Para escoamento turbulento, a correlação aplicada é:

$$\Delta P_{\omega} = NB \cdot \left(2 + 0,6 \cdot N_{c\omega} \right) \cdot \frac{m_{\omega}^2}{2 \cdot \rho} \cdot R_l \quad (60)$$

onde

$$m_{\omega} = \frac{\dot{m}}{\sqrt{SM \cdot S_{\omega}}} \quad (61)$$

Figura 20 - Região da queda de pressão nas janelas dos defletores.

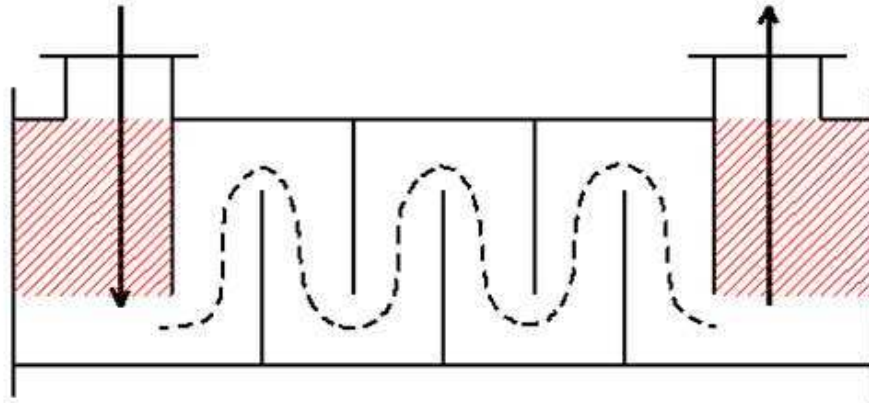


Fonte: Bell e Mueller (2001).

- Perda de carga nas seções de entrada e saída do trocador: Refere-se às regiões localizadas entre os defletores e os bocais, como pode ser visto na Figura 21. Essa perda é afetada pelos efeitos de *bypass*, mas não pelos vazamentos. É calculada pela Equação (62):

$$\Delta P_e = \Delta P_{ideal} \cdot \left(1 + \frac{N_{c\omega}}{N_c} \right) \cdot R_b \cdot R_s \quad (62)$$

Figura 21 - Região da queda de pressão nas seções de entrada e saída.

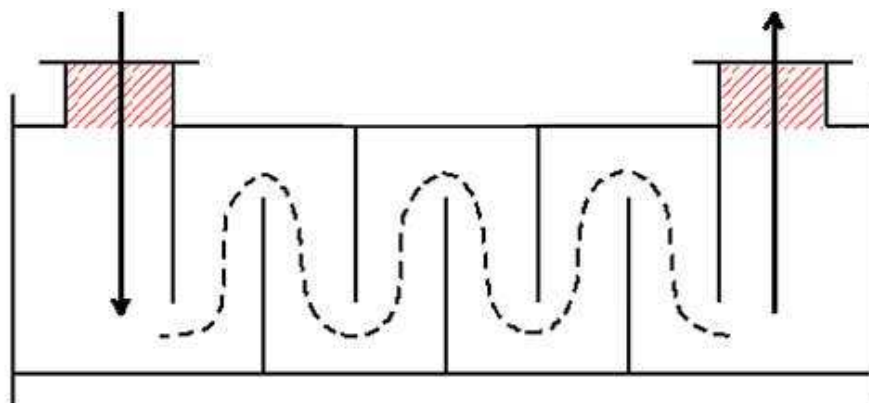


Fonte: Bell e Mueller (2001).

- Perda de carga nos bocais de entrada e saída do trocador: Corresponde à perda de carga associada à contração e expansão do escoamento nos bocais, representados na Figura 22. Depende diretamente da velocidade do fluido nestes bocais, sendo expressa por:

$$\Delta P_{bocais} = K \cdot \frac{\rho \cdot V_{bocal}^2}{2} \quad (63)$$

Figura 22 - Região da queda de pressão nos bocais de entrada e saída.



Fonte: Bell e Mueller (2001).

O fator adimensional K , no caso de bocais sem quebra-jato, é determinado pela seguinte expressão:

$$K = 1 + \frac{1}{\left(\left(\frac{A_{escape}}{A_{bocal}}\right) + 0,6 \cdot \left(P - \frac{D_{te}}{P}\right)\right)^2} \quad (64)$$

onde, para o bocal de entrada:

$$A_{bocal} = \frac{\pi \cdot D_{ibocal}^2}{4} \quad (65)$$

e para o bocal de escape:

$$A_{escape} = \pi \cdot D_{ibocal} \cdot H_{ibocal} \quad (66)$$

Por fim, a perda de carga total no lado do casco é obtida pela soma de todas as contribuições descritas:

$$\Delta P_{casco} = \Delta P_c + \Delta P_\omega + \Delta P_e + \Delta P_{bocais} \quad (67)$$

6 RESULTADOS E DISCUSSÕES

A seguir, são apresentados os principais resultados obtidos a partir do dimensionamento e da análise térmica e hidráulica do trocador de calor. Os dados foram gerados com base nas condições operacionais, nas características dos fluidos envolvidos e nos parâmetros geométricos definidos. Além disso, são discutidos os aspectos mais relevantes do projeto, como desempenho térmico, perdas de carga e possíveis limitações.

6.1 Resultados obtidos

Para a obtenção dos resultados apresentados, foi adotado um processo iterativo composto por três ciclos de cálculo. Na primeira iteração, foram utilizados dados preliminares de entrada, baseados em suposições iniciais acerca das condições de operação e dos parâmetros geométricos, os quais estão apresentados nas Tabelas 1 a 3. Nessa etapa, o comprimento calculado do trocador de calor foi adotado como principal parâmetro de controle.

A segunda iteração foi conduzida com a atualização do comprimento de entrada do trocador, considerando o valor obtido ao final da primeira iteração, com o intuito de aprimorar a precisão dos cálculos.

Por fim, uma terceira iteração foi realizada com o ajuste de diversos parâmetros geométricos do trocador, visando à convergência do comprimento para um valor próximo daquele inicialmente considerado.

Com base nesse processo iterativo, foram determinados os principais parâmetros operacionais e construtivos referentes ao trocador de calor em estudo. A Tabela 6 apresenta esses valores, estabelecendo uma comparação entre os parâmetros obtidos na primeira, segunda e na terceira iteração.

Tabela 6 - Comparação de parâmetros geométricos e físicos iniciais e finais do trocador de calor.

Propriedade	Valor da 1ª iteração	Valor da 2ª iteração	Valor da 3ª iteração
<i>Diâmetro interno do casco (m)</i>	0,2032	0,2032	0,3874
<i>Diâmetro externo dos tubos (m)</i>	0,0254	0,0254	0,0191
<i>Espessura dos tubos (m)</i>	0,002	0,002	0,002
<i>Distância entre centro de tubos (m)</i>	0,0318	0,0318	0,0254
<i>Porcentagem de corte do defletor (%)</i>	25	25	25
<i>Comprimento calculado dos tubos (m)</i>	4,35	4,35	2,55
<i>Quantidade defletores</i>	8	24	18
<i>Número total de tubos</i>	24	24	151
<i>Arranjo</i>	30°	30°	30°
<i>Diâmetro interno bocal (m)</i>	0,0234	0,0234	0,0234
<i>Coefficiente de transferência de calor no casco ($W/m^2 \cdot K$)</i>	1054,6041	1055,9769	939,7188
<i>Coefficiente de transferência de calor nos tubos ($W/m^2 \cdot K$)</i>	219,9780	219,9780	85,7673
<i>Perda de carga no casco (Pa)</i>	84,2010	337,4631	69,1168
<i>Perda de carga nos tubos (Pa)</i>	9587,7926	16800,4285	1841,0517

Fonte: Autoria própria (2025).

Esses resultados foram determinados a partir das condições operacionais dos fluidos, como vazões, temperaturas e propriedades termofísicas, bem como das características geométricas dos trocadores, considerando os fatores de correção aplicados aos efeitos de bypass, vazamentos e configuração dos defletores, conforme estabelecido pelo método Bell-Delaware.

Os dados apresentados servirão como base para a análise dos resultados, a fim de verificar se o trocador projetado atende às exigências térmicas e hidráulicas do processo, bem como às limitações construtivas e operacionais.

6.2 Análise dos resultados

Os principais aspectos a serem avaliados nos resultados obtidos envolvem, prioritariamente, as perdas de carga no lado do casco e dos tubos, além da análise

dos parâmetros dimensionais do trocador projetado. Essa avaliação é fundamental para assegurar que o equipamento não apenas atenda às exigências operacionais, mas também se mantenha dentro de padrões técnicos coerentes com a literatura e com aplicações práticas semelhantes.

Inicialmente, ao analisar os valores de perda de carga, observa-se que os resultados obtidos são satisfatórios quando comparados à capacidade dos sistemas de bombeamento, tanto no lado do casco quanto no lado dos tubos. A Tabela 7, a seguir, apresenta essa comparação entre os valores calculados de perda de carga e os limites fornecidos pelos sistemas de bombeamento.

Tabela 7 - Comparação entre as perdas de carga e a capacidade dos sistemas de bombeamento.

Setor	Perda de carga (<i>kPa</i>)	Capacidade da bomba (<i>kPa</i>)	Percentual utilizado (%)
Casco	0,069	37,265	0,1855
Tubo	1,841	10,132	18,1707

Fonte: Autoria própria (2025).

Este comportamento indica que, do ponto de vista hidráulico, o trocador de calor não impõe uma resistência significativa ao escoamento dos fluidos, exigindo uma carga muito inferior à capacidade disponível dos sistemas de bombeamento. Isso é fundamental para garantir o bom desempenho do sistema como um todo e evitar um consumo energético elevado por parte dos equipamentos auxiliares.

No entanto, ao se observar a diferença entre as perdas de carga no casco e nos tubos, nota-se uma discrepância relevante. A perda de carga no casco é significativamente inferior à do tubo, o que é incomum, considerando que o fluido que circula no casco possui densidade substancialmente maior. Tal diferença sugere a possibilidade de alguma inconsistência nos valores obtidos, que, apesar de estarem abaixo dos limites operacionais do sistema, podem não representar com precisão o comportamento real do escoamento.

Essa constatação é reforçada quando se analisam os parâmetros dimensionais do trocador de calor. Observa-se uma discrepância significativa entre os valores estimados inicialmente e os obtidos ao final do processo iterativo. O equipamento apresenta dimensões consideravelmente superiores às previstas, como evidenciado na Tabela 8.

Tabela 8 - Comparação entre os parâmetros geométricos estimados inicialmente e os considerados ao final.

Propriedade	Valor da 1ª iteração	Valor da 3ª iteração	Variação (%)
<i>Diâmetro interno do casco (m)</i>	0,2032	0,3874	90,6
<i>Diâmetro externo dos tubos (m)</i>	0,0254	0,0191	24,8
<i>Espessura dos tubos (m)</i>	0,002	0,002	0
<i>Distância entre centro de tubos (m)</i>	0,0318	0,0254	20,1
<i>Porcentagem de corte do defletor (%)</i>	25	25	0
<i>Comprimento dos tubos (m)</i>	1,19	2,55	114,3
<i>Quantidade defletores</i>	8	18	125,0
<i>Número total de tubos</i>	24	151	529,2

Fonte: Autoria própria (2025).

Embora tenham sido adotadas estratégias para conter o crescimento dimensional do trocador, como a utilização de tubos com menor diâmetro externo, o aumento do diâmetro interno do casco e a elevação da quantidade de tubos, com o objetivo de ampliar a área de troca térmica, esses ajustes não foram suficientes para manter o projeto dentro dos limites considerados viáveis no início, tanto em termos de tamanho quanto de custo. Mesmo após as adaptações, o equipamento final apresentou dimensões significativamente superiores às estimadas, o que implica em um custo de fabricação consideravelmente mais elevado do que o inicialmente previsto. Além de dificultar a instalação do equipamento no local de atuação.

Diante disso, entende-se que, mesmo com novas iterações buscando reduzir o comprimento, o custo e o diâmetro do equipamento continuariam muito acima do desejado.

A Figura 23, a seguir, ilustra as principais diferenças geométricas entre os três modelos considerados ao longo do processo: o modelo inicial (Figura 12), o modelo intermediário utilizado na segunda iteração e o modelo ajustado da terceira iteração.

Figura 23 - Comparação geométrica entre os 3 modelos de trocadores estudados.



Fonte: Autoria própria (2025).

Diante desse cenário, duas hipóteses principais podem ser levantadas para justificar os resultados obtidos. A primeira considera a possibilidade de os parâmetros de entrada, como condições operacionais, vazões, propriedades dos fluidos e requisitos térmicos, estarem superestimados em relação à realidade da aplicação. Contudo, essa hipótese parece pouco provável, uma vez que existe um equipamento em operação para a mesma finalidade, cujas dimensões e condições estão de acordo com as premissas adotadas neste estudo.

A segunda hipótese, mais plausível, aponta para eventuais inconsistências ao longo do processo de dimensionamento. Tais inconsistências podem estar relacionadas a erros na aplicação de correlações ou na interpretação de fatores de correção, principalmente aqueles associados aos efeitos de bypass, vazamentos e à configuração dos defletores. Esses elementos influenciam diretamente tanto na eficiência da transferência de calor quanto nas perdas de carga do sistema.

7 CONCLUSÃO

Com base nos resultados obtidos, foi possível avaliar o desempenho do trocador de calor tanto do ponto de vista hidráulico quanto térmico. Embora as perdas de carga calculadas estejam dentro da capacidade do sistema de bombeamento disponível, a grande diferença entre a perda no casco e a perda nos tubos chama atenção. Esse desequilíbrio pode indicar algum erro na modelagem ou nas premissas adotadas para cada lado do trocador, e levanta dúvidas sobre a consistência do dimensionamento hidráulico como um todo. Ou seja, apesar de os números parecerem aceitáveis isoladamente, é importante ter cautela ao interpretá-los, pois o comportamento do sistema pode ser bem diferente na prática.

Já no aspecto térmico e dimensional, o projeto final ficou consideravelmente acima do esperado. O aumento expressivo no número de tubos, no comprimento total e no diâmetro do casco mostra que o trocador cresceu mais do que o previsto, tanto fisicamente quanto em custo. Isso compromete diretamente a viabilidade do projeto, principalmente se existirem restrições de espaço ou orçamentárias. Além disso, esse crescimento pode indicar que o dimensionamento térmico não refletiu bem as condições reais de operação, o que pode estar ligado ao uso dos fatores de correção do método Bell-Delaware ou à própria definição dos parâmetros de entrada do projeto.

Diante desses pontos, é recomendável uma revisão cuidadosa das etapas de modelagem, especialmente no que diz respeito à aplicação dos fatores de correção, às condições de contorno e às premissas iniciais adotadas. É possível que ajustes simples já tragam resultados mais compatíveis com a realidade desejada.

No fim das contas, esse trabalho reforça a importância de se validar os resultados com base em dados reais e de manter uma postura crítica em todas as fases do desenvolvimento. A teoria ajuda muito, mas sem confronto com a prática, o risco de desvio aumenta. Mais do que um resultado fechado, o estudo deixa aprendizados valiosos para projetos futuros, tanto em termos técnicos quanto em postura de análise.

REFERÊNCIAS

- ASEMG, SEBRAE e UFV realizam reunião sobre oportunidades da energia renovável.** ASEMG, 2021. Disponível em: <https://www.asemg.com.br/asemg-sebrae-e-ufv-realizam-reuniao-sobre-oportunidade-s-da-energia-renovavel/>. Acesso em: 20 abr. 2024.
- BELL, K. J.; MUELLER, A. C. **Wolverine Engineering Data Book II.** [S.l.]: Wolverine, 2001. Disponível em: <http://www.wlv.com>.
- BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. **Fundamentos de transferência de calor e de massa.** 8. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2017.
- BICCA, Gerson Balbueno. **Modelagem hierárquica de trocadores de calor casco e tubos.** 2006. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química, Porto Alegre, 2006.
- BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna.** Vol. 1. São Paulo: Blucher, 2012.
- CARL, M. et al. **Theoretical and experimental investigation of the heat transfer process of an automobile radiator.** Beaumont: Lamar University, Department of Mechanical Engineering, Apr. 2012. 12 p. Disponível em: <https://www.coursehero.com/file/25920158/No-31-2012-ASEE-Radiator-Finalpdf/>. Acesso em: 20 abr. 2024.
- ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica.** 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.
- FELÍCIO, Rafael Solza. **Dimensionamento de trocadores de calor aplicados à refrigeração da água do molde de um processo de lingotamento contínuo.** 2012. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2012.
- FRANÇA JUNIOR, A. T. **Análise do aproveitamento energético do biogás produzido numa estação de tratamento de esgoto.** 2008. 148 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2008.
- KAKAÇ, Y.; LIU, H.; PRAMUANJAROENKIJ, A. **Heat exchangers: selection, rating, and thermal design.** 3. ed. Boca Raton: CRC Press, 2012.
- MARTINS, M. Y. **Dimensionamento e simulação de um trocador de calor do tipo casco-tubo de pequenas dimensões.** [Trabalho de Conclusão de Curso] – Faculdade de Engenharia, Universidade Federal de Mato Grosso, Cuiabá, 2021.
- SCHRODER, Francisco Carlos. **Levantamento em campo da rugosidade equivalente de tubos metálicos.** 2011. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil – Recursos Hídricos, Energéticos e Ambientais) – Universidade Estadual de

Campinas, Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo, Campinas, SP, 2011. Disponível em: <https://core.ac.uk/download/pdf/296863871.pdf>. Acesso em: 13 jun. 2025.

SETTON, Elie; SENATORE, Marcelo. **Estudo comparativo entre tubos de aço inoxidável austenítico com e sem costura**. In: **VII SEMINÁRIO BRASILEIRO DO AÇO INOXIDÁVEL**, 2004, São Paulo. *Anais...* São Paulo: [s.n.], 2004.

TAVARES, S. G.; FEIDEN, A.; CORREIA, A. F.; TIETZ SOARES, C. M.; GREGOLIN, M. R. P. **Influência das variações térmicas e climáticas na produção de biogás**. *Nativa*, v. 4, n. 5, p. 287–295, 2016. DOI: 10.31413/nativa.v4i5.3219. Disponível em: <https://periodicoscientificos.ufmt.br/ojs/index.php/nativa/article/view/3219>. Acesso em: 9 ago. 2024.

TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION. **Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association**. 7th ed. New York, 1988.