



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

MATHEUS FREITAS DE MELO

**APLICAÇÃO DE UMA METODOLOGIA PARA O DIMENSIONAMENTO
DE UM TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO**

RECIFE

2024

MATHEUS FREITAS DE MELO

**APLICAÇÃO DE UMA METODOLOGIA PARA O DIMENSIONAMENTO
DE UM TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO**

Monografia submetida ao Departamento de Engenharia Mecânica, da Universidade Federal de Pernambuco - UFPE, para conclusão do curso de Graduação em Engenharia Mecânica

Orientadora: Dra. JANAINA MOREIRA DE MENESES

RECIFE

2024

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do programa de geração automática do SIB/UFPE

Melo, Matheus Freitas de .

Aplicação de uma metodologia para o dimensionamento de um trocador de calor casco e tubo / Matheus Freitas de Melo. - Recife, 2024.

72 p. : il., tab.

Orientador(a): Janaina Moreira de Meneses

Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Universidade Federal de Pernambuco, Centro de Tecnologia e Geociências, Engenharia Mecânica - Bacharelado, 2024.

Inclui referências, apêndices, anexos.

1. Trocador de Calor. 2. Distribuição de Temperatura. 3. Dimensionamento Térmico. 4. Corte das Chicanas. 5. CFD. I. Meneses, Janaina Moreira de. (Orientação). II. Título.

620 CDD (22.ed.)



Universidade Federal de Pernambuco
Departamento de Engenharia Mecânica Centro de
Tecnologia e Geociências- CTG/EEP



ATA DE SESSÃO DE DEFESA DE
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO – TCC2

Ao 18º dia do mês de outubro do ano de dois mil e vinte e quatro, às 15:00 horas, reuniu-se a banca examinadora para a sessão pública de defesa do Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, intitulado **Aplicação de uma metodologia para o dimensionamento de um trocador de calor casco e tubo**, elaborado pelo aluno **Matheus Freitas de Melo**, matrícula 20170008528, sob a orientação da Profa. **Janaina Moreira de Meneses**. A banca foi composta pelos avaliadores: Profa. **Janaina Moreira de Meneses** (orientadora), Prof. **Luiz Adeildo da Silva Junior** (avaliador), e Prof. **Francisco Fernando Roberto Pereira** (avaliador). Após a exposição oral do trabalho, o candidato foi arguido pelos componentes da banca que em seguida reuniram-se e deliberaram pela sua Aprovação, atribuindo-lhe a média 8,5, julgando-o apto(X) / inapto() à conclusão do curso de Engenharia Mecânica. Para constar, redigi a presente ata aprovada por todos os presentes, que vai assinada pelos membros da banca.

Orientadora: Prof. Janaina Moreira de Meneses Nota: 8,5

Assinatura  Documento assinado digitalmente
JANAINA MOREIRA DE MENESES
Data: 25/10/2024 19:42:17-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Avaliador Interno: Prof. Luiz Adeildo da Silva Junior Nota: 8,5

Assinatura  Documento assinado digitalmente
LUIZ ADEILDO DA SILVA JUNIOR
Data: 25/10/2024 22:48:58-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Avaliador Interno: Prof. Francisco Fernando Roberto Pereira Nota: 8,5

Assinatura  Documento assinado digitalmente
FRANCISCO FERNANDO ROBERTO PEREIRA
Data: 25/10/2024 19:51:13-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Recife, 18 de outubro de 2024.

Prof. Marcus Costa de Araújo
Coordenador de Trabalho de Conclusão de curso - TCC
Curso de Graduação em Engenharia Mecânica – CTG/EEP-UFPE

Dedico este trabalho a Letícia Daiana (in memoriam), que nos deixou tão cedo e deixará eterna saudade. Seu coração repleto de pura bondade e ingenuidade a tornava única e para sempre será lembrada.

AGRADECIMENTOS

Agradeço, primeiramente, a Deus por me dar proteção, saúde e forças para superar os momentos de adversidade pelos quais passei, não só durante a graduação, mas em alguns momentos da minha vida.

A minha mãe Andrea Cristina Freitas da Silva de Melo e ao meu pai Marconi Alves de Melo, pelo apoio, amor e compreensão, me possibilitando durante todos esses anos acesso a um ensino de qualidade, sendo grandes responsáveis pela minha formação profissional e pessoal. Ao meu irmão Marconi Alves de Melo Filho, pela inspiração e direcionamento durante a minha graduação.

Agradeço também à minha orientadora Janaina Moreira de Meneses pelos ensinamentos, direcionamento e paciência para a concretização deste trabalho.

Por fim, agradeço a todos os professores do curso de graduação em Engenharia Mecânica e aos meus colegas de classe pelas experiências e vivências, pessoais e acadêmicas, que ajudaram na minha formação como uma pessoa e um profissional melhor.

RESUMO

Trocadores de Calor são equipamentos responsáveis pela troca de calor entre dois fluidos a diferentes temperaturas. Em aplicações industriais o tipo mais comum é o trocador de calor casco e tubo, podendo apresentar uma elevada troca de calor em relação às dimensões mais compactas. O presente trabalho teve como objetivo um estudo paramétrico do comportamento termo hidráulico de um trocador de calor projetado para funcionar em um determinado processo de operação. As características operacionais básicas do equipamento foram definidas previamente e as características geométricas foram calculadas a partir de métodos de dimensionamento para trocadores de calor, como o método de Kern. Com o dimensionamento do dispositivo, a simulação computacional em CFD foi utilizada para a análise da variação da perda de carga e distribuição de temperatura em função de alguns parâmetros, como vazão mássica e corte das chicanas. Como resultado, concluiu-se que a diminuição do corte das chicanas, além da utilização dos defletores simples ao invés dos duplos, resulta em um aumento da transferência de calor e da perda de carga pelo lado do casco.

Palavras-Chaves: Trocador de Calor, Distribuição de Temperatura, Dimensionamento Térmico, Corte das Chicanas, CFD.

ABSTRACT

Heat exchangers are equipment responsible for the exchange of heat between two fluids at different temperatures. In industrial applications, the most common type is the shell and tube heat exchanger, which can offer a high heat transfer rate in relation to the more compact dimensions. The objective of the present work was a parametric study of the thermo-hydraulic behavior of a heat exchanger designed to operate in a specific process. The basic operational characteristics of the equipment were previously defined and the geometric characteristics were calculated using sizing methods for heat exchangers, such as the Kern method. Once the device was sized, the computational simulation in CFD was used to analyze the variation in pressure drop and temperature distribution based on certain parameters, such as mass flow rate and baffle cut. As a result, it was concluded that reducing the baffle cut, in addition to using single baffles instead of double ones, leads to an increase in heat transfer and pressure drop on the shell side.

Keywords: Heat Exchanger, Temperature Distribution, Thermal Sizing, Baffle Cut, CFD.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Diferentes regimes de escoamento: (a) escoamento paralelo; (b) escoamento contracorrente.....	17
Figura 2.2 - Tipos de escoamento cruzado em trocadores de calor.....	18
Figura 2.3 – Trocador de calor de um passe de casco e dois passes de tubo.....	19
Figura 2.4 - Resistências térmicas para o processo de transferência de calor de um cilindro.....	22
Figura 2.5 - Variação de temperatura dos fluidos ao longo do trocador de calor com escoamento contracorrente.....	23
Figura 2.6 - Tipos de passo.....	26
Figura 2.7 - Chicana segmentar simples, sendo IC a altura da janela e J o setor do corte.....	27
Figura 2.8 - Chicana duplamente segmentada.....	28
Figura 2.9 - Modelo de trocadores de calor com defletores de haste: a) Com tubos lisos. b) Com tubos corrugados em espiral.....	36
Figura 2.10 - Trocador de calor com defletores segmentares inclinados.....	36
Figura 2.11 - Configuração do defletor plano com as zonas de vazamento destacadas.....	37
Figura 3.1 - Fluxograma para o processo de determinação do design do trocador de calor.....	41
Figura 4.1 - Modelo 3D do trocador casco e tubo obtido no Solid Edge: a) vista completa do trocador de calor; b) disposição das chicanas, do feixe de tubos e do espelho.....	49
Figura 4.2 - Corte das chicanas.....	50
Figura 4.3 - Perda de carga em função do fluxo de massa no casco para cada corte de chicana.....	51
Figura 4.4 - Distribuição de temperatura do fluido com corte de chicanas de 22% da: a) seção transversal na saída do fluido frio dos tubos; b) seção transversal na saída do fluido quente do casco.....	53
Figura 4.5 - Distribuição de temperatura do fluido com corte de chicanas de 27% da: a) seção transversal na saída do fluido frio dos tubos; b) seção transversal na saída do fluido quente do casco.....	54
Figura 4.6 - Distribuição de temperatura do fluido com corte de chicanas de 33% da: a) seção transversal na saída do fluido frio dos tubos; b) seção transversal na saída do fluido quente do casco.....	55
Figura 4.7 - Distribuição de velocidade em uma mesma seção transversal para: a) chicana com corte de 22%; b) chicana com corte de 33%.....	56
Figura 4.8 - Chicana segmentar dupla.....	57
Figura 4.9 - Comparação das perdas de carga no casco entre as chicanas simples e duplas em seus respectivos cortes.....	57
Figura 4.10 - Vórtices gerados pelo escoamento do fluido no casco: a) para a chicana segmentar simples de corte 22%; b) para a chicana segmentar dupla	

correspondente ao corte de 22%.....	58
Figura 4.11 - Distribuição de temperatura para o fluido com chicanas duplas com corte de 22% da: a) seção transversal na saída do fluido frio dos tubos; b) seção transversal na saída do fluido quente do casco.....	59
Figura A.1 - Configuração dos tipos de análise do projeto FLOEFD.....	65
Figura A.2 - Definição do tipo de fluido e do tipo de fluxo.....	66
Figura A.3 - Condições de contorno de entrada e saída dos fluidos.....	66
Figura A.4 - Fluxo de massa e temperatura do fluido de entrada do casco.....	67
Figura A.5 - Variáveis de pressões totais e temperaturas médias na entrada e saída dos bocais, além da perda de carga no casco e tubo.....	67
Figura A.6 - Definição da pressão total de saída do casco para cálculo no pós-processamento.....	68
Figura A.7 - Expressão para obter a perda de carga do lado do casco.....	68
Figura A.8 - a) resultados da simulação do trocador de calor; b) definindo a visualização do corte no trocador de calor para a distribuição de temperatura.....	69

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - Dimensão de alguns componentes do trocador de calor.....	43
Tabela 4.1 – Parâmetros iniciais do trocador de calor casco e tubo.....	44
Tabela 4.2 – Propriedades físicas dos fluidos de operação.....	45
Tabela 4.3 - Parâmetros da etapa preliminar.....	46
Tabela 4.4 - coeficientes de convecção para um escoamento turbulento.....	47
Tabela 4.5 - Parâmetros para o cálculo do novo comprimento dos tubos.....	48
Tabela 4.6 - Valores tabelados da perda de carga em pascal.....	52
Tabela 4.7 - Temperatura média de saída dos fluidos e perda de carga nos tubos para diferentes cortes de defletores.....	53
Tabela 4.8 - Temperatura média de saída dos fluidos e perda de carga nos tubos para diferentes cortes de defletores segmentares duplos.....	58
Tabela A.1 - Propriedades termofísicas da água.....	70
Tabela B.1 - Número de tubos em função do diâmetro externo, do layout triangular e do passo.....	71
Tabela C.1 - Estimativa do coeficiente de transferência de calor.....	72

LISTA DE ABREVIATURAS

LMTD	<i>Log Mean Temperature Difference</i>
CAD	<i>Computer-Aided Design</i>
CFD	<i>Computer Fluid Dynamics</i>
O.S.	<i>Over Surface</i>
TEMA	<i>Tubular Exchanger Manufacturers Association</i>

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	14
1.1 JUSTIFICATIVA.....	15
1.2 OBJETIVOS.....	16
1.2.1 Objetivo Geral.....	16
1.2.2 Objetivos Específicos.....	16
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	17
2.1 TROCADORES DE CALOR.....	17
2.2 TROCADORES DE CALOR CASCO E TUBO.....	18
2.3 FATOR DE INCRUSTAÇÃO.....	20
2.4 FUNDAMENTOS DA CONVECÇÃO.....	21
2.4.1 Coeficiente Global de Transferência de Calor.....	21
2.5 MÉTODO DA DIFERENÇA DE TEMPERATURA MÉDIA LOGARÍTMICA.....	23
2.6 LAYOUT DOS TUBOS.....	26
2.7 TIPOS DE CHICANAS EM TROCADORES CASCO E TUBO.....	27
2.8 MÉTODOS DE DIMENSIONAMENTO DO TROCADOR DE CALOR.....	28
2.8.1 Dimensionamento Preliminar.....	29
2.8.2 Método de Kern.....	30
2.9 QUEDA DE PRESSÃO.....	34
2.9.1 Análise em CFD de trocadores de calor.....	35
2.10 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL.....	38
2.10.1 Simulação em CFD.....	38
3 METODOLOGIA.....	40
3.1 DIMENSIONAMENTO DO TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO.....	40
3.1.1 Uso do software Solid Edge e realização da simulação.....	42
3.2 GERAÇÃO DA GEOMETRIA.....	43
4 RESULTADOS.....	44
4.1 CONFIGURAÇÃO DO TROCADOR DE CALOR.....	44
4.2 ALOCAÇÕES DOS FLUIDOS E SUAS PROPRIEDADES.....	45
4.3 RESULTADOS E AVALIAÇÃO DO PROJETO TÉRMICO PRELIMINAR.....	45
4.4 CÁLCULO DOS COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	47
4.5 CÁLCULO DO NOVO COMPRIMENTO DE TUBO.....	48
4.6 PERDA DE CARGA E TEMPERATURA DE SAÍDA DOS FLUIDOS.....	50
4.7 COMPARAÇÃO ENTRE CHICANAS SEGMENTARES SIMPLES E DUPLAS..	56
5 CONCLUSÃO.....	61
6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	62
REFERÊNCIAS.....	63
APÊNDICE A - DEFININDO AS CONFIGURAÇÕES, CONDIÇÕES DE CONTORNO E O PÓS-PROCESSAMENTO DA SIMULAÇÃO NO SOLID EDGE.....	65

ANEXO A - PROPRIEDADES FÍSICAS DA ÁGUA.....	70
ANEXO B - NÚMERO MÁXIMO DE TUBOS POR DIÂMETRO DE CASCO.....	71
ANEXO C - COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO.....	72

1 INTRODUÇÃO

Dentro de uma linha de produção, os processos de troca térmica são extremamente relevantes, sendo o trocador de calor um dos equipamentos mais comuns e essenciais na planta de processo químico para, por exemplo, resfriar um produto líquido ou gasoso o suficiente para ser armazenado ou transportado em segurança (Bell, 2003). O tipo de trocador de calor mais empregado na indústria é o trocador de calor casco e tubo, por apresentar uma elevada área de superfície de transferência de calor em função do seu baixo peso e volume relativos (Çengel; Ghajar, 2012).

Para aprimorar continuamente o desempenho na produção industrial, aumentar a confiabilidade dos processos e reduzir custos, as empresas precisam de equipamentos que sejam adequadamente dimensionados e personalizados de acordo com suas necessidades, considerando tanto as condições operacionais quanto as características físicas do ambiente em que serão instalados (Kern, 2010).

A redução no custo de operação, entretanto, envolve não só a fabricação do trocador, mas também os equipamentos que participam indiretamente do processo de transferência de calor, como a bomba responsável pela propulsão dos fluidos. Sendo assim, é importante estabelecer e limitar a queda de pressão tanto no lado do casco quanto do tubo do trocador, visto que uma queda de pressão elevada representa um maior gasto de energia pela bomba (Linsingen, 2001).

Neste trabalho, buscou-se dimensionar um trocador de calor casco e tubo e simular computacionalmente os efeitos da perda de carga e transferência de calor variando alguns parâmetros, como o corte e o tipo das chicanas, que não são contabilizados no cálculo analítico, e a vazão do fluido do casco, parâmetro que pode ser modificado no projeto hidráulico do sistema. A metodologia empregada foi a realização do dimensionamento do equipamento de acordo com as metodologias descritas por Kakaç (2012) e pelo método de Kern (1982), além da simulação em CFD para obter a perda de carga e o perfil de temperatura na saída dos fluidos. Para avaliar como variáveis independentes influenciam nos resultados, foram simulados três equipamentos, com a mesma geometria e dimensões, onde foram modificadas

variáveis como corte de chicana (corte com 22%, 27% e 33%), tipos de chicana e vazão mássica pelo lado do casco.

Desta forma, por meio da análise computacional do trocador de calor dimensionado analiticamente, conclui-se que houve uma redução da perda de carga para a utilização das chicanas segmentares duplas comparadas às chicanas simples. Entretanto, como efeito indesejável, os defletores duplos apresentam uma redução na transferência de calor, isto é, no coeficiente de convecção do fluido do casco, podendo ser necessário alterar outros parâmetros, como é o caso do corte ou do espaçamento do defletor, que aumentam a transferência de calor do lado do casco conforme diminuem seus valores, ou até mesmo preferir por utilizar defletores segmentares simples, visando aumentar essa transferência de calor caso não sejam atendidas as temperaturas de saída dos fluidos estabelecidas em projeto.

1.1 JUSTIFICATIVA

Conhecer e entender o funcionamento e as variáveis que influenciam o desempenho de determinado trocador de calor para determinada operação de troca térmica é fundamental para a engenharia. Não é difícil encontrar modificações durante a fase de projeto, instalação ou orçamento de uma linha de operação, podendo ser, os trocadores de calor, afetados por tais mudanças. Assim, é necessário entender a variação e a influência dos parâmetros do trocador de calor no processo, bem como simular computacionalmente, ferramenta auxiliar para engenheiros e projetistas, permitindo previsões de comportamentos, que podem ocorrer durante a operação, de forma mais econômica, minimizando riscos e permitindo ganhos na produtividade. Deste modo, o cálculo analítico auxiliado por simulações permitem uma melhor tomada de decisão durante a fase de projeto em relação aos parâmetros construtivos, de modo a buscar uma transferência de calor mais efetiva com uma perda de carga relativamente menor, evitando imprevistos que poderiam resultar em gastos adicionais para a substituição do trocador de calor.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo Geral

Dimensionar e realizar uma simulação em CFD de um trocador de calor casco e tubo para analisar perda de carga e perfil de temperatura na saída dos fluidos.

1.2.2 Objetivos Específicos

- a) Definir um processo operacional em que se utiliza um trocador de calor casco e tubo (definição das vazões, temperaturas de entrada e saída);
- b) dimensionar um trocador de calor casco e tubo usando dados de literatura;
- c) visualizar o trocador de calor dimensionado em 3D;
- d) realizar a simulação computacional por CFD analisando a perda de carga no casco e a transferência de calor, a partir do perfil de temperatura na saída dos fluidos, variando parâmetros como a vazão de entrada do fluido do casco, o corte e o tipo da chicana.

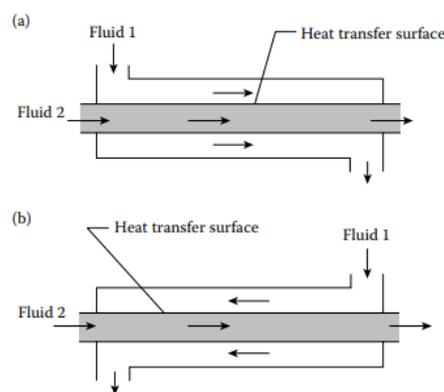
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 TROCADORES DE CALOR

Os trocadores de calor são dispositivos projetados para facilitar a troca térmica entre dois fluidos a diferentes temperaturas, sejam eles líquidos, vapores ou gases. Estes equipamentos apresentam diferentes características mecânicas e de fabricação, apresentando diferentes tamanhos e operando em diversas faixas de temperatura, podendo suportar altas pressões e temperaturas. Esta variedade de operações e características, permite a ampla utilização dos trocadores em várias aplicações, como nas usinas a vapor, em unidades de processamento químico e de alimentos, indústria de petróleo (Kakaç, 2012).

Quanto ao arranjo do escoamento, pode-se classificar os trocadores da seguinte forma: de escoamento paralelo, contracorrente ou de fluxo cruzado. No escoamento paralelo, os fluidos quente e frio entram no trocador por uma mesma extremidade, avançam em um sentido e escoam até um ponto de saída, como mostrado na Figura 2.1 (Çengel; Ghajar, 2012).

Figura 2.1 - Diferentes regimes de escoamento: (a) escoamento paralelo; (b) escoamento contracorrente



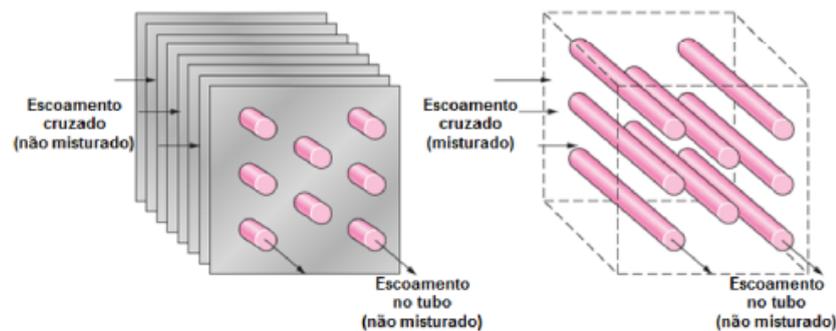
Fonte: Kakaç, (2012)

Quanto ao escoamento contracorrente, os fluidos quente e frio entram em extremidades opostas e escoam em sentidos opostos. Desta forma, o gradiente de temperatura entre os fluidos na entrada e na saída do trocador são menores,

resultando em uma troca térmica mais homogênea ao longo do trocador e assim, uma maior eficiência na troca (Kakaç, 2012).

Já o fluxo cruzado, ocorre quando um fluido escoar perpendicularmente ao outro, podendo ser classificado como: sem mistura, onde as aletas impedem que o fluido escoar no sentido paralelo aos tubos, forçando-o a escoar entre as aletas, e com mistura, onde o fluido pode escoar paralelamente aos tubos também, como mostrado na Figura 2.2. É comum a utilização de um arranjo contracorrente em trocadores, visto que é necessária uma superfície menor para atingir uma taxa de transferência de calor (Çengel; Ghajar, 2012).

Figura 2.2 - Tipos de escoamento cruzado em trocadores de calor



Fonte: Çengel e Ghajar, (2012)

Para a seleção de um trocador de calor, o engenheiro especialista deve considerar o tipo de serviço a ser realizado. Os parâmetros do processo de operação influenciam na escolha de determinado trocador, já que é necessário realizar uma análise térmica, isto é, determinar a área de troca térmica necessária para as condições de temperatura e escoamento de fluidos pré-determinados, com o objetivo de verificar se o equipamento de tamanho e geometria especificados, atende aos requisitos de aquecimento ou resfriamento do fluido de trabalho (Cheremisinoff, 2000).

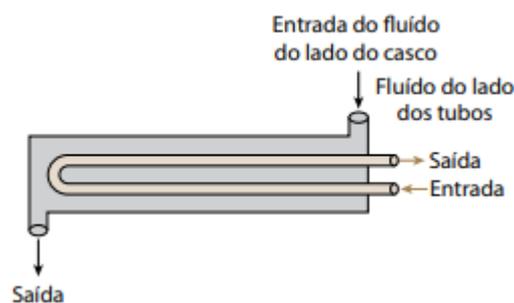
2.2 TROCADORES DE CALOR CASCO E TUBO

Os trocadores de calor casco e tubo permitem amplas transferências de calor entre dois fluidos em relação a um baixo peso e volume (Kakaç, 2012). Isto é

possível pelo grande número de tubos contidos em um casco, de forma que seus eixos sejam paralelos. Desta forma, os pequenos e numerosos tubos permitem uma maior área de transferência de calor entre um fluido que escoar pelo lado do tubo e outro fluido que escoar por fora do tubo, isto é, pelo lado do casco. A taxa de transferência também pode ser aumentada pelo uso de chicanas, placas que permitem uma posição fixa entre os tubos e também forçam o fluido do lado do casco a escoar através dela, aumentando a transferência de calor (Çengel; Ghajar, 2012).

Os trocadores podem ser classificados quanto à disposição dos tubos e do casco. Quando os tubos dão meia volta no casco, permitindo ao fluido que vá de um sentido para o outro e depois retorne, e o casco permite que o fluido escoar em apenas um sentido, o trocador é chamado de trocador de calor de um passe no casco e dois passes no tubo, como mostrado na Figura 2.3 (Çengel; Ghajar, 2012).

Figura 2.3 – Trocador de calor de um passe de casco e dois passes de tubo



Fonte: Çengel e Ghajar, (2012)

Ao projetar este tipo de trocador deve-se considerar uma série de fatores importantes a fim de maximizar sua eficiência e manter sua eficácia, destacando-se dentre eles os seguintes (Edwards, 2008):

- Tipo de fluido e localização;
- Determinação das temperaturas dos fluidos na entrada e saída do trocador;
- Limites de velocidade e pressão de operação no casco e no tubo;
- Coeficiente de incrustação;
- Número de passes;
- Comprimento de tubulação;
- Material.

2.3 FATOR DE INCRUSTAÇÃO

Com o passar do tempo de funcionamento, ocorrem acúmulos de depósitos nas superfícies de troca de calor, provocando uma queda de desempenho nestes equipamentos. A situação de maior recorrência é a precipitação de depósitos sólidos, que se alojam ao longo da superfície de troca, diminuindo a taxa de transferência de calor. Essa medida de resistência térmica à transferência de calor é denominada de fator de incrustação (R_f), que no caso do trocador de casco e tubo, pode ser levado em conta para a superfície interna e externa do tubo. Desta forma, o fator de incrustação deve ser levado em conta no projeto onde sua presença é possível, podendo resultar em uma área de troca de calor maior e, conseqüentemente, mais cara para atender às necessidades mesmo após a presença de incrustações (Çengel; Ghajar, 2012).

Desta forma, o projetista ao utilizar no projeto a área considerando a incrustação, adiciona uma certa porcentagem de área de superfície limpa para contabilizar os efeitos da incrustação, evitando que com o passar do tempo o surgimento de incrustações ao longo da superfície altere as temperaturas dos fluidos na saída do trocador estabelecidas em projeto. Entretanto, este percentual de excedência em relação à área limpa (O.S.), do inglês *over surface*, deve ser limitado em cada projeto, situando em torno da faixa de 20% a 35%, visto que uma área com incrustação muito maior do que uma área sem incrustação significa um superdimensionamento da área do trocador em relação ao funcionamento limpo do mesmo, apenas para garantir o possível surgimento de incrustações ao longo dos tubos, sendo que as operações também contam com limpezas e manutenções para retirada da incrustação (Kakaç, 2012). O cálculo do valor O.S. pode ser obtido como:

$$\text{O.S.} = 100 \times \frac{A_f - A_c}{A_c} \quad (2.1)$$

Onde:

A_f é a área de transferência de calor com incrustação;

A_c é a área de transferência de calor sem incrustação.

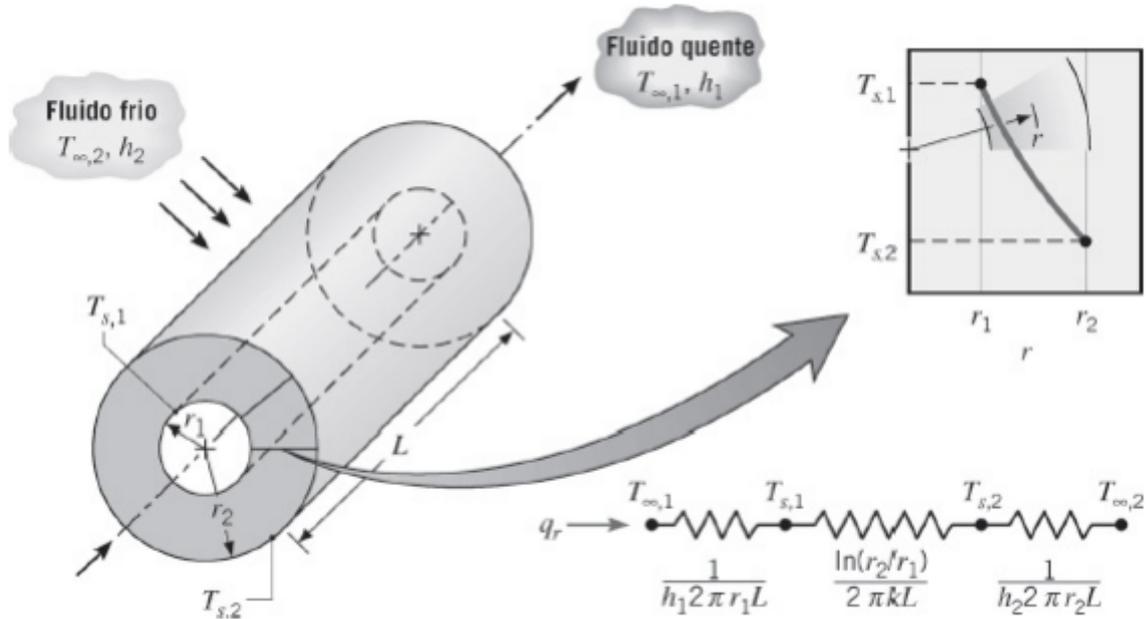
2.4 FUNDAMENTOS DA CONVECÇÃO

Existem três mecanismos básicos de transferência de calor: condução, convecção e radiação. A condução e a convecção assemelham-se por necessitarem de um meio material, porém, na convecção o meio precisa estar em movimento, isto é, o fluido se desloca, ao contrário da condução em que o meio se encontra estático. Desta forma, a condução ocorre em sólidos e em fluidos que não apresentam movimentos, e a convecção em fluidos com presença de deslocamento de massa. Sendo assim, a taxa de transferência de calor em fluido por convecção é maior do que condução, visto que há um transporte de energia pelo deslocamento do fluido, ou seja, coloca-se mais partes quentes e frias do fluido em contato. E essa taxa de transferência aumenta conforme a velocidade do fluido também aumenta, já que um aumento no deslocamento de massa proporciona um transporte maior de calor em um determinado período (Çengel; Ghajar, 2012).

2.4.1 Coeficiente Global de Transferência de Calor

O coeficiente global de transferência de calor, representado por U , é uma função da resistência térmica total à transferência de calor entre dois fluidos. Assim, para a análise de trocadores de calor, é fundamental a utilização deste coeficiente por reunir os efeitos das resistências térmicas no caminho do fluxo de calor, onde para um trocador de calor, envolve o processo de convecção do fluido quente para a parede, de condução através da parede e da convecção da parede para o fluido frio (Incropera et.al, 2008). Na Figura 2.4, é mostrado o circuito térmico com as resistências para uma parede cilíndrica como no caso do trocador de casco e tubo.

Figura 2.4 - Resistências térmicas para o processo de transferência de calor de um cilindro



Fonte: Incropera et.al, 2008

Desta forma, para uma superfície livre de incrustações, a expressão para o coeficiente global, de acordo com Kakaç (2012), pode ser obtida de maneira simplificada como:

$$\frac{1}{Uc} = \left(\frac{1}{h_0 \times r_0} + \frac{1}{h_i \times r_i} + \frac{\ln \frac{r_0}{r_i}}{K} \right) \times r_0 \quad (2.2)$$

Onde:

h_0 é o coeficiente de convecção do fluido externo ao tubo, que flui pelo casco;

r_0 é o raio do diâmetro externo do tubo;

h_i é o coeficiente de convecção do fluido interno ao tubo;

r_i é o raio do diâmetro interno do tubo;

K é a condutividade térmica do tubo;

Uc é o coeficiente global de transferência de calor sem incrustação.

Para representar os efeitos da resistência à transferência de calor das incrustações, é necessário modificar a equação do coeficiente global de transferência de calor para uma superfície limpa, obtendo:

$$\frac{1}{U_f} = \left(\frac{1}{h_o \times r_o} + \frac{1}{h_i \times r_i} + \frac{R_{fi}}{r_i} + \frac{R_{fo}}{r_o} + \frac{\ln \frac{r_o}{r_i}}{K} \right) \times r_o \quad (2.3)$$

Sendo:

R_{fo} , a incrustação do fluido em contato com a superfície externa do tubo;

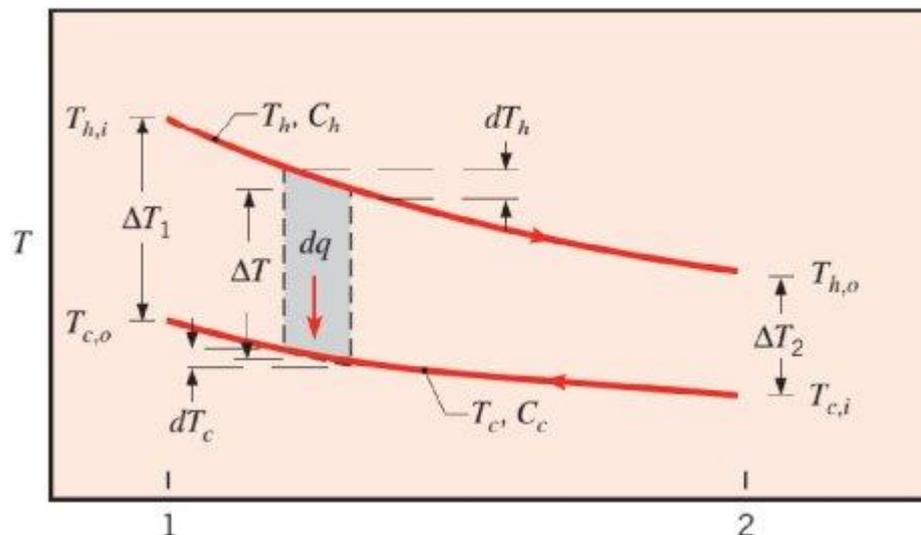
R_{fi} , a incrustação do fluido em contato com a superfície interna do tubo;

U_f , o coeficiente global de transferência de calor com incrustação.

2.5 MÉTODO DA DIFERENÇA DE TEMPERATURA MÉDIA LOGARÍTMICA

Na análise de trocadores de calor, a diferença de temperatura entre os fluidos é constantemente relacionada a outras variáveis, sendo que essa diferença não é constante ao longo do percurso de escoamento do fluido, necessitando assim obter a diferença de temperatura média. Este método é obtido a partir do perfil real da temperatura dos fluidos ao longo do trocador, refletindo a mudança exponencial da diferença de temperatura, como é mostrado na Figura 2.5 (Çengel; Ghajar, 2012).

Figura 2.5 - Variação de temperatura dos fluidos ao longo do trocador de calor com escoamento contracorrente



Fonte: Incropera et.al, (2008)

Para obter este método, é considerado as seguintes simplificações, permitindo uma boa aproximação na prática:

- O calor específico para uma faixa de temperatura especificada, pode ser considerado como constante para um valor médio ao longo de toda trajetória;
- As perdas de calor são desprezíveis para o ambiente;
- Eventuais mudanças de energia cinética e potencial podem ser desprezadas.

Partindo dessas suposições, a primeira lei da termodinâmica determina que a taxa de transferência de calor do fluido quente é igual ao do fluido frio, sendo dada pela equação fundamental da calorimetria relacionada ao calor sensível (Çengel; Ghajar, 2012). Ou seja:

$$\dot{Q} = m_h' \cdot c_{ph} \cdot (T_{h1} - T_{h2}) \quad (2.4)$$

e

$$\dot{Q} = m_c' \times c_{pc} \times (T_{c2} - T_{c1}) \quad (2.5)$$

Onde os subscritos c e h indicam as propriedades do fluido frio e quente, respectivamente, assim como 1 e 2 representam as propriedades do fluido na entrada e na saída, respectivamente, do trocador de calor. Desta forma:

m_c' é a vazão mássica do fluido frio;

m_h' é a vazão mássica do fluido quente;

c_p é calor específico do fluido frio ou quente de acordo com o subscrito c ou h;

T_2 é a temperatura de saída do fluido frio ou quente de acordo com o subscrito c ou h;

T_1 é a temperatura de entrada do fluido frio ou quente de acordo com o subscrito c ou h;

\dot{Q} é a taxa de transferência de calor total da entrada até a saída do fluido.

De acordo com Çengel e Ghajar (2012), é fundamental relacionar a taxa de transferência de calor com grandezas como as temperaturas de entrada e saída dos fluidos, o coeficiente global de transferência de calor e a área superficial de troca térmica. Desta forma, a taxa total de transferência de calor também pode ser obtida de modo análogo à segunda lei de Newton do resfriamento:

$$\dot{Q} = U.A_s.\Delta T_m \quad (2.6)$$

Onde A_s é a área de transferência de calor, U é o coeficiente global de transferência de calor e ΔT_m é a diferença de temperatura média adequada entre os dois fluidos.

Assim, utilizando as Equações (2.4), (2.5) e (2.6) para uma seção diferencial do trocador de calor, como mostrado na Figura 2.5, pode-se obter a diferença infinitesimal de temperatura entre o fluido quente e frio ($dT_h - dT_c$), e integrando da entrada do trocador até a saída, obtém-se a seguinte equação (Çengel; Ghajar, 2012):

$$\dot{Q} = U.A_s. \frac{(Th1 - Tc2) - (Th2 - Tc1)}{\ln\left(\frac{Th1 - Tc2}{Th2 - Tc1}\right)} \quad (2.7)$$

Sendo, a diferença de temperatura média logarítmica, LMTD, dada por:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (2.8)$$

Onde ΔT_1 representa a diferença de temperatura entre a entrada do fluido quente e a saída do fluido frio e ΔT_2 indica a diferença de temperatura entre a saída do fluido quente e a entrada do fluido frio.

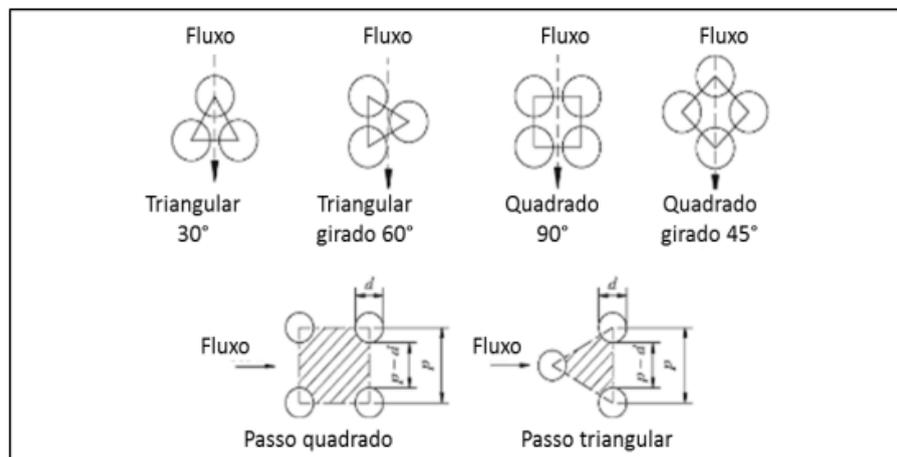
Esta relação da diferença de temperatura média logarítmica limita-se aos trocadores de calor de escoamento paralelo ou contracorrente de um passe. Para trocadores de calor de escoamento cruzado e de casco e tubos com multipasses, a diferença de temperatura média logarítmica equivalente é relacionada com o ΔT_{lm}

de um passe através de um fator F , chamado de fator de correção, que depende da geometria e das temperaturas de entrada e saída (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

2.6 LAYOUT DOS TUBOS

A norma TEMA (2007) apresenta a disposição dos tubos para o formar o feixe de tubos em quatro configurações diferentes de acordo com o ângulo entre os tubos, como mostra a Figura 2.6, onde cada tipo de padrão apresenta uma vantagem em relação aos outros. O layout de passo triangular, ou de ângulo de 30° ou 60° , apresenta uma maior compactação dos tubos podendo acomodar um maior número no interior do casco e provocando turbulências maiores em seu interior, aumentando, assim, a taxa de transferência de calor, porém a maior compactação dificulta a acessibilidade para limpeza das incrustações. Os layouts de 90° ou 45° permitem uma melhor acessibilidade para a limpeza, porém provocam turbulências relativamente menores (Mukherjee, 1998).

Figura 2.6 - Tipos de passo



Fonte: Thulukkanam, (2013)

O passo do tubo (P_t), definido como a distância entre os centros de dois tubos adjacentes, é escolhido de forma que a relação do passo (P_r), definido por P_t/d_0 , onde d_0 é o diâmetro externo do tubo, esteja entre 1,25 e 1,5 e pode ser alterado na fase de projeto a fim de modificar o desempenho do trocador, visto que uma aumento do passo P_t , por exemplo, provoca uma diminuição na perda de carga e na transferência de calor pelo lado do casco. A folga entre tubos adjacentes é definida

como a distância entre centros menos o diâmetro externo do tubo, como mostra a Equação

$$C = Pt - d_0 \quad (2.9)$$

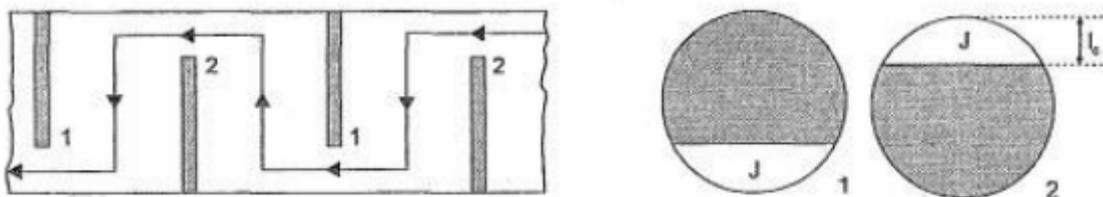
O número de tubos que podem ser comportados dentro do casco depende do layout dos tubos, sendo assim, é importante a sua determinação durante o projeto do trocador. Além deste parâmetro, o diâmetro externo do tubo, o tamanho do passo (Pt), o diâmetro interno de casco e o número de passes são parâmetros que determinam o número máximo do feixe de tubos dentro do casco (Kakaç, 2012).

2.7 TIPOS DE CHICANAS EM TROCADORES CASCO E TUBO

As chicanas, ou defletores, são utilizadas para dar um suporte de fixação aos tubos, isto é, uma maior rigidez estrutural, e promover uma maior turbulência com o desvio do fluxo do fluido do casco pelos feixe de tubos, aumentando o coeficiente de transferência de calor por convecção. Os defletores podem ser classificados como transversal ou longitudinal, sendo o transversal classificado ainda como defletor de placas ou de haste (Mukherjee, 1998).

Os defletores segmentares simples e duplos são os mais comuns, desviando de modo mais efetivo o fluido por entre os tubos. A chicana segmentar simples consiste de um disco cortado a uma distância l_c , chamada de altura da janela, como mostra a Figura 2.7. Assim, a janela é o setor cortado por onde o fluido passa, e o corte da chicana é a razão entre a altura da janela e o diâmetro da chicana, que equivale ao diâmetro do casco, sendo expressa por l_c/D_s (Araújo, 2002).

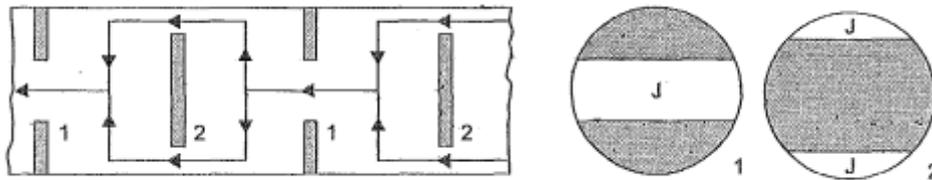
Figura 2.7 - Chicana segmentar simples, sendo l_c a altura da janela e J o setor do corte



Fonte: Araújo, (2002)

Na Figura 2.8, tem-se um exemplo de chicana duplamente segmentada, onde a janela por onde o fluido escoa está localizada no centro de uma das chicanas e em duas extremidades opostas na chicana seguinte.

Figura 2.8 - Chicana duplamente segmentada



Fonte: Araújo, (2002)

O espaçamento das chicanas deve ser escolhido com critério, estando idealmente dentro do intervalo de 0,4 a 0,6 do diâmetro interno do casco, pelo fato de que um espaçamento muito pequeno resulta em uma penetração muito baixa pelo fluido no casco, além de que dificulta a limpeza de impurezas, e um espaçamento muito afastado provocará uma fraca sustentação, podendo levar à falha do material devido a vibração dos fluidos. Além disso, geralmente é recomendado um corte do defletor de 20% a 35% (Kakaç, 2012).

2.8 MÉTODOS DE DIMENSIONAMENTO DO TROCADOR DE CALOR

O projeto do trocador de calor é dividido em projeto térmico e em projeto mecânico. O projeto mecânico é uma etapa posterior ao projeto térmico que corresponde ao dimensionamento de alguns componentes para suportar, por exemplo, pressões de operações em determinada temperatura sem que haja falha do material, determinando a espessura do casco e da chicana, a escolha do material, dentre outros. O projeto térmico, por sua vez, caracteriza-se por determinar o dimensionamento básico dos componentes que participam diretamente do processo de troca térmica do trocador de calor, como diâmetro interno do casco, comprimento, diâmetro e espessura dos tubos, entre outros (Mukherjee, 1998).

Para o projeto térmico existem diversas metodologias empregadas para o dimensionamento do trocador de calor casco e tubo, cada qual com vantagens e desvantagens.

2.8.1 Dimensionamento Preliminar

O dimensionamento da superfície de troca térmica do trocador de calor e, conseqüentemente, do comprimento dos tubos, depende, por exemplo, da determinação dos coeficientes de convecção dos fluidos, sendo estes dependentes de parâmetros de construção do trocador. Como no início do projeto não há ainda um trocador existente, é necessário estimar os coeficientes de convecção de acordo com a tabela dos coeficientes de transferência de calor típicos dos fluidos em trocadores de calor (Kakaç, 2012).

Assim, de acordo com a metodologia utilizada por Kakaç (2012), após a estimativa dos coeficientes de convecção, pode-se realizar o cálculo das áreas de transferência de calor com a obtenção dos parâmetros térmicos dos coeficientes globais e da diferença de temperatura média logarítmica, de acordo com as Equações (2.2), (2.3) e (2.8).

$$A_f = \frac{\dot{Q}}{U_f \cdot \Delta T_{lm}} \quad (2.10)$$

$$A_c = \frac{\dot{Q}}{U_c \cdot \Delta T_{lm}} \quad (2.11)$$

Onde A_f e A_c são as áreas de transferência de calor considerando as incrustações e sem considerar incrustações, isto é, de superfície limpa, respectivamente.

Assim, com a obtenção da área de transferência de calor, pode-se calcular o diâmetro interno do casco e o número de tubos. A expressão para determinar o diâmetro do casco é dada por Kakaç (2012) como sendo:

$$D_s = 0,637 \times \sqrt{\frac{CL}{CTP}} \times \sqrt{\frac{Af \times PR^2 \times d_o}{L}} \quad (2.12)$$

Onde d_o é o diâmetro externo do tubo, L é o comprimento dos tubos, Af é a área com incrustação e CTP é a constante de cálculo da contagem de tubos que leva em consideração a cobertura incompleta do diâmetro interno do casco pelo diâmetro do tubo, devido à folga necessária entre o casco e o diâmetro externo dos tubos.

Para tubos de um passe, CTP é igual a constante de 0,93, para tubos de dois passes, CTP é igual a 0,9 e para tubos de três passes, CTP é igual a 0,85.

A variável CL representa uma constante do layout do tubo, onde para os ângulos entre os tubos de 90° e 45° CL é igual a 1 e para os ângulos de 30° e 60° CL é igual a 0,87 (Kakaç, 2012).

Para a fórmula do número de tubos, Kakaç (2012) apresenta a seguinte equação:

$$N_t = 0,785 \times \frac{CTP}{CL} \times \frac{D_s^2}{Pr^2 \times d_o^2} \quad (2.13)$$

Onde D_s é o diâmetro interno do casco e Pr é a razão de passo.

Com a determinação do número de tubos é necessário analisar se o diâmetro interno de casco calculado comporta o valor do número de tubos para determinado número de passe comparando com valores tabelados do número máximo de tubos em um determinado diâmetro interno de casco. Caso não comporte, isto é, o número de tubos calculado fique acima do comportado pelo diâmetro de casco em um determinado passe, deve-se escolher o diâmetro maior seguinte, de modo que o número de tubos tabelado seja maior ou igual ao calculado, sendo os valores tabelados os mais próximos possível dos valores calculados (Kakaç, 2012).

2.8.2 Método de Kern

Com um trocador existente e previamente determinado, pode-se obter os coeficientes de convecção do fluido que escoar pelo lado do feixe de tubo e do fluido

que escoo do lado do casco através de correlações utilizando o método de Kern (1982). Para tanto, o regime de escoamento dos fluidos, isto é, o número de Reynolds, deve ser determinado visto que se o escoamento do fluido no casco ou no tubo for turbulento existe um determinado conjunto de correlações para obter o coeficiente de transferência de calor e se for laminar as correlações serão outras (Kakaç, 2012).

Para fluidos turbulentos, McAdams (1954) apresenta as seguintes correlações para o coeficiente de transferência de calor pelo lado do casco (apud Kakaç, 2012):

$$\frac{h_o D_e}{k} = 0.36 \left(\frac{D_e G_s}{\mu} \right)^{0.55} \left(\frac{c_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (2.14)$$

$$\text{Para } 2 \times 10^3 < Re_s = \frac{G_s \times D_e}{\mu} < 1 \times 10^6$$

Onde:

ho: coeficiente de transferência de calor por convecção do lado do casco [W/(m².K)];

k: coeficiente de transferência de calor por condução do fluido do casco [W/(m.K)];

De: diâmetro equivalente [m];

Gs: velocidade de massa pelo casco [kg/(m².s)];

μ: viscosidade dinâmica [N.s/m²];

cp: calor específico a pressão constante [kJ/(kg.K)];

μb: viscosidade dinâmica [N.s/m²];

μw: viscosidade dinâmica na parede do tubo [N.s/m²];

Re_s: número de Reynolds pelo lado do casco.

Em que as propriedades acima são encontradas, a partir da temperatura média entre a temperatura de entrada e saída do fluido do casco, na tabela de propriedades físicas dos fluidos.

Para determinar se o fluido é turbulento, e, por conseguinte, se a correlação apresentada pode ser utilizada, o número de Reynolds deve ser obtido como:

$$Re_s = \frac{G_s D_e}{\mu} \quad (2.15)$$

Para obter a viscosidade na parede do tubo (μ_w) é preciso obter primeiramente a temperatura na parede (T_w), para em seguida consultar a tabela de propriedades físicas dos fluidos. Para isto, é realizado o cálculo da média das temperaturas médias de entrada e saída do fluido interno e externo ao tubo, isto é, T_w é dado por:

$$T_w = \frac{1}{2} \left(\frac{T_{c_1} + T_{c_2}}{2} + \frac{T_{h_1} + T_{h_2}}{2} \right) \quad (2.16)$$

O diâmetro equivalente é uma função da área de fluxo líquido e do perímetro molhado, onde estes parâmetros variam de acordo com o layout do tubo. Com isso, para o layout triangular, tem-se a seguinte equação:

$$D_e = \frac{4 \left(\frac{P_T^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi d_o^2}{8} \right)}{\pi d_o / 2} \quad (2.17)$$

Onde:

P_T é o passo entre tubos;

d_o é o diâmetro externo do tubo.

O fluido ao escoar pelo lado do casco encontra obstáculos, como o feixe de tubos e as chicanas, que limitam e diminuem a área de fluxo, ou seja, não há área de fluxo livre pelo lado do casco. Logo, a área de fluxo cruzado do feixe de tubo é dada por:

$$A_s = \frac{D_s C B}{P_T} \quad (2.18)$$

Onde:

C é a folga entre os tubos;

B é o espaçamento entre as chicanas;

D_s é o diâmetro interno do casco.

A vazão mássica pelo lado do casco é dada pela razão do fluxo de massa do

fluido do casco pela área de fluxo cruzado:

$$G_s = \frac{\dot{m}}{A_s} \quad (2.19)$$

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor nos tubos h_i , obtém-se as propriedades físicas do fluido na temperatura média. Calcula-se, primeiramente, a área de transferência de calor A_{tp} , dada, de acordo com Kakaç (2012), por:

$$A_{tp} = \frac{\pi d_i^2}{4} \cdot \frac{Nt}{\text{Número de passes}} \quad (2.20)$$

Onde Nt é o número de tubos, d_i é o diâmetro interno do tubo e o número de passes corresponde ao passe do feixe de tubos.

Em seguida, com a área de transferência obtida, tem-se que a velocidade média do fluido pode ser obtida da seguinte forma:

$$u_m = \frac{\dot{m}_t}{\rho_t A_{tp}} \quad (2.21)$$

Onde \dot{m}_t é a vazão mássica do fluido pelo lado dos tubos e ρ_t é a densidade do fluido do lado dos tubos.

Com o valor da velocidade média, o número de Reynolds é calculado da seguinte maneira:

$$Re = \frac{\rho u_m d_i}{\mu} \quad (2.22)$$

Onde μ é a viscosidade dinâmica do fluido do feixe de tubos e ρ é a densidade do fluido dos tubos.

Gnielinski (1976) recomendou a seguinte correlação para o número médio de Nusselt para fluxo turbulento, apresentando números de Reynolds que estão entre 2300 e 10^4 (apud Kakaç, 2012):

$$Nu_b = \frac{(f/2)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/2)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (2.23)$$

Onde:

f é o fator de fricção dado por:

$$f = (1.58 \ln Re - 3.28)^{-2} \quad (2.24)$$

e Pr é o número de Prandtl.

Obtido o número de Nusselt, o coeficiente de transferência de calor do lado do tubo é dado por (Kakaç, 2012):

$$h_i = \frac{Nu_b k}{d_i} \quad (2.25)$$

Onde k é o coeficiente de condução do fluido dos tubos.

Desta forma, com os coeficientes de transferência de calor calculados, pode-se determinar a nova área de troca térmica a partir das Equações (2.10) e (2.11), para em seguida calcular o percentual O.S. e verificar se o resultado está abaixo do definido em projeto, caso contrário os parâmetros do trocador de calor devem ser modificadas de modo a alterar os coeficientes de convecção.

Por fim, com a área obtida, é possível determinar o novo comprimento dos tubos do trocador:

$$L = \frac{Af}{\pi \times d_0 \times Nt} \quad (2.26)$$

2.9 QUEDA DE PRESSÃO

A determinação da queda de pressão devido aos efeitos de atrito durante o escoamento dos fluidos é um fator muito importante, uma vez que está diretamente relacionada com as exigências da potência de bombeamento ou entrada de trabalho do ventilador necessário para manter o fluxo. Tal importância deve-se ao fato de que o custo da potência da bomba ou do ventilador é uma parte importante do custo do

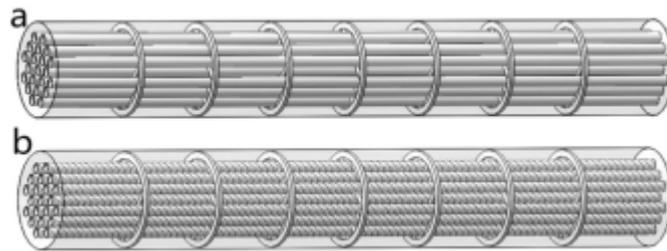
trocador, onde um mal dimensionamento pode provocar um prejuízo econômico pelo aumento dos custos operacionais, isto é, uma bomba ou ventilador com elevada potência pode não compensar pelo aumento da transferência de calor de um trocador de calor muito compacto, principalmente para fluidos de baixa densidade, sendo necessário estabelecer uma perda de carga máxima admissível (Kakaç, 2012).

2.9.1 Análise em CFD de trocadores de calor

As principais variáveis que interferem diretamente no desempenho hidráulico e térmico do fluido pelo lado do casco são as relacionadas com a configuração das chicanas ou dos tubos, sendo suas contribuições de difícil análise por métodos analíticos. Assim, de acordo com Liu et.al (2015), a otimização do desempenho pelo lado do casco conta com muitos estudos para tipos de defletores porém poucos se concentram na mudança do tipo de tubo. Como exemplo, a análise experimental de defletores de haste, onde segundo Smyth (1981) os resultados mostraram um pequeno aumento no coeficiente de transferência de calor e uma diminuição significativa na perda de pressão em relação aos trocadores de calor com defletores de placa (apud Liu et.al, 2015).

Assim, Liu et.al (2015), procurando estudar mais sobre a mudança dos tipos de tubos para melhorar o desempenho termo hidráulico, realizou uma simulação numérica em trocadores com defletores de haste e com tubos corrugados em espiral, conforme ilustrado na Figura 2.9.

Figura 2.9 - Modelo de trocadores de calor com defletores de haste: a) Com tubos lisos. b) Com tubos corrugados em espiral

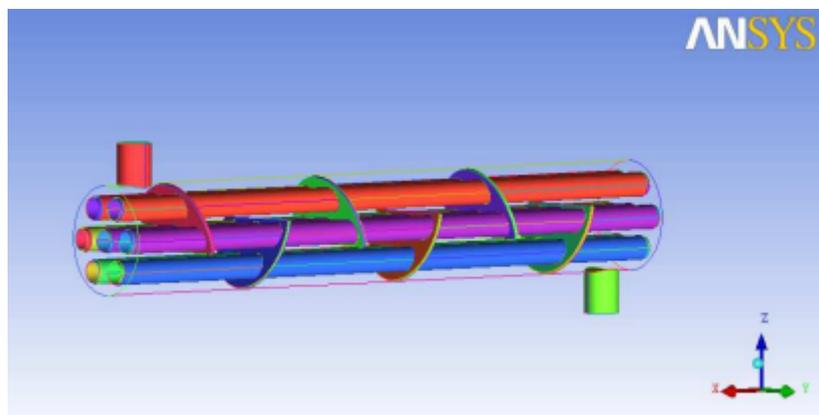


Fonte: Liu et.al, (2015)

A análise numérica dos gráficos vetoriais de velocidade permitiu concluir que no caso do feixe de tubos lisos, vórtices são gerados de forma mais intensa próximos às paredes dos tubos, aumentando a resistência e a perda de carga, e diminuindo a velocidade do fluido dentro do feixe, o que resulta em uma menor transferência de calor. Para os tubos corrugados, são formados vórtices menores e o fluido é conduzido pelos canais de fluxo em espiral, reduzindo a perda de carga e aumentando a transferência de calor do lado do casco.

Quanto ao uso de defletores planos e segmentares simples, Raj e Ganne (2012) propuseram uma simulação utilizando a ferramenta de software CFD Ansys CFX de um trocador de calor com 6 defletores ao longo do casco em orientações alternadas, com corte voltado para cima e corte voltado para baixo, como mostra a Figura 2.10. Para otimização do equipamento, foi variado o ângulo de inclinação das chicanas entre 0° , 10° e 20° .

Figura 2.10 - Trocador de calor com defletores segmentares inclinados



Fonte: Raj e Ganne, (2012)

Assim, a partir dos resultados em CFD, Raj e Ganne (2012) concluíram que a queda de pressão diminui conforme o ângulo de inclinação aumenta, visto que para os ângulos de 10° e 20° o fluxo é mais suave em comparação com o ângulo de 0°, onde o fluxo gera vórtices maiores perto dos defletores, resultando numa perda de carga maior. Para as temperaturas de saída do fluido do casco, os resultados apresentaram uma variação insignificante, mantendo praticamente a mesma temperatura média de saída para uma mesma vazão do fluido.

Wang et.al (2014) também realizou simulações em CFD comparando um trocador de calor contendo chicanas helicoidais com um trocador de calor com chicanas planas em forma de elipse e inclinadas de modo a proporcionar um fluxo helicoidal aproximadamente contínuo. Devido a dificuldade de construção, a maioria dos trocadores apresentam defletores helicoidais de fluxo não contínuo, sendo formado por quatro placas elípticas unidas ponta a ponta, conforme a Figura 2.11. O espaço entre as duas placas adjacentes leva a um grande vazamento de fluido.

Figura 2.11 - Configuração do defletor plano com as zonas de vazamento destacadas



Fonte: Wang et.al, (2014)

Desta maneira, Wang et.al (2014), buscando melhorar a configuração da chicana, propôs uma simulação de um trocador de calor casco e tubo com defletor de dobra, que bloqueava a zona de vazamento e induzia a um fluxo helicoidal contínuo. Como resultado, o fluxo contínuo apresentou um aumento de aproximadamente 10% na transferência de calor e um pequeno aumento na perda de carga.

2.10 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

A simulação computacional permite a construção de protótipos digitais para o desenvolvimento de novos produtos ou processos físicos de um determinado sistema, podendo entender o comportamento dos materiais envolvidos sem a necessidade de gastos maiores (Versteeg; Malalasekera, 2007). Dessa forma, além da previsibilidade do comportamento de um equipamento, por exemplo, a simulação traz diferentes vantagens, como menor tempo de desenvolvimento, qualidade, economia de custos, entre outros.

2.10.1 Simulação em CFD

As ferramenta de simulação de fluxo baseado na dinâmica de fluido computacional (CFD), obtém uma análise da dinâmica de sistemas que envolve escoamento de fluidos, transferência de calor e outros fenômenos de forma rápida e precisa (Versteeg; Malalasekera, 2007). O programa é relativamente simples de utilizar, podendo realizar uma simulação CFD seguindo as seguintes etapas:

1. Identificar o problema.
 - a. Definição dos objetivos.
 - b. Identificação do domínio
2. Pré-processamento
 - a. Criação da geometria.
 - b. Configuração dos parâmetros e definição dos modelos físicos.
 - c. Definição das condições de contorno.
3. Solução.
4. Pós-processamento.
 - a. Apresentação e análise dos resultados

Inicialmente, identifica-se o problema definindo os objetivos da simulação a fim de simplificar a geometria e a modelagem, de modo que o resultado final não se altere. Nesta fase, os domínios também são identificados, sendo no caso do

trocador de calor os fluidos que escoam internamente e externamente ao tubo e o casco do equipamento.

A fase de pré-processamento se inicia com a geração da geometria, modelando e criando apenas a parte que interessa a simulação. Em seguida, é necessário estabelecer as configurações dos parâmetros físicos que permitirão o cálculo e solução do problema proposto. Deve ser definido as unidades físicas, os fluidos e o tipo de escoamento, o material do trocador, os fenômenos físicos a serem considerados na simulação, isto é, condução, convecção ou radiação, e também se o escoamento será estacionário ou não.

Outra etapa de pré-processamento é a definição das condições de contorno. Todo problema em CFD necessita das condições iniciais, sendo fundamentais no algoritmo numérico. As principais condições de contorno são a de entrada, a de saída, onde é definido pressão, temperatura e/ou vazão mássica, e a de parede, estabelecendo o nível de isolamento, se é uma parede adiabática ou não, por exemplo.

Para a solução, o algoritmo se utiliza do método numérico de volumes finitos, integrando as equações governantes sobre todos os volumes de controle do domínio. Em seguida, essas integrais são transformadas em um sistema de equações algébricas, que é resolvido através de um método iterativo (Versteeg; Malalasekera, 2007).

Na etapa final, ocorre o pós-processamento, momento em que os resultados são gerados e avaliados. O pós-processador possibilita a geração e visualização de gráficos, a análise de variáveis como a distribuição de temperatura, seja do fluido ou da superfície do trocador de calor, velocidade e trajetória do fluxo, além de permitir cálculos quantitativos como a queda de pressão ou de entalpia.

3 METODOLOGIA

Esse trabalho trata-se de uma pesquisa classificada como básica quanto à finalidade, descritiva quanto aos objetivos, qualitativa e quantitativa quanto à sua abordagem e bibliográfica quanto aos procedimentos. O método científico utilizado foi o experimental, submetendo o equipamento a condições controladas e analisando o desempenho.

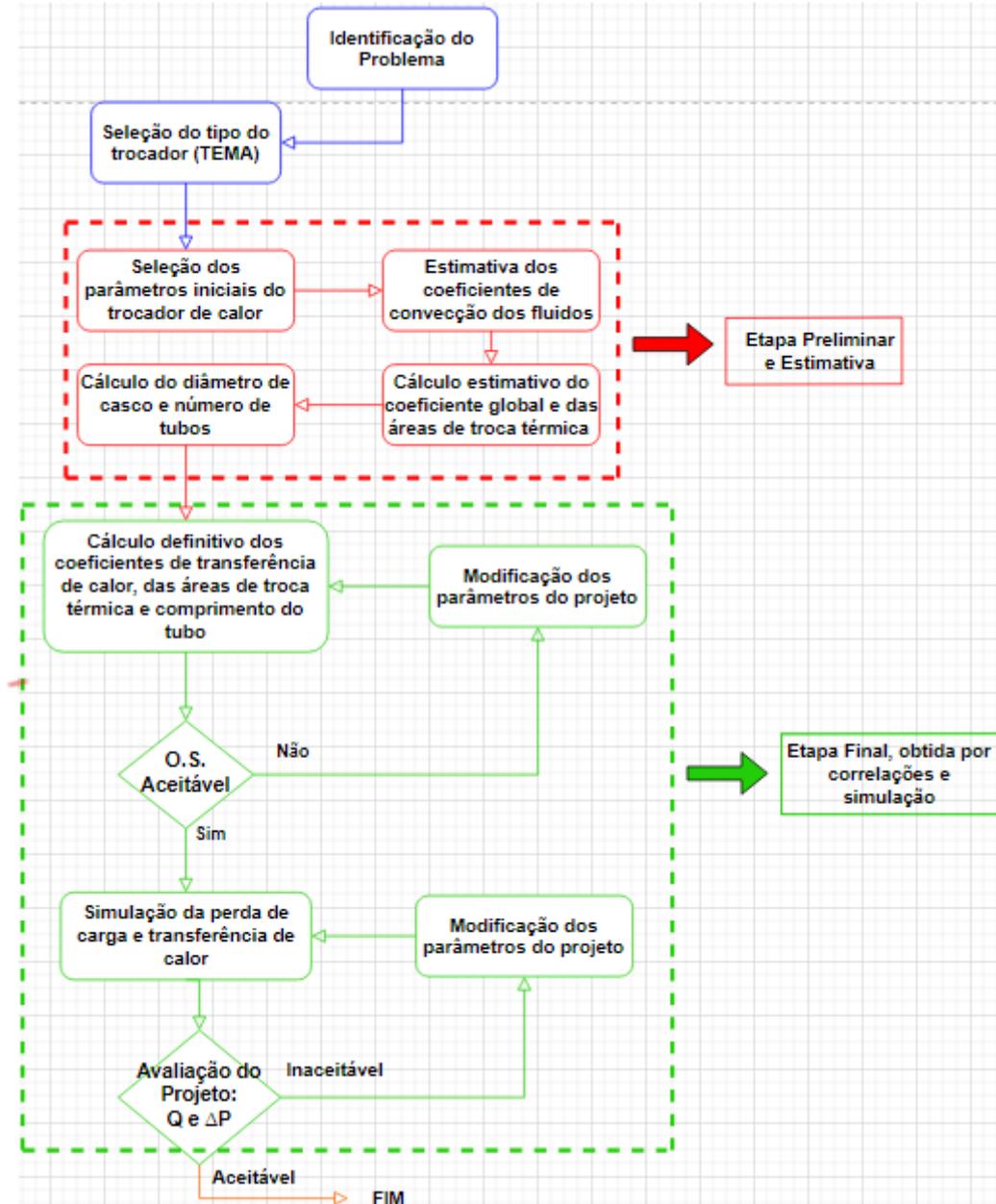
As próximas seções abordarão as atividades e os procedimentos para a geração, a coleta e a organização dos dados da pesquisa.

3.1 DIMENSIONAMENTO DO TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO

A metodologia deste trabalho foi realizada conforme a metodologia descrita por Kakaç (2012) para a estimativa inicial do projeto térmico, seguido da metodologia de Kern (1982) para o uso das correlações. Foram escolhidos estes métodos por serem mais didáticos, com boa aproximação e de modo mais simplificado.

O fluxograma da Figura 3.1 apresenta o projeto térmico do trocador de calor dividido em duas etapas principais, a preliminar onde os resultados são obtidos pela estimativa dos coeficientes de convecção e a etapa final, onde os resultados são obtidos por meio de correlações e simulação, onde os passos de cada etapa foram descritos no referencial teórico.

Figura 3.1 - Fluxograma para o processo de determinação do design do trocador de calor



Fonte: Autor, 2024

Inicialmente é necessário identificar o problema por completo, estabelecendo, por exemplo, as vazões mássicas dos fluxos, as temperaturas de entrada e saída, a perda de carga máxima admissível dos fluidos, o limite do percentual O.S., além das limitações do espaço físico e outras possíveis exigências do engenheiro de processo. Os dados iniciais de projeto foram retirados da literatura (Kakaç, 2012) e adaptados, onde um trocador de calor deve ser dimensionado para resfriar água condensada que entra a 35°C e sai a 25°C, utilizando água bruta que se encontra a 15°C. Foram estabelecidas as vazões mássicas de 15 Kg/s para água bruta e de 20

Kg/s para água condensada.

Definido o processo que demanda a utilização de um trocador de calor casco e tubo, a configuração básica do trocador de calor deve ser selecionada de acordo com o processo operacional, levando em consideração o tipo de fluido ou a diferença de temperaturas. Pode-se determinar, por exemplo, se o trocador apresenta um feixe de tubos fixo ao casco ou flutuante, quando há uma diferença de temperatura elevada, necessitando de acomodar a expansão térmica diferencial entre feixe de tubos e casco (Cheremisinoff, 2000).

3.1.1 Uso do software Solid Edge e realização da simulação

Foi obtido, por meio do software de simulação, o desempenho térmico e a queda de pressão para avaliar o projeto de acordo com os limites estabelecidos para perda de carga e troca térmica, podendo ser necessário alterar os parâmetros de design do trocador caso os limites sejam ultrapassados. Assim, foi feito um estudo sobre a influência das variáveis operacionais de entrada do processo sobre a taxa de transferência de calor e queda de pressão. Os experimentos foram realizados de acordo com o planejamento experimental, mostrado no apêndice deste presente trabalho, sendo utilizado o software de simulação Solid Edge.

As variáveis independentes estudadas foram a vazão mássica de alimentação do fluido do casco, o corte da chicana e o tipo da chicana, para avaliar como estas influenciam na distribuição de temperatura na saída dos fluidos e na perda de carga. Para a análise do corte de chicana e do fluxo de massa do fluido quente foram simulados 3 trocadores de calor com as mesmas dimensões e o mesmo espaçamento de chicanas, variando apenas o corte das mesmas entre 22%, 27% e 33% e o fluxo de massa de alimentação do fluido quente entre 20, 30 e 40 kg/s para cada um dos cortes. Para a comparação entre os tipos de chicanas, segmentar simples e segmentar dupla, é necessário estabelecer os mesmos parâmetros de dimensão, vazão, espaçamento e corte de chicana. Entretanto, como apresentam configurações diferentes, para estabelecer um corte de chicana na segmentar dupla correspondente a simples, é necessário igualar as mesmas áreas de fluxo transversal da janela do defletor.

3.2 GERAÇÃO DA GEOMETRIA

A geração da geometria é uma etapa importante para a concepção da modelagem em CFD. Nesta fase, é necessário entender o que está sendo analisado a fim de simplificar a geometria, já que quanto mais componentes maior a probabilidade de erro na geração da malha, além de exigir maior processamento do computador para a modelagem. Por exemplo, no caso do trocador de calor alguns detalhes como parafusos, porcas, suportes de sustentação, geram excessos de elementos não necessários para o estudo do comportamento do fluido e da troca de calor.

A construção da geometria consiste no desenho do trocador de calor com alguns componentes, como tubos, casco, espelho, bocais, mantendo as características obtidas no cálculo térmico pelos métodos analíticos descritos na fundamentação teórica. O projeto mecânico no qual se determina alguns dimensionamentos de componentes estruturais, como espessura de casco, é uma etapa posterior ao projeto térmico. Os dados da Tabela 3.1 foram inseridos apenas para obter o modelo 3D, não participando da análise de troca térmica, que é o objetivo do trabalho.

Tabela 3.1 - Dimensão de alguns componentes do trocador de calor

Espessura das chicanas	25 mm
Diâmetro dos bocais	200 mm
Comprimento dos bocais	441,21 mm
Espessura do casco	20 mm

Fonte: Autor, (2024)

4 RESULTADOS

4.1 CONFIGURAÇÃO DO TROCADOR DE CALOR

Na Tabela 4.1 estão os dados iniciais coletados na literatura Kakaç (2012), sendo alguns dados adaptados de acordo com o processo operacional. Por exemplo, a diferença de temperatura entre os fluidos de trabalho não é elevada não havendo uma dilatação térmica diferencial muito elevada entre o feixe de tubos e o casco, sendo assim o feixe de tubos é fixo ao casco, apresentando uma simples fabricação e o menor custo em relação à outras configurações (Cheremisinoff, 2000). O material selecionado para os tubos do trocador foi o aço carbono ($Mn \leq 1\%$, $Si \leq 0,1\%$), devido à sua ampla utilização e versatilidade, apresentando condutividade térmica, k , igual a 60 W/m.K. Além disso, o espaço físico de instalação do equipamento apresenta um comprimento de 10 metros.

Tabela 4.1 – Parâmetros iniciais do trocador de calor casco e tubo

Layout dos Tubos	Triangular
Diâmetro Externo dos Tubos	3/4" (19 mm)
Diâmetro Interno dos Tubos	16 mm
Comprimento do tubo	8 m
Razão de Passo (PR)	1,25
Passo de Tubo (Pt)	0,0238125 m
Condutividade Térmica do Material	60 W/m.K
O.S. máximo desejado para o projeto	30%
Número de Passe no Casco	1
Número de Passe no Tubo	1
Espaçamento das Chicanas	0,6*Ds

Fonte: Autor, (2024)

4.2 ALOCAÇÕES DOS FLUIDOS E SUAS PROPRIEDADES

Devido a escolha da configuração do trocador ser de tubos fixos, facilitando a remoção mecânica de incrustações apenas da parte interna do tubo, deve-se priorizar a alocação do fluido de maior incrustação pelo lado dos tubos, isto é, a água bruta, contribuindo para uma posterior limpeza e manutenção mais econômicas (Kakaç, 2012).

As propriedades dos fluidos para a realização do projeto foram retiradas da Tabela A.1 do anexo A de acordo com a temperatura média, e algumas outras variáveis como temperatura, perda de carga foram obtidas da literatura de Kakaç (2012), como mostra a Tabela 4.2. Para os coeficientes de convecção, foram estimados os valores de acordo com a Tabela C.1 do Anexo C.

Tabela 4.2 – Propriedades físicas dos fluidos de operação

Propriedades	Água Bruta	Água Condensada
Vazão mássica [Kg/s]	15	20
Temperatura entrada [°C]	15	35
Temperatura saída [°C]	?	25
Calor específico [Kj/Kg°C]	4,183	4,179
Viscosidade [Kg/m.s]	$9,71 \cdot 10^{-4}$	$8 \cdot 10^{-4}$
Densidade [Kg/m ³]	997,8	993,9251
Perda de carga limite [Psi]	5	25
Coeficiente de convecção [W/K.m ²]	4000	5000
Fator de incrustação [K.m ² /W]	$0,088 \times 10^{-3}$	$0,0715 \times 10^{-3}$

Fonte: Autor, (2024)

4.3 RESULTADOS E AVALIAÇÃO DO PROJETO TÉRMICO PRELIMINAR

Diante de todos os dados obtidos e adaptados, foram inseridas todas as equações necessárias no programa excel e realizados os cálculos iniciais. Para a etapa inicial e preliminar, os resultados foram obtidos conforme mostra a Tabela 4.3.

Tabela 4.3 - Parâmetros da etapa preliminar

\dot{Q}	835,8 kW
T_{c2}	28,32 °C
ΔT_{lm}	8,23 °C
U_f	1428,4 W/m ² .K
U_c	1908,9 W/m ² .K
A_f	71,112 m ²
A_c	53,234 m ²
D_s	12,5 in
N_t	150 tubos

Fonte: Autor, (2024)

Assim, de acordo com a conservação da energia, como o fluxo de calor que sai do fluido quente é o mesmo que chega ao fluido frio, sabendo que não há troca com o ambiente externo, a taxa de transferência de calor do fluido quente foi utilizado na Equação (2.5) da calorimetria, onde foi obtido a temperatura de saída do fluido frio.

Em seguida, com os resultados das temperaturas de entrada e saída de ambos os fluidos, calculou-se a diferença de temperatura média logarítmica para um trocador com um passe no casco e no tubo, ou seja, o fator de correção utilizado no cálculo é igual a 1.

Para o cálculo estimado do valor do coeficiente global de transferência de calor U , foram considerados os dados estimados do coeficiente de transferência de calor por convecção dos fluidos a partir do Anexo C, apresentados na Tabela 4.2, utilizando das Equações (2.2) e (2.3).

Com os coeficientes globais de transferência de calor e a diferença de temperatura média logarítmica, foram estimadas as áreas de troca térmica necessárias para a transferência a partir das Equações (2.10) e (2.11).

Em seguida, para o cálculo do diâmetro de casco e número de tubos, foram

utilizados os parâmetros previamente determinados, além da escolha de um comprimento de tubo de 8 metros, optando por um maior comprimento para reduzir o número de tubos, o diâmetro de casco e, conseqüentemente, o custo de fabricação.

Analisando a Tabela B.1 do Anexo B com o diâmetro do casco obtido de 12 in, observa-se que o número de tubos calculado ultrapassa o máximo valor tabelado de 109 para um valor de diâmetro próximo, sendo necessário aumentar o diâmetro interno obtido para 15 ¼ in. Para este diâmetro interno de casco, a capacidade tabelada é de 170 tubos, de modo a manter 1 passe no tubo para obter custos menores e fácil limpeza mecânica dentro dos tubos. Assim, com os novos valores de diâmetro interno de casco e número de tubos, é necessário recalculá-lo.

Agora, partindo de um trocador de calor existente, pode-se calcular a nova área de troca térmica, o novo coeficiente global e os coeficientes de convecção h_0 e h_i , que não serão mais estimados.

4.4 CÁLCULO DOS COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor do fluido, utilizando a correlação de McAdams para o fluido do lado do casco e de Gnielinski para o fluido do lado dos tubos, foi calculado o número de Reynolds para identificar se o fluxo apresenta natureza turbulenta ou não, como mostra a Tabela 4.4.

Tabela 4.4 - coeficientes de convecção para um escoamento turbulento

Casco		Tubos	
Re_s	19110	Re	7231,25
h_0	6239,042 W/K.m ²	h_i	2171 W/K.m ²

Fonte: Autor, (2024)

Sendo o número de Reynolds maior que 2×10^3 e menor que 10^6 para o fluido do casco, e maior que 2300 e menor que 10^4 para o fluido dos tubos, ambos os escoamentos são turbulentos e, a partir disso, foi possível determinar todas as

variáveis das correlações, obtendo, por fim, os coeficientes de transferência de calor calculados.

4.5 CÁLCULO DO NOVO COMPRIMENTO DE TUBO

Para determinar o novo comprimento dos tubos, foi necessário calcular o novo coeficiente global de transferência de calor e em seguida a área de troca térmica, conforme a Tabela 4.5, desta vez utilizando os coeficientes de convecção calculados.

Tabela 4.5 - Parâmetros para o cálculo do novo comprimento dos tubos

U_F	1098,308 W/m ² .K
A_f	92,484 m ²
U_c	1361,486 W/m ² .K
A_c	74,606 m ²

Fonte: Autor, (2024)

Determinado as áreas, tem-se que a superfície com incrustação deve ter um aumento de até no máximo 30% da área sem incrustação. Logo, verifica-se com a Equação (2.1) que a porcentagem de excedência da superfície não ultrapassa o valor estabelecido:

$$O.S. = \frac{92,484 - 74,606}{74,606} = 0,24 \leq 30\%$$

Conhecendo a nova área de troca térmica, o comprimento é dado pela Equação (3.18):

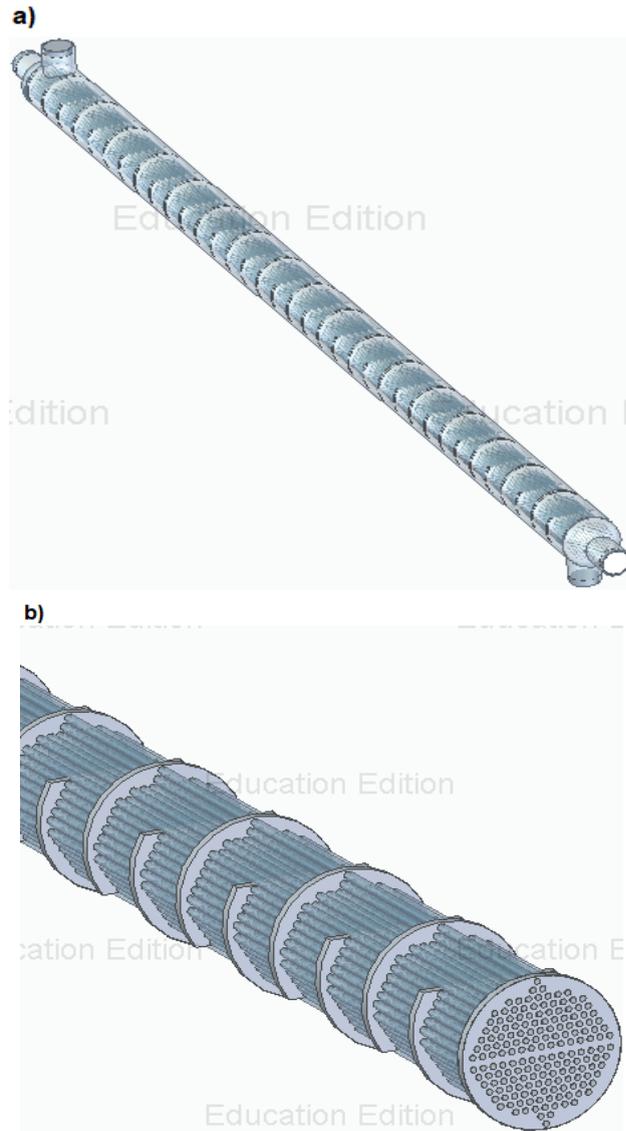
$$L = 9,11 \text{ m} \sim 9 \text{ m}$$

Pode-se arredondar o comprimento do tubo para 9 metros, para manter dentro dos padrões de fabricação. Este valor indica que o trocador é aceitável por não extrapolar as limitações físicas do espaço de instalação, que é de 10 metros.

Obtidos todos os parâmetros geométricos necessários, foi possível realizar o modelo 3D no solid edge, como mostra a Figura 4.1. Com o espaçamento de 0,6 do

diâmetro do casco entre cada defletor, o trocador de calor conteve um total de 34 defletores espaçados de 0,232 metros entre cada um.

Figura 4.1 - Modelo 3D do trocador casco e tubo obtido no Solid Edge: a) vista completa do trocador de calor; b) disposição das chicanas, do feixe de tubos e do espelho

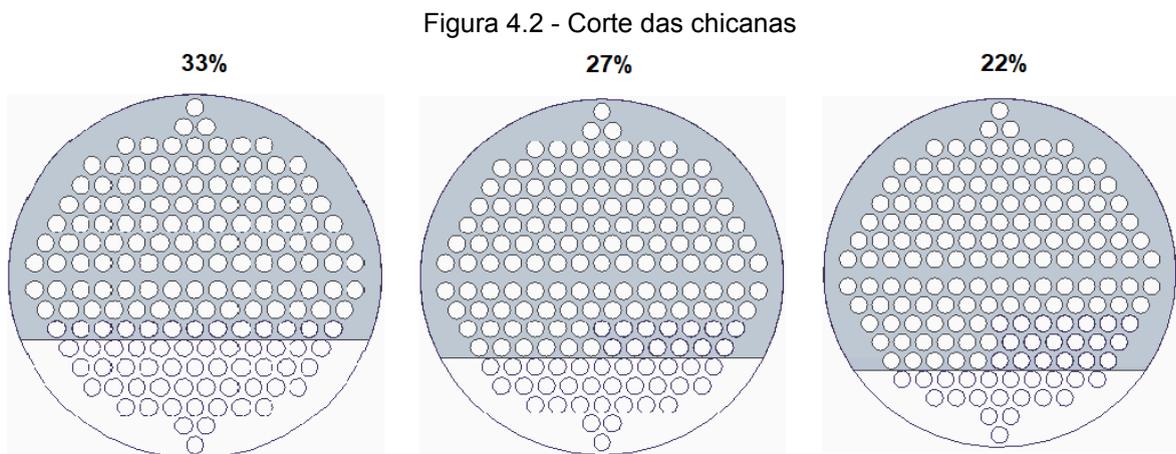


Fonte: Autor, (2024)

4.6 PERDA DE CARGA E TEMPERATURA DE SAÍDA DOS FLUIDOS

Agora, serão apresentados os resultados obtidos a partir do modelo 3D desenvolvido no solid edge de acordo com os parâmetros geométricos calculados pelo método de Kern anteriormente. Estes resultados foram analisados em estudos de casos referentes à perda de carga modificando os parâmetros de vazão do fluido do casco, visto que é um dos parâmetros que pode ser alterado a partir do projeto hidráulico do sistema em que o trocador faz parte, e de corte de chicana.

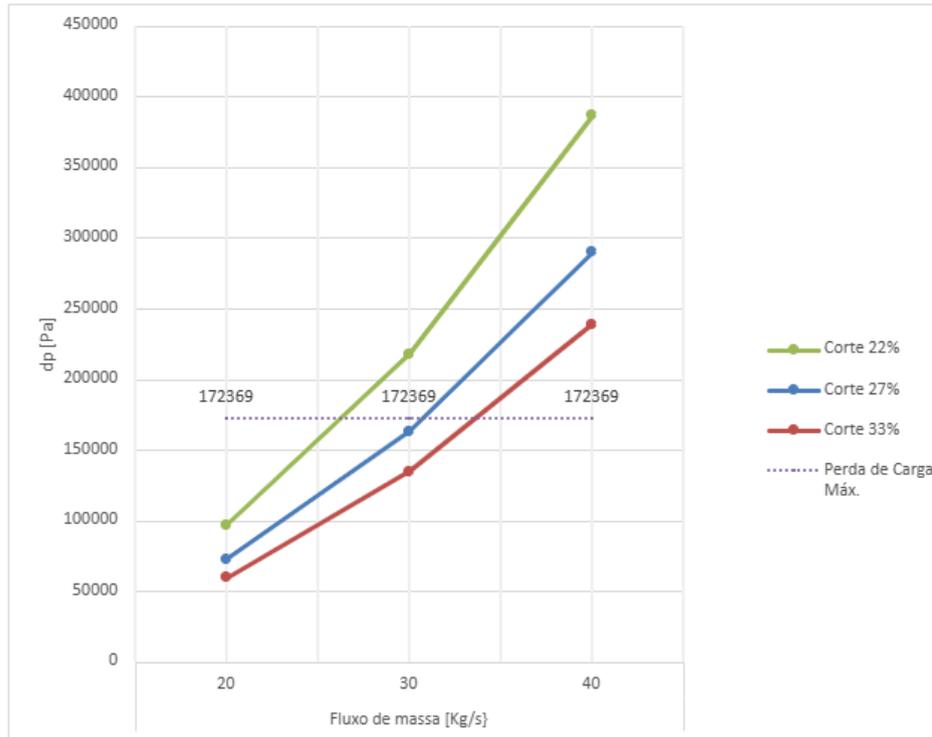
A norma TEMA (2007) estabelece que o corte das chicanas esteja estabelecido entre 20% e 30%, podendo chegar até 46% do diâmetro interno do casco. Foram simulados 3 trocadores de calor, com as mesmas dimensões, variando os cortes das chicanas entre 22%, 27% e 33%, como mostra a Figura 4.2, e o fluxo de massa entre 20, 30 e 40 kg/s.



Fonte: Autor, (2024)

Na Figura 4.3, os resultados obtidos da simulação para a perda de carga em função da vazão.

Figura 4.3 - Perda de carga em função do fluxo de massa no casco para cada corte de chicana



Fonte: Autor, (2024)

Pode-se observar que a perda de carga diminuiu conforme o corte da chicana aumentou. Para defletores com cortes maiores, e conseqüentemente, uma menor área de chicana, os pontos de contato do fluido com o defletor, onde a velocidade é muito baixa e há a formação de vórtices próximo a chapa, são reduzidos e, desta forma, a resistência ao escoamento do fluido é menor. Nota-se também que conforme a vazão pelo lado do casco aumenta, a formação de vórtices se torna mais intensa e, conseqüentemente, a perda de carga se torna maior. Para vazões maiores que 30 Kg/s se torna necessário levar em consideração a utilização de cortes de chicanas maiores do que os analisados, reduzindo a perda de pressão, visto que o valor ultrapassa a queda máxima admissível. A Tabela 4.6 abaixo mostra os valores obtidos do gráfico da Figura 4.3, podendo notar que para a vazão mássica de 20 kg/s no casco, estabelecido no projeto, as perdas de carga estão abaixo da perda máxima admissível em projeto de 25 psi, ou 172369 pascal, independente do corte do defletor.

Tabela 4.6 - Valores tabelados da perda de carga em pascal

		Fluxo de massa [Kg/s]		
		20	30	40
Corte de Chicana de 22%	Perda de Carga [Pa]	97423,4409	218240,288	386905,348
Corte de Chicana de 27%	Perda de Carga [Pa]	72986,5	163533,151	289996,42
Corte de Chicana de 33%	Perda de Carga [Pa]	60175,05	134865,41	239175,23

Fonte: Autor, (2024)

Para vazões iguais ou abaixo de 20 Kg/s, as perdas de carga se tornam relativamente mais próximas, sendo necessário analisar também o desempenho térmico para a escolha do corte de chicana apropriado para o projeto em específico. É possível observar nas figuras abaixo que conforme se diminui a dimensão do corte dos defletores, maior a transferência de calor proporcionada, diminuindo a temperatura de saída do fluido quente e aumentando a temperatura de saída do fluido frio. Entre um dos fatores que justifica tal consequência, tem-se que uma área maior do defletor conduz o fluxo a escoar por mais tubos dentro do feixe de tubos, provocando um aumento na turbulência e aumentando o coeficiente de transferência de calor pelo lado do casco.

Assim, de acordo com a Tabela 4.7, foi observado que as temperaturas de saída do casco para os três defletores se encontram abaixo da temperatura de projeto de 25 °C, indicando um aumento na transferência de calor além do desejado, sendo necessário diminuir o corte do defletor ou alterar sua geometria. Entretanto, mesmo com o aumento da transferência de convecção pelo casco, as temperaturas de saída dos tubos se encontram abaixo da temperatura de projeto de 28,32 °C, uma diferença em torno de 1,5%, justificado pelo método aproximado de dimensionamento de Kern, sendo necessário aumentar a convecção do fluido que escoar pelo tubo. Quanto à perda de carga pelo tubo, os valores para os diferentes cortes praticamente não são modificados, visto que a configuração das chicanas não é uma variável que interfere na perda de carga dos tubos, assim como a vazão mássica do casco, sendo os resultados menores do que a queda de pressão máxima estabelecida em projeto de 5 psi, ou 34473,8 pascal.

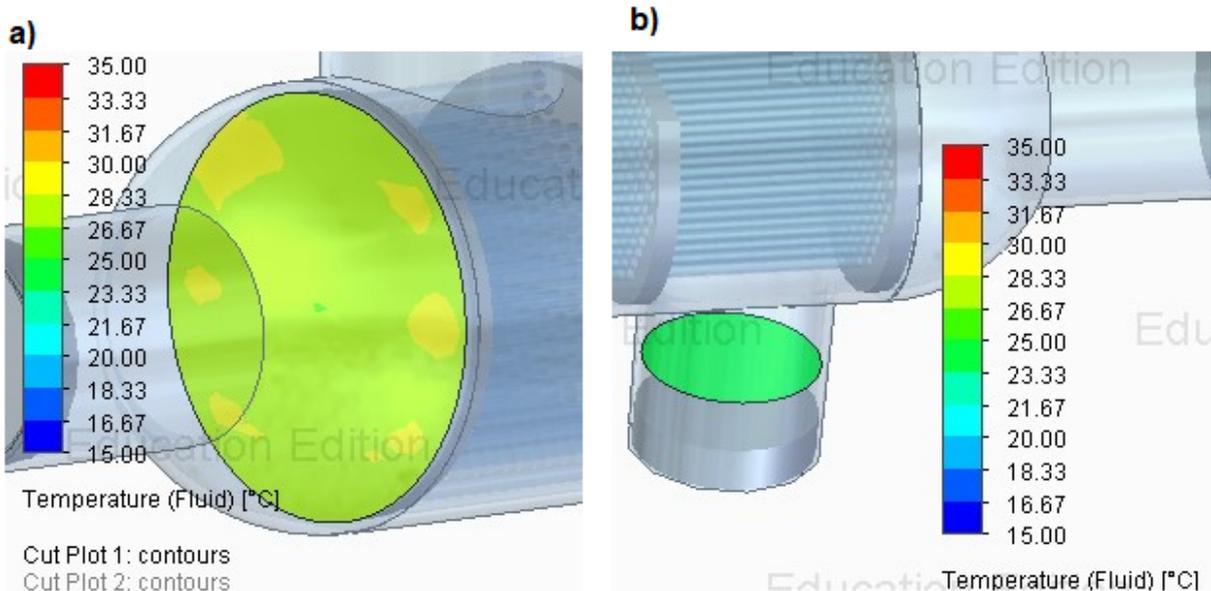
Tabela 4.7 - Temperatura média de saída dos fluidos e perda de carga nos tubos para diferentes cortes de defletores

	Fluxo de massa = 20 Kg/s		
	Temperatura de saída do fluido do lado dos tubos (°C)	Temperatura de saída do fluido do lado do Casco (°C)	Perda de carga nos tubos (Pa)
Corte de chicana de 22%	27,92	24,33	2268,1
Corte de chicana de 27%	27,85	24,56	2267,95
Corte de chicana de 33%	27,57	24,86	2267,24

Fonte: Autor, (2024)

Na Figura 4.4, foi feita uma análise da distribuição de temperatura do fluido ao longo de um corte transversal na saída de água quente pelo casco e na saída de água fria pelos tubos do trocador de calor para um defletor com corte de 22%.

Figura 4.4 - Distribuição de temperatura do fluido com corte de chicanas de 22% da: a) seção transversal na saída do fluido frio dos tubos; b) seção transversal na saída do fluido quente do casco



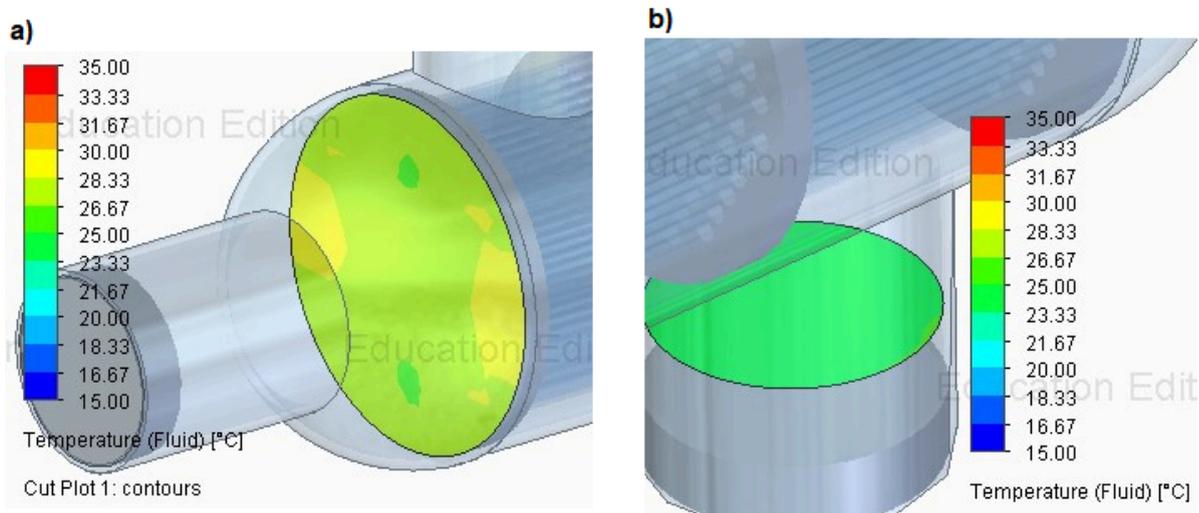
Fonte: Autor, (2024)

A temperatura de saída da água nos tubos varia de uma faixa de 28,33 °C a 26,67 °C, sendo a maior parte da seção, representada por cor verde claro e pequenas regiões com temperaturas de 28,33 °C ao ponto de temperatura máxima de 28,99 °C, com uma cor amarela. Desta forma, a temperatura média é a mais próxima em relação à temperatura projetada de 28,321 °C na saída dos tubos.

Entretanto, para a saída da água no casco, a temperatura predominante varia dentro da faixa de 25 °C a 23,33 °C, sendo a temperatura média de saída da água quente do casco a que apresenta um maior desvio em relação à projetada de 25 °C, devido ao maior aumento do coeficiente de convecção do lado do casco.

Para o corte de 27%, na Figura 4.5, a faixa verde mais escura, na seção de saída da água fria dos tubos, se torna mais presente, apresentando temperaturas mínimas variando de 25,80 °C a 26,67 °C, e conseqüentemente, a temperatura média de saída da água é reduzida.

Figura 4.5 - Distribuição de temperatura do fluido com corte de chicanas de 27% da: a) seção transversal na saída do fluido frio dos tubos; b) seção transversal na saída do fluido quente do casco

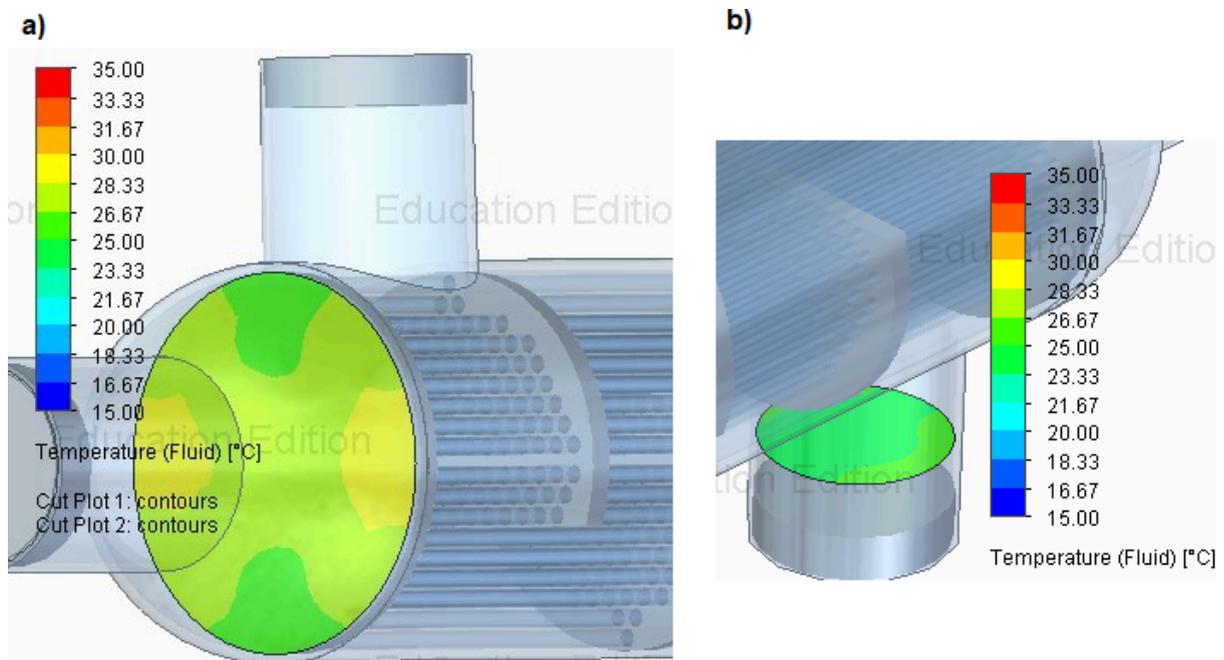


Fonte: Autor, (2024)

Da mesma forma, na seção de saída da água quente do casco, a área verde, de 25 °C a 26,67 °C, se torna presente próxima à parede do casco, aumentando as temperaturas máximas na seção de 24,68 °C no corte de 22% para 25,05 °C no corte de 27% e, também, aumentando as temperaturas relativas à faixa de 23,33 °C a 25 °C, apresentando uma temperatura mínima de 24,05 °C superior a temperatura mínima de 23,96 °C encontrada na seção de saída do fluido do casco para o corte do defletor de 22%.

Para a dimensão de corte de 33%, as diferenças se tornam mais óbvias e acentuadas, como pode ser visualizado na Figura 4.6, onde para a seção de saída do fluido do casco, o fluido apresenta uma temperatura máxima de 25,34 °C e mínima de 24,43 °C.

Figura 4.6 - Distribuição de temperatura do fluido com corte de chicanas de 33% da: a) seção transversal na saída do fluido frio dos tubos; b) seção transversal na saída do fluido quente do casco

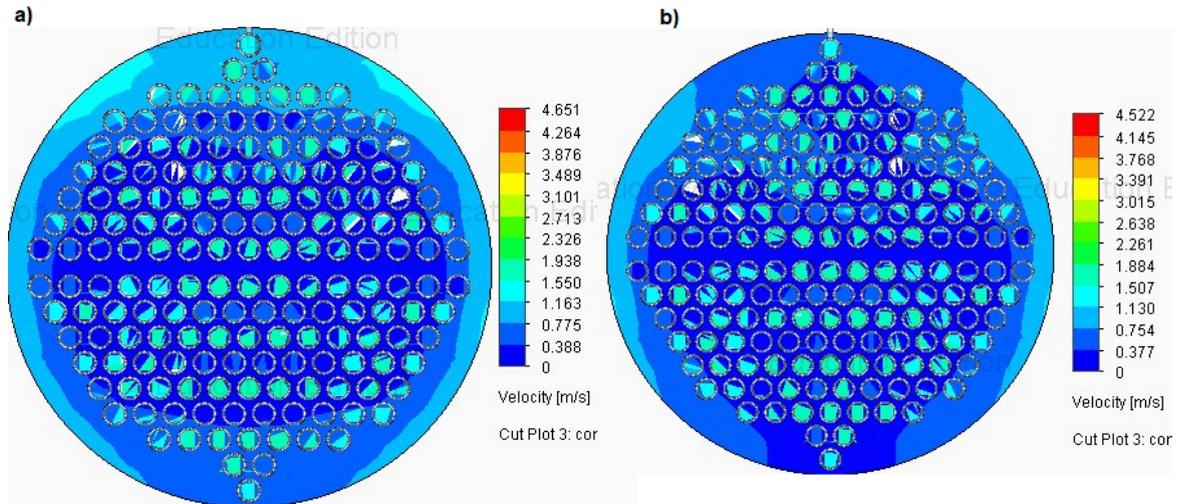


Fonte: Autor, (2024)

Desta forma, comparando a variação entre os cortes das chicanas nas imagens acima, observa-se um aumento gradativo da temperatura de saída da água quente pelo casco e uma diminuição da temperatura da água fria pelos tubos à medida que a dimensão do corte aumenta, ou seja, uma diminuição na transferência de calor, aproximando a temperatura de saída do fluido do casco da temperatura estabelecida no projeto, e distanciando a temperatura de saída dos tubos da temperatura de projeto. A diminuição da transferência de calor ocorre devido a uma redução de velocidade no fluido do casco.

Como se pode notar na Figura 4.7, na região interna ao feixe de tubos, a velocidade de escoamento do fluido é bastante reduzida. Tal fator está relacionado à criação de vórtices próximos às paredes dos tubos lisos, aumentando a resistência ao escoamento.

Figura 4.7 - Distribuição de velocidade em uma mesma seção transversal para: a) chicana com corte de 22%; b) chicana com corte de 33%



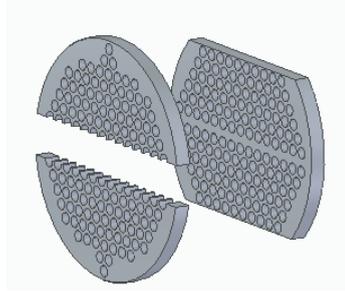
Fonte: Autor, (2024)

Por apresentar uma área de janela para o fluxo na chicana menor, o corte de 22% apresenta velocidades relativamente maiores que a do corte de 33%, logo a transferência de calor por convecção se torna maior. Como se pode observar, as maiores velocidades estão em volta do feixe de tubo, visto que há uma resistência menor, resultando em maiores transferências de calor nessas regiões, o que explica maiores temperaturas nessas áreas, como visto anteriormente.

4.7 COMPARAÇÃO ENTRE CHICANAS SEGMENTARES SIMPLES E DUPLAS

O defletor segmentar duplo, visto na Figura 4.8, é utilizado também com certa frequência em ambiente industrial. Para um efeito de comparação com as chicanas analisadas anteriormente, cada chicana segmentar dupla tem a área de passagem de fluxo, ou área de janela, equivalente à da chicana simples. Assim, são analisadas as perdas de cargas para chicanas de 22%, 27% e 33%.

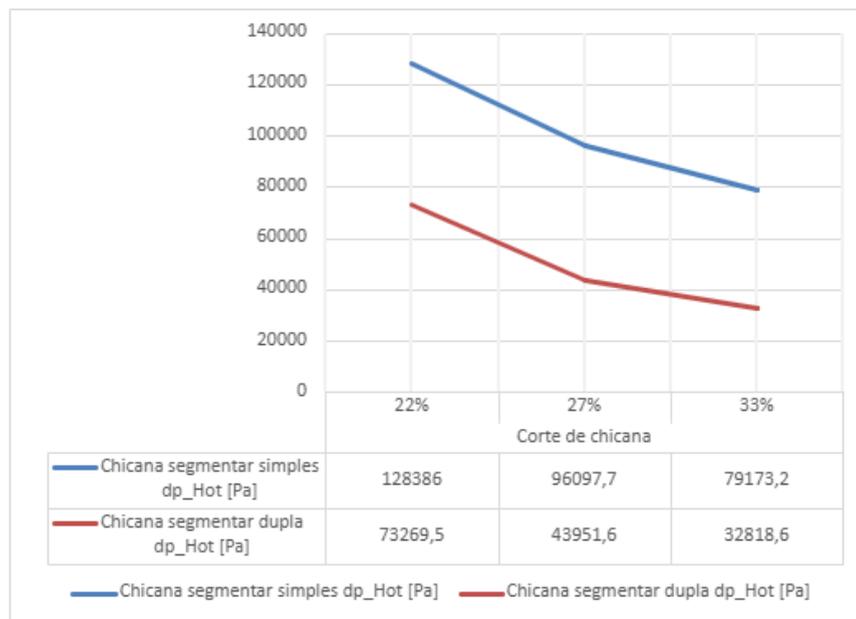
Figura 4.8 - Chicana segmentar dupla



Fonte: Autor, (2024)

Observa-se, na Figura 4.9, que a simulação da perda de carga para os defletores segmentares duplos apresentou no geral uma perda de carga muito mais baixa do que os seus respectivos defletores segmentares simples, podendo ser utilizados em processos em que os trocadores de calor possam vir a apresentar uma elevada queda de pressão pelo lado do casco, como no caso de um trocador que apresenta 2 passes no casco ou devido ao aumento de incrustações no sistema.

Figura 4.9 - Comparação das perdas de carga no casco entre as chicanas simples e duplas em seus respectivos cortes

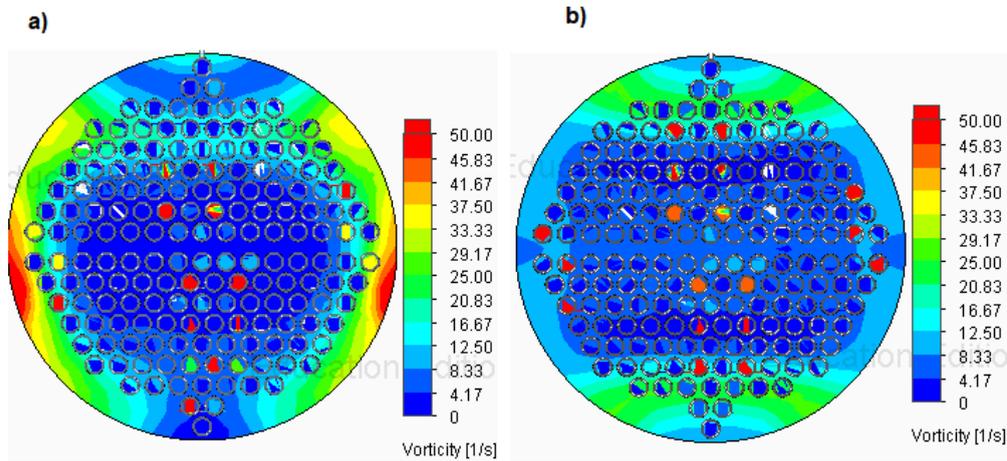


Fonte: Autor, (2024)

A redução considerável da perda de carga ocorre devido ao fato de que no defletor segmentar duplo o fluido pode escoar por duas extremidades em uma das chicanas e pelo centro da outra em sequência, isto é, o fluxo que perpassa por todo o feixe de tubos é menor, reduzindo a intensidade dos vórtices e a resistência ao

escoamento, conforme mostra a Figura 4.10. A queda de pressão do fluido pelo lado do tubo não apresentou modificações significativas, apresentando valores similares aos obtidos para a chicana simples.

Figura 4.10 - Vórtices gerados pelo escoamento do fluido no casco: a) para a chicana segmentar simples de corte 22%; b) para a chicana segmentar dupla correspondente ao corte de 22%



Fonte: Autor, (2024)

Para a análise da transferência de calor, o valor do coeficiente de transferência de calor pelo lado do casco é menor do que em relação aos defletores segmentares simples, resultando em temperaturas médias de saída menores para o fluido frio que escoa pelo tubo e em temperaturas maiores para o fluido quente que escoa pelo casco, como demonstra a Tabela 4.8.

Tabela 4.8 - Temperatura média de saída dos fluidos e perda de carga nos tubos para diferentes cortes de defletores segmentares duplos

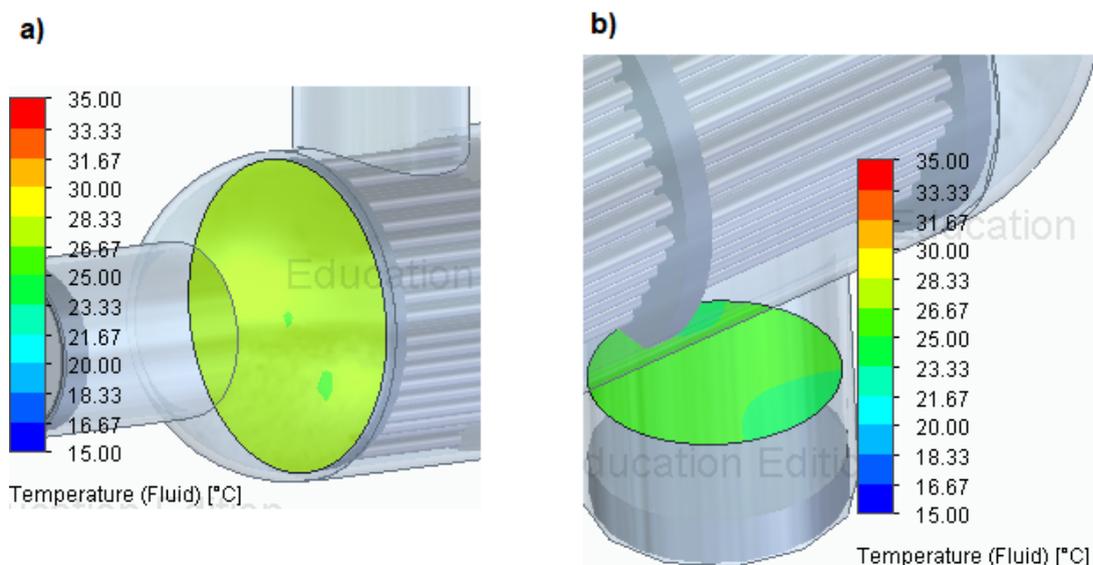
	Fluxo de massa = 20 Kg/s		
	Temperatura de saída do fluido do lado dos tubos (°C)	Temperatura de saída do fluido do lado do Casco (°C)	Perda de carga nos tubos (Pa)
Corte de chicana duplo segmentar 22%	27,42	25,14	2268,12
Corte de chicana duplo segmentar 27%	27,3	25,22	2267,56
Corte de chicana duplo segmentar 33%	27,27	25,4	2267,67

Fonte: Autor, (2024)

Tal resultado é justificado pelo fato da chicana segmentar simples apresentar apenas uma janela na extremidade por onde o fluido escoa, conduzindo o fluido a escoar em um fluxo zigzague por todo o feixe de tubo, resultando em uma maior

turbulência, ao contrário do defletor duplo em que o escoamento que atravessa o feixes de tubos é reduzido pelo fato de que as seções de cortes ou estão nas duas extremidades ou no centro do defletor, e desta forma, as turbulências são menores, assim como o coeficiente de convecção. Desta forma, como mostrado na Figura 4.11, para o caso da chicana dupla de 22% as temperaturas máximas são menores para a saída do fluido frio que escoo pelo tubo e maiores para a saída do fluido do casco em comparação às chicanas simples, apresentando máximas de 28,55 °C para o fluido frio e 25,37 °C para o fluido quente.

Figura 4.11 - Distribuição de temperatura para o fluido com chicanas duplas com corte de 22% da: a) seção transversal na saída do fluido frio dos tubos; b) seção transversal na saída do fluido quente do casco.



Fonte: Autor, (2024)

Logo, para a seleção da melhor configuração de chicana para o projeto térmico deste trabalho, deve-se levar em consideração o corte do defletor que apresenta a temperatura média de saída do fluido do casco com menor desvio em relação ao valor estabelecido de projeto de 25 °C. Para atender a essa condição, tanto o defletor segmentar simples de 33%, quanto o defletor segmentar duplo de 22% apresentam o mesmo desvio em relação à temperatura de 25 °C, além de perdas de carga parecidas. Entretanto, o defletor de corte de 33% apresenta uma temperatura média de saída do fluido dos tubos mais próxima do estabelecido previamente, sendo a melhor escolha para estes casos. Embora, ainda seja preciso

aumentar o coeficiente de transferência de calor pelo lado do tubo, ou diminuindo o diâmetro interno do tubo ou aumentando o seu passe, de modo que a temperatura seja o mais próximo possível de 28,321 °C.

5 CONCLUSÃO

O presente trabalho concentrou-se em desenvolver uma metodologia nas etapas de um projeto térmico, utilizando o cálculo térmico através do método analítico de Kern e da metodologia estabelecida em Kakaç, de um trocador de calor casco e tubo para o processo de resfriamento da água condensada utilizando água bruta, a fim de estabelecer parâmetros térmicos e construtivos, como o diâmetro do casco, o número de tubos, a temperatura de saída dos tubos, o coeficiente global de transferência de calor, dentre outros parâmetros.

Determinados os parâmetros construtivos, foi possível realizar a modelagem tridimensional do trocador de calor por meio de um software CAD 3D. Com o modelo desenvolvido em ambiente computacional, foi possível fazer alguns estudos de caso a partir da variação da vazão, do corte das chicanas e do tipo de chicana.

Na análise de simulação dos parâmetros do trocador, a perda de carga e a transferência de calor diminuíram com o aumento do corte das chicanas, assim como os defletores duplos apresentaram uma redução de pouco menos que 50% na queda de pressão em relação aos defletores simples, além da diminuição do coeficiente de convecção pelo lado do casco, proporcionando um aumento na temperatura de saída do fluido quente e uma diminuição na temperatura de saída do fluido frio. Para as condições de operação colocadas por este trabalho, a chicana simples de corte 33% e a dupla de 22% apresentaram um desvio de 0,56% em relação a temperatura de projeto de 25 °C da saída do fluido quente, com temperaturas médias de 24,86 °C e 25,14 °C respectivamente, sendo as mais próximas. Entretanto, para as temperaturas de saídas do fluido frio dos tubos, o defletor simples com corte de 33% foi o que apresentou o menor desvio entre os dois, com uma média de temperatura de saída de 27,57 °C, sendo necessário aumentar a convecção pelo lado do tubo. Como foi analisado também, conforme a vazão do casco aumentou, a diferença entre as perdas de cargas de cada corte de chicana também aumentou.

6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Algumas sugestões para trabalhos futuros são:

1. Realizar a modelagem e o estudo de parâmetros para trocadores que tenham fluidos multifásicos como fluido de processo, como é o caso das caldeiras, ou evaporadores, e dos condensadores.
2. Modelagem e simulação em CFD de depósitos de incrustação no trocador e sua influência na perda de carga e no coeficiente global de transferência de calor ao longo do tempo.
3. Avaliar possível redução do processo erosivo-corrosivo em função da utilização de chicanas segmentares.
4. Analisar e comparar as diferenças relativas ao projeto térmico de um trocador utilizando o método de dimensionamento de Bell-Delaware com o método de Kern.

REFERÊNCIAS

ARAÚJO, E. C. da C. **Série Apontamentos - Trocadores de Calor**. São Carlos: EdUFSCar, 2002.

BELL, K. Heat Exchangers. **Encyclopedia Of Physical Science and Technology**. San Diego, v. 18, p.251-264, out., 2001.

ÇENGEL, Y.; GHAJAR, A. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. Nova York: AMGH Editora Ltda., 2012.

CHEREMISINOFF, N. **Handbook of Chemical Processing Equipment**. Woburn: Butterworth-heinemann, 2000. 558 p.

EDWARDS, J. **Design and Rating Shell and Tube Heat Exchangers**. Teesside: P & I Design Ltd, 2008.

INCROPERA, F.; DEWITT, D.; BERGMAN, T; LAVINE, A. **Fundamentos de transferência de calor e massa**. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

KAKAÇ, S.; LIU, H. **Heat exchangers: Selection, Rating, and Thermal**. Nova York: Editora CRC Press, 2012.

KERN, D. **Processos de Transmissão de Calor**. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1982.

LINSINGEN, I. **Fundamentos de sistemas hidráulicos**. Florianópolis: Editora da UFSC, 2001.

LIU, J.J.; LIU, Z.C.; LIU, W. 3D numerical study on shell side heat transfer and flow characteristics of rod-baffle heat exchangers with spirally corrugated tubes. **International Journal of Thermal Sciences**, v.89, p. 34-42, mar., 2015.

MUKHERJEE, R. Effectively Design Shell-and-Tube Heat Exchangers. **Chemical Engineering Progress**, India, v. 2, n. 94, p.1-17, fev. 1998. SHELL-AND-TUBE HEAT EXCHANGERS.

RAJ, T.K.; GANNE, S. Shell Side numerical analysis of a shell and tube heat exchanger considering the effects of baffle inclination angle on fluid flow. **Thermal Science**, v.16, n.4, p.1165-1174, 2012.

SAUNDERS, E.A.D. **Heat exchangers: Selection, Design & Construction**. Londres: Longman Scientific & Technical, 1988.

TEMA, "**Standards of Tubular Exchangers Manufactures Association**", 9th Edn., New York, 2007.

THULUKKANAM, K. **Heat Exchanger Design Handbook**. Nova York: Editora CRC Press, 2013.

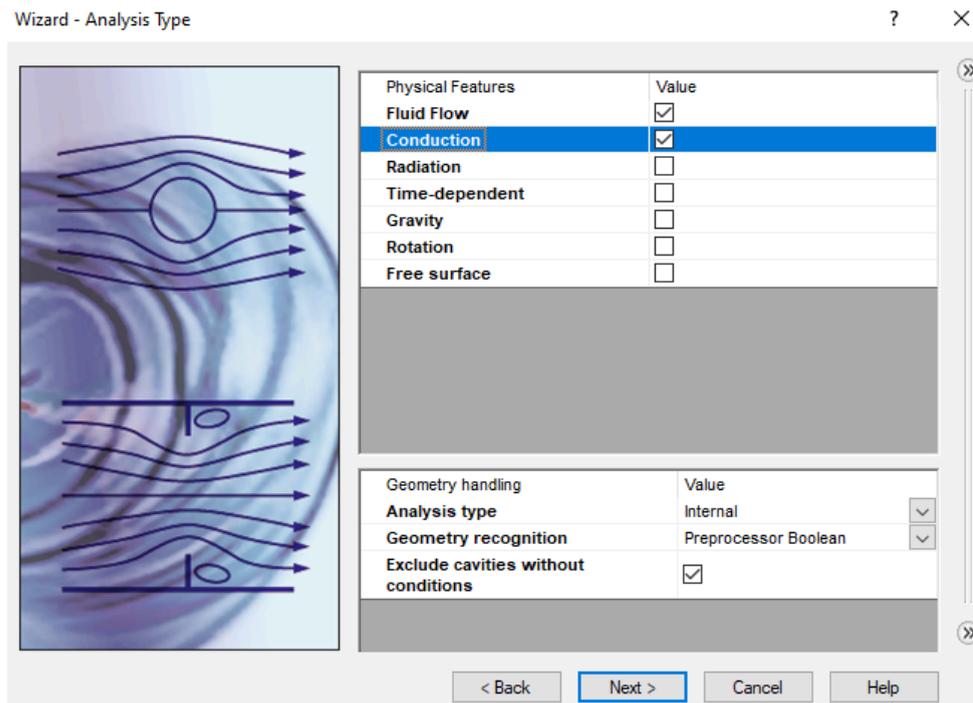
VERSTEEG, H.K.; MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics**. Harlow: Pearson Education Limited, 2007.

WANG, S.; WEN, J.; YANG, H.; XUE, Y.; TUO, H. Experimental investigation on heat transfer enhancement of a heat exchanger with helical baffles through blockage of triangle leakage zones. **Applied Thermal Engineering**, v.67, p.122- 130, 2014.

APÊNDICE A - DEFININDO AS CONFIGURAÇÕES, CONDIÇÕES DE CONTORNO E O PÓS-PROCESSAMENTO DA SIMULAÇÃO NO SOLID EDGE

Para estabelecer a análise de fluido e da transferência de calor em ambiente Solid Edge, utiliza-se a ferramenta “wizard”, criando um novo projeto FLOEFD. A primeira configuração é quanto ao tipo de análise a ser realizada neste projeto, conforme mostrado na Figura A.1. Desta forma, foi estabelecido como características físicas para a análise do comportamento do fluxo do fluido, a condução de calor no tubo, além de uma análise estacionária do fluxo. Para o tratamento da geometria, realiza-se uma análise interna ao equipamento.

Figura A.1 - Configuração dos tipos de análise do projeto FLOEFD

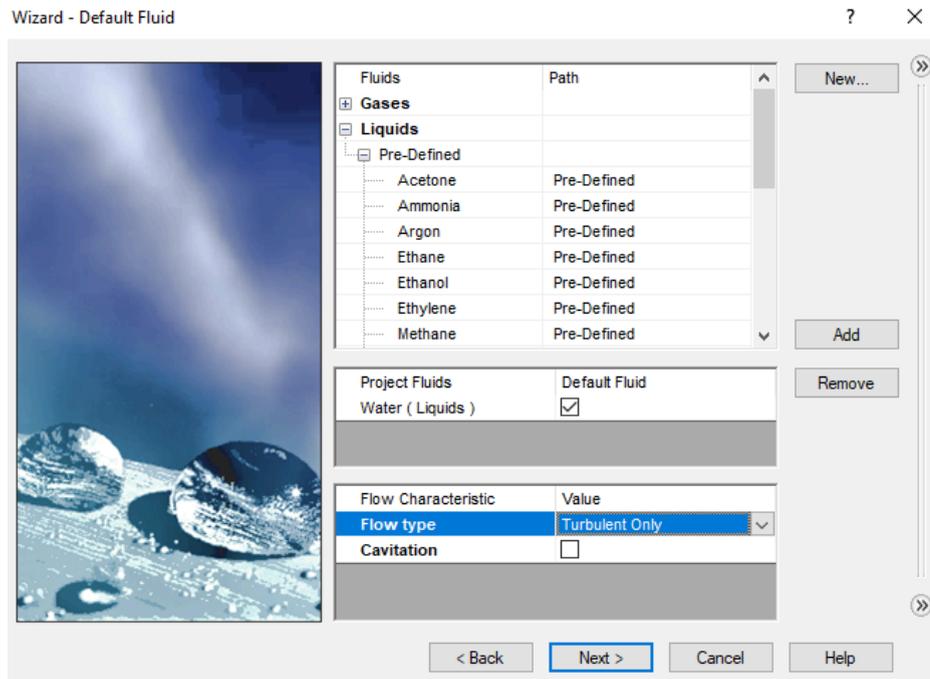


Fonte: autor, (2024)

Em seguida, é necessário definir os domínios relacionados aos fluidos e ao sólido do trocador, estabelecendo o tipo de material. Quando a troca de calor é entre dois fluidos diferentes é necessário selecionar materiais diferentes para os fluidos na biblioteca do programa. Como, para o caso de estudo, tanto o fluido do tubo quanto do casco é água, não há a necessidade de adicionar mais de um domínio, como

mostrado na Figura A.2. Para o sólido é definido uma liga de aço para os materiais sólidos do trocador de calor. Quanto à parede externa do casco do trocador, em contato com o ambiente externo, é definida como uma parede adiabática, em que não há a troca de calor deste para com o ambiente.

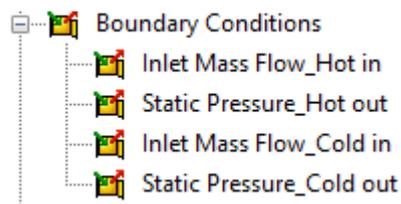
Figura A.2 - Definição do tipo de fluido e do tipo de fluxo



Fonte: autor, (2024)

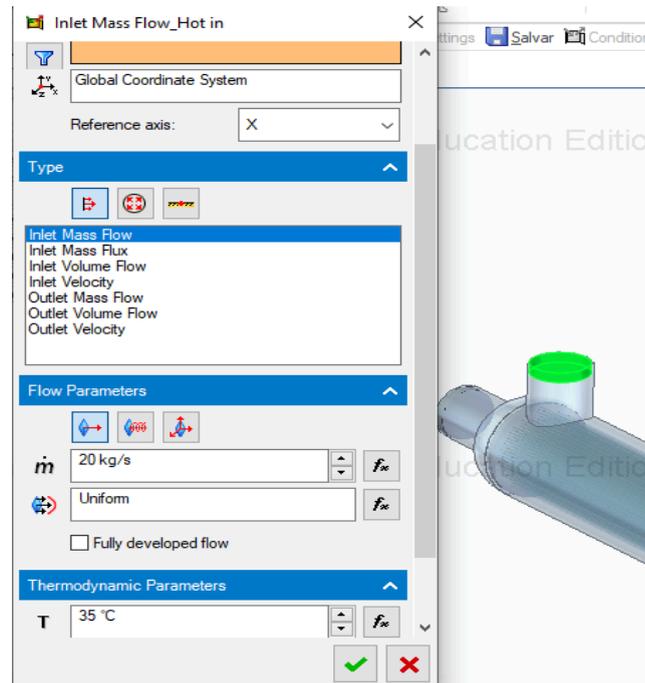
Realizado as configurações iniciais, são então inseridas as condições de contorno de entrada dos fluidos do casco e do tubo, mostrado na Figura A.3, definindo, de acordo com a Figura A.4, o local de entrada, temperatura e o fluxo de massa do fluido, e as condições de contorno de saída, definindo o local da saída, temperatura e pressão, de modo que o fluxo seja contracorrente.

Figura A.3 - Condições de contorno de entrada e saída dos fluidos



Fonte: autor, (2024)

Figura A.4 - Fluxo de massa e temperatura do fluido de entrada do casco

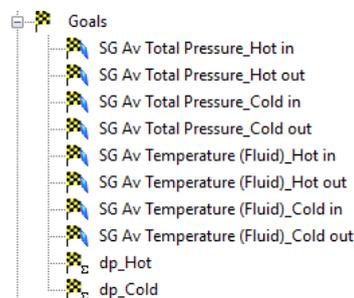


Fonte: autor, (2024)

Os parâmetros de fluxo de massa, temperatura e pressão de entrada e saída são fornecidos de acordo com os dados do processo de operação do trocador de calor.

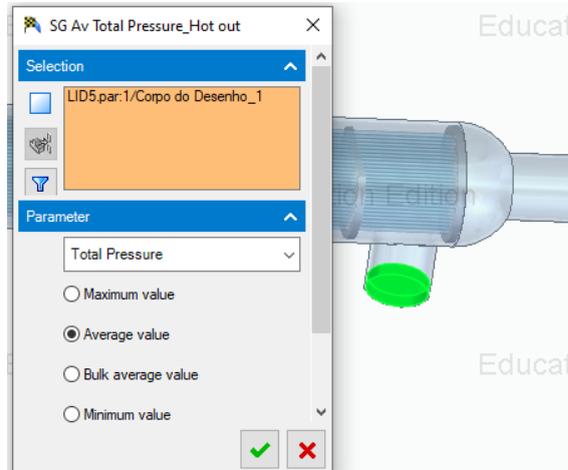
Para obter a expressão da perda de carga do lado do casco é necessário definir na aba “Goals”, mostrada na Figura A.5, a pressão total média no bocal de entrada e no bocal de saída do lado do casco, definida na Figura A.6.

Figura A.5 - Variáveis de pressões totais e temperaturas médias na entrada e saída dos bocais, além da perda de carga no casco e tubo



Fonte: autor, (2024)

Figura A.6 - Definição da pressão total de saída do casco para cálculo no pós-processamento

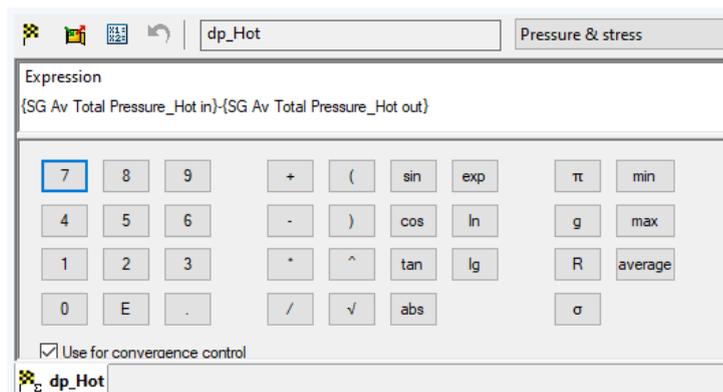


Fonte: autor, (2024)

Na figura A.6 é mostrado a definição da pressão média total no bocal da saída, estabelecendo o local de saída e em seguida o parâmetro correspondente e o tipo de valor, sendo neste caso o valor médio.

Como outra meta a ser obtida no pós-processamento é estabelecida a expressão “dp_Hot”, como sendo a diferença das pressões médias total do bocal de entrada e saída.

Figura A.7 - Expressão para obter a perda de carga do lado do casco

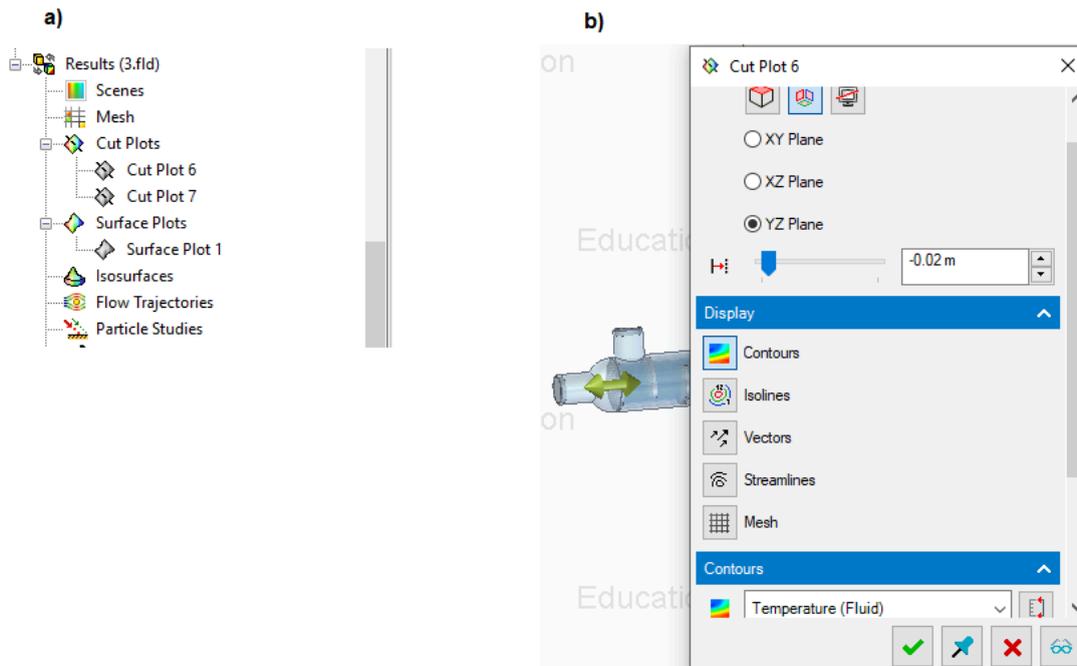


Fonte: autor, (2024)

No pós-processamento, os objetivos estabelecidos na aba “Goals” podem ser calculados gerando os resultados da simulação. Além disso, o trocador de calor pode ser visualizado nas abas de “surface plots” e “cut plots”, podendo observar a distribuição de temperatura ao longo de seu comprimento, tanto na seção do casco, quanto na seção dos tubos. Para definir a plotagem de uma seção ou corte, primeiro

escolhe o plano da seção e a distância em relação ao plano de referência, depois determina a grandeza a ser analisada, como mostra a Figura A.8. Também pode-se verificar os vetores de velocidade e direção do fluxo.

Figura A.8 - a) resultados da simulação do trocador de calor; b) definindo a visualização do corte no trocador de calor para a distribuição de temperatura



Fonte: Autor, (2024)

ANEXO A - PROPRIEDADES FÍSICAS DA ÁGUA

Tabela A.1 - Propriedades termodinâmicas da água

Thermophysical Properties of Saturated Ice-Water-Steam

P (bar)	T (K)	ν_f^* ($10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$)	ν_g (m^3/kg)	h^* (kJ/kg)	h_g (kJ/kg)	μ_g ($10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$)	k_f^* (W/m · K)	k_g (W/m · K)	Pr_f^*	Pr_g
0.001	252.84	1.0010	1167	-374.9	2464.1	0.0723	2.40	0.0169		
0.002	260.21	1.0010	600	-360.1	2477.4	0.0751	2.35	0.0174		
0.003	265.11	1.0010	408.5	-350.9	2486.0	0.0771	2.31	0.0177		
0.004	267.95	1.0010	309.1	-344.4	2491.9	0.0780	2.29	0.0179		
0.005	270.74	1.0010	249.6	-337.9	2497.3	0.0789	2.27	0.0180		
0.006	273.06	1.0010	209.7	-333.6	2502	0.0798	2.26	0.0182		
0.0061	273.15	1.0010	206.0	-333.5	2502	0.0802	2.26	0.0182		
0.0061	273.15	1.0002	206.0	0.0	2502	0.0802	0.566	0.0182	13.04	0.817
0.008	276.73	1.0001	159.4	21.9	2508	0.0816	0.568	0.0184	11.66	0.823
0.010	280.13	1.0001	129.2	29.4	2513.4	0.0829	0.578	0.0186	10.39	0.828
0.02	290.66	1.0013	67.00	73.5	2532.7	0.0872	0.595	0.0193	7.51	0.841
0.03	297.24	1.0028	45.66	101.1	2544.8	0.0898	0.605	0.0195	6.29	0.854
0.04	302.13	1.0041	34.80	121.4	2553.6	0.0918	0.612	0.0198	5.57	0.865

P (bar)	s_f^* (kJ/kg · K)	s_g (kJ/kg · K)	c_{pf}^* (kJ/kg · K)	c_{pg} (kJ/ kg · K)	μ_l ($10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$)	γ_f	γ_g	V_{sf} (m/s)	V_{sg} (m/s)	σ^* (N/m)
0.001	-1.378	9.848	1.957							
0.002	-1.321	9.585	2.015							
0.003	-1.280	9.456	2.053							
0.004	-1.260	9.339	2.075							
0.005	-1.240	9.250	2.097	1.851						
0.006	-1.222	9.160	2.106	1.854						
0.0061	-1.221	9.159		1.854						
0.0061	0.0000	9.159	4.217	1.854	17.50					0.0756
0.008	0.0543	9.0379	4.206	1.856	15.75					0.0751
0.010	0.1059	8.9732	4.198	1.858	14.30					0.0747
0.02	0.2605	8.7212	4.183	1.865	10.67					0.0731
0.03	0.3543	8.5756	4.180	1.870	9.09					0.0721
0.04	0.4222	8.4724	4.179	1.874	8.15					0.0714
0.05	0.4761	8.3928	4.178	1.878	7.51					0.0707
0.06	0.5208	8.3283	4.178	1.881	7.03					0.0702
0.08	0.5925	8.2266	4.179	1.887	6.35					0.0693

Fonte: Kakaç, (2012)

ANEXO B - NÚMERO MÁXIMO DE TUBOS POR DIÂMETRO DE CASCO

Tabela B.1 - Número de tubos em função do diâmetro externo, do layout triangular e do passo

Tube-Shell Layouts (Tube Counts)

Shell ID (in.)	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
<i>3/4-in. OD tubes on 15/16-in. triangular pitch</i>					
8	36	32	26	24	18
10	62	56	47	42	36
12	109	98	86	82	78
13 ¼	127	114	96	90	86
15 ¼	170	160	140	136	128
17 ¼	239	224	194	188	178
19 ¼	301	282	252	244	234
21 ¼	361	342	314	306	290
23 ¼	442	420	386	378	364
25	532	506	468	446	434
27	637	602	550	536	524
29	721	692	640	620	594
31	847	822	766	722	720
33	974	938	878	852	826
35	1102	1068	1004	988	958

Fonte: Kakaç, (2012)

ANEXO C - COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO

Tabela C.1 - Estimativa do coeficiente de transferência de calor

Typical Film Heat Transfer Coefficients for Shell-and-Tube Heat Exchangers

		Fluid Condition	W/(m ² · K)
<i>Sensible heat transfer</i>			
Water	Liquid		5,000–7,500
Ammonia	Liquid		6,000–8,000
Light organics	Liquid		1,500–2,000
Medium organics	Liquid		750–1,500

Fonte: Kakaç, (2012)