



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

MATHEUS PEREIRA URBANO DOS SANTOS

**DIMENSIONAMENTO TERMO HIDRÁULICO DE UM TROCADOR DE CALOR  
CASCO E TUBO: AVALIAÇÃO ENTRE O MÉTODO DE KERN E BELL  
DELAWARE**

Recife

2024

MATHEUS PEREIRA URBANO DOS SANTOS

**DIMENSIONAMENTO TERMO HIDRÁULICO DE UM TROCADOR DE CALOR  
CASCO E TUBO: AVALIAÇÃO ENTRE O MÉTODO DE KERN E BELL  
DELAWARE**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, como requisito parcial para a obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador (a): Prof. Dra. Janaína Moreira de Menezes

Recife  
2024

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

Santos, Matheus Pereira Urbano dos .

Dimensionamento termo hidráulico de um trocador de calor casco e tubo:  
Avaliação entre o método de Kern e Bell Delaware / Matheus Pereira Urbano  
dos Santos. - Recife, 2024.

62 : il., tab.

Orientador(a): Janaina Moreira de Menezes

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

7.

Inclui referências, apêndices, anexos.

1. Trocador de calor. 2. Casco e tubo. 3. Kern. 4. Bell Delaware. I.  
Menezes, Janaina Moreira de . (Orientação). II. Título.

620 CDD (22.ed.)

MATHEUS PEREIRA URBANO DOS SANTOS

**DIMENSIONAMENTO TERMO HIDRÁULICO DE UM TROCADOR DE CALOR  
CASCO E TUBO: AVALIAÇÃO ENTRE O MÉTODO DE KERN E BELL  
DELAWARE**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, Centro de Tecnologia e Geociências, como requisito parcial para a obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovado em: 25/março/2024.

**BANCA EXAMINADORA**

---

Prof. Dra. Janaína Moreira de Menezes (Orientador)  
Universidade Federal de Pernambuco

---

Profa. Dra. Marcele Elisa Fontana (Examinadora Interna)  
Universidade Federal de Pernambuco

---

Prof. Me. Érica Janaina de Moraes Dantas (Examinador Externo)  
Universidade Federal de Pernambuco

Dedico este trabalho à minha família que esteve ao meu lado em todos os momentos de felicidade e de dificuldade, obrigado por sempre acreditarem em mim.

## **AGRADECIMENTOS**

À Deus pela graça e favor de permitir que façamos uso da ciência para descrever e compreender os fenômenos que Ele mesmo criou.

À minha mãe Adriana Pereira Urbano dos santos, a meu pai Gilson Urbano dos Santos, pelo incentivo e cuidado por estes anos.

À meu irmão Guilherme Pereira Urbano dos Santos, por sempre me apoiar e alavancar minha vontade de estudar.

À minha Tia Ana Rosa, que sempre esteve torcendo por mim independente do momento e mesmo de longe buscando acompanhar todo meu desenvolvimento.

À minha orientadora Janaína Moreira de Menezes pelos ensinamentos, dedicação, exortação e principalmente pela amizade.

Aos professores Ricardo Sanguinetti e Magda Vieira por me mostrar o real sentido do que é amor pela profissão.

À minha namorada Mylena Pereira Bione pelo apoio ao decorrer dos anos.

## RESUMO

Trocadores de calor são equipamentos que visam transferir energia térmica de forma eficiente e econômica entre correntes de processos químicos, sendo muitas vezes empregados em plantas químicas, petroquímicas, refinarias e usinas de geração de energia. O principal objetivo deste trabalho foi o desenvolvimento do dimensionamento termo-hidráulico de um trocador de calor casco e tubo, e a utilização dos métodos Bell-Delaware e de Kern, realizando a comparação entre eles para fornecer um embasamento teórico mostrando suas diferenças e quando usar cada método. Inicialmente, neste trabalho, realizou-se uma análise preliminar utilizando propriedades dos fluidos e dos materiais dos trocadores já pré-estabelecidas. Posteriormente, aplicou-se o método de Kern para determinar o coeficiente de transferência de calor do casco e sua perda de carga. Em seguida, empregou-se o método de Bell-Delaware para obter os mesmos parâmetros e fazer a comparação entre ambos os resultados, indicando o método que se apresenta mais próximo do trocador de calor real. Os resultados revelaram que, ao utilizar o método de Bell-Delaware, houve uma diminuição da perda de carga em cerca de 22% em relação ao método de Kern.

**Palavras-chave:** Trocadores de calor ; Casco e tubo; Kern ; Bell-delaware ;

## ABSTRACT

Heat exchangers are devices aimed at efficiently and economically transferring thermal energy between streams of chemical processes, often employed in chemical plants, petrochemicals, refineries, and power generation plants. The main objective of this work was the thermo-hydraulic sizing development of a shell and tube heat exchanger, and the utilization of the Bell-Delaware and Kern methods, conducting a comparison between them to provide a theoretical basis showing their differences and when to use each method. Initially, in this work, a preliminary analysis was conducted using pre-established fluid and heat exchanger material properties. Subsequently, the Kern method was applied to determine the shell heat transfer coefficient and its pressure drop. Next, the Bell-Delaware method was employed to obtain the same parameters and compare both results, indicating the method that appears to be closer to the real heat exchanger. The results revealed that using the Bell-Delaware method led to a decrease in pressure drop of approximately 22% compared to the Kern method.

**Keywords:** Heat exchangers, Shell and tube, Kern, Bell-Delaware;

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Tipos de fluxo de um trocador tubo duplo.....	15
Figura 2 – Trocador de calor compacto.....	16
Figura 3 – Movimentação dos fluidos em um trocador casco e tubo.....	17
Figura 4 – Sentido dos fluxos em um trocador de calor tubo duplo.....	18
Figura 5 – Layout dos tubos.....	19
Figura 6 – Chicanas.....	21
Figura 7 – Resistência térmica na parede de um trocador de calor.....	23
Figura 8 – Comportamento das temperaturas em um trocador tubo duplo.....	25
Figura 9 – Sequência lógica do dimensionamento por Kern.....	28
Figura 10 – Modelo das correntes de Bell-Delaware.....	28
Figura 11 – Fluxograma método Bell-Delaware.....	31
Figura 12 – Fluxograma da metodologia do Kakaç.....	31

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Recomendações para disposição dos tubos.....	20
Tabela 2 – Coeficientes de correlação para as equações de $j_i$ e $f_i$ .....	42
Tabela 3 – Propriedades do fluido frio (Água bruta) .....	63
Tabela 4 – Dados iniciais do projeto térmico preliminar.....	64
Tabela 5 – Parâmetros segundo método de Kern.....	49
Tabela 6 – Parâmetros dimensionados a partir do método de Bell-Delaware.....	49

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>13</b>
<b>2</b>	<b>OBJETIVOS .....</b>	<b>14</b>
<b>2.1</b>	<b>Objetivo Geral .....</b>	<b>14</b>
<b>2.1.1</b>	<i>Objetivos Específicos.....</i>	<i>14</i>
<b>3</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....</b>	<b>15</b>
<b>3.1</b>	<b>TIPOS DE TROCADORES DE CALOR .....</b>	<b>15</b>
<b>3.1.1</b>	<i>Configuração do trocador Casco e tubo.....</i>	<i>17</i>
<b>3.2</b>	<b>MECANISMOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR .....</b>	<b>22</b>
<b>3.3</b>	<b>COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR .....</b>	<b>23</b>
<b>3.4</b>	<b>MÉTODO DA MÉDIA LOGARÍTMICA DAS DIFERENÇAS DE TEMPERATURA.....</b>	<b>25</b>
<b>3.5</b>	<b>MÉTODOS PARA DIMENSIONAMENTO DE TROCADORES DE CALOR..</b>	<b>28</b>
<b>3.5.1</b>	<i>MÉTODO DE DIMENSIONAMENTO DE KERN.....</i>	<i>28</i>
<b>3.5.2</b>	<i>MÉTODO DE DIMENSIONAMENTO BELL-DELAWARE.....</i>	<i>29</i>
<b>4</b>	<b>METODOLOGIA.....</b>	<b>31</b>
<b>4.2</b>	<b>Roteiro Metodológico .....</b>	<b>32</b>
<b>4.3</b>	<b>Roteiro de Cálculos .....</b>	<b>32</b>
<b>4.1</b>	<b>Especificações do problema .....</b>	<b>47</b>
<b>4.2</b>	<b>Avaliação do projeto térmico preliminar .....</b>	<b>47</b>
<b>5</b>	<b>CONCLUSÃO.....</b>	<b>49</b>
<b>6</b>	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>50</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Os trocadores de calor são utilizados para transmitir energia térmica de um sistema para a sua vizinhança ou entre o próprio sistema. Esses equipamentos podem ser classificados de várias maneiras, como pelo modo de operação, pela quantidade e natureza dos fluidos utilizados, pela maneira que é construído e outros fatores (BRAGA, 2004).

Esses equipamentos de extrema importância para engenharia e estão presentes tanto no ambiente industrial como doméstico, sendo utilizados em uma gama de aplicações desde sistemas de aquecimento e ar condicionados domésticos, a processos químicos e produção de potência de grandes usinas (Cengel, Ghajar, 2012). Ao decorrer dos anos com as necessidades do setor industrial, foram desenvolvidos diversos tipos de trocadores de calor para muitos campos da indústria, como usinas elétricas, usinas de processamento químico, em aquecimento e condicionamento de ar. Esse equipamento tem como objetivo a troca de calor entre fluidos através da transferência de calor e, proporcionar o reaproveitamento da energia térmica presente nos fluidos quentes (Martins et al.2014).

Um dos trocadores mais utilizados em diversos setores nas industriais de processamento são os trocadores de calor casco e tubo, que apresentam um papel fundamental na indústria, sendo amplamente utilizados em diversos processos que envolvem a transferência de calor entre dois fluidos (Moran,2005). Esses equipamentos são essenciais, por apresentarem boa adaptação às condições de processo, resistência a pressões elevadas, possibilidade de trabalhar em variadas posições (vertical ou horizontal) e grande variedade de materiais utilizados, de acordo com a resistência a corrosão, pressão e temperatura (Martins et al.2014). O dimensionamento adequado desses trocadores é essencial para garantir sua eficiência térmica e operação otimizada.

Neste contexto, o presente estudo visa realizar o dimensionamento de um trocador de calor do tipo casco e tubo, empregando os métodos de Kern e de Bell-Delaware. A intenção é comparar esses métodos para compreender suas abordagens, fundamentos teóricos e premissas subjacentes.

Após a comparação foi possível notar que o método de Bell-Delaware se aproxima do método operacional real do trocador de calor. Assim pode-se escolher o método de Kern para projetos mais simples com condições operacionais padrão e

recursos computacionais limitados e método de Bell-Delaware para projetos mais complexos, condições não padrão ou quando maior precisão for necessária.

## **2 OBJETIVOS**

### **2.1 Objetivo Geral**

Realizar o dimensionamento termo-hidráulico de um trocador de calor do tipo casco e tubo, utilizando técnicas convencionais de dimensionamento, e comparar dois métodos em relação ao comportamento do fluxo na carcaça do trocador: o método de Kern (1950) e o método de Bell-Delaware (1983).

#### **2.1.1 Objetivos Específicos**

- Realizar uma revisão bibliográfica trocadores de calor casco e tubo;
- Realizar dimensionamento preliminar de um trocador de calor conforme o roteiro metodológico de Kakaç;
- Utilizar métodos como Kern e Bell-Delaware para dimensionamento com ênfase no casco do trocador de calor;
- Comparação dos resultados obtidos a partir dos métodos de Kern e Bell-Delaware;

### 3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

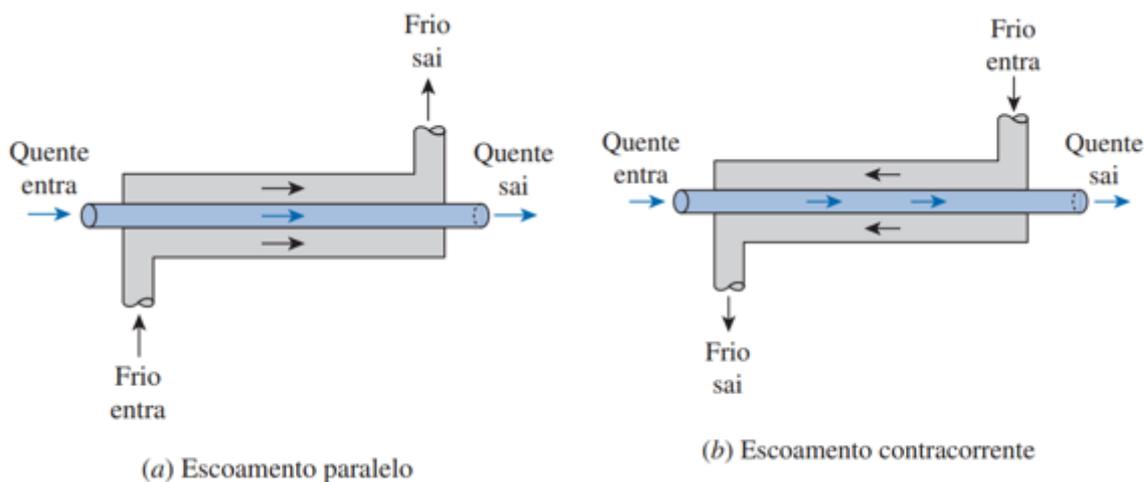
Trocadores de corlor são equipamentos que realizam a operação de troca térmica entre dois fluidos, possibilitando, por exemplo, o resfriamento e aquecimento de fluidos. Nesta abordagem os fluidos estão separados por uma parade, na maioria dos casos, metálicas (Kakaç,2002).

#### 3.1 TIPOS DE TROCADORES DE CALOR

Hoje devido à variedade de aplicações existentes no mercado envolvendo troca térmica, os trocadores de calor tiveram que se adaptar à demanda atual, resultando em uma variedade de tipos de dispositivo e configurações de equipamentos para transferência de calor (Cengel, Ghajar, 2012). Essa tentativa de encontrar o trocador de calor ideal para situações específicas resultou em inúmeros projetos de trocadores de calor, dentre eles cita-se a seguir os de tubo duplo, compacto e o casco e tubo.

Na Figura 1 é possível visualizar o tubo duplo, um dos trocadores pioneiros e mais simples criado, apresentando dois tubos concêntricos, o tubo externo e tubo interno por onde os fluidos de troca térmica passam. Esses fluidos apresentam correntes que atravessam o trocador uma ou mais vezes, se o fluxo percorrer o trocador apenas uma vez é denominado de passe simples, esse tipo não é o padrão, o número de passes pode variar com a necessidade de troca térmica e de variações de diversos fatores que podem ser definidos pelo projetista. Já com relação ao sentido do escoamento, para o trocador tubo duplo, os fluidos apresentam dois tipos: escoamento paralelo como mostra a Figura 1 (a), no qual os tipos de configuração apresentam os fluidos no mesmo sentido, e o escoamento contracorrente como mostrada na Figura 1 (b), apresentando seus dois fluidos com fluxos em sentidos opostos (Venazi, Duílio,1984).

Figura 1. Tipos de fluxo de um trocador do tipo Tubo duplo.



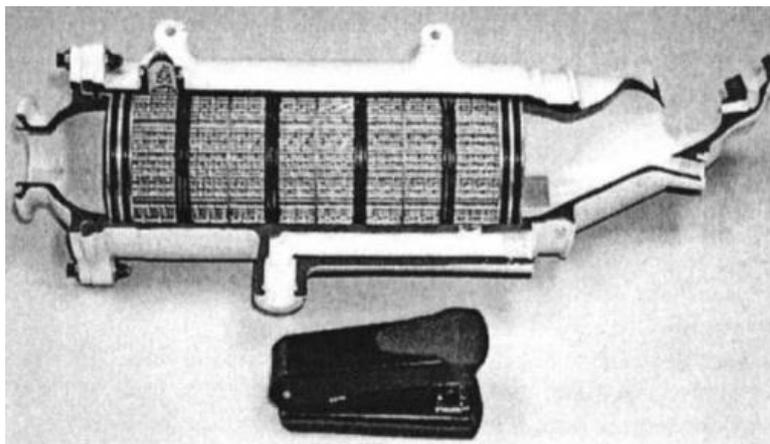
Fonte: Adaptado Cengel et al., (2009).

Com o passar dos anos e o surgimento de necessidades industriais o trocador de calor compacto surgiu para executar procedimentos mais refinados, demonstrando maior eficácia, o que por sua vez demanda uma melhoria correspondente nos dispositivos empregados nesses procedimentos. Nesse contexto, surge a premente necessidade de incorporar trocadores de calor com dimensões reduzidas, mantendo ou potencialmente aprimorando sua capacidade de transferência de calor por unidade de volume ocupado (De Souza et al., 2015). A partir disso surgiu-se, o trocador de calor compacto, que através da Figura 2 é possível a visualização do seu dimensionamento, através de um comparativo com um grampeador de papel.

A relação entre a área da superfície pela qual ocorre a transferência de calor em um trocador de calor e seu volume é denominada densidade de área  $\beta$ . Um trocador de calor é considerado compacto quando apresenta um valor de  $\beta$  superior a  $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ .

Exemplos de dispositivos de transferência de calor compacto incluem radiadores de veículos automotivos (com  $\beta$  aproximado de  $1000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ) e os trocadores de calor de vidro cerâmico em turbinas a gás (com  $\beta$  aproximado de  $6000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ). A utilização de trocadores de calor compactos viabiliza obtenção de taxas de transferência de calor elevadas (Cengel et al., 2009).

Figura 2. Trocador de calor compacto.



Fonte: Adaptado De Souza et al., (2015).

### 3.1.1 Configuração do trocador Casco e tubo

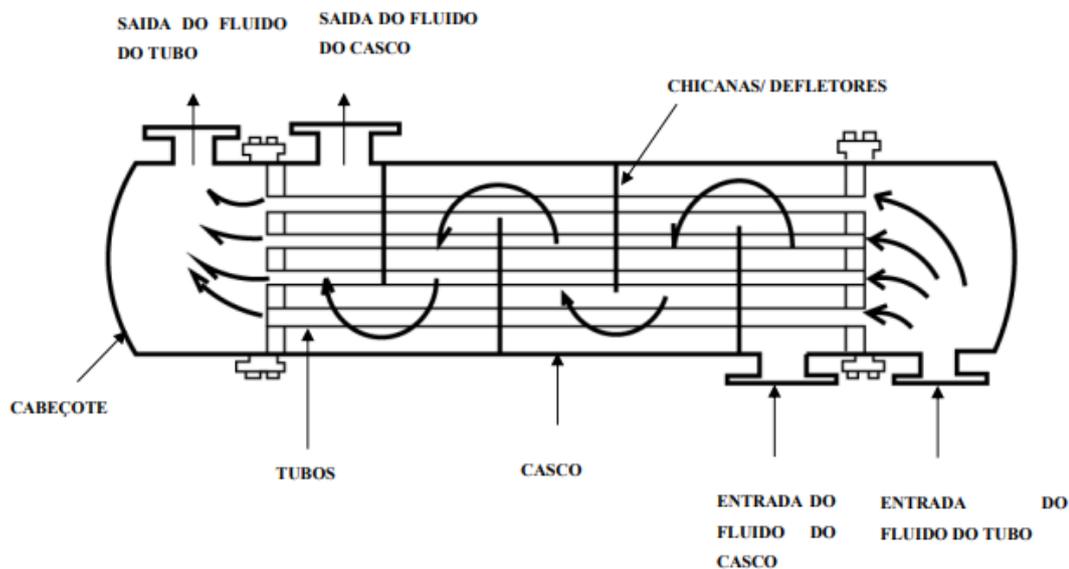
Os trocadores de calor casco e tubo, destacam-se por sua ampla área de transferência de calor em relação ao tamanho e peso, e sua facilidade de limpeza os torna eficientes em sua operação. Além disso, eles são altamente versáteis e podem ser adaptados para atender a diversas demandas de serviço. Esses trocadores de calor são capazes de operar sob altas pressões, tanto em relação ao ambiente externo quanto entre os fluxos de fluidos internos, o que lhes confere grande resistência e eficácia (Kakaç, et al. 2002).

Segundo Mukherjee (2004) é essencial que o projetista tenha um bom conhecimento prático das características mecânicas dos trocadores de calor casco e tubos e de como elas influenciam o projeto térmico. Os principais componentes desse tipo de trocador são, casco, tubos, chicanas/defletores e cabeçote.

Esses equipamentos consistem em um grande número de tubos, podendo chegar a ser centenas, alojados em um invólucro com os eixos dos tubos paralelos ao do casco. A transferência de calor ocorre com um fluido fluindo dentro dos tubos, enquanto o outro fluido flui por fora dos tubos, através do casco, como ilustrado na Figura 3, e na Figura 4 podemos de forma mais detalhada o movimento dos fluidos tanto do casco como do tubo. Nos trocadores de calor do tipo casco e tubo, geralmente são inseridas chicanas que dão mais resistência aos tubos (Martins, et al.2014) e direcionam o fluxo do fluido do lado do casco, aumentando a transferência de calor

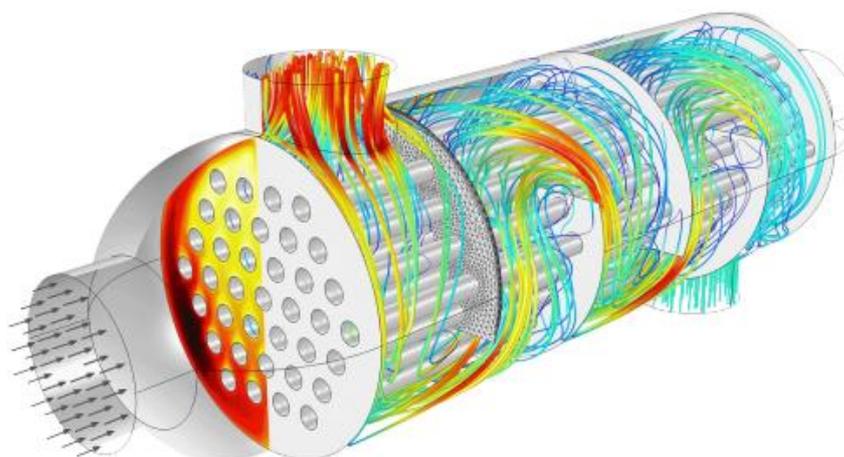
através da turbulência e mantendo o espaçamento entre os tubos uniformes (Cengel, Ghajar, 2012).

Figura 3. Trocador de calor casco e tubo.



Fonte: Adaptado (Costa, Mayse Cíntia, 2016).

Figura 4. Movimentação dos fluidos em um trocador casco e tubo.



Fonte: Adaptado (Montfort, 2019).

No processo de dimensionamento de um trocador de calor do tipo casco e tubo, este trabalho utilizou as orientações estabelecidas pela norma TEMA (Associação de

fabricantes de trocadores de calor tubulares). Essa norma foi criada guiar a construção desses trocadores de calor específicos.

Segundo Kakaç (2002), um trocador de calor é constituído pelo cabeçote dianteiro, casco e cabeçote traseiro, os três são padronizados pela norma TEMA através de letras:

Cabeçote estacionário (dianteiro): letras de A a D,

Casco: letras de E a X

Cabeçote traseiro: letras de L a W

Onde, segundo a norma TEMA, cada letra estabelecida representa uma característica de um elemento.

Inicialmente, a configuração da seção de transferência térmica em um trocador de calor pode variar de várias formas. Por exemplo, é possível projetar um equipamento com tubos longos e um diâmetro específico para o casco. Alternativamente, utilizando a mesma área, é possível construir outro trocador de calor com tubos mais curtos, mas com um número maior deles, resultando em um diâmetro de invólucro maior (Araújo, 2002). Relações de custo de trocadores de calor, mostra-se mais conveniente e mais econômico construir trocadores longos com diâmetro de casco e de tubos menores.

Visto que é mais barato construir um trocador de calor com tubos longos e pequeno diâmetro de casco, deve-se procurar sempre utilizar o comprimento maior possível do tubo, compatível com o espaço que se dispõe para instalar o trocador de calor e com o comprimento disponível pelos fornecedores de tubo (Araújo, 2002).

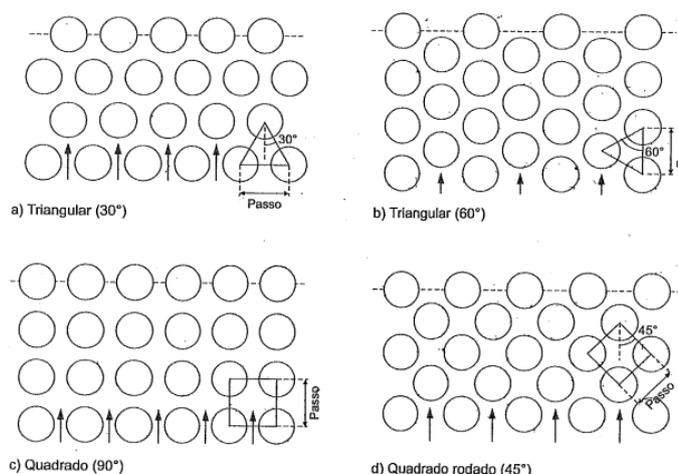
Conforme a norma TEMA, os comprimentos padrões considerados são de 8, 10, 12, 16 e 20 ft. Geralmente, a relação típica entre o comprimento e o diâmetro do casco varia entre 5 e 10.

A escolha do diâmetro do tubo geralmente é influenciada pela natureza da incrustação do fluido, pela disponibilidade de espaço e pelo custo. Em situações em que o fluido do lado do tubo não é muito viscoso nem propenso a incrustações significativas, os diâmetros de tubo mais comuns são 19,05 mm a 25,4 mm, no entanto, fluidos com viscosidade mais alta, como óleos pesados, podem demandar tubos com diâmetros de 50,8 mm (Araújo, 2002).

Já com relação ao layout, a norma TEMA normaliza quatro configurações, mostradas na Figura 5, os arranjos triangular 30°, triangular 60°, quadrado 90° e o quadrado 45°.

A distância de centro a centro entre tubos adjacentes é denominada arranjo ou passo, Pt (pitch). A diferença entre o passo (Pitch) e o diâmetro externo do tubo é a abertura, C' (Clearance) (Araújo, 2002).

Figura 5. Layout dos tubos

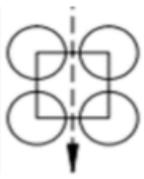


. Fonte: Adaptado (Araújo, 2002).

Segundo Kakaç (2002), para se ter a maior densidade de tubos alocadas em um trocador de calor deve-se adotar o layout triangular 30°. Na literatura são apresentadas diferentes tabelas que fornecem o número máximo de tubos que pode ser colocado em dado casco.

Também com relação ao Layout, Pereira (2016), relacionou layout dos tubos com alguns fatores importantes presentes no projeto de um trocador de calor, como é mostrado na Tabela 1.

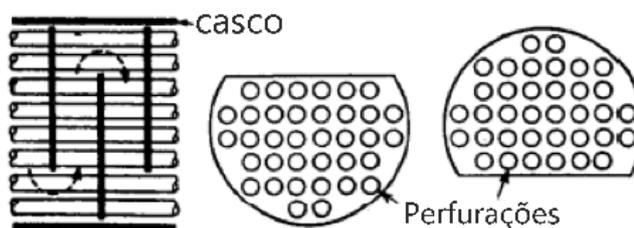
Tabela 1: Recomendações para a disposição dos tubos

Triangular 30°	Triangular Rodado 60°	Quadrado 90°	Quadrado Rodado 45°
Escoamento 	Escoamento 	Escoamento 	Escoamento 
Fluido do casco é limpo ou quando as incrustações podem ser removidas por tratamento químico	Menor transferência de calor em relação ao triangular 30°, porém melhor compactação em relação aos arranjos quadrados	Para regimes de escoamento turbulento quando baixa perda de carga é desejada	Coefficientes de transferência de calor menores que o triangular
Maior perda de carga que o arranjo quadrado (45°)			De fácil limpeza mecânica externa
Menor diâmetro de casco para uma mesma área de troca térmica			

Fonte: Adaptado (Pereira, A. S, 2016).

Outro componente fundamental em um trocador de calor casco e tubo são as chicanas, que têm como principal função suportar os tubos, evitando sua curvatura e possíveis vibrações. Elas também são responsáveis por melhorar a transferência de calor ao evitar regiões mortas, onde o fluido não apresenta movimento, o que resulta em uma diminuição na eficiência (Araújo, 2002). Os espaçamentos entre os defletores são distribuídos de acordo com Kern (1999), onde é estipulado que esses espaços não podem estar a uma distância igual ao diâmetro interno do casco, nem menor que um quinto desse diâmetro. Kakaç (2002) complementa essa ideia, estabelecendo um valor de espaçamento entre 0,4 e 0,6 do diâmetro do casco. Existem diversos tipos de chicanas, mas geralmente as mais utilizadas são as que possuem uma altura de 75% do diâmetro interno do casco e são disponibilizadas, ao longo do casco, de forma intercalada: ora para cima, ora para baixo, como ilustra a Figura 6.

Figura 6. Chicanas



. Fonte: Adaptado (Kern, 1999).

### 3.2 MECANISMOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A transferência de calor diz respeito à transmissão de energia de uma região para outra devido à diferença de temperatura entre essas áreas (Pérez-Reyes, et al., 2013). É fundamental compreender os princípios físicos subjacentes para avaliar a quantidade de energia transferida por unidade de tempo, ou seja, a taxa de transferência de calor (Quites ET AL. 2009).

Existem três formas principais de transferência de calor: condução, convecção e radiação (Incropera, Frank P. et al, 2003).

Descreve-se a condução como o processo de transferência de energia no qual a mesma flui do ponto de alta temperatura para o de baixa temperatura mediante o movimento cinético das moléculas ou impacto direto entre elas. A lei que formula esse fenômeno, conhecida como Lei de Fourier, pode ser expressa da seguinte maneira:

$$Q_{cond} = -k * A * \frac{\partial T}{\partial L} \quad (3-1)$$

A equação (3-1) expressa a taxa de fluxo de calor  $Q_{cond}$  por condução, sendo influenciada pela área ( $A$ ), a constante de condutividade térmica do material ( $W/m^2 \cdot C^\circ$ ), e a variação de temperatura ( $\partial T / \partial L$ ) ao longo do comprimento do material analisado.

Já quando ocorre a transferência de energia entre uma superfície sólida e um fluido ou gás em movimentos adjacentes, esse fenômeno é conhecido como convecção (Cengel, Ghajar, 2012). Em situações em que não há movimento do fluido, o fenômeno é chamado de condução, conforme mencionado anteriormente. Se o movimento do fluido é resultado da diferença de densidade causada pela variação de

temperatura no fluido, a transferência é denominada convecção livre. Por outro lado, a “convecção forçada” ocorre devido ao movimento do fluido provocado por uma bomba, ventilador ou impulsionador (Costa, Mayse Cíntia ,2016).

Para simplificar os cálculos de transferência de calor por convecção em aplicações de engenharia, utiliza-se a Lei de Resfriamento de Newton, representada pela Equação 3-2:

$$Q_{conv} = h * (T_w - T_f) * A \quad (3-2)$$

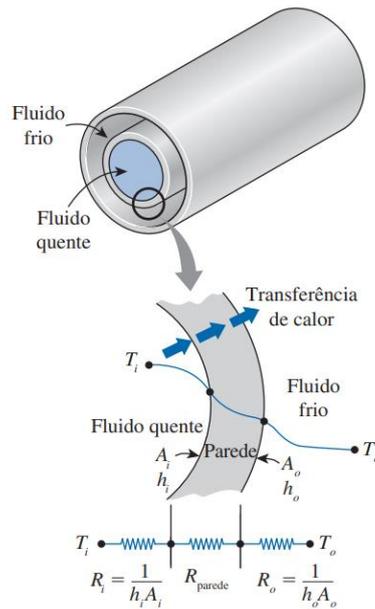
Onde  $Q_{conv}$  é o fluxo de calor ( $W/m^2$ ) da superfície de temperatura mais alta ( $T_w$ ) para o fluido frio ( $T_f$ ),  $h$  é coeficiente de transferência por convecção e  $A$  é a área onde está presente a transferência de calor; de forma análoga, representando o fluxo do fluido quente para a superfície fria, tem-se a Equação 3-3:

$$Q_{conv} = h * (T_f - T_w) * A \quad (3-3)$$

### 3.3 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Na análise de transferência de calor em um trocador de calor casco e tubo, existem três tipos de resistências que dificultam à passagem do fluxo de calor, dentre elas temos, a resistência à convecção da corrente interna a superfície; a resistência à condução do material do tubo; e a resistência à convecção da corrente externa a superfície, essas três resistências em somadas formam a resistência térmica total, conforme ilustrado na figura 7 (Ozisik,1895).

Figura 7. Resistência Térmica na parede de um tubo em um trocador



. Fonte: Adaptado (Cengel, Ghajar, 2012).

A combinação das resistências tem como resultado a resistência total ao fluxo de calor, que pode ser calculada pela equação 3-4:

$$R_t = \frac{1}{A_f \cdot h_f} + \frac{1}{k \cdot A_n} + \frac{1}{A_q \cdot h_q} \quad (3-4)$$

Onde,  $A_i$  e  $A_e$ , são respectivamente as áreas internas e externas da superfície.

Com conhecimento deste conceito, podemos citar um fator bastante importante no dimensionamento de um trocador de calor casco e tubo, esse coeficiente é definido em função da resistência térmica total à transferência de calor entre dois fluidos (Incropera, 2008).

Na maioria das superfícies dos trocadores de calor, é comum que se desenvolva uma resistência adicional à transferência de calor ao longo do tempo. Essa resistência pode ser causada por uma fina camada de oxidação ou, em casos extremos, por depósitos de sujeira provenientes do próprio fluido, introduzindo uma resistência térmica adicional conhecida como resistência de incrustação ( $R_f$ ). O valor dessa resistência depende do tipo de fluido, velocidade do fluido, tipo de superfície e tempo de serviço do trocador de calor (Kakaç, 2012).

Para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor, existem duas equações: uma para o sistema com incrustação ( $U_f$ ) e outra para o sistema sem incrustação ( $U_c$ ). As Equações 3-5 e 3-6 pertinentes podem ser citadas como:

$$U_f = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i \cdot h_f} + \frac{d_o \cdot R_{ft}}{d_i} + \frac{d_o \cdot \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2kt} + R_{fc} + \frac{1}{h_q}} \quad (3-5)$$

$$U_c = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i \cdot h_f} + \frac{d_o \cdot \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2kt} + \frac{1}{h_q}} \quad (3-6)$$

Onde,

- $k$  é a condutividade térmica do material;
- $h_q$  é o coeficiente de transferência de calor para o fluxo do casco;
- $h_f$  é o coeficiente de transferência de calor para o fluxo do tubo;
- $d_i$ : Diâmetro interno do tubo
- $d_o$ : Diâmetro externo do tubo

### 3.4 MÉTODO DA MÉDIA LOGARÍTMICA DAS DIFERENÇAS DE TEMPERATURA

Os permutadores de calor são frequentemente empregados na prática, e um engenheiro frequentemente se depara com a tarefa de selecionar um tipo de permutador de calor que o possibilitará atingir a variação de temperatura desejada em um determinado fluxo conhecido.

Na prática, as idealizações apontadas são boas aproximações, simplificando muito a análise do trocador de calor com pouco sacrifício de precisão, e por isso comumente usadas (Cengel, 2012). Partindo dessas suposições, a primeira lei da termodinâmica exige que a taxa de transferência de calor do fluido quente seja igual à taxa de transferência de calor para o fluido frio. Segue abaixo as Equações 3-7 e 3-8, que representam a taxa de transferência de calor de um fluido frio e quente, respectivamente.

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f \cdot c_{pf} \cdot (T_{f, sai} - T_{f, ent}) \quad (3-7)$$

$$\dot{Q}_q = \dot{m}_q \cdot c_{pq} \cdot (T_{q, ent} - T_{q, sai}) \quad (3-8)$$

Onde os subscritos f e q significam fluidos frios e quentes, respectivamente.

$Q_q$ : Taxa de transferência de calor do fluido quente;

$Q_f$ : Taxa de transferência de calor do fluido frio;

$\dot{m}_f, \dot{m}_q$ : Taxas de escoamento de massa;

$c_{pf}$ : Calor específico do fluido frio

$c_{pq}$ : Calores específico do fluido quente;

$T_{f, saída}, T_{q, saída}$ : Temperatura de saída;

$T_{f, entrada}, T_{q, entrada}$ : Temperatura de entrada.

Ao analisar a transferência de calor em trocadores de calor, é vantajoso utilizar o valor médio adequado da diferença de temperatura entre os fluidos quentes e frios. Isso permite a determinação da taxa total de transferência de calor  $Q$  entre os fluidos (Kakaç, 2002).

Portanto, de acordo com as considerações de Cengel (2012), assumindo que o trocador de calor esteja termicamente isolado, sem trocas adicionais com o ambiente além da transferência térmica entre os fluidos e negligenciando as alterações na energia cinética e potencial, pois os escoamentos dos fluidos sofrem pouca ou nenhuma alteração em suas velocidades e elevações. Então, seguindo esses princípios foi desenvolvida uma Equação 3-9 para calcular a taxa total de transferência de calor.

$$\dot{Q} = U * A * \Delta T_m \quad (3-9)$$

Onde,

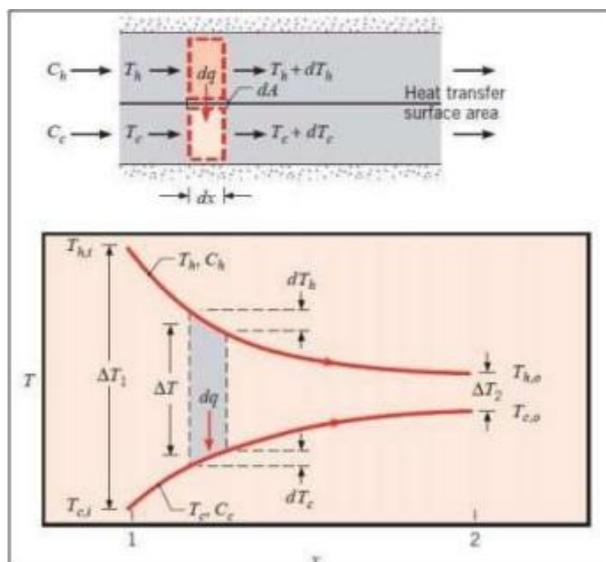
$Q$ : Taxa de transferência de calor do fluido

$U$ : Coeficiente global de transferência de calor

$A$ : Área total de transferência de calor

$\Delta T_m$ : Diferença média de temperatura

Figura 8 – Variação da temperatura de um fluido em um trocador de calor tubo duplo com escoamento paralelo



Fonte: Adaptado Incropera (2008)

Para utilizar a relação 3-9 de forma eficaz, é necessário calcular a temperatura média logarítmica, pois a variação de temperatura entre dois fluidos em geral pode variar ao longo do trocador de calor, ela é obtida a partir da razão entre as temperaturas de saída e as temperaturas de entrada, como mostra a Equação 3-10 e depende do tipo de fluxo do trocador de calor, se paralelo ou contracorrente (Cengel,2012).

Em um fluxo paralelo é possível observar que as temperaturas do fluido quente e frio inicialmente apresentam grandes diferenças em suas temperaturas, porém essa diferença diminui conforme os fluidos caminham em direção a saída do trocador. Como esperado a temperatura do fluido quente diminui, e a temperatura do fluido frio aumenta ao longo do trocador.

Para um trocador com fluxo paralelo a média logarítmica das diferenças de temperatura é calculada através da expressão:

$$MTDL = \frac{|T_{et,1} - T_{ec,1}| - |T_{et,2} - T_{ec,2}|}{\ln \frac{|T_{et,1} - T_{ec,1}|}{|T_{et,2} - T_{ec,2}|}} \quad (3-10)$$

Onde,

Tet1 = Temperatura de entrada do fluido 1 do tubo;

$T_{t2}$  = Temperatura de saída do fluido 1 do tubo;

$T_{c1}$  = Temperatura de entrada do fluido 1 do casco;

$T_{c2}$  = Temperatura de saída do fluido 2 do casco;

Para um fluxo do tipo contracorrente adotamos a Equação 3-11:

$$MTDL = \frac{|T_{t,1}-T_{c,2}| - |T_{t,2}-T_{c,1}|}{\ln \frac{|T_{t,1}-T_{c,2}|}{|T_{t,2}-T_{c,1}|}} \quad (3-11)$$

Para um trocador de calor casco e tubo com um passe no casco e dois ou múltiplos de dois passes nos tubos, existe um fator de correção  $F$ , representado pela Figura 2.7 do livro Kakaç (2002), que estabelece uma relação com a eficácia de temperatura  $P$  que representa o quão eficiente a transferência de calor está ocorrendo, e a razão da capacidade térmica  $R$  que é definida como a razão das capacidades térmicas dos fluidos envolvidos no trocador de calor.

### 3.5 MÉTODOS PARA DIMENSIONAMENTO DE TROCADORES DE CALOR

#### 3.5.1 MÉTODO DE DIMENSIONAMENTO DE KERN

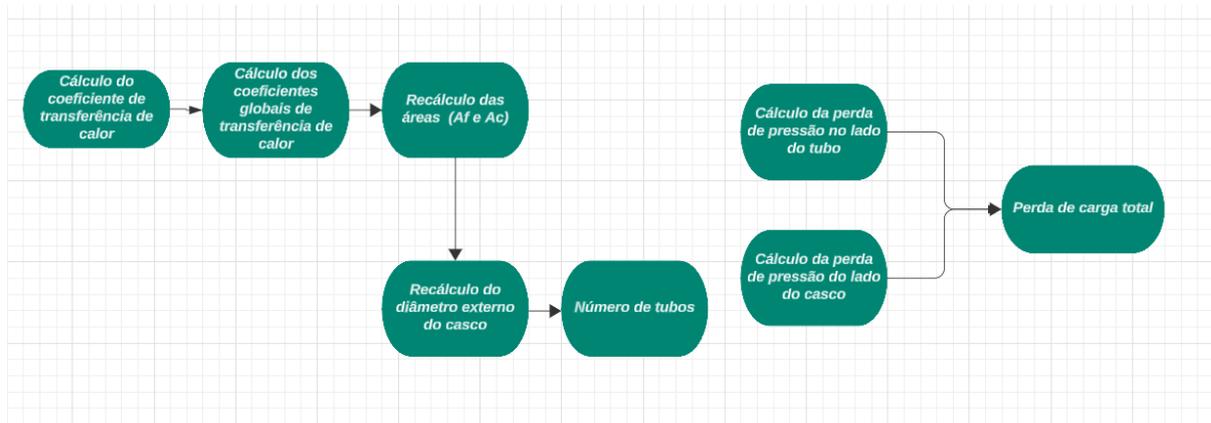
Sabe-se da existência de diversos métodos de cálculo disponíveis na literatura, como os Métodos Donahue, Kern, Tinker e Bell-Delaware. O método de Kern foi um dos pioneiros no que se diz respeito a troca térmica em trocadores de calor tubulares. A importância da contribuição de Kern é a consideração do projeto de trocador de calor casco e tubo como um todo, isto é, leva em conta as considerações de construção, como tipo escoamento do lado dos tubos, diferença média de temperatura e fator de incrustação (Ribeiro, 1984).

Este método, para o cálculo do coeficiente de transferência de calor e perda de carga do lado do casco necessita de algumas condições pré-definidas, que envolvem fatores geométricos do lado do casco, os quais afetam o coeficiente de película, como espaçamento entre chicanas, dimensões dos tubos, espaço livre entre os tubos e tipo de arranjo.

Neste projeto, inicia-se com o método de Kern, partindo da estimativa preliminar conforme metodologia de Kakaç (2002) onde são selecionados os parâmetros,

presumindo a existência de um trocador de calor. O caminho de desenvolvimento desta etapa preliminar, está descrito no fluxograma a da Figura 9.

Figura 9: Sequência lógica do dimensionamento por Kern

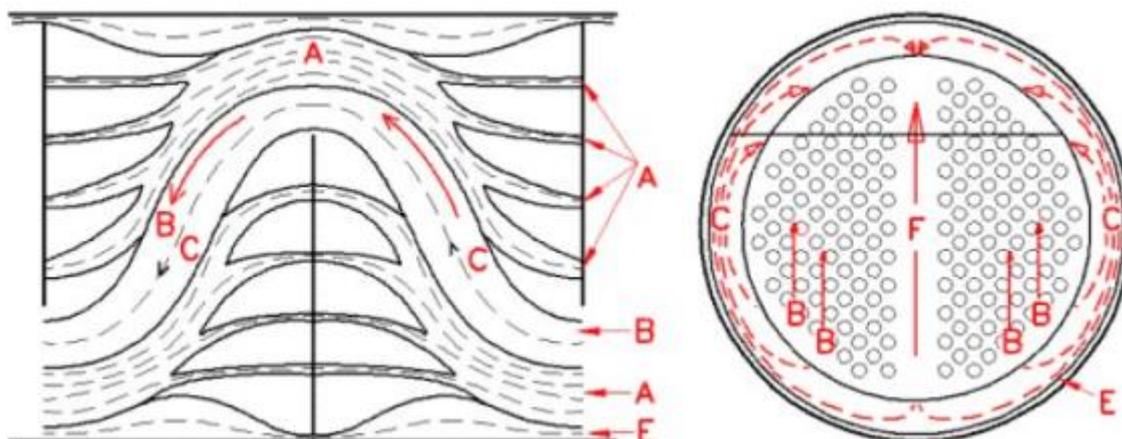


Fonte: Autor (2024)

### 3.5.2 MÉTODO DE DIMENSIONAMENTO BELL-DELAWARE

Conforme descrito por Kakaç (2002), o método de Kern utilizado para a avaliação da transferência de calor e da queda de pressão no lado da carcaça é uma abordagem simplificada. A análise do lado da carcaça não é tão simples quanto a análise do lado do tubo, uma vez que o fluxo na carcaça apresenta complexidades, envolvendo tanto fluxo transversal quanto fluxo através das aberturas nas chicanas. Adicionalmente, há fluxos de desvio entre as chicanas e a carcaça, resultando em padrões de fluxo complexo. O método Bell-Delaware considera cinco tipos de correntes individuais A, B, C, D e E na carcaça, conforme indicado na Figura 10.

Figura 10: Modelo das correntes de Bell-Delaware



Fonte: Adaptado de (Kakaç, 2002).

Onde, segundo Montfort (2019), as correntes que compõem o modelo são:

Corrente A: É a corrente que vaza entre as chicanas e os feixes do tubo, e tem pequeno efeito na transferência;

Corrente B: É a corrente principal, onde idealmente todo o escoamento deveria estar;

Corrente C: É a corrente que flui entre os tubos externos do feixe de tubos e o casco;

Corrente E: É a corrente que escoava entre as chicanas e o casco. Como a chicana tem que ter um diâmetro menor para poder entrar no casco, normalmente sobra um pequeno espaço entre eles e tem um efeito muito grande na transferência e é bastante difícil de ser evitado;

Corrente F: É a corrente que escoava por entre um canal que não tem tubos no feixe. Ocorre em trocador de calor com mais de dois passes.

Este método leva em consideração os efeitos de várias correntes de vazamento e desvio no coeficiente de transferência de calor e na queda de pressão do lado da carcaça. Ele é uma tentativa de se aproximar mais da realidade, onde todos os escoamentos, com exceção de B, reduzem o coeficiente de transferência de calor, reduzindo a efetividade do trocador de calor.

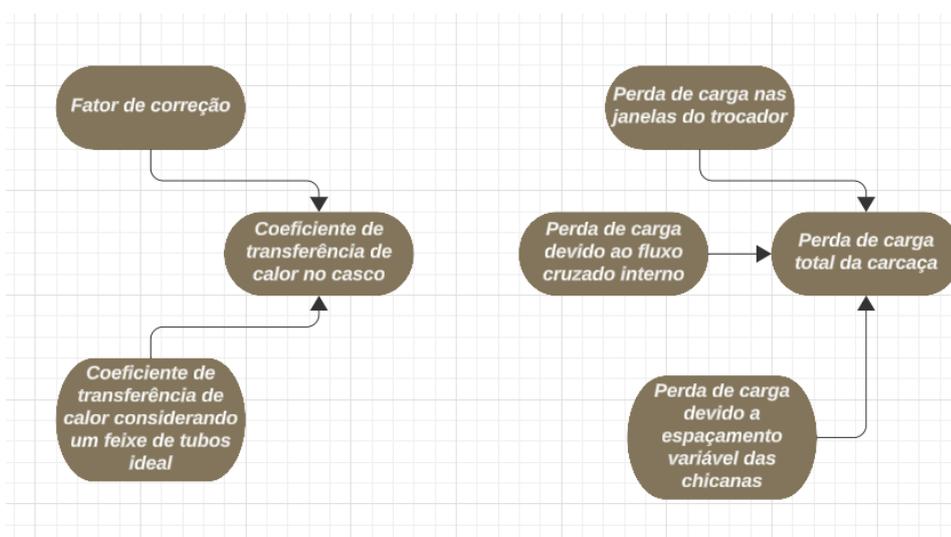
O método Bell-Delaware fundamenta-se em dados experimentais, sendo assim, foi analisado o impacto de cada configuração individual no fluxo. O cálculo

envolve a determinação de fatores de correção, os quais são aplicados a um coeficiente de transferência de calor ideal ( $h_{ideal}$ ), para encontrar o valor real considerado por Bell-Delaware da transferência de calor convectivo considerando os tipos de fluxo presente no casco. Para o cálculo da perda de carga no casco, Bell-Delaware, relaciona três tipos de perda de carga, sendo elas:

- Perda de carga nas janelas do trocador de calor
- Perda de carga devido ao fluxo cruzado
- Perda de carga devido ao espaçamento variável das chicanas.

Abaixo na Figura 11, é possível ilustrar por meio do fluxograma os parâmetros obtidos através do método de Bell-Delaware.

Figura 11: Fluxograma método Bell-Delaware



Fonte: Autor (2024)

#### 4 METODOLOGIA

A metodologia empregada neste estudo compreende três etapas distintas. Na primeira etapa, realiza-se uma análise preliminar baseada no método de dimensionamento descrito na literatura por Kakaç (2002). Na segunda etapa, são calculados os parâmetros térmicos utilizando o método de Kern, como o coeficiente de transferência de calor convectivo e as perdas de carga. Na terceira etapa, adota-se o método de Bell-Delaware para determinar os mesmos parâmetros obtidos pelo

método de Kern. Os resultados obtidos são então comparados e analisados para definir a aplicabilidade de cada método em diferentes situações.

## 4.2 Roteiro Metodológico

No projeto térmico, o dimensionamento do trocador de calor envolve a eficiente transferência térmica, considerando fatores como incrustação e perda de carga. As restrições físicas, dados dos fluidos e parâmetros geométricos e mecânicos são conhecidos, sendo essencial determinar a área de troca térmica, comprimento e quantidade de tubos, espaçamento das chicanas, número de passes, diâmetro do casco e perda de carga.

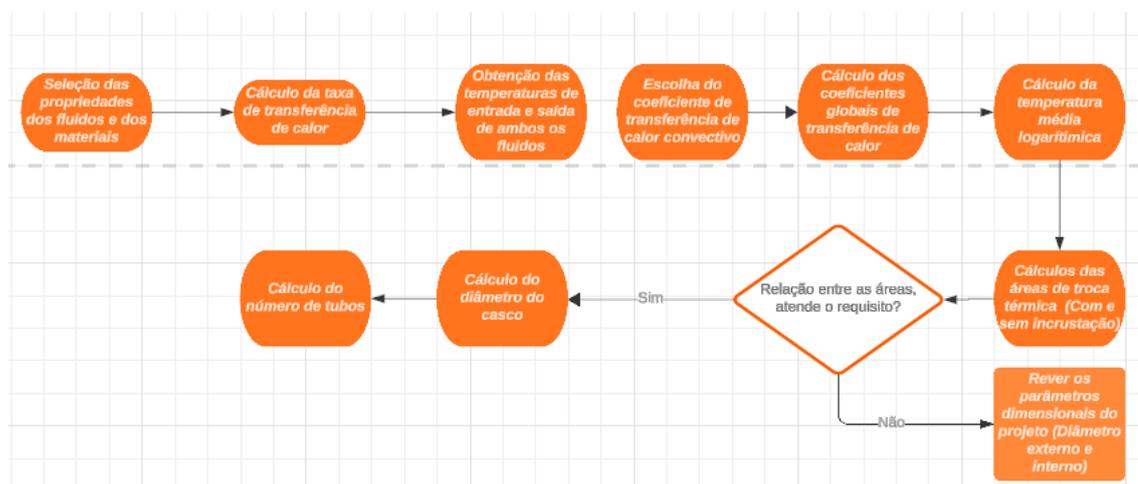
## 4.3 Roteiro de Cálculos

### ETAPA 1 – ANÁLISE PRELIMINAR

Inicia-se esse tópico aplicando a metodologia do Kakaç onde será necessário estabelecer parâmetros iniciais como, propriedade dos fluidos e das matérias. Estas propriedades podem ser encontradas na própria literatura na Tabela B.2, anexo B do Kakaç (2002), onde é relaciona-se parâmetros dos fluidos com a sua respectiva temperatura média.

Segue ilustrado pela Figura 12 o fluxograma da metodologia de Kakaç, utilizado para compreender o passo a passo do processo.

Figura 12: Fluxograma da metodologia do Kakaç



Fonte: Autor (2024)

O cálculo do coeficiente global de transferência de calor requer parâmetros iniciais, que são utilizados nas Equações 3-5 e 3-6. Em seguida, a diferença de temperatura média logarítmica é determinada com base nas temperaturas de entrada e saída dos fluidos, utilizando as Equações 3-10 e 3-11, escolhendo a equação apropriada de acordo com o arranjo de escoamento, contracorrente ou paralelo. Na etapa seguinte, as áreas superficiais de troca de calor com e sem incrustação são calculadas com as equações 4-1 e 4-2. Esse cálculo é crucial para determinar a razão entre um projeto real (com incrustação) e um ideal (sem incrustação), conhecida como OverSized. O OverSized é estabelecido pelo projetista considerando custos, perdas de pressão e de calor ocasionadas pela incrustação, e é adicionado à área com incrustação para garantir uma boa taxa de transferência de calor ao longo do tempo.

$$Ac = \frac{Q}{Uc*\Delta Tml} \quad (4-1)$$

$$Af = \frac{Q}{Uf*\Delta Tml} \quad (4-2)$$

Onde,

Ac: Área de troca de calor sem incrustação

Af: Área de troca de calor com incrustação

Para calcular o diâmetro externo do casco utilizou-se da equação 4-3.

$$Ds = 0,637 * \sqrt{\frac{CL}{CTP} \left[ \frac{Af*(PR)^2*d0}{L} \right]^2} \quad (4-3)$$

$$PR = \frac{Pt}{d0} \quad (4-4)$$

Onde,

L: Comprimento do tubo

D0: Diâmetro externo do tubo

Pr: Relação de passe

Af: Área superficial de troca de calor com incrustação

Os valores de CL e CTP são constantes que dependem do tipo de arranjo e passes, conforme consta os valores em Kakaç (2002).

Para finalizar-a análise preliminar do trocador, deve ser calculado o número de tubos através da Equação 4-5:

$$Nt = 0,785 * \frac{CTP}{CL} * \frac{Ds^2}{(PR)^2 * d0^2} \quad (4-5)$$

## ETAPA 2 – MÉTODO DE KERN

Para determinar o coeficiente de transferência de calor nos tubos (ht), a Equação 4-6 é utilizada, requerendo o número de Nusselt (Nu) obtido numericamente através da correlação de Petukhov, conforme descrito nas Equações 4-7 e 4-8, seguindo Kakaç (2002). Já para calcular o coeficiente de transferência de calor por convecção no casco (hc), é utilizada a correlação de McAdams, expressa pela Equação 4-9.

$$hi = \frac{Nu * kt}{di} \quad (4-6)$$

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{2}\right) * (Re, t) * Prl}{1,07 + 12,7 * \left(\frac{f}{2}\right)^{\frac{1}{2}} * (Prl^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (4-7)$$

$$f = (1,58 * \ln Re, t - 3,28)^{-2} \quad (4-8)$$

Para  $10^4 < Re, t < 5 * 10^6$ , escoamento turbulento.

Onde,

Nub: Número de Nusselt

f: fator de atrito da correlação de Gnielinski

hi: Coeficiente de convecção dos tubos

di: Diâmetro interno dos tubos

kt: condutividade térmica do fluido do tubo

Gt: Velocidade mássica do fluido do tubo

$\mu$ t: Viscosidade do fluido do tubo

$\mu$ wt: Viscosidade do fluido do tubo na parede

$c_{p,t}$ : Calor específico do fluido do tubo

$Pr_f$ : Número de Prandtl para líquido saturado

$$\frac{h_0 \cdot De}{k_c} = 0,36 * \left(\frac{De \cdot G_c}{\mu}\right)^{0,55} * \left(\frac{c_p \cdot \mu}{k_c}\right)^{\frac{1}{3}} * \left(\frac{\mu}{\mu_w c}\right)^{0,14} \quad (4-9)$$

Para  $2 * 10^3 < Re, c < 1 * 10^6$

Onde,

$h_0$ : Coeficiente de convecção do casco

$De$ : Diâmetro equivalente do casco

$k_c$ : condutividade térmica do fluido do casco

$G_s$ : Velocidade mássica do fluido do casco

$\mu_c$ : Viscosidade do fluido do casco

$\mu_{wc}$ : Viscosidade do fluido do casco na parede

$c_{p,c}$ : Calor específico do fluido do casco

Para chegar ao valor de  $h_c$  deve-se utilizar as Equações 3-10 e 3-11, que representam o diâmetro equivalente para cada tipo de arranjo dos tubos sendo quadrado e triangular, respectivamente.

$$De = \frac{4 * (Pt^2 - \frac{\pi * d_0^2}{4})}{\pi * d_0} \quad (4-10)$$

$$De = \frac{4 * (\frac{Pt^2 * \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi * d_0^2}{8})}{\frac{\pi * d_0}{2}} \quad (4-11)$$

Onde,

$Pt$ : Pitch (passo)

$d_0$ : Diâmetro externo do tubo

No método de Kern, prossegue-se com a determinação das velocidades mássicas para o tubo e o casco do trocador de calor. Expresso pelas equações 4-12 e 4-14, respectivamente.

Equação 4-12 – Velocidade mássica do tubo

$$G_t = \frac{\dot{m}_t}{A_{tp}} \quad (4-12)$$

Onde,

$G_t$ : Velocidade mássica do fluido no tubo

$\dot{m}_t$ : Vazão mássica do fluido no tubo

$A_{tp}$ : Área de troca de calor dos tubos por passo

Equação 4-13 – Área dos tubos

$$A_{tp} = \frac{N_t * A_t}{\text{Número de passes}} \quad (4-13)$$

Onde,

$G_t$ : Velocidade mássica do fluido

$N_t$ : número de tubos

$A_t$ : área de um tubo

Equação 4-14 – Velocidade mássica do casco

$$G_c = \frac{\dot{m}_c}{A_c} \quad (4-14)$$

Onde,

$G_c$ : Velocidade mássica do fluido do casco

$\dot{m}_c$ : Vazão mássica do fluido no casco

$A_c$ : Área de fluxo cruzado no centro da carcaça

Equação 4-15 – Área do casco

$$A_c = \frac{D_s * C * B}{P_t} \quad (4-15)$$

Onde,

Ac: Área de fluxo cruzado no centro da carcaça

C: Coeficiente, igual a (Pt-d0)

B: Distância das chicanas

Pt: Pitch

Agora, com os coeficientes de convecção do lado do tubo e do casco atualizados, as áreas de transferência térmica sem incrustação e com incrustação reavaliadas, segue-se o cálculo real comprimento do trocador de calor, conforme a Equação (4-16), abaixo:

$$L = \frac{Ac}{\pi * d0 * Nt} \quad (4-16)$$

Agora segundo o método de Kern, passa-se para o cálculo da perda de carga no casco e tubo, através da equação 4-17.

Equação 4-17 – Perda de carga no casco

$$\Delta p_c = \frac{f * Gc^2 * (Nb+1) * Dc}{2 * \rho * De * \phi_c} \quad (4-17)$$

Onde,

$\Delta p_c$ : Perda de pressão na carcaça

$f_c$ : coeficiente de atrito no lado do casco

$G_c$ : Velocidade mássica do fluido no casco

$N_b$ : Número de chicanas

$D_c$ : Diâmetro do casco

$\rho$ : Densidade do fluido do casco

$\phi_c$ : Fator de correção de viscosidade

O coeficiente de atrito pode ser calculado utilizando a Equação 4-18, abaixo:

$$f = \exp(0,576 - 0,19 * \ln Re, c) \quad (4-18)$$

Para  $400 < Re = \frac{Gc \cdot De}{\mu c} \leq 1 * 10^6$

Onde,

Re, c: Número de Reynolds do casco

Equação 4-19, utilizada para calculo do número de Reynolds para o fluido no casco.

$$Re, c = \frac{Gc \cdot De}{\mu c} \quad (4-19)$$

Onde,

Rs: Número de Reynolds para o casco

Gs: Velocidade mássica do fluido do casco

De: Diâmetro equivalente

$\mu c$ : Viscosidade do fluido do casco

Equação 4-20 – Número de chicanas

$$Nb = \frac{L}{B} - 1 \quad (4-20)$$

Onde,

Nb: Número de chicanas

L: Comprimento do tubo

B: Distância das chicanas

Equação 4-21 – Fator de correção de viscosidade

$$\phi c = \left( \frac{\mu c}{\mu w} \right)^{0,14} \quad (4-21)$$

Onde,

$\mu c$ : Viscosidade do fluido do casco

$\phi c$ : Fator de correção de viscosidade no casco

$\mu w$ : Viscosidade do fluido do casco na parede

Após calcular a perda de carga na carcaça, é necessário determinar a perda de carga total nos tubos, conforme a Equação 4-24. Esta perda de carga resulta da combinação de duas contribuições: a primeira é a perda de carga nos tubos ( $\Delta p_t$ ), a segunda é a perda de carga devido a expansões e contrações repentinas do fluido ( $\Delta p_r$ ), representada pela Equação 4-23.

$$\Delta p_t = 4 * f * \frac{L * N_p}{d_i} * \rho * \frac{u_m^2}{2} \quad (4-22)$$

$$\Delta p_r = 4 * N_p * \frac{\rho * u_m^2}{2} \quad (4-23)$$

O conjunto dessas duas perdas de carga, segundo Kakaç 2002, gera uma perda de carga total, representada pela Equação 3-20.

$$\Delta p_{total, t} = \left( 4 * f * \frac{L * N_p}{d_i} + 4 * N_p \right) * \frac{\rho * u_m^2}{2} \quad (4-24)$$

Onde,

$\Delta p_t$  – Perda de pressão dos tubos

f – Coeficiente de atrito dos tubos

$N_p$  – Número de passes

$d_i$  – diâmetro interno dos tubos

$\rho_t$  – Densidade do fluido do tubo

$u_m$  – Velocidade média dentro dos tubos

Onde, f é o coeficiente de atrito nos tubos e é calculado na Equação 4-8.

Equação 4-25 – Número de Reynolds para o tubo

$$Re, t = \frac{Gt * d_i}{\mu t} \quad (4-25)$$

Onde,

$Re, t$ : Número de Reynolds para o tubo

$Gt$ : Velocidade mássica do tubo

Di: Diâmetro interno do tubo

$\mu_t$ : Viscosidade do fluido do tubo

Equação 4-26 – Velocidade média dentro dos tubos

$$um = \frac{\dot{m}_t}{\rho_t * A_{tp}} \quad (4-26)$$

Onde,

$um$  : Velocidade média dentro dos tubos

$\dot{m}_t$ : Vazão mássica do fluido tubo

$\rho_t$ : Densidade do fluido do tubo

$A_{tp}$ : Área dos tubos

### ETAPA 3 – MÉTODO DE BELL-DELAWARE

O cálculo da transferência de calor convectivo por Bell-Delaware foi calculado a partir da Equação 4-27.

$$h_0 = h_{id} * J_c * J_l * J_b * J_s * J_r \quad (4-27)$$

Onde,

$h_{id}$ : Coeficiente de transferência de calor do lado do casco considerando um feixe de tubos ideal [ $W/m^2 K$ ]

$J_c$ : Fator de correção para os efeitos de configuração no defletor (Corrente B)

$J_l$ : Fator de correção para os efeitos de vazamento no defletor (Corrente A e E)

$J_b$ : Fator de correção para os efeitos de by-pass no feixe de tubos (Corrente C e F)

$J_r$ : Fator de correção para o gradiente de temperatura adverso no fluxo laminar.

$J_s$ : Fator de correção para os efeitos de espaçamento do defletor na entrada ou saída.

#### A. Cálculo do coeficiente transferência de calor ideal do casco

A equação que representa o coeficiente de transferência de calor no casco ideal é representada pela Equação 4-28. Essa função apresenta a relação entre o fator de

Coulborn, área do fluxo cruzado na linha central da carcaça e outros parâmetros dos fluidos.

$$hi = ji * cp, c * \left(\frac{mc}{Ac}\right) * \left(\frac{kc}{cp, c * \mu c}\right)^{\frac{2}{3}} * \left(\frac{\mu c}{\mu w, c}\right)^{0,14} \quad (4-$$

28)

Onde,

ji: fator de coulborn para um banco de tubos ideal

Ac: Área de fluxo cruzado na linha central da carcaça

Cp: capacidade térmica do fluido do casco

$\mu c$ : Viscosidade do fluido casco

$\mu w, c$ : Viscosidade do fluido na parede

kc: Condutividade térmica do fluido do casco

Ji e fi podem ser obtidos através da Figura 12, anexo E ou pela relação das Equações 4-29 e 4-31, respectivamente, com a Tabela 2.

$$Ji = a1 * \left(\frac{1.33}{\frac{Pr}{do}}\right)^b * (Re, c)^{a2} \quad (4-29)$$

Onde,

ji: Fator de transferência de calor

$$a = \frac{a3}{1+0,14*(Re, c)^{a4}} \quad (4-30)$$

$$fi = b1 * \left(\frac{1.33}{\frac{Pr}{do}}\right)^b * (Re, c)^{b2} \quad (4-31)$$

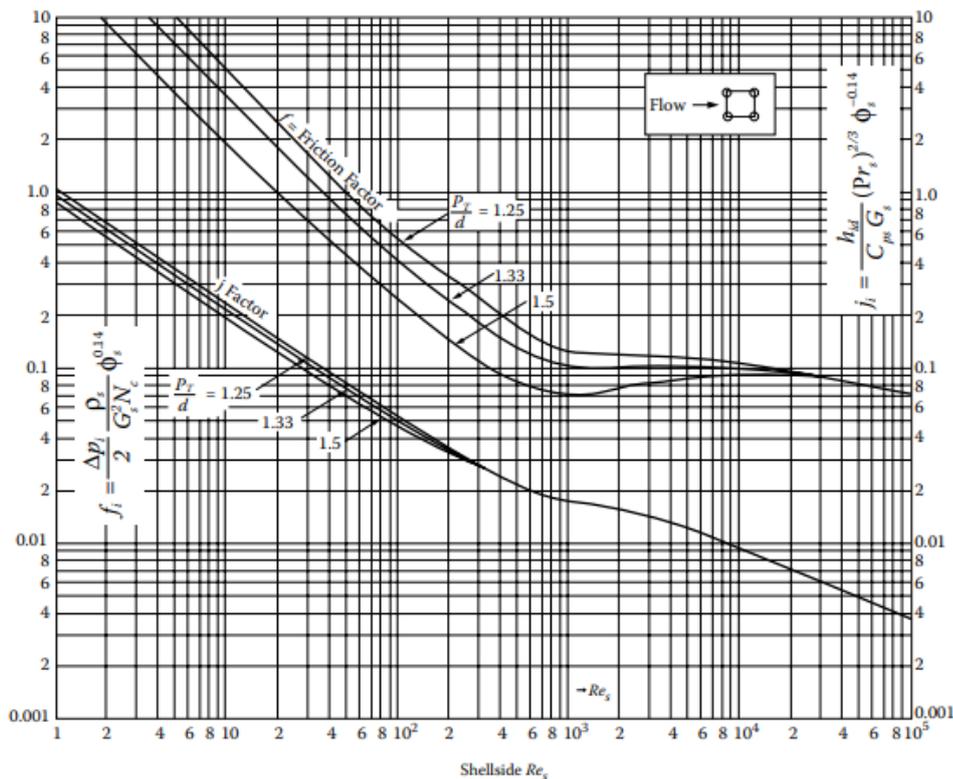
Onde,

Fi: Fator de atrito

$$b = \frac{b3}{1+0,14*(Re, c)^{b4}} \quad (4-32)$$

$$Re, c = \frac{d0*\dot{m}}{\mu c*Ac} \tag{4-33}$$

Figura 12- Fatores de  $j_i$  e  $f_i$  para uma banca de tubo ideal com layout em linha a 90°



Fonte: Adaptado Kakaç (2002)

Tabela 2 – Coeficientes de correlação para as equações de  $j_i$  e  $f_i$

Layout Angle	Reynolds Number	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$b_4$
30°	10 <sup>5</sup> -10 <sup>4</sup>	0.321	-0.388	1.450	0.519	0.372	-0.123	7.00	0.500
	10 <sup>4</sup> -10 <sup>3</sup>	0.321	-0.388			0.486	-0.152		
	10 <sup>3</sup> -10 <sup>2</sup>	0.593	-0.477			4.570	-0.476		
	10 <sup>2</sup> -10	1.360	-0.657			45.100	-0.973		
	<10	1.400	-0.667			48.000	-1.000		
45°	10 <sup>5</sup> -10 <sup>4</sup>	0.370	-0.396	1.930	0.500	0.303	-0.126	6.59	0.520
	10 <sup>4</sup> -10 <sup>3</sup>	0.370	-0.396			0.333	-0.136		
	10 <sup>3</sup> -10 <sup>2</sup>	0.730	-0.500			3.500	-0.476		
	10 <sup>2</sup> -10	0.498	-0.656			26.200	-0.913		
	<10	1.550	-0.667			32.00	-1.000		
90°	10 <sup>5</sup> -10 <sup>4</sup>	0.370	-0.395	1.187	0.370	0.391	-0.148	6.30	0.378
	10 <sup>4</sup> -10 <sup>3</sup>	0.107	-0.266			0.0815	+0.022		
	10 <sup>3</sup> -10 <sup>2</sup>	0.408	-0.460			6.0900	-0.602		
	10 <sup>2</sup> -10	0.900	-0.631			32.1000	-0.963		
	<10	0.970	-0.667			35.0000	-1.000		

Fonte: Adaptado Kakaç (2002)

Assumindo que as propriedades são constantes. No método Bell-Delaware, os fatores de correção devido ao desvio e vazamento de fluxo são fornecidos em formas gráficas, dependendo das características construtivas de calor.

## B. Perda de carga no lado da carcaça

Para um trocador de calor do tipo casco e tubo com fluxos de desvio e vazamento, a queda total de pressão de bocal a bocal, determinada pelo método Bell-Delaware, é calculada como a soma dos seguintes três componentes.

O primeiro fator da queda de pressão é relacionado a seção do fluxo cruzado interno, representado pela Equação 4-34.

$$\Delta p_c = \Delta p_{bi} * (Nb - 1) * R_l * R_b \quad (4-34)$$

Onde,

$\Delta p_{bi}$  é a queda de pressão em um banco de tubos ideal equivalente em um compartimento de chapa central e  $R_l$  é o fator de correção para os efeitos de vazamento da chapa (fluxos A e E). Normalmente,  $R_l$  varia de 0,4 a 0,5.  $R_b$  é o fator de correção para o fluxo de desvio (fluxos C e F). Normalmente,  $R_b$  varia de 0,5 a 0,8,

dependendo do tipo de construção e do número de tiras de vedação.  $N_b$  é o número de chicanas.

O segundo fator de queda de pressão esta presente na janela, afetado pelo vazamento, nas não pelo desvio. A queda de pressão combinada em todas as janelas é calculada a partir da Equação 4-35.

$$\Delta p_w = \Delta p_{wi} * N_b * R_l \quad (4-35)$$

Onde,

$\Delta p_{wi}$  é a queda de pressão em um banco de tubos ideal equivalente na seção da janela.

O último fator de queda de pressão, definido por Bell-Delaware, considera a perda de pressão nas seções de entrada e saída, influenciada pelo desvio, mas não pelo vazamento é calculada pela Equação 4-36.

$$\Delta p_e = 2 * \Delta p_{bi} * \frac{N_c * N_{cw}}{N_c} * R_b * R_s \quad (4-36)$$

Onde,

$N_c$  representa o número de fileiras de tubos atravessados em cada janela da chapa.  $R_s$  é um fator de correção aplicado às seções de entrada e saída quando o espaçamento da chapa é diferente das seções internas, devido à presença dos bocais de entrada e saída. Em suma,  $R_s$  é o fator de correção para essas seções específicas.

Após o cálculo das perdas de carga em cada seção descrita acima podemos, segundo Kakaç, 2002, combinar as três e determinar a perda de pressão total do casco no trocador de calor seguindo método de Bell-Delaware. Essa fórmula é representada pela Equação 4-37.

$$\Delta p_s = [(N_b - 1) * \Delta p_{bi} * R_b + N_b * \Delta p_{wi}] * R_l + 2 * \Delta p_{bi} \left(1 + \frac{N_{cw}}{N_c}\right) * R_b * R_s \quad (4-37)$$

Abaixo, temos as Equações que representam a queda de pressão em um banco de tubos ideais,  $\Delta p_{bi}$ , e a queda de pressão em um banco de tubos ideais da seção da janela,  $\Delta p_{wi}$ .

$$\Delta p_{bi} = 4 * f_i * \frac{G_c^2}{2\rho c} * \left( \frac{\mu_{c,w}}{\mu c} \right)^{0,14} \quad (4-38)$$

$$\Delta p_{wi} = \frac{\dot{m}c^2 * (2 + 0,6 * N_{cw})}{2 * \rho * A_s * A_w} \quad (4-39)$$

Para o número de Reynolds  $Re$ ,  $c \geq 100$ .

$$\Delta p_{wi} = 26 * \frac{\dot{m}c^2 * \mu c}{\sqrt{\rho c * A_c * A_w}} * \left( \frac{N_{cw}}{\rho c - d_0} + \frac{B}{D_w^2} \right) + \frac{\dot{m}c}{A_c * A_w * \rho c} \quad (4-40)$$

Para o número de Reynolds  $Re$ ,  $c \leq 100$ .

O número de fileiras de tubos atravessados em função do fluxo cruzado,  $N_c$ , pode ser estimado a partir da Equação 4-41.

$$N_c = \frac{d_i * (1 - 2 * \frac{L_c}{D_c})}{P_p} \quad (4-41)$$

Onde,

$P_p$ : Distância entre os centros dos tubos (Paralela)

$P_n$ : Distância entre os centros dos tubos (Normal)

$L_c$ : Distância de corte da chapa defletora.

Na Equação 4-42 apresenta um termo,  $A_s$ , que representa a área de escoamento transversal.

$$A_s = (D_c - N_{tc} * d_0) * B \quad (4-42)$$

$$N_{tc} = \frac{D_c}{P_t} \quad (4-43)$$

Onde,

$N_{tc}$ : Relação entre o diâmetro do casco e o passo entre dos tubos (Pitch).

Agora, dando continuidade pode-se estimar o número de fileiras efetivas de fluxo cruzado em cada janela,  $N_{cw}$ , através da Equação 4-44.

$$N_{cw} = \frac{0,8 * Lc}{Pp} \quad (4-44)$$

Onde,

$Pp$ : Distância entre os centros dos tubos com relação a horizontal (paralelo).

Para finalizar, também é possível encontrar o número de aletas,  $N_b$ , para trocador de calor através de uma relação entre o comprimento do trocador,  $L$ , e o espaçamento entre as aletas,  $B$ . Como mostra a Equação 4-45.

$$N_b = \frac{L}{B} - 1 \quad (4-45)$$

#### 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados obtidos através dos cálculos realizados conforme o passo a passo da metodologia, mostra que ao realizar uma análise comparativa dos valores de transferência de calor convectivo e perda de carga do escoamento do fluido no casco entre o método de Ken e Bell-Delaware é possível identificar uma diferença entre os métodos mostrando um valor menor quando se dimensiona pelo método de Bell-Delaware, isso ocorre porque o este método leva em consideração correções para diferentes fatores, como espaçamentos entre tubos e furos do defletor, resultando em uma estimativa mais precisa da perda de carga. Por outro lado, o método de Kern é mais simplificado e pode subestimar a perda de carga e o coeficiente de transferência de calor convectivo devido à falta de consideração de certos fatores.

Neste trabalho, foi possível observar uma mudança de de aproximadamente 30 por cento entre os métodos analisados, apontando que o método de Bell-Delaware apresentou uma perda de carga e coeficiente convectivo menor para o fluido do casco. Esse resultado era esperado, já que o método de Bell-Delaware considera movimentos complexos do fluxo do casco, assim utilizando fatores de correção para suas respectivas correntes para obter um valor mais próximo do real. Já Kern por

apresentar uma análise simplificada, não considerando a complexidade do fluxo, superdimensiona esses parâmetros.

Esse comportamento dos coeficientes de transferência de calor convectivo também foi observado em outras fontes da literatura, como Guilherme Luis Fachinetto (2022), onde foi utilizado os dois métodos para realização de uma análise comparativa método experimental e foi identificada que o método de Bell-Delaware, método analítico, apresenta o valor mais próximo do valor real, apresentando uma diferença para o de Kern de 7,7%.

Para o comportamento da perda de carga no casco, foi utilizado a literatura de Pereira, A. S. et al (2015), onde ele relaciona a os métodos de Bell-Delaware e de Kern, com uma análise computacional de um trocador de calor casco e tubo, através do seu trabalho foi possível perceber, que o método de Bell-Delaware por considerar movimentos complexos do fluido, como vazamentos das chicanas e mudança de direção do fluxo, pode apresentar um valor de perda de carga mais próximo ao analisado experimentalmente. Nessa literatura, o valor de Kern em relação ao de Bell-Delaware se difere em cerca de 1,1%.

#### 4.1 Especificações do problema

Os parâmetros iniciais especificados dos fluidos alocados no casco e tubo para o projeto do trocador de calor são detalhados nas Tabelas 3 e 4, disponíveis no Anexo B e C, respectivamente.

#### 4.2 Avaliação do projeto térmico preliminar

Para este trocador de calor casco e tubo, foi utilizado o tipo de fluxo contracorrente. A água destilada foi alocada no casco por apresentar um baixo grau de impureza e de salubridade, Cengel (2012), cita que tubos com menos potencial de incrustação fique alocado no casco. O material utilizado no casco para suportar esse fluido será aço carbono, com a condutividade térmica de 60 W/mK, Conforme Kakaç (2002). Já água bruta, foi alocada no tubo, sendo escolhido material de aço inox 304,

que apresenta seu coeficiente de condutividade térmica de 16,2 W/Mk. Escolheu-se o inox 304 para água bruta por apresentar possibilidade de uma quantidade de sal na solução, aumentando o potencial de oxidação, este tipo de solução também pode apresentar sedimentos e, segundo (Araújo, 2002), a limpeza mecânica é mais simples na parte interna do tubo do que na parte externa. Por isso, o aconselhável é que fluidos com maior tendência a gerar incrustações sejam colocados, preferencialmente, escoando do lado do tubo. Já para água destilada passando no casco, coloca-se aço carbono por não apresentar tendência a incrustação e nem necessitar de uma alta taxa de transferência de calor. Esse tipo de material é fácil de ser encontrado e possui um baixo valor de mercado.

A Tabela 4, anexo D, apresenta os dados dimensionais como diâmetro dos tubos e casco, comprimento do trocador de calor, etc.

Já a Tabela 5, apresenta os coeficientes convectivos por Kern, tubo e casco, e suas respectivas perdas de carga.

Tabela 5 – Parâmetros segundo método de Kern

Dados obtidos pelo método de Kern			
Coeficiente de transferência de calor do casco	$h_0$	4383,09	W/m <sup>2</sup> *K
Coeficiente de transferência de calor do tubo	$h_t$	5200	W/m <sup>2</sup> *K
Perda de carga no lado do casco	$\Delta p_c$	52,3	W/m <sup>2</sup> *K
Perda de carga no tubo	$\Delta p_t$	9,3	W/m <sup>2</sup> *K

Fonte: Autor (2024).

A Tabela 6, representa o coeficiente convectivo do casco e a perda de carga do casco a partir do método de Bell-Delaware.

Tabela 6 – Parâmetros dimensionais a partir do método de Bell-Delaware

Dados obtidos pelo método de Kern			
Coeficiente de transferência de calor do casco	$h_0$	3647,75	W/m <sup>2</sup> *K
Perda de carga no casco	$\Delta p_s$	40,35	kPa

Fonte: Autor (2024).

Com base nesses resultados, comparando os coeficientes de transferência de calor convectivos e as perdas de carga pelos dois métodos. O método de Bell-Delaware apresenta um valor normalmente abaixo do quando utilizado o método de Kern. Isso ocorre por conta do Bell-Delaware considerar a complexidade dos fluidos e

por isso aplicar fatores de correlação onde faz com que esses parâmetros apresentem seus resultados próximos ao real. Kern por apresentar uma análise mais simplificada superdimensiona esses valores.

Em resumo, o método de Kern é frequentemente utilizado para análises preliminares ou para trocadores de calor simples, enquanto o método de Bell-Delaware é preferido para trocadores de calor mais complexos ou quando uma maior precisão é necessária. A escolha entre os dois métodos depende das necessidades específicas do projeto e dos recursos disponíveis.

No anexo A, é possível visualizar de forma numérica o dimensionamento do trocador de calor casco e tubo, seguindo o passo a passo da metodologia.

## **5. CONCLUSÃO**

Ao longo deste estudo, foi explorado os princípios fundamentais dos trocadores de calor, destacando o papel vital que desempenham em uma variedade de processos industriais e aplicações de engenharia. Dentro desse contexto, dedicamos uma atenção especial ao projeto de trocadores de calor de casco e tubo, um dos tipos mais comuns e versáteis encontrados na prática.

A análise detalhada das metodologias de projeto de trocadores de calor propostas por Kakaç, Kern e Bell Delaware proporcionou insights valiosos sobre as abordagens distintas adotadas por cada uma delas. Enquanto o método de Kern enfatiza uma abordagem mais simplificada e empírica, adequada para projetos preliminares e situações em que uma precisão moderada é aceitável, o método de Bell Delaware oferece uma estrutura mais abrangente e rigorosa, baseada em análises detalhadas e correlações mais refinadas.

É evidente que a escolha entre esses métodos depende de uma série de fatores, incluindo o nível de precisão exigido pelo projeto, a disponibilidade de dados experimentais e computacionais, e o tempo e recursos disponíveis. Em situações em que é crucial obter uma estimativa rápida e aproximada do desempenho do trocador

de calor, o método de Kern pode ser preferível devido à sua simplicidade e facilidade de aplicação. Por outro lado, para projetos que exigem uma análise mais aprofundada e precisa, especialmente em ambientes de alta complexidade térmica e fluidodinâmica, o método de Bell Delaware oferece uma abordagem mais robusta e confiável.

Portanto, conclui-se que ambos os métodos têm seu lugar no arsenal de ferramentas de projeto de engenheiros de trocadores de calor, e a escolha entre eles deve ser feita com base nas especificidades e exigências de cada situação particular. Além disso, esta pesquisa destaca a importância contínua de desenvolver e aprimorar metodologias de projeto de trocadores de calor, a fim de enfrentar os desafios cada vez mais complexos e exigentes encontrados na prática da engenharia térmica.

## 6 REFERÊNCIAS

ARAÚJO, E. C. da C. Série Apontamentos - Trocadores de Calor. [S.l.]: Editora da UFSCar, 2002.

MARTINS, Letícia Ferreira; SILVA, Michelle Aparecida; BEGNINI, Orientador Mauro Luiz. Obtenção de Trocador de Calor Casco e Tubo. Blucher Engineering Proceedings, v. 1, n. 3, p. 41-42, 2014.

DE SOUZA, Weverton Nazario Teixeira; MANZELA, M. Sc André Aleixo. Otimização de desempenho de trocadores de calor compactos. 2015.

CENGEL, Yunus A. Transferência de calor e massa 4 Edição. AMGH Editora Ltda. 2012.

RIBEIRO, Celina Maria Cunha. Comparação de métodos de cálculo termo-hidraulico para trocadores de calor casco e tubo, sem mudança de fase. 1984. Tese de Doutorado.

VENANZI, Duílio. Trocadores de calor. 1984.

DE SOUZA, Weverton Nazario Teixeira; MANZELA, M. Sc André Aleixo. Otimização de desempenho de trocadores de calor compactos. 2015.

KAKAC, Sadik; LIU, Hongtan; PRAMUANJAROENKIJ, Anchasa. Heat exchangers: selection, rating, and thermal design. CRC press, 2002.

Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. (2003). Fundamentos Série Apontamentos - Trocadores de Calor de Transferência de Calor e Massa. 6ª edição. LTC–Livros Técnicos e Científicos SA, Rio de Janeiro, Brasil, 698p.

MUKHERJEE, R. Practical Thermal Design of Shell-and-Tube Heat Exchangers. [S.l.]: Begell House, 2004.

Costa, Mayse Cíntia Vieira. Simulação e análise do efeito da variação de parâmetros sobre a perda de carga e transferência de calor em trocadores de calor casco e tubo. 2016.

QUITES, Eduardo EC; LIA, Luiz Renato Bastos. Introdução à transferência de calor. São Paulo, 2005.

PÉREZ-REYES, M. E.; SOSA-MORALES, M. E. Mecanismos de transferencia de calor que ocurren en tratamientos térmicos de alimentos. Temas selectos de Ingeniería de alimentos, v. 7, n. 1, p. 37-47, 2013.

PEREIRA, A. S.; MAGALHÃES, M. L.; CARTAXO, SJM. DESENVOLVIMENTO DE MÉTODO DIFERENCIAL ESTACIONÁRIO DERIVATIVO DO BELL-DELAWARE PARA DIMENSIONAMENTO E ANÁLISE DE TROCADORES DE CASCO E TUBOS 1-2. Blucher Chemical Engineering Proceedings, v. 1, n. 2, p. 11527-11534, 2015.

MONTFORT, Bernardo Morsch Von. Análise da influência de parâmetros termo-hidráulicos em um trocador de calor do tipo casco e tubo utilizando método bell-delaware. 2019.

MARTINS, Letícia Ferreira; SILVA, Michelle Aparecida; BEGNINI, Orientador Mauro Luiz. Obtenção de Trocador de Calor Casco e Tubo. Blucher Engineering Proceedings, v. 1, n. 3, p. 41-42, 2014.

MUKHERJEE, R. Practical Thermal Design of Shell-and-Tube Heat Exchangers. [S.l.]: Begell House, 2004.

OZISIK, M. NECATI. Heat Transfer - A Basic Approach. New York: McGraw-Hill, 1985.

PEREIRA, A. S. et al. DESENVOLVIMENTO DE MÉTODO DIFERENCIAL ESTACIONÁRIO DERIVATIVO DO BELL-DELAWARE PARA DIMENSIONAMENTO E ANÁLISE DE TROCADORES DE CASCO E TUBOS 1-2. Blucher Chemical Engineering Proceedings, v. 1, n. 2, p. 11527-11534, 2015.

## APÊNCIDE A – ROTEIRO DE CÁLCULOS

No apêndice A é feito o roteiro de cálculo mostrando o passo a passo utilizando equação e valores atribuídos, visando mostrar o resultado.

### 1. Cálculo da taxa de transferência de calor dos fluidos quentes e frios.

- Para o fluido quente:

$$Qq = \dot{m}q * Cpq * (Tqe - Tqs)$$

$$Qq = 22 * 4314 * (35 - 20)$$

$$Qq = 949080 \text{ W}$$

- Como visto no referencial teórico segundo Cengel  $Qq=Qf$ , utilizamos essa relação para encontrar o valor da temperatura de saída do trocador de calor:

$$Qf = Qq = \dot{m}f * Cpf * (20 - Tfs)$$

$$Qq = 38 * 4314 * (20 - Tfs)$$

$$949080 = 38 * 4314 * (20 - Tfs)$$

$$Tfs = 26 \text{ C}^\circ$$

### 2. Cálculo do coeficiente global de transferência de calor

- Com base na estimativa dos coeficientes individuais de transferência de calor já vistos nesse trabalho é possível calcular os coeficientes globais com e sem incrustação.

$$Uf = \frac{1}{\frac{d0}{di * hf} + \frac{d0 * Rft}{di} * \frac{d0 * \ln\left(\frac{d0}{di}\right)}{2k} + Rfc + \frac{1}{hq}}$$

$$Uf = \frac{1}{\frac{0,0254}{0,0229 * 5000} + \frac{0,0254 * 0,000176}{0,0229} * \frac{0,0254 * \ln\left(\frac{0,0254}{0,0229}\right)}{2 * 16,2} + 0,000088 + \frac{1}{7000}}$$

$$Uf = 1559,78 \frac{W}{m^2 * K}$$

- Como foi calculado acima o com incrustação, abaixo o sem incrustação:

$$Uc = \frac{1}{\frac{d0}{di * hf} + \frac{d0 * \ln\left(\frac{d0}{di}\right)}{2k} + \frac{1}{hq}}$$

$$Uc = \frac{1}{\frac{0,0254}{0,0229 * 5000} + \frac{0,0254 * \ln\left(\frac{0,0254}{0,0229}\right)}{2 * 16,2} + \frac{1}{7000}}$$

$$Uc = 1788,81 \frac{W}{m^2 * K}$$

3. Cálculo da temperatura média logarítmica, para um fluxo contracorrente:

$$\Delta t \text{ lm, cf} = \frac{\Delta T1 - \Delta T2}{\ln\left(\frac{\Delta T1}{\Delta T2}\right)}$$

$$\Delta t \text{ lm, cf} = \frac{(35 - 25) - (26 - 20)}{\ln\left(\frac{35 - 25}{26 - 20}\right)}$$

$$\Delta T \text{ lm, cf} = 7,83 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Com as equações estabelecidas na Figura 9, podemos calcular o valor do Fator de correção para temperatura média logarítmica, como consta abaixo:

$$R = \frac{Tq1 - Tq2}{Tf2 - Tf1} = \frac{(35 - 25)}{(26 - 20)} = 1,66$$

$$P = \frac{26 - 20}{35 - 20} = 0,4$$

Visualizando na tabela podemos encontrar um fator de correção próximo à F=1.

4. Cálculo da área com incrustação e sem incrustação, para realização do Oversized.

- Cálculo da área de troca de calor com incrustação:

$$A_f = \frac{Q}{U_f * \Delta t \text{ lm}} = \frac{949080}{1559,8 * 7,83} = 77,7 \text{ m}^2$$

- Cálculo da área de troca de calor sem incrustação:

$$A_c = \frac{Q}{U_c * \Delta t \text{ lm}} = \frac{949080}{1788,81 * 7,83} = 67,76 \text{ m}^2$$

A razão entre essas áreas como visto no referencial teórico é dado por Oversized e para nosso trabalho, encontra-se uma relação entre as áreas de um valor de 1,14, aceitável. Para este trocador de calor a relação entre áreas máximas era de 1,35, se os cálculos se apresenta um valor acima da área pré-estabelecida os parâmetros do equipamento devem ser alterados.

5. Recalculando os coeficientes de transferência de calor

- Para o casco, utiliza-se neste trabalho a correlação descrita por McAdams para:

$$De = \frac{4 * (Pt^2 - \pi * \frac{d0^2}{4})}{\pi * d0} = \frac{4 * (0,03175^2 - \pi * (\frac{0,0254^2}{4}))}{\pi * 0,0254} = 0,02513 \text{ m}$$

$$Ac = \frac{Dc * B * C}{Pt} = \frac{0,33 * 0,3048 * 0,00635}{0,03175} = 0,020 \text{ m}^2$$

$$Gc = \frac{\dot{m}c}{Ac} = \frac{22,22}{0,02361} = 941,107 \frac{\text{kg}}{\text{s} * \text{m}^2}$$

$$Re, c = \frac{De * Gc}{\mu c} = \frac{0,02513 * 941,107}{0,000797} = 29673,8$$

$$\frac{h_0 * De}{kc} = 0,36 * \left(\frac{De * Gc}{\mu c}\right)^{0,55} * \left(\frac{Cp * \mu c}{kc}\right)^{\frac{1}{3}} * \left(\frac{\mu c}{\mu w c}\right)^{0,14}$$

$$\frac{h_0 * 0,02513}{0,614} = 0,36 * \left(\frac{0,05 * 1100}{0,000797}\right)^{0,55} * \left(\frac{4314 * 0,000797}{0,614}\right)^{\frac{1}{3}} * \left(\frac{0,000797}{0,000815}\right)^{0,14}$$

$$h_0 = 4383,09 \frac{W}{m^2 * K}$$

- Para o tubo:

$$At = \frac{\pi * di^2}{4} = \frac{(\pi * 0,02291)^2}{4} = 0,0004122 m^2$$

Neste trabalho, o diâmetro externo foi fornecido sendo 15 ¼ in. Com base nessa informação utiliza-se a Tabela 12, anexo 6, para encontrar o número de tubos máximos para o trocador de calor casco e tubo.

$$Atp = \frac{Nt * At}{\text{Número de passes}} = \frac{81 * 0,0004122}{1} = 0,03339 m^2$$

$$Gt = \frac{\dot{m}t}{Atp} = \frac{38,88}{0,03339} = 1164,6 \frac{kg}{m^2 * s}$$

$$ut = \frac{Gt}{\rho t} = \frac{1164,6}{997} = 1,1682 \frac{m}{s}$$

$$Ret = \frac{ut * \rho t * di}{\mu t} = \frac{1,1682 * 997 * 0,02291}{0,00095} = 28087,5$$

$$ft = (1,58 * \ln(Re, c - 3,28))^{-2} = (1,58 * \ln(28087,5) - 3,28)^{-2} = 0,0060$$

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{2}\right) * (Re, t) * Prl}{1,07 + 12,7 * \left(\frac{f}{2}\right)^{\frac{1}{2}} * (Prl^{\frac{2}{3}} - 1)} = \frac{\left(\frac{0,006}{2}\right) * 28087,5 * 6,55}{1,07 + 12,7 * \left(\frac{0,006}{2}\right)^{\frac{1}{2}} * (6,55^{\frac{2}{3}} - 1)} = 196,45$$

$$hi = \frac{Nu * kt}{di} = \frac{196,45 * 0,6065}{0,02291} = 5200 \frac{W}{m^2 * K}$$

6. Agora com os coeficientes de transferência de calor do tubo e casco recalculados, pode-se calcular os coeficientes globais de transferência de calor.

$$Uc = \frac{1}{\frac{d0}{di * hf} + \frac{d0 * \ln\left(\frac{d0}{di}\right)}{2kt} + \frac{1}{hq}}$$

$$Uc = \frac{1}{\frac{0,0254}{0,02291 * 5200,5} + \frac{0,0254 * \ln\left(\frac{0,0254}{0,02291}\right)}{2 * 60} + \frac{1}{4383,09}}$$

$$Uc = 2159 \frac{W}{m^2 * K}$$

$$Uf = \frac{1}{\frac{d0}{di * hf} + \frac{d0 * Rft}{di} * \frac{d0 * \ln\left(\frac{d0}{di}\right)}{2k} + Rfc + \frac{1}{hq}}$$

$Uf$

$$= \frac{1}{\frac{0,0254}{0,02291 * 5200,5} + \frac{0,02291 * 0,000176}{0,02291} * \frac{0,0254 * \ln\left(\frac{0,0254}{0,02291}\right)}{2 * 60} + 0,000088 + \frac{1}{4383,09}}$$

$$Uf = 1889,13 \text{ W}/(m^2 * K)$$

7. Cálculo das novas áreas de troca térmica

$$Ac = \frac{Q}{Uc * \Delta Tm} = \frac{928500}{2147,48 * 7,2135} = 59,93 \text{ m}^2$$

## 8. Cálculo do comprimento do trocador de calor

$$L = \frac{Ac}{\pi * d0 * Nt} = \frac{59,93}{\pi * 0,0254 * 81} = 9,28 \text{ m}$$

## 9. Agora utilizando o método de Kern, calcula-se a perda de carga no casco e tubo.

- Para o casco:

$$Nb = \frac{L}{B} - 1 = \frac{9,28}{0,3048} - 1 = 29$$

$$fc = \exp(0,576 - 0,19 * Re, c) = \exp(0,576 - 0,19 * \ln(29673,8)) = 0,2514$$

$$\Delta pc = \frac{f * Gc^2 * (Nb + 1) * Dc}{2 * p * De * \phi c}$$

$$\Delta pc = \frac{0,2514 * 941,107^2 * (29 + 1) * 0,38735}{2 * 995,7 * 0,02513 * \left(\frac{7,97}{8,6}\right)^{0,14}} = 52,3 \text{ Kpa}$$

- Para o tubo:

$$\Delta pt = \left(4 * ft * \frac{L * Np}{di} + 4Np\right) * \frac{(um^2 * \rho t)}{2}$$

$$\Delta pt = \left(4 * 0,0060 * \frac{9,28 * 1}{0,02291} + 4\right) * \frac{(1,1682^2 * 997)}{2} = 9300 \text{ Pa} = 9,3 \text{ Kpa}$$

Com os valores através do método de Kern, segue-se adiante para o método de Bell-Delaware.

### 1. Coeficiente de transferência de calor do casco

$$Ji = a1 * \left( \frac{1,33}{\frac{Pt}{d0}} \right)^b * (Re, c)^{a2} = 0,370 * 1 * 29673,8^{-0,395} = 0,0063$$

$$hi = ji * cp, c * \left( \frac{\dot{m}c}{As} \right) * \left( \frac{kc}{cp, c * \mu c} \right)^{\frac{2}{3}} * \left( \frac{\mu c}{\mu w, c} \right)^{0,14}$$

$$hid = 0,0063 * 4314 * \left( \frac{22,22}{0,021} \right) * \left( \frac{0,614}{4314 * 0,000797} \right)^{\frac{2}{3}} * 1 = 9119,38 \frac{W}{m^2 * K}$$

- Considerando a combinação dos fatores de correção igual a 40 %, calcula-se:

$$h0 = hid * Jc * Jl * Jb * Js * Jr$$

$$h0 = 9119,38 * 0,4 = 3647,752 \frac{W}{m^2 * K}$$

### 2. Cálculo do fator de fricção

- Através da Tabela 2, pode-se obter alguns parâmetros necessários para equação.

$$\frac{Pt}{d0} = 1,25$$

$$fi = b1 * \left( \frac{1,33}{\frac{Pt}{d0}} \right)^b * (Re, c)^{b2}$$

Como a divisão entre  $\frac{1,33}{\frac{Pt}{d0}}$  é próximo a 1, reescreve-se a equação da forma:

$$f_i = 0,391 * 1 * (29673,8)^{-0,148} = 0,0851$$

3. Cálculo da perda de carga queda de pressão relacionado a seção da parte central da chapa ( $\Delta p_c$ )

$$\Delta p_{bi} = 4 * f_i * \frac{Gc^2}{2 * \rho_c} * \left( \frac{\mu_c, w}{\mu_c} \right)^{0,14} * N_c$$

$$L_c = 0,25 * D_c$$

$$N_c = \frac{D_c * (1 - 2 * \frac{L_c}{D_c})}{P_p} = \frac{((0,38735) * (1 - 2 * (0,25)))}{0,03175} = 6,1$$

$$\Delta p_{bi} = 4 * 0,0851 * \frac{941,107^2}{2 * 995,7} * 1 * 6,1 = 923 \text{ Pa}$$

- Assumindo valores para os fatores de correção  $R_b = 0,6$  e  $R_l = 0,4$ .

$$\Delta p_c = \Delta p_{bi} * (N_b - 1) * R_l * R_b$$

$$\Delta p_c = 923 * (29 - 1) * 0,4 * 0,6$$

$$\Delta p_c = 6,20 \text{ kpa}$$

4. Perda de carga na janela do casco do trocador de calor

$$N_{tc} = \frac{D_c}{P_t} = \frac{387,35}{31} = 12,49$$

$$A_s = (D_c - N_{tc} * d_0) * B = (0,38735 - (12,49 * 0,0254)) * 0,3048 = 0,021 \text{ m}^2$$

$$N_{cw} = \frac{0,8 * L_c}{P_p} = \frac{0,8 * 0,25}{0,0381} = 5,25 \cong 6$$

- Considerando a área de fluxo através das janelas do refletor,  $A_w = 0,024 \text{ m}^2$ .

$$\Delta p_{wi} = \frac{\dot{m}c^2 * (2 + 0,6 * N_{cw})}{2 * \rho c * A_s * A_w} = \frac{22,22^2 * (2 + 0,6 * 6)}{2 * 995,7 * 0,021 * 0,024} = 2754,78 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_w = \Delta p_{wi} * N_b * R_l$$

$$\Delta p_w = 2754,78 * 29 * 0,4$$

$$\Delta p_w = 32 \text{ kPa}$$

#### 5. Cálculo da perda de carga total no casco

$$\Delta p_s = \Delta p_w + \Delta p_c + \Delta p_e$$

$$\Delta p_s = [(N_b - 1) * \Delta p_{bi} * R_b + N_b * \Delta p_{wi}] * R_l + 2 * \Delta p_{bi} \left(1 + \frac{N_{cw}}{N_c}\right) * R_b * R_s$$

- O espaçamento dos defletores nas regiões de entrada, saída e central é igual, então  $R_s=1$ .

$$\Delta p_s = [(29 - 1) * 923 * 0,6 + 29 * 2754,78] * 0,4 + 2 * 923 * \left(1 + \frac{6}{6,1}\right) * 0,6 * 1$$

$$\Delta p_s = 40,35 \text{ kPa}$$

## APÊNCIDE B – DADOS PRELIMINARES (CASCO)

Tabela 3 – Propriedades do fluido quente (Água destilada)

Fluido quente (Água deslitada)			
Propriedades	Simbologia	Valor	Unidade
Temperatura de entrada	Tqe	35	°C
Temperatura de saída	Tqs	25	°C
Calor específico	Cpq	4314	Ws/Kg°C
Vazão mássica	Mq	22	Kg/s
Coeficiente de convecção	hq	7000	W/m²*K
Fator de incrustação	Rfc	0,000088	m²°C/W
Perda de carga admissível	$\Delta p$	200	Kpa
Viscosidade do fluido no casco	$\mu c$	0,000797	Kg/m*s
Condutividade térmica do fluido do casco	kc	0,614	W/m*k
Densidade do fluido do casco	pc	995,7	Kg/m³

Fonte: Kakaç (2002)

## APÊNCIDE C– DADOS PRELIMINARES (TUBO)

Tabela 4 – Propriedades do fluido frio (Água bruta)

Fluido quente (Água bruta)			
Propriedades	Simbologia	Valor	Unidade
Temperatura de entrada	Tqe	20	°C
Temperatura de saída	Tqs	26	°C
Calor específico	Cpf	4314	Ws/Kg°C
Vazão mássica	Mf	38	Kg/s
Coeficiente de convecção	hf	5000	W/m <sup>2</sup> *K
Fator de incrustação	Rft	0,000176	m <sup>2</sup> C/W
Perda de carga admissível	Δpt	200	Kpa
Viscosidade do fluido no tubo	μt	0,00095	Kg/m*s
Condutividade térmica do fluido do tubo	kt	0,6065	W/m*k
Densidade do fluido do tubo	pt	997	Kg/m <sup>3</sup>

Fonte: Kakaç (2002)

## APÊNCIDE D– DADOS DIMENSIONAIS INICIAS (TUBO)

Tabela 5 – Dados iniciais do projeto térmico preliminar

Dados iniciais para dimensionamento termo-hidráulico			
Diâmetro externo do tubo	d0	0,0254	m
Diâmetro interno do tubo	di	0,0229	m
Distância entre os defletores	B	12	Polegadas
Diâmetro do casco	Dc	15,25	Polegadas
Pitch (Passo)	Pt	1,25	In
Viscosidade na parede	$\mu_w$	0,000815	Kg/m*s
Condutividade térmica do material dos tubos	Ki	16,2	W/m*K
Condutividade térmica do material do casco	Ks	60	W/m*K
Número de passagem no casco	Np	1	
Comprimento dos tubos	L	9,28	
Layout		Quadrado	
Relação de passe	PR	1,25	m

Fonte: Kakaç (2002)