

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

GUILHERME RIBEIRO MARQUES

**DESENVOLVIMENTO DE UM ALGORITMO COMPUTACIONAL PARA
DIMENSIONAMENTO DE TROCADORES DE CALOR**

Uberlândia

2022

GUILHERME RIBEIRO MARQUES

DESENVOLVIMENTO DE UM ALGORITMO COMPUTACIONAL PARA
DIMENSIONAMENTO DE TROCADORES DE CALOR

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia como requisito parcial para obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Trocadores de Calor

Orientador: Prof. Dr. João Rodrigo Andrade

Uberlândia

2022

GUILHERME RIBEIRO MARQUES

DESENVOLVIMENTO DE UM ALGORITMO COMPUTACIONAL PARA
DIMENSIONAMENTO DE TROCADORES DE CALOR

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à
Faculdade de Engenharia Mecânica da
Universidade Federal de Uberlândia como
requisito parcial para obtenção do título de
bacharel em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Trocadores de Calor

Uberlândia, 08 de abril de 2022.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. João Rodrigo Andrade – UFU

Prof. Dr. Carlos Antônio Ribeiro Duarte – UFG

Prof. Dr. Arthur Heleno Pontes Antunes – UFU

AGRADECIMENTOS

Agradeço imensamente ao meu orientador Prof. Dr. João Rodrigo Andrade pelo auxílio prestado no desenvolvimento do trabalho, se apresentando sempre disponível para responder todos os questionamentos e dúvidas, com muita paciência e sabedoria.

Agradeço à minha família pelo carinho e afeto, e por terem me incentivado a seguir o caminho dos estudos, sempre fornecendo a estrutura necessária para completar a graduação.

Agradeço também à minha namorada por me incentivar e encorajar, com muito companheirismo, principalmente nos momentos de maior desânimo.

“O conhecimento é o alimento da alma”

Platão

RESUMO

Os trocadores de calor são equipamentos muito usados em várias aplicações, principalmente nas indústrias, tendo grande relevância quando se deseja obter eficiência energética em um processo. Nesse cenário, o objetivo do presente trabalho é o desenvolvimento de um algoritmo para dimensionamento, seleção e avaliação desses equipamentos. O algoritmo denominado de TCALOR_CALC foi desenvolvido a partir da base teórica e dos equacionamentos apresentados no trabalho. Sendo implementados três tipos de trocadores de calor, trocador bitubular, trocador de placas corrugadas e trocador de casco e tubos. O software utilizado para a construção do algoritmo foi MATLAB. Para cada tipo de trocador foi gerado resultados pelo algoritmo, os quais foram comparados com resultados de trabalhos de referência, com o objetivo de avaliar a confiabilidade dos cálculos feitos pelo código. Diante disso, os resultados obtidos foram confiáveis e condizentes, validando assim o algoritmo, que se apresenta como uma ferramenta para auxiliar e agilizar o dimensionamento e avaliação de trocadores de calor.

Palavras-chave: Trocador de calor. Algoritmo. Dimensionamento. Trocador de calor bitubular. Trocador de calor a placas. Trocador de calor casco e tubos.

ABSTRACT

Heat exchangers are equipment widely used in various applications, especially in industries, and are of great relevance when energy efficiency is desired in a process. In this scenario, the objective of the present work is the development of an algorithm for the sizing, selection and evaluation of these equipments. The algorithm called TCALOR_CALC was developed from the theoretical basis and the equations presented in the work. Three types of heat exchangers are implemented: double-pipe heat exchanger, corrugated plate heat exchanger and shell and tube heat exchanger. The software used to build the algorithm was MATLAB. Results were generated by the algorithm for each type of exchanger, which were compared with results from reference works, in order to assess the reliability of the calculations made by the code. Therefore, the results obtained were reliable and consistent, thus validating the algorithm, which is presented as a tool to assist and streamline the design and evaluation of heat exchangers.

Keywords: Heat exchanger. Algorithm. Sizing. Double-pipe heat exchanger. Plate heat exchanger. Shell and tube heat exchanger.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Mecanismos de transferência de calor: condução, convecção e radiação. (INCROPERA, DEWITT, <i>et al.</i> , 2015).....	15
Figura 2 - Trocador de calor de tubo duplo. (a) Representação esquemática do trocador. (b): (i) Tubo duplo com tubo interno liso, (ii) Tubo duplo com tubo interno aletado, (iii) Tubo duplo com vários tubos internos lisos, (iv) Tubo duplo com vários tubos internos aletados. (KUPPAN, 2013)	18
Figura 3 - Principais componentes de um trocador de calor casco e tubos. (ARAÚJO, 2002)	19
Figura 4 - Trocador de calor de placas vedadas e seus principais componentes. (GUT, 2003)	21
Figura 5 - Representação esquemática da seção transversal de um trocador de calor de lamela. (KUPPAN, 2013)	22
Figura 6 - Tipos de aletas. (a) Aleta plana com seção transversal uniforme. (b) Aleta plana com seção transversal variável. (c) Aleta anular. (d) Aleta piniforme com seção transversal variável. (INCROPERA, DEWITT, <i>et al.</i> , 2015)	23
Figura 7 - Distribuição de temperaturas para um trocador de calor com escoamento paralelo. (INCROPERA, DEWITT, <i>et al.</i> , 2015).....	29
Figura 8 - Distribuição de temperaturas para um trocador de calor com escoamento contracorrente. (INCROPERA, DEWITT, <i>et al.</i> , 2015)	31
Figura 9 - Seção transversal de um trocador de calor bitubular. (INCROPERA, DEWITT, <i>et al.</i> , 2015).....	36
Figura 10 - Características geométricas de uma placa Chevron (GUT, 2003).....	41
Figura 11 - Divisão de canais em trocador de calor de placas corrugadas. (GUT, 2003).....	42
Figura 12 - Possíveis configurações de canais para um trocador de calor de placas corrugadas. (GUT, 2003)	43
Figura 13 - Trocador de calor casco e tubos, modelo BEM. (JUNIOR, MONTEGUTTI e HAUS, 2016).....	47
Figura 14 - Principais configurações para os tubos de um trocador de calor de casco e tubos: (a) 30°; (b) 60°; (c) 90°; (d) 45°. (KUPPAN, 2013)	50
Figura 15 - Geometria básica de um casco com chicana. (KUPPAN, 2013).....	51
Figura 16 - Estimativa da temperatura média da parede do tubo T_w . (KUPPAN, 2013).....	62
Figura 17 - Layout quadrangular e triangular dos tubos do trocador de calor de casco e tubos. (KAKAÇ e LIU, 2002).....	70

Figura 18 - Organização das pastas e arquivos do algoritmo.....	74
Figura 19 - Formatação dos arquivos de entrada para o algoritmo.	76
Figura 20 - Variáveis do arquivo de entrada específicas para os tipos de trocadores de calor.	77
Figura 21 - Variáveis do arquivo de entrada referente aos fluidos de trabalho.....	77
Figura 22 - Local para inserir nome do arquivo de entrada.....	78
Figura 27 - Resultados de referência para trocador de calor bitubular. (SANTOS, 2017)	84

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Relações para cálculo da efetividade de diversos trocadores de calor. (INCROPERA, DEWITT, <i>et al.</i> , 2015).....	34
Tabela 2 - Relações para cálculo do NUT de diversos trocadores de calor. (INCROPERA, DEWITT, <i>et al.</i> , 2015).....	35
Tabela 3 - Número de Nusselt para escoamento laminar em região anular com uma superfície isolada e outra superfície com temperatura constante (INCROPERA, DEWITT, <i>et al.</i> , 2015).....	39
Tabela 4 - Parâmetros da correlação de Nusselt para trocadores de placas com ranhuras Chevron. (GUT, 2003)	45
Tabela 5 - Parâmetros da correlação do fator de atrito para trocadores de placas com ranhuras Chevron. (GUT, 2003)	45
Tabela 6 – Aproximação do coeficiente global de transferência de calor para análises preliminares de trocadores de calor. (KAKAÇ e LIU, 2002).....	48
Tabela 7 - Parâmetros referentes ao layout de configuração dos tubos. (KUPPAN, 2013).....	54
Tabela 8 - Coeficientes da correlação para determinação do fator de Colburn ji . (KAKAÇ e LIU, 2002)	61
Tabela 9 - Coeficientes da correlação para determinação do fator de atrito fs . (KAKAÇ e LIU, 2002).....	63
Tabela 10 - Arquivos da pasta LIB e suas funcionalidades.....	75
Tabela 11 - Dados de entrada do trocador de calor bitubular (dados do trocador).	79
Tabela 12 - Dados de entrada do trocador de calor bitubular (dados do fluido 1).	80
Tabela 13 - Dados de entrada do trocador de calor bitubular (dados do fluido 2).	80
Tabela 14 - Resultados do trocador de calor bitubular (dados do trocador).....	81
Tabela 15 - Resultados do trocador de calor bitubular (dados do fluido 1).	82
Tabela 16 - Resultados do trocador de calor bitubular (dados do fluido 2).	83
Tabela 17 - Comparação dos resultados para o trocador de calor bitubular.....	85
Tabela 18 - Dados de entrada do trocador de calor de placas corrugadas (dados do trocador).	86
Tabela 19 - Dados de entrada do trocador de calor de placas corrugadas (dados do fluido 1).	87
Tabela 20 - Dados de entrada do trocador de calor de placas corrugadas (dados do fluido 2).	87
Tabela 21 - Resultados do trocador de calor de placas corrugadas (dados do trocador).....	88
Tabela 22 - Resultados do trocador de calor de placas corrugadas (dados do fluido 1).	89

Tabela 23 - Resultados do trocador de calor de placas corrugadas (dados do fluido 2).	90
Tabela 24 - Dados de entrada do trocador de calor de casco e tubos estimativa (dados do trocador).....	93
Tabela 25 - Dados de entrada do trocador de calor de casco e tubos estimativa (dados do fluido 1).....	93
Tabela 26 - Dados de entrada do trocador de calor de casco e tubos estimativa (dados do fluido 2).....	94
Tabela 27 - Resultados do trocador de calor de casco e tubos estimativa (dados do trocador).	94
Tabela 28 - Resultados do trocador de calor de casco e tubos estimativa (dados do fluido 1).	95
Tabela 29 - Resultados do trocador de calor de casco e tubos estimativa (dados do fluido 2).	96
Tabela 30 - Dados de entrada do trocador de calor de casco e tubos seleção (dados do trocador).	98
Tabela 31 - Dados de entrada do trocador de calor de casco e tubos seleção (dados do fluido 1).	98
Tabela 32 - Dados de entrada do trocador de calor de casco e tubos seleção (dados do fluido 2).	99
Tabela 33 - Resultados do trocador de calor de casco e tubos seleção (dados do trocador). ...	99
Tabela 34 - Resultados do trocador de calor de casco e tubos seleção (dados do fluido 1)...	100
Tabela 35 - Resultados do trocador de calor de casco e tubos seleção (dados do fluido 2)...	101

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	13
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	15
2.1. Transferência de calor.....	15
2.2. Trocadores de calor.....	16
2.3. Aspectos construtivos dos trocadores de calor	16
2.4. Classificação dos trocadores de calor	17
2.4.1. Classificação de acordo com a construção	17
2.4.1.1. Trocadores de calor tubular.....	17
2.4.1.2. Trocadores de calor de placas	20
2.4.1.3. Trocadores de calor com superfícies estendidas	22
2.4.1.4. Regeneradores	23
2.4.2. Classificação de acordo com o Processo de transferência de energia térmica ...	23
2.4.3. Classificação de acordo com o grau de compactação de superfície	24
2.4.4. Classificação de acordo arranjo do escoamento	24
2.4.5. Classificação de acordo com o número de passes	24
2.4.6. Classificação de acordo com a fase dos fluidos	25
2.4.7. Classificação de acordo com o mecanismo de transferência de energia térmica	26
2.5. Seleção de trocadores de calor	26
2.6. Coeficiente global de transferência de calor	27
2.7. Análise de Trocadores de Calor	28
2.8. Método da Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura.....	29
2.9. Método da Efetividade-NUT	32
2.10. Análise de trocadores de calor bitular	35
2.10.1. Geometria.....	35
2.10.2. Transferência de calor.....	36
2.10.3. Queda de pressão	39
2.11. Análise de trocadores de calor de placas corrugadas	40
2.11.1. Geometria.....	40
2.11.2. Transferência de calor.....	43
2.11.3. Queda de pressão	45
2.12. Análise de trocadores de calor de casco e tubos	46
2.12.1. Método Bell-Delaware.....	47

2.12.1.1.	Dimensionamento aproximado do trocador de calor	48
2.12.1.2.	Cálculos auxiliares: avaliação de parâmetros geométricos	52
2.12.1.3.	Determinação dos fatores de correção para a transferência de calor e para a queda de pressão	56
2.12.1.4.	Cálculo do coeficiente de transferência de calor e da queda de pressão para o casco	60
2.12.1.4.1.	Coeficiente de transferência de calor para o casco	60
2.12.1.4.2.	Queda de pressão para o casco	62
2.12.1.5.	Cálculo do coeficiente de transferência de calor e da queda de pressão para os tubos	65
2.12.1.5.1.	Coeficiente de transferência de calor para os tubos	65
2.12.1.5.2.	Queda de pressão para os tubos.....	67
2.12.1.6.	Avaliação dos resultados e comparação com os valores do dimensionamento aproximado	68
2.12.2.	Método de Kern	68
2.12.2.1.	Dimensionamento aproximado do trocador de calor	69
2.12.2.2.	Cálculos auxiliares: avaliação de parâmetros geométricos	69
2.12.2.3.	Cálculo do coeficiente de transferência de calor e da queda de pressão para o casco	71
2.12.2.4.	Cálculo do coeficiente de transferência de calor e da queda de pressão para os tubos	72
2.12.2.5.	Avaliação dos resultados e comparação com os valores do dimensionamento aproximado	73
3.	ALGORITMO	74
3.1.	Estrutura do algoritmo	74
3.2.	Uso do algoritmo.....	78
4.	VALIDAÇÃO DO ALGORITMO	79
4.1.	Trocador de calor bitubular.....	79
4.2.	Trocador de calor de placas corrugadas.....	85
4.3.	Trocador de calor de casco e tubos	92
5.	CONCLUSÃO	104
	REFERÊNCIAS	105

1. INTRODUÇÃO

O fenômeno da transferência de energia térmica ocorre diariamente no cotidiano de qualquer pessoa. A transpiração de um ser humano, por exemplo, é um mecanismo biológico, para promover a redução da temperatura do corpo, ou seja, promover a transferência de energia térmica. São diversos os exemplos de situações em que ocorre esse fenômeno, como: o uso de um ventilador ou de um ar condicionado para conforto térmico; o ato de aquecer um alimento no fogão ou micro-ondas; até processos industriais mais complexos que exigem um rigoroso controle de temperatura.

Grande parte das situações onde ocorre a transferência de energia térmica, exigem o uso dos trocadores de calor, que têm a função de intermediar essa transferência. Como existem várias aplicações para os trocadores de calor, conseqüentemente, há vários tipos de trocadores, que são classificados de acordo com vários critérios. Assim, o primeiro objetivo do presente trabalho está em apresentar as diversas classificações e tipos de trocadores de calor, juntamente com as principais aplicações, vantagens e desvantagens. O conhecimento desses vários tipos de trocadores permite ao engenheiro selecionar o equipamento que melhor irá atender a demanda do projeto.

Na atualidade há uma grande preocupação das indústrias em melhorar a eficiência de seus processos, com o objetivo de garantir maior produtividade, melhor qualidade do produto e por conseqüência aumentar os lucros e se manter no mercado, além de cumprir exigências ambientais cada vez mais rígidas. Nesse cenário, os trocadores de calor se apresentam como equipamentos extremamente importantes. Pois além de serem usados nos processos industriais que necessitam de temperaturas, pressões e vazões bem determinadas, são equipamentos que podem melhorar a eficiência energética quando usados para aproveitar a energia restante de um fluido que já foi utilizado anteriormente em outros processos.

O trabalho dos engenheiros se insere em fazer o dimensionamento adequado dos trocadores de calor para que o equipamento opere de forma confiável e segura, atendendo às demandas de eficiência das indústrias. O engenheiro também deve atuar avaliando trocadores de calor já usados na planta industrial, a fim de propor melhorias. Com isso, o presente trabalho apresenta os equacionamentos que devem ser usados para se realizar o dimensionamento e avaliação de três tipos diferentes de trocadores de calor.

O último e principal objetivo do presente trabalho é o desenvolvimento de um algoritmo computacional, onde serão compiladas as equações citadas acima. Com isso, o algoritmo deverá calcular todos os dados possíveis sobre o trocador de calor, a partir das informações e demandas

fornecidas pelo usuário. O uso de softwares e algoritmos na engenharia, garante maior agilidade nos cálculos, além de ser uma ferramenta de otimização, permitindo avaliar a influência de vários parâmetros no funcionamento do equipamento. Dessa maneira, o presente trabalho proporcionará qualquer engenheiro ou estudante de engenharia ter acesso a um algoritmo para auxiliar no dimensionamento e avaliação de trocadores de calor.

Portanto, o trabalho é organizado na seguinte sequência. No capítulo 2 é feita uma revisão bibliográfica apresentando os vários tipos de trocadores de calor e os equacionamentos para três tipos de trocadores de calor. No capítulo 3 é apresentado a estrutura do algoritmo e maneira correta de usá-lo. O capítulo 4 apresenta alguns resultados gerados através do algoritmo comparando com determinadas referências, para validar o algoritmo. Por fim, as conclusões são apresentadas no capítulo 5.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Transferência de calor

Para entender o termo transferência de calor, é necessário definir o que é calor. Basicamente, calor é a energia térmica que pode ser transferida devido à diferença de temperatura existente entre dois meios.

A análise termodinâmica já lida com calor, entretanto com foco somente na quantidade de calor transferida. Nesse contexto, surge a importância da transferência de energia térmica como ciência, para tratar de temas como a natureza das interações de transferência de energia e cálculos das taxas de calor através do desenvolvimento de relações matemáticas.

O processo de transferência de energia térmica sempre ocorrerá quando existir diferença de temperaturas entre dois sistemas. Esse processo pode ocorrer de três maneiras diferentes, são os chamados modos ou mecanismos de calor: condução, convecção e radiação, como exibido na Figura 1.

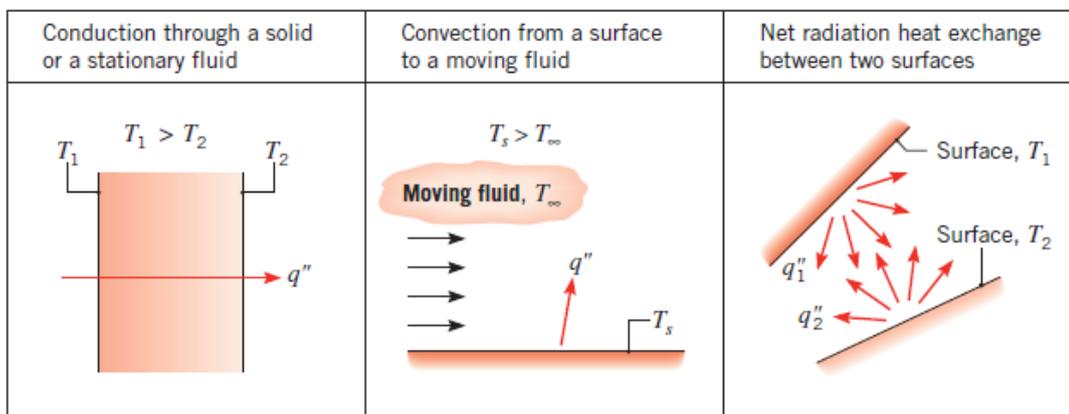


Figura 1 - Mecanismos de transferência de calor: condução, convecção e radiação. (INCROPERA, DEWITT, *et al.*, 2015)

Condução é o processo de calor que ocorre através de um meio sólido ou fluido, motivado por um gradiente de temperatura. A condução acontece devido a interações entre partículas, em que a energia é transferida de partículas mais energéticas para partículas vizinhas com menor energia.

A convecção acontece quando há calor entre uma superfície sólida e um fluido adjacente em movimento. Segundo Incropera *et al.* (2015) a convecção envolve dois mecanismos de transferência de energia. O primeiro é devido ao movimento molecular aleatório, chamado de

difusão. O segundo é devido ao movimento global (macroscópico) do fluido, também chamado de advecção.

O calor por radiação se dá através da energia emitida pela matéria transportada em forma de ondas eletromagnéticas. Esse fenômeno ocorre devido a mudanças nas configurações dos átomos e moléculas da matéria.

Existem vários equipamentos na área da engenharia que são projetados com base nos conhecimentos de transferência de energia térmica, entre os principais estão os trocadores de calor, caldeiras, fornos e refrigeradores. Diante disso, de acordo com Çengel e Ghajar (2012) os problemas relacionados ao calor na engenharia podem ter duas abordagens diferentes: problemas de avaliação e problemas de dimensionamento. O primeiro caso é aplicado em sistemas já existentes com diferenças de temperaturas determinadas, nessa abordagem o foco está na determinação da taxa de calor. Já em problemas de dimensionamento a preocupação está em, como o próprio nome sugere, encontrar as dimensões do sistema, com o objetivo de atingir uma taxa de transferência de energia para diferenças de temperatura determinadas.

2.2. Trocadores de calor

Um trocador de calor é um equipamento responsável por intermediar e promover de forma eficaz a transferência de energia térmica entre dois fluidos a temperaturas diferentes. Em grande parte dos trocadores, os fluidos encontram-se separados por uma superfície sólida, usualmente com boa condutividade térmica, a fim de não permitir a mistura entre eles. Existe uma ampla gama de aplicações para os trocadores de calor que o tornam um equipamento de grande importância para engenharia, as principais aplicações podem ser encontradas na indústria petroquímica, geração de energia elétrica, climatização, refrigeração, entre outras aplicações na indústria como um todo.

2.3. Aspectos construtivos dos trocadores de calor

Em geral, trocadores de calores são formados por um arranjo de elementos como tubos, válvulas, tanques e bocais, além do elemento principal que é a superfície de transferência de calor. Essa superfície fica em contato com os fluidos, intermediando a transferência de energia térmica através do mecanismo de condução. Usualmente, são adicionadas à superfície primária superfícies secundárias chamadas de aletas, fazendo com que se aumente a área de transferência de energia, tendo como objetivo melhorar o desempenho do trocador.

2.4. Classificação dos trocadores de calor

Tendo em vista as várias aplicações dos trocadores, existem diferentes maneiras de classificá-los. Kuppan (2013) propõe diferentes maneiras de classificação para trocadores de calor adotando os seguintes critérios:

1. Construção
2. Processo de transferência de calor
3. Grau de compactação de superfície
4. Arranjo do escoamento
5. Número de passes
6. Fase dos fluidos
7. Mecanismo de transferência de calor

2.4.1. Classificação de acordo com a construção

Esse primeiro critério de classificação considera aspectos geométricos da construção dos trocadores de calor. Com isso, são divididos em quatro grupos: trocadores de calor tubular, de placas, com superfícies estendidas e regeneradores.

2.4.1.1. Trocadores de calor tubular

São trocadores que possuem tubos circulares em sua construção, sendo que um fluxo passa no interior dos tubos e o outro no exterior. É um tipo de trocador bastante versátil, apresentando a possibilidade de selecionar diâmetro, número, arranjo, entre outras características dos tubos. Diante disso há uma grande variedade de trocadores de calor tubular, sendo possível classificá-los em três tipos:

- Trocador de calor bitubular (ou de tubos concêntricos)
- Trocador de calor casco e tubos
- Trocador de calor tipo serpentina

a. Trocador de calor bitubular (ou de tubos concêntricos)

De acordo com Incropera *et al.* (2015) o trocador de tubo duplo pode ser considerado o tipo mais simples de trocador de calor, principalmente, devido à sua construção e à maneira como os fluidos fluem pelo equipamento. Trocadores desse tipo são constituídos, basicamente, por dois tubos concêntricos, por onde os fluidos quente e frio escoam paralelamente, com a possibilidade desses escoamentos serem no mesmo sentido ou em sentidos opostos. Dependendo da necessidade é possível conectar entre si os trocadores de tubo duplo em série ou paralelo. Além disso, há configurações com tubo interno único tubo interno ou com vários tubos, tendo a possibilidade de serem tubos aletados ou não, conforme ilustra a Figura 2.

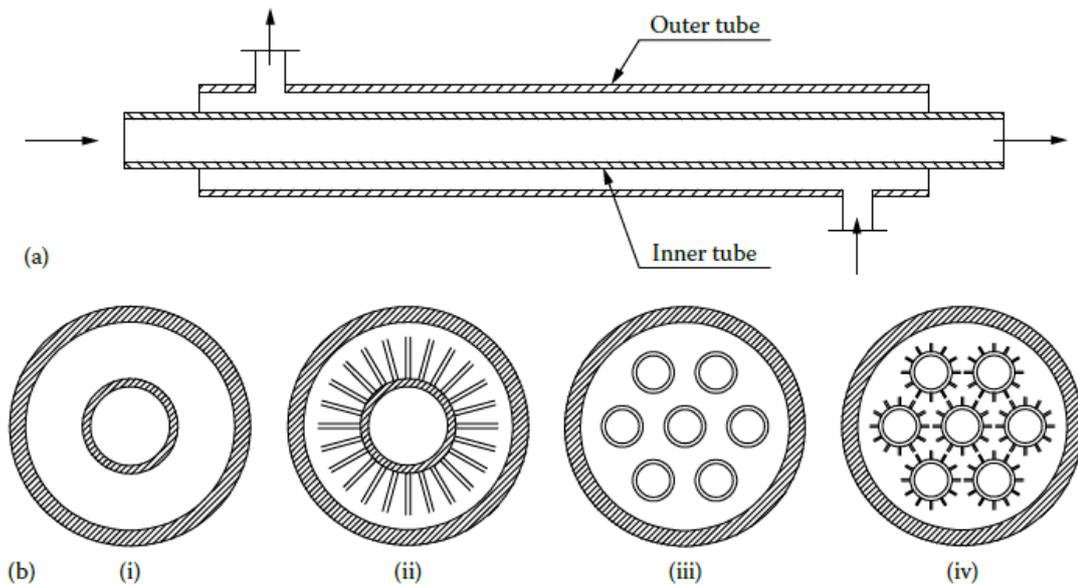


Figura 2 - Trocador de calor de tubo duplo. (a) Representação esquemática do trocador. (b): (i) Tubo duplo com tubo interno liso, (ii) Tubo duplo com tubo interno aletado, (iii) Tubo duplo com vários tubos internos lisos, (iv) Tubo duplo com vários tubos internos aletados. (KUPPAN, 2013)

A aplicação mais usual desse tipo de trocador é para trabalhos mais leves que exigem, normalmente, áreas menores que 28 m^2 (KUPPAN, 2013). São usados também em aplicações com altas pressões e temperaturas. São equipamentos com boa flexibilidade já que é possível adicionar ou remover unidades desses trocadores de acordo com a necessidade, possuindo ainda uma geometria que facilita sua manutenção.

b. Trocador de calor casco e tubos

Segundo Araújo (2002) a montagem básica de um trocador de calor casco e tubo, representada na Figura 3, consiste na montagem de um conjunto de tubos no interior de um grande casco cilíndrico, onde os tubos são posicionados paralelamente ao eixo longitudinal do casco. Esses tubos ficam presos em placas perfuradas chamadas de espelhos, que por sua vez são presas no casco. Cada furo do espelho corresponde a um tubo. Outro componente dos trocadores casco e tubos são as chicanas, que são nada mais que placas perfuradas por onde passam os tubos, possuindo a função de direcionar o fluido que escoar pela parte externa dos tubos, além de funcionar com suporte para os tubos.

Em um trocador de calor casco de tubos, há o fluido que passa pelo interior dos tubos sendo denominado como fluido do lado tubo, já o fluido que escoar por fora dos tubos é chamado de fluido do lado casco. O caminho do fluido do lado tubo começa pelo bocal por onde o fluido entrará, seguindo para o carretel, que é o local em que o fluido terá acesso ao interior dos tubos. O fluido percorrerá os tubos saindo pelo bocal do carretel na outra extremidade do trocador.

Já o fluido do lado casco também entrará no equipamento por um bocal, porém localizado no casco. Assim, o fluido cruza várias vezes os tubos, de acordo com o direcionamento feito pelas chicanas, por fim saindo por outro bocal do casco posicionado na extremidade oposta.

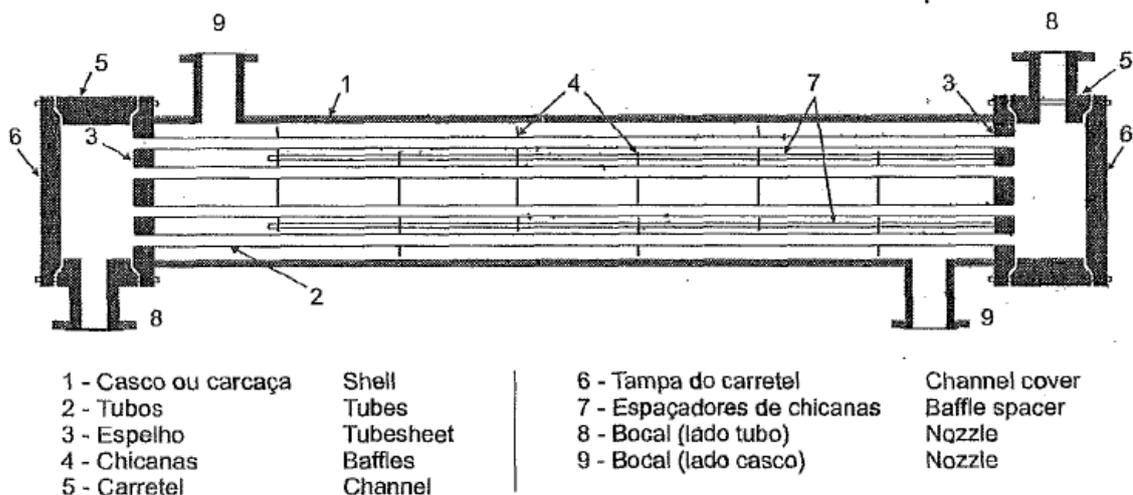


Figura 3 - Principais componentes de um trocador de calor casco e tubos. (ARAÚJO, 2002)

Trocadores casco e tubo são bastante usados na indústria, de acordo com Kuppan (2013) mais de 90% dos trocadores de calor usados na indústria são do tipo casco e tubo. Eles são a

primeira escolha pois os procedimentos para projeto e manufatura são bem estabelecidos, com grande disponibilidade de códigos e normas para projeto e fabricação. Podem ser produzidos em uma grande variedade de tamanhos, estilos e materiais. Os limites de vazão, temperatura e pressão de operação são bastante amplos.

c. Trocador de calor tipo serpentina

A construção desse tipo de trocador de calor consiste em enrolar um grande número de tubos dúcteis de pequeno diâmetro em forma de hélice (serpentina) em torno de um tubo central, isso sendo posicionado no interior de uma carcaça. A corrente de alta pressão flui no interior dos tubos em serpentina, enquanto a corrente de baixa pressão flui pelo lado de fora dos tubos em serpentina no espaço anular entre o tubo central interno e a carcaça externa.

Uma desvantagem dos trocadores de calor tipo serpentina está no procedimento de limpeza, por conta do pequeno diâmetro dos tubos não é possível realizar uma limpeza mecânica, assim os fluidos de trabalho devem ser limpos e sem sólidos, cujas incrustações podem ser limpas com produtos químicos.

2.4.1.2. Trocadores de calor de placas

Trocadores de calor de placas são formados por um conjunto de finas placas de metal presas a um suporte fixo. Os fluidos quente e frio escoam através dos canais formados entre as placas. Kakaç e Liu (2002) classifica os trocadores de calor de placas em três tipos: trocador de calor de placas vedadas, de placas espirais e de lamela.

a. Trocador de calor de placas vedadas

Um trocador de calor de placas vedadas consiste essencialmente em uma série de placas paralelas presas a uma estrutura. As placas são corrugadas com o objetivo de aumentar a turbulência e também para dar rigidez mecânica (SCHLUNDER, 1983). Cada placa possui nos quatro cantos aberturas servindo como portas de entrada e saída. Além disso essas placas são vedadas com gaxetas projetadas para direcionar os fluidos quente e frio em passagens alternadas, fazendo com que ocorra a troca de calor através das placas metálicas. A Figura 4 mostra os principais componentes de um trocador de calor de placas vedadas.

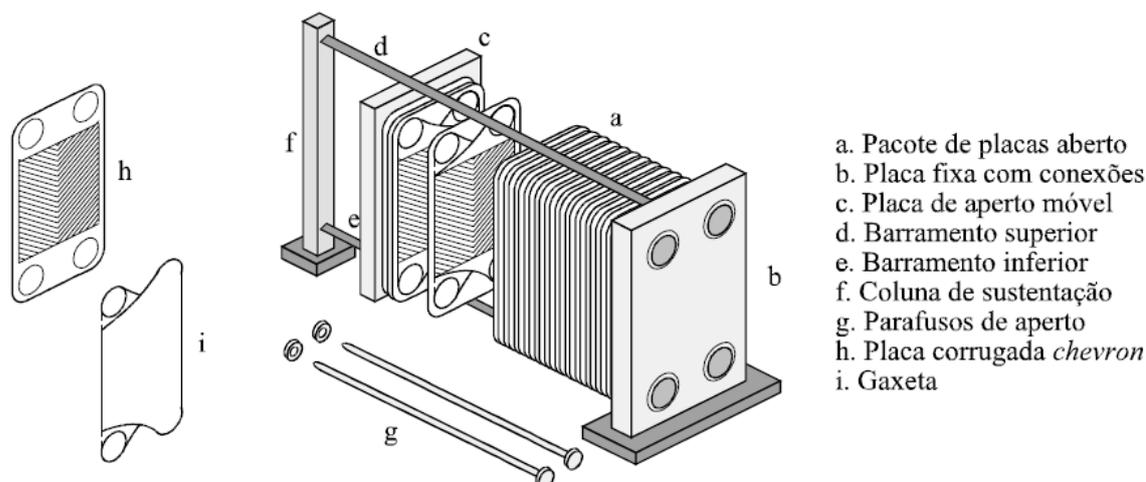


Figura 4 - Trocador de calor de placas vedadas e seus principais componentes. (GUT, 2003)

Apesar de os trocadores de calor de placas serem menos utilizados que os trocadores de calor tubulares, eles oferecem algumas vantagens importantes (KUPPAN, 2013). A principal vantagem é a grande flexibilidade do equipamento, devido ao fato de possuir uma construção modular é possível redimensionar o trocador de acordo com a necessidade do projeto, além de facilitar a limpeza. Entretanto, segundo Gut (2003) as gaxetas impõem um limite de temperatura de 150 °C para o equipamento, havendo a possibilidade de trabalhar com até 250 °C a partir do uso de gaxetas especiais.

b. Trocador de calor de placas espirais

Um trocador de calor de placas espirais é fabricado enrolando um par de tiras de placas, relativamente longas, em torno de um mandril formando um par de passagens em espiral, por onde escoarão fluidos frio e quente. O espaçamento dos canais é mantido uniformemente ao longo do comprimento das passagens em espiral por meio de pinos espaçadores soldados nas placas antes do processo enrolamento. Segundo Kakaç e Liu (2002) os pinos possuem comprimentos variando entre 5 e 20 mm, sendo possível escolher o melhor espaçamento dos canais de acordo com a vazão.

Os trocadores de calor de placas espirais destacam-se especialmente em aplicações onde é necessário manipular pastas e líquidos com fibras em suspensão, para tratamento de minério em que o teor de sólidos é de até 50%, além de ser uma das principais escolhas para fluidos com viscosidades extremamente altas (KUPPAN, 2013).

c. Trocador de calor de lamela

O trocador de calor de lamela é um tipo de trocador de calor que pode ser considerado com uma combinação de um trocador de calor de placas com um trocador de casco e tubos, em que os tubos são substituídos por pares de placas de metal paralelas, que são soldadas para formar canais longos e estreitos. Assim, vários desses elementos que formam os canais são montados em um casco formando um feixe circular. A Figura 5 mostra uma representação esquemática da seção transversal do trocador. A principal característica desse tipo de trocador é a capacidade de gerar fortes turbulências nos fluidos.

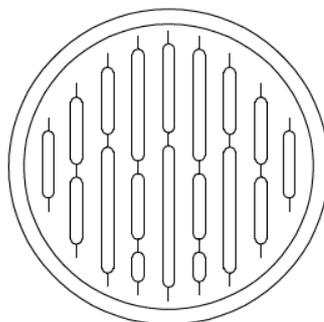


Figura 5 - Representação esquemática da seção transversal de um trocador de calor de lamela. (KUPPAN, 2013)

2.4.1.3. Trocadores de calor com superfícies estendidas

Superfície estendida é um termo usado para designar trocadores de calor que possuem superfícies secundárias, normalmente chamadas de aletas, presas à superfície primária de transferência de calor. É um recurso utilizado para aumentar o calor em trocadores com gases e alguns líquidos, nos quais o coeficiente de transferência de energia térmica é baixo, sendo necessária uma grande área superficial para transferência de calor.

Diferentes configurações de aletas podem ser usadas dependendo dos requisitos do equipamento e também requisitos geométricos. De acordo com Incropera *et al.* (2015), as principais configurações mostradas na Figura 6 são aletas planas, piniformes e anulares, podendo ter seção transversal uniforme ou variável.

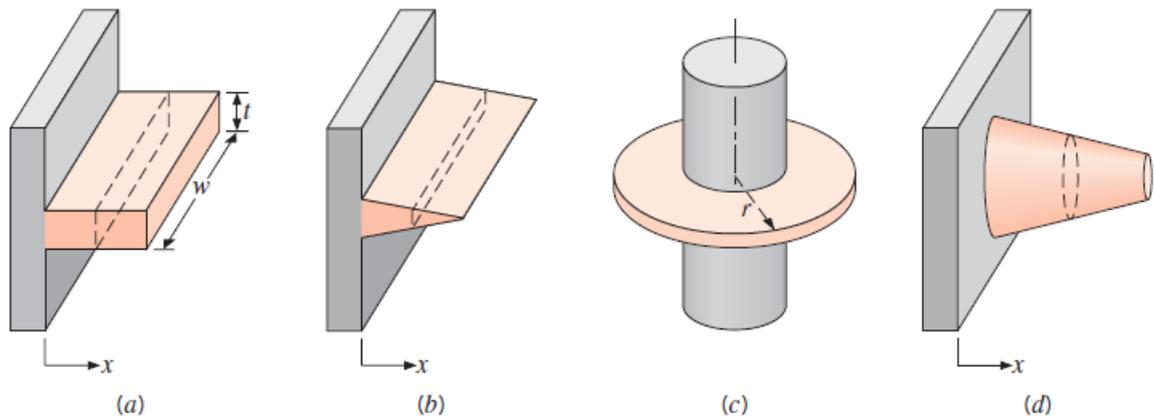


Figura 6 - Tipos de aletas. (a) Aleta plana com seção transversal uniforme. (b) Aleta plana com seção transversal variável. (c) Aleta anular. (d) Aleta piniforme com seção transversal variável. (INCROPERA, DEWITT, *et al.*, 2015)

2.4.1.4. Regeneradores

Os regeneradores são geralmente classificados em dois tipos: regeneradores de matriz fixa e rotativa. O primeiro tipo funciona com a passagem periódica e alternada de uma corrente quente e outra fria através de uma matriz fixa. A matriz recebe energia térmica durante o fluxo quente e a transfere para a corrente fria. Já nos regeneradores de matriz rotativa, a matriz gira lentamente em relação a duas correntes dos fluidos.

2.4.2. Classificação de acordo com o Processo de transferência de energia térmica

Se tratando do processo de transferência de calor os trocadores são classificados em: contato indireto e contato direto.

- a. Contato indireto: em um trocador de calor do tipo contato indireto, as correntes de fluido permanecem separadas e o calor ocorre continuamente do fluido quente para o fluido frio através de uma parede.
- b. Contato direto: Nos trocadores de calor do tipo contato direto, os dois fluidos não são separados por uma parede, ocorrendo assim a mistura deles. As taxas de transferência de calor de trocadores com contato direto são maiores, quando comparadas com as taxas dos trocadores com contato indireto, devido ao fato de não existir uma parede exercendo uma resistência térmica. Muitas vezes, nos trocadores do tipo contato direto, o processo

de transferência de calor é acompanhado pelo processo de transferência de massa. As torres de resfriamento é um dos exemplos de trocadores de contato direto.

2.4.3. Classificação de acordo com o grau de compactação de superfície

Segundo o critério de compactação de superfície, há apenas uma classificação para os trocadores de calor, que são aqueles chamados de trocadores de calor compactos. A utilização desse tipo de trocador é importante para situações com restrições no tamanho e peso dos trocadores, pois conseguem alcançar altas taxas de transferência de calor em um pequeno volume. Para classificar um trocador de calor como compacto é usado o valor da densidade de área β , que é a razão entre a área de transferência de calor e o volume do trocador. Assim, de acordo com Çengel e Ghajar (2012) um trocador de calor será considerado como compacto quando $\beta > 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

2.4.4. Classificação de acordo arranjo do escoamento

São três arranjos básicos de escoamento dos fluidos em um trocador de calor:

- Escoamento paralelo
- Escoamento contracorrente
- Escoamento cruzado

Em trocadores de escoamento paralelo, as duas correntes de fluido entram na mesma extremidade, fluem paralelamente na mesma direção e sentido e saem na outra extremidade. Nos trocadores de escoamento contracorrente, os dois fluidos escoam paralelamente um ao outro, porém em sentidos opostas. Por último, nos escoamentos cruzados, os dois fluidos fluem perpendicularmente um ao outro. Ao comparar os tipos de arranjos de escoamento, o arranjo contracorrente é o mais eficiente de todos para configurações de passagem única sob os mesmos parâmetros. A principal diferença entre os tipos de arranjos de escoamento é a distribuição de temperatura ao longo do trocador.

2.4.5. Classificação de acordo com o número de passes

Segundo o número de passes os trocadores de calor são divididos em trocadores de passe único ou de multipasse. Considera-se que o fluido fez uma passagem se fluir através de uma

seção do trocador de calor por todo o seu comprimento uma vez. Em um arranjo multipasse, o fluido é revertido e flui através do comprimento do trocador duas ou mais vezes.

Trocadores de calor multipasse: vários trocadores de passe único em série ou ainda combinações de ambos podem ser usados em situações que o projeto do trocador de calor resulta em um comprimento muito grande, velocidades baixas, baixa efetividade ou devido a outros critérios de projeto. Arranjos com vários passes são utilizados para aumentar a eficácia térmica do trocador em relação a eficácia da passagem individual. A configuração com multipasses pode ser aplicada em trocadores compactos, casco e tubos, e trocadores de placa.

2.4.6. Classificação de acordo com a fase dos fluidos

Nos trocadores de calor os fluidos de trabalho serão gasosos ou líquidos, assim de acordo com a fase dos fluidos os trocadores são divididos em três classificações: gás-líquido, líquido-líquido e gás-gás.

a. Gás-líquido

Os trocadores de calor gás-líquido são em sua maioria trocadores de calor compactos do tipo com tubos aletados, com o fluido líquido escoando no interior dos tubos. O radiador automotivo é o principal exemplo de trocador de calor de gás-líquido. O funcionamento desse tipo trocador ocorre, normalmente, com o líquido sendo bombeado através dos tubos, os quais têm um coeficiente de transferência de calor convectivo muito alto. Já o fluido gasoso flui em fluxo cruzado sobre os tubos, porém apresentando um coeficiente de transferência de calor menor que o do lado do líquido. Assim, aletas serão geralmente usadas na parte externa dos tubos para aumentar a taxa de transferência de calor.

b. Líquido-líquido

A maioria dos trocadores de calor líquido-líquido são do tipo casco e tubos, além também dos trocadores de calor de placas, porém em menor grau. Ambos os fluidos são bombeados através do trocador, de modo que o principal modo de transferência de calor é a convecção forçada. São alcançadas altas taxas de transferência de calor, com isso, normalmente não são usadas aletas ou outros dispositivos para aprimorar a transferência de calor.

c. Gás-gás

Os principais exemplos desse tipo de trocador são: recuperadores de pré-aquecimento de gás, regeneradores rotativos, intercoolers e aftercoolers de alguns motores a diesel sobrealimentados, entre outros. Em muitos casos, nesses trocadores, um dos gases é comprimido e tem uma alta densidade, enquanto o outro possui baixa pressão e baixa densidade. Comparado aos trocadores de calor líquido-líquido, o tamanho de um trocador gás-gás será muito maior, devido ao fato de o coeficiente de transferência de calor por convecção do gás ser baixo comparado ao líquido. Diante disso, superfícies secundárias como aletas podem ser empregadas para aumentar a taxa de transferência de calor.

2.4.7. Classificação de acordo com o mecanismo de transferência de energia térmica

Três mecanismos básicos podem ocorrer no calor de um fluido para outro, assim a classificação do trocador vai depender de qual desses mecanismos está ativo em cada lado do trocador. De acordo com Kuppan (2013) os mecanismos são: (1) convecção monofásica, forçada ou livre; (2) convecção bifásica (condensação ou evaporação) por convecção forçada ou livre; (3) convecção e radiação combinadas. Trocadores de calor que promovem mudança de fase, podem ainda ser classificados em condensadores e evaporadores.

2.5. Seleção de trocadores de calor

A seleção de um trocador de calor consiste em um processo no qual o projetista seleciona, dentro de uma grande variedade, um tipo específico de trocador de calor para uma determinada aplicação.

Para realizar a seleção de um trocador de calor, vários critérios devem ser levados em conta, entretanto os principais estão relacionados aos tipos de fluidos a serem manipulados, às pressões e temperaturas operacionais, ao serviço térmico e aos custos. Durante o processo de seleção de um trocador, os fluidos de trabalho são caracterizados por temperatura, pressão, fase, propriedades físicas, toxicidade, corrosividade e tendência de incrustação. Assim, Kuppan (2013) sugere que os seguintes pontos devem ser considerados, ao selecionar um trocador de calor para uma determinada tarefa:

- Materiais de construção do trocador;
- Pressão e temperatura de operação;

- Vazão dos fluidos;
- Arranjos de escoamento;
- Parâmetros de desempenho: efetividade térmica e quedas de pressão;
- Tendências de formação de incrustações;
- Tipos e fases dos fluidos de trabalho;
- Possibilidades de manutenção, inspeção, limpeza e reparo;
- Economia: custos de fabricação e custos operacionais;
- Técnicas de fabricação;
- Aplicações pretendidas.

2.6. Coeficiente global de transferência de calor

Durante o processo de escolha ou análise de um trocador de calor, uma das principais etapas é a determinação do coeficiente global de transferência de calor U . De acordo com a Eq. (1), esse coeficiente é função da resistência térmica total à transferência de calor (R_{tot}) entre os dois fluidos em escoamento no trocador.

$$R_{tot} = \frac{\Delta T}{q} = \frac{1}{UA} \quad (1)$$

onde ΔT é a diferença de temperaturas global entre os fluidos, q é a taxa de transferência de energia térmica e A corresponde à área superficial pela qual ocorre a transferência de energia.

Para trocadores de calor, no cálculo da resistência térmica total são consideradas as resistências convectivas dos fluidos frio e quente, além da resistência condutiva da parede que separa os fluidos (R_w). Com isso, o coeficiente global de transferência de calor é escrito da seguinte forma:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{U_h A_h} = \frac{1}{(hA)_c} + R_w + \frac{1}{(hA)_h} \quad (2)$$

onde h é o coeficiente de transferência de energia térmica por convecção, e os subscritos c e h indicam, respectivamente, os lados dos fluidos frio e quente.

De acordo com a Eq. (2) é possível observar que $U_c A_c = U_h A_h$, com isso o cálculo de UA não depende da especificação de lado quente ou frio. Entretanto, para casos em que as áreas

superficiais são diferentes nos lados dos fluidos frio e quente ($A_c \neq A_h$), o valor do coeficiente global de transferência de calor dependerá do lado do fluido no qual se está fazendo a análise, sendo que $U_c \neq U_h$. O cálculo da resistência condutiva da parede R_w dependerá da geometria do trocador, onde as configurações mais usuais são paredes planas e cilíndricas.

De acordo com Çengel e Ghajar (2012), a Eq. (3) representa uma simplificação comumente feita no cálculo do coeficiente global de transferência de calor. A maioria dos trocadores de calor apresentam paredes com pequena espessura e elevada condutividade, implicando uma resistência térmica desprezível ($R_w \approx 0$). Além disso, as superfícies do lado quente e do lado frio possuem praticamente a mesma área.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_h} \quad (3)$$

2.7. Análise de Trocadores de Calor

Durante os cálculos de projeto e análise de trocadores de calor, é necessário o uso de equações que relacionam o calor a parâmetros como: temperaturas dos fluidos, coeficiente global de transferência de calor e área superficial de troca de calor. Assim, aplicando a primeira lei da termodinâmica são obtidas duas dessas relações. Entretanto, antes disso, Çengel e Ghajar (2012) apresentam considerações para simplificar os equacionamentos. Primeiro, o trocador de calor é considerado como um dispositivo com escoamento permanente, já que são equipamentos que funcionam por longos períodos sem alterações nas condições de funcionamento. Alterações de energia cinética e potencial são consideradas desprezíveis. O calor específico de cada fluido é considerado constante para um valor médio de temperatura. Efeitos da condução de calor axial também são insignificantes. Por fim, considera-se que não ocorre troca de calor entre o dispositivo e o meio externo, ou seja, um equipamento isolado termicamente. Portanto, as duas equações obtidas são:

$$q = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (4)$$

e

$$q = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (5)$$

onde q é a taxa de transferência de energia térmica, \dot{m} é a vazão mássica do fluido, c_p é o coeficiente de calor específico e T é a temperatura do fluido. Os subscritos c e h indicam,

respectivamente, os lados dos fluidos frio e quente, já o subscrito i representa a entrada do fluido no trocador e o subscrito o representa a saída.

A diferença de temperaturas $\Delta T \equiv T_h - T_c$ poderia ser usada para aplicar uma outra expressão bastante útil no contexto dos trocadores de calor, que seria uma equação análoga a lei de resfriamento de Newton, usando o coeficiente global de transferência de calor U no lugar de um único coeficiente convectivo h . Entretanto, o valor de ΔT varia com a posição ao longo do trocador, com isso é necessário trabalhar com uma média apropriada para as diferenças de temperaturas ΔT_m , fazendo com que a expressão se apresente da seguinte forma

$$q = UA\Delta T_m \quad (6)$$

2.8. Método da Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura

De acordo com a Eq. (6), discutida na seção anterior, é necessário trabalhar com uma média apropriada para as diferenças de temperatura. Diante disso, é proposto o método da média logarítmica das diferenças de temperatura (MLDT).

A Figura 7 mostra a distribuição de temperatura para um trocador de calor com escoamento paralelo. Uma convenção usada no trabalho com trocadores de calor é indicar as extremidades opostas pelos números subscritos 1 e 2.

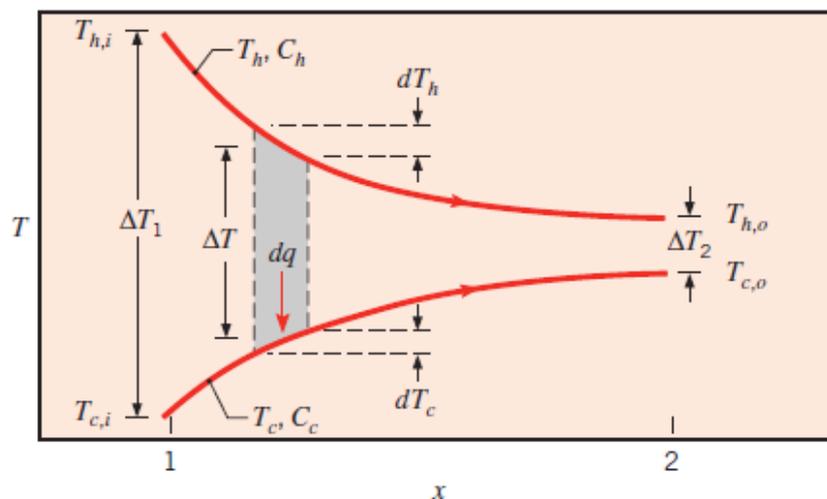


Figura 7 - Distribuição de temperaturas para um trocador de calor com escoamento paralelo. (INCROPERA, DEWITT, *et al.*, 2015)

Assim, para determinar ΔT_m é feito um balanço de energia para um elemento diferencial no fluido quente e outro no fluido frio, adotando as mesmas considerações discutidas na Seção 2.7. Então, tem-se que

$$dq = -\dot{m}_h c_{p,h} dT_h = -C_h dT_h \quad (7)$$

e

$$dq = \dot{m}_c c_{p,c} dT_c = C_c dT_c \quad (8)$$

onde C_h e C_c é a capacidade térmica dos fluidos quente e frio, respectivamente.

Outra expressão usada para definir a transferência de calor através do elemento diferencial de área dA , é apresentada a seguir

$$dq = U\Delta T dA \quad (9)$$

A diferença de temperaturas local $\Delta T = T_h - T_c$, possui sua forma diferencial dada por

$$d(\Delta T) = dT_h - dT_c, \quad (10)$$

Substituindo dT_h e dT_c a partir das Eqs. (7) e (8), na Eq. (10) é obtida a seguinte expressão

$$d(\Delta T) = -dq \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \quad (11)$$

Então, substituindo dq da Eq. (9) e integrando ao longo de todo o trocador, tem-se

$$\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) = -UA \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \quad (12)$$

Sabendo que $C_h = \dot{m}_h c_{p,h}$ e $C_c = \dot{m}_c c_{p,c}$, é possível substituir C_h e C_c na Eq. (12), a partir das Eqs. (4) e (5). Além disso, isolando q e usando os termos ΔT_1 e ΔT_2 de acordo com a Figura 7, é obtido que

$$q = UA \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (13)$$

Assim, comparando a Eq. (13) com a (6) é possível concluir que a média logarítmica (ΔT_{lm}) é a média apropriada para as diferenças de temperatura. Portanto, a Eq. (6) pode ser escrita da seguinte maneira

$$q = UA \Delta T_{lm} \quad (14)$$

Sendo que

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (15)$$

Ressaltando que para um trocador de calor com escoamento paralelo, como visto na Figura 7, tem-se que

$$\begin{cases} \Delta T_1 = T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,i} \\ \Delta T_2 = T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,o} \end{cases} \quad (16)$$

Já para um trocador de calor contracorrente, a distribuição de temperatura é diferente, como mostra a Figura 8.

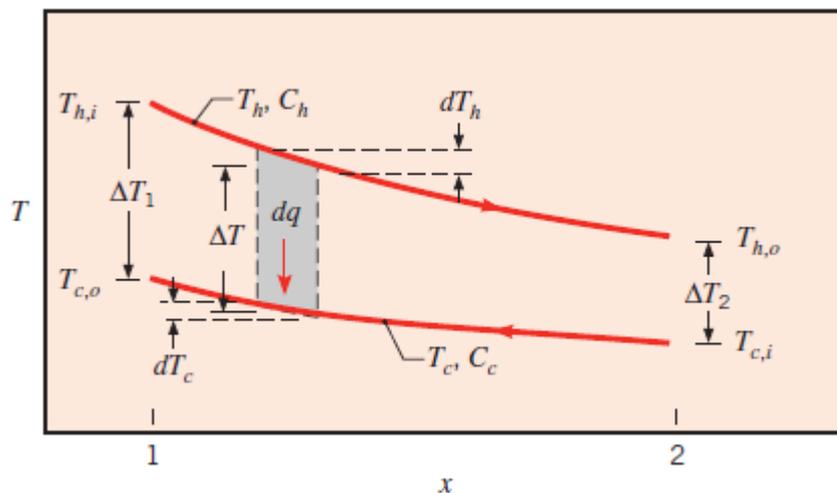


Figura 8 - Distribuição de temperaturas para um trocador de calor com escoamento contracorrente. (INCROPERA, DEWITT, *et al.*, 2015)

Assim, apesar das expressões definidas anteriormente serem válidas para trocadores com escoamento contracorrente, é necessário definir as diferenças de temperaturas nas extremidades do trocador de maneira diferente, como

$$\begin{cases} \Delta T_1 = T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,o} \\ \Delta T_2 = T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,i} \end{cases} \quad (17)$$

As relações desenvolvidas para ΔT_{lm} , são válidas apenas para trocadores de calor com escoamento paralelo e contracorrente. Diante disso, Çengel e Ghajar (2012) sugere a expressão para configurações de trocadores com multipasses e com escoamento cruzado.

$$\Delta T_{lm,Eq} = F \Delta T_{lm,CF} \quad (18)$$

A Eq. (18) propõe uma diferença de temperaturas equivalente ($\Delta T_{lm,Eq}$) relacionando com a média logarítmica das diferenças de temperaturas para o caso com escoamento contracorrente ($\Delta T_{lm,CF}$). Onde F corresponde ao fator de correção que dependerá da geometria do trocador e das temperaturas dos fluidos.

2.9. Método da Efetividade-NUT

O método MLDT é facilmente utilizado na análise de trocadores de calor para casos em que as temperaturas de entrada e saída de ambos os fluidos ou são conhecidas ou podem ser determinadas com a aplicação do balanço de energia. Entretanto, para casos onde a taxa de transferência de calor e as temperaturas de saída não são conhecidas, o uso do método MLDT demandaria de um procedimento de interações trabalhosas. Diante disso, é proposto o método da Efetividade-NUT.

A efetividade ε é um parâmetro adimensional, que consiste na razão entre a taxa de transferência de energia térmica real q e a taxa de transferência de energia térmica máxima $q_{m\acute{a}x}$, como indica a equação abaixo

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{m\acute{a}x}} \quad (19)$$

Usando a definição de capacidade térmica como $C_h = \dot{m}_h c_{p,h}$ e $C_c = \dot{m}_c c_{p,c}$, a taxa de transferência de energia térmica real é dada por

$$q = C_h(T_{h,i} - T_{h,o}) = C_c(T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (20)$$

Já a taxa de transferência de energia térmica máxima possível $q_{máx}$, é alcançada para a maior diferença de temperaturas que um dos fluidos estará submetido, ou seja, $T_{h,i} - T_{c,i}$. Outro detalhe para o cálculo de $q_{máx}$, é que o fluido com a menor capacidade térmica será aquele que apresentará a maior mudança de temperatura. Dessa forma, a taxa de transferência de energia térmica máxima é definida da seguinte maneira

$$q_{máx} = C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (21)$$

onde C_{min} corresponde ao menor valor entre C_h e C_c .

Outro parâmetro adimensional usado no método em questão para a análise de trocadores de calor, é o número de unidades de transferência de calor (NUT), definido por

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} \quad (22)$$

Segundo Incropera *et al.* (2015), para qualquer tipo de trocador de calor é válido que

$$\varepsilon = f(NUT, C_r) \quad (23)$$

onde $C_r = C_{min}/C_{max}$, em que C_{max} corresponde ao maior valor entre C_h e C_c .

Dependendo da aplicação, por exemplo em cálculos de projeto, pode ser mais conveniente trabalhar com relações da seguinte forma

$$NUT = f(\varepsilon, C_r) \quad (24)$$

As relações entre ε -NUT variam de acordo com o tipo de trocador, arranjo de escoamento, número de passes, entre outros parâmetros. Diante disso, para cada situação é

necessário buscar em tabelas e gráficos as relações ε -NUT adequadas. As tabelas a seguir apresentam algumas relações.

Tabela 1 - Relações para cálculo da efetividade de diversos trocadores de calor. (INCROPERA, DEWITT, *et al.*, 2015)

Configuração	Relação	
Bitubulares		
Escoamento paralelo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 + C_r)]}{1 + C_r}$	(25)
Escoamento contracorrente	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NUT(1 - C_r)]} \quad (C_r < 1)$	(26)
	$\varepsilon = \frac{NUT}{1 + NUT} \quad (C_r = 1)$	(27)
Casco e tubos		
Um passe no casco (2, 4, ... passes nos tubos)	$\varepsilon_1 = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \times \frac{1 + \exp[-NUT(1 + C_r^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-NUT(1 + C_r^2)^{1/2}]} \right\}^{-1}$	(28)
n passes no casco ($2n$, $4n$, ... passes nos tubos)	$\varepsilon = \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - C_r \right]^{-1}$	(29)
Escoamento cruzado (passe único)		
Dois fluidos não misturados	$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{C_r} \right) (NUT)^{0,22} \{ \exp[-C_r (NUT)^{0,78}] - 1 \} \right]$	(30)
C_{max} (misturado), C_{min} (não misturado)	$\varepsilon = \left(\frac{1}{C_r} \right) (1 - \exp\{-C_r[1 - \exp(-NUT)]\})$	(31)
C_{min} (misturado), C_{max} (não misturado)	$\varepsilon = 1 - \exp(-C_r^{-1}\{1 - \exp[-C_r(NUT)]\})$	(32)
Todos os trocadores ($C_r = 0$)	$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT)$	(33)

Tabela 2 - Relações para cálculo do NUT de diversos trocadores de calor. (INCROPERA, DEWITT, *et al.*, 2015)

Configuração do escoamento	Relação	
Bitubulares		
Escoamento paralelo	$NUT = -\frac{\ln[1 - \varepsilon(1 + C_r)]}{1 + C_r}$	(34)
Escoamento contracorrente	$NUT = \frac{1}{C_r - 1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1}\right) \quad (C_r < 1)$	(35)
	$NUT = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} \quad (C_r = 1)$	(36)
Casco e tubos		
Um passe no casco (2, 4, ... passes nos tubos)	$(NUT)_1 = -(1 + C_r^2)^{-1/2} \ln\left(\frac{E - 1}{E + 1}\right)$	(37)
	$E = \frac{2/\varepsilon_1 - (1 + C_r)}{(1 + C_r^2)^{1/2}}$	(38)
n passes no casco ($2n$, $4n$, ... passes nos tubos)	Usar as equações (57) e (58) com	
	$\varepsilon_1 = \frac{F - 1}{F - C_r}$	(39)
	$F = \left(\frac{\varepsilon C_r - 1}{\varepsilon - 1}\right)^{1/n}$	(40)
	$NUT = n(NUT)_1$	(41)
Escoamento cruzado (passe único)		
C_{max} (misturado), C_{min} (não misturado)	$NUT = -\ln\left[1 + \left(\frac{1}{C_r}\right)\ln(1 - \varepsilon C_r)\right]$	(42)
C_{min} (misturado), C_{max} (não misturado)	$NUT = -\left(\frac{1}{C_r}\right)\ln[C_r \ln(1 - \varepsilon) + 1]$	(43)
Todos os trocadores ($C_r = 0$)	$NUT = -\ln(1 - \varepsilon)$	(44)

2.10. Análise de trocadores de calor bitular

2.10.1. Geometria

A construção de um trocador de calor bitubular é simples, resumindo-se em apenas dois tubos concêntricos, conforme foi apresentado na seção 2.4.1.1. A Figura 9 mostra a seção transversal de um trocador bitubular típico, juntamente com variáveis de geometria importantes para cálculos e análise do trocador, sendo elas o diâmetro interno do tubo externo D_o e o diâmetro interno do tubo interno D_i .

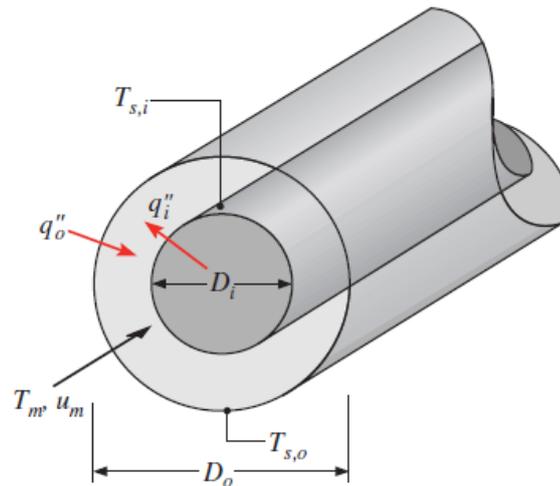


Figura 9 - Seção transversal de um trocador de calor bitubular. (INCROPERA, DEWITT, *et al.*, 2015)

Há ainda duas variáveis geométricas que não estão representadas na Figura 9, a primeira é o diâmetro externo do tubo interno do trocador D_t , determinado por

$$D_t = D_i + 2t \quad (45)$$

onde t é a espessura da parede do tubo interno.

A segunda variável é o comprimento do trocador de calor L . Sendo assim, a área superficial de transferência de calor de um trocador bitubular é dada pela seguinte expressão

$$A = \pi D_t L \quad (46)$$

2.10.2. Transferência de calor

No estudo de trocadores de calor, determinar o número de Reynolds é uma etapa muito importante, pois ele é um parâmetro adimensional que representa as condições do escoamento, sendo calculado pela seguinte expressão

$$Re = \frac{\rho u_m x}{\mu} \quad (47)$$

onde u_m é a velocidade média do escoamento e x é o comprimento característico.

Dessa forma, é necessário analisar qual é o comprimento característico do escoamento no trocador. Para o fluido que escoar no interior do tubo interno o comprimento característico será o diâmetro interno do tubo D_i , fazendo com que Eq. (47) se apresente da seguinte maneira

$$Re = \frac{\rho u_m D_i}{\mu} \quad (48)$$

A velocidade média u_m é determinada de acordo com a equação a seguir

$$u_m = \frac{\dot{m}}{\rho A_{tr}} \quad (49)$$

onde A_{tr} corresponde à área da seção transversal do escoamento. Que para o tubo interno corresponde a área de uma circunferência com diâmetro D_i . Já na região anular a área transversal é calculada por

$$A_{tr} = \frac{\pi}{4} (D_o^2 - D_i^2) \quad (50)$$

Ainda se tratando do escoamento na região anular entre os dois tubos, o comprimento característico é dado pelo diâmetro hidráulico, definido por Incropera *et al.* (2015) como

$$D_h = \frac{4A_{tr}}{P} \quad (51)$$

onde P é o perímetro no qual o fluido está em contato, denominado como perímetro molhado.

Portanto, o número de Reynolds para a região anular do trocador é dado por

$$Re = \frac{\rho u_m D_h}{\mu} \quad (52)$$

Com o número Reynolds para os dois fluidos, é possível determinar o coeficiente global de transferência de calor U , dado pela Eq. (2). Porém, será usada a simplificação de que as superfícies do lado quente e do lado frio possuem a mesma área, devido às pequenas espessuras da parede do trocador, conseqüentemente os termos de área da Eq. (2) podem ser eliminados.

Assim para se obter o valor de U , além dos coeficientes convectivos para os fluidos, é necessário calcular a resistência condutiva da parede do trocador R_w . Em trocadores bitulares R_w é calculado usando a seguinte equação, já eliminando o termo referente a área

$$R_w = \frac{\ln(D_t/D_i)}{k_t} \quad (53)$$

onde k_t é a condutividade térmica do material do trocador.

Os efeitos da transferência de energia térmica por convecção são representados pelos coeficientes convectivos h , os quais são obtidos através do número de Nusselt Nu . Para o fluido que escoar pelo tubo interno, o valor de h é calculado com a expressão abaixo

$$Nu = \frac{hD_i}{k} \quad (54)$$

onde k é a condutividade térmica do fluido em questão.

De acordo com Incropera *et al.* (2015) o número de Nusselt representa um parâmetro adimensional para avaliar a transferência de energia térmica por convecção em uma superfície, possuindo um valor médio como função do número de Reynolds e do número de Prandtl. Assim, as correlações para calcular o valor de Nu dependerão da geometria e das condições de escoamento.

Em escoamentos no interior de tubos, como no trocador bitubular, quando o escoamento é laminar ($Re < 2300$), o valor de Nusselt é constante, sendo

$$Nu = 4,36 \quad (55)$$

para casos em que o fluxo térmico sobre a superfície for constante ($q_s'' = constante$) e

$$Nu = 3,66 \quad (56)$$

quando a temperatura da superfície for constante ($T_s = constante$).

Entretanto, um trocador de calor não se encaixa em nenhuma das duas condições anteriores, com isso Incropera *et al.* (2015) sugere aproximar o valor de Nusselt por $Nu \approx 4$ para essas situações.

Para os escoamentos turbulentos, o Nusselt é dado pela equação de Dittus-Boelter

$$Nu = 0,023Re^{4/5}Pr^n \quad (57)$$

sendo $n = 0,4$ quando o fluido está sendo aquecido e $n = 0,3$ quando o fluido está sendo resfriado.

Na região anular do trocador de tubo duplo, o h é obtido usando a Eq. (54), porém substituindo o D_i por D_h . Já o número de Nusselt para o caso escoamento laminar é obtido interpolando a relação D_i/D_e na Tabela 3.

Tabela 3 - Número de Nusselt para escoamento laminar em região anular com uma superfície isolada e outra superfície com temperatura constante (INCROPERA, DEWITT, *et al.*, 2015).

D_i/D_e	Nu
0,05	17,46
0,10	11,56
0,25	7,37
0,50	5,74
1,00	4,86

Quando o escoamento na região anular for turbulento, a determinação do número de Nusselt é feita também pela correlação de Dittus-Boelter apresentada na Eq. (57) para, usando o diâmetro hidráulico em todos os cálculos.

2.10.3. Queda de pressão

Para determinar a queda de pressão, primeiramente, é preciso calcular o fator de atrito f . Tanto para o tubo interno quanto para a região anular serão usadas as mesmas correlações, ressaltando que nos cálculos na região anular é necessário usar o D_h . Assim, as correlações a seguir são válidas, respectivamente para escoamento laminar e escoamento turbulento (INCROPERA, DEWITT, *et al.*, 2015).

$$f = \frac{64}{Re} \quad (58)$$

$$f = (0,79 \ln Re - 1,64)^{-2} \quad (59)$$

Segundo Incropera *et al.* (2015) a queda pressão Δp para um escoamento interno a tubo de diâmetro D , avaliada de uma posição x_1 até uma posição x_2 no eixo do tubo, é dada por

$$\Delta p = f \frac{\rho u_m^2}{2D} (x_2 - x_1) \quad (60)$$

Em projetos e avaliação de um trocador de calor o interesse está em calcular a queda de pressão em todo o equipamento, dessa maneira o termo $(x_2 - x_1)$ da Eq. (60) pode ser substituindo pelo comprimento do trocador, resultando na seguinte expressão

$$\Delta p = f \frac{\rho u_m^2}{2D} L \quad (61)$$

onde $D = D_i$ para o tubo interno, e $D = D_h$ para a região anular.

2.11. Análise de trocadores de calor de placas corrugadas

2.11.1. Geometria

A construção de um trocador de placas corrugadas consiste num conjunto de placas separadas por gaxetas de vedação formando canais, por onde os fluidos. O número de canais N_c se relaciona com o número de placas N_p de acordo com a equação abaixo.

$$N_c = N_p - 1 \quad (62)$$

Gut (2003) apresenta o conceito de “placas térmicas”, representando o número de placas que, efetivamente, trocam calor, ou seja, são somente as placas internas do trocador excluindo as duas das extremidades. Assim, o número de placas térmicas N_{pt} pode ser determinado por

$$N_{pt} = N_p - 2 \quad (63)$$

Os canais formados entre as placas não possuem uma espessura uniforme, devido às corrugações da placa, diante disso é adotada uma espessura média para os cálculos. A Figura 10 mostra uma placa com ranhuras do tipo Chevron com suas principais dimensões.

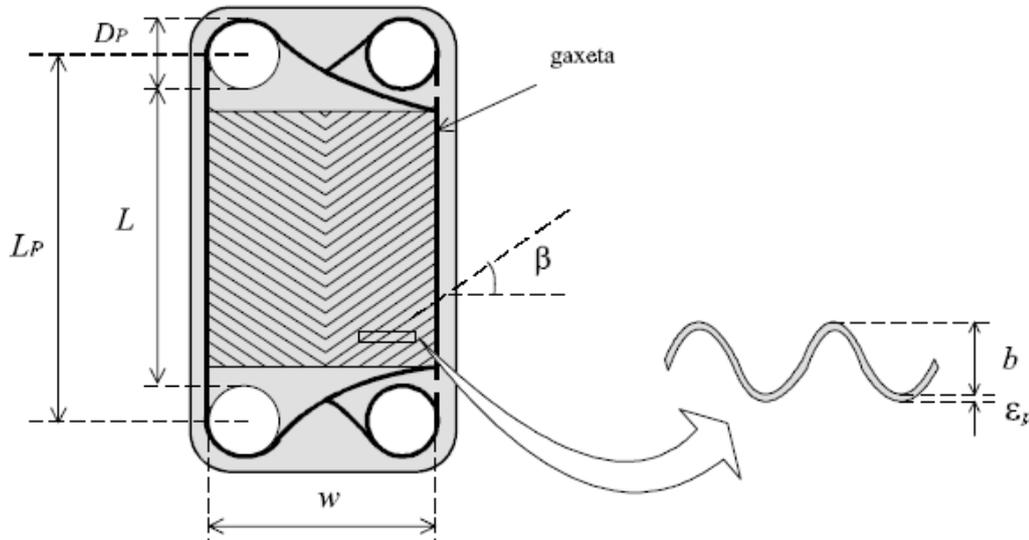


Figura 10 - Características geométricas de uma placa Chevron (GUT, 2003).

Os dados geométricos referente à placa são os seguintes:

- w – Largura efetiva da placa (largura do canal);
- L – Comprimento efetivo para troca térmica;
- b – Espessura média do canal;
- β – Ângulo da ranhura Chevron;
- ε_p – Espessura da parede;
- D_p – Diâmetro do orifício;
- L_p – Comprimento efetivo para o escoamento.

Devido ao fato de as placas possuírem ranhuras, a área real de troca térmica para uma placa não é dada simplesmente por $w \cdot L$. A área real é maior definida por Gut (2003) como

$$A_p = \Phi w L \quad (64)$$

onde Φ é o fator de alargamento, que quantifica o efeito das ranhuras. Gut (2003) ainda destaca que o valor do fator de alargamento, normalmente, varia de 1,15 até 1,25.

Com o conceito da área real de troca térmica para uma placa, é possível determinar a área total de troca térmica do trocador, usando a seguinte expressão

$$A = N_{pt}A_p \quad (65)$$

onde A é a área de transferência de calor total calculada.

Ao aplicar o conceito de diâmetro hidráulico apresentado na Eq. (51), obtém-se a expressão abaixo para o cálculo desse parâmetro para trocadores de placas.

$$D_h \cong \frac{2b}{\Phi} \quad (66)$$

Existem várias configurações para um trocador de calor de placas corrugadas, devido à possibilidade de variar o número de placas, de canais e de passes. Dessa maneira, Gut (2003) sugere uma convenção sobre a divisão dos canais para analisar as configurações desses trocadores conforme a Figura 11, onde uns dos fluidos escoará pelo lado I e outro pelo lado II.

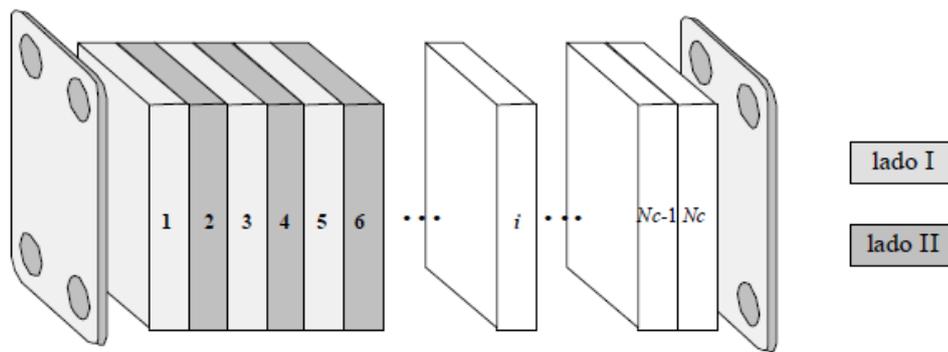


Figura 11 - Divisão de canais em trocador de calor de placas corrugadas. (GUT, 2003)

Caso o número total de canais seja par, cada lado do trocador possuirá o mesmo número de canais, ou seja, $N_c^I = N_c^{II} = N_c/2$. Quando o número total de canais for ímpar a convenção é que $N_c^I = (N_c + 1)/2$ e $N_c^{II} = (N_c - 1)/2$.

O segundo parâmetro de configuração do trocador é o número de passes que divide cada lado do trocador. Os números de passes para cada lado do trocador P^I e P^{II} serão divisores inteiros de N_c^I e N_c^{II} respectivamente. O terceiro dado da configuração é o número de passagens, que representa em quantas partes o escoamento irá se dividir em cada lado, ou seja, é um

parâmetro usado para calcular a vazão em cada canal. Para determinar o número de passagens em cada lado N^I e N^{II} , são usadas as relações abaixo.

$$N^I = \frac{N_c^I}{P^I} \quad (67)$$

$$N^{II} = \frac{N_c^{II}}{P^{II}} \quad (68)$$

A Figura 12 exemplifica um trocador com 11 canais e seus possíveis arranjos de passes e passagem, auxiliando na compreensão das possíveis configurações de um trocador de calor de placas corrugadas.

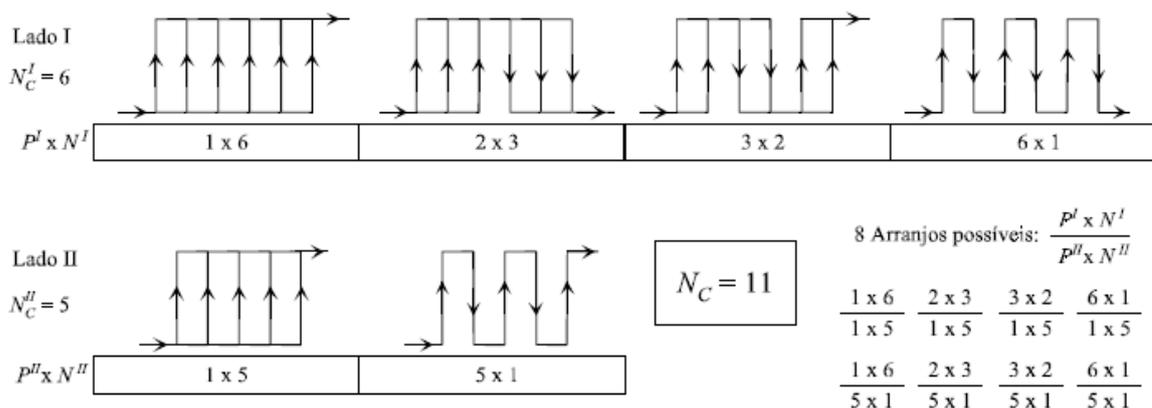


Figura 12 - Possíveis configurações de canais para um trocador de calor de placas corrugadas. (GUT, 2003)

2.11.2. Transferência de calor

A primeira etapa para analisar a transferência de calor será o balanço de massa, tendo por objetivo calcular a vazão de cada fluido nos canais, já que o escoamento será dividido entre os canais. Assim, admitindo que os fluidos dos lados I e II possuam uma vazão mássica \dot{m}^I e \dot{m}^{II} , respectivamente, é possível determinar a vazão mássica de cada canal usando as seguintes expressões.

$$\dot{m}_c^I = \frac{\dot{m}^I}{N^I} \quad (69)$$

$$\dot{m}_c^{II} = \frac{\dot{m}^{II}}{N^{II}} \quad (70)$$

onde \dot{m}_c^I é vazão em cada canal do lado I do trocador e \dot{m}_c^{II} a vazão de cada canal do lado II.

Com os valores das vazões em cada canal, pode-se calcular a velocidade média do escoamento para usando a Eq. (49), na qual a área da seção transversal ao escoamento será dada por $A_{tr} = b \cdot w$, sendo uma simplificação devido às corrugações da placa.

Consequentemente tendo calculado as velocidades médias, é possível determinar, a partir da Eq. (48), o número de Reynolds para os escoamentos dos dois fluidos do trocador de calor.

Através da Eq. (2) e adotando as mesmas simplificações usadas nos trocadores bitulares, calcula-se o coeficiente global de transferência de calor U . Assim, primeiramente, a resistência à transferência de calor por condução da parede será determinada usando a equação abaixo

$$R_w = \frac{\varepsilon_p}{k_p} \quad (71)$$

onde k_p é a condutividade térmica do material da placa.

Para calcular os coeficientes convectivos, de acordo com a Eq. (54) é necessário primeiramente determinar o número de Nusselt. Assim, Gut (2003) apresenta a correlação mostrada na Eq. (72) para trocadores de calor de placas corrugadas.

$$Nu = a_1 Re^{a_2} Pr^{a_3} \left(\frac{\mu_m}{\mu_w} \right)^{a_\mu} \quad (72)$$

onde μ_m é a viscosidade dinâmica do fluido na temperatura média do escoamento, já μ_w é a viscosidade do fluido na temperatura da parede do trocador.

Ainda de acordo com Gut (2003), normalmente é usado $a_3 = 1/3$ como coeficiente do número de Prandtl e, para simplificação, considera-se que $\mu_m/\mu_w = 1$ em regime turbulento. Assim, a Eq. (72) fica apenas com os parâmetros a_1 e a_2 a determinar, para isso a Tabela 4 apresenta esses parâmetros variando com o ângulo de Chevron β e com o número de Reynolds.

Tabela 4 - Parâmetros da correlação de Nusselt para trocadores de placas com ranhuras Chevron. (GUT, 2003)

β	Re	a_1	a_2
$\leq 30^\circ$	≤ 10	0,718	0,349
	> 10	0,348	0,663
45°	< 10	0,718	0,349
	10 - 100	0,400	0,598
	> 100	0,300	0,663
50°	< 20	0,630	0,333
	20 - 300	0,291	0,591
	> 300	0,130	0,732
60°	< 20	0,562	0,326
	20 - 400	0,306	0,529
	> 400	0,108	0,703
$\geq 65^\circ$	< 20	0,562	0,326
	20 - 500	0,331	0,503
	> 500	0,087	0,718

2.11.3. Queda de pressão

No cálculo da queda pressão, a primeira etapa, assim como para os trocadores de tubo duplo, é determinar o fator de atrito f . Para isso, Gut (2003) apresenta a Eq. (73) para o fator de atrito, com coeficientes a serem determinados através da Tabela 5.

$$f = a_4 + \frac{a_5}{Re^{a_6}} \quad (73)$$

Tabela 5 - Parâmetros da correlação do fator de atrito para trocadores de placas com ranhuras Chevron. (GUT, 2003)

β	Re	a_5	a_6
30°	10	50,000	1,000
	10 - 100	19,400	0,589
	100	2,990	0,183
45°	15	47,000	1,000
	15 - 300	18,290	0,652
	300	1,441	0,206
50°	20	34,000	1,000
	20 - 300	11,250	0,631
	300	0,772	0,161
60°	40	24,000	1,000

	40 - 400	3,240	0,457
	400	0,760	0,215
65°	50	24,000	1,000
	50 - 500	2,800	0,451
	500	0,639	0,213

A Tabela 5 apresenta os coeficientes a_5 e a_6 em função do ângulo de Chevron e do número de Reynolds. De acordo com Gut (2003) usa-se $a_4 = 0$ para regime turbulento, portanto para os cálculos será feito essa suposição.

Segundo Gut (2003) a queda de pressão em trocador de calor de placas corrugadas é dada pela seguinte expressão.

$$\Delta p = \left(\frac{2f \cdot L_p \cdot P \cdot G_c^2}{\rho \cdot D_h} \right) + 1,4 \left(\frac{G_p^2}{2\rho} \right) P + (\rho \cdot g \cdot L_p) \quad (74)$$

onde $L_p = L + D_p$ é o comprimento de escoamento mostrado na Figura 10, P corresponde ao número de passes do escoamento, G_c é o fluxo mássico em cada canal dado pela Eq. (75), G_p o fluxo mássico no orifício calculado através da Eq. (76), e g é a aceleração da gravidade.

$$G_c = \frac{\dot{m}_c}{A_{tr}} \quad (75)$$

$$G_p = \frac{4\dot{m}}{\pi D_p^2} \quad (76)$$

2.12. Análise de trocadores de calor de casco e tubos

Existem inúmeras configurações geométricas para trocadores de calor de casco e tubos, sendo que a TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) fornece uma padronização para esses equipamentos. Um exemplo de configuração é o modelo BEM, que segundo Junior, Montegutti e Haus (2016) é um trocador com o tipo de casco mais barato e comum, caracterizado por um passe no casco e um passe nos tubos, como mostrado na Figura 13.

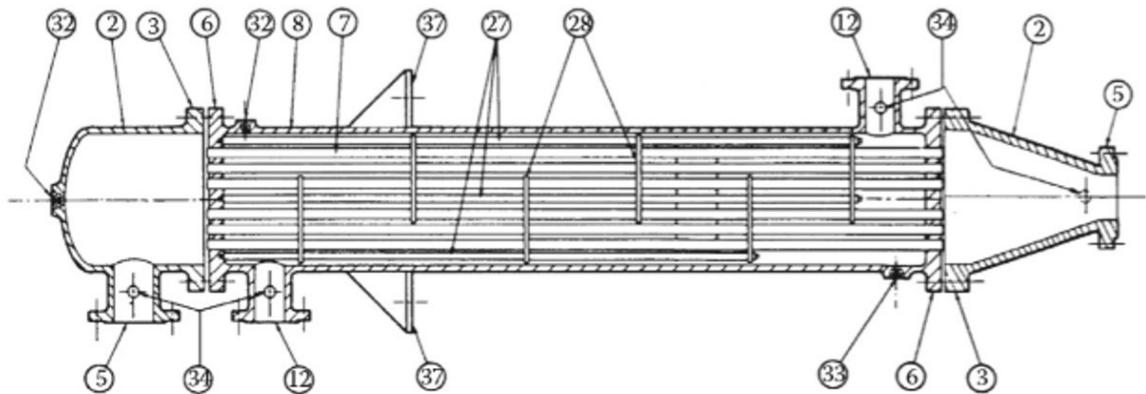


Figura 13 - Trocador de calor casco e tubos, modelo BEM. (JUNIOR, MONTEGUTTI e HAUS, 2016)

Existem diversos estudos sobre métodos para o dimensionamento de trocadores casco e tubos como os de Kern, Tinker, Bell-Delaware e Rohsenow (RUBBO, 2014). Neste trabalho serão apresentados os métodos de Bell-Delaware e também o método de Kern. O método de Bell-Delaware fornece uma opção de dimensionamento mais completo e preciso, já o método de Kern apresenta opção para cálculos mais simples e rápidos.

2.12.1. Método Bell-Delaware

O objetivo do Método Bell-Delaware é encontrar um conjunto provisório de parâmetros para o trocador, e se esses resultados obedecerem às especificações, este será o projeto final. Caso não satisfaçam os requisitos será necessário refazer os cálculos num processo iterativo até que se atinja as condições de projeto. Esse procedimento é longo sendo necessário dividi-lo nas seguintes etapas. (KUPPAN, 2013)

- Dimensionamento aproximado do trocador de calor
- Cálculos auxiliares: avaliação de parâmetros geométricos
- Determinação dos fatores de correção para a transferência de calor e para a queda de pressão
- Cálculo do coeficiente de transferência de calor e da queda de pressão para o casco
- Cálculo do coeficiente de transferência de calor e da queda de pressão para os tubos
- Avaliação dos resultados e comparação com os valores do dimensionamento aproximado.

2.12.1.1. Dimensionamento aproximado do trocador de calor

Seguindo as etapas já descritas, o primeiro passo é o dimensionamento aproximado, para isso é necessária uma pré estimativa do coeficiente global de transferência de calor U . De acordo com a Eq. (2), o valor U é calculado através dos coeficientes de convecção, que por sua vez dependem de vários dados do trocador de calor. Porém, esses dados são definidos somente após o trocador ser dimensionado. Diante disso, surge a necessidade do processo iterativo, sendo que para o início do processo o valor de U é pré estimado através de tabelas como a Tabela 6.

Tabela 6 – Aproximação do coeficiente global de transferência de calor para análises preliminares de trocadores de calor. (KAKAÇ e LIU, 2002)

<i>Fluidos</i>	<i>U (W/m².K)</i>
Água / água	1300 - 2500
Amônia / água	1000 - 2500
Gases / água	10 - 250
Água / ar comprimido	50 - 170
Água / óleo lubrificante	110 - 340
Orgânicos leves ($\mu < 5 \times 10^{-4}$ Ns/m ²) / água	370 - 750
Orgânicos médios ($5 \times 10^{-4} < \mu < 10 \times 10^{-4}$ Ns/m ²) / água	240 - 650
Orgânicos pesados ($\mu > 10 \times 10^{-4}$ Ns/m ²) / óleo lubrificante	25 - 400
Vapor / água	2200 - 3500
Vapor / amônia	1000 - 3400
Água / amônia em condensação	850 - 1500
Água / Freon-12 em ebulição	280 - 1000
Vapor / gases	25 - 240
Vapor / orgânicos leves	490 - 1000
Vapor / orgânicos médios	250 - 500
Vapor / orgânicos pesados	30 - 300
Orgânicos leves / orgânicos leves	200 - 350
Orgânicos médios / orgânicos médios	100 - 300
Orgânicos pesados / orgânicos pesados	50 - 200
Orgânicos leves / orgânicos pesados	50 - 200
Orgânicos pesados / orgânicos leves	150 - 300
Petróleo bruto / gasóleo	130 - 320
Trocadores de calos a placas: água / água	3000 - 4000
Evaporadores: vapor / água	1500 - 6000
Evaporadores: vapor / outros fluidos	300 - 2000
Evaporadores de refrigeração	300 - 1000

Condensadores: vapor / água	1000 - 4000
Condensadores: vapor / outros fluidos	300 - 1000
Caldeira a gás	10 - 50
Banho de óleo para aquecimento	30 - 550

Com o coeficiente global de transferência de calor pré estimado calcula-se a área de transferência de calor estimada usando a Eq. (14). Assim, o dimensionamento aproximado do trocador de calor casco e tubo é feito através da Eq. (77)

$$A = \pi d L_{ta} N_t \quad (77)$$

onde d é o diâmetro dos tubos, L_{ta} o comprimento dos tubos e N_t o número de tubos.

A Eq. (77) possui três variáveis relacionadas a geometria do trocador, exigindo que seja necessário adotar duas delas como parâmetros de entrada. No processo de dimensionamento é comum adotar o diâmetro dos tubos e o comprimento do mesmo. A escolha do diâmetro dos tubos depende do fluido de trabalho, pressão de operação e tendência à incrustação, de acordo com Kuppan (2013) normalmente varia entre 6,35 mm (1/4") até 50,8 mm (2"), sendo o diâmetro de 19,05 mm (3/4") o mais comum. O comprimento do tubo depende principalmente das restrições de espaço para a aplicação desejada, porém pode ser adotado o padrão TEMA com tubos de 96", 120", 144", 196" e 240" de comprimento.

Aplicando os dados geométricos descritos acima na Eq. (77), é possível obter o número de tubos, o qual será usado na Eq. (78) para encontrar o diâmetro da linha de centro limite do feixe de tubos D_{ctl}

$$N_t = \frac{0,78 D_{ctl}^2}{C_1 L_{tp}^2} \quad (78)$$

onde L_{tp} é o passo dos tubos, ou seja, a distância entre os eixos dos tubos, que normalmente é um dado determinado pela pessoa que está fazendo a análise ou dimensionamento. Kuppan (2013) recomenda que a razão entre L_{tp} e d não seja inferior a 1,25.

A variável C_1 também dependerá do arranjo dos tubos, possuindo os seguintes valores

$$C_1 = 0,86 \quad p / \theta_{tp} = 30^\circ \quad (79)$$

ou

$$C_1 = 1,00 \quad p / \theta_{tp} = 45^\circ \text{ e } 90^\circ \quad (80)$$

onde θ_{tp} representa o ângulo formado pelo layout de configuração dos tubos. As principais configurações são mostradas na Figura 14, com os respectivos valores para θ_{tp} .

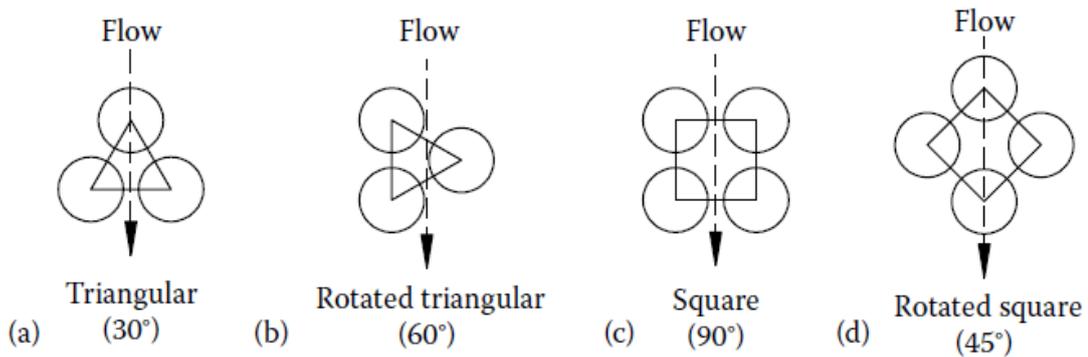


Figura 14 - Principais configurações para os tubos de um trocador de calor de casco e tubos: (a) 30°; (b) 60°; (c) 90°; (d) 45°. (KUPPAN, 2013)

Para dar continuidade ao processo de dimensionamento usando o método Bell-Delaware são necessários mais alguns parâmetros de entrada, além daqueles que já foram citados (d , L_{ta} , L_{tp} e θ_{tp}). Esses dados são:

- D_s – Diâmetro interno do casco;
- B_s – Corte da chicana (porcentagem de D_s);
- L_{ti} – Comprimento efetivo dos entre os espelhos;
- L_{bc} – Espaçamento entre as chicanas centrais;
- L_{bi} – Espaçamento entre a chicana e a entrada;
- L_{bo} – Espaçamento entre a chicana e a saída;
- N_{ss} – Número de tiras de vedação.

Para um trocador de calor do tipo BEM, onde há somente um passe nos tubos considera-se que $L_{ti} = L_{ta}$. Já os espaçamentos entre as chicanas serão considerados todos iguais $L_{bc} = L_{bi} = L_{bo}$, com o objetivo de simplificar os cálculos. Os outros parâmetros referentes ao casco e às chicanas citados acima são representados na Figura 15 para melhor compreensão.

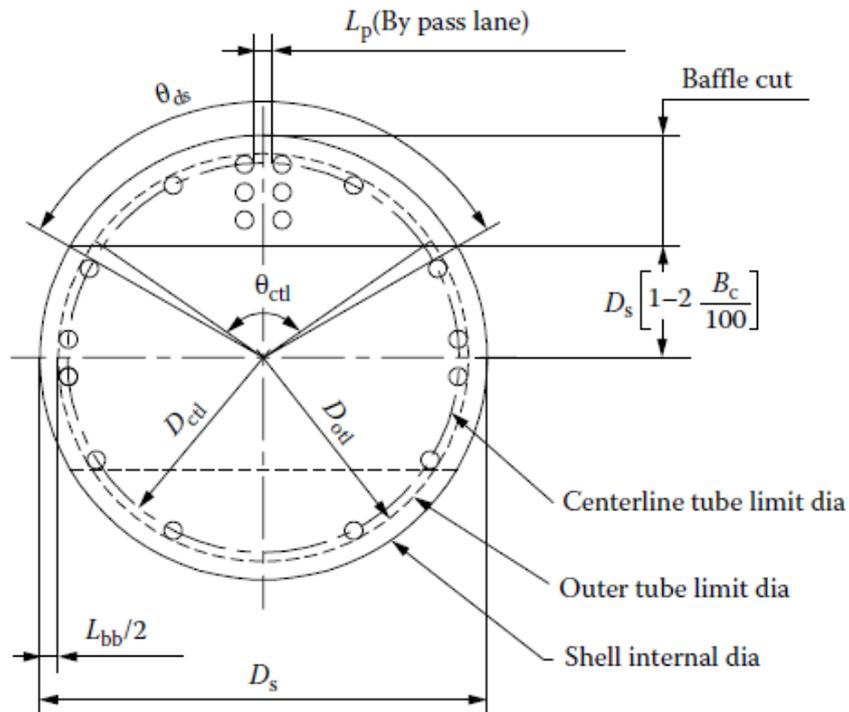


Figura 15 - Geometria básica de um casco com chicana. (KUPPAN, 2013)

Com os dados de entrada será possível calcular alguns parâmetros referente ao casco, que serão usados nos cálculos subsequentes. O primeiro parâmetro é o espaço entre o feixe de tubos e o casco L_{bb} , dado pela seguinte expressão

$$L_{bb} = 12,00 + 0,005D_s \text{ (mm)} \quad (81)$$

As equações abaixo permitem calcular o diâmetro limite do feixe de tubos D_{otl}

$$D_{otl} = D_s - L_{bb} \quad (82)$$

$$D_{otl} = D_{ctl} + d \quad (83)$$

O número de chicanas irá determinar o comportamento do escoamento no interior do casco, assim a quantidade de chicanas é dada por

$$N_b = \frac{L_{ti}}{L_{bc}} - 1 \quad (84)$$

O valor encontrado na Eq. (84) deverá ser arredondado para o menor número inteiro mais próximo. E o valor exato do espaçamento entre as chicanas pode ser recalculado por

$$L_{bc} = \frac{L_{ta}}{N_b + 1} \quad (85)$$

2.12.1.2. Cálculos auxiliares: avaliação de parâmetros geométricos

A próxima etapa será a etapa de cálculos auxiliares, na qual serão determinadas mais algumas características geométricas do trocador necessárias para determinar os coeficientes convectivos. Nessa parte de cálculos auxiliares Kuppan (2013) define um passo a passo que será descrito a seguir.

Passo 1: Cálculos referentes a janela formada pela chicana, os parâmetros calculados nessa etapa podem ser observados na Figura 15. O primeiro cálculo do passo 1 é o ângulo central da chicana θ_{ds} , dado por

$$\theta_{ds} = 2 \cos^{-1} \left(1 - \frac{2B_c}{100} \right) \quad (86)$$

onde B_c é o corte da chicana.

O segundo cálculo é referente ao ângulo superior da chicana θ_{ctl} , dado por

$$\theta_{ctl} = 2 \cos^{-1} \left[\frac{D_s}{D_{ctl}} \left(1 - \frac{2B_c}{100} \right) \right] \quad (87)$$

Passo 2: Área transversal ao escoamento no casco, dado pela equação a seguir

$$S_m = L_{bc} \left[L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{tp,eff}} (L_{tp} - d) \right] \quad (88)$$

onde

$$L_{tp,eff} = L_{tp} \quad p/ \theta_{tp} = 30^\circ \text{ e } 90^\circ \quad (89)$$

$$L_{tp,eff} = 0,707L_{tp} \quad p/ \theta_{tp} = 45^\circ \quad (90)$$

Passo 3: Áreas de fluxo da janela formada pela chicana. Primeiramente, calcula-se a área bruta de fluxo desconsiderando os tubos S_{wg} , através da seguinte expressão

$$S_{wg} = \frac{\pi}{4} D_s^2 \left(\frac{\theta_{ds}}{2\pi} - \frac{\sin \theta_{ds}}{2\pi} \right) \quad (91)$$

O segundo parâmetro a determinar no passo 3, é a fração de tubos que se encontram na janela formada pela chicana F_w , dado pela equação abaixo

$$F_w = \frac{\theta_{ds}}{2\pi} - \frac{\sin \theta_{ds}}{2\pi} \quad (92)$$

Tendo calculado F_w determina-se a fração de tubos sob escoamento puramente contracorrente F_c , dado por

$$F_c = 1 - 2F_w \quad (93)$$

A área ocupada por tubos na janela formada pela chicana S_{wt} é calculada de acordo com a seguinte equação

$$S_{wt} = N_{wt} \frac{\pi}{4} d^2 \quad (94)$$

onde N_{wt} é a quantidade de tubos localizados na janela da chicana, dada pela seguinte expressão

$$N_{wt} = N_t F_w \quad (95)$$

O objetivo final do passo 3 é o cálculo da área transversal de escoamento na janela da chicana S_w , para isso basta fazer a subtração a seguir

$$S_w = S_{wg} - S_{wt} \quad (96)$$

Passo 4: Diâmetro equivalente da janela formada pela chicana D_w , dado por

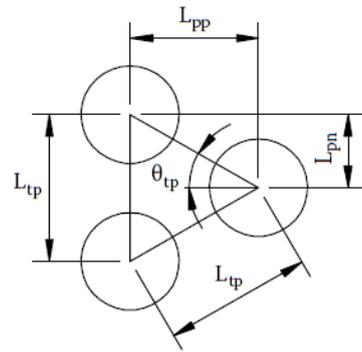
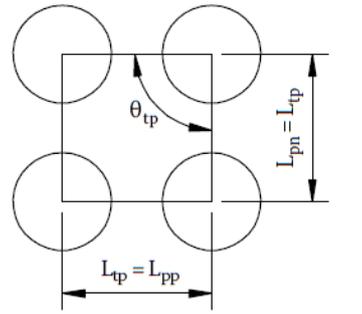
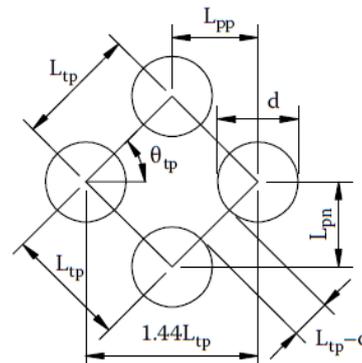
$$D_w = \frac{4S_w}{\pi d N_{wt} + \pi D_s \theta_{ds} / 2\pi} \quad (97)$$

Passo 5: Número efetivo de linhas de tubo. O número efetivo de linhas de tubos cruzados pelo escoamento numa seção de fluxo cruzado N_{tcc} é dado por

$$N_{tcc} = -\frac{D_s}{L_{pp}} \left(1 - \frac{2B_c}{100}\right) \quad (98)$$

onde L_{pp} é a distância efetiva entre os tubos na direção do escoamento, dado pela Tabela 7.

Tabela 7 - Parâmetros referentes ao layout de configuração dos tubos. (KUPPAN, 2013)

Crossflow →	θ_{tp}	L_{pn}	L_{pp}
	30°	0.5L _{tp}	0.866L _{tp}
	90°	L _{tp}	L _{tp}
	45°	0.707L _{tp}	0.707L _{tp}

O número efetivo de tubos cruzados pelo escoamento na janela da chicana N_{tcw} é calcula pela equação a seguir

$$N_{tcw} = \frac{0,8}{L_{pp}} \left(\frac{D_s B_c}{100} - \frac{D_s - D_{ctl}}{2} \right) \quad (99)$$

Passo 6: Área entre o conjunto de tubos e o casco S_b , dada pela equação a seguir

$$S_b = (D_s - D_{otl} + L_{pl}) \quad (100)$$

onde L_{pl} expressa o efeito do desvio sofrido pelo escoamento no espaço medido entre as paredes dos tubos, que para cálculos padrão considera-se que $L_{pl} = 0$. (KUPPAN, 2013)

Para cálculos posteriores será necessário obter o valor da razão entre as passagens F_{sbp} , dado por

$$F_{sbp} = \frac{S_b}{S_m} \quad (101)$$

Passo 7: Área de vazamento entre o casco e a chicana S_{sb} , calculada de acordo com a seguinte expressão

$$S_{sb} = \pi D_s \frac{L_{sb}}{2} \left(\frac{2\pi - \theta_{ds}}{2\pi} \right) \quad (102)$$

onde L_{sb} representa a folga entre o diâmetro interno do casco e o diâmetro da chicana, calculado por

$$L_{sb} = 3,1 + 0,004D_s \quad (103)$$

Passo 8: Área de vazamento entre os tubos e a chicana S_{tb} , calculada usando a equação a seguir

$$S_{tb} = \frac{\pi}{2} [(d + L_{tb})^2 - d^2] N_t (1 - F_w) \quad (104)$$

onde L_{tb} é folga diametral entre o diâmetro externo do tubo e o furo na chicana. A norma TEMA especifica folgas recomendadas em função do diâmetro do tubo e do espaçamento da chicana, sendo seu valor 0,8 ou 0,4. (KUPPAN, 2013)

Passo 9: O último passo é calcular a velocidade média do escoamento no casco U_s de acordo com a seguinte equação

$$U_s = \frac{\dot{m}_s}{\rho_s S_m} \quad (105)$$

onde ρ_s é a densidade do fluido no lado do casco, e \dot{m}_s a vazão mássica do fluido do casco.

2.12.1.3. Determinação dos fatores de correção para a transferência de calor e para a queda de pressão

No método Bell-Delaware, a determinação do coeficiente de transferência de calor para o casco h_s , leva em consideração o coeficiente convectivo ideal no casco h_i corrigido por fatores que representam os efeitos de vazamentos, desvios e folgas sobre o escoamento. Dessa maneira h_s é dado por

$$h_s = h_i J_c J_l J_b J_s J_r \quad (106)$$

onde:

- J_c é o fator de correção devido a configuração da chicana, ou seja, corte da janela espaçamento;
- J_l é o fator de correção para efeitos de vazamento nas chicanas;
- J_b é o fator de correção para o desvio de fluxo sobre o feixe de tubos;
- J_s é o fator de correção para os efeitos do espaçamento diferente entre as chicanas na entrada e na saída do trocador de calor;
- J_r é o fator de correção para o gradiente adverso de temperatura.

Para o cálculo da queda de pressão são usados os três fatores de correção a seguir:

- R_b – Fator de correção para o desvio de fluxo sobre o feixe de tubos;

- R_l – Fator de correção para efeitos de vazamento nas chicanas;
- R_s – Fator de correção para os efeitos do espaçamento diferente entre as chicanas na entrada e na saída do trocador de calor.

Para a determinação dos fatores de correção descritos acima, Kuppan (2013) continua o passo a passo, para facilitar a organização dos cálculos.

Passo 10: Fator de correção para a configuração das chicanas J_c . Para configurações com corte da chicana entre 15% e 45%, o valor J_c é dado por

$$J_c = 0,55 + 0,72F_c \quad (107)$$

Passo 11: Fator de correção para efeitos de vazamento nas chicanas, para o coeficiente convectivo J_l e para queda de pressão R_l . Para a determinação desses fatores de correção, as equações a seguir são obtidas por ajuste de curvas, de acordo com Kuppan (2013).

$$J_l = 0,44(1 - r_s) + [1 - 0,44(1 - r_s)]e^{-2,2r_{lm}} \quad (108)$$

$$R_l = \exp[-1,33(1 + r_s)]r_{lm}^x \quad (109)$$

onde

$$x = [-0,15(1 + r_s) + 0,8] \quad (110)$$

Os parâmetros correlacionais usados são dados por

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} \quad (111)$$

$$r_{lm} = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m} \quad (112)$$

Segundo Kuppan (2013), um trocador bem dimensionado deverá apresentar valores para J_l superiores a 0,6, preferencialmente no intervalo de 0,7 a 0,9. Caso seja obtido um valor inferior a 0,6 pode-se modificar o projeto do trocador de calor usando espaçamento maior entre as chicanas, aumentar o passo dos tubos ou então mudar o layout dos tubos para 90° ou 45°. Já

o fator de correção para a queda de pressão R_l possui, normalmente, valores no intervalo de 0,4 a 0,5.

Passo 12: Fator de correção para o desvio de fluxo sobre o feixe de tubos, para o coeficiente convectivo J_b e para queda de pressão R_b . A expressão a seguir será usada para determinar J_b

$$J_b = \exp\{-C_{bh}C_{bh}[1 - (2r_{ss})^{1/3}]\} \quad (113)$$

onde

$$r_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_{tcc}} \quad (114)$$

e

$$C_{bh} = 1,25 \quad p/ \quad Re_s \leq 100 \quad (115)$$

$$C_{bh} = 1,35 \quad p/ \quad Re_s > 100 \quad (116)$$

Com o limite de

$$J_b = 1 \quad p/ \quad r_{ss} \geq 0,5 \quad (117)$$

A expressão para calcular R_b é dada por

$$R_b = \exp\{-C_{bp}C_{bh}[1 - (r_{ss})^{1/3}]\} \quad (118)$$

e

$$C_{bp} = 4,5 \quad p/ \quad Re_s \leq 100 \quad (119)$$

$$C_{bp} = 3,7 \quad p/ \quad Re_s > 100 \quad (120)$$

Com o limite de

$$R_b = 1 \quad p/ \quad r_{ss} \geq 0,5 \quad (121)$$

De acordo com Kuppan (2013), para pequenos espaçamentos entre o casco e o feixe de tubos, o valor de J_b assume valores próximos de 0,9. Já para grandes espaçamentos J_b reduz para valores próximos de 0,7. O fator de correção para queda de pressão R_b assume, normalmente, valores de 0,5 a 0,8.

Passo 13: Fator de correção para o gradiente adverso de temperatura J_r . Esse fator de correção aplica-se somente para os casos em que o número de Reynolds for menor que 100, seguinte as seguintes expressões. Para $Re_s < 20$:

$$J_r = \frac{1,51}{N_c^{0,18}} \quad (122)$$

onde N_c é o número total de linha de tubos cruzadas em todo o trocador, dado por

$$N_c = (N_{tcc} + N_{tcw})(N_b + 1) \quad (123)$$

Para casos em que $20 \leq Re_s < 100$ é feita uma proporção linear para calcular J_r , resultando na seguinte expressão

$$J_r = \frac{1,51}{N_c^{0,18}} + \left(\frac{20 - Re_s}{80} \right) \left(\frac{1,51}{N_c^{0,18}} - 1 \right) \quad (124)$$

Com os seguintes limites

$$J_r = 0,4 \quad p/ \quad Re_s \leq 100 \quad (125)$$

$$J_r = 1 \quad p/ \quad Re_s > 100 \quad (126)$$

Passo 14: Fator de correção para os efeitos do espaçamento diferente entre as chicanas na entrada e na saída do trocador de calor, dado pela seguinte expressão

$$J_s = \frac{(N_b - 1) + (L_i^*)^{1-n} + (L_o^*)^{1-n}}{(N_b - 1) + (L_i^* - 1) + (L_o^* - 1)} \quad (127)$$

onde

$$L_i^* = \frac{L_{bi}}{L_{bc}} \quad L_o^* = \frac{L_{bo}}{L_{bc}} \quad (128)$$

De acordo com Kuppan (2013), os valores de J_s normalmente estarão no intervalo de 0,85 a 1,00. Caso $L_{bi} = L_{bo} = L_{bc}$ o fator de correção será $J_s = 1$. Os valores para n dependerão do regime do escoamento sendo que segundo Kuppan (2013) $n = 0,6$ para escoamento turbulento ($Re_s > 100$), e de acordo com Rubbo (2014) no regime laminar ($Re_s \leq 100$) $n = 0,3$.

Passo 15: Fator de correção para queda de pressão devido aos efeitos do espaçamento diferente entre as chicanas na entrada e na saída do trocador de calor, dado por

$$R_s = \left(\frac{1}{L_i^*}\right)^{2-n} + \left(\frac{1}{L_o^*}\right)^{2-n} \quad (129)$$

com $n = 1$ para escoamento laminar ($Re_s \leq 100$), e $n = 0,2$ para escoamento turbulento ($Re_s > 100$).

2.12.1.4. Cálculo do coeficiente de transferência de calor e da queda de pressão para o casco

2.12.1.4.1. Coeficiente de transferência de calor para o casco

Primeiramente, é necessário obter os seguintes parâmetros: velocidade mássica G_s , número de Reynolds Re_s e número de Prandtl Pr_s .

$$G_s = \frac{\dot{m}_s}{S_m} \quad (130)$$

$$Re_s = \frac{dG_s}{\mu_s} \quad (131)$$

$$Pr_s = \frac{\mu_s C_{ps}}{k_s} \quad (132)$$

onde \dot{m}_s é a vazão mássica do fluido no lado do casco, μ_s a viscosidade dinâmica, C_{ps} o calor específico e k_s a condutividade térmica do fluido no lado casco.

Com os dados acima calculados, a próxima etapa é determinar o coeficiente ideal de transferência de calor, usando a seguinte equação

$$h_i = \frac{j_i C_{ps} G_s (\phi_s)^n}{Pr_s^{2/3}} \quad (133)$$

onde j_i é o fator de Colburn ideal para lado do casco. Para calcular o valor de j_i , Kakaç e Liu (2002) apresentam as seguintes equações

$$j_i = a_1 \left(\frac{1,33}{L_{tp}/d} \right)^a (Re_s)^{a_2} \quad (134)$$

com

$$a = \frac{a_3}{1 + 0,14(Re_s)^{a_4}} \quad (135)$$

os termos a_1 , a_2 , a_3 e a_4 variam de acordo com o número de Reynolds e com a configuração de layout dos tubos, sendo determinados pela Tabela 8.

Tabela 8 - Coeficientes da correlação para determinação do fator de Colburn j_i . (KAKAÇ e LIU, 2002)

θ_{tp}	Re_s	a_1	a_2	a_3	a_4
30°	$10^5 - 10^4$	0,321	-0,388	1,450	0,519
	$10^4 - 10^3$	0,321	-0,388		
	$10^3 - 10^2$	0,593	-0,477		
	$10^2 - 10$	1,360	-0,657		
	<10	1,400	-0,667		
45°	$10^5 - 10^4$	0,370	-0,396	1,930	0,500
	$10^4 - 10^3$	0,370	-0,396		
	$10^3 - 10^2$	0,730	-0,500		
	$10^2 - 10$	0,498	-0,656		
	<10	1,550	-0,667		
90°	$10^5 - 10^4$	0,370	-0,395	1,187	0,370
	$10^4 - 10^3$	0,107	-0,266		
	$10^3 - 10^2$	0,408	-0,460		
	$10^2 - 10$	0,900	-0,631		
	<10	0,970	-0,667		

O termo $(\phi_s)^n$ da Eq. (133) representa o fator de correção para o efeito da diferença de viscosidade do fluido na parede do tubo μ_w , e a viscosidade do fluido para a temperatura média do escoamento μ_s , calculado pela expressão a seguir

$$(\phi_s)^n = \left(\frac{\mu_s}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (136)$$

A temperatura média para a parede do tubo T_w usada para determinar μ_w , pode ser estimada de acordo com a Figura 16.

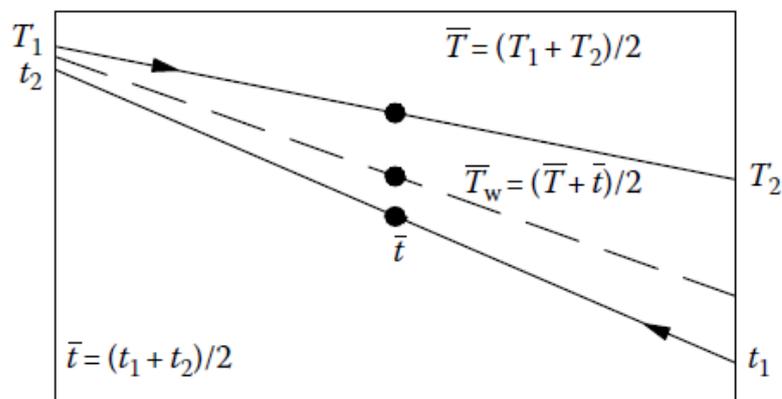


Figura 16 - Estimativa da temperatura média da parede do tubo T_w . (KUPPAN, 2013)

Assim, o coeficiente de transferência de calor para o casco pode ser determinado usando a Eq. (106) descrita anteriormente.

2.12.1.4.2. Queda de pressão para o casco

No método de Bell-Delaware a queda de pressão total para o casco Δp_s é calculada pela soma da queda de pressão devido ao escoamento cruzado Δp_c , com a queda de pressão na janela da chicana Δp_w e com a queda de pressão na entrada e saída do casco Δp_e .

$$\Delta p_s = \Delta p_c + \Delta p_w + \Delta p_e \quad (137)$$

Os valores de Δp_c e Δp_e dependerão da queda de pressão em um banco de tubos ideal na região entre as chicanas $\Delta p_{b,i}$, calculada por

$$\Delta p_{b.i} = 2f_s N_{tcc} \frac{G_s^2}{\rho_s} (\phi_s)^{-n} \quad (138)$$

onde f_s é o fator de atrito, que de acordo com Kakaç e Liu (2002), pode ser calculado com as equações a seguir

$$f_s = b_1 \left(\frac{1,33}{L_{tp}/d} \right)^b (Re_s)^{b_2} \quad (139)$$

com

$$b = \frac{b_3}{1 + 0,14(Re_s)^{b_4}} \quad (140)$$

assim como os coeficientes para determinar o fator de Colburn, os termos b_1 , b_2 , b_3 e b_4 também variam com o número de Reynolds e com a configuração de layout dos tubos. Assim, esses coeficientes serão determinados seguindo a Tabela 9.

Tabela 9 - Coeficientes da correlação para determinação do fator de atrito f_s . (KAKAÇ e LIU, 2002)

θ_{tp}	Re_s	b_1	b_2	b_3	b_4
30°	$10^5 - 10^4$	0,372	-0,123	7,000	0,500
	$10^4 - 10^3$	0,486	-0,152		
	$10^3 - 10^2$	4,570	-0,476		
	$10^2 - 10$	45,100	-0,973		
	<10	48,000	-1,000		
45°	$10^5 - 10^4$	0,303	-0,126	6,590	0,520
	$10^4 - 10^3$	0,333	-0,136		
	$10^3 - 10^2$	3,500	-0,476		
	$10^2 - 10$	26,200	-0,913		
	<10	32,000	-1,000		
90°	$10^5 - 10^4$	0,391	-0,148	6,300	0,378
	$10^4 - 10^3$	0,0815	0,022		
	$10^3 - 10^2$	6,090	-0,602		
	$10^2 - 10$	32,100	-0,963		
	<10	35,000	-1,000		

Dessa maneira, a queda de pressão devido ao escoamento cruzado sobre os tubos é calculada por

$$\Delta p_c = (N_b - 1)(\Delta p_{b,i} R_b R_l) \quad (141)$$

A queda de pressão nas regiões de entrada e saída do trocador é dada por

$$\Delta p_e = 2(\Delta p_{b,i}) \left(1 + \frac{N_{tcw}}{N_{tcc}} \right) R_b R_s \quad (142)$$

Por fim, a queda de pressão na janela da chicana será determinada por

$$\Delta p_w = \Delta p_{w,i} N_b R_l \quad (143)$$

onde $\Delta p_{w,i}$ é queda de pressão em um banco de tubos ideal na região da janela da chicana, calculada da seguinte maneira

Para $Re_s \geq 100$

$$\Delta p_{w,i} = \frac{(2 + 0,6N_{tcw})G_w^2}{2\rho_s} \quad (144)$$

Para $Re_s < 100$

$$\Delta p_{w,i} = 26 \frac{G_w \mu_s}{2\rho_s} \left(\frac{N_{tcw}}{L_{tp} - d} + \frac{L_{bc}}{D_w^2} \right) + 2 \frac{G_w^2}{\rho_s} \quad (145)$$

em que G_w é a velocidade mássica na janela da chicana, dada por

$$G_w = \frac{M_s}{\sqrt{S_m S_w}} \quad (146)$$

Ao somar todas as equações para cada efeito de queda de pressão, é obtida a seguinte equação para a queda de pressão total no casco.

$$\Delta p_s = [(N_b - 1)(\Delta p_{b,i} R_b) + N_b \Delta p_w] R_l + 2(\Delta p_{b,i}) \left(1 + \frac{N_{tcw}}{N_{tcc}}\right) R_b R_s \quad (147)$$

2.12.1.5. Cálculo do coeficiente de transferência de calor e da queda de pressão para os tubos

2.12.1.5.1. Coeficiente de transferência de calor para os tubos

Assim como para o casco, serão calculados os seguintes parâmetros para os tubos: velocidade mássica G_t , número de Reynolds Re_t e número de Prandlt Pr_t .

Para trocadores com um único passe nos tubos, como o modelo adotado para o trabalho, a velocidade mássica é dada por

$$G_t = \frac{\dot{m}_t}{A_t} \quad (148)$$

onde \dot{m}_t é a vazão mássica do fluido que escoar pelos tubos, e A_t é a área de escoamento para o lado dos tubos calculada de acordo com a expressão a seguir.

$$A_t = \frac{\pi}{4} d_i^2 N_t \quad (149)$$

onde d_i é o diâmetro interno do tubo, e N_t é o número de tubos.

Para trocadores com mais passes no tubo a velocidade mássica é dada por

$$G_t = \frac{\dot{m}_t}{A_t/N_p} \quad (150)$$

onde N_p é o número de passes.

Para calcular Re_t e Pr_t serão usadas as equações a seguir

$$Re_t = \frac{d G_t}{\mu_t} \quad (151)$$

$$Pr_t = \frac{\mu_t C_{pt}}{k_t} \quad (152)$$

onde μ_t é a viscosidade dinâmica, C_{pt} o calor específico e k_t a condutividade térmica referente ao fluido no lado dos tubos.

O coeficiente de transferência de calor para os tubos h_t será determinado através do número de Nusselt Nu_t , de com a expressão abaixo

$$Nu_t = \frac{h_t d_i}{k_t} \quad (153)$$

Já o número de Nusselt é calculado usando as correlações seguintes.

Para escoamento laminar $Re_t < 2100$

$$Nu_t = 1,86 \left(Re_t Pr_t \frac{d_i}{L} \right)^{0,5} Pr_t^{1/3} \left(\frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (154)$$

Para casos em que o número de Grashof Na_r for superior a 25000, será necessário considerar efeitos de transferência de calor por convecção natural, para isso basta multiplicar a Eq. (154) pelo termo a seguir.

$$0,8(1 + 0,015Na_r^{1/3}) \quad (155)$$

O número de Grashof é calculado por

$$Na_r = \frac{\beta \Delta t d_i^3 \rho_i^2 g_c}{\mu_t^2} \quad (156)$$

onde β é o coeficiente de expansão volumétrica térmica, Δt a diferença de temperaturas, ρ_i a densidade do fluido no lado dos tubos, e por fim, g_c a aceleração da gravidade.

Para escoamentos turbulentos com $Re_t > 10000$, o número de Nusselt é dado por

$$Nu_t = 0,027 Re_t^{0,8} Pr_t^{1/3} \left(\frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (157)$$

Já para a região intermediária com $2100 < Re_t < 10000$, o número de Nusselt será calculado usando a equação de Dittus-Boelter que foi apresentada no dimensionamento dos trocadores de calor de tubo duplo através da Eq. (57).

2.12.1.5.2. Queda de pressão para os tubos

A queda de pressão em dutos e tubos no geral, é determinada pela equação de Weisbach–Darcy, de acordo com a seguinte expressão

$$\Delta p_{tb} = f \left(\frac{L}{d_i} \right) \frac{G_t^2}{2\rho_t} \frac{1}{(\phi_t)^r} \quad (158)$$

onde

$$(\phi_t)^r = \left(\frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad p / Re_t > 2100 \quad (159)$$

$$(\phi_t)^r = \left(\frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0,25} \quad p / Re_t < 2100 \quad (160)$$

já a variável L corresponde ao comprimento de tubo entre dois pontos onde se deseja avaliar a queda de pressão, portanto para o trocador de casco e tubos será usado $L = L_{ta}$. A equação de Weisbach–Darcy é referente a um único tubo, assim para determinar a queda de pressão em todo o feixe de tubos é necessário multiplicar o valor encontrado pelo número de tubos N_t . Em arranjos com mais passes nos tubos multiplica-se também pelo número de passes N_p .

O fator de atrito f , dependerá do número de Reynolds, sendo calculado pelas correlações a seguir.

Para escoamento laminar $Re_t < 2100$, f é dado por

$$f = \frac{64}{Re_t} \quad (161)$$

Para escoamento turbulento $Re_t > 2100$, f é dado por

$$f = \frac{0,3164}{Re_t^{0,25}} \quad (162)$$

A equação acima é válida somente para números de Reynolds até 1.000.000.

Por fim, tendo obtido os valores de h_s e h_t será calculado o coeficiente global de transferência de calor U de acordo com a Eq. (3). Assim, com o novo valor para U calcula-se a área de transferência de calor A_o usando a Eq. (14).

2.12.1.6. Avaliação dos resultados e comparação com os valores do dimensionamento aproximado

A última etapa do dimensionamento consiste em comparar a área de transferência de calor calculada A_o com área estimada na primeira etapa. Caso a diferença entre os dois valores seja mínima o dimensionamento está finalizado. Caso contrário os cálculos serão refeitos, porém partindo da área calculada A_o , esse processo será repetido até que a diferença entre a área calculada e a área estimada seja mínima.

Seguindo a Eq. (77), normalmente o diâmetro do tubo d não varia, assim para que a área do trocador seja equivalente a área necessária para a transferência de calor, pode-se fixar a quantidade de tubos e variar o comprimento dos tubos, ou então manter constante o comprimento e variar o número de tubos no trocador.

2.12.2. Método de Kern

Os primeiros métodos desenvolvidos para dimensionar um trocador de casco e tubos, consistiam em calcular a queda de pressão e o coeficiente de transferência de calor usando correlações obtidas por dados experimentais. O método de Kern foi um desses, que basicamente, correlacionava dados de trocadores padrão por uma equação simples análoga às equações para o escoamento em tubos. Entretanto, este método é válido somente para trocadores que possuem defletores com um corte fixo em 25%, além de não considerar adequadamente os efeitos de vazamentos entre o casco e chicana, e também entre tubo e chicana. No entanto, embora a equação de Kern não seja particularmente precisa, ela permite

um cálculo simples e rápido dos coeficientes para o casco e da queda de pressão. (KUPPAN, 2013)

O dimensionamento de um trocador de calor de casco e tubos através do método de Kern exigirá um processo iterativo similar ao método de Bell-Delaware. Os cálculos serão divididos em quatro etapas:

- Dimensionamento aproximado do trocador de calor
- Cálculos auxiliares: avaliação de parâmetros geométricos
- Cálculo do coeficiente de transferência de calor e da queda de pressão para o casco
- Cálculo do coeficiente de transferência de calor e da queda de pressão para os tubos
- Avaliação dos resultados e comparação com os valores do dimensionamento aproximado.

2.12.2.1. Dimensionamento aproximado do trocador de calor

A primeira etapa dos cálculos consiste, também, em fazer uma pré estimativa do coeficiente global de transferência de calor, utilizando a Tabela 6. Assim, com o valor de U estimado será determinada a área de transferência de calor estimada usando a Eq. (14). Em seguida, a partir da Eq. (77) será calculado o número de tubos da mesma maneira que no método de Bell Delaware, onde será necessário fornecer o diâmetro e o comprimento dos tubos como dados de entrada.

2.12.2.2. Cálculos auxiliares: avaliação de parâmetros geométricos

Kakaç e Liu (2002) ao descrever o método de Kern apresenta a expressão abaixo, a qual será usada para determinar o diâmetro interno do casco D_s .

$$N_t = (CTP) \frac{\pi D_s^2}{4A_l} \quad (163)$$

onde CTP é a constante de cálculo do número de tubos que considera a cobertura incompleta do casco pelos tubos e arranjos com vários passes. Os valores de CTP são apresentados a seguir

$$CTP = 0,93 \rightarrow \text{um passe no tubo} \quad (164)$$

$$CTP = 0,90 \rightarrow \text{dois passes no tubo} \quad (165)$$

$$CTP = 0,85 \rightarrow \text{três passes no tubo} \quad (166)$$

já o termo A_l é a área projetada do layout dos tubos, calculada pela expressão abaixo

$$A_l = (CL)P_T^2 \quad (167)$$

onde P_T é o passo dos tubos e CL é a constante para o layout dos tubos

$$\text{para } 90^\circ \text{ e } 45^\circ \rightarrow CL = 1,00 \quad (168)$$

$$\text{para } 30^\circ \text{ e } 60^\circ \rightarrow CL = 0,87 \quad (169)$$

Além do diâmetro interno do casco, é necessário determinar o diâmetro equivalente do casco D_e . O cálculo de D_e dependerá da configuração dos tubos, tais configurações são apresentadas na Figura 17.

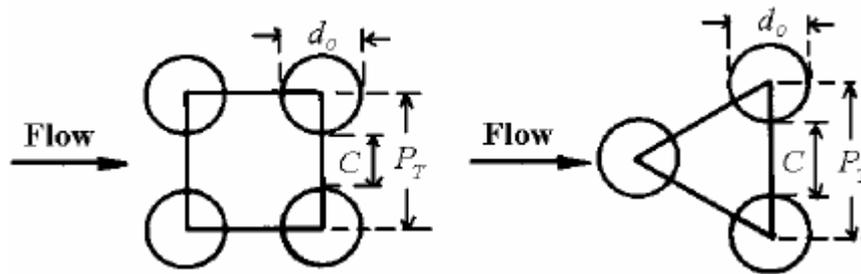


Figura 17 - Layout quadrangular e triangular dos tubos do trocador de calor de casco e tubos. (KAKAÇ e LIU, 2002)

Para a configuração quadrangular de tubos o diâmetro equivalente será calculado a partir da seguinte equação

$$D_e = \frac{4 \left(P_T^2 - \frac{\pi d_o^2}{4} \right)}{\pi d_o} \quad (170)$$

e para a configuração triangular dos tubos:

$$D_e = \frac{4 \left(\frac{P_T^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi d_o^2}{8} \right)}{\pi d_o / 2} \quad (171)$$

onde d_o é o diâmetro externo do tubo.

A área de fluxo cruzado do feixe de tubos é dada pela expressão a seguir

$$A_s = \frac{D_s}{P_T} C B \quad (172)$$

onde C é a folga entre os tubos adjacentes e B é o espaçamento entre as chicanas. A folga entre os tubos é calculada por

$$C = P_T - d_o \quad (173)$$

2.12.2.3. Cálculo do coeficiente de transferência de calor e da queda de pressão para o casco

Para determinar o coeficiente convectivo é necessário primeiramente encontrar o número de Reynolds. Para isso, é preciso conhecer a velocidade mássica do fluido do lado do casco, que é dada por

$$G_s = \frac{\dot{m}_s}{A_s} \quad (174)$$

sendo que \dot{m}_s representa a vazão mássica do fluido que escoar no lado casco do trocador.

Assim, tendo encontrado o valor de G_s , o número de Reynolds será calculado de acordo com a seguinte equação.

$$Re_s = G_s \frac{D_e}{\mu_s} \quad (175)$$

No método de Kern o coeficiente convectivo para o casco é calculado pela expressão a seguir

$$h_o = \frac{0,36k_s}{D_e} Re_s^{0,55} Pr_s^{1/3} \quad (176)$$

onde k_s é a condutividade térmica do fluido do lado do casco, e Pr_s o número de Prandtl para o casco. A equação acima é válida somente para o intervalo $2 \times 10^3 < Re_s < 1 \times 10^6$.

Para calcular a queda de pressão no casco do trocador será usada a seguinte equação

$$\Delta p_s = \frac{f_s G_s^2 (N_b + 1) D_s}{2 \rho_s D_e \varphi_s} \quad (177)$$

onde N_b é o número de chicanas e ρ_s é a densidade do fluido do lado do casco. Já o termo φ_s será calculado por

$$\varphi_s = \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (178)$$

sendo μ_b a viscosidade do fluido para a temperatura média e μ_w é a viscosidade para a temperatura da parede.

O fator de atrito f_s será dado por

$$f_s = \exp(0,576 - 0,19 \ln Re_s) \quad (179)$$

sendo a equação acima válida para o intervalo $400 < Re_s < 1 \times 10^6$.

2.12.2.4. Cálculo do coeficiente de transferência de calor e da queda de pressão para os tubos

Os cálculos para determinar o coeficiente convectivo e a queda de pressão para os tubos serão feitos da mesma maneira e utilizando as mesmas equações, que foram descritas no método de Bell-Delaware.

2.12.2.5. Avaliação dos resultados e comparação com os valores do dimensionamento aproximado

Por fim, com os valores dos coeficientes convectivos do casco e dos tubos será calculado o coeficiente global de transferência de calor U de acordo com a Eq. (3). Assim, com o novo valor para U recalcula-se a área de transferência de calor usando a Eq. (14).

Diante disso, se a diferença entre a área recalculada e a área estimada no início for pequena o dimensionamento estará finalizado. Caso contrário, os cálculos serão refeitos tomando como ponto de partida a área recalculada, realizando um processo iterativo da mesma maneira do método Bell-Delaware.

3. ALGORITMO

Um dos objetivos do presente trabalho é o desenvolvimento de um algoritmo para estimar e calcular parâmetros de trocadores de calor, que auxiliará nos processos de análise de eficiência, dimensionamento e seleção dos trocadores.

Juntamente com Prof. Dr. João Rodrigo Andrade, orientador desse trabalho, foi desenvolvido o algoritmo através do software MATLAB. A escolha do software em questão se deve à versatilidade do MATLAB para cálculos matemáticos, modelagens, análises numéricas, processamentos, desenvolvimento de algoritmos, etc. Além disso, é um software no qual o professor orientador possui boa expertise, fato que auxiliou no desenvolvimento do trabalho. De acordo com Gilat (2006) o MATLAB é muito utilizado nas faculdades e universidades, principalmente nas engenharias. Já na indústria o software é uma ferramenta de pesquisa, projeto e desenvolvimento.

O desenvolvimento do algoritmo foi feito através dos equacionamentos apresentados da Seção 2. Diante disso, é possível realizar cálculos para trocadores de calor bitubulares, trocadores de calor de placas corrugadas e trocadores de calor de casco e tubos, sendo que para esse último foi utilizado apenas o método de Kern no algoritmo.

3.1. Estrutura do algoritmo

O algoritmo foi denominado como TCALOR_CALC e constitui numa pasta mestre composta por três pastas e um arquivo, conforme abaixo

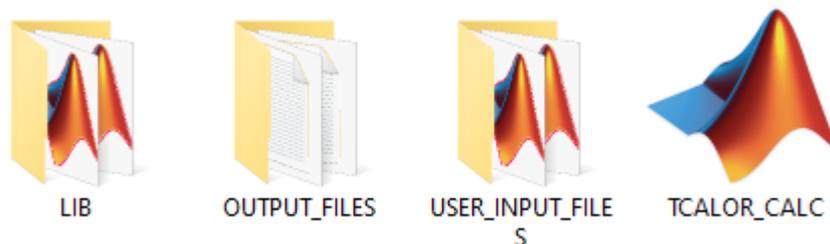


Figura 18 - Organização das pastas e arquivos do algoritmo.

A pasta LIB contém todos os arquivos de funções, rotinas e outros algoritmos que serão usados no arquivo principal. A tabela abaixo mostra todos os arquivos com suas respectivas funcionalidades

Tabela 10 - Arquivos da pasta LIB e suas funcionalidades.

Arquivo (.m)	Objetivo
calculate_area	Cálculo da área da troca de calor.
calculate_Darcy_friction_factor	Cálculo do fator de atrito do escoamento.
calculate_fouling_factor	Cálculo do fator de incrustação no escoamento.
calculate_heat_exchanger_volume	Cálculo do volume do trocador de calor.
calculate_length	Cálculo do comprimento do trocador de calor.
calculate_mass_flow	Cálculo da vazão mássica.
calculate_MLDT	Cálculo da média logarítmica das diferenças de temperatura com fator de correção.
calculate_NTU	Cálculo das propriedades do trocador de calor através do método NUT.
calculate_Nu	Cálculo do número de Nusselt e do coeficiente de convecção.
calculate_number_of_plates	Cálculo do número de placas para trocadores de calor do tipo placas corrugadas.
calculate_outlet_temperature	Estimar a temperatura de saída dos fluidos.
calculate_pressure_drop	Cálculo da perda de carga no escoamento.
calculate_q	Calcular o fluxo de calor trocado no trocador.
calculate_Re	Cálculo do número de Reynolds e da velocidade média do escoamento.
calculate_U	Cálculo do Coeficiente global de transferência de calor.
change_units	Verifica todas unidades dos parâmetros de entrada e as transforma em unidades do S.I.
check_convergence	Analisar se há necessidade de demais iterações.
create_log_file	Cria arquivo de saída com dados salvos.
delete_null_vars	Limpa a estrutura e remove as variáveis nulas.
display_variables	Exibe na tela as variáveis.
fluid_properties	Determinar as propriedades dos fluidos selecionados no problema.
fluid_properties_engine_oil_properties	Calcula as propriedades para óleo genérico.
fluid_properties_refrigerante_R134a	Calcula as propriedades para fluido refrigerante R134a.
fluid_properties_water_properties_XSteam	Calcula as propriedades para água.
heat_exchanger_dimensions	Calcula parâmetros geométricos dos trocadores.
initial_parameters	Define parâmetros de entrada ao código.
num	Retorna o valor como double sem unidade a partir de uma variável com unidades.
remove_null_variables	Limpa a estrutura e remove as variáveis nulas.
text_to_display	Define os textos e a variável a serem exibidos durante a execução do algoritmo.

Essa fragmentação do código em funções e rotinas, tem por finalidade facilitar eventuais manutenções e melhorias no algoritmo.

A pasta `USER_INPUT_FILES` será o local dos arquivos com os dados de entrada para o algoritmo, ou seja, todas as informações fornecidas pelo usuário. Os arquivos de entrada seguirão o padrão de nomenclatura a seguir: `USER_DATA_”descrição dada pelo usuário”`, um exemplo seria: `USER_DATA_TC_BITUBULAR`.

Dentro da pasta `USER_INPUT_FILES` há um arquivo com o nome de `USER_DATA_ALL_VARS`, que é uma instrução com todas as variáveis que podem ser introduzidas pelo usuário, além de ser um exemplo para a formatação e criação de novos arquivos de entrada.

```

=====
% Dados de entrada
=====
% Objetivo: Leitura dos dados de entrada do usuario
=====
%
-----
%% Dados do trocador
%
TC.type           = 'casco_tubo';           % Tipo do trocador de calor. Disponível: bitubular, cc
TC.flowDirection = 'contra_correntes';     % Sentido das correntes do trocador de calor. Disponiv
TC.conservState  = 'novo';                 % Estado de conservacao do trocador de calor. Disponiv
TC.material      = 'aco';                  % Material de construcao do trocador de calor. Disponi
TC.U             = 100 * (u.W/ (u.m^2*u.K)); % Coeficiente global de transferência de calor [W/(m2*
TC.Uc           = 100 * (u.W/ (u.m^2*u.K)); % Coeficiente global de transferência de calor limpo [
TC.t            = 1e-3 * (u.m);            % Espessura da parede do tubo interno [m]
TC.q            = 2131 * (u.W);            % Calor trocado entre os dois fluidos [W]
TC.L            = 10 * (u.m);              % Comprimento do trocador de calor [m]
TC.F            = 1;                       % Fator de correção para o método LMTD
TC.k            = 70 * (u.W/ (u.m*u.K));   % Condutividade térmica do material [W/(m*K)]

```

Figura 19 - Formatação dos arquivos de entrada para o algoritmo.

A Figura 19 apresenta a formatação usada para os arquivos de entrada. Cada linha possui, respectivamente, o nome da variável, o valor da variável, a unidade e uma breve descrição explicativa da variável. É possível notar a necessidade de informar a unidade de cada variável, ressaltando que poderá ser usada qualquer unidade desde que seja compatível com a variável, o próprio algoritmo fará as conversões das unidades para o Sistema Internacional (S.I.).

As figuras a seguir apresentam outras partes do arquivo de entrada, nas quais é possível observar as variáveis específicas para cada tipo de trocador (Figura 20) e variáveis referentes aos fluidos (Figura 21).

```

% Tipo 'bitubular'
TC.di          = 0.025   *(u.m);           % Diâmetro do tubo interno [m]
TC.Di          = 0.045   *(u.m);           % Diâmetro interno do tubo externo [m]

% Tipo 'compacto' - 1 passe
TC.ChannelHeight = 218e-5 *(u.m);           % Distância entre placas para trocador de calor de pl
TC.plateWidth    = 0.131 *(u.m);           % Largura das placas do trocador de calor [m]
TC.numberOfPlates = 60;                     % Número de placas internas
TC.grooves       = true;                     % Placas com ranhuras Chevron? 'true' ou 'false'
TC.groovesAngle  = 45    *(u.deg);          % ângulo das ranhuras Chevron [°]
TC.Dp            = 10    *(u.m);           % Diâmetro do orifício do furo das placas [m]
TC.enlargementFactor = 1.15;                % fator de alargamento. Gut (2003) ainda destaca que

% Tipo casco e tubo
TC.di          = 0.025 *(u.m);           % Diâmetro do tubo interno [m]
TC.Di          = 0.045 *(u.m);           % Diâmetro interno do tubo externo [m]
TC.NpShell     = 1;                       % Número de passes no casco
TC.NpTubes     = 3;                       % Número de passes no tubo
TC.NT          = 10;                      % Número de tubos
TC.Pitch       = 1 *u.in;                 % Espaçamento entre os eixos dos tubos do trocador de
TC.PR          = 1.23;                    % Razão entre Pitch e diâmetro externo dos tubos
TC.NB          = 7;                       % Número de chicanas
TC.B           = 20 *u.m;                 % Número de chicanas
TC.baffleCut   = 0.25;                   % Porcentagem do tamanho do corte da chicana
TC.tubeLayout  = 'triangular';           % Layout dos tubos: 'triangular' ou 'quadrado'

```

Figura 20 - Variáveis do arquivo de entrada específicas para os tipos de trocadores de calor.

```

%-----
%% Dados do fluido 1
clear FLUID;
%-----
FLUID.fluid      = 'agua';                 % Nome do fluido. Disponível: agua, oleo_mo
FLUID.whereFluidIs= 'interno';            % Fluido interno ou fluido externo. Disponi
FLUID.m          = 0.2   *(u.kg/u.s);      % Vazão [kg/s]
FLUID.Tinlet     = 30    *(u.Celsius);     % Temperatura de entrada [°C]
FLUID.Toutlet    = 30    *(u.Celsius);     % Temperatura de saída [°C]
FLUID.P          = 1     *(u.bar);         % Pressao media do escoamento [bar]
FLUID.h         = 1     *(u.W/(u.m^2*u.Celsius)); % Coeficiente convectivo [W/(m2*oC)]
FLUID.P         = 1     *(u.bar);         % Pressao media do escoamento [bar]
FLUID.Cp        = 1000  *(u.J/(u.kg*u.Celsius)); % Calor específico do fluido [J/kg*K]
FLUID.rho       = 1000  *(u.kg/u.m^3);    % Massa específica do fluido [kg/m3]
FLUID.mu        = 1e-5  *(u.N*u.s/u.m^2); % Viscosidade dinâmica do fluido [kg/(m*s)]
FLUID.k         = 1e-3  *(u.W/(u.m*u.Celsius)); % Condutividade térmica do fluido [W/(m*oC)]
FLUID.Pr        = 4.5;   % Número de Prandtl do fluido
FLUID.Rf        = 5.64e-4 *(u.m^2*u.K/u.W); % Fator de deposição do escoamento [m2*K/W]
%-----
FLUID_1 = FLUID;
%-----

```

Figura 21 - Variáveis do arquivo de entrada referente aos fluidos de trabalho.

A terceira pasta denominada de OUTPUT_FILES será o local onde os arquivos de saída, serão armazenados. Os arquivos de saída são documentos de texto (.txt) que apresentam os textos mostrados na janela de comando do MATLAB. Em resumo, serão apresentados os dados de entrada, os dados de saída calculdos, o número de iterações e eventuais mensagens de alertas ou de erros.

Os arquivos gerados pelo algoritmo também possuem uma nomenclatura padrão, seguindo a seguinte forma: output_file_”nome do arquivo de entrada”. Exemplo de arquivo: output_file_USER_DATA_TC_BITUBULAR.

Por último o arquivo principal com o nome de TCALOR_CALC, que é o arquivo que contém toda a lógica e sintaxe para executar as funções da pasta LIB, e conseqüentemente a partir dos dados de entrada gerar os resultados pretendidos pelo usuário.

3.2. Uso do algoritmo

O uso do algoritmo é bem simples, sendo que o trabalho principal é montar e formatar o arquivo de entrada, como foi apresentado na Seção anterior. Tendo feito o arquivo de entrada basta abrir o arquivo principal e fornecer o nome do arquivo de entrada no local apropriado, como mostrado na figura abaixo.

```
clear; % Limpar variáveis
=====
%% Código para dimensionamento de trocadores de calor
=====
% Objetivo: Estimar parâmetros de trocadores de calor
%
% Contents.
%   FLUID_1 e FLUID_2: Estrutura com dados dos fluidos
%   INPUT: Estrutura com parâmetros de entrada do usuário
%   TC: Estrutura com dados do trocador de calor
=====
%*****
%*****
%**
%**          DADOS DE ENTRADA          **
%**          Nome do arquivo de entrada do usuário          **
%**
%** userFileName = 'USER_DATA_TC_BITUBULAR'; %<----- Insira aqui! **
%**
%*****
%*****
```

Figura 22 - Local para inserir nome do arquivo de entrada.

Após ter inserido o nome do arquivo de entrada, basta executar o algoritmo e abrir o arquivo de saída na pasta OUTPUT_FILES e verificar os resultados.

4. VALIDAÇÃO DO ALGORITMO

Com o objetivo de verificar se os resultados obtidos através do algoritmo são válidos para aplicações práticas de engenharia, foram feitas três análises de trocadores de calor, sendo uma análise para cada tipo de trocador de calor disponível no algoritmo, ou seja, trocador bitubular, de placas corrugadas e casco e tubos.

A seguir serão apresentados os resultados, juntamente, com a análise e comparação com as referências usadas para os cálculos.

4.1. Trocador de calor bitubular

Os resultados para o trocador de calor bitubular foram obtidos tendo como referência o trabalho de Santos (2017), onde ele faz a avaliação de um trocador de calor usado para aquecer dejetos suínos, verificando se o trocador atende as necessidades de operação, bem como a eficiência do equipamento.

Os parâmetros de entrada retirados do trabalho, foram organizados no arquivo USER_DATA_TC_BITUBULAR, apresentado no ANEXO A. Como pode ser observado nas tabelas a seguir, as informações usadas foram: o tipo de trocador de calor, os sentidos de escoamento dos fluidos, diâmetros internos dos dois tubos, tipos de fluidos, localização de cada fluido, vazões mássicas e temperaturas.

Tabela 11 - Dados de entrada do trocador de calor bitubular (dados do trocador).

Dados de entrada: Trocador bitubular		
Dados do trocador de calor		
Descrição	Valor	Unidade
Tipo de trocador de calor	'bitubular'	-
Direção dos escoamentos	'contra_correntes'	-
Diâmetro do tubo interno	0,150	m
Diâmetro interno do tubo externo	0,170	m

Tabela 12 - Dados de entrada do trocador de calor bitubular (dados do fluido 1).

Dados de entrada: Trocador bitubular		
Dados do fluido 1		
Descrição	Valor	Unidade
Nome do fluido	'agua'	-
Localização do fluido	'externo'	-
Vazão mássica do fluido	0,18	kg/s
Temperatura na entrada	49	Celsius
Temperatura na saída	43	Celsius

Tabela 13 - Dados de entrada do trocador de calor bitubular (dados do fluido 2).

Dados de entrada: Trocador bitubular		
Dados do fluido 2		
Descrição	Valor	Unidade
Nome do fluido	'agua'	-
Localização do fluido	'interno'	-
Vazão mássica do fluido	0,5	kg/s
Temperatura na entrada	22	Celsius
Temperatura na saída	25	Celsius

Após ter sido executado o algoritmo com os dados fornecidos no arquivo USER_DATA_TC_BITUBULAR, o arquivo de saída com os resultados é gerado, possuindo o nome padrão de output_file_USER_DATA_TC_BITUBULAR, que é apresentados no ANEXO A. Esses resultados são mostrados nas tabelas a seguir.

Tabela 14 - Resultados do trocador de calor bitubular (dados do trocador).

Resultados: Trocador bitubular		
Dados do trocador de calor		
Descrição	Valor	Unidade
Tipo de trocador de calor	bitubular	-
Direção dos escoamentos	contra_correntes	-
Diâmetro interno do tubo interno	0,150	m
Diâmetro interno do tubo externo	0,170	m
Espessura dos tubos	0	m
Material dos tubos	none	-
Estado de conservação	novo	-
Diâmetro externo do tubo interno	0,150	m
Potência trocada entre os fluidos	4513,1939	W
Média log. das dif. de temp	22,4666	K
Fator de correção da LMTD	1	-
Potência máx. do trocador de calor	20309,3727	W
Efetividade do trocador de calor	0,2222	-
Número de unidades de transferência	0,2671	-
Capacitância térmica mín	752,1990	W/K
Capacitância térmica máx	2091,3244	W/K
Coef. global de tranf. de calor	81,7333	W/(m ² .K)
Área de troca de calor entre os fluidos	2,4578	m ²
Comprimento do trocador	5,2156	m
Volume total do troc. de calor	0,1184	m ³

Tabela 15 - Resultados do trocador de calor bitubular (dados do fluido 1).

Resultados: Trocador bitubular		
Dados do fluido 1		
Descrição	Valor	Unidade
Nome do fluido	agua	-
Localização do fluido	externo	-
Vazão mássica do fluido	0,18	kg/s
Temperatura na entrada	49	Celsius
Temperatura na saída	43	Celsius
Pressão na entrada	-	bar
Temperatura de referência	Fluido quente	-
Diâmetro hidráulico	0,02	m
Área transversal de passagem do fluido	0,0050	m ²
Perímetro da região de escoamento	1,0053	m
Temperatura para cálculo das propriedades	46	Celsius
Calor específico	4178,8833	J/(kg.K)
Massa específica	989,8012	kg/m ³
Viscosidade dinâmica	5,8566E-04	N.s/m ²
Condutividade térmica	0,6359	W/(m.K)
Número de Prandtl	3,8484	-
Potência térmica recebida	4513,1939	W
Número de Reynolds	1222,8927	-
Velocidade média do escoamento	0,0362	m/s
Número de Nusselt	5,0671	-
Coefficiente de convecção térmica	161,1186	W/(m ² .K)
Fator de deposição	0	-
Fator de atrito	0,0523	-
Perda de carga	35,3635	Pa

Tabela 16 - Resultados do trocador de calor bitubular (dados do fluido 2).

Resultados: Trocador bitubular		
Dados do fluido 2		
Descrição	Valor	Unidade
Nome do fluido	agua	-
Localização do fluido	interno	-
Vazão mássica do fluido	0,5	kg/s
Temperatura na entrada	22	Celsius
Temperatura na saída	25	Celsius
Pressão na entrada	-	bar
Temperatura de referência	Fluido frio	-
Diâmetro hidráulico	0,15	m
Área transversal de passagem do fluido	0,0177	m ²
Temperatura para cálculo das propriedades	23,5	Celsius
Calor específico	4182,6488	J/(kg.K)
Massa específica	997,4209	kg/m ³
Viscosidade dinâmica	9,2135E-04	N.s/m ²
Condutividade térmica	0,6052	W/(m.K)
Número de Prandtl	6,3679	-
Potência térmica recebida	4513,1939	W
Número de Reynolds	4606,4466	-
Velocidade média do escoamento	0,0284	m/s
Número de Nusselt	41,1169	-
Coefficiente de convecção térmica	165,8840	W/(m ² .K)
Fator de deposição	0	-
Fator de atrito	0,0099	-
Perda de carga	0,5529	Pa

Santos (2017) realiza cálculos teóricos para analisar um trocador de calor existente, o trocador em operação possui um comprimento total de 6 m, e as temperaturas de entrada e saída de ambos os fluidos foram medidas durante dois dias inteiros.

Nos cálculos teóricos Santos (2017) utiliza temperaturas de projeto, diferentes das medidas, com isso os resultados cálculos foram apresentado de acordo com a figura a seguir.

Cálculos			
q	→	4514,4	W
$T_{f, sai}$	→	23,15948	°C
ΔT_{ln}	→	19,8584	°C
<p>ESCOAMENTO INTERNO → ← ESCOAMENTO ANULAR</p>			
Escoamento Interno		Escoamento Anular	
Re_D	→	4427,8	
Nu_D	→	40,46	
h_i	→	163,46	
Re_D	→	1502,2	
Nu_D	→	5,63	Valor Tabelado
D_h	→	0,02	
h_e	→	180,16	
U	→	85,7	W/(m².k)
L	→	5,6	m

Figura 23 - Resultados de referência para trocador de calor bitubular. (SANTOS, 2017)

As temperaturas usadas no algoritmo correspondem à média das temperaturas que foram medidas por Santos (2017), isso já implica algumas pequenas diferenças nos resultados. Com as temperaturas ligeiramente diferentes, as propriedades dos fluidos também possuem diferenças.

Diante disso, o primeiro dado para comparação é a taxa de transferência de energia térmica q , o algoritmo fornece $q = 4513,29 \text{ W}$ enquanto que no trabalho o autor encontra $q = 4514,4 \text{ W}$, sendo assim valores muito próximos.

Santos (2017) calcula a temperatura de saída do fluido interno que, encontrando o valor de $23,16 \text{ °C}$ que é um valor diferente dos 25 °C medidos no equipamento existente. Por consequência houve divergência na média logarítmica das diferenças de temperatura, no algoritmo o resultado foi de $\Delta T_{lm} = 22,47 \text{ °C}$ e o trabalho de referência $\Delta T_{lm} = 23,16 \text{ °C}$.

A tabela a seguir apresenta os resultados referentes aos escoamentos interno e externos.

Tabela 17 - Comparação dos resultados para o trocador de calor bitubular.

Variável	Algoritmo	Referência
Escoamento interno		
<i>Re</i>	4606,45	4427,80
<i>Nu</i>	41,12	40,46
<i>h</i>	165,88	163,46
Escoamento anular		
<i>Re</i>	1222,89	1502,20
<i>Nu</i>	5,08	5,63
<i>h</i>	161,12	180,16

Outra variável calculada tanto pelo algoritmo quanto pelo autor do trabalho de referência, foi o coeficiente global de transferência de calor, no algoritmo foi encontrado $U = 81,73 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ e no trabalho $U = 85,70 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$.

Por último foi encontrado o comprimento total do trocador, onde no algoritmo o comprimento foi de $L = 5,2 \text{ m}$. Santos (2017) encontrou nos cálculos teóricos $L = 5,6 \text{ m}$, sendo que o trocador existente possui $L = 6,0 \text{ m}$.

Analisando e comprando os resultados do algoritmo com os resultados do cálculo teórico de Santos (2017), os resultados foram bem similares, com as diferenças sendo justificadas, principalmente, pelas temperaturas dos fluidos usadas para os cálculos. Já a diferença para o trocador existente Santos (2017) justifica através da composição dos dejetos, que possui elementos sólidos e pastosos junto à água. Sendo assim, o escoamento do dejetos apresenta turbulências apesar do valor de Reynolds indicar o oposto. Outro ponto é que as propriedades do dejetos não serão as mesmas da água, ou seja, o dejetos não é composto por 100% de água.

4.2. Trocador de calor de placas corrugadas

Para o trocador de calor de placas corrugadas foi utilizado como referência de comparação e validação de resultados, o trabalho de Moreira (2015). Nesse trabalho o autor avalia um trocador de calor de placas usado para aquecer um fluido desengraante de um sistema de pintura e-coat.

Moreira (2015) analisa duas situações, a primeira é a situação em que o equipamento está funcionando, onde a temperatura de saída do desengraxante é de 55 °C. A segunda situação analisada é a condição em que foi projetado o trocador de calor, na qual a temperatura de saída do fluido desengraxante seria de 60 °C. Para validar o resultado do algoritmo, foi feita a comparação apenas para a primeira situação.

O arquivo usado no algoritmo, em que foi organizado os parâmetros de entrada, recebeu o nome de USER_DATA_TC_PLACAS_1, mostrado no ANEXO B. De acordo com as tabelas a seguir, foram inseridas as seguintes informações: tipo de trocador de calor, sentido de escoamento dos fluidos, espessura da parede do trocador, comprimento do trocador, área de troca de calor, distância entre as placas (altura do canal), largura da placa, existência de ranhuras da placa, arranjo dos escoamentos entre as placas, tipos de fluidos, vazão mássica do fluido desengraxante e, por fim, temperaturas de entrada e saída de ambos fluidos.

Moreira (2015) mediu as temperaturas dos fluidos com o equipamento em funcionamento, com isso as temperaturas usadas para os cálculos foram as médias dos valores medidos. Já a vazão do fluido desengraxante foi encontrada através da curva característica da bomba e pelos dados de pressão e temperatura.

Tabela 18 - Dados de entrada do trocador de calor de placas corrugadas (dados do trocador).

Dados de entrada: Trocador de placas corrugadas		
Dados do trocador de calor		
Descrição	Valor	Unidade
Tipo de trocador de calor	'compacto'	-
Direção dos escoamentos	'contra_correntes'	-
Espessura do trocador	0,0007	m
Comprimento do trocador	0,9398	m
Área de troca de calor entre os fluidos	13,26	m ²
Distância entre placas	0,0027638	m
Largura das placas	0,385	m
Placas com ranhuras Chevron	true	-
Arranjo do trocador compacto	'arranjo_paralelo'	-

Tabela 19 - Dados de entrada do trocador de calor de placas corrugadas (dados do fluido 1).

Dados de entrada: Trocador de placas corrugadas		
Dados do fluido 1		
Descrição	Valor	Unidade
Nome do fluido	'agua'	-
Localização do fluido	'interno'	-
Vazão mássica do fluido	44,44	kg/s
Temperatura na entrada	50,6	Celsius
Temperatura na saída	54,1	Celsius

Tabela 20 - Dados de entrada do trocador de calor de placas corrugadas (dados do fluido 2).

Dados de entrada: Trocador de placas corrugadas		
Dados do fluido 2		
Descrição	Valor	Unidade
Nome do fluido	'agua'	-
Localização do fluido	'externo'	-
Temperatura na entrada	88,8	Celsius
Temperatura na saída	58,9	Celsius

Tendo inserido, no algoritmo, o nome do arquivo de entrada, após executar o código foi obtido o arquivo `output_file_USER_DATA_TC_PLACAS_1` com os resultados, o qual é apresentado no ANEXO B. As tabelas a seguir mostram os resultados obtidos.

Tabela 21 - Resultados do trocador de calor de placas corrugadas (dados do trocador).

Resultados: Trocador de placas corrugadas		
Dados do trocador de calor		
Descrição	Valor	Unidade
Tipo de trocador de calor	compacto	-
Direção dos escoamentos	contra_correntes	-
Espessura do trocador	0,0007	m
Comprimento do trocador	0,9398	m
Área de troca de calor entre os fluidos	13,26	m ²
Distância entre placas	0,0027638	m
Largura das placas	0,385	m
Placas com ranhuras Chevron	true	-
Arranjo do trocador compacto	'arranjo_paralelo'	-
Material dos tubos	none	-
Estado de conservação	novo	-
Fator de alargamento	1	-
Diâmetro do orifício do furo das placas	0	-
Potência trocada entre os fluidos	650175,4634	W
Média log. das dif. de temp	18,4553	K
Fator de correção da LMTD	1	-
Potência máx. do trocador de calor	830658,9532	W
Efetividade do trocador de calor	0,7827	-
Capacitância térmica mín	21744,9988	W/K
Capacitância térmica máx	185764,4181	W/K
Coef. global de tranf. de calor	2656,8448	W/(m ² .K)
Número de placas internas	37	-
Volume total do troc. de calor	0,0454	m ³

Tabela 22 - Resultados do trocador de calor de placas corrugadas (dados do fluido 1).

Resultados: Trocador de placas corrugadas		
Dados do fluido 1		
Descrição	Valor	Unidade
Nome do fluido	agua	-
Localização do fluido	interno	-
Vazão mássica do fluido	44,44	kg/s
Temperatura na entrada	50,6	Celsius
Temperatura na saída	54,1	Celsius
Pressão na entrada	-	bar
Temperatura de referência	Fluido frio	-
Temperatura para cálculo das propriedades	52,35	Celsius
Calor específico	4180,1174	J/(kg.K)
Massa específica	986,9668	kg/m ³
Viscosidade dinâmica	5,2598E-04	N.s/m ²
Condutividade térmica	0,6431	W/(m.K)
Número de Prandtl	3,4190	-
Potência térmica recebida	650175,4634	W
Fator de deposição	0	-
Número de canais do escoamento	19	-
Diâmetro hidráulico	0,0055	m
Área transversal de passagem do fluido em um canal	0,0011	m ²
Número de Reynolds	22935,6416	-
Velocidade média do escoamento	2,2272	m/s
Número de Nusselt	102,4019	-
Coefficiente de convecção térmica	11998,6828	W/(m ² .K)

Tabela 23 - Resultados do trocador de calor de placas corrugadas (dados do fluido 2).

Resultados: Trocador de placas corrugadas		
Dados do fluido 2		
Descrição	Valor	Unidade
Nome do fluido	agua	-
Localização do fluido	externo	-
Temperatura na entrada	88,8	Celsius
Temperatura na saída	58,9	Celsius
Pressão na entrada	-	bar
Temperatura de referência	Fluido quente	-
Temperatura para cálculo das propriedades	73,85	Celsius
Calor específico	4190,7084	J/(kg.K)
Massa específica	975,5401	kg/m ³
Viscosidade dinâmica	3,8350E-04	N.s/m ²
Condutividade térmica	0,6626	W/(m.K)
Número de Prandtl	2,4255	-
Potência térmica recebida	650175,4634	W
Vazão mássica do fluido	5,1889	kg/s
Fator de deposição	0	-
Número de canais do escoamento	19	-
Diâmetro hidráulico	0,0055	m
Área transversal de passagem do fluido em um canal	0,0011	m ²
Número de Reynolds	3672,9301	-
Velocidade média do escoamento	0,2631	m/s
Número de Nusselt	21,3391	-
Coefficiente de convecção térmica	2576,3602	W/(m ² .K)

Moreira (2015) avalia se o trocador está atendendo a demanda do processo, bem como sua eficiência de funcionamento. Uma consideração que o autor faz para os cálculos é considerar as propriedades do desengraxante iguais às da água, essa consideração justifica-se pelo fato do fluido ser composto de 96% de água.

A primeira variável de comparação é taxa de transferência de energia térmica q , o resultado do algoritmo foi de $q = 650,2 \text{ kW}$, já o valor encontrado o trabalho de referência foi de $q = 635,5 \text{ kW}$. A diferença entre os valores se dá principalmente pelos dados de propriedades e também pela maneira em que foi calculado. O algoritmo calcula q usando as Eqs. (4) e (5), ou seja, usa o calor específico do fluido e a diferença de temperatura. Na referência

Moreira (2015) calcula através da diferença das entalpias. Logo surge a diferença nos valores encontrados, apesar de serem valores próximos.

A vazão mássica para água também foi calculada, no algoritmo encontrou-se $\dot{m} = 5,2 \text{ kg/s}$, enquanto que Moreira (2015) encontrou $\dot{m} = 5,1 \text{ kg/s}$. A diferença foi pequena e justifica-se, pois o cálculo da vazão dependerá do valor de q .

Na sequência dos cálculos de Moreira (2015) foi determinada a média logarítmica das diferenças de temperatura, o valor encontrado foi $\Delta T_{lm} = 18,4 \text{ }^\circ\text{C}$, que coincidiu com o encontrado no algoritmo. O valor de ΔT_{lm} é usado para calcular o coeficiente global de transferência de calor U , no algoritmo o valor encontrado foi $U = 2656,8 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ e no trabalho de referência o valor encontrado foi $U = 2604,7 \text{ W/(m}^2\text{K)}$.

Uma variável importante para Moreira (2015) é a efetividade ε que ele usou para avaliar a eficiência do trocador de calor em questão. O resultado do algoritmo para a efetividade foi $\varepsilon = 0,78$, o mesmo valor encontrado pelo autor. Na análise de trocadores de calor quando se utiliza a efetividade é necessário calcular também o valor de NUT , o valor do algoritmo também coincidiu com o valor de Moreira (2015) que encontrou $NUT = 1,62$.

De maneira geral os resultados encontrados no algoritmo foram compatíveis com os resultados do trabalho usado como referência, houve pequenas diferenças devido às propriedades usadas e também pela diferença de equações usadas como já foi mencionado.

Entretanto, há uma variável calculada no algoritmo que merece atenção, que é o número de placas internas, foi encontrado 37 placas internas, que resultam em 39 placas totais. Moreira (2015) não calcula o número de placas, somente informa a quantidade de placas instaladas no trocador existente, que são 51 placas. Essa divergência se explica pelo fato que no algoritmo foi inserido o comprimento da placa como $L = 0,9393 \text{ m}$, como informado na referência, porém nos cálculos de trocadores de placas devem ser desconsiderados do comprimento do trocador o diâmetro dos orifícios de entrada conforme mostra a Figura 10. O valor inserido não desconsiderou esses orifícios, enquanto que a área de troca térmica informada por Moreira (2015) desconsidera os orifícios, dessa maneira ao usar a área correta com o comprimento que não é o comprimento de troca térmica ocorre a diferença no número de placas.

4.3. Trocador de calor de casco e tubos

Para validação dos resultados gerados pelo algoritmo para trocadores de calor de casco e tubos, foi selecionado o trabalho de Felício (2012). O autor em questão faz em seu trabalho o dimensionamento de trocadores de calor que serão usados na refrigeração da água do molde de uma linha de processo de lingotamento contínuo.

Felício (2012) dimensiona quatro tipos de trocadores de calor e faz as comparações avaliando qual será o melhor para a aplicação. O autor dimensiona um trocador de calor de casco e tubos com escoamento contracorrentes, um trocador de casco e tubos com escoamento paralelo, um trocador de placas com escoamento contracorrentes e por último um trocador de placas com escoamento paralelo.

Na validação do algoritmo foi usado o trocador de calor de casco e tubos com escoamento contracorrentes. Como foi descrito na Seção 2.12, o dimensionamento de trocadores de casco e tubos é feito através de etapas e, normalmente, exige um processo iterativo. Felício (2012) apresenta a primeira etapa do dimensionamento, na qual é feita uma estimativa preliminar do coeficiente global de transferência de calor. Além disso, o autor também apresenta a etapa onde é feita a seleção do trocador de calor que atenderá aos resultados da primeira etapa.

Diante disso, foram feitos os cálculos das duas etapas no algoritmo. Ou seja, foram construídos dois arquivos de entrada, e foram obtidos dois arquivos de saída com os resultados para comparação com a referência.

Os dados de entrada para os cálculos da primeira etapa do dimensionamento foram organizados no arquivo `USER_DATA_TC_CASCO_TUBOS_ESTIMATIVA`, apresentado no ANEXO C. De acordo com o mostrado nas tabelas abaixo, foram inseridos os seguintes dados de entrada: tipo de trocador de calor; sentido dos escoamentos; espessura da parede dos tubos; comprimento do trocador; fator de correção para a MLDT; diâmetro interno dos tubos; número de passes nos tubos; passo dos tubos (pitch); layout dos tubos; tipos de fluidos de trabalho; localização de cada fluido; vazão mássica do fluido 1 (fluido quente); temperaturas de entrada e saída de ambos os fluidos. Foram inseridas também as seguintes propriedades para ambos os fluidos: calor específico, massa específica, viscosidade dinâmica, condutividade térmica e número de Prandtl.

Tabela 24 - Dados de entrada do trocador de calor de casco e tubos estimativa (dados do trocador).

Dados de entrada: Trocador casco e tubos (estimativa)		
Dados do trocador de calor		
Descrição	Valor	Unidade
Tipo de trocador de calor	'casco_tubo'	-
Direção dos escoamentos	'contra_correntes'	-
Coef. global de tranf. de calor	1500,00	W/(m ² .K)
Espessura	0,095	in
Comprimento do trocador	5	m
Fator de correção para o método MLDT	0,9	-
Diâmetro do tubo interno	0,56	in
Número de passes no tubo	1	-
Espaçamento entre os eixos dos tubos (pitch)	1	in
Layout dos tubos	'triangular'	-

Tabela 25 - Dados de entrada do trocador de calor de casco e tubos estimativa (dados do fluido 1).

Dados de entrada: Trocador casco e tubos (estimativa)		
Dados do fluido 1		
Descrição	Valor	Unidade
Nome do fluido	'agua'	-
Localização do fluido	'externo'	-
Vazão mássica do fluido	183,52	kg/s
Temperatura na entrada	45	Celsius
Temperatura na saída	35	Celsius
Calor específico	4178	J/(kg.K)
Massa específica	992	kg/m ³
Viscosidade dinâmica	6,570E-04	N.s/m ²
Condutividade térmica	0,6316	W/(m.K)
Número de Prandtl	4,3440	-

Tabela 26 - Dados de entrada do trocador de calor de casco e tubos estimativa (dados do fluido 2).

Dados de entrada: Trocador casco e tubos (estimativa)		
Dados do fluido 2		
Descrição	Valor	Unidade
Nome do fluido	'agua'	-
Localização do fluido	'interno'	-
Temperatura na entrada	30	Celsius
Temperatura na saída	34	Celsius
Calor específico	4178	J/(kg.K)
Massa específica	995	kg/m ³
Viscosidade dinâmica	7,690E-04	N.s/m ²
Condutividade térmica	0,62	W/(m.K)
Número de Prandtl	5,20	-

Tendo executado o algoritmo com o arquivo de entrada da primeira etapa descrito acima, foi gerado o arquivo output_file_USER_DATA_TC_CASCO_TUBOS_ESTIMATIVA com os resultados, que são apresentados nas tabelas abaixo.

Tabela 27 - Resultados do trocador de calor de casco e tubos estimativa (dados do trocador).

Resultados: Trocador casco e tubos (estimativa)		
Dados do trocador de calor		
Descrição	Valor	Unidade
Tipo de trocador de calor	casco_tubo	-
Direção dos escoamentos	contra_correntes	-
Coef. global de transf. de calor	1666,7961	W/(m ² .K)
Espessura dos tubos	0,0024	m
Comprimento do trocador	5	m
Fator de correção para o método MLDT	0,9	-
Diâmetro interno do tubo interno	0,0142	m
Número de passes no tubo	1	-
Espaçamento entre os eixos dos tubos (pitch)	0,0254	m
Layout dos tubos	triangular	-
Material dos tubos	none	-

Estado de conservação	novo	-
Diâmetro externo do tubo interno	0,0191	m
Potência trocada entre os fluidos	7667465,6	W
Média log. das dif. de temp	6,8488	K
Potência máx. do trocador de calor	11501198,4	W
Efetividade do trocador de calor	0,6667	-
Capacitância térmica mín	766746,56	W/K
Capacitância térmica máx	1916866,40	W/K
Área de troca de calor entre os fluidos	746,2963	m ²
Número de tubos	2494	-
Número de unidades de transferência	1,6223	-

Tabela 28 - Resultados do trocador de calor de casco e tubos estimativa (dados do fluido 1).

Resultados: Trocador casco e tubos (estimativa)

Dados do fluido 1

Descrição	Valor	Unidade
Nome do fluido	agua	-
Localização do fluido	externo	-
Vazão mássica do fluido	183,52	kg/s
Temperatura na entrada	45	Celsius
Temperatura na saída	35	Celsius
Calor específico	4178	J/(kg.K)
Massa específica	992	kg/m ³
Viscosidade dinâmica	6,570E-04	N.s/m ²
Condutividade térmica	0,6316	W/(m.K)
Número de Prandtl	4,3440	-
Pressão na entrada	-	bar
Temperatura de referência	Fluido quente	-
Temperatura para cálculo das propriedades	40	Celsius
Potência trocada entre os fluidos	7667465,6	W
Fator de deposição	0	-

Tabela 29 - Resultados do trocador de calor de casco e tubos estimativa (dados do fluido 2).

Resultados: Trocador casco e tubos (estimativa)		
Dados do fluido 2		
Descrição	Valor	Unidade
Nome do fluido	agua	-
Localização do fluido	interno	-
Temperatura na entrada	30	Celsius
Temperatura na saída	34	Celsius
Calor específico	4178	J/(kg.K)
Massa específica	995	kg/m ³
Viscosidade dinâmica	7,690E-04	N.s/m ²
Condutividade térmica	0,62	W/(m.K)
Número de Prandtl	5,20	-
Pressão na entrada	-	bar
Temperatura de referência	Fluido frio	-
Diâmetro hidráulico	0,0142	m
Área transversal de passagem do fluido	1,589E-04	m ²
Temperatura para cálculo das propriedades	32	Celsius
Potência trocada entre os fluidos	7667465,6	W
Vazão mássica do fluido	458,8	kg/s
Fator de deposição	0	-
Número de Reynolds	21413,5660	-
Velocidade média do escoamento	1,1635	m/s
Número de Nusselt	139,7208	-
Coefficiente de convecção térmica	6090,1931	W/(m ² .K)
Fator de atrito	0,0064	-
Perda de carga	8778,5855	Pa

É possível observar no arquivo de saída (ANEXO C) que é apresentado uma mensagem de atenção informando que a área calculada pelo método da efetividade-NUT difere da área calculado no método MLDT. Por padrão o algoritmo sempre adota a área de maior valor, para fins de dimensionamento. No caso dos dados acima foi adotada a área do método efetividade-NUT.

A taxa de transferência de calor calculada no algoritmo resultou em $q = 7667465,6 W$, o mesmo valor encontrado no trabalho de referência. Com o valor de q , encontra-se a vazão mássica para o fluido 2, que também foi igual à da referência, com o valor de $\dot{m} = 458,8 kg/s$.

A média logarítmica das diferenças de temperaturas calculada pelo algoritmo foi de $\Delta T_{lm} = 6,85 \text{ }^\circ\text{C}$, enquanto que Felício (2012) encontrou $\Delta T_{lm} = 7,61 \text{ }^\circ\text{C}$. A diferença é explicada, pois o algoritmo apresenta o valor de ΔT_{lm} já multiplicado pelo fator de correção que no caso foi usado $F = 0,9$. Ao multiplicar por F o valor encontrado por Felício (2012), será encontrado o mesmo valor do algoritmo.

O principal objetivo da primeira etapa do dimensionamento proposto é estimar uma área de troca térmica, o algoritmo forneceu uma área $A = 746,30 \text{ m}^2$. Já no trabalho de referência o autor encontrou $A = 746,35 \text{ m}^2$. Diante disso, apesar de Felício (2012) ter usado o método da MLDT e o algoritmo ter usado a efetividade-NUT, os valores encontrados foram bem semelhantes.

A última variável importante para essa primeira etapa é o número de tubos, que é calculado através da área estimada. O algoritmo encontrou o mesmo valor do trabalho de referência, um total de 2494 tubos.

A segunda etapa do dimensionamento feito por Felício (2012) se inicia através da última variável calculada na etapa anterior, ou seja, o número de tubos descrito acima. Com o número de tubos estimado Felício (2012) consulta uma tabela anexa ao seu trabalho, a qual possui padrões para construção de trocadores de casco e tubos. Com isso o autor seleciona uma configuração adequada aos parâmetros estimados.

A configuração selecionada na tabela, fornece alguns novos parâmetros de entrada para os cálculos, tais como um novo número de tubos, e o diâmetro interno do casco do trocador de calor. Além dos dados retirados da tabela do anexo do trabalho de Felício (2012), foram inseridos como dado de entrada, a distância entre as chicanas, porcentagem de corte da chicana, e o fator de deposição de incrustações para os dois fluidos de trabalho. O restante dos parâmetros de entrada foi mantido, em relação aos usados na primeira etapa, com exceção do coeficiente global de transferência de calor que havia sido imposto e agora será calculado.

O arquivo de entrada para os cálculos da segunda etapa do dimensionamento recebeu o nome de USER_DATA_TC_CASCO_TUBOS_SELECAO, apresentado no ANEXO C. As tabelas a seguir apresentam os dados de entrada utilizados no arquivo.

Tabela 30 - Dados de entrada do trocador de calor de casco e tubos seleção (dados do trocador).

Dados de entrada: Trocador casco e tubos (seleção)		
Dados do trocador de calor		
Descrição	Valor	Unidade
Tipo de trocador de calor	'casco_tubo'	-
Direção dos escoamentos	'contra_correntes'	-
Estado de conservação	'usado'	-
Material do trocador	'aco'	-
Espessura	0,095	in
Comprimento do trocador	5	m
Fator de correção para o método MLDT	0,9	-
Diâmetro do tubo interno	0,56	in
Diâmetro do casco	1,372	m
Número de passes no casco	1	-
Número de passes no tubo	1	-
Número de tubos	2559	-
Espaçamento entre os eixos dos tubos (pitch)	1	in
Espaçamento entre as chicanas	0,686	m
Porcentagem do corte da chicana	0,25	-
Layout dos tubos	'triangular'	-

Tabela 31 - Dados de entrada do trocador de calor de casco e tubos seleção (dados do fluido 1).

Dados de entrada: Trocador casco e tubos (seleção)		
Dados do fluido 1		
Descrição	Valor	Unidade
Nome do fluido	'agua'	-
Localização do fluido	'externo'	-
Vazão mássica do fluido	183,52	kg/s
Temperatura na entrada	45	Celsius
Temperatura na saída	35	Celsius
Calor específico	4178	J/(kg.K)
Massa específica	992	kg/m ³
Viscosidade dinâmica	6,570E-04	N.s/m ²
Condutividade térmica	0,6316	W/(m.K)
Número de Prandtl	4,3440	-
Fator de deposição	0,000088	(K.m ²)/W

Tabela 32 - Dados de entrada do trocador de calor de casco e tubos seleção (dados do fluido 2).

Dados de entrada: Tocador casco e tubos (seleção)		
Dados do fluido 2		
Descrição	Valor	Unidade
Nome do fluido	'agua'	-
Localização do fluido	'interno'	-
Temperatura na entrada	30	Celsius
Temperatura na saída	34	Celsius
Calor específico	4178	J/(kg.K)
Massa específica	995	kg/m ³
Viscosidade dinâmica	7,690E-04	N.s/m ²
Condutividade térmica	0,62	W/(m.K)
Número de Prandtl	5,20	-
Fator de deposição	0,000176	(K.m ²)/W

Depois ter executado o algoritmo com os dados de entrada, foi gerado o arquivo denominado de output_file_USER_DATA_TC_CASCO_TUBOS_ESTIMATIVA com os resultados, o arquivo também é apresentado no ANEXO C. Esses resultados são apresentados nas tabelas a seguir.

Tabela 33 - Resultados do trocador de calor de casco e tubos seleção (dados do trocador).

Resultados: Tocador casco e tubos (seleção)		
Dados do trocador de calor		
Descrição	Valor	Unidade
Tipo de trocador de calor	casco_tubo	-
Direção dos escoamentos	contra_correntes	-
Estado de conservação	usado	-
Material do trocador	aco	-
Espessura	0,002413	m
Comprimento do trocador	5	m
Fator de correção para o método MLDT	0,9	-
Diâmetro interno do tubo interno	0,0142	m
Diâmetro do casco	1,372	m
Número de passes no casco	1	-
Número de passes no tubo	1	-
Número de tubos	2559	-

Espaçamento entre os eixos dos tubos (pitch)	0,0254	m
Espaçamento entre as chicanas	0,686	m
Porcentagem do corte da chicana	0,25	-
Layout dos tubos	'triangular'	-
Número de chicanas	6	-
Distância entre tubos	0,00635	m
Diâmetro externo do tubo interno	0,0191	m
Potência trocada entre os fluidos	7667465,6	W
Média log. das dif. de temp	6,8488	K
Potência máx. do trocador de calor	11501198,4	W
Efetividade do trocador de calor	0,6667	-
Número de unidades de transferência	1,6223	-
Capacitância térmica mín	766746,56	W/K
Capacitância térmica máx	1916866,40	W/K
Coef. global de tranf. de calor	1624,4586	W/(m ² .K)
Área de troca de calor entre os fluidos	765,7467	m ²
Relação Pt/do	1,3333	-

Tabela 34 - Resultados do trocador de calor de casco e tubos seleção (dados do fluido 1).

Resultados: Trocador casco e tubos (seleção)

Dados do fluido 1

Descrição	Valor	Unidade
Nome do fluido	agua	-
Localização do fluido	externo	-
Vazão mássica do fluido	183,52	kg/s
Temperatura na entrada	45	Celsius
Temperatura na saída	35	Celsius
Calor específico	4178	J/(kg.K)
Massa específica	992	kg/m ³
Viscosidade dinâmica	6,570E-04	N.s/m ²
Condutividade térmica	0,6316	W/(m.K)
Número de Prandtl	4,3440	-
Fator de deposição	0,000088	(K.m ²)/W
Pressão na entrada	-	bar
Temperatura de referência	Fluido quente	-
Diâmetro hidráulico	0,0183	m
Área transversal de passagem do fluido	0,2353	m ²
Temperatura para cálculo das propriedades	40	Celsius
Potência trocada entre os fluidos	7667465,6	W
Número de Reynolds	21716,6530	-

Velocidade média do escoamento	0,7862	m/s
Número de Nusselt	140,9922	-
Coefficiente de convecção térmica	4867,9283	W/(m ² .K)
Fator de atrito	0,2668	-
Perda de carga	43439,4252	Pa

Tabela 35 - Resultados do trocador de calor de casco e tubos seleção (dados do fluido 2).

Resultados: Trocador casco e tubos (seleção)

Dados do fluido 2

Descrição	Valor	Unidade
Nome do fluido	agua	-
Localização do fluido	interno	-
Temperatura na entrada	30	Celsius
Temperatura na saída	34	Celsius
Calor específico	4178	J/(kg.K)
Massa específica	995	kg/m ³
Viscosidade dinâmica	7,690E-04	N.s/m ²
Condutividade térmica	0,62	W/(m.K)
Número de Prandtl	5,20	-
Fator de deposição	0,000176	(K.m ²)/W
Pressão na entrada	-	bar
Temperatura de referência	Fluido frio	-
Diâmetro hidráulico	0,0142	m
Área transversal de passagem do fluido	1,589E-04	m ²
Temperatura para cálculo das propriedades	32	Celsius
Potência trocada entre os fluidos	7667465,6	W
Vazão mássica do fluido	458,8	kg/s
Número de Reynolds	20869,6497	-
Velocidade média do escoamento	1,1340	m/s
Número de Nusselt	136,6250	-
Coefficiente de convecção térmica	5955,2508	W/(m ² .K)
Fator de atrito	0,0065	-
Perda de carga	8376,1372	Pa

O objetivo dos cálculos da segunda etapa do dimensionamento feito por Felício (2012), é avaliar se o trocador selecionado irá atender às demandas propostas no projeto.

Primeiramente, o autor do trabalho de referência faz a análise do escoamento no interior dos tubos. O primeiro dado a ser analisado é o número de Reynolds, no algoritmo foi encontrado $Re = 20869,65$, enquanto que na referência foi encontrado $Re = 20870,26$, resultados bem condizentes. A velocidade média do escoamento calculada no algoritmo e no trabalho de referência foram iguais, no valor de $u = 1,13 \text{ m/s}$. Os valores para o número de Nusselt e consequentemente para o coeficiente de transferência de calor, tiveram uma diferença maior entre o calculado no algoritmo e o calculado por Felício (2012). O número de Nusselt apresentado pelo algoritmo foi de $Nu = 136,62$ e o coeficiente de transferência de calor foi $h = 5955,25 \text{ W/(m}^2\text{K)}$, já na referência foi encontrado $Nu = 151,84$ e $h = 4941,66 \text{ W/(m}^2\text{K)}$. Essa diferença se dá pois houve um equívoco nos cálculos feitos no trabalho de referência, caso fosse feita uma revisão nos cálculos do autor do trabalho de referência seria obtido valores muito semelhantes.

Tendo analisado o escoamento nos tubos, Felício (2012) faz a análise do escoamento no casco. Os primeiros dados referentes ao casco calculados no algoritmo foram iguais aos encontrados na referência, esses dados foram: distância entre tubos $C = 0,00635 \text{ m}$, área transversal de passagem do fluido no casco $A_{tr} = 0,2353 \text{ m}^2$, por fim o diâmetro hidráulico (ou equivalente) $D_h = 0,0183 \text{ m}$. Já o número de Reynolds para o casco encontrado no algoritmo foi de $Re = 21716,65$, enquanto na referência foi de $Re = 21731,19$. O coeficiente de transferência de calor calculado no algoritmo foi de $h = 4867,93 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ e no trabalho de referência foi calculado $h = 4836,39 \text{ W/(m}^2\text{K)}$. As duas variáveis que diferiram, possuem valores bastante próximos, com a diferença podendo ser explicada por eventuais arredondamentos feitos por Felício (2012) durante seus cálculos.

O coeficiente global de transferência de calor encontrado no algoritmo diferiu do valor encontrado por Felício (2012), isso deve ao fato do erro de cálculo cometido pelo autor na determinação do coeficiente convectivo para o escoamento internos aos tubos. O valor do algoritmo foi $U = 1624,46 \text{ W/(m}^2\text{K)}$, enquanto que na referência o valor foi $U = 1485,60 \text{ W/(m}^2\text{K)}$.

Por fim, Felício (2012) analisa as perdas de carga de ambos os escoamentos. A perda de carga nos tubos calculada no algoritmo foi igual a $\Delta p = 0,084 \text{ bar}$, diferente da encontrada na referência que foi igual a $\Delta p = 0,069 \text{ bar}$, essa diferença também se explica por algum

equivoco cometido nos cálculos do autor. Já para a perda de carga no casco foram encontrados valores semelhantes, no algoritmo $\Delta p = 0,43 \text{ bar}$ e na referência $\Delta p = 0,45 \text{ bar}$.

A partir dos dados calculados Felício (2012) faz a análise se o trocador irá atender a demanda, entretanto o objetivo dos cálculos é a validação do algoritmo. Portanto, diante dos resultados obtidos para as duas etapas do dimensionamento, os resultados foram satisfatórios.

5. CONCLUSÃO

Com a revisão bibliográfica feita no início do trabalho foi possível formar uma base teórica consistente, tanto para o desenvolvimento do algoritmo, como também para o uso dele. Através dos conhecimentos sobre as variações dos tipos dos trocadores e suas aplicações, é possível selecionar o melhor trocador de calor de acordo com a aplicação necessária. Já os equacionamentos apresentados foram usados diretamente na construção do algoritmo, permitindo o dimensionamento e análise de trocadores de calor bitubulares, de placas corrugadas e de casco e tubos. Usando o método da média logarítmica de diferenças de temperaturas e o método da efetividade-NUT.

O algoritmo foi desenvolvido com uma interface que facilita seu uso, possuindo comentários com orientações de utilização. Além disso, foi construído pensando em facilitar futuras melhorias, seja implementando mais tipos de trocadores ou mais tipos de fluidos na base de dados, isso se deve ao fato de o algoritmo ser dividido em várias rotinas e funções organizadas na pasta LIB.

Os resultados obtidos com o algoritmo foram confiáveis para os três tipos de trocadores de calor implementados. No capítulo 4 foram comparados os resultados gerados com resultados de trabalhos de referência, sendo obtidos valores bastante similares, com eventuais divergências possuindo explicações plausíveis, que não foram por erro de cálculos do algoritmo. Com isso, o objetivo de validar o algoritmo foi atingido.

Portanto, o algoritmo TCALOR_CALC se apresenta como uma ferramenta muito útil para auxiliar e agilizar o dimensionamento e avaliação de trocadores de calor.

Para a melhoria contínua do algoritmo, segue a sugestão de trabalhos futuros para implementar outros tipos de trocadores de calor, bem como construir uma base de dados mais robusta com vários tipos de fluidos. Outra melhoria é acrescentar o dimensionamento de trocador de calor de casco e tubos usando método de Bell-Delaware apresentado neste trabalho.

REFERÊNCIAS

- ARAÚJO, E. C. C. **Trocadores de Calor**. São Carlos: EdUFSCar, 2002.
- ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Transferência de Calore Massa**. 4^a. ed. São Paulo: AMGH, 2012.
- FELÍCIO, R. S. **Dimensionamento de trocadores de calor aplicados à refrigeração da água do molde de um processo de lingotamento contínuo**. Universidade Estadual Paulista. Guaratinguetá. 2012.
- GILAT, A. **MATLAB com aplicações em engenharia**. 2^a. ed. Porto Alegre: Bookman, 2006.
- GUT, J. A. W. **Configurações ótimas para trocadores de calor a placas**. Tese (Doutorado) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, p. 244. 2003.
- INCROPERA, F. P. et al. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 7^a. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2015.
- JUNIOR, C. A.; MONTEGUTTI, M. C.; HAUS, T. L. Dimensionamento de um trocador de calor casco e tubo através do método de Bell-Delaware para o aproveitamento de energia da água quente de um forno a indução. In: JUNIOR, C. A.; MONTEGUTTI, M. C.; HAUS, T. L. **Memorial TCC - Caderno da Graduação**. [S.l.]: FAE Centro Universitário - Núcleo de Pesquisa Acadêmica NPA, 2016. p. 165-182.
- KAKAÇ, S.; LIU, H. **Heat exchangers: selection, rating and thermal design**. 2^a. ed. [S.l.]: CRC Press, 2002.
- KUPPAN, T. **Heat Exchanger Design Handbook**. 2^a. ed. [S.l.]: CRC Press, 2013.
- MOREIRA, M. P. **Avaliação de um trocador de calor utilizado no aquecimento de água de desengraxe**. Universidade de Caxias do Sul. Caxias do Sul. 2015.
- RUBBO, P. N. **Determinação do coeficiente global de transferência de calor de um condensador do tipo casco e tubo de um chiller por adsorção de amônia em NaBr**. Universidade Federal de Santa Catarina. Araranguá. 2014.
- SANTOS, E. D. **Avaliação de um trocador de calor de tubos concêntricos, contracorrente para aquecimento de dejetos suínos**. Faculdade Horizontina. Horizontina - RS. 2017.
- SCHLUNDER, E. U. **Heat exchanger design handbook**. [S.l.]: Hemisphere Publishing Corporation, 1983.

ANEXO A

Cálculos para o trocador de calor bitubular:

- Dados de entrada para o trocador de calor bitubular

<pre> ===== % Dados de entrada: Trocador de calor Bitubular ===== % Objetivo: Leitura dos dados de entrada do usuario ===== % %----- %% Dados do trocador %----- TC.type = 'bitubular'; % Tipo do trocador de calor. Disponível: TC.flowDirection = 'contra_correntes'; % Sentido das correntes do trocador de c % Tipo 'bitubular' TC.di = 0.150 *(u.m); % Diâmetro do tubo interno [m] TC.Di = 0.170 *(u.m); % Diâmetro interno do tubo externo [m] %----- %----- %% Dados do fluido 1 clear FLUID; %----- FLUID.fluid = 'agua'; % Nome do fluido. Disponível: agua FLUID.whereFluidIs= 'externo'; % Fluido interno ou fluido externo FLUID.m = 0.18 *(u.kg/u.s); % Vazão [kg/s] FLUID.Tinlet = 49 *(u.Celsius); % Temperatura de entrada [°C] FLUID.Toutlet = 43 *(u.Celsius); % Temperatura de saída [°C] %----- FLUID_1 = FLUID; %----- %----- %% Dados do fluido 2 clear FLUID; %----- FLUID.fluid = 'agua'; % Nome do fluido. Disponível: agua FLUID.whereFluidIs= 'interno'; % Fluido interno ou fluido externo FLUID.m = 0.5 *(u.kg/u.s); % Vazão [kg/s] FLUID.Tinlet = 22 *(u.Celsius); % Temperatura de entrada [°C] FLUID.Toutlet = 25 *(u.Celsius); % Temperatura de saída [°C] %----- FLUID_2 = FLUID; %----- </pre>		
---	--	--


```
=====
Dados de saída calculados
=====
```

```
Dados do trocador de calor
```

```
Tipo de trocador de calor..... bitubular
Direção dos escoamentos..... contra_correntes
Diâmetro int. dos tubos int.....di 0.15*(m)
Diâmetro int. do casco..... Di 0.17*(m)
Espessura dos tubos.....t 0.0
Material dos tubos..... none
Estado de conservação..... novo
Diâmetro ext. dos tubos int.s.....do 0.15*(m)
Potência trocada entre os fluidos.....q (4513.193936*(kg)*(m)^2)/(s)^3
Média log. das dif. de temp.....LMTD 22.46662707*(K)
Fator de correção da LMTD.....F 1.0
Potência máx. do trocador de calor.....qMax (20309.37271*(kg)*(m)^2)/(s)^3
Efetividade do trocador de calor.....e 0.2222222222
Núm. de unidades de transf.....NTU 0.2670627852
Capacitância térmica mín.....Cmin (752.1989893*(kg)*(m)^2)/((K)*(s)^3)
Capacitância térmica máx.....Cmax (2091.324394*(kg)*(m)^2)/((K)*(s)^3)
Coef. global de tranf. de calor.....U (81.73329672*(kg))/((K)*(s)^3)
Área de troca de calor entre os fluidos 1 e 2.....Aheat 2.457803187*(m)^2
Comprimento do trocador..... L 5.215620351*(m)
Volume total do troc. de calor.....volTot 0.1183841868*(m)^3
```

```
Dados do fluido 1
```

```
Nome do fluido..... agua
Alocação do fluido..... externo
Vazão mássica do fluido.....m (0.18*(kg))/(s)
Temp. na entrada.....Tinlet 49.0*(Celsius)
Temp. na saída.....Toutlet 43.0*(Celsius)
Pressão na entrada.....P (bar)
Temp. de referência.....Tref Fluido quente
Diâmetro hidráulico.....Dh 0.02*(m)
Área transversal de passagem do fluido em um tubo/canal....Atr 0.005026548246*(m)^2
Perímetro da região de escoamento.....Per 1.005309649*(m)
Temp. para cálculo das props.....Tprop 46.0*(Celsius)
Calor específico.....Cp (4178.883274*(J))/((K)*(kg))
Massa específica.....rho (989.8011792*(kg))/(m)^3
Viscosidade dinâmica.....mu (0.0005856582907*(N)*(s))/(m)^2
Condutividade térmica.....k (0.635945295*(W))/((K)*(m))
Número de Prandtl.....Pr (3.84844051*(J)*(N)*(s))/((W)*(kg)*(m))
Potência térmica recebida.....q -(4513.193936*(kg)*(m)^2)/(s)^3
Número de Reynolds.....Re 1222.892692
Velocidade média do escoamento.....v (0.03617884374*(m))/(s)
Número de Nusselt.....Nu 5.067058824
Coeficiente de convecção térmica.....h (161.1186109*(kg))/((K)*(s)^3)
Fator de deposição.....Rf 0.0
Fator de atrito.....f 0.05233492718
Perda de carga.....dP (35.36347448*(kg))/((m)*(s)^2)
```

Dados do fluido 2

```

Nome do fluido..... agua
Alocação do fluido..... interno
Vazão mássica do fluido.....m (0.5*(kg))/(s)
Temp. na entrada.....Tinlet 22.0*(Celsius)
Temp. na saída.....Toutlet 25.0*(Celsius)
Pressão na entrada.....P (bar)
Temp. de referência.....Tref Fluido frio
Diâmetro hidráulico.....Dh 0.15*(m)
Área transversal de passagem do fluido em um tubo/canal....Atr 0.01767145868*(m)^2
Temp. para cálculo das props.....Tprop 23.5*(Celsius)
Calor específico.....Cp (4182.648788*(J))/((K)*(kg))
Massa específica.....rho (997.4208709*(kg))/(m)^3
Viscosidade dinâmica.....mu (0.0009213461441*(N)*(s))/(m)^2
Condutividade térmica.....k (0.6051677344*(W))/((K)*(m))
Número de Prandtl.....Pr (6.367932581*(J)*(N)*(s))/((W)*(kg)*(m))
Potência térmica recebida.....q (4513.193936*(kg)*(m)^2)/(s)^3
Número de Reynolds.....Re 4606.446603
Velocidade média do escoamento.....v (0.02836737523*(m))/(s)
Número de Nusselt.....Nu 41.11687047
Coeficiente de convecção térmica.....h (165.8840223*(kg))/((K)*(s)^3)
Fator de deposição.....Rf 0.0
Fator de atrito.....f 0.009905406394
Perda de carga.....dP (0.552883672*(kg))/((m)*(s)^2)

```

```

=====
That's all folks
=====

```

12-Mar-2022 12:24:52

ANEXO B

Cálculos para o trocador de calor de placas corrugadas:

- Dados de entrada para o trocador de calor de placas corrugadas

```

=====
% Dados de entrada
=====
% Objetivo: Leitura dos dados de entrada do usuario
=====

%-----
%% Dados do trocador
%-----
TC.type          = 'compacto';           % Tipo do trocador de calor. Disponível: bitubu
TC.flowDirection = 'contra_correntes';  % Sentido das correntes do trocador de calor.
TC.t             = 7e-4 * (u.m);         % Espessura do trocador de calor. Unidade: m
TC.L             = 0.9398 * (u.m);       % Comprimento do trocador de calor [m]
TC.Aheat        = 13.26 * (u.m^2);      % Área de troca de calor entre os dois fluid

% Tipo 'compacto' - 1 passe
TC.ChannelHeight = 2.7638e-3 * (u.m);   % Distância entre placas para trocador d
TC.plateWidth    = 0.385 * (u.m);       % Largura das placas do trocador de calor [
TC.grooves       = true;               % Placas com ranhuras Chevron? 'true' ou 'f
TC.arrangement  = 'arranjo_paralelo';

%-----

%-----
%% Dados do fluido 1: Desengraxante
clear FLUID;
%-----
FLUID.fluid      = 'agua';              % Nome do fluido. Disponível: agua, ole
FLUID.whereFluidIs= 'interno';          % Fluido interno ou fluido externo. Dis
FLUID.m          = 44.44 * (u.kg/u.s);  % Vazão. Unidade: kg/s
FLUID.Tinlet     = 50.6 * (u.Celsius);   % Temperatura de entrada. Unidade: °C
FLUID.Toutlet    = 54.1 * (u.Celsius);   % Temperatura de saída. Unidade: °C
%-----
FLUID_1 = FLUID;
%-----

%-----
%% Dados do fluido 2: Água
clear FLUID;
%-----
FLUID.fluid      = 'agua';              % Nome do fluido. Disponível: agua, ole
FLUID.whereFluidIs= 'externo';          % Fluido interno ou fluido externo. Dis
FLUID.Tinlet     = 88.8 * (u.Celsius);   % Temperatura de entrada. Unidade: °C
FLUID.Toutlet    = 58.9 * (u.Celsius);   % Temperatura de saída. Unidade: °C
%-----
FLUID_2 = FLUID;
%-----

```

- Resultados para o trocador de calor de placas corrugadas

16-Mar-2022 20:24:29

```

=====
(      ) (
 * ) (      )\ ) ( / ( )\ )
 ) / ( )\      )\ (( ) / ( )\ ( ) / (
 ( ) ( ) (( ( ) ((( ( ) ( / ( ) ( ( ) \ / ( )
 ( _ ( ) ) \ _ ) \ _ \ ( ) ( ( ) ( )
 | _ _ | (( / _ | ( ) \ ( ) | | / _ \ | _ \
 | | | | ( _ / _ \ | | | | ( ) | | /
 | | | | \ _ / \ \ | | | | \ _ / | | \
=====
2021 by Joao Rodrigo ANDRADE
Universidade Federal de Uberlandia
joao.andrade@ufu.br
Feel free to modify as needed.
=====

```

```

=====
Dados de entrada do usuário
=====

Arquivo de entrada: USER_DATA_TC_PLACAS_1

Dados do trocador de calor

Tipo de trocador de calor..... compacto
Direção dos escoamentos..... contra_correntes
Espessura dos tubos.....t 0.0007*(m)
Comprimento do trocador..... L 0.9398*(m)
Área de troca de calor entre os fluidos 1 e 2.....Aheat 13.26*(m)^2
Distância entre placas..... 0.0027638*(m)
Largura das placas..... 0.385*(m)
Placas com ranhuras Chevron..... true
Arranjo do trocador compacto..... arranjo_paralelo

Dados do fluido 1

Nome do fluido..... agua
Alocação do fluido..... interno
Vazão mássica do fluido.....m (44.44*(kg))/(s)
Temp. na entrada.....Tinlet 50.6*(Celsius)
Temp. na saída.....Toutlet 54.1*(Celsius)

Dados do fluido 2

Nome do fluido..... agua
Alocação do fluido..... externo
Temp. na entrada.....Tinlet 88.8*(Celsius)
Temp. na saída.....Toutlet 58.9*(Celsius)

=====
Início dos cálculos
=====
> Iteração: 1 Residual: 0
> Iteração: 2 Residual: 0
> Iteração: 3 Residual: 0
> Iteração: 4 Residual: 0
> Iteração: 5 Residual: 0

```

```

=====
Dados de saída calculados
=====

Dados do trocador de calor

Tipo de trocador de calor..... compacto
Direção dos escoamentos..... contra_correntes
Espessura dos tubos..... t 0.0007*(m)
Comprimento do trocador..... L 0.9398*(m)
Área de troca de calor entre os fluidos 1 e 2.....Aheat 13.26*(m)^2
Distância entre placas..... 0.0027638*(m)
Largura das placas..... 0.385*(m)
Placas com ranhuras Chevron..... false
Arranjo do trocador compacto..... arranjo_paralelo
Material dos tubos..... none
Estado de conservação..... novo
Fator de alargamento..... 1.0
Diâmetro do orifício do furo das placas..... 0.0
Potência trocada entre os fluidos.....q (650175.4634*(kg)*(m)^2)/(s)^3
Média log. das dif. de temp.....LMTD 18.45528983*(K)
Fator de correção da LMTD.....F 1.0
Potência máx. do trocador de calor.....qMax (830658.9532*(kg)*(m)^2)/(s)^3
Efetividade do trocador de calor.....e 0.7827225131
Núm. de unidades de tranf.....NTU 1.620131695
Capacitância térmica mín.....Cmin (21744.99878*(kg)*(m)^2)/((K)*(s)^3)
Capacitância térmica máx.....Cmax (185764.4181*(kg)*(m)^2)/((K)*(s)^3)
Coef. global de tranf. de calor.....U (2656.844776*(kg))/((K)*(s)^3)
Número de placas internas..... 37.0
Volume total do troc. de calor.....volTot 0.04537144637*(m)^3

Dados do fluido 1

Nome do fluido..... agua
Alocação do fluido..... interno
Vazão mássica do fluido.....m (44.44*(kg))/(s)
Temp. na entrada.....Tinlet 50.6*(Celsius)
Temp. na saída.....Toutlet 54.1*(Celsius)
Pressão na entrada.....P (bar)
Temp. de referência.....Tref Fluido frio
Temp. para cálculo das props.....Tprop 52.35*(Celsius)
Calor específico.....Cp (4180.117419*(J))/((K)*(kg))
Massa específica.....rho (986.9668261*(kg))/(m)^3
Viscosidade dinâmica.....mu (0.0005259837037*(N)*(s))/(m)^2
Condutividade térmica.....k (0.6430659593*(W))/((K)*(m))
Número de Prandtl.....Pr (3.419048405*(J)*(N)*(s))/((W)*(kg)*(m))
Potência térmica recebida.....q (650175.4634*(kg)*(m)^2)/(s)^3
Fator de deposição.....Rf 0.0
Número de canais do escoamento..... 19.0
Diâmetro hidráulico.....Dh 0.005488201838*(m)
Área transversal de passagem do fluido em um tubo/canal....Atr 0.001064063*(m)^2
Número de Reynolds.....Re 22935.64159
Velocidade média do escoamento.....v (2.227155558*(m))/(s)
Número de Nusselt.....Nu 102.4019261
Coeficiente de convecção térmica.....h (11998.68277*(kg))/((K)*(s)^3)

```

Dados do fluido 2

```

Nome do fluido..... agua
Alocação do fluido..... externo
Temp. na entrada.....Tinlet 88.8*(Celsius)
Temp. na saída.....Toutlet 58.9*(Celsius)
Pressão na entrada.....P (bar)
Temp. de referência.....Tref Fluido quente
Temp. para cálculo das props.....Tprop 73.85*(Celsius)
Calor específico.....Cp (4190.708378*(J))/((K)*(kg))
Massa específica.....rho (975.5400561*(kg))/(m)^3
Viscosidade dinâmica.....mu (0.0003835026953*(N)*(s))/(m)^2
Condutividade térmica.....k (0.6626129385*(W))/((K)*(m))
Número de Prandtl.....Pr (2.425470233*(J)*(N)*(s))/((W)*(kg)*(m))
Potência térmica recebida.....q -(650175.4634*(kg)*(m)^2)/(s)^3
Vazão mássica do fluido.....m (5.188859929*(kg))/(s)
Fator de deposição.....Rf 0.0
Número de canais do escoamento..... 19.0
Diâmetro hidráulico.....Dh 0.005488201838*(m)
Área transversal de passagem do fluido em um tubo/canal....Atr 0.001064063*(m)^2
Número de Reynolds.....Re 3672.930061
Velocidade média do escoamento.....v (0.2630909432*(m))/(s)
Número de Nusselt.....Nu 21.33913189
Coeficiente de convecção térmica.....h (2576.360219*(kg))/((K)*(s)^3)

```

```

=====
That's all folks
=====

```

16-Mar-2022 20:24:29

ANEXO C

Cálculos para o trocador de calor de casco e tubos:

- Dados de entrada para o trocador de calor de casco e tubos (estimativa)

```

=====
% Dados de entrada
=====
% Objetivo: Leitura dos dados de entrada do usuario
=====

%-----
%% Dados do trocador
%-----
TC.type          = 'casco_tubo';           % Tipo do trocador de calor. Disponível: bitubul
TC.flowDirection = 'contra_correntes';    % Sentido das correntes do trocador de calor. Di
TC.U             = 1500 * (u.W/(u.m^2*u.K)); % Coeficiente global de transferência de calor
TC.t            = 0.095 * (u.in);          % Espessura do trocador de calor. Unidade: m
TC.L            = 5 * (u.m);              % Comprimento do trocador de calor [m]
TC.F            = 0.9;                    % Fator de correção para o método LMTD

% Tipo casco e tubo
TC.di           = 0.56 * (u.in);          % Diâmetro do tubo interno [m]
TC.NpTubes      = 1;                      % Número de passes no tubo
TC.Pitch        = 1 * u.in;              % Espaçamento entre os eixos dos tubos do trocad
TC.tubeLayout    = 'triangular';          % Layout dos tubos: 'triangular' ou 'quadrado'
%-----

%-----
%% Dados do fluido 1
clear FLUID;
%-----
FLUID.fluid      = 'agua';                % Nome do fluido. Disponível: agua, oleo
FLUID.whereFluidIs= 'externo';            % Fluido interno ou fluido externo. Disp
FLUID.m          = 183.52 * (u.kg/u.s);    % Vazão. Unidade: kg/s (Obs: 666 [m3/h])
FLUID.Tinlet     = 45 * (u.Celsius);       % Temperatura de entrada. Unidade: °C
FLUID.Toutlet    = 35 * (u.Celsius);       % Temperatura de saída. Unidade: °C
FLUID.Cp         = 4178 * (u.J/(u.kg*u.Kelvin)); % Calor específico do fluido [J/kg*K]
FLUID.rho        = 992 * (u.kg/u.m^3);     % Massa específica do fluido [kg/m3]
FLUID.mu         = 0.657e-3 * (u.N*u.s/u.m^2); % Viscosidade dinâmica do fluido [kg/(m*s)
FLUID.k          = 0.6316 * (u.W/(u.m*u.Kelvin)); % Condutividade térmica do fluido [W/(m*K)
FLUID.Pr         = 4.344;                  % Número de Prandtl do fluido
%-----
FLUID_1 = FLUID;
%-----

%-----
%% Dados do fluido 2
clear FLUID;
%-----
FLUID.fluid      = 'agua';                % Nome do fluido. Disponível: agua, oleo
FLUID.whereFluidIs= 'interno';            % Fluido interno ou fluido externo. Disp
FLUID.Tinlet     = 30 * (u.Celsius);       % Temperatura de entrada. Unidade: °C
FLUID.Toutlet    = 34 * (u.Celsius);       % Temperatura de saída. Unidade: °C
FLUID.Cp         = 4178 * (u.J/(u.kg*u.Kelvin)); % Calor específico do fluido [J/kg*K]
FLUID.rho        = 995 * (u.kg/u.m^3);     % Massa específica do fluido [kg/m3]
FLUID.mu         = 0.769e-3 * (u.N*u.s/u.m^2); % Viscosidade dinâmica do fluido [kg/(m*s)
FLUID.k          = 0.62 * (u.W/(u.m*u.Celsius)); % Condutividade térmica do fluido [W/(m*K)
FLUID.Pr         = 5.2;                    % Número de Prandtl do fluido
%-----
FLUID_2 = FLUID;
%-----

```

- Resultados para o trocador de calor de casco e tubos (estimativa)

21-Mar-2022 20:14:07

```

=====
(      ) (
* ) (      )\ ) ( / (      )\ )
^ ) / (      )\      )\      (( ) / (      )\ ( ) (( ) / (
( ) ( ) (( ) (( ( ( ( ( ( / ( ) ( ) \      / ( )
( ( ( ) ) \      ) \      ) \      ( )      ( ( ) ( )
| _ | ( / | ( ) \ ( ) | | | / _ | | _ |
| | | | ( _ / _ \ | | | | ( ) | | _ /
| | | | \ | / \ \ | | | | \ | / | | \
=====
2021 by Joao Rodrigo ANDRADE
Universidade Federal de Uberlandia
joao.andrade@ufu.br
Feel free to modify as needed.
=====

```

```

=====
Dados de entrada do usuário
=====

Arquivo de entrada: USER_DATA_TC_CASCO_TUBOS_ESTIMATIVA

Dados do trocador de calor

Tipo de trocador de calor..... casco_tubo
Direção dos escoamentos..... contra_correntes
Coef. global de tranf. de calor.....U (1500.0*(W))/((K)*(m)^2)
Espessura dos tubos.....t 0.095*(in)
Comprimento do trocador..... L 5.0*(m)
Fator de correção da LMTD.....F 0.9
Diâmetro int. dos tubos int.....di 0.56*(in)
Núm. de passes nos tubos.....NpT 1.0
Pitch.....Pt (in)
Configuração dos tubos..... triangular

Dados do fluido 1

Nome do fluido..... agua
Alocação do fluido..... externo
Vazão mássica do fluido.....m (183.52*(kg))/(s)
Temp. na entrada.....Tinlet 45.0*(Celsius)
Temp. na saída.....Toutlet 35.0*(Celsius)
Calor específico.....Cp (4178.0*(J))/((K)*(kg))
Massa específica.....rho (992.0*(kg))/(m)^3
Viscosidade dinâmica.....mu (0.000657*(N)*(s))/(m)^2
Condutividade térmica.....k (0.6316*(W))/((K)*(m))
Número de Prandtl.....Pr 4.344

Dados do fluido 2

Nome do fluido..... agua
Alocação do fluido..... interno
Temp. na entrada.....Tinlet 30.0*(Celsius)
Temp. na saída.....Toutlet 34.0*(Celsius)
Calor específico.....Cp (4178.0*(J))/((K)*(kg))
Massa específica.....rho (995.0*(kg))/(m)^3
Viscosidade dinâmica.....mu (0.000769*(N)*(s))/(m)^2
Condutividade térmica.....k (0.62*(W))/((Celsius)*(m))
Número de Prandtl.....Pr 5.2

```

```

=====
| Início dos cálculos
=====
| > Iteração: 1 Residual: 0
[Warning: | >> As áreas calculadas pelos métodos epsilon-NUT e LMTD são diferentes da área calculada geométricamente
os parâmetros inseridos pelo usuário, favor rever parâmetros de entrada.]]
[[]> In <a href="matlab:matlab.internal.language.introspective.errorDocCallback('calculate_area', 'D:\Backup\Guilherm
In <a href="matlab:matlab.internal.language.introspective.errorDocCallback('TCALOR_CALC', 'D:\Backup\Guilherme\UFI
| > Iteração: 2 Residual: 0
[Warning: | >> As áreas calculadas pelos métodos epsilon-NUT e LMTD são diferentes. Para fins de dimensionamento,
considerada a área de maior valor, aquela calculada com o método epsilon-NUT.]]
[[]> In <a href="matlab:matlab.internal.language.introspective.errorDocCallback('calculate_area', 'D:\Backup\Guilherm
In <a href="matlab:matlab.internal.language.introspective.errorDocCallback('TCALOR_CALC', 'D:\Backup\Guilherme\UFI
| > Iteração: 3 Residual: 0]
[Warning: | >> As áreas calculadas pelos métodos epsilon-NUT e LMTD são diferentes. Para fins de dimensionamento,
considerada a área de maior valor, aquela calculada com o método epsilon-NUT.]]
[[]> In <a href="matlab:matlab.internal.language.introspective.errorDocCallback('calculate_area', 'D:\Backup\Guilherm
In <a href="matlab:matlab.internal.language.introspective.errorDocCallback('TCALOR_CALC', 'D:\Backup\Guilherme\UFI
| > Iteração: 4 Residual: 0
[Warning: | >> As áreas calculadas pelos métodos epsilon-NUT e LMTD são diferentes. Para fins de dimensionamento,
considerada a área de maior valor, aquela calculada com o método epsilon-NUT.]]
[[]> In <a href="matlab:matlab.internal.language.introspective.errorDocCallback('calculate_area', 'D:\Backup\Guilherm
In <a href="matlab:matlab.internal.language.introspective.errorDocCallback('TCALOR_CALC', 'D:\Backup\Guilherme\UFI
| > Iteração: 5 Residual: 0

```

```

=====
| Dados de saída calculados
=====
|
| Dados do trocador de calor
|
| Tipo de trocador de calor..... casco_tubo
| Direção dos escoamentos..... contra_correntes
| Coef. global de tranf. de calor.....U (1666.796088*(kg))/((K)*(s)^3)
| Espessura dos tubos.....t 0.002413*(m)
| Comprimento do trocador.....L 5.0*(m)
| Fator de correção da LMTD.....F 0.9
| Diâmetro int. dos tubos int.....di 0.014224*(m)
| Núm. de passes nos tubos.....NpT 1.0
| Pitch.....Pt 0.0254*(m)
| Configuração dos tubos..... triangular
| Material dos tubos..... none
| Estado de conservação..... novo
| Diâmetro ext. dos tubos int.s.....do 0.01905*(m)
| Potência trocada entre os fluidos.....q (7667465.6*(kg)*(m)^2)/(s)^3
| Média log. das dif. de temp.....LMTD 6.84881678*(K)
| Potência máx. do trocador de calor.....qMax (11501198.4*(kg)*(m)^2)/(s)^3
| Efetividade do trocador de calor.....e 0.6666666667
| Capacitância térmica mín.....Cmin (766746.56*(kg)*(m)^2)/((K)*(s)^3)
| Capacitância térmica máx.....Cmax (1916866.4*(kg)*(m)^2)/((K)*(s)^3)
| Área de troca de calor entre os fluidos 1 e 2.....Aheat 746.2963304*(m)^2
| Núm. de tubos.....NT 2494.0
| Núm. de unidades de tranf.....NTU 1.622340248

```

Dados do fluido 1

```

Nome do fluido..... agua
Alocação do fluido..... externo
Vazão mássica do fluido.....m (183.52*(kg))/(s)
Temp. na entrada.....Tinlet 45.0*(Celsius)
Temp. na saída.....Toutlet 35.0*(Celsius)
Calor específico.....Cp (4178.0*(m)^2)/((K)*(s)^2)
Massa específica.....rho (992.0*(kg))/(m)^3
Viscosidade dinâmica.....mu (0.000657*(kg))/((m)*(s))
Condutividade térmica.....k (0.6316*(kg)*(m))/((K)*(s)^3)
Número de Prandtl.....Pr 4.344
Pressão na entrada.....P (bar)
Temp. de referência.....Tref Fluido quente
Temp. para cálculo das props.....Tprop 40.0*(Celsius)
Potência térmica recebida.....q -(7667465.6*(kg)*(m)^2)/(s)^3
Fator de deposição.....Rf 0.0

```

Dados do fluido 2

```

Nome do fluido..... agua
Alocação do fluido..... interno
Temp. na entrada.....Tinlet 30.0*(Celsius)
Temp. na saída.....Toutlet 34.0*(Celsius)
Calor específico.....Cp (4178.0*(m)^2)/((K)*(s)^2)
Massa específica.....rho (995.0*(kg))/(m)^3
Viscosidade dinâmica.....mu (0.000769*(kg))/((m)*(s))
Condutividade térmica.....k (0.62*(kg)*(m))/((K)*(s)^3)
Número de Prandtl.....Pr 5.2
Pressão na entrada.....P (bar)
Temp. de referência.....Tref Fluido frio
Diâmetro hidráulico.....Dh 0.014224*(m)
Área transversal de passagem do fluido em um tubo/canal....Atr 0.0001589034654*(m)^2
Temp. para cálculo das props.....Tprop 32.0*(Celsius)
Potência térmica recebida.....q (7667465.6*(kg)*(m)^2)/(s)^3
Vazão mássica do fluido.....m (458.8*(kg))/(s)
Fator de deposição.....Rf 0.0
Número de Reynolds.....Re 21413.56595
Velocidade média do escoamento.....v (1.163511046*(m))/(s)
Número de Nusselt.....Nu 139.7208169
Coeficiente de convecção térmica.....h (6090.193089*(kg))/((K)*(s)^3)
Fator de atrito.....f 0.00642525231
Perda de carga.....dP (8778.585501*(kg))/((m)*(s)^2)

```

```

=====
| That's all folks
=====

```

21-Mar-2022 20:14:07

- Dados de entrada para o trocador de calor de casco e tubos (seleção)

```

=====
% Dados de entrada
=====
% Objetivo: Leitura dos dados de entrada do usuario
=====
%
%-----
%% Dados do trocador
%
TC.type = 'casco_tubo'; % Tipo do trocador de calor. Disponível: bitubular, compacto, ca
TC.flowDirection = 'contra_correntes'; % Sentido das correntes do trocador de calor. Disponível: contra
TC.conservState = 'usado'; % Estado de conservacao do trocador de calor. Disponível: novo,
TC.material = 'aco'; % Material de construcao do trocador de calor. Disponível: 'aco'
TC.t = 0.095 * (u.in); % Espessura do trocador de calor. Unidade: m
TC.L = 5 * (u.m); % Comprimento do trocador de calor [m]
TC.F = 0.9; % Fator de correção para o método LMTD

% Tipo casco e tubo
TC.di = 0.56 * (u.in); % Diâmetro do tubo interno [m]
TC.Di = 1.372 * (u.m); % Diâmetro interno do tubo externo [m]
TC.NpShell = 1; % Número de passes no casco
TC.NpTubes = 1; % Número de passes no tubo
TC.NT = 2559; % Número de tubos
TC.Pitch = 1 * u.in; % Espaçamento entre os eixos dos tubos do trocador de calor [m]
TC.B = 0.6860 * u.m; % Número de chicanas
TC.baffleCut = 0.25; % Porcentagem do tamanho do corte da chicana
TC.tubeLayout = 'triangular'; % Layout dos tubos: 'triangular' ou 'quadrado'
%-----
%-----
%% Dados do fluido 1
clear FLUID;
%-----
%
FLUID.fluid = 'agua'; % Nome do fluido. Disponível: agua, oleo_motor, refriger
FLUID.whereFluidIs = 'externo'; % Fluido interno ou fluido externo. Disponível: 'interno'
FLUID.m = 183.52 * (u.kg/u.s); % Vazão. Unidade: kg/s (Obs: 666 [m3/h])
FLUID.Tinlet = 45 * (u.Celsius); % Temperatura de entrada. Unidade: °C
FLUID.Toutlet = 35 * (u.Celsius); % Temperatura de saída. Unidade: °C
FLUID.Cp = 4178 * (u.J/(u.kg*u.Kelvin)); % Calor específico do fluido [J/kg*K]
FLUID.rho = 992 * (u.kg/u.m^3); % Massa específica do fluido [kg/m3]
FLUID.mu = 0.657e-3 * (u.N*u.s/u.m^2); % Viscosidade dinâmica do fluido [kg/(m*s)]
FLUID.k = 0.6316 * (u.W/(u.m*u.Kelvin)); % Condutividade térmica do fluido [W/(m*oC)]
FLUID.Pr = 4.344; % Número de Prandtl do fluido
FLUID.Rf = 8.8e-5 * (u.m^2*u.K/u.W); % Fator de deposição do escoamento [m2*K/W]
%-----
FLUID_1 = FLUID;
%-----
%-----
%% Dados do fluido 2
clear FLUID;
%-----
%
FLUID.fluid = 'agua'; % Nome do fluido. Disponível: agua, oleo_motor, refriger
FLUID.whereFluidIs = 'interno'; % Fluido interno ou fluido externo. Disponível: 'interno'
FLUID.Tinlet = 30 * (u.Celsius); % Temperatura de entrada. Unidade: °C
FLUID.Toutlet = 34 * (u.Celsius); % Temperatura de saída. Unidade: °C
FLUID.Cp = 4178 * (u.J/(u.kg*u.Kelvin)); % Calor específico do fluido [J/kg*K]
FLUID.rho = 995 * (u.kg/u.m^3); % Massa específica do fluido [kg/m3]
FLUID.mu = 0.769e-3 * (u.N*u.s/u.m^2); % Viscosidade dinâmica do fluido [kg/(m*s)]
FLUID.k = 0.62 * (u.W/(u.m*u.Celsius)); % Condutividade térmica do fluido [W/(m*oC)]
FLUID.Pr = 5.2; % Número de Prandtl do fluido
FLUID.Rf = 1.76e-4 * (u.m^2*u.K/u.W); % Fator de deposição do escoamento [m2*K/W]
%-----
FLUID_2 = FLUID;
%-----

```



```

=====
| Início dos cálculos
=====
| > Iteração: 1 Residual: 0
[Warning: | >> As áreas calculadas pelos métodos epsilon-NUT e LMTD são diferentes. Para fins de d
considerada a área de maior valor, aquela calculada com o método LMTD.]]
[> In <a href="matlab:matlab.internal.language.introspective.errorDocCallback('calculate_area', 'D:\
In <a href="matlab:matlab.internal.language.introspective.errorDocCallback('TCALOR_CALC', 'D:\Back
[Warning: | >> As áreas calculadas pelos métodos epsilon-NUT e LMTD são diferentes da área calcula
os parâmetros inseridos pelo usuário, favor rever parâmetros de entrada.]]
[> In <a href="matlab:matlab.internal.language.introspective.errorDocCallback('calculate_area', 'D:\
In <a href="matlab:matlab.internal.language.introspective.errorDocCallback('TCALOR_CALC', 'D:\Back
| > Iteração: 2 Residual: 0
[Warning: | >> As áreas calculadas pelos métodos epsilon-NUT e LMTD são diferentes. Para fins de d
considerada a área de maior valor, aquela calculada com o método epsilon-NUT.]]
[> In <a href="matlab:matlab.internal.language.introspective.errorDocCallback('calculate_area', 'D:\
In <a href="matlab:matlab.internal.language.introspective.errorDocCallback('TCALOR_CALC', 'D:\Back
| > Iteração: 3 Residual: 0
[Warning: | >> As áreas calculadas pelos métodos epsilon-NUT e LMTD são diferentes. Para fins de d
considerada a área de maior valor, aquela calculada com o método epsilon-NUT.]]
[> In <a href="matlab:matlab.internal.language.introspective.errorDocCallback('calculate_area', 'D:\
In <a href="matlab:matlab.internal.language.introspective.errorDocCallback('TCALOR_CALC', 'D:\Back
| > Iteração: 4 Residual: 0
[Warning: | >> As áreas calculadas pelos métodos epsilon-NUT e LMTD são diferentes. Para fins de d
considerada a área de maior valor, aquela calculada com o método epsilon-NUT.]]
[> In <a href="matlab:matlab.internal.language.introspective.errorDocCallback('calculate_area', 'D:\
In <a href="matlab:matlab.internal.language.introspective.errorDocCallback('TCALOR_CALC', 'D:\Back
| > Iteração: 5 Residual: 0

```

```

=====
| Dados de saída calculados
=====
|
| Dados do trocador de calor
|
| Tipo de trocador de calor..... casco_tubo
| Direção dos escoamentos..... contra_correntes
| Estado de conservação..... usado
| Material dos tubos..... aco
| Espessura dos tubos..... t 0.002413*(m)
| Comprimento do trocador..... L 5.0*(m)
| Fator de correção da LMTD..... F 0.9
| Diâmetro int. dos tubos int..... di 0.014224*(m)
| Diâmetro int. do casco..... Di 1.372*(m)
| Núm. de passes no casco..... NpS 1.0
| Núm. de passes nos tubos..... NpT 1.0
| Núm. de tubos..... NT 2559.0
| Pitch..... Pt 0.0254*(m)
| Distância entre chicanas..... B 0.686*(m)
| Fator de corte das chicanas..... 0.25
| Configuração dos tubos..... triangular
| Núm. de chicanas..... NB 6.0
| Distância entre tubos..... C 0.00635*(m)
| Diâmetro ext. dos tubos int.s..... do 0.01905*(m)
| Potência trocada entre os fluidos..... q (7667465.6*(kg)*(m)^2)/(s)^3
| Média log. das dif. de temp..... LMTD 6.84881678*(K)
| Potência máx. do trocador de calor..... qMax (11501198.4*(kg)*(m)^2)/(s)^3
| Efetividade do trocador de calor..... e 0.666666667
| Núm. de unidades de tranf..... NTU 1.622340248
| Capacitância térmica mín..... Cmin (766746.56*(kg)*(m)^2)/((K)*(s)'
| Capacitância térmica máx..... Cmax (1916866.4*(kg)*(m)^2)/((K)*(s)'
| Coef. global de tranf. de calor..... U (1624.458555*(kg))/((K)*(s)^3)
| Área de troca de calor entre os fluidos 1 e 2..... Aheat 765.746716*(m)^2
| Relação Pt/do..... PR 1.333333333

```

Dados do fluido 1

Nome do fluido.....	agua
Alocação do fluido.....	externo
Vazão mássica do fluido.....m	(183.52*(kg))/(s)
Temp. na entrada.....Tinlet	45.0*(Celsius)
Temp. na saída.....Toutlet	35.0*(Celsius)
Calor específico.....Cp	(4178.0*(m)^2)/((K)*(s)^2)
Massa específica.....rho	(992.0*(kg))/(m)^3
Viscosidade dinâmica.....mu	(0.000657*(kg))/((m)*(s))
Condutividade térmica.....k	(0.6316*(kg)*(m))/((K)*(s)^3)
Número de Prandtl.....Pr	4.344
Fator de deposição.....Rf	(0.000088*(K)*(s)^3)/(kg)
Pressão na entrada.....P	(bar)
Temp. de referência.....Tref	Fluido quente
Diâmetro hidráulico.....Dh	0.01829334385*(m)
Área transversal de passagem do fluido em um tubo/canal....Atr	0.235298*(m)^2
Temp. para cálculo das props.....Tprop	40.0*(Celsius)
Potência térmica recebida.....q	-(7667465.6*(kg)*(m)^2)/(s)^3
Número de Reynolds.....Re	21716.65304
Velocidade média do escoamento.....v	(0.7862370271*(m))/(s)
Número de Nusselt.....Nu	140.9922198
Coefficiente de convecção térmica.....h	(4867.92829*(kg))/((K)*(s)^3)
Fator de atrito.....f	0.2667859609
Perda de carga.....dP	(43439.4252*(kg))/((m)*(s)^2)

Dados do fluido 2

Nome do fluido.....	agua
Alocação do fluido.....	interno
Temp. na entrada.....Tinlet	30.0*(Celsius)
Temp. na saída.....Toutlet	34.0*(Celsius)
Calor específico.....Cp	(4178.0*(m)^2)/((K)*(s)^2)
Massa específica.....rho	(995.0*(kg))/(m)^3
Viscosidade dinâmica.....mu	(0.000769*(kg))/((m)*(s))
Condutividade térmica.....k	(0.62*(kg)*(m))/((K)*(s)^3)
Número de Prandtl.....Pr	5.2
Fator de deposição.....Rf	(0.000176*(K)*(m)^2)/(W)
Pressão na entrada.....P	(bar)
Temp. de referência.....Tref	Fluido frio
Diâmetro hidráulico.....Dh	0.014224*(m)
Área transversal de passagem do fluido em um tubo/canal....Atr	0.0001589034654*(m)^2
Temp. para cálculo das props.....Tprop	32.0*(Celsius)
Potência térmica recebida.....q	(7667465.6*(kg)*(m)^2)/(s)^3
Vazão mássica do fluido.....m	(458.8*(kg))/(s)
Número de Reynolds.....Re	20869.64966
Velocidade média do escoamento.....v	(1.133957229*(m))/(s)
Número de Nusselt.....Nu	136.6249799
Coefficiente de convecção térmica.....h	(5955.250811*(kg))/((K)*(s)^3)
Fator de atrito.....f	0.006467331479
Perda de carga.....dP	(8376.137236*(kg))/((m)*(s)^2)

=====
 | That's all folks |
 =====

21-Mar-2022 20:55:02