

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE ENGENHARIA QUÍMICA

CURSO DE ENGENHARIA QUÍMICA

LUIZ AUGUSTO BALZAN WALTER

**ESTUDO DA VIABILIDADE TÉCNICA DE UM TROCADOR DE CALOR
CASCO E TUBO COM ALTERAÇÕES EM SUA GEOMETRIA
INTERNA**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

FRANCISCO BELTRÃO

2018

LUIZ AUGUSTO BALZAN WALTER

**ESTUDO DA VIABILIDADE TÉCNICA DE UM TROCADOR DE CALOR
CASCO E TUBO COM ALTERAÇÕES EM SUA GEOMETRIA
INTERNA**

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação, apresentado à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso II, do Curso Superior de Engenharia Química do Departamento Acadêmico de Engenharia Química – DAENQ – da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Químico.

Orientador: Prof. Dr. Claiton Zanini Brusamarello

Orientadora: Profa. Dra. Ana Paula Romio

Francisco Beltrão

2018

LUIZ AUGUSTO BALZAN WALTER

**ESTUDO DA VIABILIDADE TÉCNICA DE UM TROCADOR DE CASCO E TUBO
COM ALTERAÇÕES EM SUA GEOMETRIA INTERNA**

Trabalho de conclusão de curso apresentado à Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR – Câmpus Francisco Beltrão, como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Química.

COMISSÃO JULGADORA:

Prof Dr Claiton Zanini Brusamarello

Profa. Dra. Ana Paula Romio

Profa. Dra. Camila Nicola Boeri di Domenico

Francisco Beltrão, 14 de Junho de 2018

A Folha de Aprovação assinada encontra-se na Coordenação do Curso

RESUMO

WALTER, Luiz A. B. Estudo da viabilidade técnica de um trocador de calor casco e tubo com alterações em sua geometria interna. 50 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Química), Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Trocadores de calor são equipamentos que aproveitam a diferença de temperatura de dois fluidos e servem de fronteiras para que ocorra a transferência de energia através do calor. Entre os vários modelos existentes no mercado, o de casco e tubo é o mais amplamente utilizado na indústria em geral. É robusto, fácil operação, é resistente a altas temperaturas e pressões, além de sua higienização ocorrer de maneira simples e componentes danificados são facilmente substituídos. Devido à essa grande utilização do trocador de calor de casco e tubo, pesquisadores buscam encontrar maneiras de melhorar sua operação através de algoritmos e simulações. Este trabalho busca aumentar a área de troca térmica de um casco e tubo adicionando ondulações nos tubos e conseqüentemente, aumentar a efetividade do trocador de calor. Para realização da modelagem foi feito um levantamento de equação e utilizou-se o software Matlab® para escrita do código. Como resultado disso, o projeto se mostrou viável em relação ao aumento da área disponível para troca pois aumentou em até 1000W a troca de calor.

Palavras-chave: Trocador de calor. Casco e tubo. Modelagem. Ondulações. Área de troca térmica. Efetividade.

ABSTRACT

WALTER, Luiz A. B. Study of the technical feasibility of a shell and tube heat exchanger with changes in its internal geometry. 50 f. Course Completion Work (Bachelor of Chemical Engineering), Federal Technological University of Paraná.

Heat exchangers are equipments that take advantage of the temperature difference of two fluids and serve as boundaries for the transfer of energy through the heat. Among the various models on the market, the shell and tube is the most widely used in the industry in general. It is robust, easy to operate, is resistant to high temperatures and pressures, in addition to its hygienization occur in a simple way and damaged components are easily replaced. Because of this large use of the shell and tube heat exchanger, researchers are looking to find ways to improve their operation through algorithms and simulations. This work aims to increase the thermal exchange area of a shell and tube by adding undulations in the pipes and consequently increase the effectiveness of the heat exchanger. To perform the modeling, an equation survey was made and Matlab® software was used to write the code. As a result, the project proved to be feasible in relation to the increase in the area available for exchange since it increased the heat exchange by up to 1000W.

Keywords: Heat exchanger. Shell and tube. Modeling. Ripples. Thermal exchange area. Effectiveness.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 - Trocador de calor com ondulações nos tubos e casco reto	18
FIGURA 2 – Trocador de calor com ondulações no casco e nos tubos.....	19
FIGURA 3 - Trocador de calor de casco e tubo.....	23
FIGURA 4 - Representação da transferência de calor em um tubo.....	24
FIGURA 5 - Perfil de troca térmica dos fluxos contra e cocorrente.....	25
FIGURA 6 - Aproximação do comprimento de arco graficamente.....	27
FIGURA 7 - Funções escolhidas para aproximação do comprimento	31
FIGURA 8 - Relação entre o comprimento do trocador de calor e a troca térmica.....	35

LISTA DE QUADROS

QUADRO 1 - Variáveis de projeto fornecidas pelo catálogo	29
QUADRO 2 - Propriedades físicas dos fluidos durante o processo.....	30
QUADRO 3 - Diminuição no número de tubos em um trocador de calor de casco reto e tubos ondulados.....	36
QUADRO 4 - Aumento da efetividade em função de NTU.....	37

LISTA DE SÍMBOLOS

- a_s - Área de escoamento na carcaça [m²]
- A_i - Área interna dos tubos [m²]
- A_e - Área externa dos tubos [m²]
- B - Espaçamento entre chicanas [m]
- C - Comprimento do arco da função [m]
- C_f - Capacidade térmica do fluido frio [J/sK]
- C_{max} - Capacidade térmica máxima [J/sK]
- C_{min} - Capacidade térmica mínima [J/sK]
- cp_f - Capacidade calorífica do fluido frio [J/kgK]
- cp_q - Capacidade calorífica do fluido quente [J/kgK]
- C_q - Capacidade térmica do fluido quente [J/sK]
- C_f - Capacidade térmica do fluido quente [J/sK]
- C_r - Razão entre as capacidades térmicas [Adimensional]
- C_t - Espaçamento entre faces dos tubos [m]
- d_e - Diâmetro externo dos tubos [m]
- d_i - Diâmetro interno dos tubos [m]
- D_e - Diâmetro externo do casco [m]
- D_h - Diâmetro hidráulico [m]
- D_i - Diâmetro interno do casco [m]
- ΔP_c - Perda de carga no casco [kPa]
- ΔP_t - Perda de carga nos tubos [kPa]

ΔT_{lm} - Média logarítmica das temperaturas [K]

ΔT_1 - Diferença entre as temperaturas um [K]

ΔT_2 - Diferença entre as temperaturas dois [K]

e - Rugosidade do tubo [μm]

f_c - Fator de atrito do casco [Adimensional]

f_t - Fator de atrito dos tubos [Adimensional]

g - Aceleração da gravidade [m/s^2]

G_s - Vazão por área na carcaça [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} / \text{m}^2$]

h_e - Coeficiente convectivo do fluido no casco [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]

h_i - Coeficiente convectivo do fluido nos tubos [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]

k_e - Condutividade térmica do fluido no casco [W/mK]

k_i - Condutividade térmica do fluido nos tubos [W/mK]

k_t - Condutividade térmica do material do tubo [W/mK]

L - Comprimento do trocador de calor [m]

L_2 - Comprimento equivalente para um joelho 90° [m]

\dot{m}_f - Vazão mássica do fluido frio [kg/s]

\dot{m}_q - Vazão mássica do fluido quente [kg/s]

N_c - Número de chicanas [Adimensional]

N_p - Número de passes [Adimensional]

N_t - Número de tubos [Adimensional]

NTU - Número de unidades térmicas [Adimensional]

Pr_e - Prandtl do fluido no casco [Adimensional]

Pr_i - Prandtl do fluido nos tubos [Adimensional]

P_t - Espaçamento faces dos tubos [m]

q_{real} - Calor transferido no trocador de calor [kW]

Q - Taxa de calor transferido [kW]

R_d - Resistência causada pela incrustação $\left[\frac{K}{W} \right]$

R_T - Resistência total $\left[\frac{K}{W} \right]$

Re_e - Reynolds do fluido no casco [Adimensional]

Re_i - Reynolds do fluido nos tubos [Adimensional]

S - Entropia $\left[\frac{kW}{kgK} \right]$

$T_{f,e}$ - Temperatura do fluido frio na entrada [K]

$T_{f,s}$ - Temperatura do fluido frio na saída [K]

$T_{q,e}$ - Temperatura do fluido quente na entrada [K]

$T_{q,s}$ - Temperatura do fluido quente na saída [K]

U - Coeficiente global de transferência de calor $\left[\frac{W}{mK} \right]$

v_e - Velocidade do fluido no casco $\left[\frac{m}{s} \right]$

v_i - Velocidade do fluido nos tubos $\left[\frac{m}{s} \right]$

Letras gregas

ε - Efetividade [Adimensional]

μ_e - Viscosidade dinâmica do fluido no casco $\left[\frac{kg}{m.s} \right]$

μ_i - Viscosidade dinâmica do fluido nos tubos $\left[\frac{kg}{m.s} \right]$

ρ_e - Massa específica do fluido no casco $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$

ρ_i - Massa específica do fluido nos tubos $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$

Φ - Distribuição da viscosidade ao longo do trocador de calor - [Adimensional]

Subscritos

c - Casco

e - Externo, em relação ao fluido no casco

f - Frio

f,e - Frio na entrada

f,s - Frio na saída

i - Interno, em relação ao fluido nos tubos

h - Hidráulico

ln - Logarítmica

max - Máximo

min - Mínimo

q - Quente

q,e - Quente na entrada

q,s - Quente na saída

real - Real

s - Carcaça

t - Tubos

T- Total

1 - Um

2 - Dois

Sumário

1. INTRODUÇÃO	13
1.1. PROBLEMA.....	15
1.2. OBJETIVOS.....	16
2. DESENVOLVIMENTO	17
2.1. MÉTODO DE PESQUISA	17
2.2. A LÓGICA DO PROJETO	17
2.3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	19
2.4. A ENGENHARIA DE UM TROCADOR DE CALOR	20
2.5. ANÁLISE TERMODINÂMICA.....	21
2.6. ANÁLISE DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	23
2.7. ANÁLISE DOS ARRANJOS DE FLUIDOS.....	26
2.8. ESTUDOS NO CENÁRIO ATUAL	27
3. MATERIAIS E MÉTODOS	29
3.1. MÉTODOS DE CÁLCULO	29
3.2. COMPRIMENTO DE ARCO	29
3.3. ESTUDO DE CASO	30
3.4. ROTEIRO DE CÁLCULO	33
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES	40
5. CONCLUSÃO	44
REFERÊNCIAS	45
APÊNDICE	49

1. INTRODUÇÃO

O processo de troca térmica entre dois ou mais fluidos de diferentes temperaturas é primordial no que envolve a indústria química em geral. Para sustentar tal necessidade, e também grandes transferências de energia, são necessários os trocadores de calor. Esses equipamentos são basicamente dispositivos de troca térmica, que aproveitam a energia interna de um gás ou líquido e transfere para outro em forma de calor (PONCE-ORTEGA et al., 2009).

Em tempos de fontes de energia escassas e onerosas, a recuperação de energia possibilitada pelos trocadores é de grande importância na indústria. Processos com alta temperatura ou pressão, que contêm determinados fluidos, são formas de energia facilmente recuperadas. O que dirá se a recuperação energética é viável ou não, é a questão econômica. Esses gastos virão tanto da compra do equipamento, quanto do custo de operação. A variável financeira é pensada do início do projeto de uma planta industrial, até a manutenção do mesmo. (SINNOTT e TOWLER, 2009).

A reutilização ou regeneração de energia feita pelos trocadores de calor dependem de muitas variáveis, dentre elas seu fluxo, sua geometria interna e externa, viscosidade, pressão, temperatura, entre outros. A transferência de energia entre os fluidos, é separada por uma parede ou mesmo uma interface, para que não se misturem e possam ter fluxos diferentes. Vale chamar a atenção para o material de separação dos fluidos: pois este deve ser resistente à altas temperaturas e ao mesmo tempo, ter baixa resistência térmica, de modo que a troca seja maximizada. Trocadores de calor são utilizados em uma grande variedade de processos, desde recuperação energética, secagem, refrigeração, criogenia, indústrias de manufatura, até meios de locomoção. Além das inúmeras aplicações, a variedade de tamanhos, formas e classificações quanto ao tipo, é sempre um ponto importante durante o planejamento de um projeto (KAKAC et al., 2012).

A classificação de trocadores de calor é um fator vital a ser levado em conta. Todo equipamento presente em uma planta industrial, é cuidadosamente selecionado entre as dezenas de opções disponíveis na literatura ou empresas responsáveis pela comercialização. Toda essa cautela, é pelo fato da busca do máximo aproveitamento

de energia, diminuição de riscos de acidentes e gastos. Com o manuseio de variáveis como pressão e temperatura em condições que podem gerar um perigo aos operadores, a segurança, não apenas com trocadores de calor, mas na indústria química em geral, deve ser preventiva. Manutenção, reparo e limpeza são fatores essenciais relacionado à esse tipo de processo.

Devido ao extenso uso de trocadores de calor, o melhoramento desses equipamentos é visado por muitos pesquisadores da área de operações unitárias e fenômenos de transporte. Inúmeras variáveis e diferentes estratégias são estudados para obter a otimização. Costa e Queiroz (2008) buscaram melhorar o design através de algumas falhas presentes na literatura, dentre elas a análise do fluido na parte do casco levando em conta os tubos e a área que melhor se encaixa econômica e operacionalmente. Ponce-Ortega *et al.* (2009) realizam o estudo para minimizar o investimento em trocadores de casco e tubo através de algoritmos; YILMAZ (2001) utiliza da Segunda Lei da Termodinâmica, e entropia, para analisar e aumentar a performance de um trocador de calor. Vargas *et al.* (2001) utiliza a performance global para aproximar de um valor ótimo em trocadores contracorrente.

As inúmeras pesquisas feitas para otimização de trocadores de calor buscam um objetivo, porém por caminhos diferentes: aumentar a eficiência de um trocador de calor. Seja por meio de uma rede desse equipamento (LINNHOFF e FLOWER, 1978) ou até mesmo análises de micro trocadores de calor (FOLI *et al.*, 2006), a eficiência está atrelada à cada variável presente no funcionamento e está propensa a ser modelada física, computacional ou teoricamente.

O presente trabalho propôs uma alternativa às pesquisas mais recentes encontradas na literatura. Uma nova geometria para trocadores de calor de casco e tubo, realizar o levantamento teórico sobre os fatores que possam validar o projeto. Para que a geometria tradicional seja alterada, serão adicionadas ondulações nos tubos internos para que, teoricamente, a área de troca térmica aumente. Conseqüentemente, com esse acréscimo, acredita-se que a capacidade de trocar calor do equipamento, irá aumentar. Vale chamar a atenção na diminuição dos gastos com energia para aumentar ou diminuir as temperaturas dos fluidos presentes no processo. Para realizar esse projeto, o método de Kern será utilizado e também o número de unidades térmicas (NTU). Eles descreverão a parte dinâmica e também a térmica, de acordo com o levantamento de equações que serão descritas nas próximas seções.

1.1. PROBLEMA

A ampla utilização dos trocadores de calor na indústria em geral tornou o reaproveitamento de energia uma estratégia fundamental para as companhias que os utilizam. Dessa maneira, os frutos oriundos da utilização desse equipamento vem da diminuição de custos com combustíveis para queima, como: madeira, gases, combustíveis fósseis ou reaproveitamento de elementos do próprio processo. Outro ponto favorável é a redução de gases provenientes da queima dessas fontes citadas, os quais podem causar inversão térmica, acúmulo de gases na atmosfera e até elevar o efeito estufa na Terra.

O desperdício energético ocorre basicamente em um efeito cascata: começa desde o início do processo e vai carregando as perdas até o final. É estimado que cerca de 20-50% de energia sejam perdidos durante esse caminho, na forma de perda de calor, pressão, gases de exaustão, resistência dos materiais dos equipamentos e entre outras formas (GUPTA, et al, 2013). Para que não ocorra tão facilmente, esses desvios devem ser previstos durante o projeto para certificar o máximo de aproveitamento. Um exemplo muito aplicado na indústria é o pré-aquecimento de fluidos que passam no processo e também regular vazões dos mesmos (THULUKKANAN, 2013).

Teoricamente, atrelada à eficiência, está a área de superfície de troca térmica. Aumentar a área de superfície pode parecer algo simples, mas está acompanhada de alguns desafios. Essa visão de um novo design interno carrega alguns conceitos que devem ser cuidadosamente descritos. A nova geometria envolve seleção de tamanhos dos principais componentes mecânicos do trocador, tudo isso para preencher lacunas que podem se abrir durante a inovação (COSTA e QUEIROZ, 2008). O projetista deve estar sempre ciente das diferenças entre uma condição ideal e uma condição real. O resultado obtido deve satisfazer o processo e requisitos operacionais, como viabilidade, flexibilidade, manutenção e economia (BABU e MUNAWAR, 2006).

É facilmente encontrado na literatura, designs de trocadores de calor que aumentam a área de troca térmica. Atualmente, os que estão mais em pauta na literatura são casco e tubo e tubo em U, e conseqüentemente susceptíveis e estudados para obterem mudanças. Itens como: placas, serpentinas, aumento do número de tubos são tópicos significativos no embasamento teórico deste trabalho.

1.2. OBJETIVOS

Este trabalho tem com o objetivo propor uma nova geometria interna para trocadores de calor casco e tubo: adicionar ondulações esporádicas nos tubos internos do equipamento. Essas ondulações serão obtidas através de funções seno e calculadas através de comprimento de um arco. Dessa maneira, busca-se analisar as propriedades que foram afetadas calculando numericamente através do software Matlab® versão R2016a.

2. DESENVOLVIMENTO

Nesta seção do trabalho será discutido como foi desenvolvido o projeto, juntamente com a fundamentação teórica e algumas análises de diferentes áreas da Engenharia Química, como Termodinâmica, Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos.

2.1. MÉTODO DE PESQUISA

O trocador de calor do tipo casco e tubo é o equipamento mais comum em uma indústria química, é considerado o pai de todos os equipamentos de transferência de calor. É utilizado nos mais variados ramos da indústria de processos: indústria petroquímica, álcool-açucareira, polímeros, etc (THULUKKANAM, 2013).

Durante o projeto de um trocador de calor, o engenheiro químico ou mecânico, é responsável pela análise térmica e hidráulica. Dessa maneira, todas as variáveis relacionadas à transferência de calor e movimento devem ser analisadas previamente para satisfazer as condições que o equipamento será exposto.

Durante o projeto existem muitas interrogações, como a previsão de propriedades físicas dos fluidos utilizados, escolher correlações para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor e também movimento. O dimensionamento de tubos, cascos, quantidade de fluxo, área e etc, devem seguir um planejamento lógico e que siga uma sequência a qual deve obter cálculos e correlações executáveis e simples (ARAÚJO, 2012).

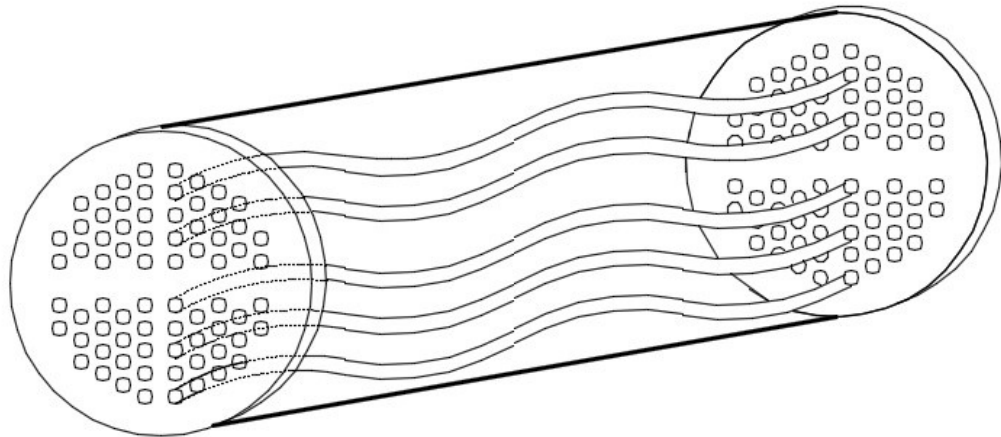
2.2. A LÓGICA DO PROJETO

Como ponto de partida, é necessário estabelecer onde foi utilizado o equipamento e em seguida, buscar as limitações de operação, como perda de carga, tamanho, massa e material. Também deve-se examinar tipos de fluidos, temperaturas e pressões quais pode ser exposto (FARIA, 2015). Este projeto irá dimensionar algumas variáveis fundamentais que são as mais comumente abordadas na literatura.

Para validar o projeto, uma série de equações que envolvem energia foram levantadas: relações com capacidade calorífica, resistência à transferência de calor

dos materiais, lei de resfriamento de Newton e também equações que irão prever a perda de carga dentro do trocador de calor. Além disso, foi analisado qual será a melhor configuração de fluxos e o tamanho adequado do equipamento. Tudo isso, seguindo uma sequência lógica de projeto utilizada na literatura.

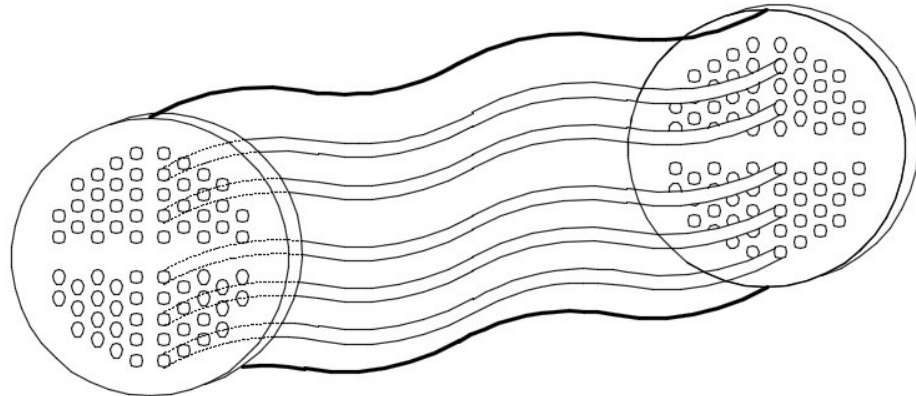
Figura 1. Trocador de calor com ondulações nos tubos e casco reto.



Fonte: Autoria própria (2017).

A utilização do trocador de calor de casco e tubo com ondulações, como apresentado na Figura 1 nos tubos internos, se limitará a fluidos de baixa viscosidade. Isso acontece pois devido às ondulações, os perfis de velocidade são obtidos características distintas aos descritos na literatura e à medida que o fluido desliza por dentro do tubo, os vales dentro dos tubos internos, irão proporcionar regiões “mortas” as quais estão propensas a formação de incrustações. Dessa maneira, além de fluidos com baixas viscosidades, os mesmos não devem conter partículas sólidas suspensas, também para evitar o depósito nas regiões mortas. A Figura 2 representa uma outra ideia para o projeto: um trocador de calor em que o casco acompanha os tubos ondulados. Assim, as limitações apresentadas na Figura 1 serão mantidas, mas durante a modelagem, será considerada essa diferença. Para fins de visualização, as chicanas não foram colocadas no desenhom visto que se trata de uma ilustração em 2D e apenas em preto e branco, desta maneira a imagem não ficará poluída.

Figura 2: Trocador de calor com ondulações no casco e nos tubos.



Fonte: autoria própria (2017).

2.3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Para fins de uma melhor compreensão das equações utilizadas, nesse capítulo, são apresentados alguns conceitos básicos os quais um trocador de calor são fundamentados.

Se os trocadores de calor pudessem ser resumidos em duas palavras, seriam: economia e engenharia. A primeira surge das circunstâncias em que um processo é construído, e com o intuito de reaproveitar energias já gastas para aumentar ou diminuir temperaturas para entrar no processo, o que já nos conecta com a segunda palavra, pois além da engenharia de construção do processo, existe a engenharia na construção do trocador de calor. Diversos conceitos são abordados: entalpia, calor, resistência, viscosidade, pressão, temperatura, todo esse levantamento para sempre buscar a maior eficiência do processo e a mínima perda de energia.

É possível fazer um paralelismo entre a engenharia do trocador de calor proposto e a biologia: o trocador de casco e tubo com ondulações internas é derivado da ideia do intestino delgado de um ser humano o qual é cheio de ondulações em sua configuração interna. Esse formato é resultado de milhares de anos de evolução e tem como objetivo absorver o máximo possível de nutrientes do bolo alimentar dentro do intestino (VARELLA, 2015).

2.4. A ENGENHARIA DE UM TROCADOR DE CALOR

Como mencionado nos procedimentos metodológicos, o projeto de um trocador de calor segue uma sequência de passos para seu projeto. As especificações de design e projeto são todas as informações necessárias para desenhar e otimizar o equipamento, que incluem: (1) especificações do problema, (2) tipo de construção, (3) arranjo do fluxo, (4) materiais de construção, (5) consideração de design, como tamanho dos tubos, padrão de *layout*, tamanho máximo do casco e restrições de manutenção, (6) segurança (THULUKKANAN, 2013). Esses passos podem sofrer alterações, pois, sabemos que matematicamente, as equações podem sofrer interações entre si.

Primeiramente, o engenheiro deverá pensar nas exigências e definir a meta do design. Para isso, deve existir o conhecimento das necessidades do consumidor, ou seja, da planta. Se o problema for muito complexo, é muito difícil que encontre um equipamento que o comprador terá 100% de certeza que aquele é o trocador de calor ideal. Para isso, além dos conhecimentos de projeto, o engenheiro deve ter não apenas um, mas alguns designs aplicáveis no processo (SHAH e SEKULIC, 2003).

Devido aos variados designs de trocadores de calor, inclusive o de casco e tubo, que podem satisfazer a aplicação, a otimização é feita em termos de custo. Isso geralmente envolve algum tipo de programação em códigos, no qual variáveis são limitadas ou maximizadas. Projetar uma série de trocadores de calor, também é uma alternativa para reaproveitar o máximo de calor dentro do processo. Com a ferramenta da programação, centenas de alternativas se abrem para encontrar o projeto que mais se encaixa com a exigência do processo (HEWITT, et al., 1994).

Baseado nas restrições de projeto, a escolha da configuração e do fluxo, são primeiramente decididas. Essas duas variáveis dependem do fluido que passa por dentro e por fora dos tubos, incrustação, temperatura, pressão e a possibilidade de parada para higienização. O próximo passo foi analisar os materiais que vão compor o trocador: no caso desse trabalho, é necessário rever alguns materiais, pois como haverão as ondulações nos tubos internos, será necessário analisar a maleabilidade dos metais que os compõem. A escolha do material é relacionado com a corrosividade do fluido, pois como a temperatura e pressão de processos são geralmente altas, as colisões das moléculas com as paredes dos materiais são grandes e podem causar

desgaste (SHAH e SEKULIC, 2003). As próximas seções irão analisar o trocador de calor de maneira disciplinar.

2.5. ANÁLISE TERMODINÂMICA

Até agora, o trabalho vem focado na parte de projeto de um trocador de calor e todos os problemas para se construir um equipamento. Nesse item, será focado na termodinâmica do trocador de calor e como podemos observar esse equipamento através dessa ciência.

A Primeira Lei da Termodinâmica descreve a conservação de energia, a qual nunca é perdida e sim transformada em outras formas e liberada para as fronteiras. Já a Segunda Lei da Termodinâmica descreve como ocorre a “perda” de energia do sistema, analisando a entropia, que diz quanto maior sua taxa, mais distante da reversibilidade o sistema se encontra (CENGEL, 2002).

Tradicionalmente, a modelagem de um trocador de calor começa nos balanços de energia, que é basicamente a aplicação da Primeira Lei da Termodinâmica e da lei de conservação de massa. Dessa maneira, pensando na transferência de calor, a aplicação da taxa de entalpia iria satisfazer essa análise. Se formos pensar em trocador de calor operando de forma adiabática, a taxa de entalpia é trocada de forma igual de um fluido para o outro e conseqüentemente a soma dessas taxas, seria o valor da taxa de calor do trocador de valor. É nessa etapa que é possível observar a quantidade de calor máxima que o trocador pode oferecer (SHAH e SEKULIC, 2003). Como nunca encontraremos situações perfeitas as quais a troca térmica é 100%, é possível encontrar na literatura métodos como Número de Unidades Térmicas, NTU, e algumas variações e também media logarítmica das temperaturas, que tem o intuito de corrigir o erro calculado na idealidade da Primeira Lei da Termodinâmica (HEWITT e SHIRES, 1994):

$$\left(\begin{array}{l} \text{Taxa de transferência} \\ \text{de calor } q \end{array} \right) = \left(\begin{array}{l} \text{Efetividade ou} \\ \text{fator de correção} \end{array} \right) \times \left(\begin{array}{l} \text{Capacidade de} \\ \text{geração de calor} \end{array} \right) \times \left(\begin{array}{l} \text{Diferença de} \\ \text{temperatura} \end{array} \right) \quad (1)$$

$$= \{ \varepsilon C_{\min} \Delta T_{\text{lm}} \} \quad (1)$$

A expressão fator ou efetividade tem o mesmo princípio de correção da Primeira Lei da Termodinâmica. Esses termos não tem o mesmo valor físico, porém cada um se relaciona com a equação e irá corrigir e também carregar erros durante o

cálculo. Vale chamar a atenção, que esses métodos utilizam ou a máxima diferença de temperatura ΔT_{\max} ou a diferença logarítmica de temperatura ΔT_{lm} e não somente as temperaturas de entrada e saída de um fluido em específico como é idealmente calculado.

As leis termodinâmica tratam, com cuidado as perdas energéticas, pois é através dela que é possível encontrar as falhas do sistema e corrigi-las. Perdas de energia, em qualquer forma, resultam em um decréscimo do trabalho atribuído à energia disponível. Essas perdas devido à irreversibilidade do processo podem ser calculadas utilizando a segunda lei da termodinâmica:

$$dS \geq \frac{dQ}{T} \quad (2)$$

tanto pela taxa de entropia de geração de entropia não balanceada dentro do volume de controle, quanto a taxa de exergia também não balanceada (YILMAZ et al., 2001).

Onde:

S - Entropia $\left[\frac{\text{kW}}{\text{kgK}} \right]$

Q - Taxa de calor transferido [kW]

T – Temperatura [K]

Devido à geração de entropia e a importância dos trocadores de calor, que em 1951 com McClintock pesquisou uma maneira de minimizar a geração de entropia em um trocador de calor através do seu design. E após isso, a minimização de geração de entropia recebeu muita atenção e se tornou um campo de pesquisa na engenharia aplicada à transferência de energia (MANJUNATH e KAUSHIK, 2014). Porém esse campo da termodinâmica não é aceito totalmente, pois segundo SHAH e SKIEPKO (2004), a efetividade de um trocador de calor não está relacionada à geração de entropia. No estudo é relatado que, em testes com 18 diferentes tipos de trocadores de calor, foi testado que a efetividade pode ser máxima, média ou mínima tendo a geração de entropia máxima. Então conclui-se que o conceito de minimização da geração de entropia não é um conceito que pode ser amplamente aplicado na análise de trocadores de calor (CHENG et al., 2015). Para contornar esse problema, alguns

autores revisaram dados propostos para encontrar uma melhor relação entre efetividade e taxa de transferência de calor, porém não foi possível concluir e generalizar para todos os casos (CHENG et al., 2015). É conhecido como o paradoxo da geração de entropia.

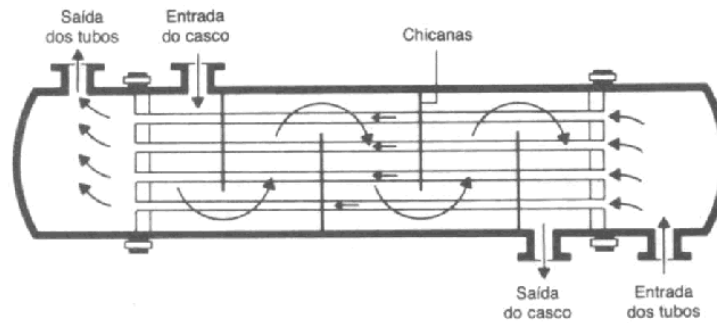
2.6. ANÁLISE DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A transferência de calor dentro de um trocador de calor de casco e tubo tem seu foco principal direcionado aos fluidos e às resistências tanto do material, quanto das camadas internas e externas de incrustação. A transferência de calor apenas acontece devido à um gradiente de temperatura, sem essa diferença, não existiria o transporte de energia e o sistema se encontraria em equilíbrio térmico. Esses fenômenos são a base para o cálculo da quantidade de calor e também a capacidade total de um trocador de calor.

Para ocorrer a transferência de calor, além do citado antes, devem conter dois fluidos. Um irá escoar pelos tubos e outro pelo casco. Esses tubos são posicionados paralelamente com o casco e o grande número dos mesmos faz com que o transporte de energia aumente. Outro fator que aumenta a transferência de calor são as chicanas posicionadas no casco, que além de manter os tubos fixos, fazem com que o fluido do casco escoe em direção aos tubos (CENGEL, 2007). A adição de chicanas faz também com que aumente a área superficial e reduza a resistência térmica à transferência de calor por convecção. A Figura 3 representa o fluxo dependente das chicanas.

Com a presença do escoamento dos dois fluidos, a separação é de função da parede dos tubos. A energia é transportada do fluido quente para o fluido frio pelo fenômeno de convecção. Esse calor encontrará o material dos tubos que fará a transferência por condução. Uma vez que a energia encontra o outro fluido, ocorre novamente o transporte por convecção (INCROPERA e BERGMAN, 2011), como observado na Figura 4.

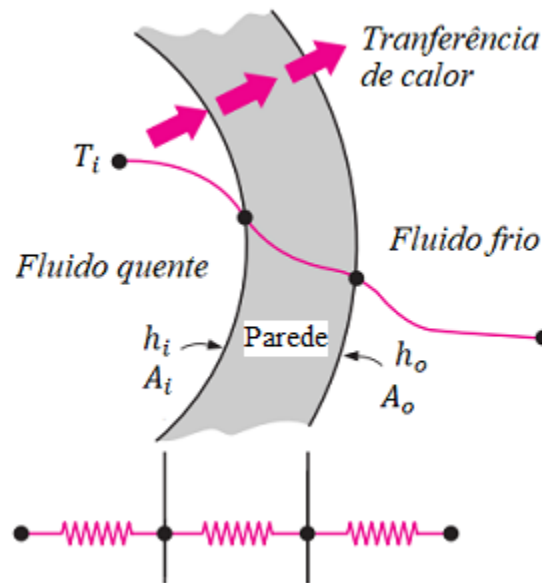
Figura 3. Trocador de calor de casco e tubo



Fonte: CENGEL, 2007.

Com todos esses fenômenos de transferência acontecendo, existirá uma resistência natural dos materiais pelos quais o calor está sendo transportado. Serão duas resistências associadas à convecção e uma à condução (CENGEL, 2007).

Figura 4. Representação da transferência de calor em um tubo.



Fonte: Adaptado de CENGEL, 2007.

Sendo a resistência total dada por:

$$R_T = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2\pi k_i L} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (3)$$

Onde:

R_T - Resistência total $\left[\frac{K}{W} \right]$

A_e - Área externa dos tubos $\left[m^2 \right]$

A_i - Área interna dos tubos $\left[m^2 \right]$

d_e - Diâmetro externo dos tubos $\left[m \right]$

d_i - Diâmetro interno dos tubos $\left[m \right]$

k_e - Condutividade térmica do fluido no casco $\left[\frac{W}{mK} \right]$

k_i - Condutividade térmica do fluido nos tubos $\left[\frac{W}{mK} \right]$

k_t - Condutividade térmica do material do tubo $\left[\frac{W}{mK} \right]$

L - Comprimento do trocador de calor $\left[m \right]$

Vale lembrar que com o constante uso do trocador de calor, aliado à altas pressões e temperaturas resultará em incrustações. Essa formará depósitos dentro e fora dos tubos e irá adicionar mais uma resistência ao cálculo da resistência total. A resistência térmica imposta por essas formações dependerá de qual fluido é utilizado e também quais as condições em que são impostos (YILMAZ et al., 2001).

O coeficiente convectivo de transferência de calor (h) é em geral calculado a partir de correlações empíricas a partir de números adimensionais relacionados à dinâmica e transferência de calor. Vale ressaltar que a dependência das condições de operação, resultará em relações diferentes para os cálculos, visto que fatores como geometria, propriedades dos fluidos, diferença de temperatura contribuirão para erros na correlação (PINHO e CRISTIANINI, 2006).

A condutividade térmica (k) fornecerá uma relação de taxa de transporte de energia que é fornecida pela condução. Essa propriedade dependerá da composição do material, temperatura e também a fase da matéria. Em valores, geralmente, a condutividade térmica dos sólidos é maior que a dos líquidos, visto que as moléculas estão dispostas de uma forma mais próxima uma das outras (INCROPERA et al., 2008).

É possível relacionar a resistência total com o fluxo de calor entre o fluido quente e o fluido frio:

$$q_{\text{real}} = \frac{\Delta T}{R_T} = UA_i \Delta T_{\text{lm}} = UA_e \Delta T_{\text{lm}} \quad (4)$$

Onde:

ΔT - Diferença entre as temperaturas em [K]

ΔT_{lm} - Média logarítmica das temperaturas [K]

q_{real} - Calor transferido no trocador de calor [kW]

U - Coeficiente global de transferência de calor [W/mK]

O coeficiente de transferência global de calor, U , pode ser determinado a partir da determinação dos tipos de fluidos, resistências e fatores de projeto em que está o trocador de calor (CENGEL, 2007).

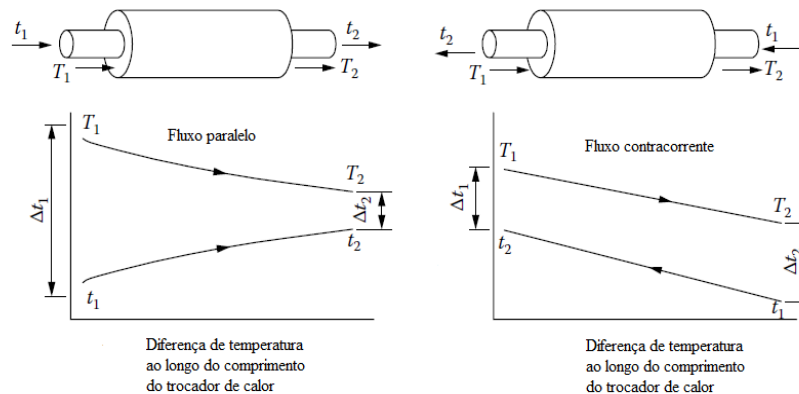
2.7. ANÁLISE DOS ARRANJOS DE FLUIDOS

A escolha do arranjo dos fluidos em um trocador de calor é de extrema importância no projeto de um trocador de calor. Porém um arranjo de fluxo em específico é o que tem mais capacidade de gerar calor e também aumentar a efetividade: fluxo contracorrente (SHAH e SEKULIC, 2003), conforme na Figura 5.

A taxa de transferência de calor é maior se a diferença de temperatura entre o fluido quente e o fluido frio, é maior. No fluxo paralelo, a diferença é muito alta antes da troca térmica, então muito calor irá transferir rapidamente, porém se mantém alto por um curto período de tempo. Se os dois fluxos estão na mesma direção, a taxa de transferência de calor do fluido quente para o fluido frio cai rapidamente com a aproximação dos valores da temperatura. No fluxo contracorrente, o fluido frio está entrando do lado oposto, onde o fluido quente terá esfriado um pouco, porém ainda será mais quente que o fluido frio. À medida que o fluido frio se move, ele se aquece, mas também está encontrando um fluido quente progressivamente com maior

temperatura à medida que ele se aproxima da extremidade oposta do dispositivo, onde o fluido que irá transferir energia está entrando e está no seu estado de melhor temperatura.

Figura 5. Perfil de troca térmica dos fluxos contra e cocorrente.



Fonte: Adaptado de THULUKKANAM, 2013.

2.8. ESTUDOS NO CENÁRIO ATUAL

O trocador de calor de casco e tubo apesar de robusto e relativamente arcaico na literatura, continua sendo amplamente utilizado na indústria e pesquisado por estudiosos. As pesquisas atuais não tentam buscar novas abordagens e criar um equipamento inovador, porém buscam melhorar os já existentes com algumas alterações nas geometrias pré determinadas no projeto. Também há a busca de melhorias através do uso da tecnologia de algoritmos dos mais diferentes conformações.

Costa e Queiroz (2008) definiram em sua pesquisa variáveis fundamentais para o engenheiro e variáveis que buscam a economia do trocador de calor. O trabalho aborda a otimização de um trocador de calor de casco e tubo através da minimização da área excessiva de troca térmica e também na diminuição da queda de pressão. A otimização é feita com a utilização de um algoritmo aplicado nas variáveis que podem ser melhoradas na questão econômica. O trabalho busca projetar o mais próximo da realidade possível, considerando incrustações e queda de pressão tanto do lado do casco, quando do lado dos tubos. Foi encontrado uma melhora na economia em

relação à literatura: aumento da área de troca térmica, aumento no diâmetro dos tubos e também no comprimento, com isso, ocorreu uma melhora dos valores computacionais relacionados a capacidade de geração de calor.

Ponce-Ortega et al. (2009) apresentam um algoritmo que busca melhorar o design de trocadores de calor de casco e tubo. O modelo do algoritmo usa as correlações de Bell-Delaware (BELL, 1988) para cálculos dos coeficientes de transferência de calor e queda de pressão no lado no casco. O uso do algoritmo com as correlações proporcionou muitos designs que poderiam ser aplicados em uma planta industrial. O autor utilizou dados de outros autores e introduziu no algoritmo e foi constatando que utilizando o método computacional, os objetivos do trabalho em diminuir a perda de carga e a área útil de ocupação do trocador de calor foram alcançadas.

No geral, as pesquisas mais recentes relacionadas à otimização de trocadores de calor de casco e tubo seguem um mesmo caminho. Elas buscam melhorar as condições impostas no projeto e também as variáveis que dependerão destas, como efetividade, taxa de troca térmica, geração de entropia. A utilização de algoritmos em geral nos fornece um grande avanço em questões matemáticas a qual um ser humano não conseguiria calcular. Os múltiplos cálculos fornecidos por processadores modernos, facilita muito um projeto bem definido e nos ajuda a encontrar a melhor alternativa que melhor se encaixa no projeto.

3. MATERIAIS E MÉTODOS

Nesta seção será discutido os métodos utilizados para realização do projeto, juntamente com o levantamento de equações para modelagem de um trocador de calor de casco e tubo.

3.1. MÉTODOS DE CÁLCULO

O método de Kern (1950) realiza a análise do fluido no casco do trocador de calor, fazendo correções como o fator de atrito e melhorando a proximidade entre o real e o ideal. Porém, em casos do equipamento possuir *by-pass* ou até mesmo um vazamento, o método não é recomendável devido às desconsiderações impostas pelo método. Trata-se de um método simples e bem sucedido de cálculo em regimes turbulentos. Então para fins de maior precisão, o modelo apresentado tratará em regime não-liminares. O método de Kern tem como três principais características: a transferência de calor é dada como uma média da área do fluxo cruzado dentro do diâmetro do casco e a área de fluxo longitudinal; perda de carga considera efeitos da área do defletor; os dados iniciais para o cálculo são poucos (KERN, 1950).

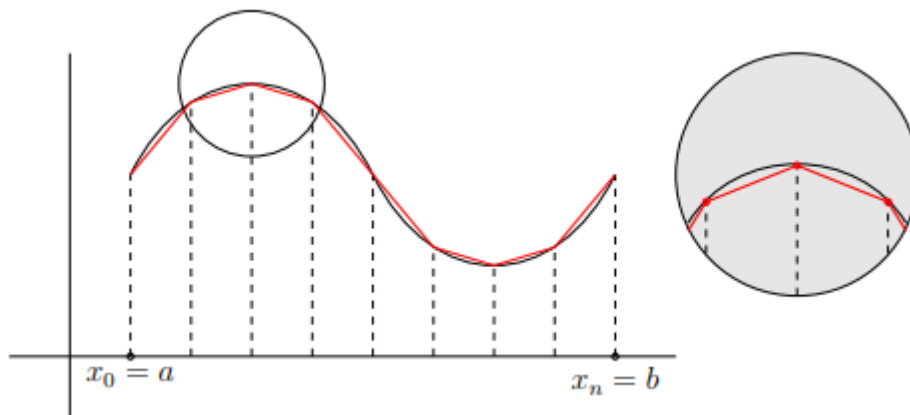
O método de efetividade de um trocador de calor usado nesse trabalho é o número de unidades térmicas. Ele é muito utilizado em casos os quais as temperaturas de saída e entrada são conhecidas. Esse método pode ser resumido como a razão da taxa de transferência de calor real e a taxa de transferência de calor máxima. Incropera et al. (2008) descreve diversas equações para vários tipos de trocadores de calor, como cocorrente, contra corrente, escoamento cruzado e etc. Sendo assim, foi escolhida as equações que melhor se encaixam no nosso problema do trocador de calor (INCROPERA *et al.*, 2008).

3.2. COMPRIMENTO DE ARCO

Para aproximar o comprimento dos tubos, foi feita uma integral de comprimento de arco. Dessa maneira, foram determinadas algumas funções seno com diferentes variações e assim, o cálculo numérico para determinar um comprimento aproximado.

As aproximações graficamente são feitas como mostrado na Figura 6:

Figura 6. Aproximação do comprimento de arco graficamente



Fonte: STEWART, 2006

A equação (5) descreve que o comprimento da curva será somatória de todos os pontos infinitesimais formados por pontos de uma função. Para isso, a integral de linha é dada por:

$$C = \int_a^b \sqrt{1 + \left(\frac{d}{dx} f(x)\right)^2} dx \quad (5)$$

onde C é o comprimento do arco; a e b são os limites inferior e superior, respectivamente (STEWART, 2006).

3.3. ESTUDO DE CASO

Foram projetados trocadores de calor de casco e tubos de duas maneiras: a primeira tem casco reto e tubos ondulados, simulando a possibilidade de equipamentos já fabricados e teria a possibilidade de substituição dos tubos; a segunda maneira, tem tanto o casco quanto os tubos ondulados. Para realizar a modelagem, foi utilizado o software Matlab® versão R2016a.

Para realização desse projeto, um trocador de calor disponível em um catálogo de empresa foi projetado numericamente. O equipamento Standard Modelo BEM da empresa TroCalor Indústria Mecânica LTDA foi escolhido para análise (TROCALOR, 2007). Esta linha, segundo o fabricante, é recomendável para trocas térmicas entre

resfriamento de óleo em máquinas injetoras, motores marítimos, unidades hidráulicas, motores estacionários, máquinas-ferramenta, resfriamento de água com água.

Nesse caso, foi escolhido um trocador de calor que satisfizesse a realização desse projeto. As medidas de projeto estão apresentadas no Quadro 1. O Quadro 2 contém as variáveis dos fluidos de operação utilizados na simulação do projeto. Esses dados utilizados foram baseados em MURALIKRISHNA e SHENOY (2000), os quais os autores definiram algumas variáveis de entrada a fim de otimizar um trocador de calor de casco e tubo. Foi utilizado água (fluido frio) e um fluido de processo (fluido quente) no estado gasoso. Além disso, as propriedades físicas nas temperaturas de operação, são apresentadas. O Quadro 2 contém as variáveis dos fluidos de operação utilizados na simulação do projeto. Esses dados utilizados foram baseados em MURALIKRISHNA e SHENOY (2000), os quais os autores definiram algumas variáveis de entrada a fim de otimizar um trocador de calor de casco e tubo. Foi utilizado água (fluido frio) e um fluido de processo (fluido quente) no estado gasoso. Além disso, as propriedades físicas nas temperaturas de operação, são apresentadas.

Quadro 1: Variáveis de projeto fornecidas pelo catálogo do fornecedor Trocalor

Variável	Dimensão
Diâmetro do casco	0,219 m
Diâmetro do tubo interno	3/8"
Espessura do tubo	1 mm
Comprimento do trocador de calor	2 m
Material do tubo	Cobre
Material do casco	Tubo de aço carbono
Número de chicanas	9
Material das chicanas	Aço carbono galvanizado
Número de tubos	230
Distância entre chicanas	0,17 m
Número de passes	1
Distância entre as faces dos tubos	0,03 m

Fonte: Trocalor, 2007

Quadro 2: Propriedades físicas dos fluidos durante o processo

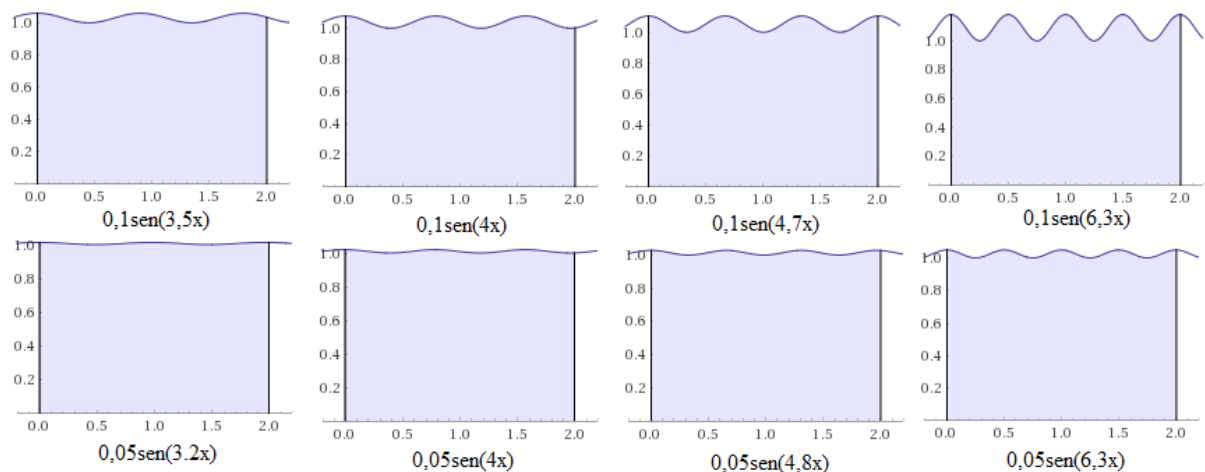
Fluidos	Água (tubo)	Fluido de processo (casco)
Temperatura de entrada [°C]	15	98
Temperatura de saída [°C]	25	65
Vazão mássica [kg.s ⁻¹]	31,58	14,90
Capacidade calorífica [J(kgK) ⁻¹]	4180	2684
Massa específica [kg.m ⁻³]	998	777
Viscosidade [kg(s.m) ⁻¹]	1,00.10 ³	0,23.10 ³
Condutividade térmica [W (m.°C)]	0,60	0,11

Fonte: MURALIKRISHNA e SHENOY, 2000

Para a realização do projeto de acordo com a ideia original, foram escolhidas 8 diferentes funções seno para o cálculo do comprimento equivalente como mostra a Equação (5). O intervalo de integração foi de 0 a 2, devido ao comprimento inicial do trocador de calor, a fim de aproveitar o comprimento de 2m através das ondulações.

Na escolha dessas funções, foi buscado reduzir a amplitude, visto que, caso essa propriedade seja elevada, a perda de carga do trocador de calor seria elevada, levando em conta o atrito e o obstáculo feito pelas ondulações. A Figura 7 mostra graficamente os comportamentos das funções escolhidas:

Figura 7: Funções escolhidas para aproximação do comprimento



Fonte: Autoria própria, 2018

3.4. ROTEIRO DE CÁLCULO

Segundo o método de Kern (1950), o diâmetro do casco é um diâmetro equivalente, visto que com tubos e chicanas, o volume é reduzido. Para isso, a equação ajustada para esse caso, juntamente com o arranjo triangular dos tubos, temos a Equação (6):

$$D_h = \frac{4 \left[\frac{\sqrt{3}P_t^2}{2} - \frac{\pi D_e^2}{4} \right]}{\pi D_e} \quad (6)$$

Onde:

D_e - Diâmetro externo do casco [m]

D_h - Diâmetro hidráulico [m]

P_t - Espaçamento faces dos tubos [m]

Incropera et al. (2008) define que a taxa de transferência de calor real é dada pela Equação (7):

$$q_{\text{real}} = \dot{m}_q c_{p,q} (T_{q,e} - T_{q,s}) = \dot{m}_f c_{p,f} (T_{f,s} - T_{f,e}) \quad (7)$$

Onde:

$c_{p,f}$ - Capacidade calorífica do fluido frio $\left[\frac{\text{J}}{\text{kgK}} \right]$

$c_{p,q}$ - Capacidade calorífica do fluido quente $\left[\frac{\text{J}}{\text{kgK}} \right]$

\dot{m}_f - Vazão mássica do fluido frio $\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$

\dot{m}_q - Vazão mássica do fluido quente $\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$

$T_{f,e}$ - Temperatura do fluido frio na entrada [K]

$T_{f,s}$ - Temperatura do fluido frio na saída [K]

$T_{q,e}$ - Temperatura do fluido quente na entrada [K]

$T_{q,s}$ - Temperatura do fluido quente na saída [K]

Dessa maneira, definido uma vazão do fluido quente, rearranjando podemos encontrar a vazão mássica do fluido frio com a Equação (8):

$$m_f = \frac{m_q cp_q (T_{q,e} - T_{q,s})}{cp_f (T_{f,s} - T_{f,e})} \quad (8)$$

Como citado, o método de Kern (1950) trabalha com uma vazão na área longitudinal, temos que a área de escoamento na carcaça é definida pela Equação (9):

$$a_s = \frac{D_i C_t B}{P_t} = \frac{D_i (P_t - d_e) B}{P_t} \quad (9)$$

a_s - Área de escoamento na carcaça [m²]

B - Espaçamento entre chicanas [m]

C_t - Espaçamento entre faces dos tubos [m]

d_e - Diâmetro externo dos tubos [m]

D_i - Diâmetro interno do casco [m]

E para encontrar o valor da vazão por área, seguindo ainda Kern (1950), tem-se a Equação (10):

$$G_s = \frac{m_f}{a_s} \quad (10)$$

Onde:

G_s - Vazão por área na carcaça $\left[\frac{\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}}{\text{m}^2} \right]$

Como o nosso diâmetro já está ajustado para as condições do projeto, encontraremos o número de Reynolds a partir do diâmetro hidráulico, dessa maneira temos a Equação (11):

$$Re_e = \frac{D_h G_s}{\mu_e} \quad (11)$$

Onde:

Re_e - Reynolds do fluido no casco [Adimensional]

μ_e - Viscosidade dinâmica do fluido no casco $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m.s}} \right]$

A Equação (12) define o cálculo para o número de Prandtl:

$$Pr_e = \frac{cp_f \mu_e}{k_e} \quad (12)$$

Onde:

k_e - Condutividade térmica do fluido no casco $\left[\frac{\text{W}}{\text{mK}} \right]$

Pr_e - Prandtl do fluido no casco [Adimensional]

Kern (1950) definiu que o cálculo para o coeficiente convectivo no fluido do casco é dado pela Equação (13):

$$h_e = 0,36 \left(\frac{k_e}{D_e} \right) Re_e^{0,55} Pr_e^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_n} \right)^{0,14} \quad (13)$$

Onde:

h_e - Coeficiente convectivo do fluido no casco $\left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right]$

Como estamos trabalhando com um fluido plenamente desenvolvido, podemos desconsiderar o termo da distribuição da viscosidade ao longo do trocador de calor, dado pela Equação (14):

$$\phi = \frac{\mu}{\mu_n} \approx 1 \quad (14)$$

Onde:

Φ - Distribuição da viscosidade ao longo do trocador de calor - [Adimensional]

Com esses valores calculados, podemos partir para o fluido interno. O número de Reynolds para o fluido nos tubos é definido pela Equação (15):

$$Re_i = \frac{\rho_i v_i d_i}{\mu_i} \quad (15)$$

Onde:

d_i - Diâmetro interno dos tubos [m]

Re_i - Reynolds do fluido nos tubos [Adimensional]

v_i - Velocidade do fluido nos tubos $\left[\frac{m}{s}\right]$

μ_i - Viscosidade dinâmica do fluido nos tubos $\left[\frac{kg}{m.s}\right]$

ρ_i - Massa específica do fluido nos tubos $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

Juntamente com o cálculo do número de Prandtl definida pela Equação (16):

$$Pr_i = \frac{c_p \mu_i}{k_i} \quad (16)$$

Onde:

Pr_i - Prandtl do fluido nos tubos [Adimensional]

k_i - Condutividade térmica do fluido nos tubos $\left[\frac{W}{mK}\right]$

Incropera et al. (2008) define que o cálculo do coeficiente convectivo nos tubos é dado pela Equação (17):

$$h_i = \frac{k_i}{d_i} \frac{\left(\frac{f_t}{8}\right) Re_i Pr_i}{1,07 + 12,7 \left(\frac{f_t}{8}\right)^{0,5} \left(Pr_i^{2/3} - 1\right)} \quad (17)$$

Onde:

h_i - Coeficiente convectivo do fluido nos tubos $\left[\frac{W}{m^2K}\right]$

f_t - Fator de atrito dos tubos [Adimensional]

Com os valores dos coeficientes convectivos interno e externo encontrados, juntamente com os valores do diâmetro interno e externo do tubo, além do material, podemos calcular a resistência total através da Equação (18):

$$R_T = \frac{1}{h_e \pi d_e} + \frac{\ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2\pi k_t L} + \frac{1}{h_i \pi d_i} + R_d \quad (18)$$

Onde:

R_T - Resistência total $\left[\frac{K}{W}\right]$

A_e - Área externa dos tubos $[m^2]$

A_i - Área interna dos tubos $[m^2]$

d_e - Diâmetro externo dos tubos $[m]$

d_i - Diâmetro interno dos tubos $[m]$

k_e - Condutividade térmica do fluido no casco $\left[\frac{W}{mK}\right]$

k_i - Condutividade térmica do fluido nos tubos $\left[\frac{W}{mK}\right]$

k_t - Condutividade térmica do material do tubo $\left[\frac{W}{mK}\right]$

L - Comprimento do trocador de calor $[m]$

R_d - Resistência causada pela incrustação $\left[\frac{K}{W}\right]$

Dessa maneira, o coeficiente global de transferência de calor é calculado utilizando a Equação (19):

$$U = \frac{1}{R_T \pi d_e} \quad (19)$$

U - Coeficiente global de transferência de calor $\left[\frac{W}{mK}\right]$

Para encontrar o valor de NUT, devemos encontrar o valor máximo os quais os fluidos poderão transferir de calor. Dessa maneira, o cálculo da capacidade térmica para o fluido quente e fluido frio resulta respectivamente nas Equações (20) e (21):

$$C_q = m_q c_{p,q} \quad (20)$$

$$C_f = m_f c_{p,f} \quad (21)$$

Onde:

C_q - Capacidade térmica do fluido quente $\left[\frac{J}{sK} \right]$

C_f - Capacidade térmica do fluido quente $\left[\frac{J}{sK} \right]$

O cálculo da efetividade do trocador de calor, dependerá das condições de operação e também o tipo de trocador que estamos trabalhando. A definição dessa propriedade para qualquer trocador de calor, é definida pela Equação (22):

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (22)$$

Onde:

NTU - Número de unidades térmicas [Adimensional]

ε - Efetividade [Adimensional]

A área total de transferência térmica disponível pelo número de tubos é definida pela Equação (23):

$$A_e = \pi d_e L \quad (23)$$

Onde:

A_e - Área externa dos tubos $[m^2]$

Finalmente, o valor de NUT para as condições de processo impostas pelo projeto, é dada pela equação (24):

$$NTU = \frac{UA_e}{C_{min}} \quad (24)$$

Onde:

C_{min} - Capacidade térmica mínima $\left[\frac{J}{sK} \right]$

A perda de carga nos tubos é dada pela equação (25):

$$\Delta P_t = \frac{f_t \rho_i V_i^2 (L + L_2)}{2d_i} \quad (25)$$

Onde:

ΔP_t - Perda de carga nos tubos [kPa]

L_2 - Comprimento equivalente para um joelho 90° [m]

A perda de carga no casco segundo o método de Kern (1950) é calculada através da Equação (26):

$$\Delta P_c = \frac{f_c G_s D_i (N_c + 1)}{2g\rho_e D_e \Phi} \quad (26)$$

Onde:

ΔP_c - Perda de carga no casco [kPa]

f_c - Fator de atrito do casco [Adimensional]

g - Aceleração da gravidade $\left[\frac{m}{s^2}\right]$

N_c - Número de chicanas [Adimensional]

O cálculo de transferência de calor gerada pelo sistema é definido pela Equação (27):

$$\dot{Q} = \varepsilon U A_e \Delta T_{lm} \quad (27)$$

Onde:

\dot{Q} - Taxa de calor transferido [kW]

ΔT_{lm} - Média logarítmica das temperaturas [K]

O qual a diferença logarítmica média das temperaturas é definida através da Equação (28):

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (28)$$

Onde:

ΔT_1 - Diferença entre as temperaturas um [K]

ΔT_2 - Diferença entre as temperaturas dois [K]

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Um roteiro de cálculo para esse projeto foi apresentado anteriormente. Em anexo está o código utilizado para realizar modelagens matemáticas numéricas a fim de aumentar a efetividade do equipamento. Várias propriedades foram levantadas para que pudesse aproximar o comportamento de um trocador de calor real e um teórico.

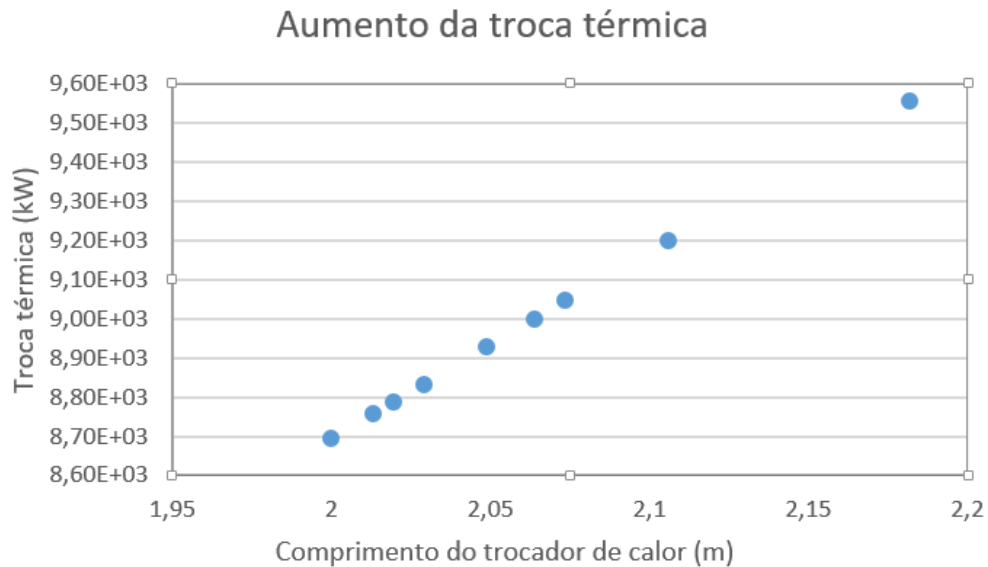
A metodologia apresentada é baseada no método de Kern (1950) para o comportamento do fluido no casco e o método de efetividade ε -NTU que é uma propriedade amplamente utilizada em projetos. Vale ressaltar que neste trabalho são adotados soluções numéricas, o que faz com que alguns parâmetros possam acabar se distanciando da realidade.

Como discutido no capítulo da fundamentação teórica, espera-se que o aumento da área de troca térmica dentro de um trocador, aumente a transferência de calor do processo. Isto também dependerá dos fluidos que estão no equipamento, pois eles possuem suas próprias propriedades físicas e podem acabar limitando o transporte de energia.

A Figura 8 confirma que o aumento da área disponível nos tubos e no casco aumentará, neste caso, linearmente a transferência de energia entre os fluidos, de acordo com as equações mostradas anteriormente. Isso mostra que a ideia de adicionar as ondulações em ambos fez com que o trocador aumente a sua efetividade e aproveitará melhor a energia térmica do processo.

O casco reto nos dá uma possibilidade de substituição dos tubos, por exemplo, em equipamentos já presentes na indústria e que possuem a possibilidade de abertura para higienização. Claro, dependeria de algumas análises para cada equipamento e cada tipo de processo, pois existem diferentes tamanhos além de as chicanas serem produzidas para tubos retos. Existe também a amplitude do tubo, como mostrado no estudo de caso através das funções seno, visto que dependendo disto, resultaria em diferença nos números dos tubos dentro do trocador de calor. Uma maior amplitude do tubo, aumentaria a área disponível do trocador de calor, porém aumentaria a perda de carga e acrescentaria um risco de perfurações nos tubos e consequentemente causando vazamentos.

Figura 8. Relação entre a troca térmica



Fonte: Autoria própria (2018)

Para simular situações como estas, foi realizada um estudo com tubos ondulados e casco reto. O Quadro 3 mostra que a área disponível no trocador de calor, com casco e tubos retos é de $13,76\text{m}^2$, com o comprimento de 2 m. Neste caso o equipamento da empresa Trocalor. Todavia, a área disponível na função $0,1\text{sen}(3,5x)$ é de $14,20\text{m}^2$ tanto com tubos quanto casco ondulados.

A terceira coluna analisa um trocador de calor com casco reto e tubos ondulados com a possibilidade de substituição dos tubos retos, simulando um equipamento já existente. Com isso, temos uma área maior disponível aproveitando o mesmo espaço dentro do casco, logo, podemos diminuir o número de tubos a fim de baratear a fabricação do equipamento em um casco reto. Pode chamar a atenção para uma diminuição de 19 tubos em uma das funções, que se caracteriza como quase 10% dos tubos no trocador de calor original.

Isso nos mostra que a aplicabilidade dos tubos ondulados é possível, em um trocador de calor de casco reto, diminuindo o número de tubos. Vale ressaltar que os tubos estão muito próximos uns dos outros e também do casco, logo seria necessário um estudo mais aprofundado da física do trocador de calor, para que não ocorra contato entre tubo-tubo e tubo-casco.

Quadro 3: Diminuição no número de tubos no projeto.

Função	Comprimento (m)	Área (m²)	Diminuição no número de tubos
-	2	13,76	-
0,1sen(3,5x)	2,06	14,20	7
0,1sen(4x)	2,07	14,20	8
0,1sen(4,7x)	2,10	14,49	11
0,1sen(6,3x)	2,18	15,01	19
0,05sen(3,2x)	2,01	13,85	1
0,05sen(4x)	2,01	13,89	2
0,05sen(4,8x)	2,02	13,96	3
0,05sen(6,3x)	2,04	14,10	5

Fonte: Autoria própria (2018)

A diminuição no número de tubos foi calculada de maneira para equivaler a área de troca térmica entre os equipamentos ondulados e o trocador reto. Não é necessariamente uma melhoria, mas sim um parâmetro de análise do projeto.

Com as ondulações nos tubos e um casco reto, outro problema que poderia aparecer: regiões no fluido do casco que não estão tão próximas dos tubos, como é possível ver na Figura 1. Com isso geraria pequenos espaços em que a temperatura do fluido no casco que pode não ser totalmente aproveitada. Isso possibilita para novos estudos do perfil de temperatura em um caso deste.

Além disso, não há na literatura aproximações que possam descrever a perda de carga no caso de ondulações. Isso pode acabar distanciando os cálculos teóricos com um trocador de calor em operação. Em casos reais, pode acabar causando até a paralisação de uma planta se a bomba não conseguir vencer toda a perda de pressão. Por isso, durante o cálculo foi considerado um joelho 90° a fim de minimizar o erro carregado dos cálculos.

O Quadro 4 mostra que o aumento do número de unidades térmicas, faz com que a efetividade do trocador de calor também aumente, como descrito pela equação (23). Isso mostra que o aumento da área de troca térmica fará com que o equipamento aproveite melhor a energia presente nos fluidos quando entram no casco e tubo. Valores como estes, podem gerar grandes economias a empresas que adotarem este tipo de trocador de calor.

Quadro 4: Aumento da efetividade em função de NTU.

Comprimento (m)	NTU	Efetividade
2	3,6712	0,9749
2,06411	3,7888	0,9774
2,07365	3,8657	0,9791
2,10598	4,0046	0,9818
2,18167	3,6950	0,9752
2,01297	3,7070	0,9754
2,01950	3,7244	0,9759
2,02900	3,7608	0,9767
2,04885	3,6712	0,9746

Fonte: Autoria própria (2018)

Outra restrição discutida previamente, é a de fluidos com alta viscosidade nos tubos. Agregado ao problema de perda de pressão, esse tipo operação necessitaria de uma bomba maior das que são utilizadas em trocadores de calor retos. Isso acabaria encarecendo o processo e podendo tornar inviável, tanto ao gasto inicial quanto ao custo de energia elétrica para alimentação.

5. CONCLUSÃO

O desenvolvimento deste trabalho permitiu criar uma nova abordagem para a melhoria de um trocador de calor de casco e tubo: aumentar a área de troca térmica nos tubos. Foi feita uma modelagem utilizando software Matlab versão R2016a para realizar os cálculos numéricos e observar se os resultados eram promissores ou não.

O projeto mostrou resultados satisfatórios em relação a análise de troca térmica, visto que aumentou linearmente a quantidade de calor transferida em 1000W em relação a área disponível. Uma energia considerável levando em conta a quantidade de energia trocada dentro do processo. Algumas ressalvas devem ser feitas, pois se tratando de um projeto não simulado em 3D, e sim apenas numericamente, certas propriedades podem acabar se distanciando da realidade. Isso abre portas para novos estudos mais aprofundados que possam levar em conta a construção de um equipamento físico e também simulações dos fluxos de calor em 3D para fazer adaptações como as propostas.

REFERÊNCIAS

ARAÚJO, Everaldo César da Costa. **Trocadores de Calor**. São Carlos: EdUF SCAR, 2002.

BABU, B. V.; MUNAWAR, S. A. **Differential evolution strategies for optimal design of shell-and-tube heat exchangers**. Chemical Engineering Science, v. 62, n. 14, p. 3720-3739, 2007.

BELL, Kenneth J. **Delaware method for shell-side design**. Taylor & Francis, New York, 1988.

BERGMAN, Theodore L.; INCROPERA, Frank P. **Fundamentals of heat and mass transfer**. John Wiley & Sons, 2011.

BUTTERWORTH, David. **Design of shell-and-tube heat exchangers when the fouling depends on local temperature and velocity**. Applied Thermal Engineering, v. 22, n. 7, p. 789-801, 2002.

CENGEL, Yunus A. Transferência de calor e massa. McGraw Hill Brasil, 2007.

CENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A. **Thermodynamics: an engineering approach**. Sea, v. 1000, p. 8862, 2002.

CHENG, XueTao. **Entropy resistance minimization: An alternative method for heat exchanger analyses**. Energy, v. 58, p. 672-678, 2013.

CHENG, Xue Tao; CHEN, Qun; LIANG, Xin Gang. **Comments on “Second law thermodynamic study of heat exchangers: A review”** (Renewable and Sustainable Energy Reviews 2014; 40: 348–374). Renewable and Sustainable Energy Reviews, n. 44, p. 608-610, 2015.

COSTA, Andre LH; QUEIROZ, Eduardo M. **Design optimization of shell-and-tube heat exchangers**. Applied Thermal Engineering, v. 28, n. 14, p. 1798-1805, 2008.

ESTEVEZ, A. C. **Desenvolvimento de modelo matemático de trocador de calor tipo casco-tubos**. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia Mauá do Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia, São Caetano do Sul, 2009.

FARIA, Alexandre Martuscelli. **Utilização de trocadores de calor de placas em espiral em processos da indústria siderúrgica**. Trabalho de conclusão de curso. Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2015.

FOLI, Kwasi et al. **Optimization of micro heat exchanger: CFD, analytical approach and multi-objective evolutionary algorithms**. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 49, n. 5, p. 1090-1099, 2006.

GUPTA, Upendra S.; MISHRA, Sankalp Kumar; BOHRA, Murtaza. **A New Approach Waste Heat and Pressure Energy Systems**. 2013.

HEWITT, Geoffrey Frederick; SHIRES, George L.; BOTT, Theodore Reginald. **Process heat transfer**. Boca Raton, FL: CRC press, 1994.

INCROPERA, P. F.; DEWITT, D. Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa. 6ta. Edição. Editora LTC: Rio de Janeiro, 2008.

KERN, Donald Quentin. **Process heat transfer**. Tata McGraw-Hill Education, 1950.

KAKAC, Sadik; LIU, Hongtan; PRAMUANJAROENKIJ, Anchasa. **Heat exchangers: selection, rating, and thermal design**. CRC press, 2012.

LINNHOF, Bodo; FLOWER, John R. **Synthesis of heat exchanger networks: I. Systematic generation of energy optimal networks**. AIChE Journal, v. 24, n. 4, p. 633-642, 1978.

MANJUNATH, K.; KAUSHIK, S. C. **Second law thermodynamic study of heat exchangers: A review**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 40, p. 348-374, 2014.

MCCLINTOCK, F. A. **The design of heat exchangers for minimum irreversibility**. ASME Paper, v. 51, 1951.

MÜLLER-STEINHAGEN, H.; MALAYERI, M. R.; WATKINSON, A. P. **Fouling of heat exchangers-new approaches to solve an old problem**. Heat transfer engineering, v. 26, n. 1, p. 1-4, 2005.

MURALIKRISHNA, K.; SHENOY, U. V. Heat exchanger design targets for minimum area and cost. **Chemical Engineering Research and Design**, v. 78, n. 2, p. 161-167, 2000.

PINHO, C.; CRISTIANINI, M. Método de otimização para determinação do coeficiente convectivo de transferência de calor em alimentos esterilizados em embalagem de vidro. **Brazilian Journal of Food Technology**, v. 9, n. 3, p. 157-163, 2006.

PONCE-ORTEGA, José M.; SERNA-GONZÁLEZ, Medardo; JIMÉNEZ-GUTIÉRREZ, Arturo. **Use of genetic algorithms for the optimal design of shell-and-tube heat exchangers**. Applied Thermal Engineering, v. 29, n. 2, p. 203-209, 2009.

SANAYE, Sepehr; HAJABDOLLAHI, Hassan. **Multi-objective optimization of shell and tube heat exchangers**. Applied Thermal Engineering, v. 30, n. 14, p. 1937-1945, 2010.

SHAH, Ramesh K.; SEKULIC, Dusan P. **Fundamentals of heat exchanger design**. John Wiley & Sons, 2003.

SHAH, Ramesh K.; SKIEPKO, Teodor. **Entropy generation extrema and their relationship with heat exchanger effectiveness—number of transfer unit behavior for complex flow arrangements**. Journal of heat transfer, v. 126, n. 6, p. 994-1002, 2004.

SINNOTT, Raymond K.; TOWLER, Gavin. **Chemical engineering design: SI Edition**. Elsevier, 2009.

STEWART, J. **Cálculo vol. 1**. 6ª edição, Editora Thomson, 2006.

THULUKKANAM, Kuppan. **Heat exchanger design handbook**. CRC Press, 2013.

TROCALOR. **Trocadores de calor Standard modelo BEM**. Rio de Janeiro, 2007.

VARELLA, Mariana. **Corpo Humano: Duodeno**. Disponível em <<https://drauziovarella.uol.com.br/corpo-humano/duodeno/>>. Acesso em 19 de Junho de 2018.

VARGAS, Jose VC; BEJAN, Adrian; SIEMS, David L. **Integrative thermodynamic optimization of the crossflow heat exchanger for an aircraft environmental control system**. Journal of heat transfer, v. 123, n. 4, p. 760-769, 2001.

YILMAZ, M.; SARA, O. N.; KARSLI, S. **Performance evaluation criteria for heat exchangers based on second law analysis**. Exergy, an International Journal, v. 1, n. 4, p. 278-294, 2001.

APÊNDICE

% Dados do projeto do trocador

Di=0.219; % [m] Diâmetro interno do casco
 di=0.009525; % [m] Diâmetro interno do tubo
 de=0.010525; % [m] Diâmetro externo do tubo
 Nt=230; % Número de tubos
 Nc=9; % Número de chicanas
 L=2; % [m] Comprimento do tc
 L2=1.5; [m] Comprimento equivalente de um joelho para perda de carga
 np=1; % Número de passes
 B=0.17; % [m] Espaçamento entre as chicanas
 Pt=0.03; % [m] Distância entre os centros dos tubos

et=0.000007; % [m] Rugosidade do tubo (cobre)
 fc=0.015892243581791865; % Para número de reinolds 89000
 ec=0.00009; % Rugosidade do casco (aço carbono)
 ft=0.01843295764137528; % fator de atrito do casco para reynolds
 g=9.81; % aceleração da gravidade

% Dados dos fluidos

Tce=371; % [K] Temperatura fluido quente entrada (casco)
 Tcs=338; % [K] Temperatura fluido quente saída

Tte=288; % [K] Temperatura fluido frio entrada (tubos)
 Tts=298; % [K] Temperatura fluido frio saída

cpi=4180; % [J/kg*K] Cp fluido frio (tubo)
 cpe=2684; % [J/kg*K] Cp fluido quente (casco)

ktubo=60.5; % [W/m2*K] condutividade termica do tubo
 ki=0.60; % [W/m2*K] condutividade termica fluido interno
 ke=0.11; % [W/m2*K] condutividade termica fluido externo

rhoi=998; % [kg/m3] massa específica do fluido interno
 rhoe=777; % [kg/m3] massa específica do fluido externo

mie=0.00023; % [kg/m.s] viscosidade do fluido externo
 mii=0.001; % [kg/m.s] viscosidade do fluido interno

vi=5; % [m/s] velocidade do fluido interno
 ve=8; % [m/s] velocidade do fluido externo

me=14.90; %
 mi=31.58;

% EQUAÇÕES PARA O KERN METHOD

qreal=me*cpe*(Tce-Tcs) % Quantidade de calor real transferida [W]

Dh=4*((Pt^2)*(sqrt(3))/2)-(pi*(de*de)/4))/(pi*de) % Diâmetro hidráulico [m]
 as=Di*(Pt-de)*B/(Pt) % Área de escoamento no casco [m2]

```

mi=(me*cpe*(Tce-Tcs))/(cpi*(Tts-Tte)) % Vazão mássica do fluido frio [kg/s]

Gs=mi/as %vazão no casco por área

Ree=Dh*Gs/mie % Reynolds do fluido externo

Pre=cpi*mie*1000/ke % Prandtl do fluido externo

he=(ke/Dh)*(0.36*((Ree)^(0.55))*(Pre^(1/3))) % Coeficiente convectivo do
fluido externo

Rei=((rhoi*di)/mii)*vi % Reynolds fluido interno

Pri=cpe*mii*1000/ki % Prandtl fluido interno

hi=((ki)/di)*((ft)/8)*Rei*Pri/(1.07+12.7*((ft)/8)^0.5)*(Pri^(2/3)-1) %
Coeficiente convectivo interno

Rtotal=(1/(he*pi)*de)+log(de/di)/(2*pi*ktubo)+(1/((hi*pi)*di))+Rd %
Resistência total

Ue=1/(Rtotal*pi*de) % Coeficiente global de transferencia de calor

Cq=me*cpe % Capacidade termica do fluido quente

Cf=mi*cpi % Capacidade termica do fluido frio

Cmin=min(Cq,Cf) % Capacidade termica minima entre os fluidos

Cmax=max(Cq,Cf) % Capacidade termica maxima entre os fluidos

Cr=Cmin/Cmax % Capacidade termica relativa entre os fluidos

At=2*pi*(di/2)*L*230

NUT=(Ue*At)/Cmin

episolon=1-exp(-NUT)

DELTAPCASCO=(fc*(Gs^2)*Di*(Nc+1))/(2*g*rhoe*Dh) %perda de carga no casco

DELTAPTUBOS=((ft*(vi^2)*np*(L+L2)/(2*di*g))

deltaLM=((23)/log(73/50))

Q=episolon*Ue*(At)*deltaLM

```