

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PROJETO DE PARAMETRIZAÇÃO E OTIMIZAÇÃO DE CUSTO DE TROCADOR DE
CALOR PARA APLICAÇÃO INDUSTRIAL

por

Jonathan Antunes Agostini

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, setembro de 2022

DADOS INTERNACIONAIS DE CATALOGAÇÃO

Página obrigatória com a ficha catalográfica que consiste na descrição dos dados internacionais de catalogação na publicação, sendo sua elaboração de responsabilidade do aluno a partir da utilização do Catalográfica disponível na página do Sistema de Bibliotecas da UFRGS (SBUFRGS). A ficha catalográfica gerada pelo sistema deve ser copiada como imagem e colada no verso da folha de rosto.

Antunes Agostini, Jonathan
PROJETO DE PARAMETRIZAÇÃO E OTIMIZAÇÃO DE CUSTO DE
TROCADOR DE CALOR PARA APLICAÇÃO INDUSTRIAL /
Jonathan Antunes Agostini. -- 2022.
17 f.
Orientador: Diogo Elias da Vinha Andrade.

Coorientador: Felipe Centeno.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) --
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de
Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto
Alegre, BR-RS, 2022.

1. compressor. 2. trocador de calor. 3.
dimensionamento. I. Elias da Vinha Andrade, Diogo,
orient. II. Centeno, Felipe, coorient. III. Título.

Jonathan Antunes Agostini

PROJETO DE PARAMETRIZAÇÃO E OTIMIZAÇÃO DE CUSTO DE TROCADOR DE CALOR PARA APLICAÇÃO INDUSTRIAL

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE **ENGENHEIRO MECÂNICO** APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Cirilo Seppi Bresolin
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Energia e Fenômenos de Transporte

Orientador: Diogo Elias da Vinha Andrade
Coorientador: Felipe Roman Centeno

Comissão de Avaliação:

Professor: Diogo Elias da Vinha Andrade

Professor: Andrés Armando Mendiburu Zevallos

Professor: Herbert Martins Gomes

Porto Alegre, setembro de 2022

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço aos meus amigos e familiares, por todo o apoio e pela ajuda, que muito contribuíram para a realização deste trabalho.

Ao professor Diogo E. V. Andrade, por ter sido meu orientador e ter desempenhado tal função com dedicação.

Ao professor Felipe Roman Centeno, meu coorientador, por todo o conhecimento compartilhado e auxílio ao longo dos meses que se passaram.

Além disso, agradeço a minha namorada Amanda M. Tonelli, por todo o companheirismo, incentivo e apoio, que me guiam para atingir os meus objetivos.

À Universidade Federal do Rio Grande do Sul, pelo ensino e pela oportunidade de estudar em uma instituição de excelência.

Antunes Agostini, Jonathan. **Projeto de Parametrização e Otimização de Trocador de Calor para Aplicação Industrial**. 2022. 18 pgs. Monografia de Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2022.

RESUMO

No processo de fabricação de materiais não tecidos, é fundamental o uso de ar comprimido para o resfriamento do material polimérico. Compressores de ar centrífugos são comumente utilizados para aplicações industriais que exigem um grande abastecimento de ar comprimido. O estudo apresentado analisou um compressor deste tipo, instalado em uma fábrica de não tecidos. Este necessita de lubrificação para o seu funcionamento, a fim de evitar possíveis problemas como desgaste de componentes ou falha no compressor, oriundos da alta temperatura do óleo. O atual sistema apresenta limitações e não mantém o lubrificante em temperatura adequada durante os dias mais quentes do verão. Este trabalho propõe o dimensionamento de um único trocador de calor para o compressor em questão, evitando este problema. O projeto consiste na determinação da energia térmica a ser transferida, no número de tubos e no comprimento do trocador, no coeficiente global de transferência de calor, bem como na perda de carga no trocador de calor. Além disso, o trabalho também apresenta um estudo de otimização do custo de investimento e operação deste trocador por meio do método de algoritmos genéticos desenvolvido no software Matlab. A otimização através de algoritmos genéticos apresentou expressivas reduções dos custos totais. Os resultados mostram um potencial retorno financeiro e energético para a empresa dentro de dois anos de sua instalação, aumentando a produtividade do maquinário. Com este trabalho, conclui-se também que o trocador de calor parametrizado atende as restrições de dimensões impostas e terá uma rápida instalação, não havendo necessidade de perda de capacidade produtiva.

PALAVRAS-CHAVE: compressor, trocador de calor, óleo, temperatura, dimensionamento

Antunes Agostini, Jonathan. **Heat Exchanger Parameterization and Optimization Project for Industrial Application**. 2022. 18 pages. Monograph of Work Completion of the Course in Mechanical Engineering - Mechanical Engineering Course, Federal University of Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2022.

ABSTRACT

In the manufacturing process of non-woven materials, it is essential to use compressed air to cool the polymeric material. Centrifugal air compressors are commonly used for industrial applications that require a large supply of compressed air. The study presented analyzed this type of compressor, installed in a nonwoven factory. Lubrication is needed for its operation, in order to avoid problems such as component wear or compressor failure, due to high oil temperature. The current system has limitations and can't maintain the suitable oil temperature in the summer days When the environment temperature is elevated. This work proposes the design of a single heat exchanger for this compressor, preventing this problem. The project consists of determining the thermal energy to be transferred, the number of tubes and the length of the exchanger, the global heat transfer coefficient, as well as the pressure drop in the heat exchanger. In addition, the work also presents a study to optimize the investment and operation cost of this exchanger by the method of genetic algorithms developed in Matlab software. The results show a potential financial and energy return for the company within two years of its installation. Optimization through genetic algorithms showed significant reductions in total costs. With this work it is also concluded that the parameterized heat exchanger meets the imposed specifications and will have a fast installation, not requiring loss of production throughput.

KEYWORDS: compressor, heat exchanger, oil, temperature, scailing

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	2
2.1. Algoritmos Genéticos.....	2
2.2. Projeto de um Trocador de Calor	3
2.2.1. Determinação da energia térmica a ser transferida.....	4
2.2.2. Determinação do número de tubos do trocador	5
2.2.3. Determinação do coeficiente global de transferência de calor.....	5
2.2.4. Determinação do comprimento do trocador de calor	7
2.2.5. Determinação da perda de carga no trocador de calor.....	7
2.3. Custo de um Trocador de Calor	8
2.3.1. Custo de Investimento (<i>C_i</i>).....	8
2.3.2. Custo de Operação (<i>C_o</i>)	8
2.3.3. Custo Total (<i>C_t</i>)	9
3. METODOLOGIA	9
3.1. Dimensionamento do trocador de calor.....	9
3.2. Determinação do coeficiente global de transferência de calor	10
3.3. Custo total do trocador de calor	10
3.3.1. Custo total de investimento do trocador de calor.....	11
3.3.2. Custo de operação do trocador de calor.....	11
3.3.4. Custo total do trocador de calor	11
3.3.5. Otimização por algoritmo genético	11
4. RESULTADOS	12
5. CONCLUSÃO	15
Referências	16
ANEXO A - CONSTANTES PARA DEFINIÇÃO DO NÚMERO DE TUBOS	17
ANEXO B – RESULTADOS DA PAREMETRIZAÇÃO DO TROCADOR DE CALOR	18

1. INTRODUÇÃO

Recentemente, presenciou-se uma pandemia global, afetando a vida de todos e impondo novas medidas de proteção individuais. Dentre estas medidas está o uso de máscaras, normalmente fabricadas com não tecidos. As máscaras de proteção tiveram destaque expressivo. A categoria registrou aumento de 117% no volume de vendas em 2020 e de 113% no faturamento em relação a janeiro de 2019 (S/A, 2020). O cenário encontrado reforçou a grande importância destes materiais e demandou um acréscimo significativo na sua produção. Assim, é de extrema importância investimentos que eliminem problemas recorrentes na produção destes itens.

Materiais não tecidos são definidos como uma estrutura plana constituída de uma manta de filamentos pela NBR-13370. Estes filamentos são produzidos a partir do aquecimento e passagem de polipropileno através de finas fieiras, que são agrupados posteriormente por um processo de calandragem (Subhankar Maity, 2014). No processo de fabricação de não tecidos é fundamental o uso de ar comprimido para o sistema de corte (sistemas de facas, contra facas e eixos expansíveis) e em cilindros pneumáticos, responsáveis principalmente pelo acionamento de rolos pressores que fazem uma primeira consolidação da manta, que posteriormente passará pelo processo de calandragem. Comumente encontram-se compressores de ar centrífugos para o fornecimento do ar comprimido.

O estudo atual analisou um compressor centrífugo de ar, instalado em uma fábrica de não tecidos. Este compressor deve suportar condições operacionais rígidas, portanto, uma lubrificação adequada é essencial – sem ela, pode haver tempo de parada não programada, aumentando os custos energéticos do compressor, que já são altos (Cheng Xu, 2005). O superaquecimento tem sido uma das principais causas de falha de compressor. As temperaturas dentro do compressor se tornam tão quentes que a viscosidade do óleo diminui, perdendo assim sua capacidade de lubrificar. Isso pode causar desgaste de suas engrenagens, resultando em limalhas no óleo, perda de eficiência do compressor e necessidade de substituição destas peças, que possuem um alto valor. Para manter o óleo numa temperatura adequada, o compressor apresenta um sistema de resfriamento de seu óleo de lubrificação, composto por dois trocadores de calor em série, sendo resfriados por água oriunda de uma torre de resfriamento, que também alimenta outras partes do equipamento. Nos meses de verão, esse sistema opera com temperatura elevada de óleo, ocasionando desarmes do compressor e, por consequência, paradas de produção e geração de material de qualidade inferior ao padrão da empresa, o qual é descartado. Em 2021 tem-se o histórico de cinco ocorrências desta falha em dias de alta temperatura ambiente externa, em uma delas ocorrendo o descarte de cerca de 18% da produção do dia e cerca de 4 horas de máquina parada. Assim, percebe-se que este problema possui um impacto financeiro significativo para empresa e é um ponto importante para ser investigado.

O custo total de um trocador de calor depende de uma combinação de fatores, desde o material de sua construção, até a potência de bombeamento que este irá exigir do sistema em que for instalado. Assim, para otimização de tal custo, faz-se necessário um método que aceite uma quantidade elevada de parâmetros variáveis.

Este trabalho tem como objetivo dimensionar um único trocador de calor mantenha o óleo de lubrificação em uma faixa de temperatura que não gere desarmes do compressor, inclusive nos meses mais quentes do verão. Além disso, o trabalho também apresenta um estudo

de otimização do custo de investimento e operação deste trocador por meio do método de algoritmos genéticos desenvolvido no software Matlab.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Em seguida, será abordado um referencial teórico já existente ao trabalho em questão, o qual servirá de orientação para a análise e interpretação dos dados coletados para este projeto.

2.1. Algoritmos Genéticos

Os algoritmos genéticos baseiam-se na teoria da evolução das espécies e no processo de seleção, desenvolvida principalmente pelo britânico Charles Darwin (1809-1882). Nesta teoria, fundamenta-se que os indivíduos são evoluções de seus antepassados, carregando mudanças em certas características que tornam esses indivíduos melhor adaptados ao seu ambiente (Resat Selbas, 2006).

O método de otimização por algoritmos genéticos funciona basicamente com a criação de uma população inicial que passa por uma seleção de aptidão dos seus indivíduos (conforme o parâmetro a ser otimizado, normalmente uma função objetivo), onde os mais aptos seguem para uma etapa de operações genéticas (cruzamento e mutação), assim variando as suas características, buscando o indivíduo mais apto. Em seguida faz-se uma avaliação se o método atingiu um critério de parada, caso não tenha sido atingido, a população atual (conjunto de indivíduos) é passada novamente pelas etapas de seleção e operações genéticas (Lisbôa, 2017), gerando assim uma nova geração da população.

Dentre os critérios de parada possíveis para este método, destaca-se o critério de convergência do valor da função objetivo entre o melhor indivíduo de subseqüentes gerações. Além deste podem ser utilizados critérios como um número máximo de gerações ou um valor pré-estabelecido para a função objetivo.

A operação genética de cruzamento utiliza de dois indivíduos de uma população (como pais) para transferência de parte de seus cromossomos (variáveis de entrada) para indivíduos de uma nova geração, gerando assim uma maior diversidade de indivíduos analisados, o que potencializa os resultados da otimização por algoritmos genéticos. Usualmente a função de cruzamento utilizada é chamada de espalhada (*Scattered*) constituída por um vetor binário sendo [11001000], onde 1 representa os cromossomos vindos de um primeiro indivíduo e 0 representa os cromossomos vindos de um segundo indivíduo. Além desta função é possível utilizar funções de crossover de ponto simples, onde gera-se um número aleatório de 1 ao número de variáveis de entrada e a partir disto a função seleciona e cria um novo indivíduo com as características de um primeiro indivíduo que localizam-se da posição menor ou igual ao número gerado somados com as características de um segundo indivíduo que se localizam acima do número gerado, por exemplo, se o número gerado fosse 5, a função de cruzamento teria o vetor [11111000]. Analogamente a função de cruzamento de ponto simples, existe a função de cruzamento de dois pontos onde, invés de ser gerado um número aleatório, gera-se dois o que aumenta a diversidade da nova geração, por exemplo, se os números gerados fossem 2 e 5, a função de cruzamento teria o vetor [11000111]. Além disso, para o uso de funções de cruzamento, é importante definir-se a fração de cruzamento, que é a porcentagem de indivíduos de uma nova geração que são provenientes da operação de cruzamento.

A operação genética de mutação é responsável por fazer pequenas mudanças aleatórias nos indivíduos, a fim de promover uma maior diversidade de soluções analisadas. Usualmente a função de mutação utilizada é do tipo gaussiana, onde gera-se um número aleatório, advindo da distribuição gaussiana, para cada cromossomo do indivíduo considerado pai. Além desta, utiliza-se a função de mutação uniforme, onde é selecionada uma fração dos cromossomos de um indivíduo que sofrerá mutação e em seguida cada cromossomo selecionado é substituído por um número aleatório selecionado a partir da faixa de variação definido para este cromossomo.

Dentre as vantagens deste método destaca-se a facilidade de adaptação a problemas com alto grau de complexidade e a possibilidade de otimização de uma quantidade grande de parâmetros.

2.2. Projeto de um Trocador de Calor

Para dimensionar um trocador de calor, primeiramente deve-se considerar alguns fenômenos térmicos (Antonio C. Caputo, 2006):

- Convecção forçada: convecção térmica é a transferência de calor que ocorre pela movimentação relativa entre dois elementos a diferentes temperaturas, como por exemplo, de um fluido sobre uma superfície. No caso de trocadores de calor, intitula-se convecção forçada, uma vez que a movimentação do fluido é causada por uma força externa (bombas, turbinas, ventiladores, etc.).
- Condução: transferência de calor causada naturalmente pela diferença de temperaturas entre regiões de um mesmo meio, ou seja, através de uma parede, placa ou tubo. Este fenômeno é baseado no princípio de agitação térmica entre moléculas em contato direto.
- Radiação: transferência de calor proporcionada por meio de ondas eletromagnéticas. No caso de trocadores de calor, esta transferência é considerada desprezível.

Em seguida, o projeto de um trocador de calor consiste principalmente de três etapas (Antonio C. Caputo, 2006):

1. Escolha da tecnologia: o processo térmico (temperaturas requeridas, eficiências, etc), a natureza dos fluidos, a aplicação e as restrições de instalação e manutenção.
2. Projeto térmico: a determinação da energia térmica a ser transferida, as dimensões e geometrias do equipamento, cálculo da superfície de troca térmica e cálculo do coeficiente K e incrustação.
3. Cálculo da perda de carga no trocador de calor: eficiência e eficácia do trocador de calor.

Para o trabalho apresentado, considerou-se o fenômeno de convecção e condução térmica no trocador de calor. Além disso, as referências teóricas descritas em seguida foram utilizadas para o cálculo da determinação da energia térmica a ser transferida, do número de tubos e do comprimento do trocador, do coeficiente global de transferência de calor e da perda de carga no trocador de calor.

2.2.1. Determinação da energia térmica a ser transferida

Segundo a primeira lei da termodinâmica, a variação da energia interna de um sistema é igual a quantidade de calor absorvido por este sistema subtraído do trabalho realizado para tal (Frank Incropera). Considerando um sistema aberto, em regime permanente e sem variação de energias potencial e cinética, a transferência de calor torna-se proporcional a variação da entalpia do fluido, tornando-se:

$$Q = \dot{m} (i_2 - i_1) \quad (1)$$

Onde i_1 e i_2 são as entalpias de entrada e saída do fluido de trabalho, respectivamente. Considerando que o fluido não passa por uma mudança de fase durante o processo e possui calores específicos constantes, a equação (1) pode ser reescrita e separada nas equações (2) e (3).

$$Q = (\dot{m}c_p)_q (T_{q_1} - T_{q_2}) \quad (2)$$

$$Q = (\dot{m}c_p)_f (T_{f_1} - T_{f_2}) \quad (3)$$

Onde o subscrito “q” e “f” referem-se, respectivamente, às propriedades e temperaturas do fluido quente e frio avaliadas na temperatura média do fluido. Os subscritos 1 e 2 referem-se à entrada e saída do fluido, respectivamente. Assim, como existe uma variação entre a diferença de temperatura entre os fluidos quente e frio, define-se uma temperatura média. Fazendo-se um balanço de energia nestes fluidos em um elemento de área dA e integrando percebe-se uma relação exponencial da diferença de temperatura ao longo do trocador de calor. Assim, define-se a temperatura média descrita na equação (4) e complementada pelas equações (5) e (6).

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (4)$$

$$\Delta T_1 = T_{q_1} - T_{f_2} \quad (5)$$

$$\Delta T_2 = T_{q_2} - T_{f_1} \quad (6)$$

Assim define-se a taxa total de transferência de calor entre os fluidos sendo:

$$Q = FUA\Delta T_{lm} \quad (7)$$

Onde A é a área total de transferência de calor, U o coeficiente global de transferência de calor e F o fator de correção para um escoamento não cruzado, determinado pelas equações (8), (9) e (10) e proposto por Donald Kern (1950).

$$P = \frac{T_{f_2} - T_{f_1}}{T_{q_1} - T_{f_1}} \quad (8)$$

$$R = \frac{T_{q1} - T_{q2}}{T_{f2} - T_{f1}} \quad (9)$$

$$F = \frac{\sqrt{R^2+1}}{R-1} \cdot \frac{\ln\left(\frac{1-P}{1-P.R}\right)}{\ln\left(\frac{2-P.(R+1-\sqrt{R^2+1})}{2-P.(R+1+\sqrt{R^2+1})}\right)} \quad (10)$$

2.2.2. Determinação do número de tubos do trocador

Para calcular a área de troca térmica (descrita na equação 25) é necessário obter, primeiramente, o número de tubos presentes.

Sabendo o número de passes no tubo, o layout dos tubos, o diâmetro do casco e passo transversal dos tubos, define-se o número de tubos conforme a equação (11) (Sadik Kakaç).

$$N_t = C \left(\frac{d_c - 0,02}{d_e} \right)^z \quad (11)$$

Onde d_c é o diâmetro do casco e d_e o diâmetro externo dos tubos. As constantes C e z variam de acordo com o número de passes do tubo e o arranjo dos tubos. Estas foram por Resat Selbas (2005), e são exibidas no ANEXO A.

2.2.3. Determinação do coeficiente global de transferência de calor

Em um trocador de calor, os fluidos são separados por uma parede sólida (os tubos). O mecanismo de transferência de calor, ocorre então pela convecção entre o fluido do tubo e a parede interna do tubo, em seguida, pela condução de calor de uma extremidade a outra da parede e, por fim, pela convecção entre a parede externa do tubo e o fluido do casco. Essa transferência de calor descrita é calculada através do coeficiente global de troca térmica (U). Este coeficiente é definido em função da resistência térmica total entre as duas correntes de fluidos (Frank Incropera).

Uma forma de obter o coeficiente global é por meio das resistências térmicas impostas pela convecção e condução, além de considerar a configuração do trocador, incrustação e outros fatores que afetam a troca térmica. Este coeficiente expressa a capacidade do trocador de calor durante seu funcionamento, aproximando um pouco mais o resultado da realidade (Frank Incropera).

Em seguida, são descritos os cálculos de diferentes variáveis utilizadas para a determinação do coeficiente global de transferência de calor (U).

Para o cálculo da perda de carga e coeficiente de convecção usa-se uma simplificação para o diâmetro, onde considera-se um diâmetro equivalente, calculado pela equação (12) no caso de um arranjo quadrado e pela equação (13) no caso de um arranjo triangular.

$$D_{eq} = \frac{4 \cdot (P_t^2 - \pi \cdot \frac{d_e^2}{4})}{\pi \cdot d_e \cdot N_{pc}} \quad (12)$$

$$D_{eq} = \frac{4 \cdot \left(\frac{P_t^2 \cdot \sqrt{3}}{4} - \pi \cdot \frac{d_e^2}{8} \right)}{\pi \cdot d_e \cdot \frac{N_{pc}}{2}} \quad (13)$$

Em seguida define-se a área transversal dos tubos por passe, descrita pela equação (14).

$$A_{tp} = \frac{\pi d_i^2 N_t}{4 N_p} \quad (14)$$

Onde d_i é o diâmetro interno dos tubos do trocador de calor.

Assim, é possível calcular a velocidade média do fluido, conforme a equação (15).

$$u_m = \frac{\dot{m}_t}{\rho A_{tp}} \quad (15)$$

Então, calcula-se o número de Reynolds para o fluido que escoar pelos tubos utilizando-se a equação (16).

$$Re_t = \frac{\rho_t \cdot u_m \cdot d_i}{\mu_t} \quad (16)$$

Onde ρ_t é a massa específica do fluido que percorre os tubos.

Para a definição do número de Reynolds para o casco é necessário definir-se a velocidade mássica no casco (G_s), definida pela equação (17), e a área da seção transversal de escoamento do casco (A_s), definida pela equação (18).

$$G_s = \frac{\dot{m}_t}{A_s} \quad (17)$$

$$A_s = \frac{d_c \cdot Cl \cdot B}{P_t} \quad (18)$$

Pode-se calcular então o número de Reynolds para o fluido que escoar no casco do trocador de calor, conforme a equação (19).

$$Re_c = \frac{G_s \cdot D_{eq}}{\mu_c} \quad (19)$$

Onde μ_c é a viscosidade dinâmica do fluido que percorre o casco.

Faz-se então o cálculo do coeficiente global de transferência de calor (U), que depende dos coeficientes de convecção no casco (h_c) e no tubo (h_t). Para o casco, utiliza-se a equação (20) proposta por McAdams (Kakaç e Liu, 2002), válida para $2.000 < Re_c < 1.000.000$.

$$h_c = 0,36 \frac{k_c}{D_e} (Re_c)^{0,55} Pr_c^{1/3} \left(\frac{\mu_c}{\mu_{cp}} \right)^{0,14} \quad (20)$$

Onde as propriedades k_c (condutividade térmica), Pr_c (número de Prandtl), μ_c (viscosidade dinâmica) são avaliadas na temperatura média do fluido que se encontra no casco, porém a viscosidade dinâmica μ_{cp} é avaliada conforme temperatura da parede (T_p) dos tubos do trocador. Calculada conforme equação (21).

$$T_p = \frac{1}{2} \left(\frac{T_{f1} + T_{f2}}{2} + \frac{T_{q1} + T_{q2}}{2} \right) \quad (21)$$

Para os tubos, o coeficiente de convecção é calculado pela equação (22), que é chamada de correlação de Gnielinski, derivada da equação de Petukhov-Kirillov (Kakaç e Liu, 2002), mas ajustada conforme dados experimentais para abranger uma faixa de números de Reynolds mais baixos, sendo válida, inclusive, para a região de transição do escoamento. Sendo assim, ela é válida para: $2.300 < Re_t < 10.000$ e $0,5 < Pr_t < 2.000$.

$$h_t = \frac{k_t}{d_i} \frac{\frac{f_a}{2} \cdot (Re_t - 1.000) \cdot Pr_t}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f_a}{2}\right)^{1/2} \cdot Pr_t^{2/3} - 1} \quad (22)$$

Onde o fator de atrito f_a é calculado pela equação (23)

$$f_a = [1,58 \cdot \ln(Re_t) - 3,28]^2 \quad (23)$$

Pode-se definir então o coeficiente global de transferência de calor (U) conforme a equação (24).

$$U = \frac{1}{\frac{r_e}{r_1 h_t} + \frac{d_e R_{fi}}{di} + \frac{d_e \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2K} + R_{fe} + \frac{1}{h_c}} \quad (24)$$

Onde K é a condutividade térmica dos tubos do trocador.

2.2.4. Determinação do comprimento do trocador de calor

Para reduzir a quantidade de trocadores propostos, é possível fazer uma série de considerações, de acordo com as limitações que o trocador necessita obedecer. Muitas vezes, nas indústrias, há limite para o comprimento dos trocadores, pois após instalado deve ter espaço para retirar o feixe de tubos para limpeza e manutenção.

Utilizando então as equações (4), (5), (6), (7), (8), (9), (10) e (24), calcula-se a área total de transferência de calor (do lado quente ou frio) pela equação (25) (Antonio C. Caputo, 2006).

$$A_o = \frac{Q}{U \cdot F \cdot \Delta T_{lm}} \quad (25)$$

Com isso, calcula-se então o comprimento do trocador de calor (L) por meio da equação (26), que deriva da definição da área total de transferência de calor.

$$L = \frac{A_o}{\pi \cdot d_e \cdot N_t} \quad (26)$$

2.2.5. Determinação da perda de carga no trocador de calor

Outro ponto importante a ser calculado e considerado no projeto de um trocador de calor é a perda de carga no casco e nos tubos, pois esta impacta diretamente na potência de bombeamento requerida pelo trocador de calor, o que acaba impactando o custo do projeto.

A perda de carga nos tubos é calculada pela equação (27), onde considera-se a perda de carga na seção reta dos tubos e em suas curvas (Frank Incropera, 2008).

$$\Delta p_t = \frac{4 \cdot f_t \cdot L \cdot N_p \cdot \rho_t \cdot u_m^2}{2 \cdot d_i} + \frac{4 \cdot N_p \cdot \rho_t \cdot u_m^2}{2} \quad (27)$$

Onde N_p é o número de passes nos tubos do trocador e f_t é o fator de atrito para os tubos, calculado pela equação (28), conhecida como correlação de Drew, Koo e McAdams e válida para $4.000 < Re_t < 5.000.000$.

$$f_t = 0,00140 + 0,125 \cdot Re_t^{-0,32} \quad (28)$$

Para o casco, usa-se o método de Kern para o cálculo da perda de carga. Neste método a perda de carga é sobrestimada pois não são considerados vazamentos nas chicanas e efeitos de by-pass nos feixes de tubos.

$$\Delta p_s = \frac{f_c \cdot G_s^2 \cdot (N_b + 1) \cdot d_c^2}{2 \cdot \rho_c \cdot D_{eq} \cdot \left(\frac{\mu_c}{\mu_{cp}}\right)^{0,14}} \quad (29)$$

Onde N_b é o número de chicanas (baffles), definida pela equação (30). Além disso, tem-se o fator de atrito f_c para o casco, calculado pela equação (31), válida para $400 < Re_c < 1.000.000$. Esta correlação para o fator de atrito do casco foi testada experimentalmente e leva em consideração perdas de carga na entrada e saída do trocador.

$$N_b = \frac{L}{B} - 1 \quad (30)$$

$$f_c = e^{(0,576 - 0,19 \ln(Re_c))} \quad (31)$$

2.3. Custo de um Trocador de Calor

O custo de um trocador de calor depende de uma combinação de suas características de construção, de troca de calor e de seu escoamento. Assim, é possível dividir-se o custo de um trocador em duas parcelas distintas, mas igualmente importantes, o custo de investimento e o custo de operação.

2.3.1. Custo de Investimento (C_i)

O custo de investimento de um trocador de calor está diretamente ligado à sua fabricação e considera o custo dos materiais utilizados nesta. A equação (32), derivada das correlações de Haal (1982) e foi desenvolvida por Marcel Taal (2003).

$$C_i = a_1 + a_2 \cdot A_o^{a_3} \quad (32)$$

Onde a_1 , a_2 e a_3 são constantes dependentes do material do trocador de calor, por exemplo, no caso do aço inoxidável $a_1 = 7.000$, $a_2 = 360$ e $a_3 = 0,8$.

2.3.2. Custo de Operação (C_o)

O custo de operação considera o custo da energia que é necessária para bombear fluido para o trocador de calor. A potência necessária para bombeamento é dada pela equação (33) e o custo de operação é dado pela equação (34).

$$P = \frac{1}{\eta} \left(\frac{\dot{m}_t}{\rho_t} \Delta p_t + \frac{\dot{m}_c}{\rho_c} \Delta p_c \right) \quad (33)$$

$$C_o = H \cdot C_e \cdot P \cdot d_f \quad (34)$$

Onde H é o tempo de operação anual do trocador de calor (em horas) e C_e é o custo da energia elétrica (por Wh). E d_f é um fator de valor presente líquido (VPL), tendo o objetivo de trazer o valor de operação do trocador de calor durante toda sua vida útil para um valor presente, possibilitando a comparação deste valor entre trocadores com diferentes parametrizações. Este fator é calculado pela equação (35).

$$d_f = \frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n} \quad (35)$$

Onde i é a taxa de juros do período e n a vida útil do trocador.

2.3.3. Custo Total (C_t)

Por fim, o custo total leva em consideração os custos de investimento e operação, sendo o somatório destes, conforme é mostrado pela equação (36).

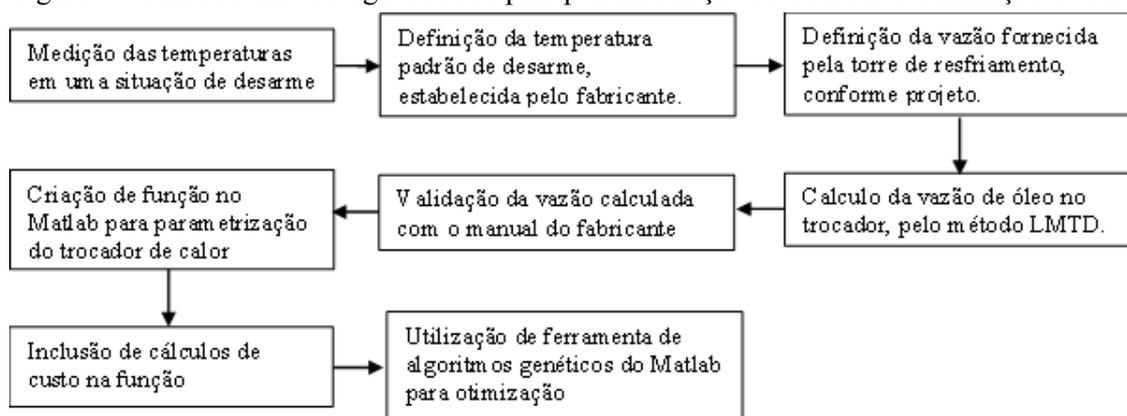
$$C_t = C_i + C_o \quad (36)$$

3. METODOLOGIA

3.1. Dimensionamento do trocador de calor

Neste tópico será abordada a metodologia utilizada para o desenvolvimento do modelo de trocador de calor abordado neste trabalho, que pode ser visto no fluxo mostrado na Figura 1.

Figura 1 – Fluxo da metodologia adotada para parametrização do trocador e otimização do custo total.



Fonte: Autoria própria.

Para o dimensionamento do trocador de calor, primeiramente mediu-se a temperatura de entrada de óleo no trocador de calor, de entrada e saída de água, em um dia de calor excessivo, logo após um desarme do compressor devido a temperatura elevada de óleo. De posse desta informação, utilizou-se as temperaturas determinadas no manual técnico do equipamento como parâmetro para alerta e desarme do equipamento (Company, Date of Issue:

18-Oct-1999). Buscou-se então, no projeto da torre de resfriamento de água, a vazão fornecida ao trocador de calor. A partir destas informações e das propriedades dos fluidos de trabalho, foram utilizadas as equações (2) e (3) do capítulo 2.4.1. Determinação da energia térmica a ser transferida para determinação da vazão de entrada de óleo no trocador de calor, a qual foi validada com o manual do equipamento (Company, Date of Issue: 18-Oct-1999).

Com as informações adquiridas, as equações (2) e (3) foram novamente utilizadas, mas desta vez, para determinar a transferência de calor necessária para manter a temperatura do óleo do compressor abaixo do parâmetro de alerta de alta temperatura. Com base nesta informação e nas propriedades dos fluidos usados, montou-se um código no software Matlab para os cálculos do trocador de calor, que tem seu fluxo de cálculo mostrado na Figura 2. O software recebe como parâmetro de entrada o diâmetro externo dos tubos, o diâmetro do casco, o passo, espaçamento entre as chicanas, o arranjo (quadrado ou triangular) e o número de passes nos tubos (1, 2 ou 3 passes). A partir das informações do arranjo, do número de passes nos tubos determina-se as constantes CTP e CL que são usadas para a determinação do número de tubos, conforme a equação (11) do capítulo 2.4.2. Determinação do número de tubos do trocador. Os tubos selecionados para análise foram da classe BWG 20 de diâmetros 0,0127m, 0,015875m, 0,01905m e 0,02225m, que possuem espessura de 0,000889mm, fornecendo assim o diâmetro interno dos tubos. Com base nas equações (4), (5) e (6) do capítulo 2.4.1. Determinação da energia térmica a ser transferida, determinou-se a diferença média de temperaturas. Posteriormente ao cálculo do coeficiente global de transferência de calor, explicado na seção 3.2. Determinação do coeficiente global de transferência de calor, calcula-se a área total de transferência de calor utilizando-se da equação (25) do capítulo 2.4.4. Determinação do comprimento do trocador de calor. Com este valor, calcula-se o comprimento do trocador de calor, conforme a equação (26).

3.2. Determinação do coeficiente global de transferência de calor

Conforme a definição do arranjo, o código utiliza as equações (12) ou (13), do capítulo 2.4.3. Determinação do coeficiente global de transferência de calor, para determinar o diâmetro equivalente do trocador e, em seguida, com base no número de tubos calculado define-se, por meio da equação (14), a área transversal dos tubos por passe. Com esta informação e com a equação (15), calcula-se a velocidade média do fluido nos tubos, que é usada na equação (16) para determinar o número de Reynolds nos tubos. Esse valor é usado nas equações (22) e (23) para calcular o coeficiente de convecção nos tubos. Para o casco, utiliza-se as equações (17), (18) e (19) para determinar o seu número de Reynolds que é utilizado na equação (20) para calcular o coeficiente de convecção no casco, juntamente com a viscosidade cinemática tabelada para a temperatura calculada pela equação (21). Com os coeficientes de convecção no casco e nos tubos, utiliza-se a equação (24) para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor, onde considera-se as resistências total de incrustações internas e externas aos tubos com o valor de 0,00018 m².K/W, conforme TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*), medidas com base na experiência dos fabricantes e usuários de trocadores tubulares.

3.3. Custo total do trocador de calor

Neste tópico será abordada a metodologia utilizada para o determinar o custo total do trocador de calor.

3.3.1. Custo total de investimento do trocador de calor

Utilizando-se do valor calculado pela equação (25), do capítulo 2.4.4. Determinação do comprimento do trocador de calor, para a área total de transferência de calor determina-se o custo de investimento, conforme equação (32). Conforme Marcel Taal (2003), as constantes a_1 , a_2 e a_3 assumem, respectivamente, os valores 7.000, 360 e 0,8 pois, como os fluidos de trabalho não requerem uma alta resistência a corrosão, modela-se casco e tubos em aço carbono a fim de diminuir o custo de investimento.

3.3.2. Custo de operação do trocador de calor

O código elaborado no Matlab faz uso do método desenvolvido por Donald Kern (1950) e, com base nas equações (27) e (28), do capítulo 2.4.5. Determinação da perda de carga no trocador de calor determina, a perda de carga na seção reta e nas curvas dos tubos, além de utilizar as equações (29) e (31) para determinar a perda de carga no casco. As bombas utilizadas no sistema são movidas por motores de alto rendimento da linha W22 da marca WEG, o qual o fabricante aponta uma eficiência de 90,8%. A fábrica em questão possui produção contínua, logo opera-se 24 horas por dia por 365 dias, exceto 1 dia por mês em que tem uma parada para manutenção preventiva de 12 horas, resultando assim em um tempo de operação anual (H) de 8.616 horas. Segundo a ANEEL (Agência Nacional de Energia Elétrica), o custo da energia elétrica (C_e) para o estado do Rio Grande do Sul é de 0,699 R\$/kWh (0,13 USD/kWh).

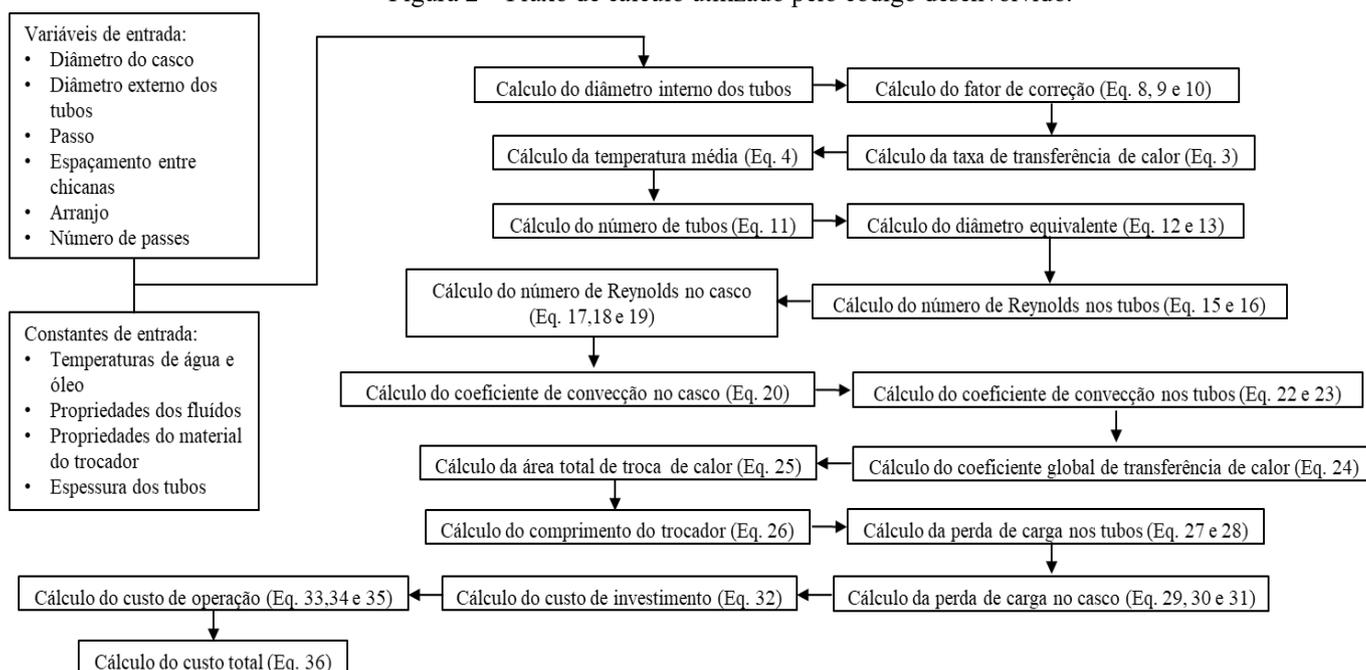
3.3.4. Custo total do trocador de calor

Por fim, para cálculo do custo total do trocador de calor, o código elaborado no Matlab faz o uso da equação (35), do capítulo 2.5.3. Custo Total (C_t), para cálculo do fator de juros aplicado no país, para isso ele considera a taxa Selic (i) de 12,65%, conforme informado pelo Banco Central do Brasil. Além disso, o código considera uma vida útil (n) de 10 anos para o trocador de calor. Para atender as restrições do espaço de instalação do trocador e a validade do equacionamento adotado, utilizou-se o custo total para trocadores com mais de 4 metros e com número de Reynolds no casco abaixo de 2.000 como sendo R\$540.000,00, que é um valor muito acima do valor encontrado para trocadores, descartando assim essas soluções.

3.3.5. Otimização por algoritmo genético

Com base na função criada no Matlab, descrita anteriormente e que possui seu fluxo resumido na Figura 2, utiliza-se a ferramenta de algoritmos genéticos presente no próprio software para otimização da função custo total, descrita pela equação (36). Para uso desta função, definiu-se as 6 variáveis de entrada (diâmetro externo dos tubos, diâmetro do casco, espaçamento entre chicanas, passo, arranjo dos tubos e número de passes) e seus limites de variação. Em seguida, definiu-se o tamanho da população de 100.000 indivíduos e número de gerações de 200. O número de indivíduos aptos que são selecionados em cada geração para seguirem para a etapa de operações genéticas foi definido como 5% do tamanho da população. O critério de parada do método foi definido como a convergência do valor de custo total onde se a variação de custo entre 10 gerações fosse menor que R\$1,00 o método era interrompido. Por fim, a função de cruzamento é do tipo espalhada, com fração de cruzamento de 80% e a função de mutação definida como a função de distribuição gaussiana.

Figura 2 – Fluxo de cálculo utilizado pelo código desenvolvido.



Fonte: Autoria própria

4. RESULTADOS

Com base na utilização da ferramenta de otimização por algoritmos genéticos do software Matlab R2012b, foi possível obter os parâmetros apresentados na Tabela 2 do ANEXO B para o trocador de calor de menor custo que atende as especificações do projeto, sendo ainda necessário definir quais parâmetros de projeto seriam variáveis de entrada e quais seriam calculados ao longo do procedimento de otimização.

Definiu-se como parâmetro variável de entrada o diâmetro externo dos tubos, variando entre os valores para tubos da classe BWG 20, por serem vastamente aplicados em trocadores de calor e possuírem facilidade de comercialização, assumindo os valores de 0,0127 m, 0,015875 m, 0,01905 m, 0,022225 m, 0,0254 m e 0,03175 m. Assumiu-se como variável de entrada também o diâmetro do casco do trocador de calor, variando entre os valores de 0,254 m e 0,7874 m, devido aos diâmetros selecionados para os tubos e a facilidade de comercialização de tubos nesta faixa de tamanhos. Além disso, tem-se como variável de entrada o arranjo dos tubos, que foi considerado em arranjo quadrado ou triangular, conforme descrito por Kakaç e Liu, (2002). O espaçamento entre as chicanas também foi considerado variável de entrada e assumiu valores entre 40% e 120% do diâmetro do casco. Para a análise, variou-se também o passo que, conforme Kakaç e Liu, (2002), assumiu valores entre 105% e 150% do diâmetro externo dos tubos. Por fim considerou-se uma variação no número de passes, podendo ser de 1 passe ou dois passes, por entender-se que estas são as composições mais habituais em trocadores de calor.

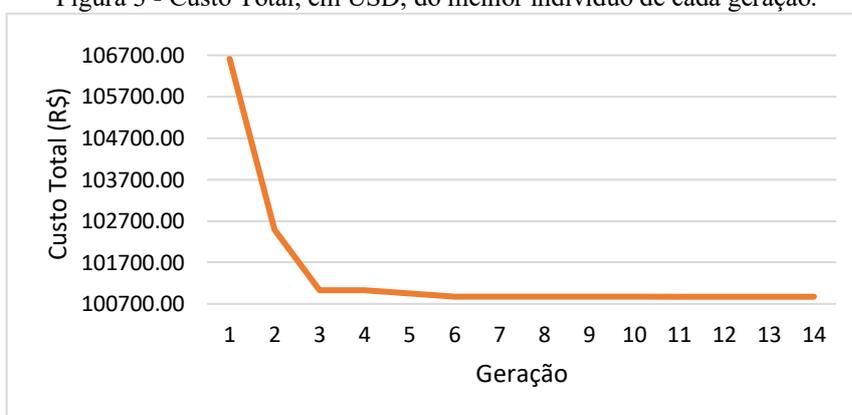
A partir dos dados apresentados no ANEXO B, é possível perceber que o coeficiente global de transferência de calor possui valor de 134,87 W/m²K, o que é condizente com o problema. O conforme é definido por Kakaç e Liu, (2002), o valor estimado para o coeficiente

global de transferência de calor entre água e um óleo lubrificante deve estar na faixa ente 110 W/m²K e 340 W/m²K.

Novamente observando os dados, é possível perceber que o passo possui uma relação de 115% do diâmetro dos tubos e o espaçamento entre chicanas possui relação de 5% do diâmetro do casco. Estes valores estão diferentes do recomendado na literatura [Kakaç e Liu, 2002], que aponta uma relação de 40% a 60% para o espaçamento entre as chicanas e 125% a 150% para o passo, porém este ajuste foi feito devido ao comprimento elevado dos trocadores gerados pela relação recomendada.

A Figura 3 mostra o valor do custo total do que foi considerado melhor indivíduo de cada geração. Vê-se então que as primeiras gerações possuem indivíduos com valores discrepantes, por se enquadrarem nos parâmetros para descarte, tendo indivíduos válidos apenas a partir da 2^a geração e reforçando a importância do uso de um número elevado de indivíduos por geração.

Figura 3 - Custo Total, em USD, do melhor indivíduo de cada geração.



Fonte: Autoria própria.

As Figuras 4 e 5 mostram a relação do custo de operação e custo de investimento com o diâmetro do casco. Nestas análises foram variadas apenas o diâmetro do casco, mantendo as outras 5 variáveis de entrada constantes. Na Figura 4, percebe-se um aumento do custo de investimento com o aumento do diâmetro do casco, isso dá-se pelo fato de que com um maior diâmetro do casco e mantendo o diâmetro dos tubos constante, tem-se um maior número de tubos, aumentando o custo de material empregado na fabricação do trocador.

Figura 4 – Relação entre o custo de investimento e diâmetro do casco.

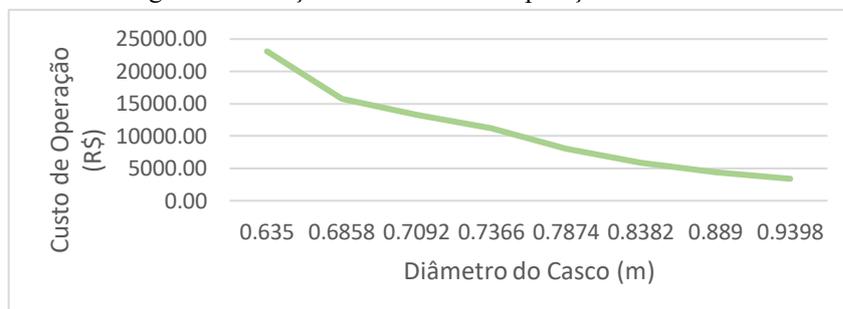


Fonte: Autoria própria.

Na Figura 5 é possível ver-se uma diminuição do custo de operação com o aumento do diâmetro do casco, isso dá-se pelo aumento do número de tubos mencionado anteriormente,

pois com um aumento do número de tubos é possível manter a mesma relação de transferência de calor com um menor comprimento do trocador de calor, o que resulta em uma menor perda de carga nos tubos e, por consequência, um menor custo de operação

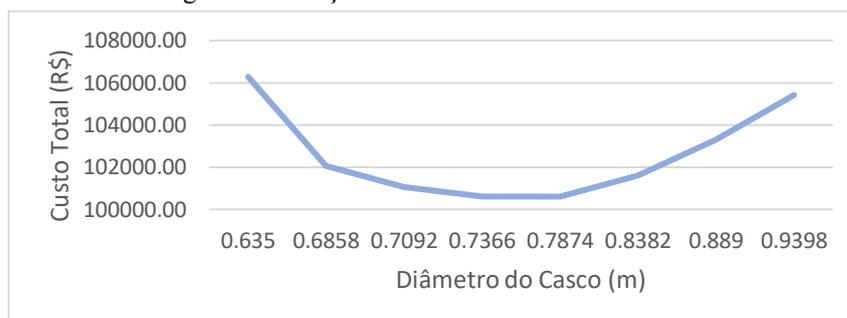
Figura 5 – Relação entre o custo de operação e diâmetro do casco.



Fonte: Autoria própria.

O somatório destes efeitos faz a relação entre o custo total e o diâmetro do casco possuir um comportamento parabólico, conforme mostrado na Figura 6.

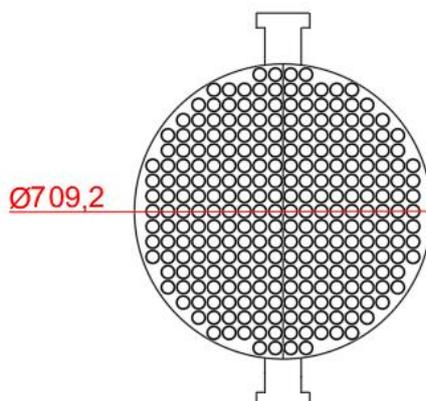
Figura 6 – Relação entre o custo total e o diâmetro do casco.



Fonte: Autoria própria.

Na Figura 7, tem-se uma vista frontal do trocador sem suas tampas, evidenciando a estrutura dos tubos.

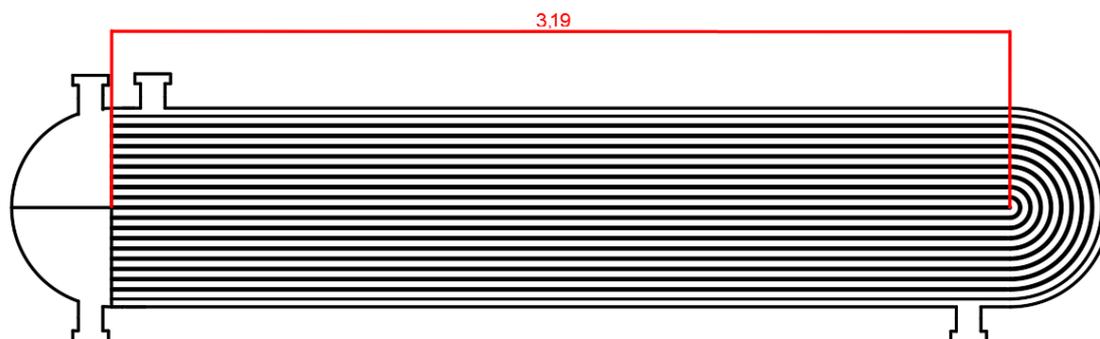
Figura 7 – Vista frontal do trocador parametrizado sem suas tampas.



Fonte: Autoria própria.

Na Figura 8, tem-se uma vista lateral do trocador, evidenciando seu comprimento e estrutura interna dos tubos.

Figura 8 – Vista lateral do trocador parametrizado.



Fonte: Autoria própria.

5. CONCLUSÃO

Neste trabalho foi apresentado a modelagem de um trocador de calor do tipo casco e tubos para substituição de um sistema que atualmente opera com dois trocadores de calor. Durante o processo de otimização, permitiu-se a variação do diâmetro do casco, do diâmetro externo dos tubos, do passo entre tubos, do arranjo dos tubos e do número de passes nos tubos, objetivando encontrar a configuração que atendesse as necessidades de transferência de calor e que possuísse o menor custo total (custo de fabricação e custo operacional).

Durante o ano de 2021 tem-se o histórico de cinco desarmes do compressor de ar atualmente utilizado devido a temperatura alta de óleo, gerando parada da linha de produção e geração de material de baixa qualidade, o qual acaba sendo descartado. Em uma destas ocorrências, em um dia atípico de alta temperatura ambiente, houve o descarte de cerca de 18% da produção do dia e aproximadamente de 4 horas de máquina parada decorrentes desta parada repentina do maquinário.

A otimização através de algoritmos genéticos apresentou um retorno financeiro expressivo para a empresa. Com base nas informações obtidas com o trabalho e, com conhecimento do valor do produto fabricado, que é sigiloso, conclui-se que o projeto do novo trocador trará um retorno financeiro positivo para empresa dentro de dois anos de sua implementação.

Constata-se também, que a instalação do sistema é rápida e pode ser executada durante uma parada preventiva mensal, que tem duração de 12 horas. Este é um ganho importante, visto que demais soluções para este problema acabariam necessitando de um maior tempo de instalação, o que acabaria diminuindo a capacidade produtiva da fábrica.

Além disso, conclui-se que o novo projeto simplificará a manutenção preventiva de limpeza deste trocador de calor, visto que o sistema passará a contar com apenas um trocador de calor ao invés dos dois trocadores que compõem o sistema atual.

Referências

- Antonio C. Caputo, Marcello P. Pelagagge, Paolo Salini. 2006.** HEAT EXCHANGER DESIGN BASED ON ECONOMIC OPTIMIZATION. *ENCIT 2006 -- ABCM*. 2006, pp. Paper CIT06-0387.
- Cheng Xu, Michael Müller. 2005.** Development and Design of a Centrifugal Compressor Volute. *International Journal of Rotating Machinery*. 2005.
- Company, Ingersoll-Rand. Date of Issue: 18-Oct-1999.** CMC MANUAL DE REFERÊNCIA TÉCNICA. s.l. : 1996-1999 Ingersoll-Rand Company, Date of Issue: 18-Oct-1999, p. 1X36003 Version 2.52.
- DeWitt, Frank Incropera e David. Fundamentos de Transferência de Calor e Massa.** s.l. : 6th ed.
- Frank Incropera, David DeWitt. Fundamentos de Transferência de Calor e Massa.** s.l. : 6 ed.
- Kern, Donald Q. Process Heat Transfer,** McGraw-Hill, New York, 1950.
- Lisbôa, M.B. 2017.** *Otimização de trocadores de calor tipo casco-e-tubo usando Algoritmos.* Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre : Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica), 2017.
- Lüdtke, Klaus H. 2004.** *Process Centrifugal Compressors: Basics, Function, Operation, Design, Application.* 2004.
- R. Saidura, N.A. Rahimb, M. Hasanuzzamana. 2010.** A review on compressed-air energy use and energy savings. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2010, pp. 1135-1153.
- Resat Selbas, Onder Kızılkın, Marcus Reppich. 2006.** A new design approach for shell-and-tube heat exchangers using genetic algorithms from economic point of view. *Chemical Engineering and Processing*. 2006, pp. 268–275.
- S/A, Medicina. 2020.** Covid-19. *Medicina S/A.* [Online] 2020. <https://medicinas.com.br/covid-mascara-alcoolgel/>.
- Sadik Kakaç, Hongtan Liu, Anchasa Pramuanjaroenkij. Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design.** s.l. : 3 ed.
- Subhankar Maity, Debi Prasad Gon, Palash Paul. 2014.** A Review of Flax Nonwovens: Manufacturing, Properties, and Applications. *Journal of Natural Fibers* . 2014, pp. 365-390.

ANEXO A - CONSTANTES PARA DEFINIÇÃO DO NÚMERO DE TUBOS

Tabela 1 - Valores para as constantes C e z de acordo com arranjo e número de passes.

Arranjo Triangular					
Número de Passes	1	2	4	6	8
C	0,319	0,249	0,175	0,0743	0,0365
z	2,142	2,207	2,285	2,499	2,675
Arranjo Quadrado					
Número de Passes	1	2	4	6	8
C	0,319	0,249	0,175	0,0743	0,0365
z	2,142	2,207	2,285	2,499	2,675

Fonte: Adaptado de Resat Selbas (2005).

ANEXO B – RESULTADOS DA PAREMETRIZAÇÃO DO TROCADOR DE CALOR

Tabela 2 - Parâmetros do trocador de calor otimizado pelo método de algoritmos genéticos.

	Faixa de Variação	Tipo de parâmetro	Valor
Diâmetro Interno dos Tubos	-	Calculado	29,97 mm
Diâmetro Externo dos Tubos	9,52mm – 31,75mm	Variável de entrada	31,75 mm
Diâmetro do Casco	203,2mm – 787,4mm	Variável de entrada	709,20 mm
Arranjo	Quadrado ou triangular	Variável de entrada	Quadrado
Espaçamento Entre Chicanas	5% - 60% do diâmetro do casco	Variável de entrada	37,56 mm
Número de Passes	1 ou 2	Variável de entrada	2
Passo	115% a 150% do diâmetro dos tubos	Variável de entrada	36,52 mm
Taxa Total de Transferência de Calor	-	Calculado	192.188 W
Número de Tubos	-	Calculado	181
Número de Reynolds (Tubos)	-	Calculado	14.040,29
Número de Reynolds (Casco)	-	Calculado	2.007,14
Coefficiente de Transferência de Calor nos Tubos	-	Calculado	2.972,37 W/m ² K
Coefficiente de Transferência de Calor no Casco	-	Calculado	149,78 W/m ² K
Coefficiente Global de Transferência de Calor	-	Calculado	134,87 W/m ² K
Área Total de Transferência de Calor	-	Calculado	57,62 m ²
Comprimento do Trocador	-	Calculado	3,19 m
Número de Chicanas	-	Calculado	83
Perda de Carga nos Tubos	-	Calculado	1237,58 Pa
Perda de Carga no Casco	-	Calculado	32.654,08 Pa
Custo de Investimento	-	Calculado	R\$ 87.592,81
Custo de Operação (10 anos)	-	Calculado	R\$ 13.276,79
Custo Total	-	Calculado	R\$ 100.869,60

Fonte: Autoria própria.