



UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA QUÍMICA
CURSO DE ENGENHARIA QUÍMICA

ÍKARO GABRIEL CAVALCANTE MONTEIRO PINHEIRO

ANÁLISE TÉCNICO-ECONÔMICA DO REVAMP DO PROCESSO DE
AQUECIMENTO DO ÓLEO DE PALMA

FORTALEZA

2017

ÍKARO GABRIEL CAVALCANTE MONTEIRO PINHEIRO

**ANÁLISE TÉCNICO-ECONÔMICA DO REVAMP DO PROCESSO DE
AQUECIMENTO DO ÓLEO DE PALMA**

Trabalho final de curso apresentado ao Departamento de Engenharia Química da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial para a graduação em Engenharia Química.

Orientador: Prof. Dr. Samuel Jorge Marques Cartaxo.

FORTALEZA

2017

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Universidade Federal do Ceará
Biblioteca Universitária

Gerada automaticamente pelo módulo Catalog, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

- P722a Pinheiro, Íkaro Gabriel Cavalcante Monteiro.
Análise técnico-econômica do revamp do processo de aquecimento do óleo de palma / Íkaro Gabriel Cavalcante Monteiro Pinheiro. – 2017.
61 f. : il. color.
- Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia, Curso de Engenharia Química, Fortaleza, 2017.
Orientação: Prof. Dr. Samuel Jorge Marques Cartaxo.

1. Viabilidade técnico-econômica. 2. Trocadores de calor. 3. Revamp. I. Título.

CDD 660

ÍKARO GABRIEL CAVALCANTE MONTEIRO PINHEIRO

**ANÁLISE TÉCNICO-ECONÔMICA DO REVAMP DO PROCESSO DE
AQUECIMENTO DO ÓLEO DE PALMA**

Trabalho final de curso apresentado ao Departamento de Engenharia Química da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial para a graduação em Engenharia Química.

Orientador: Prof. Dr. Samuel Jorge Marques Cartaxo.

Aprovado em: 16/ 11/ 2017.

Prof. Dr. Samuel Jorge Marques Cartaxo (Orientador)

Universidade Federal do Ceará (UFC)

Msc. Bruna Tarciana Cavalcante Bezerra

Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof. Dr. Rílvia Saraiva de Santiago Aguiar

Universidade Federal do Ceará (UFC)

AGRADECIMENTOS

A Deus, que me deu sabedoria, paciência e resiliência, e que permitiu que eu pudesse desenvolver esse trabalho e finalizar mais uma etapa da minha vida.

Aos meus pais, Lizandra e Perboyre, por todo amor, paciência, dedicação e apoio incondicionais.

Às minhas avós, Zenilde e Terezinha, e às minhas avós de coração, Auristela e Alzenir, por sempre acreditarem em mim e me proporcionarem condições de realizar os meus sonhos.

Aos meus irmãos, Tarcísio, Perboyre e Lucas, e a todos os meus familiares pelo apoio e torcida durante todos esses anos.

Ao Prof. Dr. Samuel Jorge Marques Cartaxo pela orientação, confiança e ideias que contribuíram para o desenvolvimento desse trabalho.

Ao Prof. Dr. Maxweel Veras Rodrigues pelos ensinamentos de viabilidade econômica e por sempre ter acreditado no meu potencial.

Aos meus amigos do UNA e da Engenharia Química da UFC pela amizade e por fazerem parte da minha vida.

Aos membros da banca por aceitarem avaliar esse trabalho.

A todos os professores e funcionários do DEQ/UFC.

A Deus e à minha querida família.

“A tarefa não é tanto ver aquilo que ninguém viu, mas pensar o que ninguém ainda pensou sobre aquilo que todo mundo vê.”

Arthur Schopenhauer

RESUMO

Um projeto comumente realizado em processos industriais é o *revamp* de etapas produtivas, em que se busca a inserção de melhorias, através de readequações e/ou reformulações de uma etapa, ou do processo produtivo integral. Desse modo, após a realização de análises técnico-econômicas da substituição de, por exemplo, trocadores de calor, em uma etapa de aquecimento, ou resfriamento, pode-se atestar que tal substituição, além de ser viável tecnicamente, também o é do ponto de vista econômico e, com isso, pode reduzir custos de produção e aumentar a margem de lucro do produto final, tornando o processo produtivo industrial mais lucrativo. Este trabalho teve como objetivo principal a avaliação da viabilidade técnico-econômica da substituição de um trocador de calor a placas, utilizado numa etapa de aquecimento do óleo de palma, por um de casco e tubos. Para tanto, projetaram-se permutadores de calor do tipo casco e tubos que realizassem a troca térmica solicitada, possibilitando o atingimento da temperatura requerida para o óleo, entre 145 e 150 °C, ao final da etapa de aquecimento no tanque agitado, onde ocorre o término do aquecimento, decorrente da existência de serpentinas em seu interior. Visando quantificar a variação da temperatura, modelaram-se as duas etapas subsequentes de aquecimento do óleo, no trocador e no tanque, e realizou-se a simulação computacional do modelo, utilizando a linguagem de programação *Python*, através do software *Jupyter Notebook*. Após atestar que a substituição proposta era viável tanto técnica quanto economicamente, avaliou-se, dentre as opções de permutadores do tipo casco e tubos projetados, qual caracterizava a melhor alternativa de investimento, baseado em quatro critérios de avaliação (VPL, TIR, IL e Payback), em que se consideraram o custo inicial do trocador projetado e a diminuição do custo de operação, decorrente da redução da massa de vapor saturado necessária para a realização do processo de aquecimento do óleo, sendo o vapor saturado o fluido de aquecimento, utilizado tanto no permutador quanto na serpentina. Finalizada essa análise, constatou-se que o permutador proposto na alternativa 6 (diâmetro interno do casco de 488,95 mm, 301 tubos internos e altura de 2,689 m) caracteriza o investimento mais viável economicamente, em que se faz necessário um investimento inicial de, aproximadamente, R\$ 196.000,00 e são economizados, por batelada de aquecimento, 2151,65 kg de vapor, proporcionando uma redução anual de custos de R\$ 291.247,34.

PALAVRAS-CHAVE: Trocadores de calor; *Revamp*; Viabilidade técnico-econômica.

ABSTRACT

A project usually performed in industrial processes is the revamp of production steps, which seeks the inclusion of improvements in the process through adjustments and/or reformulations of a step, or of the whole production process. Thus, after the technical and economic analyses of replacing, for instance, heat exchangers in one step of heating or cooling, one can attest such replacement to be, besides technically, economically feasible and, consequently, it can reduce production costs and increase the profit margin of the final product, making the whole process more cost effective. This paper had as main objective the evaluation of the technical and economical suitability of the substitution of a plate heat exchanger, used in the heating of palm oil, for a shell and tube heat exchanger. To do so, tube and shell heat exchangers were designed to perform the required thermal task; then a heating tank finishes the thermal service, where it achieves temperatures up to 145 to 150° C due to the existence of coils. To enable the quantification of the process temperature, two subsequent steps of oil heating were modelled, the heat exchanger and the tank, and the computer simulation of the model was done, using the *Python* programming language, through *Jupyter Notebook* software. Finally, after certifying the replacement proposal was viable both technically and economically, the different types of shell and tube heat exchangers that had been designed were assessed, to decide which one would make it the best investment and were cost worthy; the four criteria for this evaluation (NPV, IRR, PI e Payback period) were based on the initial cost of the designed heat exchanger and its operation reduction cost due to less of saturated steam mass being required to perform the oil heating, where the saturated steam is the heating facility, used both in the heat exchanger as well as in the agitated tank. After the analysis, it was found out that the sixth proposed exchanger features the most economically viable investment, which has an acquisition initial cost of about R\$ 196.000,00 and, with it, 2151,65 kg of the steam are saved per thermal batch, providing an annual reduction of \$291.347,34.

Keywords: Heat exchanger; *Revamp*; Technical and economic viability.

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

<i>TEMA</i>	Tubular Exchanger Manufacturing Association
<i>VPL</i>	Valor Presente Líquido
<i>NPV</i>	Net Present Value
<i>I</i>	Investimento inicial
<i>PRetornos</i>	Valor Presente dos Retornos
<i>FC</i>	Fluxo de Caixa
<i>TIR</i>	Taxa Interna de Retorno
<i>IRR</i>	Internal Rate of Return
<i>TMA</i>	Taxa Mínima de Atratividade
<i>IL</i>	Índice de Lucratividade
<i>PI</i>	Profitability Index
<i>UFC</i>	Universidade Federal do Ceará

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área (m ²)
B	Passo de chicana
C	Espaço entre dois tubos adjacentes, no feixe de tubos (m)
C_s	Comprimento da tubulação de serpentina (m)
C_p	Capacidade calorífica a pressão constante, valor experimental
C_p'	Capacidade calorífica a pressão constante, valor teórico
$C_{p_{\text{óleo}}}$	Capacidade calorífica a pressão constante do óleo de palma (J/kg.°C)
$C_{p_{ls}}$	Capacidade calorífica a pressão constante do líquido saturado (J/kg.K)
$C_{p_{vs}}$	Capacidade calorífica a pressão constante do vapor saturado (J/kg.K)
D_b	Diâmetro interno do bocal de entrada do vapor (m)
D_c	Diâmetro externo do casco (m)
D_e	Diâmetro equivalente do casco (m)
D_i	Diâmetro interno de um tubo cilíndrico
D_{imp}	Diâmetro do impelidor (m)
D_o	Diâmetro externo de um tubo cilíndrico
D_s	Diâmetro interno do casco (m)
D_{serp}	Diâmetro do cilindro formado pelos tubos da serpentina (m)
D_{tanque}	Diâmetro do tanque (m)
E_c	Energia cinética específica (J/kg)
E_i	Energia interna específica (J/kg)
E_p	Energia potencial específica (J/kg)
f_F	Fator de atrito de Fanning
G	Fluxo mássico (kg/m ² .s)
g	Aceleração da gravidade na terra (9,81 m/s ²)
H	Entalpia específica (J/kg)
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção (W/m ² .K)
h_{ft}	Altura de fluido no interior do tanque (m)
h_p	Altura do passe entre dois ciclos helicoidais da serpentina (m)
$k_{\text{óleo}}$	Condutividade térmica do óleo de palma (W/m.°C)
k_{ls}	Condutividade térmica do líquido saturado (W/m.K)
k_m	Condutividade térmica do material (W/m.K)
k_{vs}	Condutividade térmica do vapor saturado (W/m.K)
L	Comprimento (m)
L'	Largura (m)
m	Massa (kg)
\dot{m}	Vazão mássica (kg/s)
N_{bs}	Número de seções de chicana
N_h	Número de ciclos helicoidais formando a serpentina
N_f	Frequência de rotação (Hz)

N_t	Número de tubos
Nu	Número de Nusselt
P	Pressão (kPa)
P_e	Perímetro externo do cilindro interno (m)
Pr	Número de Prandtl
P_t	Passo de tubos
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor (J/s)
\dot{Q}_c	Taxa de transferência convectiva de calor (J/s)
\dot{Q}_k	Taxa de transferência condutiva de calor (J/s)
\dot{Q}_r	Taxa de transferência de calor através da radiação (J/s)
R	Resistência à transferência de calor
Re	Número de Reynolds
R_{eq}	Resistência equivalente
r_i	Raio interno de um tubo cilíndrico
r_o	Raio externo de um tubo cilíndrico
S	Área da seção transversal (m ²)
T	Temperatura
T_∞	Temperatura do fluido fora da camada limite térmica (°C)
$T_{\acute{o}leo}$	Temperatura do óleo de palma (°C)
T_c	Temperatura de um corpo negro (K)
T_i	Temperatura na superfície interna de um tubo cilíndrico (°C)
T_o	Temperatura na superfície externa de um tubo cilíndrico (°C)
T_p	Temperatura na parede de um forno (K)
T_{ref}	Temperatura de referência
T_s	Temperatura na superfície de um sólido (°C)
T_{vs}	Temperatura do vapor saturado (K)
t	Tempo (s)
U	Coefficiente Global de transferência de calor
\dot{W}_e	Taxa de trabalho de eixo
y	Qualidade do vapor no trocador de calor casco e tubos
y_s	Qualidade do vapor na serpentina inserta no tanque agitado
z	Taxa de desconto (%)
a, b, e, f	Constantes utilizadas para descrever as equações da capacidade calorífica à pressão constante em função da temperatura
μ	Viscosidade dinâmica (Pa.s)
μ_w	Viscosidade dinâmica na temperatura da parede
π	Constante adimensional Pi
ρ	Massa específica (kg/m ³)
σ	Constante de Stefan-Boltzmann
ϵ	Emissividade do material

LISTA DE SUBSCRITOS

<i>óleo</i>	Óleo de palma
<i>vs</i>	Vapor saturado
<i>ls</i>	Líquido saturado
<i>i</i>	Interior dos tubos do trocador casco e tubos
<i>i_s</i>	Interior dos tubos da serpentina
<i>o</i>	Exterior dos tubos do trocador casco e tubos
<i>o_s</i>	Exterior dos tubos da serpentina
<i>i(vs)</i>	Vapor saturado no interior dos tubos do trocador casco e tubos
<i>i(vs)_s</i>	Vapor saturado no interior dos tubos da serpentina
<i>i(ls)</i>	Líquido saturado no interior dos tubos do trocador casco e tubos
<i>i(ls)_s</i>	Líquido saturado no interior dos tubos da serpentina
<i>t</i>	Tanque agitado
<i>s</i>	Serpentina de aquecimento

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Representação da rede de resistência para casca cilíndrica submetida à convecção nos lados interno e externo.....	21
Figura 2 - Representação unidimensional de um trocador de calor bitubular operando em contracorrente.....	23
Figura 3 - Trocador de calor do tipo casco e tubos com passe simples, 1-1.	28
Figura 4 - Classificação dos trocadores do tipo casco e tubos quanto aos tipos de cabeçotes e de casco.	29
Figura 5 - Etapa de aquecimento do óleo de palma.	34
Figura 6 - Modelo do trocador casco e tubos projetado.	40
Figura 7 - Esquema, com dimensionamento em milímetros, do tanque utilizado no processo de aquecimento.	45
Figura 8 - Perfil de temperatura no trocador (alternativa 3), em que a pressão de vapor na entrada é 2,5 bar.....	53
Figura 9 - Perfil de temperatura no tanque agitado, em que a pressão de vapor na entrada do trocador é 2,5 bar e a temperatura de entrada do óleo no tanque é decorrente da troca térmica no permutador casco e tubos (alternativa 3).	53
Figura 10 - Gráfico do Valor Presente Líquido calculado para as alternativas 3 e 6, utilizando diferentes taxas.....	58

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Capacidade calorífica do vapor e líquido saturados.....	37
Tabela 2 - Propriedades do óleo de palma.....	38
Tabela 3 - Parâmetros do trocador de calor casco e tubos.....	41
Tabela 4 - Alternativas de permutador casco e tubos.....	51
Tabela 5 - Pressões de entrada do vapor na serpentina e as massas de vapor necessárias para o aquecimento requerido, avaliados em diferentes pressões de entrada do vapor no permutador (alternativa 3), as quais proporcionam a obtenção de temperaturas do óleo na saída do permutador distintas.	54
Tabela 6 - Pressões de entrada do vapor na serpentina e as massas de vapor necessárias para o aquecimento requerido, avaliados nas pressões de entrada do vapor no permutador, as quais proporcionam a obtenção de temperaturas do óleo na saída do permutador distintas.	55
Tabela 7 - Compilado de informações técnico-econômicas acerca das alternativas de permutador casco e tubos.	56
Tabela 8 - Resultado dos métodos de análise de investimento.....	56

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	16
1.1 Objetivos.....	17
1.1.1 <i>Objetivo geral</i>	17
1.1.2 <i>Objetivos específicos</i>	17
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	18
2.1 Transferência de calor	18
2.2 Balanço de energia	22
2.2.1 <i>Trocador de calor bitubular</i>	22
2.2.2 <i>Tanque com serpentina de aquecimento (isolado termicamente)</i>	25
2.3 Trocadores de calor do tipo casco e tubos.....	27
2.4 Métodos e critérios de avaliação de investimentos de capital	30
2.4.1 <i>Valor Presente Líquido</i>	31
2.4.2 <i>Taxa Interna de Retorno - TIR</i>	31
2.4.3 <i>Índice de Lucratividade - IL</i>	32
2.4.4 <i>Payback Simples e Descontado</i>	33
3 METODOLOGIA.....	34
3.1 Propriedades dos fluidos	35
3.1.1 <i>Vapor e líquido saturados</i>	36
3.1.2 <i>Óleo de palma</i>	37
3.2 Dimensionamento do trocador de calor do tipo casco e tubos.....	39
3.3 Tanque com serpentina de aquecimento.....	44
3.4 Estimativa do custo para trocadores de calor do tipo casco e tubos.....	48
3.5 Implementação dos modelos desenvolvidos e simulação computacional	49
3.6 Análise econômica: métodos de análise de investimentos.....	50
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO	51
4.1 Testes preliminares para determinação dos comprimentos que serão utilizados na simulação computacional.....	51

4.2 Resultados da simulação computacional	52
4.3 Análise das alternativas de investimento	55
5 CONCLUSÕES	59
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	60

1 INTRODUÇÃO

Na produção industrial de margarina, faz-se necessária a formação da gordura hidrogenada, a qual comporá a base do produto final. Para tanto, realizam-se reações de hidrogenação catalítica, utilizando, preponderantemente, óleos vegetais como fonte de gordura insaturada, em que os óleos de soja e de palma são os dois principais processados e usados na indústria alimentícia.

No entanto, para que a hidrogenação catalítica se processe de maneira satisfatória, deve-se inserir o óleo no reator a uma temperatura aproximada de 145 °C, o que torna necessário o aquecimento prévio do óleo. Desse modo, e considerando que os óleos normalmente se encontram à temperatura ambiente, a troca térmica a ser realizada é considerável, a qual é possibilitada por permutadores de calor.

Diante de uma vasta gama de equipamentos que são utilizados para promover a transferência de calor entre fluidos, faz-se necessária a realização de estudos avaliativos, os quais viabilizarão o conhecimento da maior, ou menor, adequação de determinados trocadores de calor para os distintos processos industriais.

No que se refere a processos industriais, sabe-se que se obterão, normalmente, produtos que possuem baixas margens de lucro, devido aos complexos, e usualmente extensos, processos produtivos, mas que, por serem produzidos em larga escala, geram vultosos lucros. Assim, a realização de investimentos voltados à atualização ou ao aprimoramento do processo de produção é essencial para que a empresa possa sobreviver à concorrência. Quanto a estes investimentos, a utilização de critérios para sua avaliação é imprescindível, pois, ao avaliá-los de forma errônea, pode-se, além de estar destruindo valor para a empresa, levá-la à falência, devido ao fato da quantidade de capital aplicada ser considerável.

O *revamp* de etapas produtivas vem sendo comumente realizado em processos industriais, a partir do qual se busca a inserção de melhorias, através de readequações e/ou reformulações de uma etapa, ou do processo integral. Desse modo, após a realização de análises técnico-econômicas da substituição de, por exemplo, trocadores de calor, em uma etapa de aquecimento, ou resfriamento, pode-se atestar que tal substituição, além de ser viável tecnicamente, o é economicamente e, assim, pode reduzir custos de produção e aumentar a margem de lucro do produto final, tornando o processo industrial mais lucrativo.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo geral

Avaliar a viabilidade técnico-econômica da substituição do trocador de calor a placas, utilizado na etapa de aquecimento do óleo de palma, por um trocador casco e tubos.

1.1.2 Objetivos específicos

a) Projetar um trocador de calor casco e tubos que seja compatível com o espaço físico ocupado pelo permutador a placas, modelando-o iterativamente para a obtenção do óleo, na saída do trocador, a temperaturas que possibilitem o atingimento da temperatura requerida para o óleo, entre 145 e 150 °C, após a etapa de aquecimento no tanque agitado.

b) Modelar o tanque agitado, em que o aquecimento é realizado através de serpentinas helicoidais, o que possibilita a avaliação das melhores condições de operação para a obtenção da temperatura requerida para o óleo de palma.

c) Avaliar a variação da quantidade de vapor utilizada nas duas etapas de aquecimento, decorrente da mudança nas condições operacionais, e em relação à situação atualmente empregada para realizar essa etapa de aquecimento.

d) Obter o orçamento do trocador de calor casco e tubos, com a consequente utilização de métodos de análise de investimentos para avaliar a viabilidade da substituição proposta.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Transferência de calor

Uma definição simples para transferência de calor é dada por Bergman et al. (2014), sendo esta a energia térmica em trânsito devido a uma diferença de temperatura no espaço, ou seja, a energia transferida decorrente de um gradiente de temperatura, o qual é a força motriz da transferência de calor.

Apesar da dificuldade para o dimensionamento da taxa com a qual essa transferência ocorre, há uma certa facilidade para a obtenção da energia total transferida, através da realização do balanço energético, baseado nas leis da termodinâmica.

Quanto aos modos de transferência de calor, existem 3: condução, convecção e radiação. A transferência de calor por condução pode ser resumida como a transmissão devido à interação, ou contato, entre os fluidos e/ou sólidos que estão envolvidos na troca térmica, pois, no caso dos fluidos, ocorre devido às colisões e às difusões das moléculas em seus movimentos aleatórios e, para os sólidos, o fenômeno é devido à combinação das vibrações das moléculas em rede, sendo os elétrons livres os agentes responsáveis pelo transporte energético (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

A transferência térmica condutiva é descrita pela lei de Fourier, exposta na Eq. 1, num formato unidimensional, a partir da qual, observa-se que é necessário o conhecimento do perfil de temperatura no eixo analisado, da área de troca térmica e da condutividade térmica do material, k_m , para quantificar a taxa de transferência de calor (BERGMAN et al., 2014).

$$\dot{Q}_k = -k_m A \left(\frac{dT}{dx} \right) \quad (1)$$

Ao considerar uma placa plana que possui largura L' , da qual são conhecidas as temperaturas nas extremidades, \dot{Q}_k pode ser determinada através da integração da Eq. 1.

$$\dot{Q}_{k, \text{placa}} = k_m A \left(\frac{\Delta T}{L'} \right) \quad (2)$$

No caso de um tubo que possui comprimento L , a troca térmica ocorrerá na espessura deste, e, dessa forma, o valor da área de troca térmica variará entre as áreas laterais interna e externa do tubo. Apesar disso, ao considerar que a transmissão de energia ocorre em estado estacionário, a taxa de transferência de calor será constante, tornando possível quantificá-la pela Eq. 3.

$$\dot{Q}_{k, tubo} = -k_m A \left(\frac{dT}{dr} \right) \quad (3)$$

Substituindo o valor da área lateral do cilindro, A , por $2\pi rL$ e integrando a Eq. 3, para as temperaturas nos raios interno e externo iguais a, respectivamente, T_i e T_o , obtém-se:

$$\dot{Q}_{k, tubo} = 2\pi k_m L \left(\frac{(T_i - T_o)}{\ln \left(\frac{r_o}{r_i} \right)} \right) \quad (4)$$

Já a convecção pode ser descrita como a transferência de energia que ocorre no interior de fluidos devido à combinação de dois mecanismos: difusão e movimento global do fluido, o qual pode ser forçado, quando a movimentação do fluido é provocada por algo externo (uma bomba, por exemplo), ou natural, quando o movimento é decorrente da variação de densidade do fluido nas proximidades do sólido, a qual é provocada pela troca térmica (BERGMAN et al., 2014).

Diferentemente da transmissão de calor por condução, que depende basicamente da condutividade térmica e da geometria do material, o dimensionamento da taxa de troca térmica por convecção depende da natureza do escoamento, de algumas propriedades físicas do fluido, como viscosidade, condutividade térmica e densidade, e de informações sobre o sólido, como a geometria e a rugosidade de sua superfície, o que torna esse dimensionamento mais complexo (KREITH; BOHN, 2003).

Apesar disso, há uma simples expressão, conhecida como a lei do resfriamento de Newton, usada para quantificar a taxa de transferência de calor, a qual embute toda a complexidade do fenômeno em um parâmetro chamado coeficiente de transferência de calor por convecção, h .

$$\dot{Q}_c = hA(T_s - T_\infty) \quad (5)$$

Nessa expressão, T_s é referente à temperatura do sólido, e T_∞ refere-se à temperatura do fluido longe da superfície do sólido, ou seja, a temperatura fora camada limite térmica, que caracteriza a região em que ocorre a variação da temperatura do fluido, o qual, em sua primeira camada, aderida à superfície, possui a temperatura T_s e, no final da camada limite, a temperatura T_∞ .

O terceiro modo, a radiação, baseia-se na transferência de energia na forma de ondas eletromagnéticas, ou fótons, reduzindo a energia do corpo emissor. Apesar de ser um fenômeno complexo e ainda não totalmente compreendido, a transmissão energética através

desse modo pode ser quantificada utilizando a lei de Stefan-Boltzmann (Eq. 6), a qual é descrita para corpos negros, ou seja, corpos que absorvem toda a radiação incidente (FOUST et al., 2013).

$$\dot{Q}_r = \sigma AT_c^4 \quad (6)$$

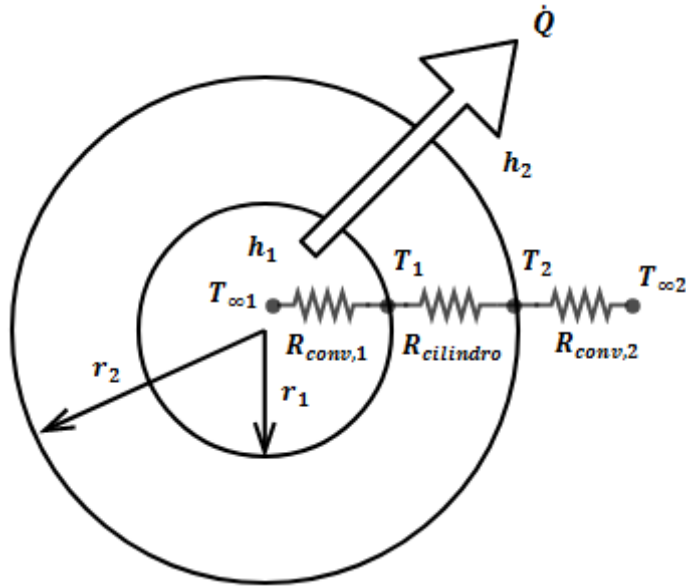
No entanto, ainda de acordo com Foust et al. (2013), mesmo que muitos materiais possuam comportamento aproximado ao dos corpos negros, estes não existem e, dessa forma, faz-se necessária a inserção de um coeficiente que relacione as taxas de energia irradiada por uma superfície qualquer e pela superfície de um corpo negro, sendo esse coeficiente definido como a emissividade, ϵ , razão entre essas taxas. Assim, considerando, por exemplo, uma situação em que haja um material qualquer, o qual possui absorvidade igual à emissividade, ou seja, que possua coeficientes de absorção e emissão de energia iguais, no interior de um forno, que pode ser aproximado a um corpo negro, a quantificação da transferência líquida de energia radiante para o material, ou seja, a quantidade energética emitida subtraída da absorvida, pode ser aproximada pela Eq. 7 (BERGMAN et al., 2014).

$$\dot{Q}_r = \sigma \epsilon A (T_c^4 - T_p^4) \quad (7)$$

Ao analisar a troca térmica em permutadores de calor, as taxas de transferência devido à convecção e à condução são, geralmente, as únicas consideradas, pois, na maioria das aplicações de trocadores de calor na indústria, a taxa de transferência de calor por radiação é desprezível em comparação aos outros métodos de transmissão. Considerando um trocador bitubular simples, e desprezando a troca térmica entre a parte externa do permutador e o ambiente, a transferência de calor será decorrente de efeitos convectivos dos fluidos no interior e no exterior do tubo interno do trocador, e da condução de calor que ocorrerá no material que forma o tubo. No entanto, para que seja possível realizar uma análise conjunta do sistema, faz-se necessária a inclusão do conceito de resistência à transferência, definida como a razão entre a força motriz do fenômeno e a variável que quantifica a transferência. Para o fenômeno de troca térmica, a resistência é a razão entre a diferença de temperatura e a taxa de transferência de calor.

Dessa forma, a resistência equivalente à transferência será a soma das resistências convectivas e condutiva, pois ocorrem em série, já que a taxa de transmissão de calor é a mesma.

Figura 1 - Representação da rede de resistência para casca cilíndrica submetida à convecção nos lados interno e externo.



Fonte: ÇENGEL; GHAJAR, 2012, adaptada pelo autor.

Da Figura 1, e baseado nas Eqs. 4 e 5, obtém-se, baseado na análise feita em Çengel e Ghajar (2012), que:

$$R_{eq} = R_{conv,1} + R_{cilindro} + R_{conv,2} \quad (8)$$

$$R_{eq} = \frac{1}{(2\pi r_1 L) h_1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi L k_m} + \frac{1}{(2\pi r_2 L) h_2} \quad (9)$$

Sendo \dot{Q} , a taxa de transferência de calor, a qual, baseado no conceito de resistência, pode ser representada pela razão $\Delta T_{total}/R_{eq}$ e sabendo que \dot{Q} também pode ser calculada pelo produto $UA_2\Delta T_{total}$, em que U representa o coeficiente global de transferência de calor, e A_2 , área externa do tubo, pois faz-se necessária uma padronização da área utilizada no cálculo do coeficiente global, obtém-se, baseado na análise feita em Cartaxo (2015), que:

$$U = \frac{1}{A_2 R_{eq}} = \left(\frac{r_2}{r_1 h_1} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) r_2}{k_m} + \frac{1}{h_2} \right)^{-1} \quad (10)$$

Substituindo o subscrito 1 por i, representando o interior do tubo, e 2 por o, denotando o exterior do tubo, e permutando o raio pelo diâmetro, obtém-se a Eq. 11.

$$U = \left(\frac{D_o}{D_i h_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) D_o}{2k_m} + \frac{1}{h_o} \right)^{-1} \quad (11)$$

Na equação obtida acima, desconsiderou-se a formação de incrustação, interna e externamente ao tubo, pois, ao considerá-la, far-se-ia necessário incluir as resistências provenientes desse "obstáculo" à troca térmica no cálculo da resistência equivalente e, conseqüentemente, no dimensionamento do coeficiente global.

2.2 Balanço de energia

De acordo com princípio de conservação da energia, sabe-se que a energia total de um sistema é conservada e, dessa forma, a variação de energia no interior de um volume de controle, o qual passará a representar o sistema de interesse, é igual ao transporte líquido de energia para dentro desse volume de controle, ou seja, a energia entrando no volume de controle subtraída da energia que o deixa. Sendo assim, faz-se necessário o cálculo do balanço de energia para quantificar essa transferência energética, o qual pode ser representado, de uma forma mais geral, pela Eq. 12 (SMITH; VAN NESS; ABBOTT, 2013).

$$\frac{d(mE_i)_{vc}}{dt} = [(H + E_c + E_p)\dot{m}]_{ent} - [(H + E_c + E_p)\dot{m}]_{sai} + \dot{Q} + \dot{W}_e \quad (12)$$

Esse balanço, para efeitos práticos de engenharia, muitas vezes é simplificado, o que permite a realização da análise energética necessária. A simplificação mais comum, nos casos em que há entrada e/ou saída de fluido, é desprezar o efeito das energias cinética e potencial, pois esse, normalmente, será ínfimo em comparação com o relacionado à entalpia.

Dessa forma, obtém-se o seguinte balanço geral simplificado:

$$\frac{d(mE_i)_{vc}}{dt} = [(H)\dot{m}]_{ent} - [(H)\dot{m}]_{sai} + \dot{Q} + \dot{W}_e \quad (13)$$

2.2.1 Trocador de calor bitubular

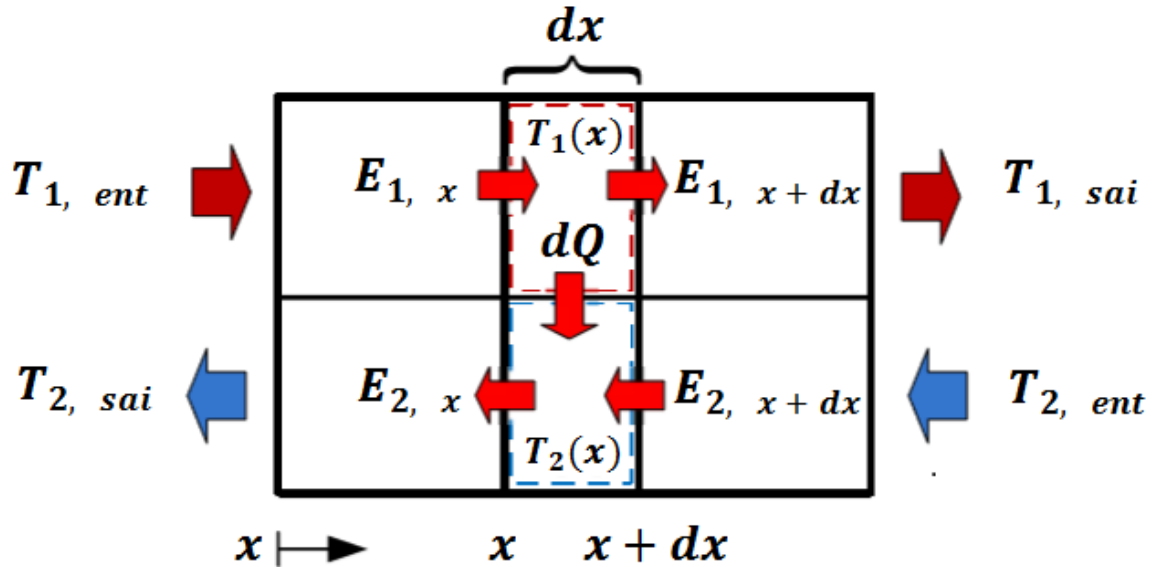
Ao aplicar a equação simplificada para o balanço de energia (Eq. 13) no dimensionamento de um trocador de calor, é possível quantificar a troca energética do processo de aquecimento e, dessa forma, determinar, por exemplo, a temperatura de um determinado fluido na saída do permutador, dado imprescindível no projeto de equipamentos de processos químicos.

Ao realizar essa análise para um trocador bitubular, o qual é composto por um cilindro interno, internamente ao qual passará um dos fluidos do processo, e outro externo, no qual, em seu interior, delimitado pelo exterior do cilindro interno, percorrerá o outro fluido do processo, faz-se necessário assumir algumas considerações. A principal delas é que o

fenômeno ocorre em estado estacionário e, dessa forma, não ocorrerá variação pontual nas propriedades dos fluidos decorrente da variação do tempo. Além disso, não há partes móveis fornecendo ou realizando trabalho no trocador, o que zera \dot{W}_e , o termo que contabiliza o trabalho de eixo. Assim, é fornecida uma equação para o balanço ainda mais simplificada.

$$[(H)\dot{m}]_{ent} - [(H)\dot{m}]_{sai} + \dot{Q} = 0 \quad (14)$$

Figura 2 - Representação unidimensional de um trocador de calor bitubular operando em contracorrente.



Fonte: CARTAXO, 2015, adaptada pelo autor.

Para a transferência térmica representada na figura acima, foram feitos, baseado na análise feita em Cartaxo (2015), os seguintes balanços para os fluidos 1 e 2, que representam, respectivamente, os fluidos quente e frio. Para representar o balanço dessa forma, utilizou-se a expansão da série de Taylor, truncada no termo de primeira ordem.

Para o fluido quente, considerando o volume de controle pontilhado na Figura 2 e utilizando o obtido na Eq. 14, obtém-se:

$$E_{1, x} - dQ - E_{1, x+dx} = 0 \quad (15)$$

$$\dot{m}_1 H_1 - dQ - \left(\dot{m}_1 H_1 + \frac{d(\dot{m}_1 H_1)}{dx} dx \right) = 0 \quad (16)$$

Considerando que o processo ocorra a pressão constante, a entalpia pode ser calculada através de $\int Cp' dT$; e sabendo que dQ pode ser dimensionado pelo produto $UdA\Delta T$, o balanço pode ser representado pela Eq. 17.

$$\dot{m}_1 \int_0^{T_1} Cp'_1 dT_1 - U dA (T_1 - T_2) - \left(\dot{m}_1 \int_0^{T_1} Cp'_1 dT_1 + d \left(\dot{m}_1 \int_0^{T_1} Cp'_1 dT_1 \right) \right) = 0 \quad (17)$$

O termo dA representa a diferencial da área de troca térmica, que é, por convenção, a área externa do tubo interno, ou seja, o perímetro externo do cilindro interno multiplicado pelo comprimento do tubo, em que $P_e dx$ representa a diferencial dessa área. Caso a análise estivesse sendo realizada para um trocador multitubular, que possui mais de um tubo interno, a diferencial da área seria representada por $N_t P_e dx$, pois far-se-ia necessária a consideração do número de tubos para o cálculo da área de troca térmica.

Dessa forma, após alguns artifícios matemáticos, obtém-se:

$$\frac{d}{dx} \left(\dot{m}_1 \int_0^{T_1} Cp'_1 dT_1 \right) = -UP_e (T_1 - T_2) \quad (18)$$

No entanto, a fórmula experimental de cálculo da capacidade calorífica à pressão constante ocorre através de um Cp médio pontual, que pode ser representado pela Eq. 19.

$$Cp = \left(\frac{1}{T} \right) \int_{T_{ref}}^T Cp' dT \quad (19)$$

Dessa forma, a Eq. 18 corresponderá a:

$$\frac{d}{dx} (\dot{m}_1 Cp_1 T_1) = -UP_e (T_1 - T_2) \quad (20)$$

Considerando que exista uma função experimental linear que represente a dependência da capacidade calorífica à pressão constante, Cp , em relação à temperatura ($Cp_1 = aT_1 + b$) e sabendo que a vazão mássica é constante, conclui-se, após o desenvolvimento da derivada do produto e da resolução das integrais e derivadas necessárias, que a variação da temperatura do fluido quente, no decorrer do trocador, pode ser representada pela Eq. 21.

$$\frac{dT_1}{dx} = - \frac{UP_e (T_1 - T_2)}{\dot{m}_1 (aT_1 + Cp_1)} \quad (21)$$

Para o fluido frio, as considerações são similares às realizadas para o quente. Dessa forma, será exposta apenas a sequência de equações desenvolvidas:

$$E_{2, x+dx} + dQ - E_{2, x} = 0 \quad (22)$$

$$\left(\dot{m}_2 H_2 + \frac{d(\dot{m}_2 H_2)}{dx} dx \right) + dQ - \dot{m}_2 H_2 = 0 \quad (23)$$

$$\left(\dot{m}_2 \int_0^{T_2} C_{p_2}' dT_2 + d \left(\dot{m}_2 \int_0^{T_2} C_{p_2}' dT_2 \right) \right) + U dA (T_1 - T_2) - \dot{m}_2 \int_0^{T_2} C_{p_2}' dT_2 = 0 \quad (24)$$

$$\frac{d}{dx} \left(\dot{m}_2 \int_0^{T_2} C_{p_2}' dT_2 \right) = - U P_e (T_1 - T_2) \quad (25)$$

$$C_{p_2} = \left(\frac{1}{T_2} \right) \int_0^{T_2} C_{p_2}' dT_2 = e T_2 + f \quad (26)$$

$$\frac{d}{dx} (\dot{m}_2 C_{p_2} T_2) = - U P_e (T_1 - T_2) \quad (27)$$

$$\frac{dT_2}{dx} = - \frac{U P_e (T_1 - T_2)}{\dot{m}_2 (e T_2 + C_{p_2})} \quad (28)$$

Apesar de parecer estranho o fato de as duas derivadas obtidas possuírem sinais negativos, a análise não está incorreta, pois, para o fluido quente, significa que, no sentido positivo de x , variável que representa o comprimento do trocador, a temperatura está diminuindo, em decorrência da troca térmica com o outro fluido; para o fluido frio, também indica que, no sentido positivo de x , a temperatura está diminuindo, mas como este fluido adentra o trocador pelo lado contrário ao da entrada do fluido quente, caracterizando um fluxo contracorrente, haverá acréscimos na sua temperatura, pois está fluindo no sentido negativo de x .

2.2.2 Tanque com serpentina de aquecimento (isolado termicamente)

Outra forma muito comum de promover a troca térmica entre fluidos de processos industriais é utilizando tanques agitados que possuem, internamente à sua estrutura, serpentinas de aquecimento ou resfriamento, a depender da temperatura do fluido que está escoando internamente a estas.

Ao aplicar a equação simplificada para o balanço de energia (Eq. 13) para quantificar a troca energética do processo de aquecimento, é possível determinar a variação da temperatura, no decorrer do tempo, do fluido que está dentro do tanque, por exemplo, o qual está em contato com o exterior da serpentina e, dessa forma, trocando energia.

Quanto ao balanço, diferentemente do calculado no caso do trocador de calor bitubular, o fenômeno não ocorrerá em estado estacionário e, assim, faz-se necessário considerar a transiência da operação. Considerar-se-á, também, que o processo de aquecimento ocorrerá de forma simultânea à entrada do fluido no tanque, o qual se deseja aquecer e, até que o volume requerido deste seja atingido, ficará aprisionado no tanque, tornando nulo o termo do balanço que contabiliza o fluxo de energia na corrente de saída do fluido. Além disso, desprezando o trabalho fornecido pelo agitador, alocado internamente ao tanque, o termo que contabiliza o trabalho de eixo é desconsiderado. Dessa forma, a equação para o balanço, ainda mais simplificada, é fornecida.

$$[(H)\dot{m}]_{ent} + \dot{Q} = \frac{d(mE_i)_{vc}}{dt} \quad (29)$$

Com o intuito de tornar mais clara a dedução, utilizar-se-á o subscrito "e" para representar uma espécie qualquer que esteja adentrando o tanque, "e_t" para simbolizar essa mesma espécie já inserida no tanque, a qual, devido à sua permanência neste e à troca térmica, terá suas propriedades alteradas no decorrer do tempo e o subscrito "f" para caracterizar o fluido quente que escoará internamente à serpentina. Dessa forma, considerando que o processo ocorra a pressão constante, a entalpia pode ser calculada através de $\int Cp dT$; e sabendo que \dot{Q} pode ser dimensionada pelo produto $UA\Delta T$, sendo ΔT referente à diferença de temperatura entre os fluidos da serpentina e do tanque, esse balanço pode ser representado por:

$$\dot{m}_e \int_0^{T_e} Cp_e dT_e + UA(T_f - T_{e_t}) = \frac{d}{dt} \left(m_{e_t} \int_0^{T_{e_t}} Cp_{e_t} dT_{e_t} \right) \quad (30)$$

Pelo mesmo motivo exposto no desenvolvimento da equação diferencial da temperatura no trocador, a capacidade calorífica à pressão constante calculada experimentalmente é representada pela Eq. 19 e, assim, a Eq. 30 corresponde a:

$$\dot{m}_e Cp_e T_e + UA(T_f - T_{e_t}) = \frac{d}{dt} (m_{e_t} Cp_{e_t} T_{e_t}) \quad (31)$$

Considerando que exista uma função linear que represente a dependência da capacidade calorífica à pressão constante, Cp , em relação à temperatura ($Cp = aT + b$), como foi feito para o balanço energético do trocador bitubular, e sabendo que a vazão mássica na entrada do tanque é constante, obtém-se que, após o desenvolvimento da derivada do produto e da resolução das integrais e derivadas necessárias, a variação da temperatura do fluido no tanque, no decorrer do tempo, pode ser representada por:

$$\frac{dT_{e_t}}{dt} = \frac{\dot{m}_e C_{p_e} T_e + UA(T_f - T_{e_t}) - \frac{dm_{e_t}}{dt} (C_{p_{e_t}} T_{e_t})}{m_{e_t} (aT_{e_t} + C_{p_{e_t}})} \quad (32)$$

A determinação da área de troca térmica dependerá do tipo e das dimensões da serpentina que está inserida no tanque.

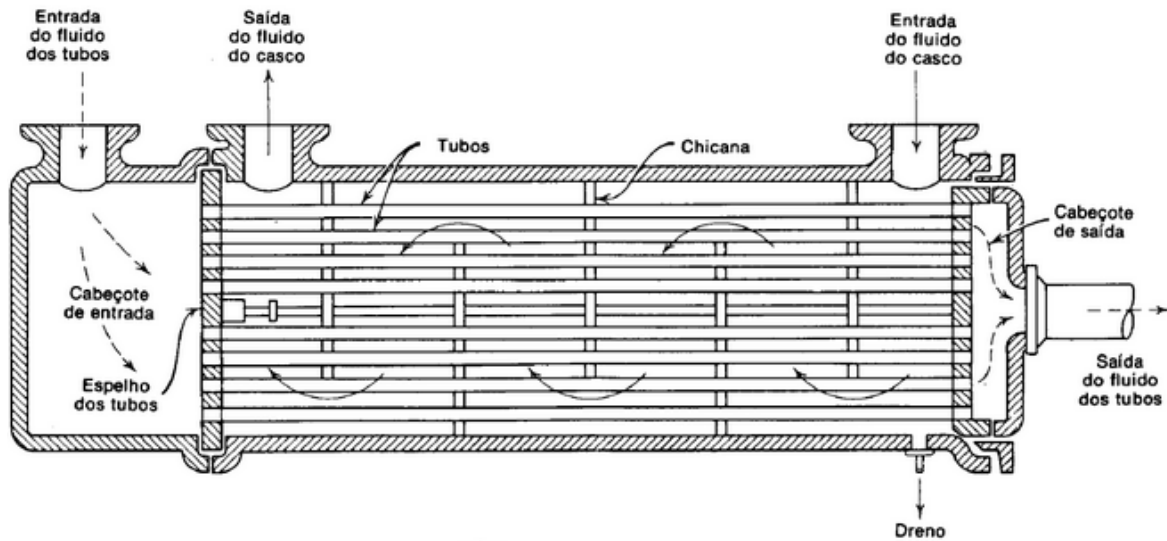
2.3 Trocadores de calor do tipo casco e tubos

Os trocadores de calor do tipo casco e tubos estão entre os mais comumente utilizados em processos industriais que requerem troca térmica, fato devido à robustez que o equipamento pode possuir, permitindo, dessa forma, condições operacionais mais severas. Comparativamente ao trocador bitubular e ao multitubular, o tipo casco e tubos é, geralmente, a melhor opção, principalmente quando a área de troca térmica requerida é elevada, pois ocorre o cruzamento entre os fluidos escoando internamente ao casco e aos tubos, o que permite a elevação do coeficiente global de troca térmica. Esse cruzamento é proporcionado pela presença de chicanas, que atuam como defletores do fluido interno ao casco, fazendo-o alterar a direção de seu fluxo, o que gera modificações na velocidade de escoamento, proporcionando, em decorrência da formação de turbilhonamentos na corrente, uma melhor transferência de calor (FOUST et al., 2013)

Além disso, existem outras diferenças relacionadas à estrutura deste tipo de trocador que são bem características, como a multiplicidade de possibilidades de arranjos, variando apenas o número de passagens dos fluidos nos tubos e no casco, o que torna necessária a presença de layouts que realizem a separação dos compartimentos por onde escoarão os fluidos do processo. Para identificar o número de passes nos tubos e no casco, utiliza-se, de acordo com Cartaxo (2017), uma nomenclatura X-Y, em que X e Y representam, respectivamente, o número de passagens do fluido no casco e nos tubos.

Quanto à conformação básica do casco e tubos, observa-se, na Figura 3, que este é formado por quatro componentes principais: cabeçotes de entrada e de saída, ou de retorno, feixe de tubos e casco. Além desses, acoplados aos cabeçotes e ao casco, existem os bocais de entrada e de saída dos fluidos; promovendo a mudança de sentido do fluxo da corrente de fluido, no casco, e fornecendo suporte aos tubos, há as chicanas, ou defletores; prendendo os tubos na extremidade do casco, há o espelho, uma placa com furos aos quais são acoplados os tubos, normalmente por "mandrilamento"; e, para permitir o completo esvaziamento do casco, existe o dreno (FOUST et al., 2013).

Figura 3 - Trocador de calor do tipo casco e tubos com passe simples, 1-1.

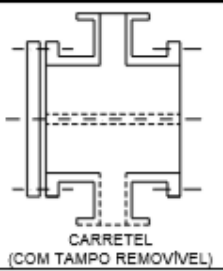
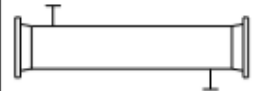
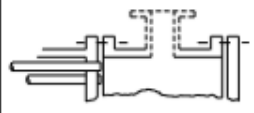
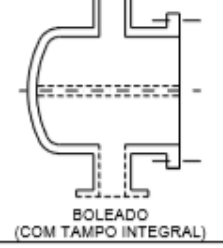
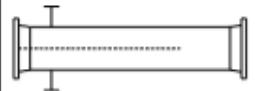

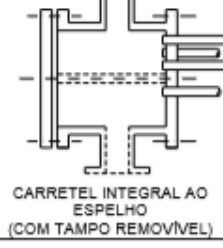
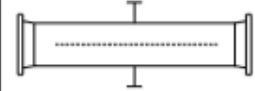





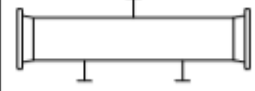
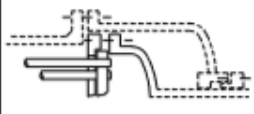
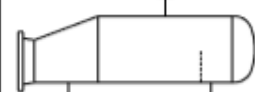
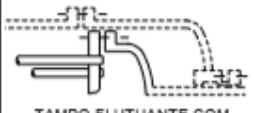
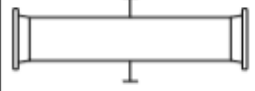

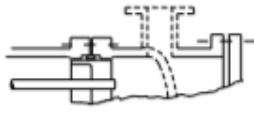


Fonte: FOUST et al., 2013.

Ademais, existem outros componentes que fazem parte desses trocadores, como os tirantes e os espaçadores, responsáveis pelo suporte e espaçamento das chicanas, e os flanges, que permitem o acoplamento tanto entre alguns componentes internos ao trocador quanto entre os bocais e as tubulações de entrada e saída de fluido (FOUST et al., 2013).

De acordo com a norma TEMA (Tubular Exchanger Manufacturing Association), há uma nomenclatura para os trocadores casco e tubos, a qual é composta pelas dimensões do casco e dos tubos e pelo tipo do permutador, que envolve as diferentes conformações de cabeçotes e de casco, como o exposto na Figura 4.

Figura 4 - Classificação dos trocadores do tipo casco e tubos quanto aos tipos de cabeçotes e de casco.

	TIPO DE CABEÇOTE DE ENTRADA		TIPO DE CASCO		TIPOS DE FEIXE E CABEÇOTE DE RETORNO
A	 CARRETEL (COM TAMPO REMOVÍVEL)	E	 1 (UM) PASSE NO CASCO	L	 ESPELHO FIXO CABEÇOTE TIPO 'A'
B	 BOLEADO (COM TAMPO INTEGRAL)	F	 2 (DOIS) PASSES NO CASCO	M	 ESPELHO FIXO CABEÇOTE TIPO 'B'
C	 CARRETEL INTEGRAL AO ESPELHO (COM TAMPO REMOVÍVEL)	G	 FLUXO BIPARTIDO	N	 ESPELHO FIXO CABEÇOTE TIPO 'N'
N	 CARRETEL INTEGRAL AO ESPELHO E AO CASCO (COM TAMPO REMOVÍVEL)	H	 DUPLA FLUXO BIPARTIDO	P	 TAMPO FLUTUANTE COM VEDAÇÃO POR PREME-GAXETA
D	 CABEÇOTE PARA ALTA PRESSÃO	J	 FLUXO DIVIDIDO	S	 TAMPO FLUTUANTE COM ANEL BIPARTIDO
		K	 TIPO REFERVEDOR (KETTLE)	T	 TAMPO FLUTUANTE COM LIGAÇÃO APARAFUSADA NO ESPELHO
		X	 FLUXO CRUZADO	U	 FEIXE DE TUBOS EM 'U'
				W	 ESPELHO FLUTUANTE COM VEDAÇÃO POR PREME-GAXETA

Fonte: TROCALOR, 2017.

De acordo com Foust et al. (2013), a definição dos tipos de cabeçotes e de casco que serão utilizados em um determinado projeto de trocador depende de diversos fatores, como a pressão de escoamento dos fluidos, suas temperaturas, a queda de pressão, a presença de fluidos corrosivos e/ou incrustantes e o custo de construção do permutador.

Relacionado ao tipo de casco, o mais comumente utilizado é o de passe único, tipo E, que também é o que tem o menor custo de fabricação, pois possui a estrutura mais simples.

Na definição dos cabeçotes, é-se mais dependente dos diversos fatores supracitados: em altas pressões de operação, é aconselhada a utilização dos cabeçotes de entrada e de retorno B e M (salvo situações em que se operam em pressões muito elevadas, nas quais é preferível utilizar o tipo D), pois estes possuem menos partes flangeadas, diminuindo o risco de vazamentos; em temperaturas elevadas, são utilizados cabeçotes flutuantes com espelho flutuante, os quais permitem a dilatação térmica dos tubos e do casco (CARTAXO, 2017).

Quando os fluidos que escoam no casco são corrosivos e/ou incrustantes, também é preferível utilizar cabeçotes com espelho flutuante, com o intuito de possibilitar o acesso ao interior do casco e exterior dos tubos, para que possa ser realizada a limpeza destes e, conseqüentemente, o permutador possa ser utilizado, com a eficiência projetada, por mais tempo. Para esta situação, é aconselhada a utilização do tipo T, pois possibilita realizar a limpeza de forma mais facilitada, além de ser mais comum e mais barato, quando comparado aos outros tipos de cabeçotes flutuantes (CARTAXO, 2017).

2.4 Métodos e critérios de avaliação de investimentos de capital

No cenário atual, com empresas cada vez mais competitivas, faz-se necessária a utilização de melhores e mais precisos critérios para avaliar os investimentos de capital a serem realizados, pois, ao avaliá-los erroneamente, pode-se, além de estar destruindo valor para a empresa, levá-la à falência, devido aos grandes volumes de recursos empregados nesses investimentos.

Além disso, é através de tais investimentos que a empresa garante sua sobrevivência e possível ascendência no mercado, o que os tornam indispensáveis e uma das principais preocupações das diretorias das organizações.

De acordo com Torres (2006), os critérios utilizados para analisar a viabilidade econômico-financeira de um projeto de investimento podem ser divididos em dois grupos, os científicos e os empíricos. No primeiro, leva-se em consideração o valor do dinheiro no tempo na realização do fluxo de caixa e, no segundo, despreza-se a atualização desse valor.

Dentre os métodos que serão discutidos, com exceção do Payback simples, que se encaixa nos critérios empíricos, todos encaixam-se nos critérios científicos, pois faz-se necessária a atualização do valor do dinheiro.

2.4.1 Valor Presente Líquido

A análise de investimentos utilizando o VPL é mais recorrente, devido à facilidade de aplicação do método e à sua aplicabilidade na avaliação de projetos com qualquer tipo de fluxo de caixa. O método do Valor Presente Líquido baseia-se, como o nome sugere, no valor líquido da soma dos fluxos de caixa, ajustados aos seus valores no período de início da análise.

Sendo assim, a dificuldade do método decorre da definição do fluxo de caixa, o qual depende, segundo Lapponi (2007), da receita, do custo, da depreciação linear e total, do imposto sobre o lucro no mesmo período e da definição da taxa mínima de atratividade (taxa de juros mínima que o investidor exige para aceitar um investimento), a qual, de acordo com Bischoff (2013), deve refletir o valor do dinheiro no tempo e o risco do fluxo de caixa do projeto, representando o custo de oportunidade de abandonar a melhor alternativa disponível em favor do investimento escolhido.

$$VPL = -I + PRetornos \quad (33)$$

$$VPL = -I + \frac{FC_1}{1+z} + \frac{FC_2}{(1+z)^2} + \frac{FC_3}{(1+z)^3} + \dots + \frac{FC_n}{(1+z)^n} \quad (34)$$

Quanto à aceitação do projeto baseado neste método, de acordo com Lapponi (2007), tem-se que, caso o VPL seja maior que zero, o projeto deve ser aceito, pois gerará valor para a empresa; caso esse valor seja menor que zero, o projeto não deverá ser aceito, pois destruirá valor da empresa (o custo inicial não será recuperado nem remunerado de forma completa com a taxa requerida z) e, caso o VPL seja igual a zero, tal projeto não criará nem destruirá valor da empresa, apenas recuperará e remunerará o custo inicial na taxa requerida z .

Lapponi (2007) afirmou ainda que os pontos fracos desta ferramenta de avaliação estão associados ao fato do VPL ser um valor monetário, ou seja, uma medida absoluta; de ser necessária a realização de reinvestimentos para garantir o valor líquido estimado anteriormente; e de ser necessária a equiparação dos prazos de análise na seleção do projeto mais conveniente entre projetos que possuem prazos de análise distintos.

2.4.2 Taxa Interna de Retorno - TIR

A TIR, uma medida relativa que costuma ser utilizada em conjunto com o VPL (medida absoluta), caracteriza a taxa que zera o VPL, ou seja, ao atualizar, para o início do

período de análise, os valores do fluxo de caixa utilizando tal taxa, a soma líquida destes valores será zero.

$$-I + \frac{FC_1}{1 + TIR} + \frac{FC_2}{(1 + TIR)^2} + \frac{FC_3}{(1 + TIR)^3} + \dots + \frac{FC_n}{(1 + TIR)^n} = 0 \quad (35)$$

Ao substituir os valores de um fluxo de caixa qualquer nesta fórmula, gerar-se-ão polinômios, dependendo o grau destes da quantidade de períodos considerados no fluxo, o que inviabiliza, para polinômios de grau superior à quatro, a determinação desta taxa através de métodos analíticos.

Quanto à aceitação do projeto baseado neste método de avaliação, Barbieri, Álvares e Machline (2007) afirmam que, considerando um projeto com fluxo de caixa convencional, a condição de $VPL \geq 0$ (valor presente líquido não negativo) para aceitação do projeto poderia ser substituída pela equivalente $TIR \geq TMA$ (taxa interna de retorno não inferior à taxa mínima de atratividade), pois, quando esta última inequação é atendida, o VPL, que é calculado com base na taxa mínima de atratividade, terá valores não negativos.

Quanto aos pontos fracos, Lapponi (2007) afirma que tal método deve ser aplicado apenas em projetos do tipo simples (projetos com fluxo de caixa com uma única mudança de sinal); afirma também que é necessário realizar análise incremental para escolher o melhor entre um grupo de projetos mutuamente excludentes com o mesmo prazo de análise, pois a maior TIR, por ser uma medida relativa, não significa o melhor investimento, além de ser necessário reinvestir os retornos do projeto para garantir a rentabilidade periódica igual à TIR.

2.4.3 Índice de Lucratividade - IL

O Índice de Lucratividade caracteriza-se pela razão entre a soma dos retornos, ajustados aos seus valores no período de início da análise, e o investimento inicial, o que significa que tal método possibilita o cálculo do valor do projeto em unidade de custo inicial da data inicial do fluxo de caixa, de acordo com Lapponi (2007).

$$IL = \frac{\frac{FC_1}{1 + z} + \frac{FC_2}{(1 + z)^2} + \frac{FC_3}{(1 + z)^3} + \dots + \frac{FC_n}{(1 + z)^n}}{I} \quad (36)$$

Para que o projeto seja aceito, tal razão tem que ser maior que um, o que significa que, por unidade de custo inicial, obtém-se um retorno, também medido na data inicial, maior que a unidade, resultando em criação de valor para a empresa.

Ainda segundo Lapponi (2007), ao avaliar individualmente dois projetos pelos métodos do VPL e do IL, obter-se-ão as mesmas recomendações, mas, ao considerar uma situação em que é necessário selecionar o melhor entre um grupo de projetos mutuamente excludentes, os dois métodos podem selecionar projetos distintos.

Como a utilização do método do VPL não tem restrição, exceto se os projetos tiverem prazos de análise diferentes, pode-se selecionar o projeto que possuir o maior VPL. Mas, caso se queira solucionar tal impasse utilizando o IL, faz-se necessária a realização de uma análise incremental, sendo um ponto negativo desta forma de avaliação.

2.4.4 Payback Simples e Descontado

Diferentemente dos três métodos de análise de investimentos supracitados, tanto o Payback simples quanto o descontado engajam-se na determinação do tempo necessário para que as entradas de capital se igualem às saídas, ou seja, o tempo necessário para que o investimento realizado seja recuperado e, no caso do Payback descontado, seja também remunerado.

A base geral de cálculo para os dois métodos é a mesma, diferenciando-se apenas na atualização, ou não, dos valores que compõem o fluxo de caixa. Esta baseia-se no cálculo do saldo no decorrer dos períodos, o que possibilita saber entre quais períodos este saldo troca de sinal (o sinal inicialmente é negativo devido ao investimento no início do período de análise do projeto), indicando o tempo necessário para que o investimento realizado seja recuperado.

Quanto à aceitação do projeto baseado no Payback, faz-se necessário que o tempo obtido utilizando tal método seja menor que o tempo total do projeto, para que seja possível recuperar o investimento inicial e, a partir deste ponto, gerar valor para a empresa.

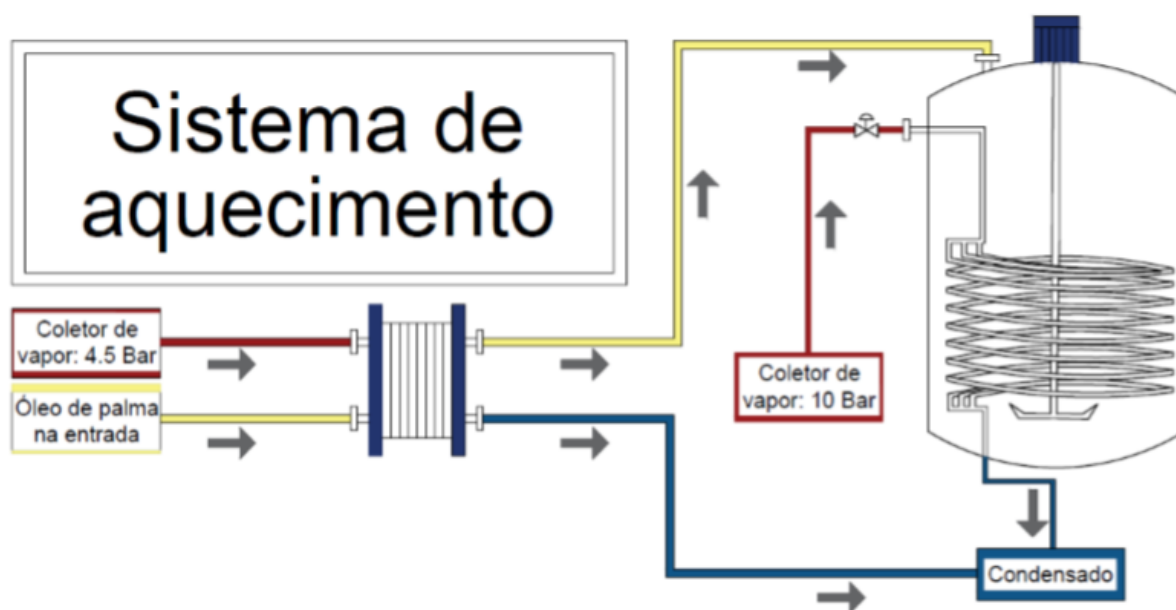
O Payback, de acordo com Bischoff (2007), apesar de ser um método de fácil aplicação e interpretação, não pode ser usado como único critério na seleção de alternativas de investimento, pois, além de não levar em consideração o valor do dinheiro no tempo, no caso do payback simples, e não considerar os valores do fluxo de caixa gerados após o prazo de recuperação do investimento, este método não tem nenhuma relação com a rentabilidade do investimento.

3 METODOLOGIA

No primeiro semestre de 2017, foi realizado um estudo de otimização numa etapa de aquecimento do óleo de palma em uma indústria de margarina, o qual foi realizado por um aluno do curso de Engenharia Química da UFC como requisito parcial para a sua graduação. Deste estudo, surgiu a possibilidade da análise que será apresentada no presente trabalho.

O sistema de aquecimento analisado em Sydrião (2017) proporciona o atingimento, pelo óleo, de uma temperatura entre 145°C e 150°C no tanque agitado, posicionado à direita, na Figura 5. A vazão de entrada do óleo é 12.000 kg/h, e a massa requerida do óleo aquecido no tanque é de 20.000 kg, sendo, dessa forma, necessários 100 minutos para a obtenção, no tanque, da massa requerida de óleo aquecido.

Figura 5 - Etapa de aquecimento do óleo de palma.



Fonte: SYDRIÃO, 2017.

Ainda referente ao sistema de aquecimento, o óleo de palma entra no trocador de calor a placas com a temperatura de 28 °C e deixa-o a, aproximadamente, 105 °C, quando o vapor possui 4,5 bar de pressão em sua inserção no permutador. Em seguida, o óleo adentra o tanque, o qual, devido à passagem de vapor a 10 bar de pressão na serpentina, que está inserta no tanque, possibilita o aquecimento do óleo até uma temperatura entre 145 °C e 150 °C, a qual é controlada por um sistema de on/off referente à passagem de vapor pela serpentina.

Neste trabalho, será realizada uma análise da viabilidade da substituição de um permutador de calor a placas, utilizado na etapa de aquecimento do óleo de palma. Para a

efetivação dessa análise, a metodologia foi separada em 6 etapas, quais sejam:

I) Obtenção de correlações que calculem as propriedades dos fluidos utilizados no processo de aquecimento, vapor d'água com 95% de qualidade e óleo de palma;

II) Dimensionamento inicial do trocador de calor casco e tubos, com a sua consequente modelagem;

III) Modelagem da parcela do aquecimento que ocorre em um tanque agitado, o qual possui serpentinas helicoidais;

IV) Orçamento do investimento inicial necessário para a compra do novo permutador de calor;

V) Implementação dos modelos desenvolvidos e simulação computacional; e

VI) Análise da viabilidade econômica da substituição, através da utilização de métodos de análise de investimento.

3.1 Propriedades dos fluidos

Antes de efetivamente iniciar a parte de modelagem dos processos de aquecimento, faz-se necessária a obtenção de correlações que possuam a temperatura como variável dependente, pois esta será alterada no decorrer do tempo, no caso do tanque agitado, e no decorrer do comprimento, no caso do trocador.

Na realidade, apenas a temperatura do óleo de palma será alterada em consequência dos motivos acima expostos, pois, tanto no trocador quanto no tanque, considerar-se-á a temperatura do vapor constante e, dessa forma, a transferência de calor será unicamente devido à condensação do vapor, ou seja, apenas calor latente.

No entanto, para a obtenção das melhores condições operacionais, foram realizados testes com diferentes pressões de entrada do vapor saturado, o que significa vapor saturado a diferentes temperaturas e, dessa forma, faz-se necessária, também, a obtenção de equações, dependentes da temperatura, para o cálculo das propriedades físicas do vapor e do líquido saturados. As propriedades do líquido saturado serão utilizadas no cálculo dos números adimensionais, necessários para a análise da transferência de calor, pois ocorre a condensação do fluido.

3.1.1 Vapor e líquido saturados

Para o dimensionamento das propriedades físicas do vapor a diferentes pressões e, conseqüentemente, temperaturas, utilizaram-se as correlações disponibilizadas em Tortlke e Ali (1989 apud SYDRIÃO, 2017).

$$T_{vs}(P) = 280,034 + 14,0856 \ln(P) + 1,38075 (\ln(P))^2 - 0,101806 (\ln(P))^3 + 0,019017 (\ln(P))^4 \quad (37)$$

$$\mu_{vs}(T_{vs}) = -5,46807 \times 10^{-4} + 6,89490 \times 10^{-6} T_{vs} - 3,39999 \times 10^{-8} T_{vs}^2 + 8,29842 \times 10^{-11} T_{vs}^3 - 9,97060 \times 10^{-14} T_{vs}^4 + 4,71914 \times 10^{-17} T_{vs}^5 \quad (38)$$

$$\ln[\rho_{vs}(T_{vs})] = -93,7072 + 0,833941 T_{vs} - 0,00320809 T_{vs}^2 + 6,57652 \times 10^{-6} T_{vs}^3 - 6,93747 \times 10^{-9} T_{vs}^4 + 2,97203 \times 10^{-12} T_{vs}^5 \quad (39)$$

$$k_{vs}(T_{vs}) = -2,35787 + 0,0297429 T_{vs} - 1,46888 \times 10^{-4} T_{vs}^2 + 3,57767 \times 10^{-7} T_{vs}^3 - 4,29764 \times 10^{-10} T_{vs}^4 + 2,04511 \times 10^{-13} T_{vs}^5 \quad (40)$$

Para o líquido saturado, a temperatura é a mesma obtida na Eq. 37, pois ocorre apenas a condensação do vapor, ou seja, o condensado é líquido saturado e não será sub-resfriado. Para estimar as demais propriedades físicas, utilizaram-se, também, as correlações disponibilizadas em Tortlke e Ali (1989 apud SYDRIÃO, 2017).

$$\mu_{ls}(T_{vs}) = -0,0123274 + \frac{27,1038}{T_{vs}} - \frac{23527,5}{T_{vs}^2} + \frac{1,01425 \times 10^7}{T_{vs}^3} - \frac{2,17342 \times 10^9}{T_{vs}^4} + \frac{1,86935 \times 10^{11}}{T_{vs}^5} \quad (41)$$

$$\rho_{ls}(T_{vs}) = 3786,31 - 37,2487 T_{vs} + 0,196246 T_{vs}^2 - 5,04708 \times 10^{-4} T_{vs}^3 + 6,29368 \times 10^{-7} T_{vs}^4 - 3,08480 \times 10^{-10} T_{vs}^5 \quad (42)$$

$$k_{ls}(T_{vs}) = 3,51153 - 0,0443602 T_{vs} + 2,41233 \times 10^{-4} T_{vs}^2 - 6,05099 \times 10^{-7} T_{vs}^3 + 7,22766 \times 10^{-10} T_{vs}^4 - 3,37136 \times 10^{-13} T_{vs}^5 \quad (43)$$

Com o intuito de obter as correlações para o cálculo das capacidades caloríficas do vapor e do líquido saturados, plotaram-se gráficos, utilizando a ferramenta *Microsoft Excel*, e, aplicando a linha de tendência que mais se adequasse, geraram-se equações que, baseado no R², descrevem bem a dependência das propriedades em relação à temperatura, baseado nos dados expostos na Tabela 1. As duas correlações, explicitadas nas Eqs. 44 e 45,

obtiveram R² entre 0,996 e 1.

Tabela 1 - Capacidade calorífica do vapor e líquido saturados.

Vapor saturado				Líquido saturado			
Temperatura (K)	Capacidade Calorífica (J/kg K)	Temperatura (K)	Capacidade Calorífica (J/kg K)	Temperatura (K)	Capacidade Calorífica (J/kg K)	Temperatura (K)	Capacidade Calorífica (J/kg K)
290,66	1864,4	390,08	2103,7	273,16	4217	368,15	4213
297,25	1869,4	391,77	2112,4	277,15	4205	373,15	4219
302,13	1873,6	393,38	2120,8	278,15	4202	378,15	4226
306,05	1877,4	396,42	2137,2	283,15	4192	383,15	4233
309,33	1880,8	399,24	2153,1	288,15	4185,5	388,15	4240
312,17	1884	401,88	2168,5	293,15	4182	393,15	4248
314,68	1887,1	404,35	2183,5	298,15	4180	398,15	4260
316,94	1889,9	406,69	2198,1	303,15	4178	403,15	4270
318,98	1892,7	412,02	2233,1	308,15	4178	408,15	4280
333,24	1915,6	416,78	2266,4	313,15	4179	413,15	4290
342,28	1934,3	421,07	2298,3	318,15	4181	418,15	4300
349,04	1950,6	425	2328,9	323,15	4182	423,15	4320
354,5	1965,4	428,62	2358,5	328,15	4183	428,15	4340
359,1	1979	431,99	2387,3	333,15	4185	433,15	4350
363,11	1991,9	435,14	2415,2	338,15	4188	438,15	4360
366,66	2004	438,11	2442,4	343,15	4191	443,15	4380
369,86	2015,6	440,91	2469	348,15	4194	448,15	4390
372,78	2026,7	443,57	2495,1	353,15	4198	453,15	4420
375,47	2037,3	446,09	2520,6	358,15	4203	458,15	4450
377,96	2047,6	448,51	2545,6	363,15	4208	463,15	4460
380,28	2057,6	450,82	2570,2				
382,47	2067,3	453,03	2594,4				
384,52	2076,8	457,21	2641,8				
386,47	2086	461,11	2687,8				
388,32	2095	464,75	2732,7				

Fonte:PROPERTIES, 2017; WATER, 2017, adaptada pelo autor.

$$Cp_{vs}(T_{vs}) = 5084,8 - 20,797 T_{vs} + 0,0337 T_{vs}^2 \quad (44)$$

$$Cp_{ls}(T_{ls}) = 5542,3 - 8,5309 T_{ls} + 0,0133 T_{ls}^2 \quad (45)$$

3.1.2 Óleo de palma

Com o intuito de obter as correlações para estimar as propriedades do óleo de palma, em função da temperatura, utilizaram-se os dados da tabela abaixo, a qual expõe propriedades obtidas experimentalmente, extraídas de Chempro (2017).

Tabela 2 - Propriedades do óleo de palma.

Temperatura (°C)	Viscosidade (Pa.s)	Capacidade Calorífica (J/Kg °C)	Condutividade Térmica (W/m °C)	Densidade (Kg/m³)
20	0,106800	1.848	0,1726	890,1
25	0,077190	1.861	0,1721	887,5
30	0,057850	1.875	0,1717	885
35	0,044680	1.888	0,1712	882,5
40	0,035410	1.902	0,1708	880
45	0,028680	1.916	0,1704	877,5
50	0,023680	1.930	0,1699	875,1
55	0,019880	1.944	0,1695	872,6
60	0,016930	1.959	0,1691	870,2
65	0,014610	1.973	0,1687	867,8
70	0,012750	1.988	0,1683	865,4
75	0,011230	2.003	0,1679	863,1
80	0,009990	2.018	0,1675	860,7
85	0,008955	2.034	0,1671	858,4
90	0,008087	2.049	0,1668	856,1
95	0,007351	2.065	0,1664	853,8
100	0,006721	2.081	0,166	851,6
105	0,006179	2.097	0,1657	849,3
110	0,005709	2.113	0,1653	847,1
115	0,005298	2.129	0,165	844,9
120	0,004937	2.146	0,1646	842,7
130	0,004335	2.179	0,164	838,4
135	0,004083	2.197	0,1636	836,3
140	0,003857	2.214	0,1633	834,2
145	0,003653	2.231	0,163	832,1
150	0,003469	2.249	0,1627	830
155	0,003302	2.267	0,1624	828
160	0,003151	2.284	0,1621	825,9
165	0,003012	2.303	0,1618	823,9
170	0,002885	2.321	0,1615	821,9
175	0,002769	2.339	0,1613	819,9

Fonte: CHEMPRO, 2017, adaptada pelo autor.

Para o desenvolvimento das correlações para cada propriedade, efetuou-se procedimento similar ao realizado para a obtenção das capacidades caloríficas à pressão constante para o líquido e o vapor saturados, na Seção 3.1.1. Todas as correlações explicitadas abaixo obtiveram R² entre 0,998 e 1.

$$\mu_{\acute{o}leo}(T_{\acute{o}leo}) = 20,364 T_{\acute{o}leo}^{-1,734} \quad (46)$$

$$\rho_{\acute{o}leo}(T_{\acute{o}leo}) = 900,48 - 0,5276 T_{\acute{o}leo} + 4 \times 10^{-4} T_{\acute{o}leo}^2 \quad (47)$$

$$k_{\acute{o}leo}(T_{\acute{o}leo}) = 0,1745 - 1 \times 10^{-4} T_{\acute{o}leo} + 1 \times 10^{-7} T_{\acute{o}leo}^2 \quad (48)$$

$$Cp_{\acute{o}leo}(T_{\acute{o}leo}) = 1771 + 3,1729 T_{\acute{o}leo} \quad (49)$$

3.2 Dimensionamento do trocador de calor do tipo casco e tubos

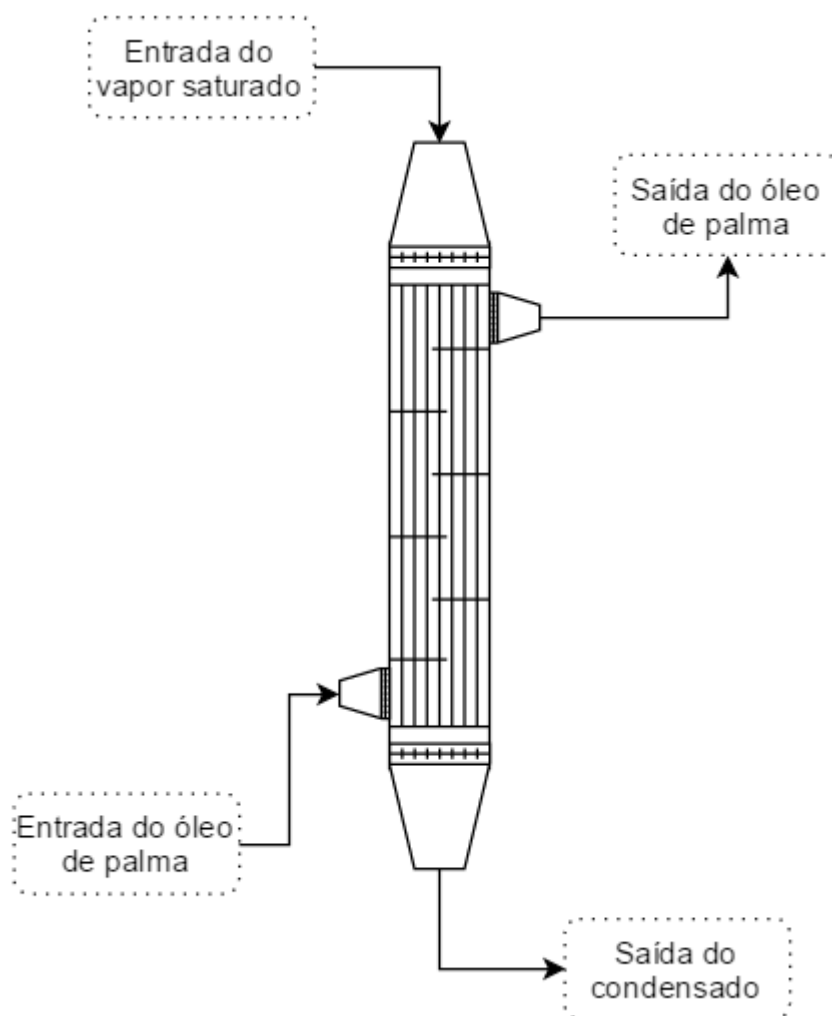
Quando se projetam trocadores, normalmente, faz-se fixando o diâmetro externo ou o comprimento. No caso do tipo casco e tubos, essa forma de projetar também se aplica, mas, no processo estudado, somente a temperatura de entrada do óleo é conhecida, o que torna necessário modelar o trocador para que se obtenha a temperatura ponto a ponto e, para isso, faz-se necessário o completo dimensionamento desse equipamento; o que não significa que suas dimensões não possam ser alteradas, mas sim que uma pré-definição é imprescindível, ainda que esta seja refeita inúmeras vezes.

Um ponto inicial para o dimensionamento do permutador é o espaço físico disponível para aloca-lo, pois a intenção é, ao realizar a substituição, otimizar o processo de aquecimento, mas sem causar maiores alterações na linha, ou seja, faz-se necessário que o trocador dimensionado ocupe o espaço utilizado pelo que será substituído, o à placas, que, de acordo com Sydrião (2017), possui placas do modelo VT 20, as quais possuem altura e comprimento aproximados de, respectivamente, um metro e 35 centímetros.

No entanto, o permutador à placas é considerado compacto em comparação aos outros tipos e, normalmente, a obtenção de espaço horizontal nas indústrias requer um alto custo. Por isso, optou-se por alocar verticalmente o trocador casco e tubos, pois, dessa forma, possibilitar-se-ia o projeto do equipamento com um maior comprimento.

Quanto à alocação dos fluidos, baseado na possibilidade de formação de incrustação e na corrosividade destes, optou-se por dispor o vapor nos tubos e o óleo de palma no casco, pois o óleo utilizado no processo é previamente refinado, branqueado e desodorizado, o que reduz o caráter incrustante do material. Decorrente da alocação do vapor nos tubos e da disposição vertical do permutador, é-se preferível utilizar um trocador casco e tubos 1-1, pois, baseado na configuração de entrada e de saída dos fluidos, exposta na Figura 6, a transferência de calor decorrente da condensação que ocorrerá no interior dos tubos será incrementada com o efeito gravitacional no escoamento do condensado.

Figura 6 - Modelo do trocador casco e tubos projetado.



Fonte: Próprio autor.

Segundo Cartaxo (2017), o passo de chicana, ou o espaçamento entre duas chicanas adjacentes, B , normalmente varia entre 20% e 100% do diâmetro interno do casco. No entanto, para pequenos valores de B , formar-se-ão, mais facilmente, turbilhonamentos no escoamento do fluido no casco, o que impacta positivamente no coeficiente de troca térmica, mas, ao mesmo tempo, eleva a perda de carga do processo. Desse modo, optou-se por fixá-lo em 50%.

Quanto ao diâmetro interno do casco, optou-se por realizar a simulação computacional com dois diâmetros, 438,15 mm e 488,95 mm. Segundo o disponibilizado em Cartaxo (2017), o número de tubos internos ao casco para esses diâmetros é de, respectivamente, 239 e 301, considerando que o layout dos tubos é triangular e que o diâmetro externo e o passe dos tubos são, respectivamente, 19,05 mm e 23,81 mm. Esses valores de diâmetros foram obtidos a partir de duas considerações: a velocidade no bocal de entrada é a

máxima aconselhável para escoamento do vapor saturado, 40 m/s, segundo Recommended (2017); e a velocidade do interior dos tubos é superior a 2 m/s e inferior a 3 m/s.

Referente ao comprimento do trocador, é comum que este seja múltiplo inteiro do passo de chicana, e, com o intuito de que o óleo saia na extremidade oposta à de entrada, diminuindo o comprimento de tubulação requerido para interligar o permutador ao tanque, faz-se necessário que este comprimento seja múltiplo inteiro ímpar do passo de chicana. Dessa forma, foram realizados testes preliminares utilizando as condições de processo atualmente empregadas nessa etapa de aquecimento, ou seja, as condições de operação relacionadas ao vapor e ao óleo utilizadas no trocador a placas, as quais permitem o aquecimento do óleo da temperatura de 28 °C, na entrada, até a de 105 °C, na saída.

Desse modo, as dimensões propostas, baseadas não só no espaço físico disponível mas também nas dimensões mais comuns para trocadores casco e tubos, foram as seguintes:

Tabela 3 - Parâmetros do trocador de calor casco e tubos.

Parâmetros - Trocador casco e tubos	
Diâmetro interno do casco (Ds)	438,15 / 488,95 (mm)
Número de tubos internos (Nt)	239 / 301
Diâmetro externo do casco (Dc)	457,2 / 508 (mm)
Diâmetro interno do tubo (Di)	13,51 (mm)
Diâmetro externo do tubo (Do)	19,05 (mm)
Diâmetro interno do bocal de entrada do vapor (Db)	76,2 (mm)
Condutividade térmica média do aço-inox 304, material dos tubos (Km)	12,2 (W/m K)
Corte da chicana	25 (%)
Passo de tubos (Pt)	1,25 x Do
Passo de chicanas (B)	0,5 x Ds

Fonte: Próprio autor.

Para a quantificação da temperatura do óleo ao longo do trocador, pode-se utilizar a equação diferencial desenvolvida para o fluido frio (Eq. 28), sem o sinal negativo, pois, considerando que o eixo x inicia na base do trocador mostrado na Figura 6, o óleo será aquecido ao escoar no sentido positivo de x. Relacionado ao vapor, o fluido quente, não ocorrerá variação em sua temperatura, porque não ocorre o sub-resfriamento do condensado e o vapor está saturado na entrada do processo.

$$\frac{dT_{\acute{o}leo}}{dx} = \frac{UP_e(T_{vs} - T_{\acute{o}leo})}{\dot{m}_{\acute{o}leo}(3,1729T_{\acute{o}leo} + Cp_{\acute{o}leo})} \quad (50)$$

No entanto, para o cálculo do coeficiente global, U, através da Eq. 11, faz-se necessário estimar os coeficientes de transferência convectiva de calor no tubo, h_i , e no casco, h_o , que são obtidos a partir de correlações envolvendo alguns números adimensionais, como Nusselt (Nu), Prandtl (Pr) e Reynolds (Re), os quais dependem de parâmetros do sistema que está sendo analisado, como o diâmetro, e de algumas propriedades físicas dos fluidos, como massa específica, viscosidade dinâmica, calor específico à pressão constante e condutividade térmica, as quais podem ser estimadas através das equações expostas na Seção 3.1.

De acordo com Shah (2009), há uma correlação que pode ser utilizada para estimar o coeficiente de transferência de calor decorrente da condensação no interior de tubos verticais, a qual foi desenvolvida por Nusselt, Eq. 51. Essa correlação, normalmente, é expressa em termos da diferença de temperatura entre o fluido, na temperatura de saturação, que será condensado e a parede do tubo, mas, para o caso em que se quer dimensionar o trocador, é mais conveniente expressá-la em termos do número de Reynolds, como observado na equação abaixo. A fração de vapor que será utilizada nas Eqs. 51, 52 e 53 é 0,5, que representa um valor intermediário entre as frações na entrada, 0,95, e na saída, 0, pois considerou-se que o trocador é eficiente o suficiente para condensar todo o vapor.

$$h_i = 1,32Re_i^{-\frac{1}{3}} \left[\frac{\rho_{i(ls)} g k_{i(ls)}^3 (\rho_{i(ls)} - \rho_{i(vs)})}{\mu_{i(ls)}^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (51)$$

$$Re_i = \frac{G_i(1 - y)D_i}{\mu_{i(ls)}} \quad (52)$$

$$G_i = G_{i(vs)}(y) + G_{i(ls)}(1 - y) \quad (53)$$

No caso do casco, para um corte de chicana de 25%, há duas correlações para o cálculo de Nu, uma para $Re < 2000$ (Eq. 54) e outra para $2000 < Re < 10^6$ (Eq. 55). Essas podem ser usadas quando o fluido analisado for água, soluções aquosas, gases, hidrocarbonetos e componentes orgânicos (CARTAXO, 2017).

$$Nu_o = 0,53Re_o^{0,5} Pr_o^{0,33} \quad (54)$$

$$Nu_o = 0,36Re_o^{0,55} Pr_o^{0,33} \quad (55)$$

Para o cálculo de Re_o , utilizou-se a Eq. 56, que depende das Eqs. 57, 58 e 59.

$$Re_o = \frac{G_o D_e}{\mu_o} \quad (56)$$

$$G_o = \frac{\dot{m}_o}{S_o} \quad (57)$$

$$S_o = \frac{BCD_s}{P_t} \quad (58)$$

$$D_e = \frac{2\sqrt{3}P_t^2 - \pi D_o^2}{\pi D_o} \quad (59)$$

O cálculo do diâmetro equivalente (D_e) depende do layout de tubos que se está utilizando, que é, comumente, triangular ou quadrangular. A diferença básica entre eles é a menor turbulência no layout quadrangular, o que fornece, conseqüentemente, coeficientes de transferência de calor e perda de carga menores. Além disso, é-se aconselhável dispor os tubos no modelo quadrangular quando o fluido que escoará no casco é incrustante, pois a limpeza deste é dificultada quando a disposição dos tubos é baseada no modelo triangular.

Com o intuito de projetar um trocador termicamente mais eficiente, e devido ao fato do fluido que está escoando no casco ser previamente refinado, o que reduz a possibilidade de formação de incrustação, optou-se pelo layout triangular.

Com o intuito de estimar o número de Prandtl e a taxa de transferência convectiva de calor no casco, usaram-se, respectivamente, as Eqs. 60 e 61.

$$Pr_o = \frac{\mu_o C p_o}{k_o} \quad (60)$$

$$h_o = \frac{Nu_o k_o}{D_e} \quad (61)$$

Quanto ao cálculo das perdas de carga no tubo e no casco, utilizaram-se as Eqs. 62 e 67, respectivamente, disponibilizadas em Cartaxo (2017), nas quais foi acrescido o termo da pressão devido à coluna de fluido, pois o trocador é vertical.

Para a estimação da perda de carga nos tubos, onde ocorre condensação, realizou-se uma consideração normalmente feita para realizar tal dimensionamento, que é avaliar a perda de carga utilizando as propriedades do vapor na entrada, em que o fluxo mássico considerado é correspondente ao fluxo mássico do vapor na entrada do tubos. Referente aos

coeficientes de atrito, utilizaram-se as Eqs. 63 ($Re < 2100$), 64 ($2100 < Re < 4000$) e 65 ($4000 < Re < 10^8$), fornecidas em Cartaxo (2015), avaliadas na temperatura média do fluido, correspondente à média das temperaturas de entrada e de saída, que, no caso do vapor considerado, é constante.

Já para o dimensionamento do fator de atrito no casco, utilizou-se a Eq. 68, a qual pode ser utilizada para ($400 < Re < 10^6$) (CARTAXO, 2015).

$$\Delta P_i = \frac{2N_{pt}}{\rho_{i(vs)}} \left(1 + \frac{L f_{Fi}}{D_i} \right) G_{i(vs)}^2 - \rho_{i(vs)} g L \quad (62)$$

$$f_{Fi} = \frac{16}{Re_{i(vs)}} \quad (63)$$

$$f_{Fi} = 0,0054 + \frac{2,3 \times 10^{-8}}{Re_{i(vs)}^{-3/2}} \quad (64)$$

$$f_{Fi} = 0,41 \left(\ln \left(0,23 \left(\frac{\epsilon}{D_i} \right)^{10} + \frac{6,9}{Re_{i(vs)}} \right) \right)^{-2} \quad (65)$$

$$Re_{i(vs)} = \frac{G_{i(vs)} D_i}{\mu_{i(vs)}} \quad (66)$$

$$\Delta P_o = \frac{2f_{Fo} D_s N_{bs}}{D_e \rho_o} G_o^2 + \rho_o g L \quad (67)$$

$$f_{Fo} = \frac{0,4447}{Re_o^{0,19}} \quad (68)$$

$$N_{bs} = \frac{L}{B} \quad (69)$$

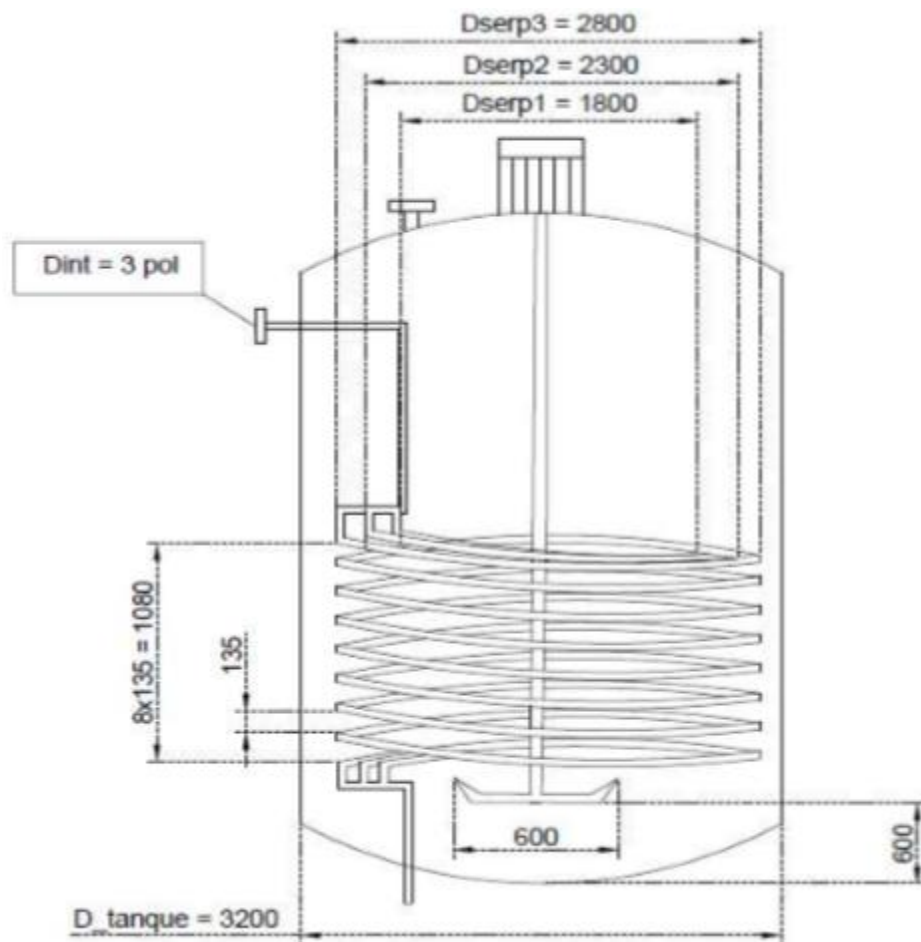
3.3 Tanque com serpentina de aquecimento

Segundo Sydriao (2017), o tanque utilizado para finalizar o aquecimento do óleo e armazená-lo apresenta isolamento térmico e possui, em seu interior, um impelidor de duas pás, o qual dispõe de uma frequência de rotação, após o redutor do agitador, de 302,4 rpm, ou 5,04 Hz. Além disso, o tanque dispõe de um circuito de serpentina, fabricado em aço-carbono 1% C e formado por três tubos helicoidais concêntricos, os quais possuem diâmetro interno de

3 in e espessura de 7,62 mm, as mesmas dimensões do tubo que recebe, inicialmente, a carga do vapor. Outras dimensões importantes estão expostas na Figura 7

Ainda de acordo com as informações fornecidas em Sydrião (2017), o tanque possui capacidade volumétrica de 35 m³, o suficiente para, aproximadamente, 30 toneladas de óleo de palma. Além disso, o vapor utilizado possui qualidade de 95%.

Figura 7 - Esquema, com dimensionamento em milímetros, do tanque utilizado no processo de aquecimento.



Fonte: SYDRIÃO, 2017.

Com o intuito de acompanhar a modificação da temperatura do óleo no tanque, decorrente da variação temporal, utilizou-se a Eq. 32, desenvolvida para uma situação análoga à analisada, na qual a capacidade calorífica à pressão constante do óleo, como observado na Eq. 49, pode ser representado por uma equação linear.

$$\frac{dT_{\acute{o}leo_t}}{dt} = \frac{\dot{m}_{\acute{o}leo} C_{p\acute{o}leo} T_{\acute{o}leo} + UA(T_{vs} - T_{\acute{o}leo_t}) - \frac{dm_{\acute{o}leo_t}}{dt} (C_{p\acute{o}leo_t} T_{\acute{o}leo_t})}{m_{\acute{o}leo_t} (3,1729T_{\acute{o}leo_t} + C_{p\acute{o}leo_t})} \quad (70)$$

Analisando a Eq. 70, percebe-se que, excetuando a temperatura do óleo no tanque, a qual será quantificada a partir da integração da equação, são desconhecidos os valores da área, do coeficiente global de transferência de calor e da massa de óleo no tanque e sua derivada em função do tempo.

A área, assim como padronizado na análise feita para o trocador bitubular, caracteriza a área superficial externa dos tubos internos, representados pelos três tubos concêntricos que formam o circuito da serpentina. Para o seu dimensionamento, faz-se necessário calcular o comprimento da tubulação, o qual, segundo MSPC (2017), pode ser obtido pela Eq. 71, em que D_{serp} caracteriza o diâmetro do cilindro formado pelos tubos da serpentina; h_p , a altura do passe entre dois ciclos helicoidais, representado, na Figura 7, por 0,135 m; e N_h representa o número de ciclos, 8, no caso.

$$C_s = \sqrt{(\pi D_{serp})^2 + h_p^2} N_h \quad (71)$$

No entanto, apesar do número de ciclos ser oito, esse valor será utilizado no cálculo da área superficial de troca térmica apenas quando a altura de óleo no tanque preencher totalmente o circuito de serpentina. Assim, caso o óleo atinja, em um determinado tempo t , uma altura entre os limites inferior e superior da serpentina, N_h equivalerá a uma proporção entre a altura de óleo de palma em contato com a serpentina e a altura do passe entre dois ciclos, representado pela Eq. 72.

$$N_h = \frac{h_{ft}(t) - 0,6}{h_p} \quad (72)$$

Não obstante, caso o óleo ainda não tenha atingido o limite inferior da serpentina, N_h equivalerá a zero, pois não estará ocorrendo contato indireto entre os fluidos, descaracterizando a transferência analisada. Dessa forma, a fórmula genérica para o cálculo da área de cada uma das três tubulações que formam o circuito de serpentina é fornecida na equação abaixo.

$$A = \pi D_{os} \sqrt{(\pi D_{serp})^2 + h_p^2} N_h \quad (73)$$

Relacionado à massa de óleo no tanque, esta é diretamente proporcional ao tempo, em que a constante de proporcionalidade é representada pela vazão mássica do óleo, $\dot{m}_{\text{óleo}}$. Dessa forma, a diferencial, em relação ao tempo, dessa massa é equivalente à vazão mássica do óleo.

Quanto ao dimensionamento do coeficiente global, U, o procedimento adotado é similar ao realizado para o trocador de calor casco e tubos, ou seja, este coeficiente foi calculado através da Eq. 11 e, para o cálculo dos coeficientes de transferência convectiva de calor para os fluidos no interior e no exterior dos tubos que compõem o circuito de serpentina, utilizaram-se as correlações dependentes de números adimensionais e de propriedades físicas dos fluidos.

Segundo o modelo de Akers et al., obtido em Rohsenow, Hartnett e Young (1998), quando ocorre condensação no interior de tubos horizontais, é possível estimar o coeficiente de transferência de calor através do conjunto de equações abaixo.

$$Nu_{i_s} = \frac{h_{i_s} D_{i_s}}{k_{i(l_s)_s}} = 5,03 Re_{eq}^{1/3} Pr_{i(l_s)_s}^{1/3}; \quad Re_{eq} < 5 \times 10^4 \quad (74)$$

$$Nu_{i_s} = \frac{h_{i_s} D_{i_s}}{k_{i(l_s)_s}} = 0,0265 Re_{eq}^{0,8} Pr_{i(l_s)_s}^{1/3}; \quad Re_{eq} > 5 \times 10^4 \quad (75)$$

$$Pr_{i(l_s)_s} = \frac{\mu_{i(l_s)_s} C p_{i(l_s)_s}}{k_{i(l_s)_s}} \quad (76)$$

$$Re_{eq} = \frac{G_{eq} D_{i_s}}{\mu_{i(l_s)_s}} \quad (77)$$

$$G_{eq} = G_{i_s} \left[(1 - y_s) + y_s \left(\frac{\rho_{i(l_s)_s}}{\rho_{i(vs)_s}} \right)^2 \right] \quad (78)$$

$$G_{i_s} = G_{i(vs)_s} (y_s) + G_{i(l_s)_s} (1 - y_s) \quad (79)$$

No entanto, devido à curvatura decorrente da estrutura helicoidal da serpentina, faz-se necessário realizar uma correção ao valor de Nusselt, através da Eq. 80, a qual, de acordo com Kuzma-Kichta (2011), pode ser utilizada para escoamentos turbulentos, consideração que pode ser realizada em decorrência da velocidade de entrada do vapor nos tubos.

$$Nu_{i_s(\text{corrigido})} = Nu_{i_s} \left(1 + 3,5 \frac{D_{i_s}}{D_{serp}} \right) \quad (80)$$

Devido aos 3 diferentes D_{serp} , pois o circuito de serpentina é formado por três tubos, foi necessário calcular três números de Nusselt e, conseqüentemente, três coeficientes

de transferência de calor, h_{i_s} , além de três valores para área de troca térmica, pois esta também depende desse diâmetro. Dessa forma, obteve-se um coeficiente global para cada um dos três tubos do circuito de serpentina.

No entanto, isso altera apenas o produto UA , na Eq. 70, o qual passa a ser representado pela soma $U_1A_1 + U_2A_2 + U_3A_3$.

Referente ao coeficiente de transferência de calor, no interior do tanque agitado, a correlação genérica usualmente utilizada é a exposta na Eq. 81. No entanto, para sua utilização, faz-se necessária a determinação experimental dos valores de k , a , b e c .

$$Nu = kRe^a Pr^b \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^c \quad (81)$$

Segundo Chilton et al apud Mohan et al (1944), conforme citado por Lopes (2013), para a situação em que o tanque agitado é composto por impelidor de pás retas e possui serpentina helicoidal, k , a , b e c podem ser representados, respectivamente, pelos valores 0,36, 0,67, 0,33 e 0,14, em que os testes foram realizados para glicerina 92%. Desprezando o termo de correção da equação em relação à temperatura da parede, o termo elevado a c , obtém-se a equação 82.

$$Nu_{o_s} = \frac{h_{o_s} D_{tanque}}{k_{o_s}} = 0,36 Re_{o_s}^{0,67} Pr_{o_s}^{0,33} \quad (82)$$

$$Re_{o_s} = \frac{N_f D_{imp}^2 \rho_{o_s}}{\mu_{o_s}} \quad (83)$$

$$Pr_{o_s} = \frac{\mu_{o_s} C p_{o_s}}{k_{o_s}} \quad (84)$$

3.4 Estimativa do custo para trocadores de calor do tipo casco e tubos

Com intuito de realizar essa estimativa, utilizou-se a ferramenta disponibilizada em Matches (2017), na qual se faz necessário apenas informar alguns parâmetros do trocador, como o tipo, a área de troca térmica, o material do casco e dos tubos e a pressão de operação. No entanto, o valor é dado em dólar e referente ao ano de 2014, o que tornou necessária a atualização deste valor, a qual foi realizada utilizando uma calculadora virtual, disponibilizada em Inflation (2017), e sua consequente conversão para o real, em que se utilizou uma taxa de câmbio média de 3,20 reais, baseada na cotação durante o ano de 2017, disponibilizada em Dólar (2017).

Para a situação analisada, optou-se por utilizar o casco e tubos com cabeçote flutuante, em que os materiais do casco e dos tubos são, respectivamente, aço carbono e aço inox, escolha baseada na alocação dos fluidos e na corrosividade destes, assunto abordado na Seção 3.2

A área de troca térmica pode ser dimensionada através do produto $N_t P_e L$, em que P_e representa o perímetro externo dos tubos internos; N_t , o número de tubos; e L , o comprimento. Parâmetros que, na presente análise, são fixados para cada alternativa testada.

Quanto à pressão de operação, a qual influenciará, principalmente, na espessura dos tubos utilizados e, conseqüentemente, no custo do trocador, optou-se por utilizar como parâmetro a pressão do vapor nos tubos, a qual é superior à pressão do óleo, que entra à pressão atmosférica. No entanto, a pressão considerada foi a mínima disponibilizada em Matches (2017) para custeamento do trocador, 150 psi, equivalente à 10 bar, aproximadamente, pressão superior às de entrada do vapor consideradas.

3.5 Implementação dos modelos desenvolvidos e simulação computacional

Para a realização da simulação computacional, utilizou-se a linguagem de programação *Python*, através do software *Jupyter Notebook*, o qual é livremente disponibilizado.

Os passos da implementação dos modelos foram basicamente os mesmos realizados na descrição da metodologia, ou seja, desenvolvimento de equações para as propriedades dos fluidos utilizados, definição dos parâmetros e utilização de correlações para dimensionamento da troca térmica para ambos os sistemas analisados (trocador e tanque). Dessa forma, geraram-se duas equações diferenciais, uma para cada sistema, as quais foram solucionadas utilizando a função *odeint*, do submódulo *scipy.integrate*, e possibilitaram o conhecimento dos perfis de temperatura. No entanto, devido ao fato da temperatura de saída do óleo, no permutador, corresponder à temperatura de entrada deste fluido no tanque, foi necessário adequar a simulação computacional, de modo a prepará-la para solucionar estas equações diferenciais de forma sequencial.

Além dos perfis de temperatura, o código utilizado também dimensiona a perda de carga sofrida na operação do trocador e a quantidade de vapor necessária por batelada do tanque, fator em que se baseará a análise econômica realizada.

3.6 Análise econômica: métodos de análise de investimentos

Com o intuito de realizar a análise de investimento proposta, considerou-se que a TMA, ou a Taxa Mínima de Atratividade, a partir da qual os investimentos serão avaliados, é equivalente à taxa SELIC, a taxa básica de juros da economia no Brasil, a qual tende a ser a menor taxa de juros que existe na economia nacional e há projeções no mercado financeiro para que seu valor, no ano de 2017, seja 9,75% (BRANCO, 2017).

Relacionado à análise em si, utilizaram-se as funções financeiras VPL, TIR e VP do *Microsoft Excel* e a base conceitual descrita na Seção 2.4, para avaliar as opções de investimentos propostas através de quatro métodos de análise de investimentos, quais sejam, VPL, TIR, IL e Payback.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 Testes preliminares para determinação dos comprimentos que serão utilizados na simulação computacional

Como descrito na metodologia, os trocadores casco e tubos projetados terão diâmetros internos do casco, D_s , iguais a 0,43815 e 0,48895 metros. No entanto, para determinação dos possíveis comprimentos dos trocadores, foram realizados testes preliminares utilizando as condições de processo atualmente empregadas nessa etapa de aquecimento, ou seja, as condições de operação relacionadas ao vapor e ao óleo utilizadas no trocador a placas, as quais permitem o aquecimento do óleo da temperatura de 28 °C, na entrada, até a de 105 °C, na saída.

Após a realização das simulações para essas condições padrão, considerando os dois diâmetros analisados, e sabendo que faz-se necessário que o comprimento do trocador seja múltiplo inteiro ímpar do passo de chicana (B), para que o óleo, escoando no casco, saia na extremidade oposta à de entrada, obtiveram-se os comprimentos de 9B e 7B para, respectivamente, o menor e o maior diâmetro.

Dessa forma, para o diâmetro de 0,43815 metros, foram considerados os comprimentos de 9B, 11B e 13B, fornecendo 3 alternativas de trocador. Outras três alternativas de permutador também foram consideradas, referentes ao diâmetro de 0,48895 metros, em que foram analisados os comprimentos de 7B, 9B e 11B. Foram realizados testes para comprimentos menores que os obtidos nas condições padrão, mas estes forneciam resultados muito inferiores aos obtidos para as seis alternativas de trocadores consideradas, o que fez com que não fossem tomados como outras alternativas.

Tabela 4 - Alternativas de permutador casco e tubos.

Alternativas	Diâmetro interno do casco (m)	Altura do trocador	Altura do trocador (m)
1	0,43815	9B	1,972
2	0,43815	11B	2,410
3	0,43815	13B	2,848
4	0,48895	7B	1,711
5	0,48895	9B	2,200
6	0,48895	11B	2,689

Fonte: próprio autor.

Quanto aos comprimentos considerados, observa-se que estes são maiores que um metro, espaço verticalmente ocupado pelo trocador à placas. No entanto, ao lado deste, há um tanque, como explicitado na Figura 5, na metodologia, que possui, aproximadamente, três metros de altura e, devido à isso, optou-se por permitir que o comprimento dimensionado para o permutador casco e tubos possua valor máximo comparável à altura do tanque.

4.2 Resultados da simulação computacional

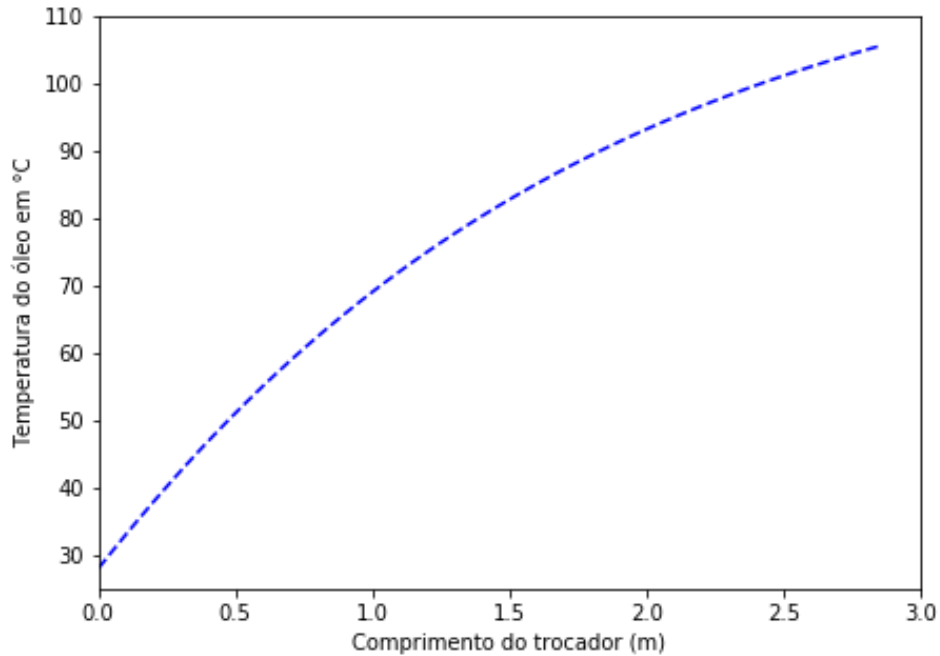
Na simulação para o trocador, analisaram-se nove pressões de entrada para o vapor, em que a menor e a maior foram respectivamente iguais a 1 bar e 5 bar, sendo a variação entre as pressões analisadas de 0,5 bar. A partir da temperatura do óleo na saída do trocador, dependente da pressão de vapor utilizada na entrada, dimensionou-se a temperatura do óleo no tanque após os 6.000 segundos, tempo necessário para o acúmulo dos 20.000 kg de óleo no tanque. Para essa avaliação, a pressão do vapor na serpentina variou entre 4 bar e 11 bar, com variação de 0,01 bar, e, ao final da simulação, o código forneceu o perfil de temperatura para o tanque, apenas para as situações em que a pressão de entrada do vapor na serpentina possibilita o atingimento da temperatura de 145 °C pelo óleo.

Dessa forma, para cada uma das nove pressões de entrada do vapor no trocador, houve, na maior parte dos casos, uma pressão do vapor na serpentina que permitiu o alcance da temperatura requerida para o óleo, ao final dos 6.000 segundos. Também houve casos em que a pressão na entrada do trocador, principalmente 1 bar, não fornecia energia suficiente para o óleo, fazendo com que a temperatura deste não ascendesse até a requerida ao final da operação de aquecimento, no tanque, mesmo que a pressão do vapor na serpentina fosse a máxima considerada.

Como a vazão de óleo é conhecida, e faz-se necessário dimensionar a massa de vapor utilizada na operação do trocador e do tanque, o código computacional foi escrito de forma a calcular o tempo em que a corrente de vapor permanecia ligada. Para o trocador, esse cálculo é simples, pois a corrente só será desligada após o acúmulo dos 20.000 kg no tanque, que, baseado na vazão do óleo, ocorre em 1,67 horas. Quanto à corrente de vapor na serpentina interna do tanque, há, na indústria analisada, um sistema de controle *on/off*, no qual a vazão de vapor é ligada após o acúmulo de 1.500 kg de óleo no tanque, e desligada nas seguintes situações: quando a temperatura do óleo ultrapassa 150 °C, permanecendo desligada até que o fluido atinja a temperatura de 145 °C; e quando a massa de óleo requerida é acumulada no tanque, 20.000 kg, com temperatura entre 145°C e 150 °C.

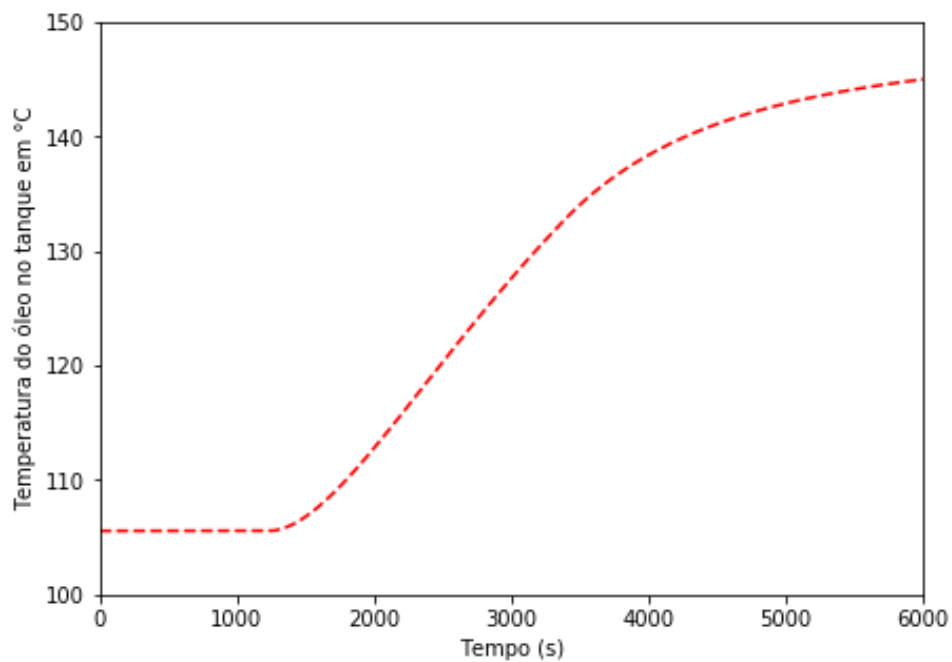
Ao realizar as simulações para os 6 trocadores propostos, obtiveram-se gráficos dos perfis de temperatura no permutador e no tanque, como os obtidos para o modelo proposto para a alternativa 3, expostos abaixo.

Figura 8 - Perfil de temperatura no trocador (alternativa 3), em que a pressão de vapor na entrada é 2,5 bar.



Fonte: Próprio autor.

Figura 9 - Perfil de temperatura no tanque agitado, em que a pressão de vapor na entrada do trocador é 2,5 bar e a temperatura de entrada do óleo no tanque é decorrente da troca térmica no permutador casco e tubos (alternativa 3).



Fonte: Próprio autor.

Ao observar o obtido na Figura 9, nota-se que a temperatura do óleo permanece constante até, aproximadamente, 1.300 segundos, tempo consideravelmente superior ao tempo em que a corrente de vapor permanece desligada no início da operação, período necessário para o acúmulo dos 1.500 kg de óleo no tanque, aproximadamente 450 segundos. No entanto, a troca térmica considerada só é efetivamente iniciada quando o fluido no tanque entra em contato com a serpentina, a qual está localizada 0,6 metros acima da base do tanque, sendo este o motivo devido ao qual a temperatura do óleo permanece constante por mais tempo.

Dessa forma, ligar a corrente de vapor após o acúmulo da massa de óleo inicial requerida significa desperdiçar vapor por bastante tempo, pois o óleo só passará a ser efetivamente aquecido após o atingimento do nível de 0,6 metros. Por este motivo, o presente estudo propõe, também, uma alteração no sistema de controle, o qual passará a ligar a corrente de vapor apenas quando o nível de fluido no tanque atingir a serpentina.

Ainda relacionado ao tempo em que a corrente de vapor na serpentina permanece ligada, não foi necessário contabilizar o desligamento antes da término da operação de aquecimento, pois o código foi escrito de forma a fornecer a pressão de vapor na serpentina que proporcione o atingimento, pelo óleo, da temperatura de 145 °C, ao final dos 6.000 segundos

Baseado nessas considerações, obtiveram-se, para cada uma das seis alternativas de trocador, as pressões do vapor na serpentina, interna ao tanque, e as massas de vapor necessárias para o aquecimento requerido, variando a pressão de entrada do vapor no permutador. Como demonstrado para a alternativa 3, na Tabela 5.

Tabela 5 - Pressões de entrada do vapor na serpentina e as massas de vapor necessárias para o aquecimento requerido, avaliados em diferentes pressões de entrada do vapor no permutador (alternativa 3), as quais proporcionam a obtenção de temperaturas do óleo na saída do permutador distintas.

Pressão do vapor na entrada do permutador casco e tubos (bar)	Temperatura do óleo na saída do permutador (°C)	Pressão do vapor na entrada da serpentina (bar)	Massa de vapor por batelada de aquecimento (kg)
1	83,4	10,77	5461,34
1,5	92,7	9,47	5193,26
2	99,8	8,57	5091,17
2,5	105,6	7,88	5075,85
3	110,4	7,33	5118,56
3,5	114,7	6,88	5202,83
4	118,5	6,49	5311,77
4,5	121,9	6,15	5441,43
5	125	5,85	5587,7

Fonte: Próprio autor.

A partir da Tabela 5, observa-se que, para a alternativa 3, a operação é mais eficiente quando as pressões de entrada do vapor no permutador casco e tubos e na serpentina são, respectivamente, 2,5 bar e 7,88 bar, situação em que são necessários 5075,85 kg de vapor para a realização do aquecimento requerido.

Análises semelhantes foram efetuadas para as outras alternativas, fornecendo, de modo similar, a situação em que a operação de aquecimento é realizada de forma mais eficiente, para cada alternativa, além das perdas de carga nos permutadores propostos, relacionadas a estas operações. No que se refere à perda de carga, obtiveram-se valores entre 15 kPa e 30 kPa para o casco, e valores de 0,1 kPa e 0,2 kPa para os tubos.

Tabela 6 - Pressões de entrada do vapor na serpentina e as massas de vapor necessárias para o aquecimento requerido, avaliados nas pressões de entrada do vapor no permutador, as quais proporcionam a obtenção de temperaturas do óleo na saída do permutador distintas.

Alternativa	Pressão do vapor na entrada do permutador casco e tubos (bar)	Temperatura do óleo na saída do permutador (°C)	Pressão do vapor na entrada da serpentina (bar)	Massa de vapor por batelada de aquecimento (kg)
1	2,5	92,7	9,47	5763,84
2	2,5	99,9	8,55	5366,07
3	2,5	105,6	7,88	5075,85
4	2,5	94,3	9,26	5673,11
5	2,5	103,2	8,16	5197,21
6	2,5	109,6	7,42	4876,28

Fonte: Próprio autor.

4.3 Análise das alternativas de investimento

A base de comparação utilizada para avaliar a economia obtida é a massa de vapor atualmente necessária, no processo já existente, para realizar essa etapa de aquecimento, 7027,93 kg, valor calculado em Sydrião (2017), mas corrigido em relação à frequência de rotação, após o redutor do agitador, 5,04 Hz.

De acordo com Sydrião (2017), são realizadas, diariamente, quatro bateladas de aquecimento, em média, e o vapor utilizado nessa etapa de aquecimento é gerado através de gás natural, processo em que o custo de produção da tonelada do vapor, segundo Ruediger (2017), pode ser aproximado a 94 reais.

Dessa forma, calculou-se a economia anual, considerando o ano comercial, 360 dias, para cada uma das alternativas propostas, e, utilizando a metodologia descrita em 3.4,

calculou-se o custo de cada um dos seis trocadores propostos. Os resultados obtidos estão expostos na Tabela 7.

Tabela 7 - Compilado de informações técnico-econômicas acerca das alternativas de permutador casco e tubos.

Alternativa	Número de tubos internos	Área de troca térmica (m ²)	Custo do trocador (R\$)
1	239	28,202	135.371,20
2	239	34,469	155.376,80
3	239	40,736	174.048,67
4	301	30,828	143.706,88
5	301	39,636	170.714,43
6	301	48,444	195.721,41
Alternativa	Massa de vapor requerida por batelada (kg)	Massa de vapor economizada por batelada (kg)	Custo com vapor economizado anualmente (R\$)
1	5.763,84	1.264,09	171.107,22
2	5.366,07	1.661,86	224.949,37
3	5.075,85	1.952,08	264.233,55
4	5.673,11	1.354,82	183.388,44
5	5.197,21	1.830,72	247.806,26
6	4.876,28	2.151,65	291.247,34

Fonte: Próprio autor.

Para efetivamente realizar a análise das alternativas de investimento, através dos métodos propostos na Seção 3.6, optou-se por considerar a economia anual de cada opção de investimento como uma entrada de caixa anual, e não como uma diminuição de custos, o que é essencialmente. Dessa forma, considerando uma vida útil de dez anos para os permutadores, valor normalmente utilizado para equipamentos industriais, entradas de caixa anuais fixas iguais aos valores economizados e sem valor residual para o equipamento, obtiveram-se, através dos métodos de análise de investimentos, os valores expostos na tabela 8.

Tabela 8 - Resultado dos métodos de análise de investimento.

Alternativas	Valor Presente Líquido (R\$)	Taxa Interna de Retorno	Índice de Lucratividade
1	927.395,84	126%	7,85
2	1.241.809,88	145%	8,99
3	1.467.136,61	152%	9,43
4	995.340,00	128%	7,93
5	1.368.439,04	145%	9,02
6	1.613.249,69	149%	9,24

Fonte: Próprio autor.

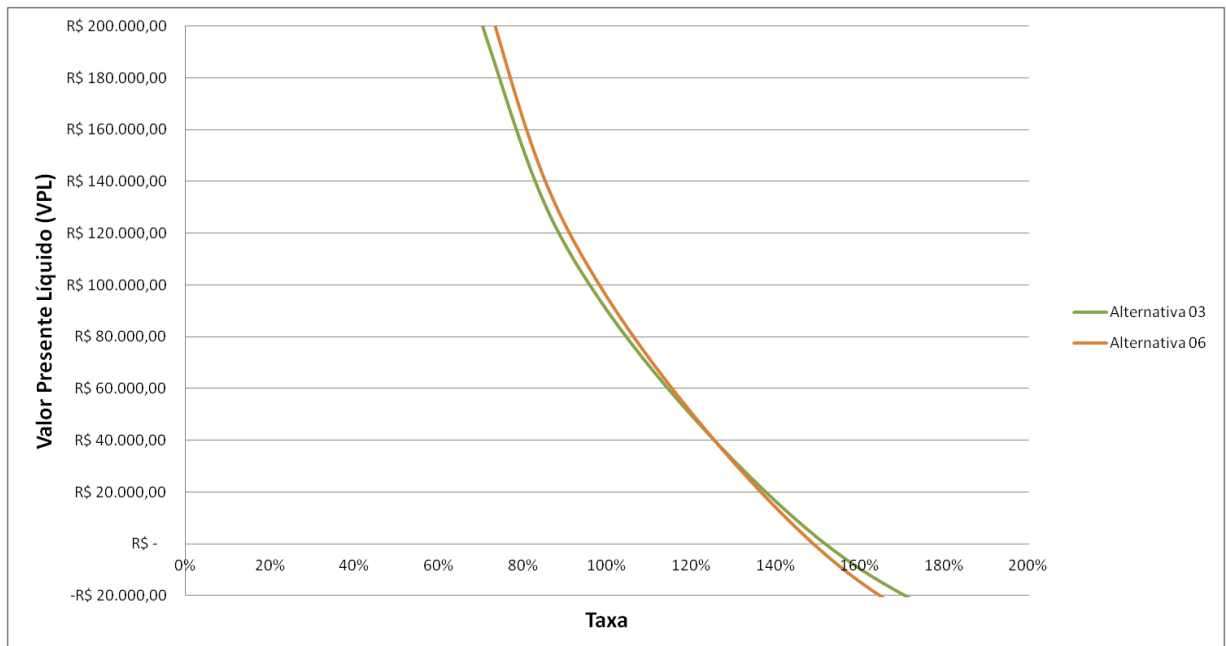
Quanto ao método do Payback, os resultados deste foram inferiores a um ano, tanto para o simples quanto para o descontado, e por se tratar apenas de um método complementar de avaliação, pois não avalia a rentabilidade do investimento, não foi exposto na tabela.

Finalmente, a partir dos dados expostos na Tabela 8, é possível perceber que a melhor alternativa de investimento, segundo o VPL, é a 6, e, segundo os outros dois métodos, é a 3. No entanto, quanto ao Índice de Lucratividade, por se tratar de uma medida relativa, ou seja, quanto se ganha por quantidade unitária investida, acaba sendo menos relevante que a análise através do método do VPL, que fornece uma medida absoluta de capital, pois, ainda que sejam gastos, aproximadamente, R\$ 20.000,00 a mais com o permutador 6, esta alternativa possui VPL cerca de R\$ 145.000,00 maior que a alternativa 3.

Referente à Taxa Interna de Retorno, como também se trata de uma medida relativa, a análise para decisão entre alternativas é similar à realizada para o método do IL. No entanto, baseado no conceito da TIR, o fato de a alternativa 6 possuir VPL maior e TIR menor, comparativamente à alternativa 3, significa que, ainda que a alternativa 6 seja preferível numa ampla faixa de taxas, haverá um momento em que outra alternativa será mais favorável. Para determinação desse momento, calcularam-se, utilizando diversas taxas, os valores presentes líquidos para as duas alternativas.

Dessa forma, ao plotar o gráfico, Figura 10, e aproximá-lo, com o intuito de tornar possível a visualização do cruzamento, observou-se que este ocorre na taxa de, aproximadamente, 125%, indicando que, para taxas inferiores, a alternativa 6 é realmente a mais rentável.

Figura 10 - Gráfico do Valor Presente Líquido calculado para as alternativas 3 e 6, utilizando diferentes taxas.



Fonte: Próprio autor.

5 CONCLUSÕES

Baseado nos resultados obtidos, observa-se que os objetivos específicos foram atingidos, com exceção do relacionado à compatibilidade do trocador casco e tubos projetado com o espaço físico ocupado pelo permutador a placas, devido à compactação deste em comparação aos outros tipos, o que não invalida os projetos realizados, em decorrência da existência do espaço necessário, na indústria que realiza a etapa de aquecimento analisada, para alocá-los.

Dessa forma, verificou-se que o objetivo geral de avaliar técnica e economicamente a substituição do trocador a placas por um do tipo casco e tubos, numa etapa de aquecimento do óleo de palma, foi alcançado e, a partir das simulações computacionais realizadas para as seis alternativas de permutadores, propostas a partir das condições de processo consideradas, foi possível concluir que a substituição é viável tanto técnica quanto economicamente, pois, além de realizarem a troca térmica requerida, todas as alternativas proporcionam reduções de custos anuais com vapor consideráveis, entre R\$ 170.000,00 e R\$ 290.000,00.

Quanto à utilização dos métodos de análise de investimentos, constatou-se que as alternativas 3, baseado nos métodos da Taxa Interna de Retorno e do Índice de Lucratividade, e 6, de acordo com o método do Valor Presente Líquido, são as que proporcionam os maiores retornos. No entanto, tanto a TIR quanto o IL representam medidas relativas, o que pode torná-los menos relevantes, quando comparados ao método do VPL, uma medida absoluta da rentabilidade do investimento, o que, de fato, foi verificado na discussão destes resultados.

Dessa forma, o permutador proposto na alternativa 6 caracteriza o investimento mais viável economicamente, em que se faz necessário um investimento inicial de, aproximadamente, R\$ 196.000,00 e são economizados, por batelada de aquecimento, 2151,65 kg, proporcionando uma redução anual de custo com vapor de R\$ 291.247,34.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BARBIERI, José Carlos; ÁLVARES, Antônio Carlos Teixeira; MACHLINE, Claude. Taxa Interna de Retorno: controvérsias e aplicações. GEPROS. Gestão da Produção, Operações e Sistemas - Ano 2, vol.5, out-dez/07, p. 131-142.
- BERGMAN, T.L. et al. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. Tradução de Eduardo M. Queiroz e de Fernando L. P. Pessoa. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014.
- BISCHOFF, Lissandra. Análise de Projetos de Investimentos - Série Concursos. 1ª Edição. Ferreira, 2013.
- BRANCO, M. **Mercado projeta 9,75% ao ano para Selic em 2017**. Agência Brasil, 2017. Disponível em: <<http://agenciabrasil.ebc.com.br/economia/noticia/2017-01/mercado-projeta-975-ao-ano-para-selic-em-2017>>. Acesso em: 20 set. 2017
- CARTAXO, S. J. M. **Hairpin Heat Exchangers Explained: Fundamentals of Double-Pipe, Multi -Tube and Finned Tube Heat Exchangers**. Fortaleza, Ce: Createspace Independent Publishing Platform, 2015.
- CARTAXO, Samuel Jorge Marques. **Shell-and-tube Heat Exchanger Explained: Thermal Design and Rating of Shell-and-tube Heat Exchangers**. 2017.
- ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. Adaptado por Mehmet Kanoğlu. Tradução de Fátima A. M. Lino. Revisão técnica de Kamal A. R. Ismail. 4. ed. Porto Alegre: 2012
- CHEMPRO Technovation PVT. LTD. **Palm oil properties**. Disponível em: <<https://www.chempro.in/palmoilproperties.htm>>. Acesso em: 20 ago. 2017.
- DÓLAR Comercial: Câmbio. Disponível em: <<https://economia.uol.com.br/cotacoes/cambio/dolar-comercial-estados-unidos/>>. Acesso em: 20 set. 2017.
- FOUST, A.S. et al. **Princípios das operações unitárias**. Tradução de Horácio Macedo. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2013.
- INFLATION Calculator. Disponível em: <<http://www.usinflationcalculator.com>>. Acesso em: 20 set. 2017.
- KREITH, F.; BOHN, M. S. **Princípios de transferência de calor**. Tradução All Tasks. São Paulo: Pioneira Thomson Learning, 2003.
- KUZMA-KICHTA, Y. A. **Coiled Tubes, Heat Transfer in**. Thermopedia, 2011. Disponível em: <[http://www.thermopedia.com/content/640/Coiled tubes, heat transfer in](http://www.thermopedia.com/content/640/Coiled_tubes,_heat_transfer_in)>. Acesso em: 07 set. 2017
- LAPPONI, Juan Carlos. Projetos de Investimento na Empresa. 1ª Edição. Rio de Janeiro, Elsevier, 2007.
- LOPES, M. D. **Comparação experimental da troca térmica entre tanque com serpentina helicoidal e com chicana tubular, para impelidor radial e axial**. 2013. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Pontifícia Universidade Santa Cecília, Santos , 2013.
- MATCHES. **Heat Exchanger Cost Estimate**. Disponível em: <<http://www.matche.com/equipcost/Exchanger.html>>. Acesso em: 20 set. 2017

- MSPC. **Algumas curvas e superfícies II**. Disponível em:
<http://www.mspc.eng.br/matm/curv_sup02.shtml>. Acesso em: 05 set. 2017
- PROPERTIES of Saturated Steam - Pressure in bar. Disponível em:
<http://www.engineeringtoolbox.com/saturated-steam-properties-d_457.html>. Acesso em:
05 set. 2017.
- RECOMMENDED Velocities in Steam Systems. Disponível em:
<https://www.engineeringtoolbox.com/flow-velocity-steam-pipes-d_386.html>. Acesso em:
10 set. 2017.
- ROHSENOW, W.M.; HARTNETT, J.P.; YOUNG, I.C. **Handbook of Heat Transfer**. 3. ed.: McGraw-Hill, 1998.
- RUEDIGER, Rodrigo. **Uso racional do vapor na indústria**. Disponível em:
<http://fiesc.com.br/sites/default/files/medias/energia_bermo.pdf>. Acesso em: 22 set. 2017.
- SHAH, M. M. **An Improved and Extended General Correlation for Heat Transfer During Condensation in Plain Tubes**. HVAC&R Research, Vol. 15, No. 5, p. 889-913. set. 2009.
- SMITH, J.M.; VAN NESS, H.C.; ABBOTT, M.M. **Introdução à termodinâmica da engenharia química**. Tradução de Eduardo M. Queiroz e de Fernando L. P. Pessoa. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2013.
- SYDRIÃO, R. L. **Otimização do consumo de vapor em um sistema de aquecimento de óleos vegetais**. 2017. Monografia (Graduação em Engenharia Química) - Centro de Tecnologia, Universidade Federal do Ceará, Fortaleza, 2017.
- TORRES, Oswaldo Fadigas Fontes. **Fundamentos da Engenharia Econômica e da Análise Econômica de Projetos**. São Paulo, Thomson Learning, 2006.
- TROCALOR. **Trocadores de calor casco e tubos: informações técnicas**. Trocalor, 2017. Disponível em: < <http://www.trocalor.com.br/pdf/cascotubo-rev4-2.pdf> >. Acesso em: 10 set. 2017.
- WATER - Thermodynamic Properties. Disponível em:
<http://www.engineeringtoolbox.com/water-thermal-properties-d_162.html>. Acesso em: 05 set. 2017.