



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
“JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

LUÍS EDUARDO SOARES PIZANI

**ESTUDO DA VIABILIDADE TÉCNICO ECONÔMICA PARA A SUBSTITUIÇÃO
DE UM SISTEMA DE AQUECIMENTO DE ÁGUA COM INJEÇÃO DIRETA DE
VAPOR POR UM SISTEMA DE AQUECIMENTO INDIRETO ATRAVÉS DE UM
TROCADOR DE CALOR TIPO PLACA.**

Guaratinguetá – SP

2017

LUÍS EDUARDO SOARES PIZANI

Estudo da viabilidade técnico econômica para a substituição de um sistema de aquecimento de água com injeção direta de vapor por um sistema de aquecimento indireto através de um trocador de calor tipo placa

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Pedro Magalhães Sobrinho

Guaratinguetá

2017

P695e	Pizani, Luís Eduardo Soares Estudo da viabilidade técnico econômica para a substituição de um sistema de aquecimento de água com injeção direta de vapor por um sistema de aquecimento indireto através de um trocador de calor tipo placa / Luis Eduardo Soares Pizani – Guaratinguetá, 2017. 81 f : il. Bibliografia: f. 78 Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2017. Orientador: Prof. Dr. Pedro Magalhães Sobrinho 1. Aquecedores solares de água. 2. Energia solar térmica. 3. Energia – custos. I. Título CDU 697.329
-------	--

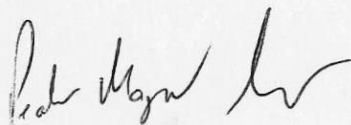
LUÍS EDUARDO SOARES PIZANI

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO PARTE
DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE “**GRADUADO EM**
ENGENHARIA MECÂNICA”

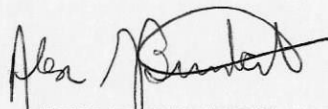
APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. MARCELO SAMPAIO MARTINS
Coordenador

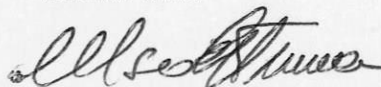
BANCA EXAMINADORA:



Prof. Dr. PEDRO MAGALHÃES SOBRINHO
Orientador/UNESP-FEG



Prof. Dr. ALEX MENDONÇA BIMBATO
UNESP-FEG



Prof. Dr. CELSO EDUARDO TUNA
UNESP-FEG

Agosto de 2017

DADOS CURRICULARES

LUÍS EDUARDO SOARES PIZANI

NASCIMENTO	25.03.1992 – GUAXUPÉ / MG
FILIAÇÃO	Luís Roberto Pizani Fátima Regina Soares Pizani
2011/2017	Curso de Graduação Engenharia Mecânica – FEG/UNESP

Dedico este trabalho a minha família que tanto me ajudou nas horas difíceis e a todos que me estenderam as mãos no meu percurso até a formatura.

AGRADECIMENTOS

A minha família: minha mãe Fátima, meu pai Luís e minha irmã Natássia que sempre estiveram junto comigo em todas minhas lutas, me apoiaram e me incentivaram.

A minha namorada Ana Beatriz que sempre me encorajou e me deu força pra seguir em frente.

Ao meu professor/Orientador que me indicou caminhos, passou conhecimento e teve total paciência para a produção deste trabalho de graduação..

A todos da República Amb que foram minha família em Guaratinguetá e forneceram todo suporte durante toda minha formação.

A toda instituição FEG/UNESP por todo conhecimento que me passou sem o qual seria impossível realizar este trabalho.

“Nada pode parar o homem com a atitude mental correta, e nada no mundo pode ajudar o homem com a atitude mental errada”

Thomas Jefferson

PIZANI, L. E. S. Estudo da viabilidade técnico econômica para a substituição de um sistema de aquecimento de água com injeção direta de vapor por um sistema de aquecimento indireto através de um trocador de calor. 2017. 62 f. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2017.

RESUMO

Este trabalho tem como objetivo analisar a eficiência e economia gerada pela substituição de um sistema de aquecimento de água por injeção direta de vapor por um sistema de aquecimento indireto de um trocador de calor tipo placa. Sendo assim, foi feito um estudo sobre trocadores de calor visando encontrar o tipo mais adequado de trocador nos quesitos contato direto ou indireto, tipo de construção, mecanismos de troca térmica e regime de fluxo. Como o sistema já existente de injeção direta de vapor cede os valores de entrada para a produção do equipamento e os dados de saída foram definidos pela empresa detentora do processo, contratante do projeto, todos os dados necessários para o projeto são obtidos. Com os dados deste estudo, foram descritos os trocadores de calor tipo placas e projetado um equipamento com este perfil. Para ter uma análise quantitativa da maior eficiência do trocador de calor tipo placa, também foi projetado um trocador de calor casco e tubo para a comparação dos dados. Depois da avaliação física dos projetos foram orçados os preços de um trocador de calor tipo placas e um trocador casco e tubo de mesmas resinações disponíveis no mercado. Com os valores econômicos estimados foi feita uma análise da viabilidade na substituição do sistema de injeção direta de vapor pelo sistema de aquecimento indireto através de um trocador tipo placa que possui o melhor custo benefício e constatado que a substituição do sistema inicial pelo o projetado tornaria o processo mais eficiente.

PALAVRAS CHAVES: Trocador de calor. Trocador de calor tipo placa. Condensador. Injeção direta de vapor.

PIZANI, L. E. S. Study of the economic feasibility of replacing a water heating system with direct injection of steam by an indirect heating system through a heat exchanger. 2017. 69 f. Graduate Work (Graduate in Mechanical Engineering) - Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2017.

ABSTRACT

This work aims to analyze the efficiency and economy generated by the replacement of a water heating system by direct injection of steam by an indirect heating system of a plate type heat exchanger. Thus, a study was carried out on heat exchangers in order to find the most appropriate type of exchanger in the direct or indirect contact, type of construction, thermal exchange mechanisms and flow regime. Since the existing system of direct injection of steam yields the input values for the production of the equipment and the output data were defined by the company that holds the process, contractor of the project, all the necessary data for the project are obtained. With the data from this study, plate heat exchangers were described and an equipment with this profile was designed. To have a quantitative analysis of the increased efficiency of the plate type heat exchanger, a hull and tube heat exchanger was also designed for data comparison. After the physical evaluation of the projects were budgeted the prices of a plate type heat exchanger and a hull and tube exchanger of the same resignations available in the market. With the estimated economic values, an analysis of the viability was made in the substitution of the system of direct injection of steam by the indirect heating system through a plate type exchanger that has the best cost benefit and found that the replacement of the initial system by the one projected would make the process.

KEYWORDS: Heat exchanger. Plate heat exchanger. Condenser. Direct injection of steam.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Trocador de calor tubo duplo	20
Figura 2 - Trocador de calor tipo serpentina	20
Figura 3 - Exemplo trocador de calor casco e tubo	21
Figura 4 – Modelos de trocador de calor a placa	23
Figura 5 - Esboço do cenário do processo com injeção direta de vapor	25
Figura 6 - Esboço do cenário do processo com a utilização do trocador de calor	26
Figura 7 – fluxograma de projeto	30
Figura 8 - Distribuição de temperatura em um condensador de passe único.	33
Figura 9- Distribuição de temperatura em um evaporador de passe único	33
Figura 10– Distribuição de temperatura num trocador de calor de correntes paralelas	34
Figura 11– Distribuição de temperatura num trocador de calor de correntes contrárias	34
Figura 12 - Diagrama de resistência térmica.....	37
Figura 13 - Descrição de um PHE	41
Figura 14 - Placa chevron.....	42
Figura 15 – Principais dimensões de uma placa chevron.....	47
Figura 16 – Escoamento alternado nos canais.....	49
Figura 18 - Fator de correção para um trocador de casco tubo com um casco e um número de passes, múltiplos de dois, nos tubos (dois, quatro etc. passes por tubo)	60
Figura 19 - Fator de correção para um trocador casco e tubo com dois passes no casco e um numero de passes múltiplo de quatro tubos (quatro, oito etc. passes por tubo).....	61
Figura 20 - Fator de correção para um trocador de calor de passe único com correntes cruzadas e os dois fluidos não-misturados.....	61
.....	61
Figura 21 - Fator de correção para um trocador de calor de passe único com correntes cruzadas e um fluido misturado e outro não-misturado.	62
Figura 22 - Arranjo de tubos, conforme norma TEMA.....	65
Figura 23 - Tipos de chicanas.....	71

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Coeficientes globais de troca de calor para análises preliminares.....	39
Tabela 2 – Modelos de trocadores de calor de placas série M Alfa Laval.....	46
Tabela 3 – Parâmetros para fator de atrito em trocadores de calor com placas chevron	51
Tabela 4 - Parâmetros para cálculo de Nusselt em trocadores de calor com placas chevron	55
Tabela 5 – Resistência de incrustação recomendada para trocadores de calor de placas	57
Tabela 6 – Fator de incrustação para trocadores de calor casco e tubo.....	64
Tabela 7. Relaciona a perda de carga em KPa por numero de passes nos tubos de acordo com os cálculos	68

SIMBOLOGIA

L	calor latente
U	coeficiente global de transferência térmica
h	coeficiente de película
R_d	resistência devido á incrustações no trocador de calor
MLDT	diferença media logarítmica das temperaturas
PHE	plate heat exchanger / trocador de calor tipo placa
cp	calor específico
ϕ	fator de alargamento
Ae	área de escoamento
At	área total estimada de transferência de calor necessária
Ap	área de transferência de cada placa
PW	perímetro molhado
De	diâmetro hidráulico do canal
ΔP	perda de carga total nos tubos em KPa
f	fator de atrito de Fanning
Np	número de passes no tubo
Nu	número de Nusselt
Pr	número de Prandtl
G	fluxo mássico do escoamento
Gp	fluxo mássico no orifício
d_i	diâmetro interno do tubo
d_e	diâmetro externo do tubo
l	comprimento do tubo
ρ	massa específica da água no interior do tubo em kg/m ³
vm	velocidade média do fluxo
Re	número de Reynold
Atr	soma da área da seção transversal de todos os tubos em
$\dot{m}$	vazão em kg/s
PT	medida do passo
Ds	diâmetro do casco

C	distancia entre as paredes dos tubos adjacentes
B	espaçamento entre chicanas
Gs	vazão mássica por unidade de área no casco
De	diâmetro equivalente no lado do casco

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	15
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	17
2.1	TROCADORES DE CALOR	17
2.1.1	Recuperadores e Regeneradores.....	17
2.1.2	Processo de Transferência de Calor	18
2.1.3	Mecanismos de Troca Térmica Relativo a um Trocador de Calor	18
2.1.4	Regimes de fluxo.....	18
2.1.5	Tipo de Construção dos Trocadores de Calor	19
3	PROCESSO INDUSTRIAL DO PROJETO DO TROCADOR DE CALOR.....	25
3.1	DADOS DO PROJETO	26
4	PROJETO E SELEÇÃO DE UM TROCADOR DE CALOR	28
5	CÁLCULOS DO PROJETO PARA UM TROCADOR DE CALOR	31
5.1	BALANÇO DE ENERGIA	31
5.2	MÉTODO DAS MÉDIAS LOGARÍTMICAS DAS DIFERENÇAS DE TEMPERATURA	32
5.3	COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	37
6	TROCADOR DE CALOR TIPO PLACA.....	40
6.1	EVOLUÇÃO DOS TROCADORES DE CALOR TIPO PLACA	40
6.2	DESCRIÇÃO DETALHADA DE UM TROCADOR DE CALOR TIPO PLACA.....	40
6.3	PROJETO DO TROCADOR DE CALOR TIPO PLACA	44
6.4	CÁLCULOS DAS DIMENSÕES DO TROCADOR DE CALOR TIPO PLACA.....	45
6.4.1	Estimativa Preliminar da Área de Troca de Calor	45
6.4.2	Seleção de Um Modelo de Placa.....	46
6.4.3	Dimensões da Placa Chevron M10	47
6.4.4	Área Real da Placa	48
6.4.5	Número Total de Placas.....	48
6.4.6	Número de Canais	49
6.4.7	Diâmetro Equivalente do Canal.....	49
6.5	PERDAS DE CARGA NO TROCADOR DE CALOR TIPO PLACA	50
6.5.1	Regime de Fluxo	53
6.6	TROCA TÉRMICA DO PROJETO	54
6.6.1	Coeficiente Global de Transferência de Calor Calculado	57
6.6.2	Carga Térmica do Trocador de Calor Calculado	58
7	TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO	59
7.1	BALANÇO DE ENERGIA	59

7.2	CÁLCULOS DAS DIMENSÕES DO TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO ...	62
7.2.1	Estimativa Preliminar da Área de Troca de Calor	62
7.2.2	Comprimento Máximo do Trocador de Calor	63
7.2.3	Diâmetro do tubo	63
7.2.4	Disposição dos tubos	65
7.2.5	Cálculo do Número de Tubos:	66
7.2.6	Número de Passes dos Tubos	66
7.2.7	Seleção do Número de Tubos e Diâmetro do Casco Segundo a Tabela de Referência de Construção	68
7.3	VERIFICAÇÃO TÉRMICA DO TROCADOR DE CALOR.....	69
7.3.1	Análise do Coeficiente de Transferência de Calor nos Tubos	69
7.3.2	Análise do Coeficiente de Transferência de Calor no Casco	70
7.3.3	Coeficiente Global de Transferência de Calor do Trocador de Calor Casco e Tubo Projetado	73
7.3.4	Carga Térmica do Trocador de Calor Casco e Tubo Calculada	73
8	VIABILIDADE DO PROJETO	74
9	CONCLUSÃO.....	77
	REFERÊNCIAS.....	78
	ANEXO A.....	81
	ANEXO B.....	82

1 INTRODUÇÃO

A crescente competitividade em âmbito global em busca de produtos com menor custo agregado tem gerado uma otimização de processos e o desenvolvimento de novos equipamentos, em especial, o desenvolvimento de processos que tenham mais conservação da energia usada. Uma das formas de energia mais utilizadas em processos industriais é a energia térmica. As indústrias vêm inovando e aperfeiçoando procedimentos e conceitos de operação para obter maior recuperação da energia térmica utilizada no processo. Neste sentido, são essenciais projetos novos e de melhoria de métodos de transferência de calor para minimizar custos e maximizar a eficiência termodinâmica. Assim, evoluir o processo como um todo, desde o preço de fabricação até as etapas de instalação, manutenção e, principalmente, consumo de energia, é a meta.

Trocadores de calor mais econômicos, compactos e eficientes vêm sendo desenvolvidos para atender às crescentes exigências das indústrias. Os trocadores de calor tipo placa são os que apresentam maior eficiência; devido a contínuos aperfeiçoamentos, o seu uso vem se intensificando desde a década de 30, não só na indústria alimentícia e farmacêutica, mas também em áreas onde a escolha tradicional para processos de aquecimento ou resfriamento era o robusto trocador casco-e-tubos (Pearce,2001).

Este trabalho tem como objetivo analisar a viabilidade técnico-econômica da substituição de um sistema de aquecimento de água com injeção direta de vapor por um sistema de aquecimento indireto através de um trocador de calor tipo placa. Para chegar-se a uma conclusão foram feitas comparações entre esses sistemas de aquecimento direto e indireto. Com a prova de que um sistema de aquecimento indireto é mais eficiente, a comparação passou a ser entre os tipos de trocadores de calor que melhor corresponderiam a condição de trabalho exigida no projeto de substituição destes sistemas. Por o trocador de calor tipo placa ter o melhor custo-benefício, ele foi escolhido para uma análise da viabilidade econômica da substituição de sistemas.

No Capítulo 2 estão considerações sobre alguns tipos de trocadores de calor. No Capítulo 3 são feitas descrições sobre o sistema inicial (aquecimento direto), embutidos os dados de entrada e de saída, assim como descrições de como é o projeto do sistema de aquecimento indireto. No Capítulo 4 são explicados os critérios de como projetar trocadores de calor. O Capítulo 5 contém cálculos em comum necessários para o projeto de trocadores de calor tipo placa e tipo casco e tubo. Nos Capítulos 6 e 7 são projetados os trocadores de calor tipo placa e casco e tubo, respectivamente. O Capítulo 8 traz os valores comerciais de instalação e

funcionamento dos trocadores de calor. Por fim, o Capítulo 9 apresenta a conclusão da substituição do sistema de aquecimento de água com injeção direta de vapor pelo trocador tipo placa projetado.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 TROCADORES DE CALOR

Os trocadores de calor são equipamentos ou dispositivos auxiliares de troca de energia entre dois ou mais fluidos que estão a diferentes temperaturas. Os trocadores de calor podem ser utilizados em diversos tipos de aplicações. Por exemplo: aquecedores de ar, sistemas de ar-condicionado, processos de aciaria, indústrias alimentícias e em indústrias químicas.

Os trocadores de calor podem ser classificados de acordo com os seguintes critérios básicos (KAKAÇ, 2002):

- Recuperadores ou regeneradores;
- Processo de transferência: contato direto e contato indireto;
- Mecanismo de troca de calor: única fase e duas fases;
- Fluxo: paralelo, contrário e cruzado
- Tipo de construção: tubulares, placas entre outros;

2.1.1 Recuperadores e Regeneradores

Quando a transferência de calor se faz entre dois fluidos, o trocador de calor é denominado recuperador. Neste caso, um fluido entra no trocador de calor e retira calor de um fluido que estará saindo do trocador de calor com temperatura superior, ou seja, entre estes dois fluidos há troca de calor pela parede que os separam.

Nos regeneradores o mesmo canal é alternadamente ocupado por um dos dois fluidos. O fluido quente armazena energia térmica na matriz durante sua passagem e, quando o fluido frio passa, posteriormente, este calor é transferido da matriz para ele. Portanto, a energia térmica não é transferida através da parede entre dois fluidos como nos recuperadores (RAFAEL FELÍCIO, 2012).

2.1.2 Processo de Transferência de Calor

Uma maneira de classificar os trocadores de calor é quanto ao contato dos fluidos que pode ser direto ou indireto:

- Contato direto: neste tipo de dispositivo os fluidos se misturam, que é, por exemplo, o caso da injeção direta de vapor.

- Contato indireto: aqui os fluidos permanecem separados e há um fluxo contínuo de calor da corrente quente para a corrente fria através de uma superfície que os separa. Os fluidos nunca se encontram, pois cada fluxo percorre caminhos separados.

Este é o tipo de trocador de calor mais estudado neste trabalho, pois é o método que deve ser utilizado no processo industrial em análise.

2.1.3 Mecanismos de Troca Térmica Relativo a um Trocador de Calor

Esta classificação leva em conta o número de fases por qual um dos fluidos passa. Há dois casos: condensadores e evaporadores. Para estes casos é importante conhecer o calor latente cedido ou absorvido pelo fluido que muda de fase já que não há alteração de temperatura no período de condensação ou evaporação.

2.1.4 Regimes de fluxo

Outro modo de classificação é feito pelo regime de fluxo. As três configurações básicas são:

- Fluxo paralelo
- Fluxo contrário
- Fluxo cruzado

Nos trocadores de calor de fluxo paralelo, os fluidos escoam numa mesma direção. Para fluxo contrário, os fluidos escoam em sentidos contrários. Já para fluxo cruzado, os fluidos se cruzam formando um ângulo de 90° em relação as suas direções.

Estas diferenças de direção e sentido no regime de fluxo refletem na distribuição de temperatura ao longo de todo o caminho percorrido pelos fluidos. Portanto, influenciam diretamente na quantidade de transferência de calor trocada. Esta influência será melhor demonstrada no tópico 5.2 (método das médias logarítmicas das diferenças de temperatura).

2.1.5 Tipo de Construção dos Trocadores de Calor

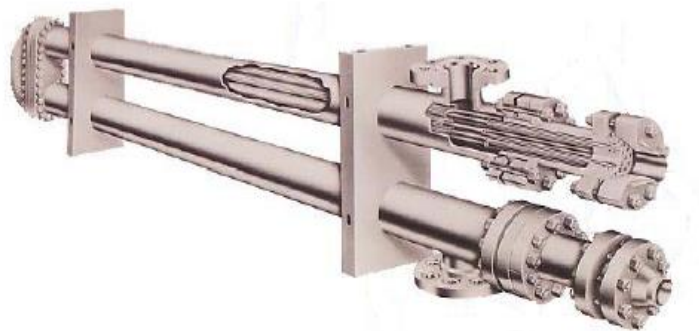
Trocadores de calor também são classificados de acordo com suas características de construção. Os principais tipos são os trocadores de calor tubulares e de placas que serão detalhados neste trabalho.

No caso dos trocadores de calor tubulares, tem-se três principais configurações:

- Trocador de calor de tubo duplo
- Trocador de calor tipo serpentina
- Trocador de calor casco e tubo

O trocador de calor tubo duplo é formado por um feixe de tubos instalados concentricamente em um tubo de maior diâmetro conforme Figura 1. Um fluxo é direcionado internamente ao feixe de tubos enquanto o outro fluxo é direcionado externamente ao feixe, mas internamente ao tubo de maior diâmetro. As maiores desvantagens do trocador de calor de tubo duplo são que seu custo e tamanho são superiores a de outros tipos de trocadores de calor.

Figura 1 - Trocador de calor tubo duplo



Fonte: material digital trocadores de calor tubo duplo

O trocador de calor tipo serpentina tem a forma de bobinas (serpentinhas) ordenadas em um recipiente com paredes preferencialmente adiabáticas. A transferência de calor associada a um tubo espiral é mais alta que em um tubo reto. A vantagem é poder acomodar uma grande superfície de troca de calor em um espaço pequeno. Porém a dificuldade de limpeza e custo maior que trocadores de calor tipo placa e casco e tubo o torna a melhor escolha apenas para projetos específicos. A Figura 2 ilustra um trocador de calor tipo serpentina.

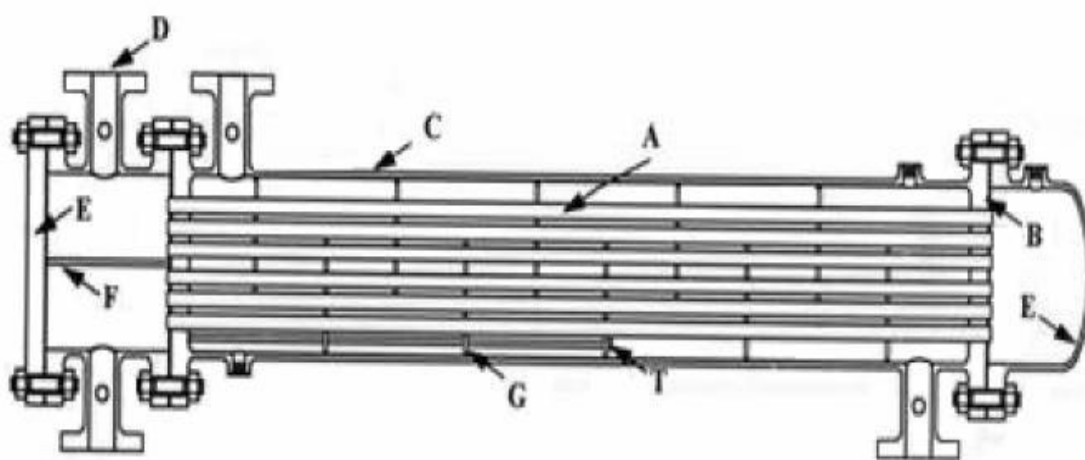
Figura 2 - Trocador de calor tipo serpentina



Fonte: material digital trocadores de calor serpenteados

Trocadores de calor casco e tubos têm uma estrutura interna formada por tubos circulares. Um fluxo passa no interior dos tubos e o outro fluxo corre pelo lado de fora dos tubos. Inúmeras características podem ser alteradas neste aparato, como: número de tubos, diâmetro dos tubos, comprimento, distância entre os tubos, o arranjo destes tubos e tipos de chicana. Pela Figura 3 e sua descrição pode-se enxergar um pouco das variáveis de projeto de um trocador de calor do tipo casco e tubos. Portanto, existem várias formas de projetar um trocador de calor deste tipo.

Figura 3 - Exemplo trocador de calor casco e tubo



Fonte: ESTEVES (2009)

A – Tubos: Componentes básicos, onde ocorre a troca de calor entre os fluidos interno e externo;

B – Espelhos: Elementos de fixação das extremidades dos tubos do trocador de calor;

C – Casco: Componente por onde circulará o outro fluido e que define o diâmetro das chicanas. É dentro do casco que estão os feixes de tubos, as chicanas e os tirantes;

D – Bocais do casco: Elementos que permitem o acesso aos fluidos ao interior do trocador de calor;

E – Cabeçotes: Controla e orienta o escoamento no feixe de tubos;

F – Chicanas longitudinais – Promove a multiplicidade de passagens das correntes dos fluidos no trocador;

G – Chicanas: dão sustentação ao feixe de tubos, diminuem os efeitos das vibrações e auxiliam no aumento de troca térmica.

Esses trocadores apresentam vantagens e desvantagens comparados aos trocadores a placa:

Vantagens:

- Fácil manter em operação e reparar;
- Projeto extremamente flexível e robusto;
- Aceita altas pressões de operações e maiores temperaturas;
- Possuem muitos fornecedores.

Desvantagens:

- Requer maior espaço, por ter menor eficiência,
- Menor flexibilidade para mudanças na capacidade de produção;
- Tem um custo mais elevado;
- Não trabalha com fluidos de maior viscosidade.

Sabendo que os trocadores de calor a placas têm menores custos e são mais eficientes, o trabalho será voltado para este tipo de dispositivo.

O trocador de calor do tipo placas consiste em varias placas finas e corrugadas comprimidas por parafusos de aperto em um pedestal. Entre as placas há gaxetas para a formação de canais de escoamento para que os fluidos quente e frio circulem, cada qual no seu caminho, trocando calor através da superfície da placa. Na Figura 4 alguns modelos de trocador de calor a placa são apresentados.

Figura 4 – Modelos de trocador de calor a placa



Fonte: material digital sobre trocadores de calor tipo placa

As vantagens dos trocadores a placa são relacionadas ao alto rendimento térmico, bom controle de temperatura, flexibilidade, versatilidade, economia de espaço, grande facilidade de limpeza e manutenção. Porém, este equipamento é composto de muitas gaxetas, que limitam a pressão e temperatura de operação, além da alta perda de carga devido aos finos canais corrugados de escoamento dos fluidos. Entretanto, a turbulência gerada aumenta significativamente os coeficientes convectivos.

Considerando que as partes quente e fria do trocador podem ser configuradas de um modo praticamente independente, as variadas possibilidades de configuração permitem uma quantidade vasta de aplicações para o trocador.

Sendo assim, a otimização da configuração de trocadores de calor é algo contínuo. O aprimoramento de técnicas que fornecem uma modelagem mais completa da operação do equipamento e o desenvolvimento de diversas variáveis (material de todo equipamento, formato das placas, número de placas, de passes e de canais por passe, tipos e posições das gaxetas ou locais das conexões de entrada e saída) tornam o trocador de calor tipo placa cada vez mais eficiente.

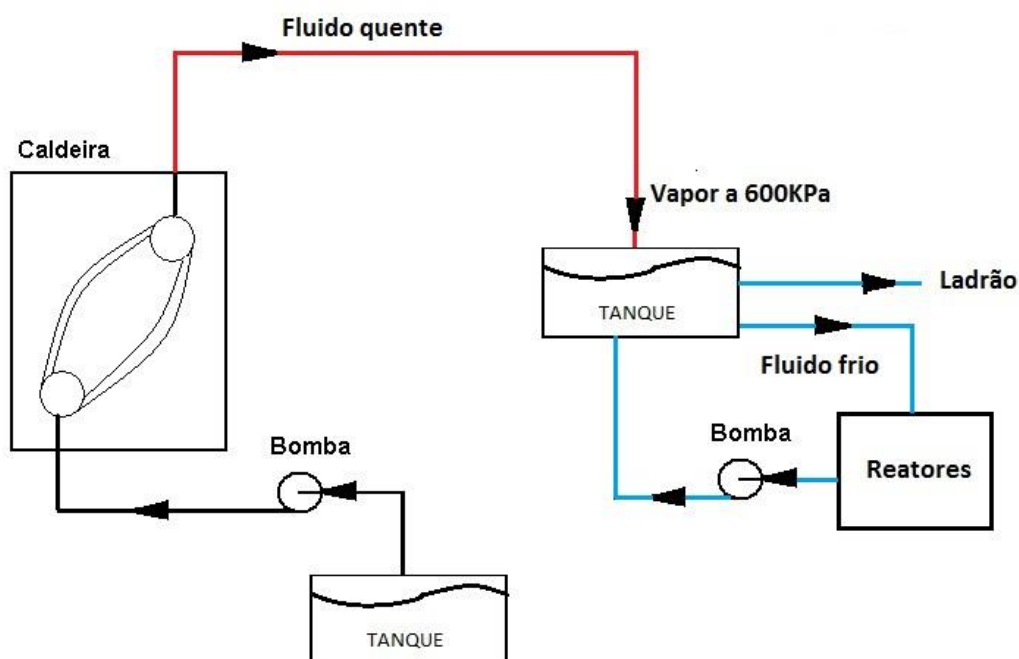
Os cálculos de perda de carga e de troca térmica freqüentemente são baseados em suposições simplificadoras restritas a certos tipos de arranjos. Estas suposições afetam o exato dimensionamento do trocador e, por consequência, a seleção de sua melhor configuração. As

rigorosas formas de dimensionamento ainda são de domínio dos fabricantes de trocadores e são voltadas para os modelos comerciais (RAJU E BANSAL,1983; KAKAÇ e Liu,2002). Para novos projetos ou adaptações no projeto original é fundamental recorrer ao fabricante.

3 PROCESSO INDUSTRIAL DO PROJETO DO TROCADOR DE CALOR

O cenário inicial do processo é de um ciclo aberto. Ele se inicia de um tanque do qual a água é bombeada para a caldeira; após o ganho de calor o vapor é direcionado para um tanque contendo água. Este vapor é então misturado à água de retorno dos reatores. Por não ser um ciclo fechado, o excesso desta mistura é desperdiçado por um ladrão. A Figura 5 esboça o cenário:

Figura 5 - Esboço do cenário do processo com injeção direta de vapor



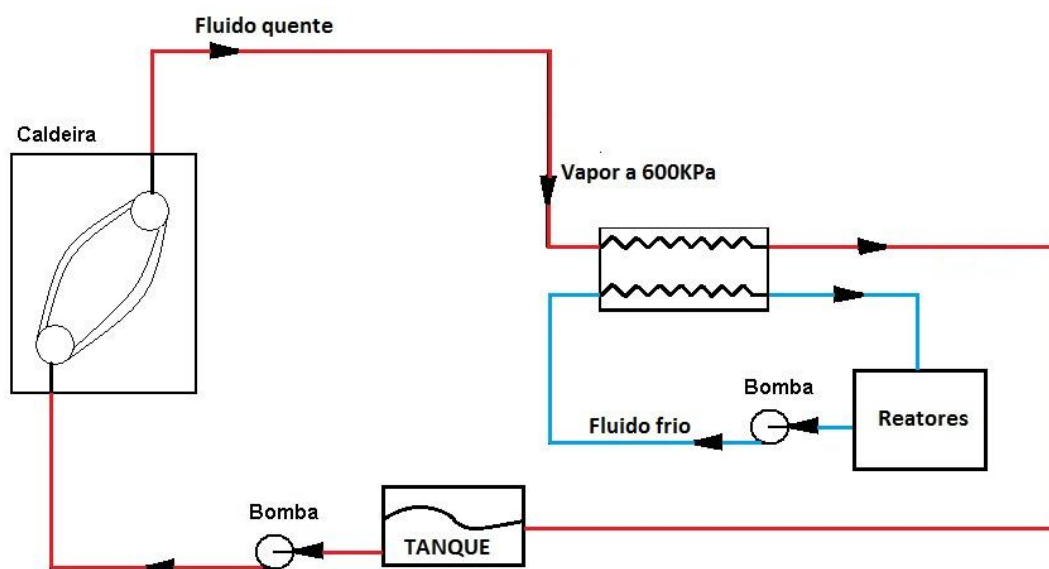
Fonte: Produção do próprio autor

O processo tem como foco fornecer energia para os reatores. Mais precisamente fornecer um fluxo de 27,78kg/s de água a 92°C e pressão de 550 KPa. O sistema de aquecimento de água por injeção direta de vapor atende as exigências de funcionamento dos reatores, porém, como é um ciclo aberto, há um desperdício de condensado no tanque de água onde ocorre a mistura com vapor. Ao se fazer o volume de controle no tanque de mistura água-vapor, com o sistema em regime permanente, evidencia-se que o desperdício escoado pelo ladrão equivale ao fluxo mássico de vapor gerado pela caldeira que, é de 1,16 kg/s.

O projeto busca com a utilização do trocador de calor fechar o ciclo para que o condensado não seja desperdiçado pelo ladrão. Com isso, o vapor condensado no trocador de

calor seria enviado a tanque e depois retornaria a caldeira. Assim, haveria uma economia de energia térmica, pois o condensado desperdiçado contém alta energia térmica, por ser de temperatura equivalente a mistura que é bombeada aos reatores, e outra economia de água tratada utilizada no processo, pois o ciclo é todo movimentado por água desmineralizada. Os valores econômicos desta substituição de sistemas está descrito no capítulo 8 (Viabilidade do Projeto). A Figura 6 mostra um esboço do projeto.

Figura 6 - Esboço do cenário do processo com a utilização do trocador de calor



Fonte: Produção do próprio autor

3.1 DADOS DO PROJETO

As propriedades termodinâmicas dos fluidos foram obtidas baseadas na média entre as temperaturas de entrada e de saída dos mesmos. A denominação fluido frio e fluido quente se vale da comparação térmica entre os dois, onde um apresenta maiores temperaturas de entrada e de saída (fluido quente) e o outro apresenta as menores temperaturas (fluido frio).

Fluido quente:

Vapor para condensação;

Temperatura de entrada $T_{q_1} = 158,9 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

Temperatura de saída $T_{q_2} = 158,9 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

Temperatura média $T_q \text{ média} = 158,9^{\circ}\text{C}$;

Calor específico $C_{p_q} = 3135 \text{ J}/(\text{kg.K})$;

Massa específica $\rho = 425 \text{ kg}/\text{m}^3$;

Viscosidade dinâmica $\mu = 0,00014 \text{ N.s}/\text{m}^2$

Condutividade térmica $K = 0,35 \text{ W}/(\text{m.K})$;

Pressão de entrada $P_{q_1} = 600 \text{ Kpa}$

Pressão de saída $P_{q_2} = 592 \text{ Kpa}$

Fluido frio:

Água industrial;

Temperatura de entrada $T_{f_1} = 70 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

Temperatura de saída $T_{f_2} = 92 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

Temperatura média $T_{m_f} = 81 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

Calor específico $C_{p_f} = 4270 \text{ J}/(\text{kg.K})$;

Massa específica $\rho = 940 \text{ kg}/\text{m}^3$;

Viscosidade dinâmica $\mu = 0,0002645 \text{ N.s}/\text{m}^2$

Condutividade térmica $K = 0,677 \text{ W}/(\text{m.K})$;

Pressão de entrada $P_{f_1} = 600 \text{ KPa}$

Pressão de saída $P_{f_2} = 534 \text{ KPa}$

Pelos dados é possível analisar que o trocador em questão tem uma operação de condensação.

4 PROJETO E SELEÇÃO DE UM TROCADOR DE CALOR

A primeira regra para o projeto de um trocador de calor é atender as necessidades do processo. Deve-se definir primeiramente o processo em que o trocador de calor será utilizado, com todas as condições necessárias detalhadas sobre a vazão dos fluidos, pressões operacionais, limitações de perda de carga, temperaturas, tamanho, duração e restrições do projeto tais como custo, tipo de material ou tipo do trocador de calor que deveram ser atendidas.

Baseado nas especificações do processo, o tipo do trocador de calor, o tipo de fluxo, a geometria e os materiais adequados poderão ser selecionados. Na seleção do tipo de trocador de calor, a pressão de operação e níveis de temperatura, requisitos de manutenção, confiabilidade, segurança, disponibilidade no mercado ou capacidade de fabricação e custos devem ser considerados.

Em trocadores de calor, podemos nos deparar com duas linhas de projeto, a de dimensionamento (elaboração de um novo projeto) ou a de avaliação de um trocador já existente (análise de performance) que é o caso deste trabalho. Nos problemas de dimensionamento, a área da superfície de troca de calor e as dimensões do trocador de calor serão determinadas. As variáveis de entrada para um problema de dimensionamento são: vazão dos fluidos, temperaturas de entrada e uma temperatura de saída, geometria da superfície, limitações de perda de carga e propriedades termofísicas dos fluidos e materiais.

Nos casos de avaliação de desempenho, o trocador de calor já existe ou a configuração do trocador de calor é selecionada por dimensionamento aproximado. Assim, as variáveis de entrada para problemas de avaliação de desempenho são: dimensões e geometrias do trocador de calor, vazão dos fluidos, temperaturas de entrada, e limitações de perda de carga. As temperaturas de saída dos fluidos, a transferência de calor e a perda de carga de ambos os fluidos serão calculadas. Se a análise mostra um desempenho térmico aceitável, com perdas de cargas dentro dos limites já estabelecidos no projeto então a configuração do trocador de calor em questão pode ser considerada uma melhoria ao processo. Muitas vezes, mais de um tipo de configuração atendem a estes requisitos, então, deve-se usar outros critérios para a escolha mais adequada, normalmente o critério utilizado é o custo do trocador de calor.

Uma série de critérios devem ser seguidos em ordem segundo GUT(2003) para a análise de performance de um trocador de calor. O primeiro critério é que ele atenda a todas as exigências do processo. Primeiramente, deve-se conhecer todas as especificações que o trocador deve obedecer, como: a vazão dos fluidos, temperaturas, propriedades termofísicas

dos materiais, pressões operacionais, limitações de perda de carga, tamanho, geometria, duração e custo do projeto e a natureza da composição do material de que o trocador é feito. No caso de ser uma modificação do tipo de trocador de calor, também devem ser considerados: confiabilidade, segurança e a disponibilidade no mercado.

O segundo critério: o trocador de calor deve resistir às intempéries do ambiente de trabalho, suportar o desgaste causado externamente, a corrosão causada internamente pelos fluidos e, também, as incrustações pelo tempo projetado pelo fabricante.

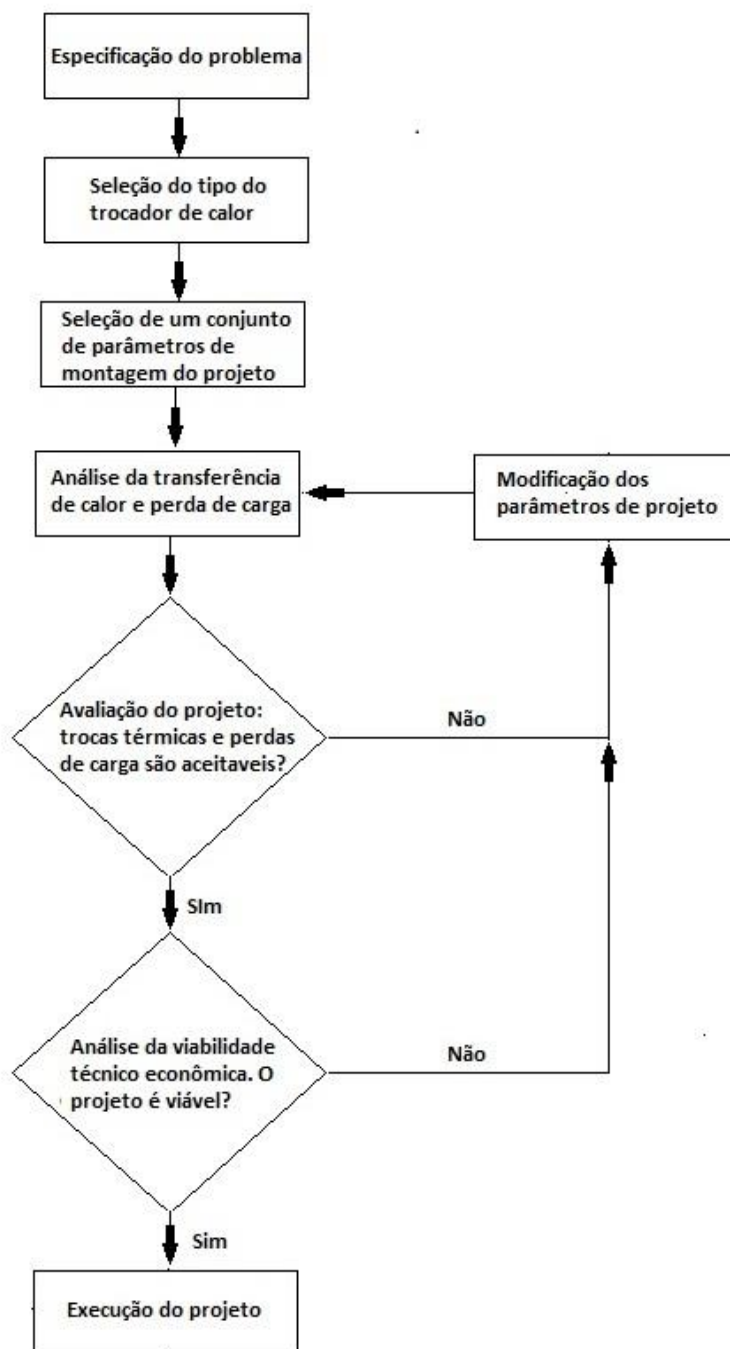
O terceiro critério: o trocador de calor deve ser de uma manutenção simples, ou seja, prática limpeza e fácil substituição de componentes.

Quarto critério: o trocador de calor deve apresentar um bom custo-benefício. Ter um controle sobre a influência do mesmo em todo processo, custos de operação, manutenção.

Para avaliação de desempenho do trocador de calor são analisadas as trocas térmicas e a perda de carga dos fluidos. Se a análise mostra um desempenho térmico aceitável, apresentando a transferência térmica desejada e com perdas de cargas dentro dos limites de trabalho, então a configuração do trocador de calor em questão pode ser considerada apta a utilização.

O fluxograma para o projeto de um trocador de calor pode ser observado na figura 7.

Figura 7 – fluxograma de projeto



Fonte: produção do próprio autor

5 CÁLCULOS DO PROJETO PARA TROCADOR DE CALOR TIPO PLACA E CASCO E TUBO

5.1 BALANÇO DE ENERGIA

O balanço de energia para sistemas abertos sem reação química é representado pela equação:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} \quad (1)$$

Sendo dE/dt a taxa de variação energética total, que equivale à taxa de calor transferido, $\dot{Q}$, menos a taxa de trabalho mecânico ou elétrico realizado, $\dot{W}$.

Levando em conta que o trocador de calor trabalha em estado estacionário, não há trabalho sendo realizado. Portanto:

$$\dot{q} = \dot{m} \times (h_2 - h_1) \quad (2)$$

Sendo $\dot{m}$ é a vazão mássica do fluido que percorre o PHE, h_1 e h_2 são as entalpias por unidade de massa dos fluxos na entrada e na saída, respectivamente.

Apesar de sempre haver troca de calor com o ambiente, ela pode ser desprezada por ser ínfima comparada às trocas entre os fluidos.

Com estas suposições, considera-se que o calor cedido por um fluido é igual ao calor que o outro fluido recebe. Portanto, a equação para o fluido quente, onde a vazão mássica é representada por $\dot{m}_q$, as temperaturas de entrada e saída por T_{q1} e T_{q2} e as entalpias h_{q1} e h_{q2} :

$$\dot{q}_q = \dot{m}_q \times (h_{q2} - h_{q1}) \quad (3)$$

Para o fluido frio, onde a vazão mássica é representada por $\dot{m}_f$, as temperaturas de entrada e saída por T_{f1} e T_{f2} as entalpias h_{f1} e h_{f2} :

$$\dot{q}_f = \dot{m}_f \times (h_{f2} - h_{f1}) \quad (4)$$

Como o fluido quente perde energia para o fluido frio:

$$q_q = q_f \quad (5)$$

$$\dot{m}_q \times (h_{q_2} - h_{q_1}) = \dot{m}_f \times (h_{f_2} - h_{f_1}) \quad (6)$$

Como há mudança de fase no fluido quente, o calor latente cedido por ele deve ser igual ao calor sensível absorvido pelo fluido frio:

$$\dot{m}_q \times L = \dot{m}_f \times c_{p_f} \times (T_{f_2} - T_{f_1}) \quad (7)$$

Como os cálculos não são totalmente exatos, será usada a equação do lado frio por não apresentar mudança de estado:

$$q_f = 27,78 \times 4270 \times 22$$

$$q_f = 2.609.653,2 \text{ MW}$$

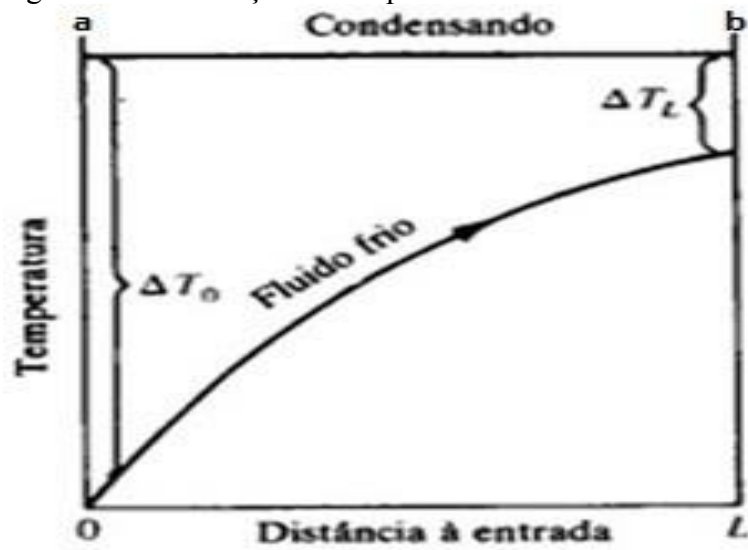
5.2 MÉTODO DAS MÉDIAS LOGARÍTMICAS DAS DIFERENÇAS DE TEMPERATURA

Para chegar à fórmula da média logarítmica das diferenças de temperatura, abreviada como MLDT, serão usados cálculos baseados em trocadores de calor que não apresentam mudança de fase, embora o resultado final seja aplicável a condensadores e evaporadores.

Como há variação nas temperaturas de entrada e de saída dos fluidos, internamente as temperaturas variam de ponto a ponto à medida que os fluidos, quente e frio, trocam calor.

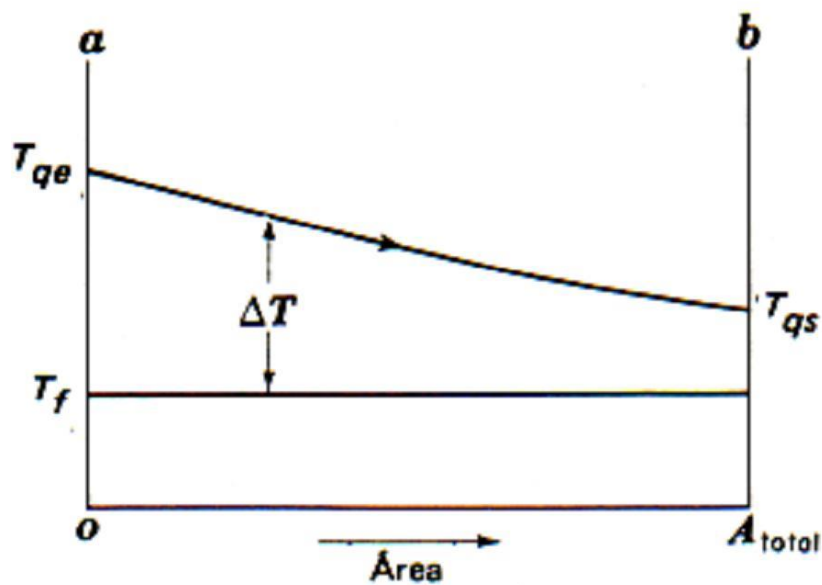
As Figuras 8, 9, 10 e 11 ilustram exemplos em que a MLDT deve ser aplicada e como ocorre a variação de temperatura no interior do trocador.

Figura 8 - Distribuição de temperatura em um condensador de passe único.



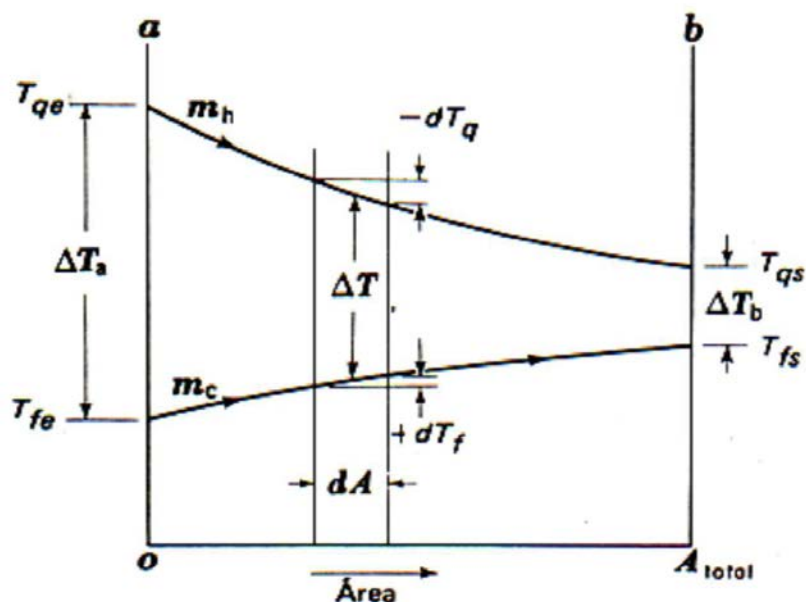
Fonte: gráficos térmicos de trocadores de calor

Figura 9- Distribuição de temperatura em um evaporador de passe único



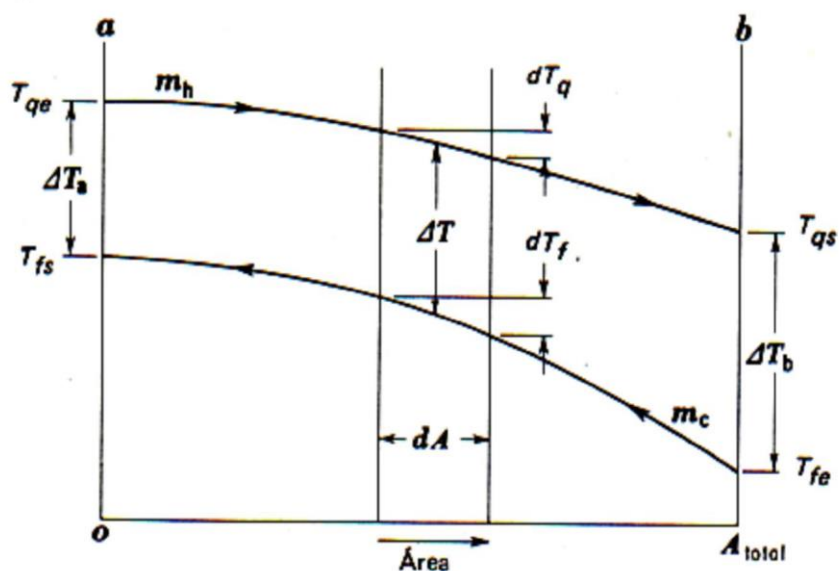
Fonte: Incropera(2008)

Figura 10– Distribuição de temperatura num trocador de calor de correntes paralelas



Fonte: Incropera(2008)

Figura 11– Distribuição de temperatura num trocador de calor de correntes contrárias



Fonte: Incropera(2008)

O balanço de energia, no estado estacionário, para uma seção diferencial do trocador de calor pode ser representada pela equação 8, abaixo:

$$dq = U\Delta t dA \quad (8)$$

Logo, para determinar a quantidade de calor transferido do fluido quente para o fluido frio por unidade de tempo, a equação 8 deve ser integrada sobre a área de transferência de calor, A, ao longo do comprimento do trocador de calor.

Considerando o coeficiente global de transferência de calor U constante, desprezando as variações de energia cinética e a troca de calor com o ambiente, a equação 8 pode ser integrada para os casos de correntes paralelas e contra corrente, obtendo-se:

$$dq = -\dot{m}_f \times C_p \times dT_f = \dot{m}_q \times C_p \times dT_q = U dA (T_q - T_f) \quad (9)$$

$$C_q = \dot{m}_q \times C_{p_q} \quad (10)$$

$$C_f = \dot{m}_f \times C_{p_f} \quad (11)$$

Substituindo 10 e 11 na equação 9 :

$$T_{q_2} = T_{q_1} - \frac{C_f}{C_q} \times (T_{f_2} - T_{f_1}) \quad (12)$$

Obtendo:

$$T_{q_2} = T_{f_2} - \left(1 + \frac{C_f}{C_q}\right) \times T_{f_2} + \left(\frac{C_f}{C_q}\right) \times T_{f_1} + T_{q_1} \quad (13)$$

Substituindo na equação 9 o valor de Tq-Tf da equação 13, obtém-se:

$$\frac{dT_{f_2}}{-\left(1 + \frac{C_f}{C_q}\right) \times T_{f_2} + \left(\frac{C_f}{C_q}\right) \times T_{f_1} + T_{q_1}} = \frac{U dA}{C_f} \quad (14)$$

Integrando a equação 14, tem-se:

$$\ln \left[\frac{\left(1 + \frac{C_f}{C_q}\right) \times (T_{f_1} - T_{f_2}) + T_{q_1} - T_{f_1}}{T_{q_1} - T_{f_1}} \right] = -\left(\frac{1}{C_f} + \frac{1}{C_q}\right) \times U \times A \quad (15)$$

Como:

$$\frac{C_f}{C_q} = - \frac{T_{q_2} - T_{q_1}}{T_{f_2} - T_{f_1}} \quad (16)$$

Obtém a equação 17:

$$\ln \left(\frac{T_{q_2} - T_{f_2}}{T_{q_1} - T_{f_1}} \right) = [(T_{q_2} - T_{f_2}) - (T_{q_1} - T_{f_1})] \frac{U \times A}{q} \quad (17)$$

Pois

$$q = C_f \times (T_{f_2} - T_{f_1}) = C_q \times (T_{q_1} - T_{q_2}) \quad (18)$$

Fazendo $T_q - T_f = \Delta T$, a equação 17 pode ser reescrita como:

$$q = U \times A \times \left(\frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b} \right)} \right) \quad (19)$$

Os índices a e b se referem às extremidades do trocador de calor, conforme figuras 8 a 11. Então:

$$MLDT = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b} \right)} \quad (20)$$

Como o equipamento em questão é um condensador, em nada altera o MLDT considerá-lo paralelo ou contracorrente. Portanto:

$$\Delta T_a = 158,9 - 70 = 88,9^\circ C$$

$$\Delta T_b = 158,9 - 92 = 66,9^\circ C$$

$$MLDT = \frac{88,9 - 66,9}{\ln \left(\frac{88,9}{66,9} \right)}$$

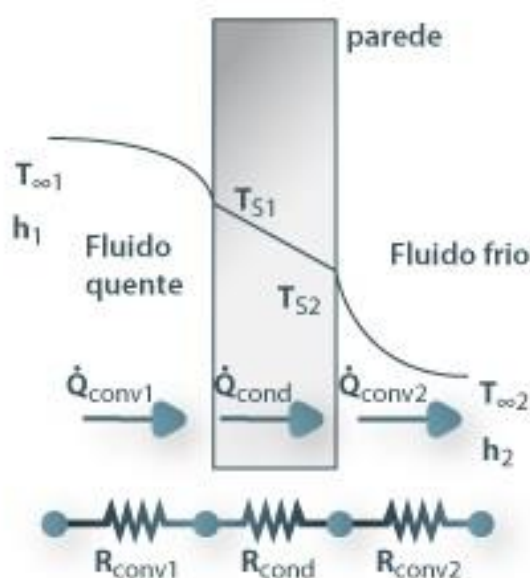
$$MLDT = 77,38$$

5.3 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Uma das etapas mais importantes para a análise de um trocador de calor é a avaliação do coeficiente global de transferência de calor. Este coeficiente é uma relação da resistência condutiva térmica do material (a parede que os separa) com os coeficientes convectivos dos fluidos, e mais o coeficiente de fuligem, que é o acúmulo de fuligem, quando os canais apresentam incrustações, ou seja, estão “sujos”.

Por exemplo, em casos de paredes planas, veja a Figura 12:

Figura 12 - Diagrama de resistência térmica



Fonte: http://labvirtual.eq.uc.pt/siteJoomla/index.php?option=com_content&task=view&id=248&Itemid=422

Como:

$$R_{conv} = \frac{1}{h} \quad \text{em} \quad \left[\frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}} \right] \quad (21)$$

$$R_{cond} = \frac{L}{K} \quad \text{em} \quad \left[\frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}} \right] \quad (22)$$

$$U = \frac{1}{R_{tot}} \quad \text{em} \quad \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right] \quad (23)$$

O coeficiente global de transferência de calor é definido como:

$$U = \frac{1}{\frac{L}{K} + \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + R_d} \quad (24)$$

Sendo:

h_i : coeficiente de película interno

h_e : coeficiente de película externo

L : espessura da parede

K : coeficiente condutivo

Para maior rendimento térmico de um trocador de calor é necessário obter o maior coeficiente global de transferência, U , possível. Assim, um bom projeto utiliza paredes muito finas e materiais com alto coeficiente condutivo, o que faz com que R_{cond} (L/K) seja praticamente nulo, portanto será desprezado nos cálculos.

A resistência térmica adicional, R_d , provocada pelas incrustações, ou seja, com o trocador de calor “sujo”, que aparece no denominador é o fator de fuligem. O fator de fuligem é uma junção das incrustações que os fluidos quente e frio provocam, $R_d = R_{dq} + R_{df}$.

A partir destas informações a equação da energia é escrita como:

$$q = \frac{A \times MLDT}{U} \quad (25)$$

Tanto a natureza das incrustações como a sua velocidade de formação são imprevisíveis. Portanto, o fator de fuligem será obtido via tabela produzida empiricamente por MARRIOT (1971) que está no capítulo: 6.6.1 (Coeficiente Global de Transferência de Calor Calculado).

Para início dos cálculos KAKAÇ, 2002 recomenda a utilização da tabela de análises preliminares dos coeficientes globais para troca de calor. (Tabela 1).

Tabela 1 - Coeficientes globais de troca de calor para análises preliminares

Fluidos	U [W/(m².K)]
Água - água	1300-1500
Amônia - água	1000-2500
Gases - água	10-250
Água - ar comprimido	50-170
Água - óleo lubrificante	110-340
Vapor - água	2200-3500
Vapor - amônia	1000-3400
Água para condensar amônia	850-1500
Água para ebulição de Freon-12	280-1000
Vapor - gases	25-240
Petróleo bruto - gasóleo	130-320
Trocador de calor de placas: água - água	3000-4000
Evaporador: vapor/água	1500-6000
Evaporador: vapor/outros fluidos	300-2000
Evaporador de refrigeração	300-1000
Condensador: vapor/água	1000-4000
Condensador: vapor/outros fluidos	300-1000
Caldeira à gás	10-50

Fonte: Kakaç(2002).

Com base nesta tabela, para uma primeira estimativa, o coeficiente global de transferência de calor escolhido é:

$$U = 2000 \text{ W/(m}^2\text{.K)}$$

6 TROCADOR DE CALOR TIPO PLACA

6.1 EVOLUÇÃO DOS TROCADORES DE CALOR TIPO PLACA

O surgimento dos trocadores de calor tipo placa iniciou-se na Alemanha, em 1878, com relatos de patente de um equipamento similar ao PHE. Entretanto, o primeiro equipamento com princípios de funcionamento de PHE iguais aos que se tem conhecimento atualmente, tem data de 1923. Este tinha como componente principal placas de bronze fundido, suportando uma pressão máxima de somente 200 KPa (PHE Ltda,2002). Os PHEs foram introduzidos comercialmente na década de 30, para atender a exigências de higiene e limpeza das indústrias alimentícias e farmacêuticas. Nesta época, utilizava-se placas prensadas de aço inoxidável com ranhuras do tipo washboard (tabua de lavar). Com novos projetos e aperfeiçoamentos de materiais mais aplicáveis, desenvolveu-se a placa tipo chevron (espinha de peixe). A aplicação desta placa nos PHEs os tornaram mais compactos, eficientes e de uso mais intenso nos processos industriais, fato que os consagraram como uma alternativa aos tradicionais trocadores do tipo casco e tubos nos processos industriais. Atualmente, os PHEs são vastamente aplicados nos processos que exigem alta frequência, eficiência e flexibilidade com temperaturas inferiores a 250°C e pressões menores que 2500 KPa (Hewitt, 1993). O uso de PHEs é crescente em processos de condensação e em processos de evaporação.

Como aplicações relevantes dos PHEs, tem-se a pasteurização de produtos alimentícios, como leite, sucos, cervejas e também na indústria farmacêutica para esterilização de meios de cultura. A facilidade de limpeza interna e de controle da temperatura dos PHEs são fundamentais para estes processos industriais. Outra importante aplicação dos PHEs é no sistema central de resfriamento de plantas petroquímicas, metalúrgicas, de papel e celulose ou de geração de energia.

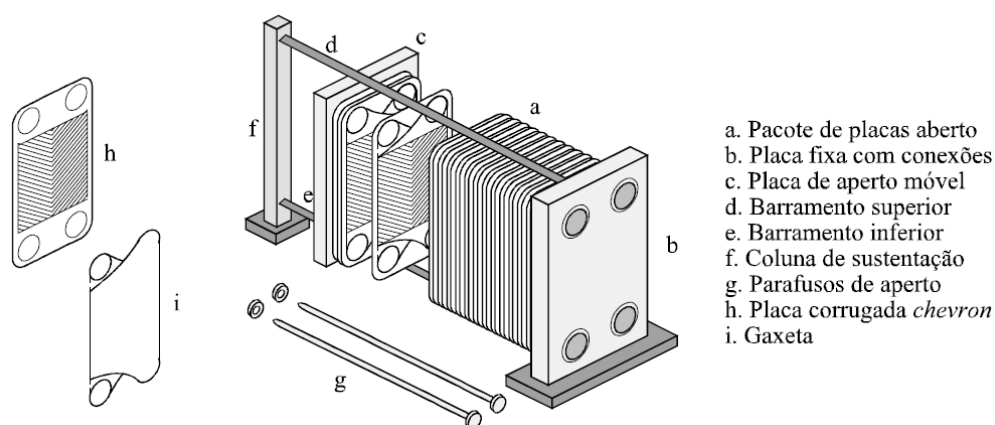
6.2 DESCRIÇÃO DETALHADA DE UM TROCADOR DE CALOR TIPO PLACA

O trocador de calor tipo placa mais comum é o com gaxetas (gasketed plate heat Exchanger ou plate and frame heat exchanger). Embora existam mais três tipos de trocadores do tipo placa: (espiral, lamela e circuito impresso), o termo trocador de calor tipo placa irá se referir, neste trabalho, ao tipo gaxetado. Em comum, todos são formados por finas chapas metálicas e paralelas que formam canais para o escoamento alternado dos fluidos gerando troca térmica.

Neste trabalho serão considerados os trocadores de calor a placas com gaxetas, abreviadamente chamado pela sigla PHE (plate heat exchanger). Também existem trocadores a placas brazados ou soldados. Entretanto, estes tipos não são frequentemente utilizados, pois não podem ser abertos para manutenção ou limpeza interna.

A construção típica de um PHE é demonstrada na Figura 13. Um trocador de calor tipo placa é formado por um pacote de placas corrugadas de metal sobrepostas, tensionadas em um pedestal de aço carbono. As placas são seladas nas extremidades por gaxetas (juntas) e possuem furos para escoamento nos quatro cantos. Entre as placas seladas há uma sequência de canais paralelos por onde circulam continuamente e alternadamente os fluidos quente e frio. A troca térmica acontece através das placas metálicas.

Figura 13 - Descrição de um PHE



Fonte: Gut(2003)

Segundo Gut(2003) “o pedestal é composto por uma placa fixa, uma placa de aperto móvel, barramentos inferior e superior e parafusos de aperto (Alfa-Laval, 1881). As placas fixas e móveis possuem bocais para conexões para a tubulação. É comum configurar o PHE para que a placa de aperto fique livre de tubulações, facilitando assim a desmontagem do trocador para limpeza”.

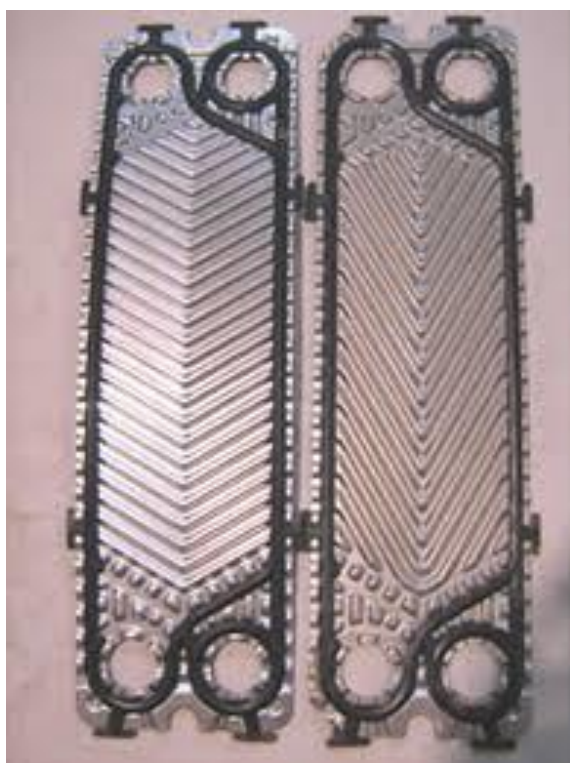
As placas são de metal laminado, normalmente aço inoxidável AISI-316, mas outros metais dúcteis também são utilizados, como o titânio, Hastelloy C-2776TM, Incoloy 825TM, Níquel 200, Cobre/Níquel, Alumínio-latao ou tântalo (APV,1977;SAUNDERS,1989). Elas possuem ranhuras que aumentam a turbulência do escoamento no canal e os coeficientes convectivos. O fluido em escoamento turbulento gera uma zona de pressão entre placas vizinhas e assim evita deformidades.

Os principais tipos de corrugação de placas são: chevron (espinha de peixe) e intermating (tábua de lavar). O tipo de corrugação e o ângulo de inclinação das ranhuras têm grande influência no desempenho térmico e hidráulico do equipamento (FOCKE ET AL., 1983). As ranhuras elevam a turbulência do escoamento e reduzem o valor do número de Reynolds crítico (transição para o regime turbulento) para valores entre 10 e 400 (LEULIET, 1987), bem diferente do tubo liso de seção circular para o qual a transição se dá com Reynolds por volta de 2100.

A placa comercialmente mais utilizada é a chevron. Estas placas são alinhadas alternando-se o sentido vertical das ranhuras. Esta alteração de sentido promove uma maior turbulência sem comprometer a perda de carga.

As corrugações na placa chevron obedecem a um ângulo de inclinação que afeta seu regime de escoamento. Quanto maior a angulação (obtida a partir de uma linha horizontal) menor troca térmica e menor a perda de carga. A Figura 14 apresenta duas placas chevron que apresentam diferentes ângulos de inclinação.

Figura 14 - Placa chevron



Fonte: imagem placas de trocadores de calor

As gaxetas usualmente utilizadas são de borrachas butílicas ou nitrílicas, mas uma gama de materiais compressíveis pode ser utilizadas. Devido ao material das gaxetas, há limitações

de temperatura máxima permitida (250°C) e pressões de, 2500 KPa. Há gaxetas especiais que apresentam uma resistência um pouco maior a estes limites de temperatura em pressão, mas que não são usualmente comercializadas. Existe a possibilidade das placas serem soldadas (como nos PHEs “brazados” ou “soldados”) e resistir a maiores temperaturas e pressões mas, como descrito anteriormente, este tipo de PHE apresenta desvantagens importantes relacionadas a manutenção e limpeza.

Existem dispositivos que facilitam a detecção e que impedem a mistura de fluidos em caso de vazamentos: os respiros. Para eliminar todo ar do trocador de calor é normal antes da primeira operação utilizar o trocador com água e deixar uma folga nos parafusos de aperto para o vazamento.

O emprego de placas gaxetadas aumenta a eficiência da troca de calor entre os fluidos. Esta eficiência significa compactação do dispositivo, pois é possível obter trocas térmicas equivalentes a de outros trocadores de calor utilizando menos material. Entretanto torna-se mais vulnerável a vazamentos na região gaxetada, o que limita a pressão e a temperatura de operação. As vantagens e desvantagens dos PHEs são:

(a) Vantagens:

- Grande flexibilidade: adicionando ou removendo placas é possível redimensionar o trocador para novas exigências de troca térmica;
- Facilidade de limpeza: como o trocador é desmontável, é possível limpar e higienizar eficientemente todas as partes em contato com os fluidos;
- Elevado rendimento térmico: PHEs são compactos e possuem grandes trocas térmicas;
- Bom controle de temperatura: é possível obter diferenças de temperatura de até 2°C entre as correntes de maneira precisa; a distribuição mais uniforme da temperatura, sem zonas de estagnação ou de sobreaquecimento, é uma vantagem para o processamento de produtos termosensíveis;
- Respiro nas gaxetas: impedem a mistura de fluidos no caso de vazamento, e facilita a sua detecção.

(b) Desvantagens:

- Alta perda de carga: devido à corrugação das placas e ao estreito espaço de escoamento entre elas;
- Limitação de pressão: a ampla utilização de gaxetas propicia vazamentos, por isso, pressões maiores que 2500 KPa não são toleradas.
- Limitação de temperatura: por as gaxetas serem elastoméricas, temperaturas muito altas podem danificar suas características.
- Somente aplicações líquido-líquido: os PHEs podem ser usados para operações de condensação ou evaporação em casos especiais, mas não são indicados para gases e vapores.
- Restrito a materiais não fibrosos e pouco viscosos: materiais fibrosos e viscosos podem ocasionar má distribuição de fluxo, alta perda de carga ou entupimento dos canais.
- Vazamento nas placas: como as placas são finas, erosão ou corrosão podem provocar pequenos furos de difícil localização.

Fontes: APV DO BRASIL(1977);SHAH e FOCKE(1988);HEWITT ET AL. (1993); KAKAÇ e LIU(2002); GUT(2003)

6.3 PROJETO DO TROCADOR DE CALOR TIPO PLACA

Há inúmeras possibilidades de projetar um trocador de calor a placas considerando a quantidade de canais de escoamento e arranjo dos fluidos quente e frio. Um fluido pode escoar em série, ou seja, seguir sequencialmente pelos canais exercendo vários passes no trocador, ou também pode ser em paralelo, que consiste em dividir o fluxo entre eles para realizar apenas um passe. Existem ainda diversas formas de direcionar os escoamentos série/paralelo que tornam o projeto do trocador a placas muito abrangente. Além dos variados formatos de placas e gaxetas que ampliam o número de combinações possíveis de execução de um projeto. As gaxetas são as responsáveis por este direcionamento das correntes.

6.4 CÁLCULOS DAS DIMENSÕES DO TROCADOR DE CALOR TIPO PLACA

6.4.1 Estimativa Preliminar da Área de Troca de Calor

Para iniciar o dimensionamento do projeto do trocador de calor tipo placa para a aplicação em questão, é necessário estimar a área de troca de calor. Para que seja possível determinar o modelo de placas comercializadas disponíveis a serem utilizadas.

Para a estimativa da área, usaremos a equação 26:

$$Q = U \times A \times \text{MLDT} \quad (26)$$

A taxa total de transferência de calor para as condições do projeto já foi calculada no item 5.1.

$$Q = 2.609.450 \text{ W}$$

A MLDT também já foi calculada no item 5.2

$$\text{MLDT} = 77,38$$

O coeficiente global de transferência de calor, U, preliminar, estipulado no item 5.3 é de:

$$U = 2000 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{K})$$

Com estes valores, a estimativa inicial da área de troca de calor será:

$$A = \frac{Q}{U \times \text{MLDT}} \quad (27)$$

$$A = 16,87 \text{ m}^2$$

6.4.2 Seleção de Um Modelo de Placa

Este trabalho visa o projeto de um trocador de calor tipo placa, mas com a utilização de materiais já comercializados. Por existir uma grande variedade de combinações possíveis para um projeto de PHEs, os parâmetros iniciais ou já estipulados serão a base para que o projeto atenda a realidade dos trocadores hoje disponíveis no mercado. Sendo assim, os dados convergirão a um modelo comercial já existente de trocador de calor, com as dimensões das placas, os ângulos das ranhuras, profundidade de corrugação e outras características das placas previamente determinadas.

Para ter acesso às características das placas, foram utilizados os dados dos trocadores de calor da marca Alfa Laval, uma empresa muito bem conceituada no segmento de trocadores de calor.

Nesta etapa do projeto deve-se então escolher o modelo de trocador de calor de placas mais apropriado à aplicação, analisando o tipo de fluido, a vazão destes fluidos e a área total de transferência de calor necessária.

Para trocadores de calor que operam com água tanto no lado quente quanto no lado frio, o fabricante Alfa Laval sugere o uso dos modelos da série M. A Tabela 2 apresenta uma relação dos diferentes modelos de trocadores de calor da série M:

$$m_q = 1,1666 \text{ kg/s}$$

$$m_f = 27,78 \text{ kg/s}$$

Tabela 2 – Modelos de trocadores de calor de placas série M Alfa Laval

Modelo	Vazão mássica máxima [kg/s]	Superfície máxima de transf. de calor [m²]
M3	4	3,9
M6	16	38
M10	50	90
M15	80	390
M30	650	1400

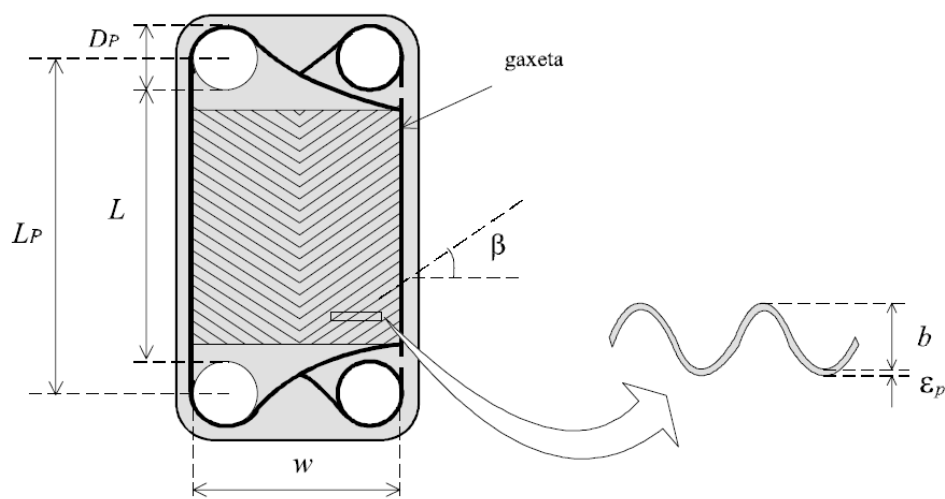
Fonte: RAFAEL FELICIO (2012)

Obedecendo a tabela, o modelo que melhor atende às necessidades do projeto é a M10 pois, por mais que a M6 tenha a superfície máxima de transferência de calor suficiente, sua vazão máxima se mostra insuficiente.

6.4.3 Dimensões da Placa Chevron M10

Na figura 15 estão demonstradas as dimensões principais para a construção de uma placa chevron:

Figura 15 – Principais dimensões de uma placa chevron



Fonte: Gut(2003)

Sendo:

L o comprimento efetivo para troca térmica (medido entre as bordas dos orifícios);

L_p o comprimento efetivo de escoamento (medido entre os centros dos orifícios);

w a largura efetiva do canal (medida entre as gaxetas);

D_p o diâmetro do orifício;

β o ângulo de inclinação das ranhuras chevron;

b a profundidade de corrugação;

ϵ_p a espessura da placa.

$$L_p = 0,719 \text{ m}$$

$$w = 0,327 \text{ m}$$

$$D_p = 0,096 \text{ m}$$

$$L = L_p - D_p = 0,623 \text{ m}$$

$$\beta = 60^\circ$$

$$b = 0,0015$$

$$\epsilon_p = 0,0005$$

6.4.4 Área Real da Placa

A área projetada de troca térmica de uma placa é calculada pelo produto de ($w \times L$). Porém, devido às ranhuras, a área real da placa, A_p , é maior que a área inicialmente estimada. Esta desigualdade é quantificada pelo fator de alargamento, ϕ , que é obtido da relação entre o comprimento desenvolvido e o comprimento projetado da placa. O valor de ϕ mais utilizado é 1,17 mas em um âmbito geral varia entre 1,15 e 1,25; normalmente o valor é fornecido pelo fabricante da placa (KAKAÇ e LIU, 2002), mas muitos fabricantes apresentam apenas o valor de A_p .

$$A_p = \phi \times w \times L \quad (28)$$

$$A_p = 1,17 \times 0,327 \times 0,623$$

$$A_p = 0,2384$$

6.4.5 Número Total de Placas

Um PHE pode ser resumido em um pacote de NP placas corrugadas, separadas por gaxetas. Os pedestais não trocam calor; por este motivo, o cálculo do número total de placas que tem área de transferência de calor utiliza a fórmula $NP - 2$. Sendo assim, pode-se calcular o número total de placas de um trocador de calor como segue:

$$Np = \frac{At}{A_p} + 2 \quad (29)$$

Onde At é a área total estimada de transferência de calor necessária e A_p é a área de transferência de cada placa. O PHE em discussão:

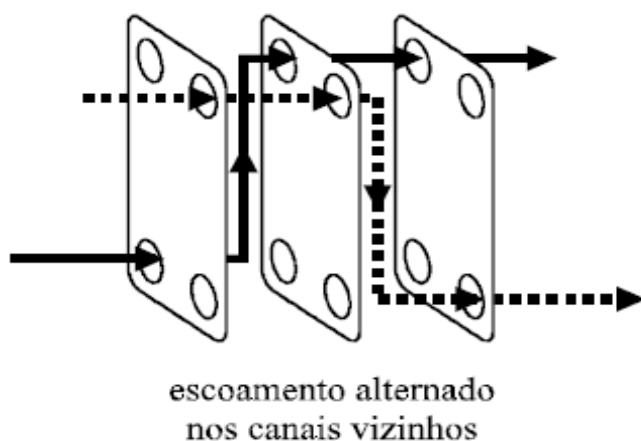
$$Np = \frac{16,87}{0,2384} + 2$$

$$Np = 73$$

6.4.6 Número de Canais

O número de canais deste projeto, que apresenta escoamento alternado entre os canais (Figura 16) é simplesmente formulado como $N_p - 1$, uma vez que todas as placas tem um canal que as ligam às placas vizinhas.

Figura 16 – Escoamento alternado nos canais



Fonte: Gut(2003)

O número de canais de escoamento é:

$$N_c = N_p - 1 \quad (30)$$

$$N_c = 72$$

6.4.7 Diâmetro Equivalente do Canal

O diâmetro equivale ao diâmetro hidráulico do canal, formulado como o quádruplo da razão entre a área de escoamento, A_e , sobre o perímetro molhado, P_w (GUT, 2003).

$$De = \frac{4 \times A_e}{P_w} = \frac{4 \times b \times w}{2(b + w \times \phi)} \cong \frac{2 \times b}{\phi} \quad (31)$$

$$De = \frac{2 \times 0,0015}{1,17}$$

$$De = 0,000855 \text{ m}$$

6.5 PERDAS DE CARGA NO TROCADOR DE CALOR TIPO PLACA

Existem três motivos principais responsáveis pela perda de carga do escoamento segundo GUT, 2003; a perda de carga por atrito no escoamento dentro dos canais corrugados, a perda de carga no escoamento nos dutos e a variação de pressão por mudança de sentido pelo fato de o fluido ir contra a gravidade. A equação 32, fornecida por GUT, 2003 representa a soma destas perdas de carga.

$$\Delta P = \frac{1,5 \cdot Gp^2 \cdot np}{2 \cdot \rho} + \frac{4 \cdot f \cdot Lp \cdot G^2}{2 \cdot De} \cdot \left(\frac{1}{\rho}\right) + (\rho \cdot g \cdot Lp) \quad (32)$$

O primeiro termo do lado direito da equação é referente à perda de carga nos dutos e orifícios, onde Gp é o fluxo mássico no orifício e np é o número de passes do trocador de calor, que nesse projeto consideraremos igual a 1. O segundo termo é referente à perda de carga por atrito, onde f é o fator de atrito de Fanning, LP é o comprimento efetivo de escoamento no canal e G é o fluxo mássico do escoamento. O terceiro termo representa a perda de carga devido à variação de pressão do fluido, onde g é a aceleração da gravidade.

A fórmula do fluxo mássico no orifício é:

$$Gp = \frac{4 \times \dot{m}}{\pi \times Dp^2} \quad (33)$$

A fórmula do fluxo mássico do escoamento para trocadores de calor de placas é:

$$G = \frac{\dot{m}}{Np \times w \times b} \quad (34)$$

O fator de atrito de Fanning, f , é calculado a partir de correlações como a da equação 35, com três parâmetros empíricos $\alpha_4, \alpha_5, \alpha_6$ fornecidos por GUT, 2003, a partir de experimentos variando a inclinação das ranhuras, β , da placa chevron. No caso de regime

turbulento, $\alpha_4 = 0$, e no caso de regime laminar, considera-se que $\alpha_6 = 1$. Na Tabela 3 são apresentados os valores típicos destes parâmetros para placas chevron com ângulo de inclinação das ranhuras β .

$$f = a_4 + \frac{a_5}{Re^{a_6}} \quad (35)$$

Onde Reynolds é o fluxo mássico multiplicado pelo diâmetro hidráulico, produzidos pelo espaçamento entre as placas, ambos divididos pela viscosidade cinemática, conforme equação 36:

$$Re = \frac{G \times De}{\mu} \quad (36)$$

Tabela 3 – Parâmetros para fator de atrito em trocadores de calor com placas chevron

β	Re	a_5	a_6
$\leq 30^\circ$	< 10	50	1
	$10 - 100$	19,40	0,589
	> 100	2,990	0,183
45°	< 15	47	1
	$15 - 300$	18,29	0,652
	> 300	1,441	0,206
50°	< 20	34	1
	$20 - 300$	11,25	0,631
	> 300	0,772	0,161
60°	< 40	24	1
	$40 - 400$	3,24	0,457
	> 400	0,760	0,215
$\geq 65^\circ$	< 50	24	1
	$50 - 500$	2,80	0,451
	> 500	0,639	0,213

Fonte: Gut (2003)

Calculando-se então para os fluidos no trocador de calor:

(a) Para o lado quente:

$$G = \frac{1,1666}{73 \times 0,0015 \times 0,327} = 32,69 \frac{kg}{m^2.s}$$

$$Gp = \frac{4 \times 1,166}{\pi \times 0,096^2} = 161,25 \frac{kg}{m^2 \cdot s}$$

$$Re = \frac{32,69 \times 0,00085}{0,00014} = 199,6$$

Utilizando a Tabela 3 para o cálculo do fator de atrito de Fanning, com $\beta = 60^\circ$ e $Re = 199,6$, tem-se:

$$\alpha_5 = 3,24$$

$$\alpha_6 = 0,457$$

$$f = \frac{3,24}{199,6^{0,457}}$$

$$f = 0,2880$$

E a perda de carga total do fluido quente será:

$$\Delta P_{quente} = 4,26 \text{ KPa}$$

(b) Para o lado frio:

$$G = \frac{27,78}{73 \times 0,0015 \times 0,327} = 778,54 \frac{kg}{m^2 \cdot s}$$

$$Gp = \frac{4 \times 27,78}{\pi \times 0,096^2} = 3839,9 \frac{kg}{m^2 \cdot s}$$

$$Re = \frac{778,54 \times 0,000855}{0,0002654} = 2515,78$$

Utilizando a Tabela 3 para o cálculo do fator de atrito de Fanning, com $\beta = 60^\circ$ e $Re = 2515,78$, tem-se:

$$\alpha_5 = 0,76$$

$$\alpha_6 = 0,215$$

$$f = \frac{0,76}{2515,78^{0,215}}$$

$$f = 0,1411$$

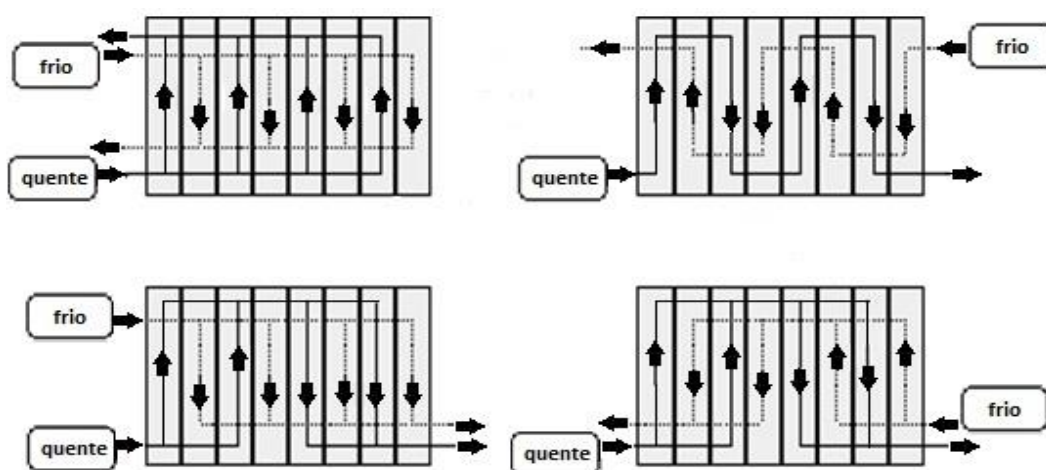
E a perda de carga total do fluido frio será:

$$\Delta P_{frio} = 171,5 \text{ KPa}$$

6.5.1 Regime de Fluxo

Existem múltiplas possibilidades de disposição dos fluxos quente e frio pelos canais do PHE. A Figura 17 mostra quatro tipos de configurações possíveis para um PHE com 8 canais. O escoamento em um único sentido é denominado “passe”. Cada vez que ocorre uma inversão de sentido, muda-se de passe.

Figura 17 - Exemplos de passes possíveis



Fonte: Gut(2003)

Segundo SAUNDERS,1989, o arranjo de passes mais utilizado é paralelo tipo U pois é um arranjo de alta eficiência térmica devido ao escoamento contracorrente nos canais em que todas as conexões de tubulação localizam-se na placa fixa, deixando a placa móvel livre.

A diferença mais relevante entre os tipos de arranjo é a distribuição de temperatura ao longo dos fluxos do trocador de calor, que atua diretamente na transferência de calor do PHE.

Quanto maior o número de passes, maior é a troca de calor produzida pelo equipamento, porém, a inversão de sentido gera uma maior perda de carga. Segundo Araujo (2002), a perda de carga tolerada para um trocador de calor deste porte é de 172 KPa. Portanto, para estas condições de projeto a quantidade de passes utilizada é 1.

6.6 TROCA TÉRMICA DO PROJETO

O número de Nusselt, Nu , em PHEs foi formulado com o uso de quatro parâmetros empíricos: a_1 , a_2 , a_3 e a_4 (GUT, 2003).

$$Nu = a_1 \times Re^{a_2} \times Pr^{a_3} \times \left(\frac{\mu_m}{\mu_w} \right)^{a_4} \quad (37)$$

Os parâmetros empíricos dependem do tipo de placa usada e dos limites de operação (Re e Pr). Para este tipo de placa, considera-se que o coeficiente do número de Prandtl é $a_3 = 1/3$ e despreza-se o fator de correção para viscosidade na parede ($\mu_m/\mu_w = 1$) para regime turbulento (GUT, 2003). Esta simplificação deixa a equação 37 com apenas dois parâmetros empíricos. Na Tabela 4 são apresentados valores típicos destes parâmetros para placas com corrugação chevron.

Tabela 4 - Parâmetros para cálculo de Nusselt em trocadores de calor com placas chevron

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

Fonte: Gut(2003)

Os parâmetros adimensionais Nusselt (Nu) e Prandtl (Pr) são definidos pelas equações 38 e 39, respectivamente.

$$Nu = \frac{h \times De}{k} \quad (38)$$

$$Pr = \frac{Cp \times \mu}{k} \quad (39)$$

Utilizando as fórmulas para os lados quente e frio, é possível obter o coeficiente de película de cada fluido.

(a) Para o lado quente:

Utilizando a Tabela 4 para o cálculo do fator de atrito de Fanning, com $\beta = 60^\circ$ e $Re = 199,6$ temos então:

$$\alpha_1 = 0,306$$

$$\alpha_2 = 0,529$$

Calculando então o coeficiente de película gerado pelo fluido quente no trocador de calor:

$$Pr = \frac{3135 \times 0,00014}{0,34}$$

$$Pr = 1,254$$

$$Nu = 0,306 \times 199,6^{0,529} \times 1,254^{0,333}$$

$$Nu = 5,43$$

$$h = \frac{5,43 \times 0,34}{0,000855}$$

$$h_q = 2225,83 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

(b) Para o lado frio:

Utilizando a Tabela 4 para o cálculo do fator de atrito de Fanning, com $\beta = 60^\circ$ e $Re = 2515,78$ temos então:

$$\alpha_1 = 0,108$$

$$\alpha_2 = 0,703$$

Calculando então o coeficiente de película gerado pelo fluido frio no trocador de calor:

$$Pr = \frac{4270 \times 0,0002645}{0,677}$$

$$Pr = 1,668$$

$$Nu = 0,108 \times 2515,78^{0,703} \times 1,668^{0,333}$$

$$Nu = 31,48$$

$$h = \frac{31,48 \times 0,677}{0,000855}$$

$$h_f = 24939,34 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

6.6.1 Coeficiente Global de Transferência de Calor Calculado

Ao realizar o cálculo do coeficiente global de transferência de calor de trocadores de calor, é necessário prever as possíveis incrustações que ocorreram no trocador, depois de algum tempo de operação, e que certamente influenciarão na transferência de calor entre os fluidos, pois representarão uma resistência térmica à troca de calor. Para uma estimativa do valor, serão usados alguns fatores de fuligem típicos (Tabela 5)

Tabela 5 – Resistência de incrustação recomendada para trocadores de calor de placas

TABELA 11.1 Fatores de Incrustação Representativos [1]	
Fluido	R''_i (m² · K/W)
Água do mar e água de alimentação de caldeira tratada (abaixo de 50°C)	0,0001
Água do mar e água de alimentação de caldeira tratada (acima de 50°C)	0,0002
Água de rio (acima de 50°C)	0,0002-0,001
Óleo combustível	0,0009
Líquidos refrigerantes	0,0002
Vapor d'água (isento de óleo)	0,0001

Fonte: Incropera(2008)

Utilizando-se agora da equação 24, já com suas devidas considerações, o cálculo para coeficiente global de transferência de calor para o trocador selecionado:

$$U_D = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_i}\right) + \left(\frac{1}{h_e}\right) + R_d}$$

$$U_D = \frac{1}{\left(\frac{1}{2225,83}\right) + \left(\frac{1}{24939,34}\right) + 0,00002 + 0,00002}$$

$$U_D = 2002,53 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

6.6.2 Carga Térmica do Trocador de Calor Calculado

Retornando à fórmula final de transferência de energia:

$$q = U_D \times A \times MLDT$$

$$q = 2002,53 \times 17,34 \times 77,38$$

$$q = 2.686.811 \text{ Watts}$$

7 TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO

Para assegurar a maior efetividade do trocador de calor tipo placa será feita uma comparação quantitativa com o trocador casco e tubo. Os parâmetros de entrada e de saída são mantidos e conseqüentemente algumas propriedades, como:

$$q_f = 2.609.653,2 \text{ Watts}$$

$$MLDT = 77,38$$

$$U = 2.000 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Pelo o fato de o trocador de calor tipo casco e tubo ser menos eficiente que o trocador de calor tipo placa, ele necessita de uma maior área de troca térmica para promover a mesma troca térmica. Com o uso de softwares, pelo método de tentativa e erro foi encontrada a área necessária para a troca térmica de 2.609.653,2 W conforme o arranjo, o número de passes e o tipo de tubos escolhido para o projeto. Por isso, no tópico 7.2.7 ,onde o número de tubos é convertido para valores tabelados (referencias de construções mais adequadas para trocador de calor casco e tubo) o número de tubos é aumentado.

7.1 BALANÇO DE ENERGIA

Apesar de o valor q_f (Q) ser o mesmo para ambos os trocadores de calor a fórmula para trocadores de calor casco e tubo possui o fator de correção F.

$$Q = U \times A \times MLDT \times F \quad (40)$$

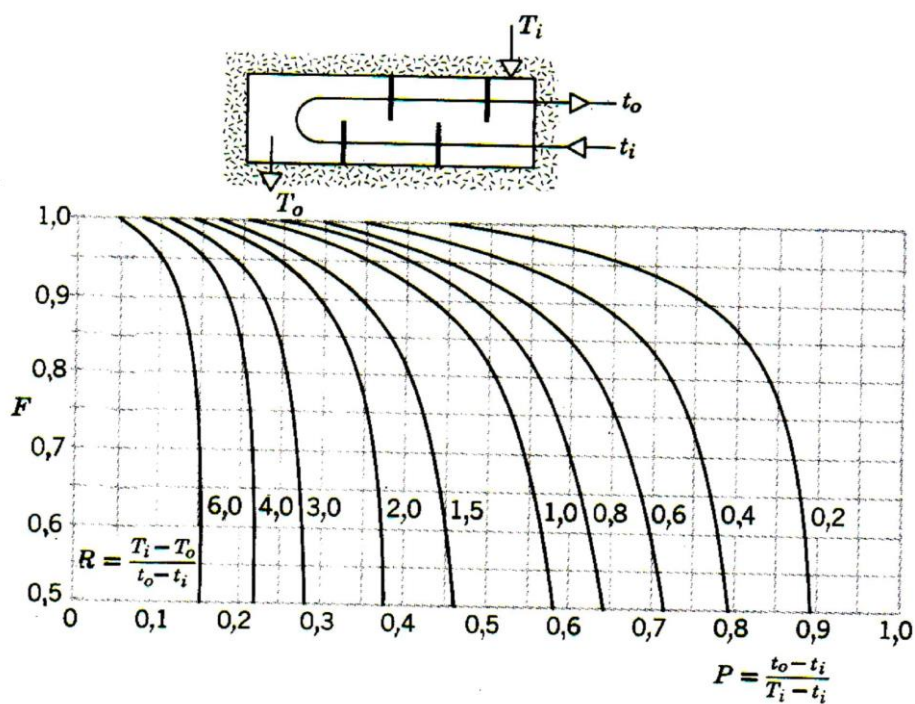
Fator de correção (F):

Quando houver, por exemplo, duas passagens no tubo, uma delas estará em paralelo com o fluido do casco, enquanto a outra estará em contracorrente, ou seja, ao contrário do que ocorre em trocadores de casco e tubo com um único passe, não há operação em paralelo ou em contracorrente e sim uma combinação destas. Então a MLDT apresentará valor inferior ao obtido em contracorrente pura, pois uma das passagens está em paralelo com o casco. Pode-se observar na determinação das MLDT, que a operação em paralelo fornece MLDT menor que a operação em contracorrente. Para corrigir o valor das MLDT, aplica-se então um fator de

correção F. Este fator de correção pode ser determinado graficamente, conforme as Figuras 18 a 21.

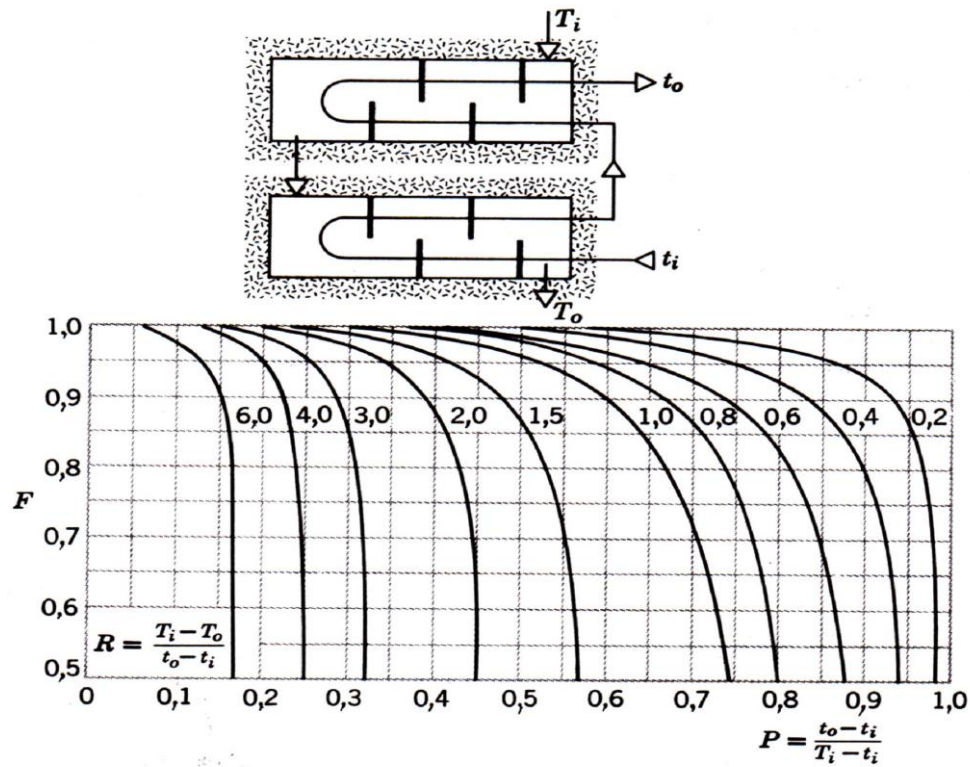
Porém, se a variação de temperatura de um fluido for desprezível, caso um dos fluidos experimente uma mudança de fase, ou seja, P ou R igual a zero, F será igual a 1. Esse é o caso do trocador de calor casco e tubo projetado neste trabalho. Portanto para este projeto F é igual a 1.

Figura 18 - Fator de correção para um trocador de casco tubo com um casco e um número de passes, múltiplos de dois, nos tubos (dois, quatro etc. passes por tubo)



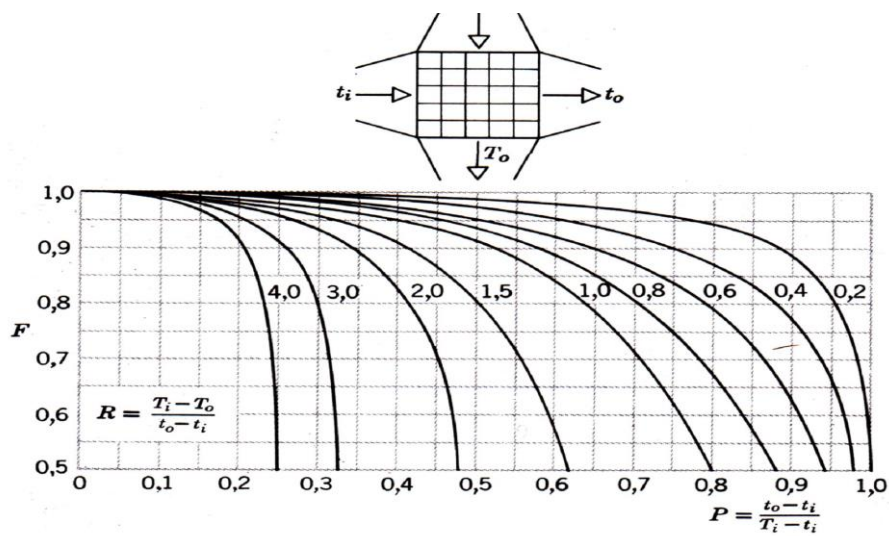
Fonte: INCROPERA (2008)

Figura 19 - Fator de correção para um trocador casco e tubo com dois passes no casco e um número de passes múltiplo de quatro tubos (quatro, oito etc. passes por tubo).



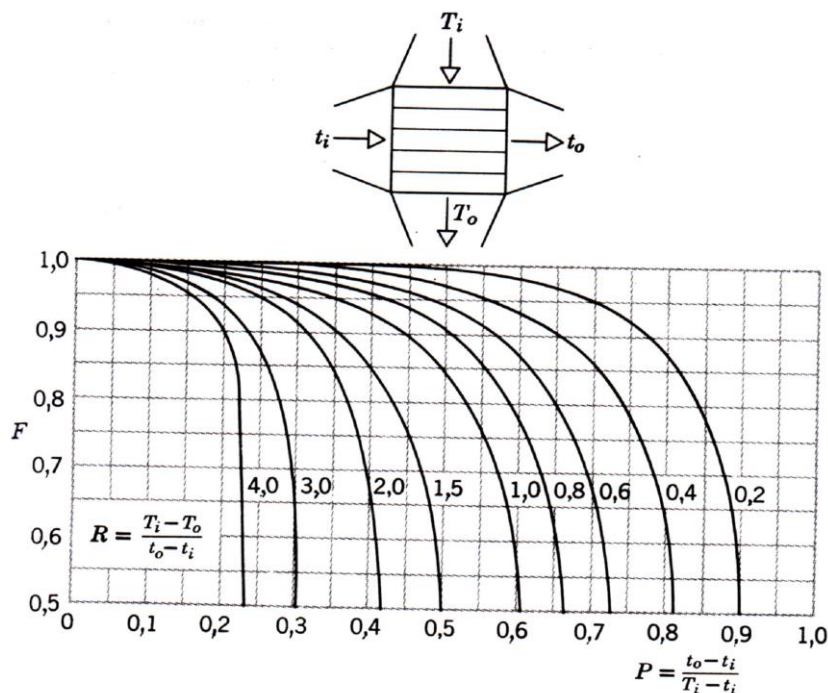
Fonte: Incropera(2008)

Figura 20 - Fator de correção para um trocador de calor de passe único com correntes cruzadas e os dois fluidos não-misturados.



Fonte: Incropera (2008)

Figura 21 - Fator de correção para um trocador de calor de passe único com correntes cruzadas e um fluido misturado e outro não-misturado.



Fonte: Incropera(2008)

7.2 CÁLCULOS DAS DIMENSÕES DO TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO

7.2.1 Estimativa Preliminar da Área de Troca de Calor

Isolando a área de troca térmica (A) na fórmula do balanço de energia, obtém-se a estimativa preliminar da área de troca térmica. Como para este projeto F é igual a 1, esta área preliminar é idêntica à do trocador de calor tipo placa.

$$A = \frac{Q}{U \times MLDT \times F} = \frac{2.609.450}{2000 \times 77,38 \times 1}$$

$$A = 16,87 \text{ m}^2$$

7.2.2 Comprimento Máximo do Trocador de Calor

É mais barato construir trocadores de calor com tubos mais longos possíveis e cascos com menor diâmetro (KERN, 1980), porém, o fator limitante do comprimento do trocador é o espaço disponível para a instalação do mesmo. Logo, o comprimento máximo possível do trocador de calor casco e tubo deve ser uma condição inicial do projeto.

É importante observar que em trocadores casco e tubo, o comprimento disponível no local de instalação deve ser o dobro do comprimento do trocador de calor (TRANTER, 1999), pois o feixe de tubo deve ter disponibilidade de ser retirado do casco para manutenção e limpeza.

Considera-se neste projeto o comprimento máximo disponível do local de instalação de 6 metros; conseqüentemente, o comprimento máximo que o trocador de calor poderá ter é de 3 metros. Portanto, o comprimento dos tubos usado neste projeto será de 3 metros.

7.2.3 Diâmetro do tubo

A seleção do diâmetro do tubo depende da natureza de incrustação do fluido, do espaço disponível e do custo (ARAÚJO, 2002). Trocadores de calor com tubos de diâmetros muito pequenos e pequeno espaçamento entre eles serão mais compactos, porém, pode-se ter problemas com incrustações e dificuldades em removê-las e, também, perda de carga muito elevada. Por outro lado, trocadores de calor com diâmetros de tubo muito grandes podem ter troca térmica ineficiente, obrigando a construção de trocadores maiores e conseqüentemente mais caros.

Os diâmetros de tubos mais utilizados, segundo ARAÚJO (2002), para situações nas quais o fluido do lado do tubo não é muito viscoso e nem tem uma incrustação muito elevada, são de $\frac{3}{4}$ " (19,05 mm) e 1" (25,4 mm). Fluidos com alta viscosidade, como óleos pesados, podem exigir tubos de até 2" (50,8 mm).

Recomenda-se que, se o fator de incrustação do fluido no lado do tubo for menor que 0,00053 ($\text{m}^2\cdot\text{K}/\text{W}$), utiliza-se tubos com diâmetro externo de $\frac{3}{4}$ " (ARAÚJO, 2002). Os fluidos utilizados neste projeto apresentam um fator de incrustação de 0,000088 ($\text{m}^2\cdot\text{K}/\text{W}$) (Água desmineralizada), conforme informa a Tabela 6:

Tabela 6 – Fator de incrustação para trocadores de calor casco e tubo

Temperatura da água	Até 50 °C		Mais de 50 °C	
Velocidade da água (m/s)	0,9 ou menos	mais de 0,9	0,9 ou menos	mais de 0,9
Água do mar	0,000088	0,000088	0,000176	0,000176
Água salobra	0,000352	0,000176	0,000528	0,000352
Torre de resfriamento				
Água tratada	0,000176	0,000176	0,000352	0,000352
Água não tratada	0,000528	0,000528	0,000881	0,000705
Água de rio				
Limpo	0,000352	0,000176	0,000528	0,000352
Média	0,000528	0,000352	0,000705	0,000528
Lamacento	0,000528	0,000352	0,000705	0,000528
Sujo	0,000528	0,000528	0,000881	0,000881
Água desmineralizada	0,000088	0,000088	0,000088	0,000088

Fonte: Kakaç(2002)

Quanto à espessura da parede dos tubos, ARAÚJO (2002) apresenta as seguintes considerações:

- A espessura da parede deve ser capaz de resistir à pressão interna e à externa separadamente ou à máxima pressão diferencial através da parede.
- Em alguns casos, a pressão não é o fator determinante, devendo-se considerar uma adequada margem para a corrosão, resistência à vibração ocasionada pelo escoamento no casco, padronização quanto à estocagem de partes sobressalentes e custos.
- As espessuras da parede dos tubos são definidas pela escala de fio Birmingham, a qual normalmente é designada pela escala ou símbolo BWG (KERN, 1980). Uma tabela com as dimensões de tubos comerciais e seus respectivos BWG encontra-se no anexo 1 deste trabalho.

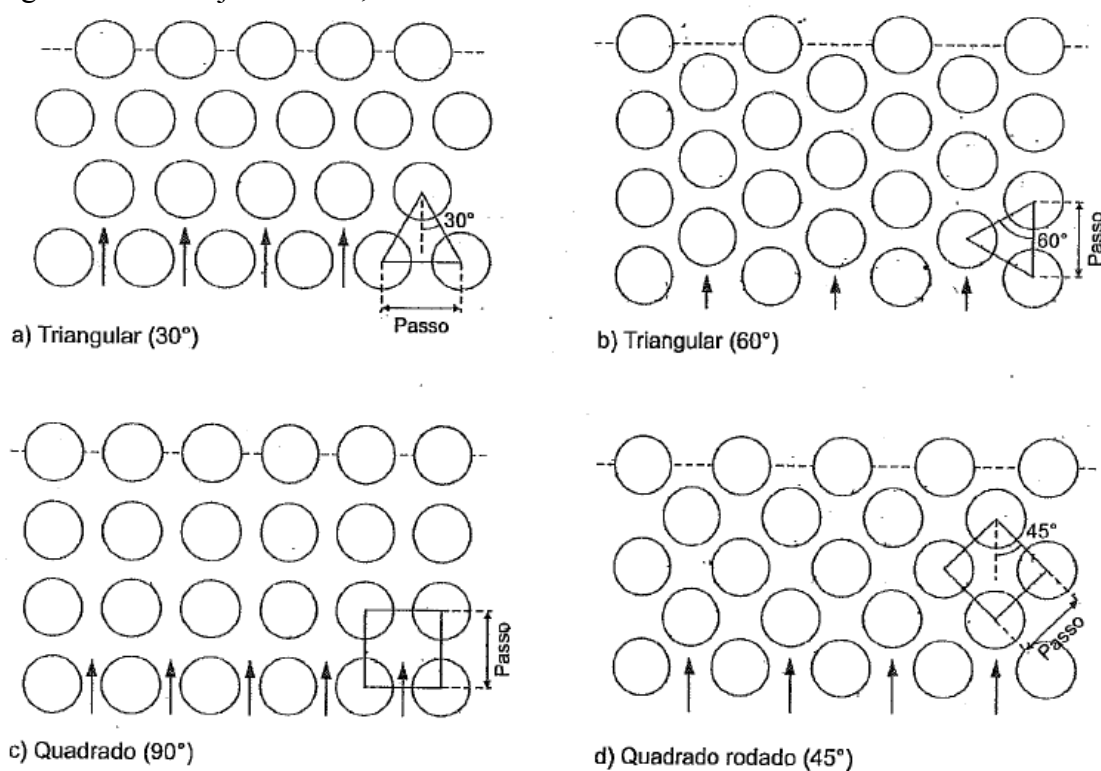
Para este dimensionamento, baseado nas informações acima, será escolhido o tubo de diâmetro externo de 3/4” BWG 13, com diâmetro interno de 0,56” que equivale a 14,224 mm.

7.2.4 Disposição dos tubos

A norma TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) quatro tipos de configurações para a disposição dos tubos em um trocador de calor de casco e tubo, são elas arranjos triangular 30°, triangular 60°, quadrado 90° e quadrado 45°. Estes arranjos podem ser observados na figura 22.

A distancia entre centros de tubos adjacentes é denominada arranjo ou passo, PT (pitch). A diferença entre o passo e o diâmetro externo do tubo é a abertura, C.

Figura 22 - Arranjo de tubos, conforme norma TEMA



Fonte: Araújo(2002)

Deve-se, sempre que possível, utilizar arranjos triangulares (ARAÚJO, 2002), pois fornecem trocadores mais compactos que os arranjos quadrados. Em situações onde há muita incrustação no lado do casco, deve-se preferir os arranjos quadrados, pois os triangulares por fornecerem arranjos mais compactos dificultam a limpeza.

Normalmente, o passo (pitch) está entre 1,25 e 1,5 vezes o diâmetro externo do tubo, exceto quando se tem fluidos limpos, que praticamente não incrustam (ARAÚJO, 2002). Neste caso, o passo pode ser reduzido para até 1,2 vezes o diâmetro externo. Para maior

facilidade ao manuseio de tabelas o valor utilizado do passo PT neste trabalho é de 1” (1,33 vezes maior que o diâmetro externo)

Os tubos não podem ficar muito próximos um do outro para não enfraquecer os espelhos, e também não podem ficar muito longes para não prejudicar a troca térmica. Por este motivo, as distâncias dos tubos são padronizadas e o número de tubos que é possível alocar em determinado diâmetro de casco depende do diâmetro externo do tubo, do tipo e do valor do passo e do número de passagens no lado do tubo. Uma tabela com estas relações é fornecida no anexo 2.

7.2.5 Cálculo do Número de Tubos:

Com a área de troca de calor A , o comprimento máximo do trocador de calor de casco e tubo e o diâmetro dos tubos, já adotados, pode-se agora calcular o número de tubos do feixe do trocador casco e tubo, necessário para atingir a área de troca de calor determinada.

$$N_t = \frac{A}{\pi \times d_e \times l}$$

Sendo:

A = área total de troca de calor em metro

d_e = diâmetro externo dos tubos em metro

l = Comprimento dos tubos do trocador de calor em metro

Portanto:

$$N_t = 94 \text{ tubos}$$

7.2.6 Número de Passes dos Tubos

O uso de passes múltiplos no casco resulta em uma diminuição do total de número de tubos percorridos pelos fluidos, aumentando a velocidade do fluido no interior do tubo, que consequentemente resulta em um aumento do coeficiente de transferência de calor h , do coeficiente global de transferência de calor U e redução da incrustação. Porém, com este aumento de velocidade, aumenta-se também a perda de carga do fluido no tubo; portanto, o

número de passes deve ser o maior possível para aumentar a transferência de calor, porém não podendo ultrapassar os limites de perda de carga.

Para determinar o número de passes necessários do fluido no tubo, deve-se calcular então a perda de carga em função do número de passes.

Para o cálculo da perda de carga no interior de um tubo do trocador de calor tipo casco e tubo, deve-se utilizar as equações abaixo:

Sendo:

ΔP = Perda de carga total nos tubos em KPa

f = fator de atrito de Fanning

N_p = número de passes no tubo

d_i = diâmetro interno do tubo em metro

l = Comprimento do tubo em metros

ρ = massa específica da água no interior do tubo em kg/m³

v_m = velocidade média do fluxo em m/s

Re = número de Reynold

A_{tr} = soma da área da seção transversal de todos os tubos em m²

$\dot{m}$ = vazão em kg/s

$$A_{tr} = \frac{\pi \cdot d_i^2 \cdot N_t}{N_p} \quad (42)$$

$$v_m = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A_{tr}} \quad (43)$$

$$Re = \frac{\rho \cdot v_m \cdot d_i}{\mu} \quad (44)$$

$$f = [1,58 \cdot \ln(Re) - 3,28]^{-2} \quad (45)$$

$$\Delta P = \left(4 \cdot f \cdot l \cdot \frac{N_p}{d_i} + 4 \cdot N_p \right) \cdot \rho \cdot \frac{v_m^2}{2} \cdot 10^{-5} \quad (46)$$

Tabela 7. Relaciona a perda de carga em KPa por número de passes nos tubos de acordo com os cálculos

Número de passes no tubo	Perda de carga [KPa]
1	0,8036484
2	8,2103831
3	26,1094366
4	59,4931037
5	112,856352
6	190,5914868
7	297,0140493
8	436,3787955

Fonte: produção do próprio autor

Segundo ARAÚJO (2002), a perda de carga típica em trocadores de calor trabalhando com líquidos deve ser de no máximo, 172 KPa, a mesma para trocadores de calor tipo placa. Como a tabela de referência mais adequada utiliza apenas números pares de passe, a quantidade de passes utilizada é 4, uma vez que para 6 passes a perda de carga é de 190 KPa.

7.2.7 Seleção do Número de Tubos e Diâmetro do Casco Segundo a Tabela de Referência de Construção

Nesta etapa, escolhe-se o número de tubos e o diâmetro do casco que comportará este feixe de tubos, baseado em tabelas de referência de fabricação, que é fornecida por Hewitt (2008), e está disponível no anexo 2 deste trabalho.

Com os dados da tabela no anexo 2, utilizando o Excel, pelo método de tentativa e erro, encontra-se que o número de tubos e o diâmetro necessário para que o trocador de calor casco e tubo atenda a troca de calor necessária e a perda de carga em já calculada:

Referência de construção mais adequada segundo anexo 2:

$N_t = 330$ tubos

Diâmetro do casco = 0,54

Nova área de transferência de calor = 56,68 m²

Neste ponto do projeto, conclui-se a etapa de seleção do trocador de calor. Agora se deve analisar se este trocador de calor definido é capaz de atender às solicitações térmicas e hidráulicas (perda de carga) do projeto. Seguindo o fluxograma de projeto, Figura 7, conclui-se a etapa de seleção do conjunto de parâmetros do trocador de calor e deve-se iniciar a etapa de análise e avaliação da transferência de calor e perda de carga do trocador. Caso este trocador de calor selecionado atenda as necessidades do processo, o projeto estará concluído e o trocador de calor especificado, porém, se a transferência de calor ou a perda de carga não atenderem às necessidades, deve-se selecionar um novo número de tubos e diâmetros do casco para teste, segundo a referência de fabricação, e testar novamente. Estas iterações devem ser realizadas até que se obtenha o trocador de calor adequado às condições iniciais do projeto, ou seja, às necessidades do processo.

7.3 VERIFICAÇÃO TÉRMICA DO TROCADOR DE CALOR

7.3.1 Análise do Coeficiente de Transferência de Calor nos Tubos

Os cálculos de transferência de calor no lado do tubo são simples. O cálculo do coeficiente de transferência de calor é realizado utilizando correlações disponíveis para convecção forçada no interior de tubos.

Como o número de tubos foi alterado de acordo com a tabela de referência de construção de trocadores de calor de casco e tubo, deve-se recalcular os parâmetros abaixo:

$$A_{tr} = \frac{\pi \cdot d_i^2 \cdot N_t}{N_p}$$

$$A_{tr} = 0.015601 \text{ m}^2$$

$$v_m = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A_{tr}}$$

$$v_m = 1,89 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot v_m \cdot d_i}{\mu}$$

$$Re = 95759$$

$$f = [1,58 \cdot \ln(Re) - 3,28]^{-2}$$

$$f = 0,00454$$

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{2}\right) (Re - 1.000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \times (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (47)$$

$$Nu = 13.705,2$$

A partir do número de Nusselt, podemos então determinar o coeficiente de transferência de calor dentro dos tubos (h_i):

$$h_i = \frac{Nu \cdot K}{d_i} \quad (48)$$

$$h_i = 13.705 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

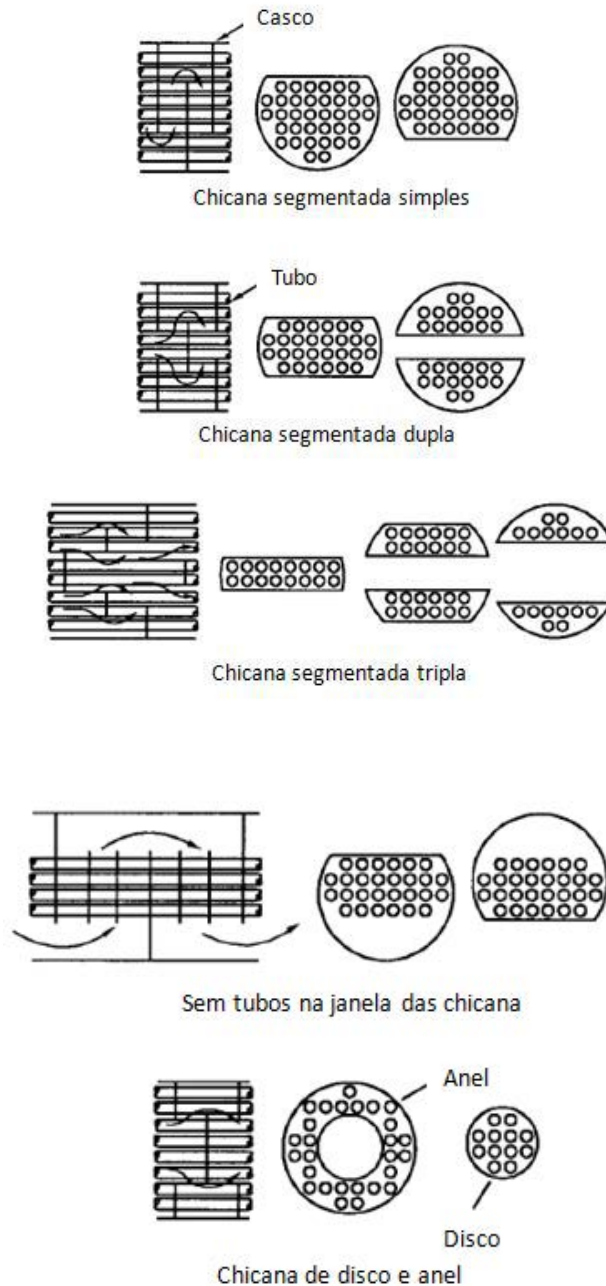
7.3.2 Análise do Coeficiente de Transferência de Calor no Casco

O coeficiente de transferência de calor do lado de fora dos tubos é conhecido como coeficiente de transferência de calor do casco. Quando o casco emprega chicanas, o coeficiente de transferência de calor do lado do casco é aumentado se comparado com casco sem chicanas.

As chicanas têm duas funções em um trocador de calor de casco e tubo: uma é suportar o feixe de tubos, evitando vibrações e possíveis curvaturas; a outra é desviar o fluxo, direcionando-o, de maneira a se obter um maior coeficiente de transferência de calor e evitar regiões mortas, onde a velocidade do fluxo é zero.

A Figura 23 apresenta alguns tipos de chicanas.

Figura 23 - Tipos de chicanas



Fonte: Shah(2003)

Caso o casco não apresente chicanas, o cálculo do coeficiente de transferência de calor é o mesmo para fluidos escoando no interior de tubos.

KAKAÇ (2002) apresenta a seguinte correlação, equação 49, sugerida por MCADAMS para o cálculo do coeficiente de transferência de calor:

$$\left(\frac{h_o \times De}{k}\right) = 0,36 \left(\frac{De \times Gs}{\mu}\right)^{0.55} \times \left(\frac{Cp \times \mu}{k}\right)^{1/3} \quad (49)$$

h_o é o coeficiente de transferência de calor no lado do casco, De o diâmetro equivalente no lado do casco e G_s a vazão mássica por unidade de área no casco.

$$Re = \frac{De \times G_s}{\mu} \quad (50)$$

$$G_s = \frac{\dot{m}}{A_s} \quad (51)$$

$$De = \frac{4 \left(\frac{Pt^2 \times \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi \times d_e^2}{8} \right)}{\frac{\pi \times d_o}{2}} \quad (52)$$

$$A_s = \frac{D_s \cdot B \cdot C}{Pt} \quad (53)$$

Sendo C a distância entre as paredes de tubos adjacentes, podendo ser calculada subtraindo o diâmetro externo do tubo, d_e , do passe, PT . B é o espaçamento entre as chicanas. O espaçamento ideal entre chicanas é de 0,4 a 0,6 vezes o diâmetro do casco, segundo KAKAÇ, 2002. Será adotado neste projeto espaçamento de 0,5 vezes o diâmetro do casco.

$$C = PT - d_e \quad (54)$$

$$B = 0,5 D_s \quad (55)$$

Portanto:

$$De = 0,018292$$

$$C = 0,00635$$

$$B = 0,27$$

$$A_s = 0,03645$$

$$G_s = 32$$

$$Re = 4181,8$$

$$h_o = 714,26$$

7.3.3 Coeficiente Global de Transferência de Calor do Trocador de Calor Casco e Tubo Projetado

Ao realizar o cálculo do coeficiente global de transferência de calor de trocadores de calor, devemos prever as possíveis incrustações que ocorrerão no trocador, depois de algum tempo de operação, e que certamente influenciarão na transferência de calor entre os fluidos, pois representarão uma resistência térmica à troca de calor.

A resistência térmica adicional, provocada pelas incrustações, aparece no denominador da Equação 24. Esta resistência adicional é denominada fator de fuligem e pode ser simbolizada por R_d . A Tabela 6 descrita no tópico Diâmetro dos tubos (7.2.3) fornece os fatores de fuligem associados à água que é de $0,000088 \text{ (m}^2\cdot\text{K)/W}$ por ambos serem provenientes de água desmineralizada.

Assim:

$$U_D = 597,72 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$$

Observe a diferença para o trocador de calor tipo placa. Por possuir um coeficiente global de troca de calor menor, a área de troca de calor precisa ser maior para equilibrar o balanço de energia.

7.3.4 Carga Térmica do Trocador de Calor Casco e Tubo Calculada

Nesta etapa, deve-se calcular a taxa total de transferência de calor para o trocador selecionado utilizando a área real, o coeficiente global de troca térmica calculado, o MLDT e o fator de correção.

$$Q = 2.621.519 \text{ Watts}$$

8 VIABILIDADE DO PROJETO

Em um estudo de viabilidade econômica e financeira, a avaliação da aplicabilidade do negócio e obtenção de uma projeção do comportamento do sistema pós-instalação são as principais seguranças que um investidor necessita para aderir a um projeto.

A análise de viabilidade econômica e financeira se faz importante devido ao fato de ela medir se um investimento trará retorno ou não para o investidor. Com isso, o investidor consegue eliminar projetos em que não compensa investir e direcionar seu esforço e dinheiro para projetos mais promissores, especialmente quando é necessário decidir entre dois ou mais projetos e se tem dinheiro para investir em apenas um.

No caso deste projeto, muitos valores foram cedidos por uma empresa do setor químico:

Custo do vapor com condensado descartado: R\$220,00/ton

Os valores alteram de projeto para projeto pois, para obter o custo da produção de vapor muitos fatores são levados em conta. Neste projeto, os valores variáveis são responsáveis por R\$135,00/ton (divididos aproximadamente em R\$117,25/ton em combustíveis para a caldeira e R\$17,75/ton em gastos com desmineralização da água) dos R\$220,00/ton dos custos do sistema inicial.

(a) Economia de combustível que alimenta a caldeira.

No sistema inicial a água chega a caldeira com 25°C. No sistema projetado esta água chega a caldeira a 90°C. A cada acréscimo de 5°C na temperatura de entrada da água que chega a caldeira há uma economia de 1% dos custos com combustíveis.

Em cálculos:

$$90 - 25 = 65$$

$$65/5 = 13 \text{ (portanto economia de 13\%)}$$

$$R\$117,25 \times (1 - 0,13) = R\$102,00$$

(b) O preço para desmineralização da água utilizada no sistema:

Como o sistema projetado é um ciclo fechado, ou seja, não necessita de reposição de água desmineralizada, considera-se que não há gastos com as desmineralização. Portanto, analisando este fator de custos a economia gerada é de R\$17,75/ton.

Custo do vapor com recuperação condensado descartado (R\$85,00/ton + R\$102/ton):
R\$187,00/ton

Orçamento do trocador de calor tipo placa: R\$50.000,00 já incluso a mão de obra para instalação. Manutenção: estipulada mensalmente como 10% do custo de aquisição.

Orçamento do trocador de calor casco e tubo: R\$100.000,00 já incluso a mão de obra para instalação. Manutenção: estipulada mensalmente como 5% do custo de aquisição.

Pela análise dos orçamentos dos trocadores de calor, fica óbvio que o trocador de calor tipo placa tem maior custo benefício.

Sendo assim:

Cálculo da economia:

$$\frac{R\$220}{ton} - \frac{R\$187}{ton} = \frac{R\$33}{ton}$$

Com a instalação do trocador de calor, substituindo a injeção direta que desperdiça todo o vapor do sistema, haverá uma economia de 15% pois o trocador tipo placa não desperdiçaria o condensado.

Fluxo de vapor: 4.236 kg/h

$$\frac{4,236ton}{h} \times \frac{R\$33}{ton} = R\$139,79/h$$

Portanto a econômica com o uso de um trocador é de R\$139,79/hora

$$\frac{50.000}{139,79} \cong 358 \text{ horas}$$

$$\frac{358}{24} \cong 15 \text{ dias}$$

Convertendo em dias, o trocador se pagaria com 15 dias de uso, considerando o sistema trabalhando ininterruptamente.

Progressivamente, quanto maior o uso, maior seria a economia gerada pela utilização do trocador tipo placas. Ao se considerar o preço de manutenção feito por terceiros (estipulada como 10% ao mês do valor do trocador de calor) pode-se calcular a economia gerada em um ano por esta substituição.

Cálculo:

$$365 \text{ dias} \times 24 \text{ horas} \times \frac{139,79 \text{ R\$}}{\text{ton}} - [(0,1 \times 50000) \times 12 + 50000] = 1.109.560,4 \text{ R\$}$$

9 CONCLUSÃO

O projeto se direcionou pela metodologia dos quatro critérios estipulada por GUT, 2003. Assim, analisando o primeiro critério, o projeto obedeceu à troca de calor exigida, para o PHE projetado ($q = 2686811 \text{ W}$) e a taxa de transferência de calor calculada para o funcionamento adequado do projeto ($q = 2609653,2 \text{ W}$), diferença de 3% que segundo Kakaç, 2002, é um valor aceitável. Respeito-se as variáveis de entrada e de saída. As perdas de cargas nos lados quente e frio, são menores que 172 KPa, valor tido como limite de perda de carga para trocadores de calor tipo placa deste porte para Araújo, 2002. Esta perda de carga muito próxima do limite explica o por que de o trocador de calor ser de apenas um passe.

O segundo critério foi cumprido por o trocador de calor ser produzido a partir de placas já comercializadas que apresentam resistência a corrosão e as devidas condições de serviços expostas ao equipamento.

O terceiro critério foi satisfeito pela escolha do trocador de calor tipo placa que, dentre os trocadores, é o de maior eficiência, mais fácil limpeza e manutenção.

O quarto critério foi obedecido pela economia de custo ao se evitar o desperdício de condensado, conseqüentemente, a economia de combustível utilizado na caldeira e a economia de água desmineralizada. No período de cerca de 15 dias o capital investido é recuperado. Quando o intervalo observado é expandido para um ano à economia pela substituição do sistema de aquecimento de água por injeção direta de vapor pelo trocador de calor do tipo placa os cálculos apontam uma economia de mais de um milhão de reais.

Com todos os dados recolhidos, calculados e analisados, conclui-se que a avaliação final prova a viabilidade técnico econômica da substituição de um sistema de aquecimento de água com injeção direta de vapor por um trocador tipo placas.

REFERÊNCIAS

- ALFA LAVAL. **Série M de trocadores de calor a placas pintados**, 2017. Catálogo comercial.
- ALFA LAVAL, **The Teory behind heat transfer**, 2017 Informativo técnico
- APV. **APV Heat transfer handbook a history of excellence**: informativo técnico. Nova York: SPX Corporation, 2008.
- ARAÚJO, E. C. C. **Trocadores de calor**. São Carlos: EdUFSCar, 2002.
- ESTEVES, A. C. **Desenvolvimento de modelo matemático de trocador de calor tipo casco-tubos**. 2009. 100 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Processos Químicos e Bioquímicos) – Escola de Engenharia de Mauá do Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia, São Caetano do Sul, São Paulo, 2009.
- FOCKE, W. W. **Plate heat exchangers**: review transport phenomena and design procedures. Pretoria, South Africa: CSIR Report CENG 445, 1983.
- GUT, J. A. W. **Configurações ótimas para trocadores de calor a placas**. 2003. 268f. Tese (Doutorado em engenharia química)– Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2003.
- HEWITT, G. F.; SHIRES, G. L.; BOTT, T. R. **Process heat transfer**. Florida: CRC Press, 1993.
- INCROPERA, F. P. **Fundamentos de transferência de calor e massa**. Rio de Janeiro: LTC, 2008.
- KAKAÇ, S. **Heat exchangers**: selection, rating and thermal design. 2.ed. Florida: CRC PRESS, 2002.
- RAJU, K. S. N.; BANSAL, J. C. Plate heat exchangers and their performance, in: KAKAÇ, S., SHAH, R. K., AND BERGLES, A. E., eds., **Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers**, Washington: Hemisphere, 1983. p. 899–912.
- SAUNDERS, E.A.D. **Thermal appraisal**: gasketed plate heat exchangers. Harlow: Addison Wesley Longman, 1989.
- SHAH, R. K.; FOCKE, W. W. Plate heat exchangers and their design theory. **Heat Transfer Equipment Design**, Washington, v. 227, p. 254, 1988.
- SHAH, R. K.; SEKULIC, D. P. **Fundamentals of heat exchanger design**. New Jersey: John Wiley & Sons, 2003.
- TRANTER. **Heat exchanger in the basic metals industry**.. Texas, 1999. (Informativo técnico)

ANEXO A – Dados dimensionais de tubos comerciais

Diametros comerciais para tubos					
Diametro Externo (in.)	BWG	Espessura (in.)	Area Superficial interna (in. ²)	Diametro Interno (in.)	D externo D interno
1/4	22	0.028	0.0295	0.194	1.289
1/4	24	0.022	0.0333	0.206	1.214
1/4	26	0.018	0.0360	0.214	1.168
3/8	18	0.049	0.0603	0.277	1.354
3/8	20	0.035	0.0731	0.305	1.233
3/8	22	0.028	0.0799	0.319	1.176
3/8	24	0.022	0.0860	0.331	1.133
1/2	16	0.065	0.1075	0.370	1.351
1/2	18	0.049	0.1269	0.402	1.244
1/2	20	0.035	0.1452	0.430	1.163
1/2	22	0.028	0.1548	0.444	1.126
5/8	12	0.109	0.1301	0.407	1.536
5/8	13	0.095	0.1486	0.435	1.437
5/8	14	0.083	0.1655	0.459	1.362
5/8	15	0.072	0.1817	0.481	1.299
5/8	16	0.065	0.1924	0.495	1.263
5/8	17	0.058	0.2035	0.509	1.228
5/8	18	0.049	0.2181	0.527	1.186
5/8	19	0.042	0.2298	0.541	1.155
5/8	20	0.035	0.2419	0.555	1.136
3/4	10	0.134	0.1825	0.482	1.556
3/4	11	0.120	0.2043	0.510	1.471
3/4	12	0.109	0.2223	0.532	1.410
3/4	13	0.095	0.2463	0.560	1.339
3/4	14	0.083	0.2679	0.584	1.284
3/4	15	0.072	0.2884	0.606	1.238
3/4	16	0.065	0.3019	0.620	1.210
3/4	17	0.058	0.3157	0.634	1.183
3/4	18	0.049	0.3339	0.652	1.150
3/4	20	0.035	0.3632	0.680	1.103
7/8	10	0.134	0.2892	0.607	1.441
7/8	11	0.120	0.3166	0.635	1.378
7/8	12	0.109	0.3390	0.657	1.332
7/8	13	0.095	0.3685	0.685	1.277
7/8	14	0.083	0.3948	0.709	1.234
7/8	16	0.065	0.4359	0.745	1.174
7/8	18	0.049	0.4742	0.777	1.126
7/8	20	0.035	0.5090	0.805	1.087
1	8	0.165	0.3526	0.670	1.493
1	10	0.134	0.4208	0.732	1.366
1	11	0.120	0.4536	0.760	1.316
1	12	0.109	0.4803	0.782	1.279
1	13	0.095	0.5153	0.810	1.235
1	14	0.083	0.5463	0.834	1.199
1	15	0.072	0.5755	0.856	1.167
1	16	0.065	0.5945	0.870	1.119

ANEXO B – Tabela de referência de construção trocadores de calor casco e tubo

Arranjo pitch Δ com PT 25,4 mm

Ds mm (in)	diâmetro externo do tubo 19,05 mm								diâmetro externo do tubo 31,75 mm							
	1 passe		2 passes		4 passes		6 passes		1 passe		2 passes		4 passes		6 passes	
	0.0	0.33	0.0	0.33	0.0	0.33	0.0	0.33	0.0	0.33	0.0	0.33	0.0	0.33	0.0	0.33
203	46	43	40	37	29	26	23	20	28	27	24	23	17	16	17	12
(8)																
254	75	71	67	63	53	49	46	42	47	44	42	39	33	30	29	26
(10)																
305	112	106	102	96	86	80	77	71	70	66	64	60	54	50	48	44
(12)																
337	138	130	127	119	110	102	100	92	87	82	80	75	69	64	63	58
(13)																
387	187	176	175	164	154	143	143	132	115	110	107	102	94	89	87	82
(15)																
438	243	227	229	213	206	190	193	177	153	143	144	134	129	119	121	111
(17)																
489	306	286	290	270	264	244	250	230	193	180	183	170	167	154	158	145
(19)																
540	376	351	359	334	330	305	315	290	238	220	227	209	209	191	199	181
(21)																
591	454	423	435	404	404	373	387	356	287	267	275	252	255	235	244	224
(23)																
635	527	491	507	471	473	437	455	419	334	311	321	298	300	277	288	265
(25)																
686	619	576	597	554	561	518	541	498	392	365	378	351	355	328	342	315
(27)																
737	717	667	694	644	654	604	633	583	455	423	440	408	415	383	402	370
(29)																
787	823	765	798	740	756	698	734	676	522	485	506	469	479	442	465	428
(31)																
838	935	869	908	842	864	798	840	774	594	551	577	534	549	506	533	490
(33)																
889	1 056	980	1 028	952	980	904	955	879	671	622	653	604	623	574	607	558
(35)																
940	1 183	1 098	1 153	1 068	1 103	1 018	1 076	991	752	697	734	678	701	646	684	629
(37)																
991	1 318	1 222	1 286	1 190	1 234	1 138	1 206	1 110	838	776	818	756	784	722	766	704
(39)																
1 067	1 533	1 421	1 499	1 387	1 442	1 330	1 412	1 300	975	903	953	881	917	845	897	825
(42)																
1 143	1 765	1 635	1 729	1 599	1 668	1 538	1 635	1 505	1 123	1 040	1 100	1 017	1 061	978	1 040	957
(45)																
1 219	2 014	1 864	1 975	1 825	1 911	1 761	1 875	1 725	1 282	1 186	1 257	1 161	1 216	1 120	1 193	1 097
(48)																
1 295	2 278	2 109	2 237	2 068	2 168	1 999	2 131	1 962	1 451	1 342	1 424	1 315	1 381	1 272	1 357	1 248
(51)																
1 372	2 559	2 368	2 515	2 324	2 443	2 252	2 403	2 212	1 630	1 508	1 602	1 480	1 556	1 434	1 530	1 408
(54)																
1 448	2 856	2 641	2 810	2 595	2 733	2 518	2 692	2 477	1 820	1 680	1 790	1 652	1 741	1 603	1 715	1 577
(57)																
1 524	3 170	2 931	3 121	2 882	3 040	2 801	2 997	2 758	2 020	1 867	1 989	1 836	1 937	1 784	1 909	1 756
(60)																
1 600	3 500	3 235	3 449	3 184	3 364	3 099	3 318	3 053	2 231	2 061	2 198	2 028	2 144	1 974	2 115	1 945
(63)																
1 676	3 846	3 554	3 793	3 501	3 704	3 412	3 656	3 364	2 452	2 265	2 418	2 231	2 361	2 174	2 330	2 143
(66)																
1 753	4 209	3 888	4 153	3 832	4 060	3 739	4 010	3 689	2 684	2 479	2 648	2 443	2 589	2 384	2 557	2 351
(69)																
1 829	4 587	4 237	4 529	4 179	4 432	4 082	4 379	4 029	2 926	2 701	2 889	2 664	2 827	2 602	2 793	2 568
(72)																
1 981	5 394	4 981	5 331	4 918	5 226	4 813	5 169	4 756	3 441	3 177	3 400	3 136	3 334	3 070	3 297	3 033
(78)																
2 134	6 266	5 783	6 198	5 715	6 085	5 602	6 024	5 541	3 998	3 689	3 954	3 645	3 882	3 573	3 843	3 534
(84)																
2 286	7 203	6 646	7 130	6 573	7 009	6 452	6 943	6 386	4 598	4 241	4 551	4 194	4 474	4 117	4 432	4 075
(90)																
2 438	8 206	7 571	8 128	7 493	7 999	7 364	7 929	7 294	5 238	4 832	5 188	4 782	5 106	4 700	5 061	4 655
(96)																
2 591	9 274	8 553	9 191	8 470	9 054	8 333	8 980	8 259	5 921	5 460	5 868	5 407	5 781	5 320	5 732	5 271
(102)																
2 743	10 407	9 597	10 320	9 510	10 174	9 364	10 095	9 285	6 645	6 127	6 589	6 071	6 496	5 978	6 445	5 927
(108)																
2 896	11 606	10 701	11 514	10 609	11 360	10 455	11 277	10 372	7 412	6 833	7 353	6 774	7 255	6 676	7 201	6 622
(114)																
3 048	12 869	11 864	12 772	11 767	12 610	11 605	12 522	11 517	8 220	7 576	8 158	7 514	8 055	7 411	7 998	7 354
(120)																

Observação: 0.0 se refere a contagem completa, e 0.33 a contagem reduzida