

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
COORDENAÇÃO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

GUILHERME FINCATO TORRES

**ANÁLISE DE UM SISTEMA DE REAPROVEITAMENTO ENERGÉTICO DA DESCARGA DE
SUPERFÍCIE PARA AQUECIMENTO DA ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO DA CALDEIRA**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PATO BRANCO

2018

GUILHERME FINCATO TORRES

**ANÁLISE DE UM SISTEMA DE REAPROVEITAMENTO ENERGÉTICO DA
DESCARGA DE SUPERFÍCIE PARA AQUECIMENTO DA ÁGUA DE
ALIMENTAÇÃO DA CALDEIRA**

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação, apresentado à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do Curso de Engenharia Mecânica da Coordenação de Engenharia Mecânica – COEME – da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, Câmpus Pato Branco, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro.

Orientador: Prof. Dr. Luiz Carlos Martinelli Junior

PATO BRANCO

2018

FOLHA DE APROVAÇÃO

Análise de um sistema de reaproveitamento energético da descarga de superfície para aquecimento da água de alimentação da caldeira

Guilherme Fincato Torres

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação apresentado no dia 19/11/2018 como requisito parcial para a obtenção do Título de Engenheiro Mecânico, do curso de Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná - Câmpus Pato Branco (UTFPR-PB). O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora julgou o trabalho **APROVADO**.

Prof. Dr. Paulo Rogério Novak
(UTFPR – Departamento de Mecânica)

Prof. Dr. Adelino Carlos Maccarini
(UTFPR – Departamento de Mecânica)

Prof. Dr. Luiz Carlos Martinelli Junior
(UTFPR – Departamento de Mecânica)
Orientador

Prof. Dr. Paulo César Adamczuk
Responsável pelo TCC do Curso de Eng. Mecânica

DEDICATÓRIA

Aos meus pais, Ariel e Luciane, que estiveram o tempo todo me apoiando, incentivando e ensinando. Amo vocês!

AGRADECIMENTOS

Agradeço, em primeiro lugar, à Universidade Tecnológica Federal do Paraná pela oportunidade de realizar um curso superior que desde sempre desejei cursar.

Agradeço ao Professor Dr. Luiz Carlos Martinelli Jr. pela disponibilidade, atenção e orientação durante a realização deste trabalho.

Meus sinceros agradecimentos, também, ao meu grande amigo Clayton Henrique Stephani Régis dos Santos pela parceria, paciência, disponibilidade e empenho necessário para juntos desenvolvermos os nossos trabalhos de conclusão de curso.

Por fim, gostaria de agradecer a todas as pessoas que de certa forma fizeram parte da minha vida acadêmica durante esses longos cinco anos. Não será possível citar o nome de todos, contudo quero destacar alguns: Lucas Mertin, Pietro Muniz, Gustavo Copetti, Volmir Witeck, Mateus Rocha, Luis Fernando, Higor Eduardo, Willian Fávero, Douglas Cardoso e Jonathan Hipolito.

A todos, meus sinceros agradecimentos.

EPÍGRAFE

“Don’t ever let someone tell you that you can’t do something. You got a dream, you gotta protect it. When people can’t do something themselves, they’re gonna tell you that you can’t do it. You want something, go get it. Period.” (SMITH, Will, 2007).

RESUMO

TORRES, Guilherme. Análise de um sistema de reaproveitamento energético da descarga de superfície para aquecimento da água de alimentação da caldeira. 2018. 79 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2018.

Na busca por tornar processos produtivos mais eficientes, pesquisas que objetivam a redução de investimento em matéria-prima com a manutenção do volume de produto final vêm ganhando destaque. O presente trabalho tem como objetivo apresentar um sistema que aqueça a água de alimentação de uma caldeira, a partir da descarga de superfície, que atualmente é desperdiçada. Assim, espera-se reduzir o consumo de combustível e manter o nível de vapor produzido. Inicialmente, foi realizada uma apresentação de conceitos, julgados como fundamentais, para o entendimento do trabalho, como: caldeiras, trocadores de calor e bombas. Em seguida, decidiu-se como seria a distribuição dos componentes no ciclo, mostrou-se os componentes utilizados para realizar as medições necessárias e definiu-se os parâmetros essenciais para realização do dimensionamento dos equipamentos integrantes do sistema. Na seção de desenvolvimento, foram mostrados os cálculos referentes ao dimensionamento do trocador de calor e da bomba. Após este, com o auxílio de fabricantes, foram selecionados os componentes que satisfazem as condições impostas do projeto. Já no fechamento do trabalho, concluiu-se que a vazão da descarga de superfície é insuficiente para aquecer um volume considerável da água de alimentação da caldeira e, também, foram sugeridas algumas alternativas para trabalhos futuros.

Palavras-chave: Eficiência de processos produtivos. Trocador de calor. Bomba. Descarga de superfície.

ABSTRACT

TORRES, Guilherme. Analysis of an energy reuse system for surface discharge for boiler water heating. 2018. 79 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2018.

In the analysis of creating more efficient manufacturing processes, the number of researches that aim at maintaining the volume of final product while decreasing the raw material consumption has gained prominence. This research aims to present a system where the currently wasted surface discharge water is heated to feed the boiler. It is expected to reduce fuel consumption and maintain the level of steam produced. Initially, concepts considered fundamental for the understanding of the work, such as: boilers, heat exchangers and pumps were presented. Based on the research, it was decided how the components would be distributed in the system, and the essential parameters to design the equipments. With gathered information those calculations of the heat exchanger and pump were shown. After that, with the help of the manufacturers, the components that meet the imposed design conditions were selected. It was concluded that the surface discharge is insufficient to heat a considerable volume of the boiler feed water and it was suggested future researches.

Keywords: Efficiency of productive processes. Heat exchanger. Pump. Surface discharge.

LISTAS DE FIGURAS

Figura 1 – Caldeira aquatubular.....	21
Figura 2 – Esquema simples de uma caldeira tubos de água.....	22
Figura 3 – Caldeira Flamotubular	23
Figura 4 – Trocador de calor tubular do tipo casca e tubo.....	27
Figura 5 – Trocador de calor tubular do tipo tubo-espiral.....	28
Figura 6a – Escoamento do fluido quente.....	29
Figura 6b - Escoamento do fluido frio.....	27
Figura 7 – Esquema do fluxo em um trocador de calor de tubos aletados.....	30
Figura 8 – Componentes básicos de um trocador de calor de tubos aletados.....	31
Figura 9 – Bomba rotativa do tipo palheta deslizante.....	36
Figura 10 – Bomba centrífuga radial.....	37
Figura 11 - Campo de aplicação de bombas.	38
Figura 12 – Curva da carga em função da vazão para 5 diâmetros de rotores.....	39
Figura 13 - Perda de carga localizada.....	41
Figura 14 - Rugosidade equivalente para tubos de aço comercial.....	43
Figura 15 – Sistema de bombeamento: Representação da altura manométrica.....	44
Figura 16 – Curva do sistema de bombeamento.....	46
Figura 17 – Ponto de operação.	47
Figura 18 - Válvula de controle de pressão operada diretamente.....	48
Figura 19 - <i>Layout</i> 1 ..	50
Figura 20 - <i>Layout</i> 2.....	50
Figura 21 - Medidor de vazão ultrassônico.....	53
Figura 22 - Termômetro a laser.....	53
Figura 23 - <i>Layout</i> com a instalação da válvula.....	56
Figura 24 - Ciclo em vista isométrica.....	59
Figura 25 - Carta de aplicação das bombas centrífugas IMBIL INI.....	68
Figura 26 - Curva característica do sistema.....	69
Figura 27 - Curva para determinação do ponto de operação da bomba.....	70

LISTA DE SÍMBOLOS

H	Altura manométrica do sistema
H_s	Altura manométrica de sucção
H_d	Altura manométrica de descarga
Z_s	Altura estática de sucção
P_s	Pressão manométrica no reservatório de sucção
γ	Peso específico do líquido
h_{fs}	Perda de carga na linha e acessórios de sucção
P_{fs}	Pressão manométrica no flange de sucção
V_{fs}	Velocidade no flange de sucção
g	Aceleração da gravidade
Z_d	Altura estática de descarga
P_d	Pressão manométrica no reservatório de descarga
h_{fd}	Perda de carga na linha e acessórios de descarga
P_{fd}	Pressão manométrica no flange de descarga
V_{fd}	Velocidade no flange de descarga
h_f	Perda de carga
h_{fn}	Perda de carga normal
h_{fL}	Perda de carga localizada
V	Velocidade de escoamento
L	Comprimento do tubo
D	Diâmetro da tubulação
f	Coefficiente de atrito
Q	Vazão
P_h	Potência hidráulica
η	Rendimento
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor
U	Coefficiente global de transferência de calor
A_{TT}	Área de troca térmica
\dot{m}	Vazão mássica
c_p	Calor específico
h	Entalpia

ΔT_{ml}	Diferença média de temperatura logarítmica
T_1	Temperatura de entrada do fluido frio
T_2	Temperatura de saída do fluido frio
t_1	Temperatura de entrada do fluido quente
t_2	Temperatura de saída do fluido quente
P_h	Potência hidráulica
L_{eq}	Comprimento equivalente
g	Gravidade
Re	Número de Reynolds
ρ	Densidade
μ	Viscosidade
ε	Rugosidade relativa
$\dot{Q}_{Disponível}$	Taxa de calor concedida
\dot{m}_d	Vazão mássica da descarga
h_{de}	Entalpia da descarga na entrada do trocador de calor
h_{ds}	Entalpia da descarga na saída do trocador de calor
\dot{m}_{TOTAL}	Vazão total de água na entrada da caldeira
T_{ds}	Temperatura da descarga na saída do trocador de calor
T_{de}	Temperatura da descarga na entrada do trocador de calor
$\overline{\rho}_{de}$	Densidade média da descarga de superfície
$\dot{Q}_{Alimentação}$	Taxa de calor recebida
\dot{m}_a	Vazão da água de alimentação
T_{ae}	Temperatura da água de alimentação na entrada do trocador de calor
T_{as}	Temperatura da água de alimentação na saída do trocador de calor
$\overline{\rho}_{ae}$	Densidade média da água de alimentação
P_{TC}	Queda de pressão no trocador de calor
ρ_B	Densidade do fluido na bomba
μ_B	Viscosidade do fluido na bomba

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Poder calorífico de combustíveis.....	26
Tabela 2 - Descontinuidades no trajeto.....	65
Tabela 3 - Especificações do trocador selecionado.....	67

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	16
1.1 OBJETIVOS	17
1.1.1 Geral.....	17
1.1.2 Específicos	17
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
2.1 CALDEIRAS	19
2.1.1 Aquatubulares	19
2.1.2 Flamotubulares.....	22
2.1.3 Água de alimentação.....	23
2.1.4 Descarga de superfície.....	24
2.1.5 Combustíveis.....	25
2.2 TROCADORES DE CALOR.....	26
2.2.1 Trocador de calor tubular	26
2.2.2 Trocador de calor de placas	28
2.2.3 Trocador de calor de superfície aletada	30
2.2.4 Seleção de trocadores de calor	31
2.3 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	32
2.4 MÉTODO DTML PARA ANÁLISE DOS TROCADORES DE CALOR.....	33
2.5 BALANÇO ENERGÉTICO PARA TROCADORES DE CALOR	33
2.6 BOMBAS	34
2.6.1 Bombas de deslocamento positivo (BDP)	35
2.6.2 Bombas dinâmicas	36
2.6.3 Campo de aplicação de bombas	37
2.6.4 Curvas características das bombas	38
2.7 SISTEMAS DE BOMBEAMENTO	40
2.7.1 Perda de carga.....	40

2.7.2 Rugosidade relativa de tubos de aço	42
2.7.3 Altura manométrica do sistema	43
2.7.4 Curva do sistema de bombeamento.....	45
2.7.5 Ponto de operação	46
2.7.6 Cavitação	47
2.8 VÁLVULA DE CONTROLE DE PRESSÃO	48
3 METODOLOGIA	49
3.1 LOCAL DE REALIZAÇÃO DO TRABALHO	49
3.2 LAYOUT DO CICLO.....	49
3.2.1 Layout 1.....	51
3.2.2 Layout 2.....	51
3.2.3 Definição	52
3.3 TÉCNICAS PARA MEDIÇÕES	52
3.4 DEFINIÇÃO DE PARÂMETROS E APRESENTAÇÃO DAS MEDIÇÕES DO TROCADOR DE CALOR.....	54
3.5 DEFINIÇÃO DE PARÂMETROS PARA CÁLCULO DA BOMBA	58
4 DESENVOLVIMENTO DO PROJETO	62
4.1 MEMORIAL DE CÁLCULO PARA O TROCADOR DE CALOR	62
4.1.1 Memorial de cálculo utilizando o <i>layout 2</i>	63
4.2 MEMORIAL DE CÁLCULO PARA A BOMBA	63
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	67
4.1 SELEÇÃO DO TROCADOR DE CALOR	67
4.2 SELEÇÃO DA BOMBA.....	67
5 CONCLUSÕES	71
REFERÊNCIAS.....	71
ANEXO A.....	76
ANEXO B.....	77

ANEXO C.....	78
ANEXO D.....	79

1 INTRODUÇÃO

Dentro de um contexto industrial, sabe-se da importância em tornar o processo produtivo cada vez mais eficiente. Assim, formar o produto final com o mínimo de recursos financeiros e matéria-prima investida é um dos caminhos encontrados para alcançar tal objetivo.

Nesse ínterim, torna-se interessante introduzir o conceito de eficiência energética. Entende-se por eficiência energética a tomada de ações que mantenham a produção de um dado equipamento ou processo produtivo reduzindo a quantidade de energia ofertada.

É fato que a adequação de sistemas ou equipamentos para que se tornem mais eficiente – em termos de energia – demandam investimento, na maior parte dos casos. Contudo, os efeitos resultantes dessas adequações justificam o investimento realizado:

- Economia de recursos: uma vez que é reduzido o consumo de energia, a fatura também será menor obviamente.
- Maior competitividade: o produto acabado será atingido com menor investimento de capital, fato que permite a redução do preço do produto final.
- Menor degradação do meio ambiente: redução da demanda de energia que, na maioria dos casos, é proveniente de fontes não-renováveis.
- Menor investimento em infraestrutura: À medida que a produtividade do equipamento é otimizada, diminui-se a necessidade em investir recursos para obtenção de mais produto.

Como visto, o conceito de eficiência energética é estreito e objetivo. Por outro lado, são inúmeras as formas através das quais se pode implantá-lo dentro de uma indústria. Isolar termicamente tubulações onde a conservação da temperatura do fluido é imprescindível; aproveitar toda a energia de um fluido que seria descartado – com implantações de trocadores de calor, por exemplo; **produzir a maior quantidade de vapor possível através de um certo volume de combustível, a partir de uma caldeira**, tudo isso é exemplo da aplicação da ideia de eficiência energética em uma fábrica, indústria ou usina.

Dentro desse contexto de aproveitamento máximo de energia em indústrias, o trabalho em questão propõe a otimização do combustível utilizado na geração de vapor em uma caldeira de um abatedouro de aves.

Na atual situação encontrada – antes da implantação do projeto – o calor presente na descarga de fundo da caldeira é desperdiçado. Desse modo, avaliando a capacidade da caldeira assim como a vazão da descarga de superfície, foi percebido que a energia do fluido poderia ter alguma utilidade de processo.

Assim, com o objetivo de tornar o processo de geração de vapor um pouco mais eficiente, notou-se a possibilidade de se aplicar um trabalho, o qual visaria utilizar o calor, que atualmente é descartado, e que poderia ser utilizado para aquecer a água de alimentação da caldeira. Dessa forma, mantendo a quantidade de vapor produzido, o consumo de cavaco de lenha seria menor; ou seja, seria implantado um projeto visando maior eficiência energética.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 GERAL

O trabalho tem como objetivo apresentar um sistema que utilize a energia contida no fluido da descarga de superfície de uma caldeira para aquecer a água de alimentação da mesma. Desta forma, espera-se economizar a quantidade de combustível consumida pela caldeira e, conseqüentemente reduzir gastos envolvidos para geração de vapor.

1.1.2 ESPECÍFICOS

Para que se alcance o objetivo geral, o projeto envolverá alguns objetivos específicos:

- i. Pesquisar sobre sistemas similares já implantados, com estudo aprofundado em caldeiras, trocadores de calor, tratamento químico de água utilizada em caldeiras etc;
- ii. Levantamento dos dados históricos relacionados ao sistema da caldeira em questão, temperatura da água de alimentação, vazão da descarga de superfície do gerador de vapor e vazão de água para alimentação do balão de vapor;

- iii. Definir o *layout* do ciclo de forma que maximize a troca térmica entre os fluidos e mantenha a temperatura atingida até alimentar a caldeira;
- iv. Determinar os componentes mais apropriados para o ciclo de aquecimento da água - trocador de calor e bomba;

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 CALDEIRAS

Caldeira é um equipamento capaz de produzir vapor a partir da troca térmica entre a água e um certo combustível. Basicamente, a água que alimenta o gerador de vapor recebe calor do combustível e passa do estado líquido para o gasoso, transformando essa água em vapor. Dentro desse contexto, o vapor pode ser utilizado para várias aplicações e as caldeiras podem ser encontradas em frigoríficos, laticínios, usinas de álcool e açúcar, fábricas de papel, entre outros (LEITE E MILITÃO, 2008).

Quanto aos tipos de caldeiras, podemos classificá-las em dois principais: aquatubulares e flamotubulares. Essas classificações são dadas conforme o fluido que escoar internamente nos tubos e a escolha do melhor tipo de caldeira varia de acordo com sua aplicação e capacidade.

Nos tópicos que se seguem será explanado sobre os tipos de caldeiras, seu funcionamento, aplicação, combustível utilizado, tratamento de água para alimentação, etc.

2.1.1 Aquatubulares

As caldeiras tubos de água têm como principal característica, e óbvia, a circulação de água internamente nos tubos. Por outro lado, os gases quentes estarão em contato com a superfície externa dessa tubulação e o calor será transferido ao fluido por radiação, convecção e condução (MARQUES, 2005).

Como em qualquer tipo de caldeira, espera-se nas aquatubulares: capacidade de produção de vapor elevada, grande transmissibilidade de calor entre combustível e água, facilidade de limpeza, compactibilidade, entre outros (MARTINELLI, 2008).

O aspecto que a diferencia das demais está ligado à sua aplicação. A preferência por este tipo de caldeira se dá, quase que exclusivamente, quando a aplicação envolve grandes capacidades, pressões elevadas, além de alto rendimento (MARTINELLI, 2008).

2.1.1.1 Componentes

Os componentes fundamentais e básicos de uma caldeira aquatubular são:

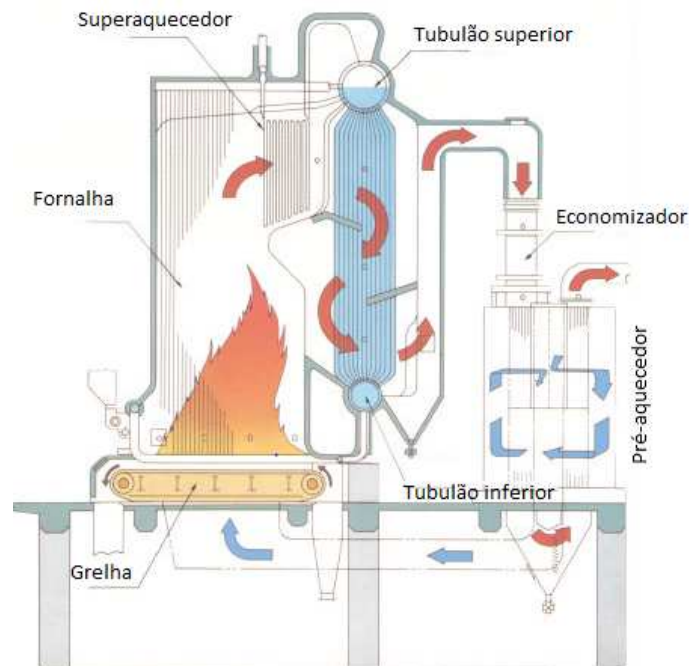
- i. Tubulão superior;
- ii. Tubulão inferior;
- iii. Tubos de circulação (ascendente e descendente);
- iv. Fornalha.

Contudo, alguns outros componentes são adicionados ao sistema do gerador de vapor, a fim de aumentar a eficiência do equipamento. São exemplos deles:

- i. Pré-aquecedor de ar: Como o próprio nome sugere, o componente pré-aquece o ar utilizado na combustão a partir do calor residual dos gases (MARQUES, 2005).
- ii. Economizador: Tem a função de aquecer a água de alimentação da caldeira, também a partir do calor residual dos gases. Esse aquecimento da água previne o choque térmico entre a água de alimentação e a já presente no tambor da caldeira (MARTINELLI, 2008).
- iii. Superaquecedor: Constituído por feixes tubulares que aumentam a temperatura do vapor produzido. Diz-se, então, que o vapor é secado pelo equipamento (MARQUES, 2005).
- iv. Desaerador: Assim como o economizador, aquece a água antes de alimentar a caldeira. Contudo, o componente utiliza o calor do próprio vapor produzido pela caldeira para isso. Além de aumentar a eficiência no processo de geração de vapor, o equipamento ajuda no tratamento da água de alimentação da caldeira.

A Figura 1 apresenta estes componentes:

Figura 1 – Caldeira aquatubular



Fonte: Martinelli (2008), adaptado.

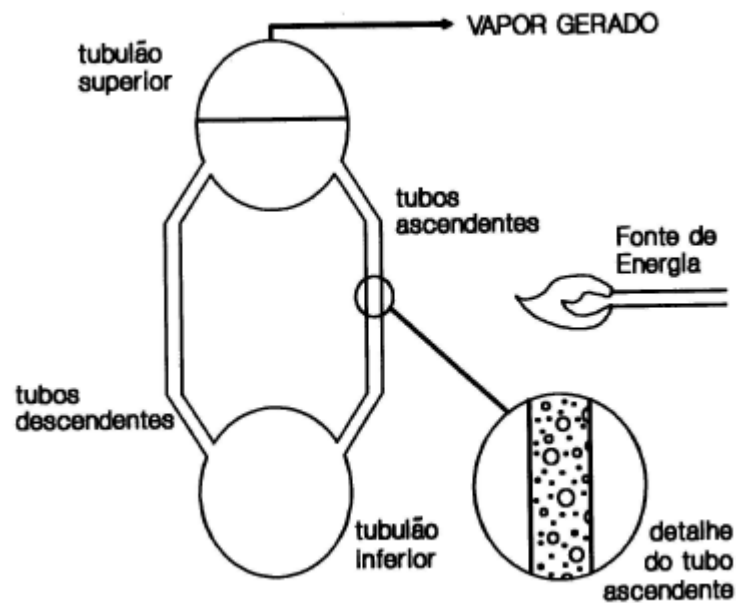
2.1.1.2 Funcionamento

Neste tópico, será explanado o funcionamento básico de uma caldeira aquatubular, baseado no esquema da Figura 2. Na ilustração, pode-se notar a presença de apenas 5 componentes.

Inicialmente, a alimentação de água acontece no tubulão superior, o qual opera com metade de seu volume contendo água. A partir desse momento, a água começa a circular e, passando pela tubulação descendente, chega até o tubulão inferior – volume ocupado inteiramente por água (LEITE E MILITÃO, 2008). Obrigatoriamente, toda a massa de água passará pelo tubulão inferior. Como consequência, os depósitos que poderão se formar na caldeira se acumularão neste vaso.

Analisando a Figura 2, também pode-se perceber que a fornalha doa energia térmica para o fluido passante na tubulação ascendente. Dessa forma, a massa específica da água diminuirá provocando a circulação do fluido no sentido da tubulação ascendente para descendente (MARQUES, 2005).

Figura 2 – Esquema simples de uma caldeira tubos de água



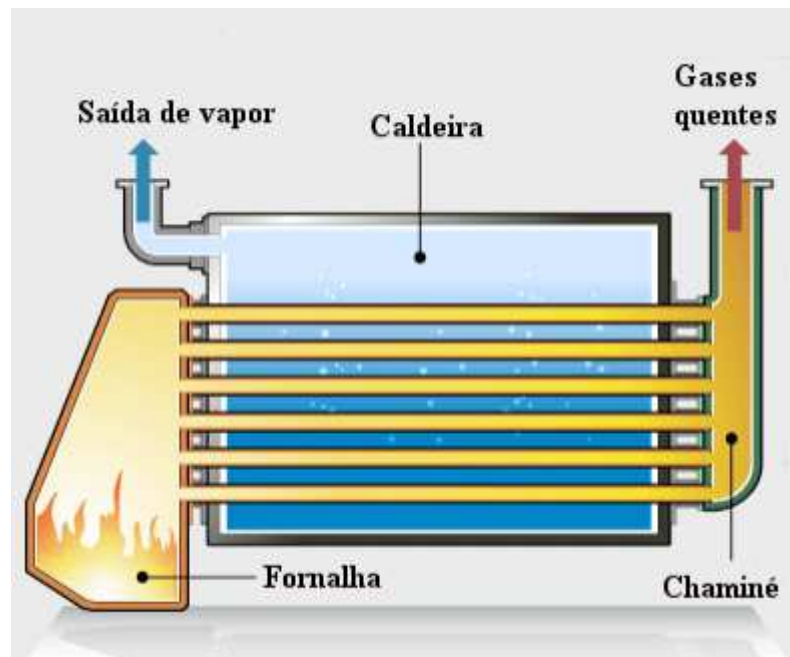
Fonte: Marques, (2005).

Futuramente, o vapor gerado – resultado da transferência de calor - será acumulado no tubulão superior.

2.1.2 Flamotubulares

Nas caldeiras do tipo flamotubulares, ao contrário da caldeira tubos de água, são os gases de combustão que circulam por dentro dos tubos, percorrendo-os por duas ou mais vezes e seguindo em direção a chaminé, onde são expelidos. Durante esse processo, a água que contorna essa tubulação ganha o calor proveniente da combustão e se transforma em vapor (analisar Figura 3).

Figura 3 – Caldeira Flamotubular



Fonte: Pinho, (2014).

Esta classificação de caldeira é geralmente aplicável às instalações de pequeno porte, onde a pressão máxima de trabalho não ultrapassa 15 bar (BAZZO, 1995).

Outro fator importante sobre as caldeiras flamotubular é sua vulnerabilidade aos perigos de explosão. Sua forma construtiva faz com que a pressão de vapor atue diretamente sobre a carcaça externa do gerador de vapor e, desse modo, os riscos se mostram pertinentes (BAZZO, 1995).

2.1.3 Água de alimentação

A água de alimentação das caldeiras podem ser captadas de diferentes tipos de mananciais: rios, lagos, canais, represas, etc. Por esse motivo, se faz necessária uma análise da composição da água, a qual se está captando, com o intuito de adequar o melhor tratamento do fluido para o abastecimento do gerador de vapor.

Segundo Martinelli (2008), a necessidade de se utilizar água com a maior pureza possível cresce à medida em que a pressão de trabalho da caldeira aumenta. Portanto, quanto maior a pressão da caldeira, maior deve ser o investimento de

recursos e tempo para análise do tratamento da água de abastecimento mais adequado.

Tendo em vista tamanha importância da qualidade da água, faz-se necessário descrever suas várias maneiras de tratamento.

- Carvão ativado: A partir da absorção química, este método de filtragem tem a capacidade de remover partículas extremamente pequenas. O método, tem papel fundamental na eliminação da cor, odor e remoção de substâncias orgânicas da água de alimentação da caldeira (PENSAMENTO VERDE, 2013).
- Desaerador: Pela ação do vapor ocorre o aumento temperatura da água e assim a solubilidade de gases não condensáveis – como oxigênio (O₂) e dióxido de carbono (CO₂) – diminuem, dificultando a mistura destes com a água. Desse modo, esses gases são expelidos. A eliminação desses gases é importante principalmente quando a água será utilizada para alimentação de caldeiras. Isso se deve ao fato de que a presença desses gases na água aumenta a possibilidade de corrosão dos geradores de vapor (TORINO SOLUZIONI AMBIENTALI, 2018).
- Desmineralizador: Este equipamento tem como objetivo fornecer água pura para qualquer que seja o processo. O nível de pureza da água nesse aspecto, é relacionado à condutividade elétrica do líquido. Assim, quanto maior a presença de íons orgânicos na água, maior será a condutividade do fluido.

O desmineralizador atua removendo esses íons (cátions e ânions) presentes na água. O fluido a ser tratado percorre por uma coluna de resina, a qual tem a função de realizar uma troca catiônica e aniônica com a água. Assim, os íons são retirados do líquido pelos drenos do equipamento (TECITEC, 2018).

2.1.4 Descarga de superfície

Por mais que a água de alimentação da caldeira passe por tratamentos visando obter máxima pureza, sempre existe um percentual de sais que permanecerá

em sua composição. No momento em que a água ganha calor e se transforma em vapor, estes sais podem se depositar na parede da caldeira formando incrustações que comprometem o bom funcionamento do gerador de vapor (PINHO, 2014).

Por esse motivo, algumas caldeiras de grande porte contam com uma descarga de superfície. A instalação de uma válvula de descarga contínua (de superfície) em uma altura pouco abaixo do menor nível de água da caldeira controla a concentração de sais no gerador de vapor, garantindo a eficiência do equipamento (ASCA EQUIPAMENTOS INDUSTRIAIS, 2012).

2.1.5 Combustíveis

Qualquer substância capaz de produzir energia térmica, a partir de uma reação com o oxigênio, é denominada como combustível (BAZZO, 1995). A matéria a ser utilizada, pode-se encontrar em três estados físicos: sólido, líquido e gasoso.

Além dessa classificação (pelo estado da matéria), os combustíveis podem ser separados em dois grupos: Combustíveis fósseis e biocombustíveis. Dentro da primeira divisão se encaixam: petróleo, carvão mineral e gás natural. Já na segunda, são componentes do grupo: lenha, carvão vegetal, bagaço de cana e álcool (LEITE E MILITÃO, 2008).

Dentro do contexto de geração de vapor, busca-se a alternativa de combustível mais eficiente em relação ao trabalho a ser executado (LEITE E MILITÃO, 2008). Isto é, deve-se escolher o combustível que tenha maior poder calorífico, considerando algumas particularidades: demanda de vapor, o preço do combustível, tipo de caldeira, meio ambiente e etc.

A Tabela 1 mostra o poder calorífico de alguns combustíveis que são utilizados para geração de vapor:

Tabela 1 - Poder calorífico de combustíveis

Combustível	Poder calorífico (kJ/kg)
Óleo combustível	43800
Lenha (base seca)	16000
Carvão fóssil	19000
Bagaço de cana	9400
Gás natural	51800

Fonte: Bazzo, (1995) adaptado.

2.2 TROCADORES DE CALOR

Trocadores de calor são equipamentos que facilitam a troca térmica entre dois ou mais fluidos que estão em diferentes temperaturas. Esses dispositivos, em sua maioria, não permitem a mistura ou contato direto das substâncias e a transferência de calor ocorre tanto por condução – através da parede que separa os fluidos – quanto por convecção (CENGEL, 2003).

Usualmente, as funções dos trocadores de calor envolvem processos de aquecimento ou resfriamento de um fluido, que são evaporados ou condensados durante a operação. As aplicações do dispositivo dentro de um cenário industrial variam entre recuperar ou rejeitar calor, pasteurizar, cristalizar, esterilizar um fluido de processo (SHAH E SEKULIC, 2003).

Atualmente, existem vários modelos de trocadores de calor e estes podem ser classificados de diversas maneiras: de acordo com o processo de transferência (contato direto e indireto), com o número de fluidos, forma construtiva, arranjo do fluxo, mecanismo de transferência de calor etc. (SHAH E SEKULIC, 2003).

Em virtude dessa ampla gama de equipamentos, nos tópicos que se seguem, serão explanados os principais tipos de trocadores de calor, sua forma construtiva, funcionamento, vantagens e aplicações.

2.2.1 Trocador de calor tubular

Este tipo de trocador de calor é muito encontrado no setor industrial hoje. Este fato se deve a diferentes razões: sua capacidade de suportar fluidos operando em alto vácuo ou em grandes pressões (acima de 1.000 bar); fluidos em temperaturas

criogênicas ou extremamente altas (cerca de 1.100°C); grandes diferenças de pressões e temperaturas entre os fluidos (ROHSENOW, HARTNETT & CHO, 1998).

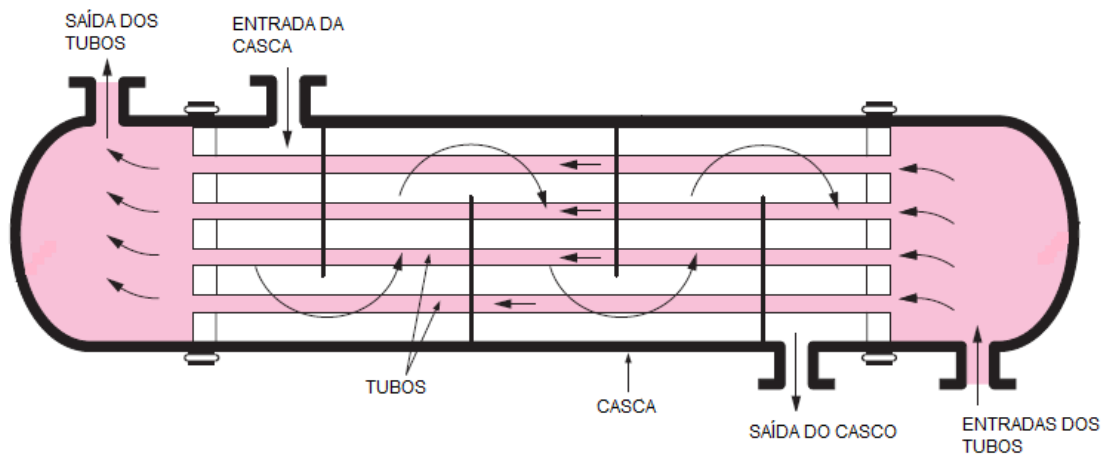
Outra vantagem deste tipo de equipamento é que ele pode ser projetado de acordo com condições operacionais singulares: fluidos altamente viscosos, vibrações, toxicidade, grandes incrustações, radioatividade, entre outros (ROHSENOW, HARTNETT & CHO, 1998).

Além disso, outro fator marcante desta classificação de trocadores de calor é sua grande versatilidade. Diversos metais e alguns não-metais – como grafite, vidro e teflon – podem ser utilizados para sua fabricação. Ademais, os trocadores de calor tubulares variam, em tamanho, numa faixa que vai de $0,1\text{m}^2$ até mais de 100.000m^2 (ROHSENOW, HARTNETT & CHO, 1998).

Dentro deste ramo de trocadores, pode-se ainda classificar outra vez o equipamento. Trocador de calor do tipo casca e tubo, duplo-tubo, tubo-espiral e *pipecoil* são todos exemplos de trocadores de calor tubulares.

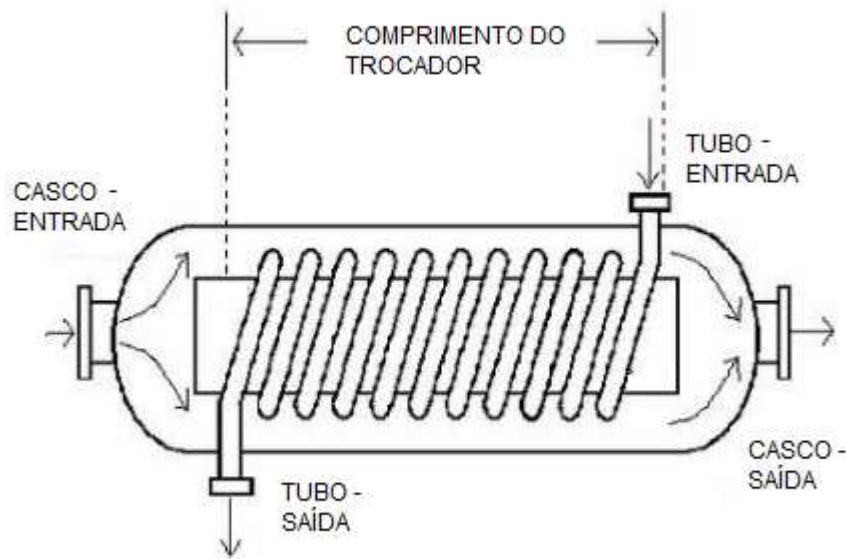
As figuras abaixo ilustram exemplos de trocadores de calor do tipo tubular:

Figura 4 – Trocador de calor tubular do tipo casca e tubo



Fonte: Çengel, (2003) – Adaptado.

Figura 5 – Trocador de calor tubular do tipo tubo-espiral



Fonte: Quora, (2017).

2.2.2 Trocador de calor de placas

Os trocadores de calor de placas levam esse nome por serem constituídos de numerosas placas finas – geralmente constituídas por aço inoxidável ou titânio (ROHSENOW, HARTNETT & CHO, 1998). Este tipo de equipamento pode ser utilizado para transferências de calor entre qualquer combinação de gás, líquido ou fluxos de duas fases (KAKAÇ & LIU, 2002).

Usualmente, o trocador de calor de placas não é utilizado para aplicações que envolvam altos valores de pressão, temperatura ou grandes diferenças de pressão e temperaturas entre os fluidos (ROHSENOW, HARTNETT & CHO, 1998).

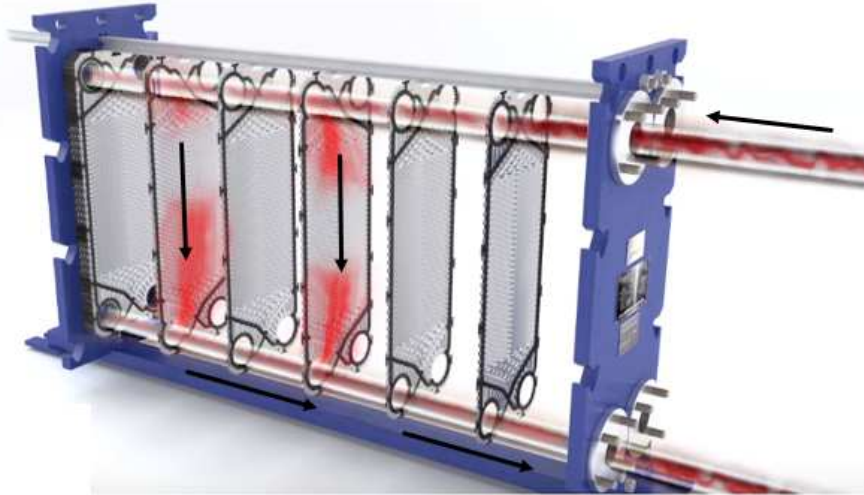
Dentro deste tipo de trocadores, encontram-se as seguintes classificações: PHE (*Plate Heat Exchanger*), espiral, lamelas e circuito impresso.

2.2.2.1 Funcionamento

Basicamente, a troca térmica entre os fluidos acontece da seguinte maneira: o fluido quente entra por uma tubulação percorrendo em uma certa direção e escoando por entre as placas. Em contrapartida, o frio entra por uma tubulação, em

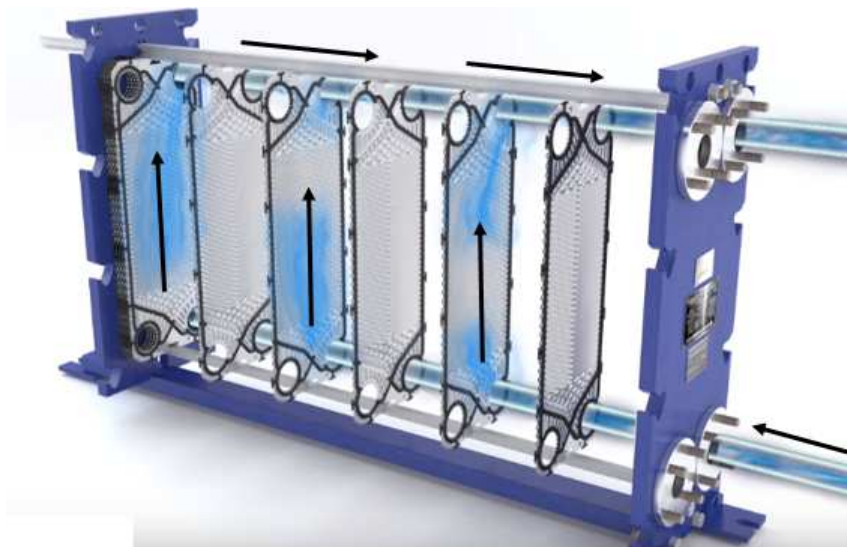
paralelo, corre em uma direção oposta e também escoa pelas placas. As figuras 6a e 6b ajudam a entender o funcionamento do trocador:

Figura 6a – Escoamento do fluido quente



Fonte: Ingeniería e capacitación, (2014).

Figura 6b – Escoamento do fluido frio



Fonte: Ingeniería e capacitación, (2014).

Nas figuras acima, as placas estão distanciadas umas das outras apenas para facilitar o entendimento do fluxo dos fluidos quente e frio. No entanto, na realidade, as placas são compactadas, o que aumenta a troca térmica e, conseqüentemente, a eficiência do trocador.

2.2.3 Trocador de calor de superfície aletada

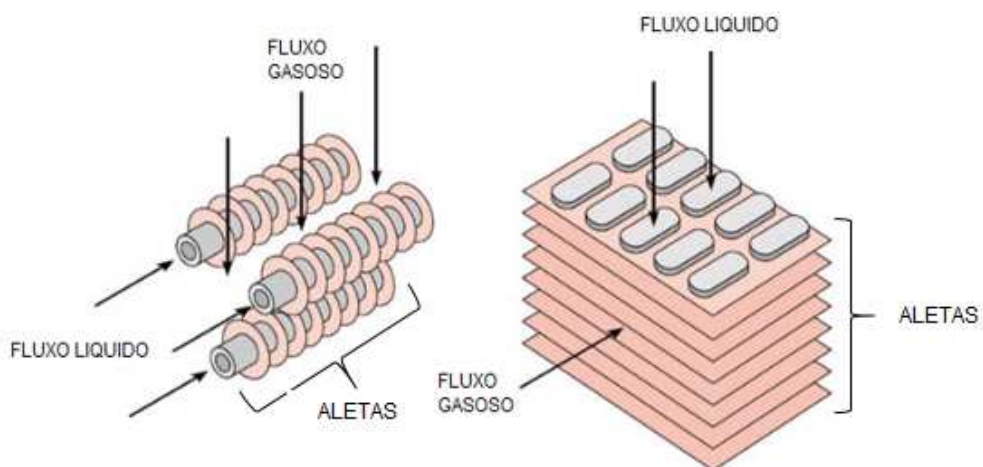
Os trocadores de calor de superfície aletada são equipamentos com aletas onduladas entre as superfícies primárias de transferência de calor (placas ou tubos). A função dessas aletas é maximizar a troca térmica durante o escoamento dos fluidos (KAKAÇ & LIU, 2002).

Como é de conhecimento, o coeficiente de transferência de calor nos gases é consideravelmente menor do que nos líquidos. Por esse motivo, as aletas são instaladas no lado onde os gases escoam, de modo que aumente o índice de troca térmica entre os fluidos (KAKAÇ & LIU, 2002). Para casos onde se deseja trocar calor entre dois gases, as aletas devem ser usadas nos dois lados do trocador (ROHSENOW, HARTNETT & CHO, 1998).

Os trocadores de calor de superfície aletada são subdivididos em 2 tipos: Tubo aletado e placa aletada. No primeiro, o escoamento de um dos fluidos se dá internamente à uma tubulação (Figura 7). Já no segundo, o fluido percorre por dentro de placas (Figura 8).

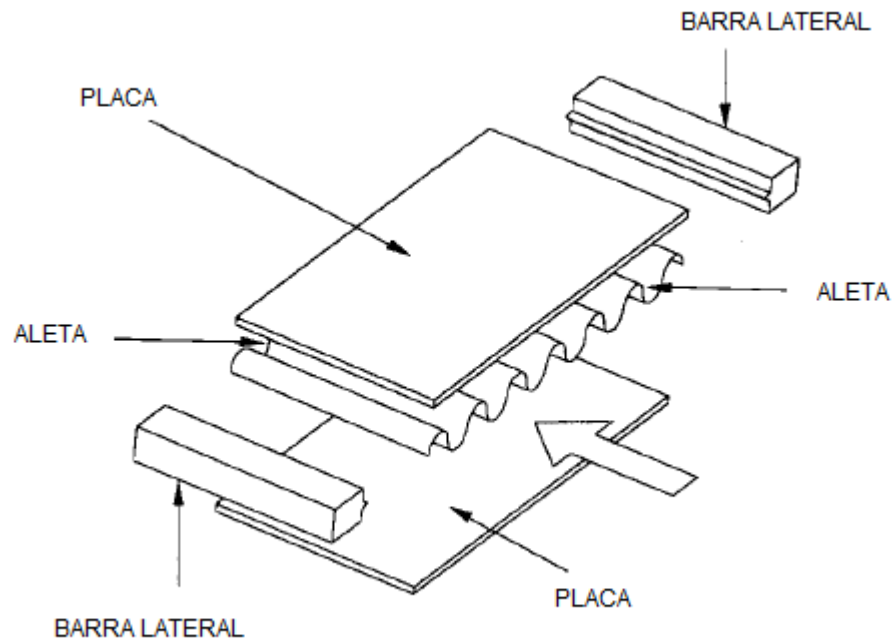
Quando se trata de trocadores de calor com tubos aletados, geralmente as aplicações envolvem troca entre um líquido e o ar. Já nos que contém aletas envolvidas por placas, são 2 gases que estarão trocando calor (KAKAÇ & LIU, 2002).

Figura 7 – Esquema do fluxo em um trocador de calor de tubos aletados



Fonte: Refrigeração e condicionamento de ar (2016).

Figura 8 – Componentes básicos de um trocador de calor de tubos aletados



Fonte: Shah e Sekulic, (2003), adaptado.

2.2.4 Seleção de trocadores de calor

A partir do momento em que são conhecidos os tipos de trocadores de calor existentes, seu funcionamento e a aplicação ao qual o equipamento será submetido, deve-se selecionar o dispositivo que melhor se encaixa nas especificações do projeto.

Para isso, Kakaç e Liu (2002) definiu que alguns critérios devem ser considerados:

- O trocador de calor deve satisfazer as especificações de projeto; o equipamento deve funcionar com eficiência até a parada programada para a realização da manutenção;
- O trocador deve resistir às condições do ambiente em que será instalado. Deve ser resistente à corrosão tanto dos fluidos envolvidos na troca térmica, quanto da sujeira do ambiente onde equipamento ficará exposto;
- O trocador deve ter manutenibilidade, o que envolve a escolha de um equipamento que permita certa facilidade de limpeza e

substituição de componentes submetidos à corrosão, erosão e vibração;

- O custo envolvido na aquisição, instalação e manutenção do trocador deve ser considerado, a fim de se avaliar a viabilidade econômica do projeto;
- A escolha do trocador deve considerar as dimensões do local de instalação. Assim, o equipamento terá limitações quanto ao seu diâmetro, comprimento, peso e configuração dos tubos.

2.3 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Um passo fundamental para seleção de um trocador de calor é a definição da área de troca térmica entre os fluidos do processo. Tal valor pode ser encontrado através da equação (1):

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \quad (1)$$

Onde Q é a taxa de transferência de calor, A é a área submetida à troca térmica e ΔT_{ml} é a diferença de temperatura média logarítmica entre os fluidos, variável explanada no tópico que se segue.

Avaliando a equação (1), vê-se que é necessário encontrar, dentre outras variáveis, o coeficiente global de transferência de calor, representado por U.

Esse coeficiente é uma relação da resistência à transferência de calor entre os fluidos no trocador. Sendo assim, este valor leva em consideração as propriedades do fluido, a geometria de superfície do trocador, a deposição de impurezas do fluido na parede do trocador, a ferrugem recorrente e qualquer outra reação que possa acontecer entre o material do equipamento e o fluido de escoamento, (INCROPERA et al., 2007).

Devido a esses fatores, a definição desse coeficiente é a etapa mais imprecisa no processo de dimensionamento de trocadores de calor e essa constante será definida entrando em contato com fabricantes de equipamentos de troca térmica.

2.4 MÉTODO DTML PARA ANÁLISE DOS TROCADORES DE CALOR

De acordo com Mattjie e Ristof (2013), as variações de temperatura dos fluidos ao longo do trocador de calor não são lineares para um sistema contracorrente.

Devido a isso, para definir a variação da temperatura do fluido ao longo do trocador de calor (ΔT_{ml}) foi desenvolvida a equação (2), deduzida através da aplicação de um balanço de energia em elementos diferenciais nos fluxos quente e frio, (INCROPERA et al., 2007):

$$\Delta T_{ml} = DTML = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \left[\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \right]} \quad (2)$$

Onde

- T₁: Temperatura de entrada do fluido frio;
- T₂: Temperatura de saída do fluido frio;
- t₁: Temperatura de entrada do fluido quente;
- t₂: Temperatura de saída do fluido quente;

Para que a equação (2) seja válida, deve-se considerar algumas particularidades:

- No trocador, as perdas de calor para o meio ambiente são desprezíveis;
- A condução axial ao longo dos tubos é desprezível;
- Mudanças na energia potencial e cinética são desprezíveis;
- Os calores específicos dos fluidos são constantes;
- O coeficiente global de transferência de calor é constante.

2.5 BALANÇO ENERGÉTICO PARA TROCADORES DE CALOR

É através do balanço energético que será encontrada a última incógnita da equação (1). Assim, com a definição de todas as constantes envolvidas, será possível selecionar, futuramente, um trocador de calor que satisfaça as condições do projeto.

Segundo Gut (2003), em se tratando de trocadores de calor, para que seja possível realizar o balanço de energia, as seguintes afirmações devem ser consideradas:

- Não ocorrem mudanças de fase nos fluidos envolvidos;
- Ambos os fluidos têm comportamento Newtoniano;
- As propriedades dos fluidos são constantes - implicam em um coeficiente global de troca térmica U constante ao longo do trocador;

Considerando essas hipóteses, pode-se determinar a taxa de transferência de calor entre os fluidos de acordo com a equação (3) ou equação (4):

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot \overline{c_p} \cdot \Delta T \quad (3)$$

Onde \dot{m} é a vazão mássica do fluido, $\overline{c_p}$ é o calor específico médio dos fluidos na entrada e na saída do trocador, e ΔT é a diferença de temperatura entre eles.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot h \quad (4)$$

2.6 BOMBAS

A bomba é o equipamento de transferência de energia a um fluido mais antigo que se conhece até hoje (WHITE, 2011). De acordo com o autor, há pelo menos dois projetos com datas antecedentes ao nascimento de Cristo: As noras, que eram rodas de água impulsionadas por conchas na parte inferior da roda; e a bomba de parafuso de Arquimedes, que até hoje é utilizada para movimentar alguns tipos misturas.

O intuito desta máquina é deslocar um fluido de um ponto até o outro. Esse deslocamento acontece com a conversão da energia motriz principal – proveniente de um motor ou turbina – em energia que será transferida ao fluido, posteriormente. A energia depositada a esse fluido agirá sob a forma de pressão (aumentando a pressão do fluido em questão) ou de energia cinética (aumentando a velocidade de escoamento do líquido) (HORTA, 2011).

Atualmente, há uma infinidade de modelos de bombas utilizados no mundo. Contudo, esses equipamentos podem ser classificados em dois tipos básicos: Bombas de deslocamento positivo, também chamadas de volumétricas e bombas dinâmicas (WHITE, 2011).

Nos tópicos que se seguem, será explanado um pouco sobre cada tipo de bomba, os modelos componentes dos grupos, suas aplicações e funcionamento.

2.6.1 Bombas de deslocamento positivo (BDP)

Essencialmente, as bombas de deslocamento positivo são divididas em rotativas e alternativas, dependendo da natureza do movimento dos componentes produtores de pressão (KARASSIC, et al, 2001). Uma breve classificação dessas divisões, de acordo com (WHITE, 2011), está a seguir:

1. Rotativas:

- i. Rotor único
 - a. Palheta deslizante;
 - b. Tubo ou guarnição flexível;
 - c. Parafuso;
 - d. Peristáltica.

- ii. Rotores múltiplos
 - a. Engrenagem;
 - b. Lóbulo;
 - c. Parafuso;
 - d. Pistão periférico.

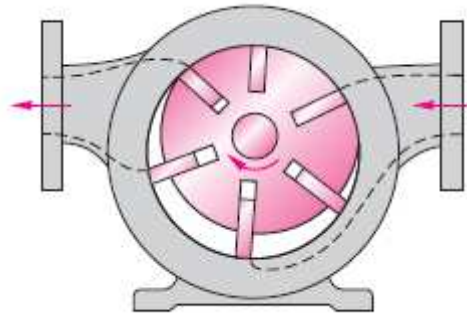
2. Alternativas

- i. Pistão ou êmbolo;
- ii. Diafragma.

Em ambas as subdivisões, o funcionamento consiste na movimentação do fluido por variação do volume. O fluido é admitido por uma cavidade que se fecha.

Posteriormente, esse líquido é comprimido através de uma saída (WHITE, 2011); ver Figura 9.

Figura 9 – Bomba rotativa do tipo palheta deslizante



Fonte: White, (2011).

A grande vantagem relativa às BDPs é a movimentação de qualquer fluido, independente da sua viscosidade.

Além desta, outra característica em comum dessa classificação de bombas é a robustez. Isto se deve ao fato da imensa pressão que o equipamento pode gerar caso a cavidade de saída da bomba esteja obstruída por algum motivo (WHITE, 2011).

2.6.2 Bombas dinâmicas

Nas bombas dinâmicas, a energia é adicionada ao fluido de maneira contínua. Desse modo, a velocidade do fluido aumenta no interior da bomba e, conseqüentemente, ganha em pressão (KARASSIC, et al, 2001).

Usualmente, essas bombas proporcionam uma maior vazão e estabilidade na descarga do fluido quando comparadas às bombas de deslocamento positivo. Contudo, essas máquinas não são eficazes para trabalhar com fluidos de alta viscosidade, problema não aplicável às BDPs (WHITE, 2011).

De acordo com White (2011), as bombas dinâmicas podem ser classificadas da seguinte maneira:

1. Rotativas

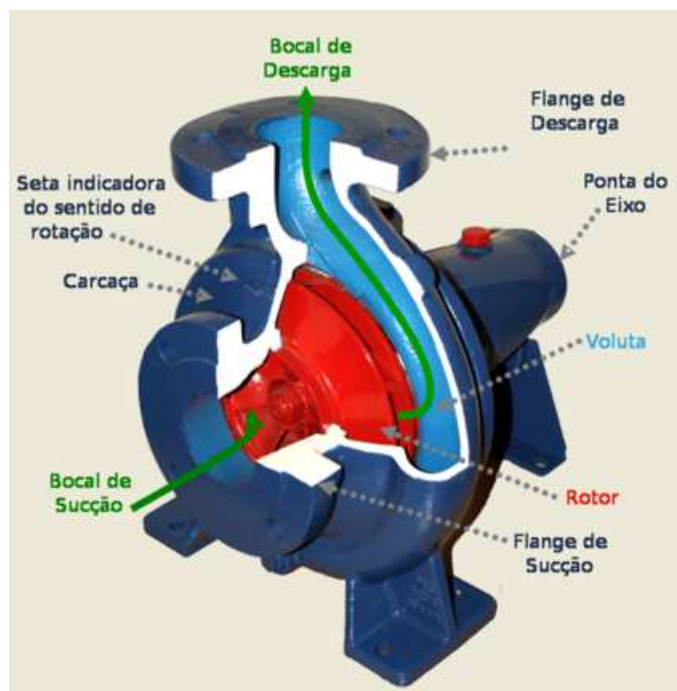
- i. Fluxo centrífugo ou de saída radial;

- ii. Fluxo axial;
- iii. Fluxo misto.

2. Bombas especiais

- i. Bomba de jato ou ejetor;
- ii. Bombas eletromagnéticas para metais líquidos;
- iii. Fluido impulsionado.

Figura 10 – Bomba centrífuga radial

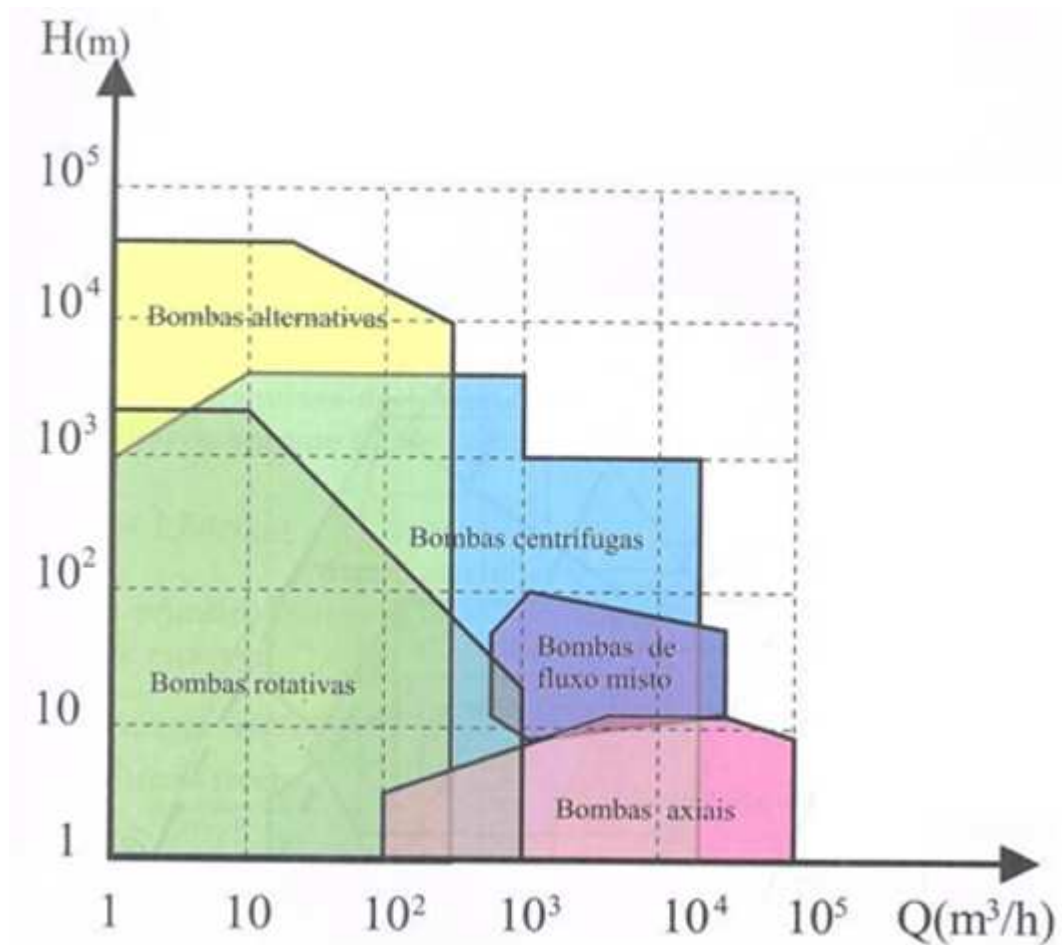


Fonte: Horta, (2011).

2.6.3 Campo de aplicação de bombas

Para selecionar qual o tipo de bomba mais adequado para cada aplicação, deve-se avaliar qual a altura manométrica e vazão do sistema. A partir dessas particularidades, pode-se utilizar a Figura 11 proposta por Henn (2006) para assumir a melhor classificação:

Figura 11 - Campo de aplicação de bombas



Fonte: HENN (2006).

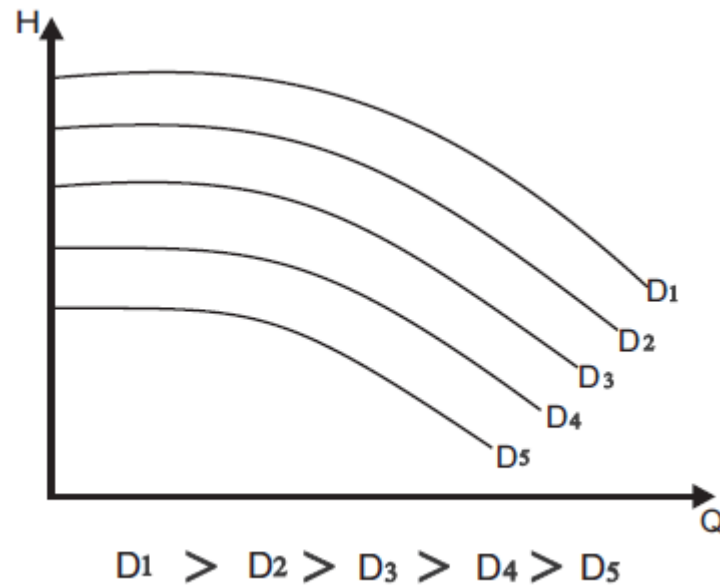
2.6.4 Curvas características das bombas

As curvas características das bombas são gráficos, geralmente fornecidos pelo próprio fabricante, que ilustram, também, o seu funcionamento. Essas curvas são obtidas através de experimentos realizados (LENGSFELD, DUARTE & ALTIERI, 1991).

2.6.4.1 Curva da altura manométrica (H) x Vazão (Q)

Essa curva traz a altura manométrica (ou carga) fornecida pela bomba em função da vazão do sistema. De acordo com Lengsfeld, Duarte & Altieri (1991), os fabricantes variam o diâmetro dos rotores para um mesmo equipamento e obtém a curva assim como ilustrado na figura a seguir.

Figura 12 – Curva da carga em função da vazão para 5 diâmetros de rotores



Fonte: Lengsfeld, Duarte & Altieri, (1991)

2.6.4.2 Curva da potência consumida pela bomba x Vazão

Essa curva característica das bombas relaciona a potência que estas consomem, devido às propriedades elétricas do motor associado com a vazão do sistema. Para traçar essa curva, são usados instrumentos elétricos como wattímetros, amperímetros e voltímetros (LENGSFELD, DUARTE & ALTIERI, 1991).

2.6.4.4 Curva de rendimento

Entende-se por rendimento, a razão entre a potência hidráulica e a potência consumida. A potência hidráulica de uma bomba nada mais é do que o produto do peso líquido do fluido pela altura desenvolvida, equação (5):

$$P_h = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{270} \quad (5)$$

As perdas por atrito no motor e na bomba, por exemplo, justificam a diferença de valor da potência hidráulica e potência consumida (LENGSFELD, DUARTE & ALTIERI, 1991).

2.7 SISTEMAS DE BOMBEAMENTO

Neste tópico, abordar-se-ão alguns parâmetros importantes para um projeto de sistemas de bombeamento com equações e conceitos determinantes para realização de tal.

2.7.1 Perda de carga

A quantidade de energia por unidade de peso perdida no escoamento do fluido dentro da tubulação é conhecida como perda de carga. Pode-se definir a perda de carga de um sistema (h_f) de bombeamento como sendo a soma da normal (h_{fn}) e localizada (h_{fL}), equação (6).

$$h_f = h_{fn} + h_{fL} \quad (6)$$

Enquanto a perda de carga normal representa a perda na tubulação reta, a localizada representa aquelas associadas a acessórios, como válvulas e joelhos (GOMES, 2013).

2.7.1.1 Perda de carga localizada

Para se calcular a perda de carga localizada, pode-se utilizar do método do comprimento equivalente. Este método consiste em associar um comprimento reto de tubulação para cada acidente do sistema de bombeamento.

O comprimento equivalente de cada acidente é tabelado em função do diâmetro da tubulação em questão (GOMES, 2013).

Alé (2010), relacionou alguns acessórios com seus respectivos comprimentos equivalentes, como mostra a Figura 13:

Figura 13 - Perda de carga localizada

Tipo de Acessório	Comprimento Equivalente (L_{eq}/D)
Válvula de globo aberta	340
Válvula de gaveta aberta	8
3/4 aberta	35
1/2 aberta	160
1/4 aberta	900
Válvula tipo borboleta aberta	45
Válvula de esfera aberta	3
Válvula de retenção tipo globo	600
Válvula de retenção tipo em ângulo	55
Válvula de pé com crivo: de disco móvel	75
Cotovelo padronizado 90 ^o	30
Cotovelo padronizado 45 ^o	16
Te padronizada fluxo direto	20
Te padronizada fluxo ramal	60

Fonte: Alé (2010).

Com a obtenção do comprimento equivalente, utiliza-se a equação (7) para calcular a perda de carga localizada:

$$h_{fd} = f \cdot \frac{L_{eq}}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (7)$$

2.7.1.2 Perda de carga normal

Pode ser obtida através da equação (8):

$$h_{fn} = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (8)$$

Para encontrar o fator de atrito (f), é necessário descobrir qual o número de Reynolds (Re) do escoamento em questão. Tal constante pode ser encontrada através da equação (9), (GOMES, 2013):

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \quad (9)$$

A partir daí, torna-se possível encontrar o fator de atrito pela equação (10), para casos em que o escoamento é laminar, e pela equação (11), para casos em que é turbulento.

$$f = \frac{64}{\text{Re}} \quad (10)$$

$$f = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(0,27 \cdot \frac{\varepsilon}{D} + \frac{5,74}{\text{Re}^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (11)$$

Devem ser respeitadas as seguintes condições para que seja possível utilizar a equação (11): $10^{-6} \leq \frac{\varepsilon}{D} \leq 10^{-2}$ e $5 \cdot 10^3 \leq \text{Re} \leq 10^8$, (MELLO; FERREIRA & CARVALHO, 1999).

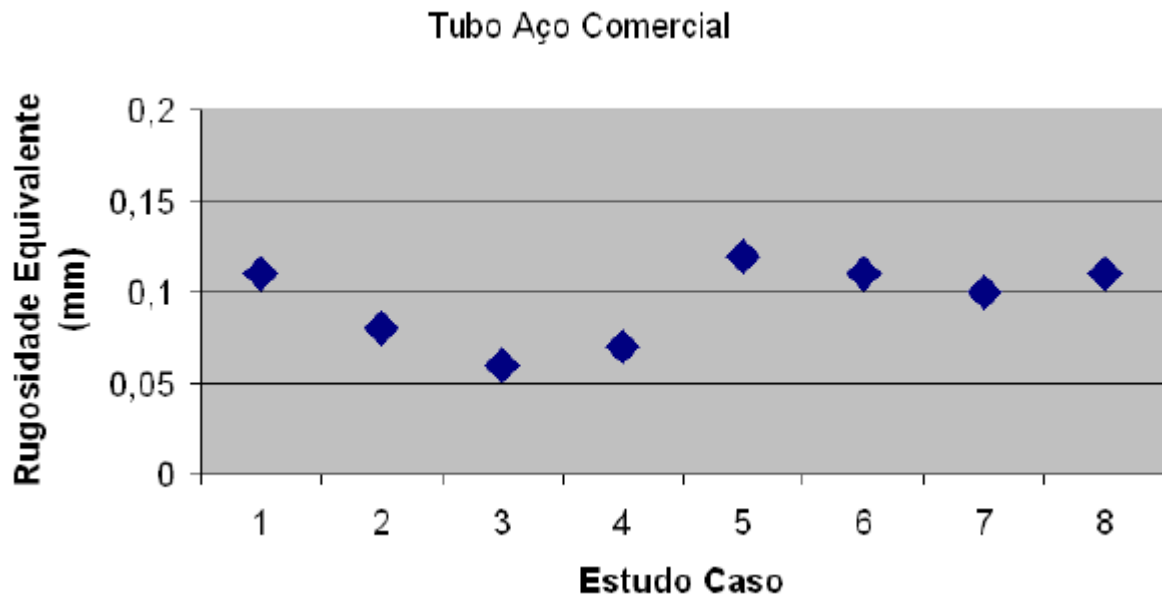
2.7.2 Rugosidade relativa de tubos de aço

Segundo Schroder (2011), rugosidade pode ser definida como as irregularidades, protuberâncias e asperezas no interior de uma tubulação resultante dos processos de fabricação, das incrustações formadas, de ataques químicos etc.

Essas irregularidades influenciam no escoamento interno em tubulações e contribuem para um aumento da perda de carga, como mostram as equações (8) e (11).

Para aços comerciais, através de atividades experimentais, o autor chegou a uma distribuição de valores que representam a rugosidade interna em tubulações fabricadas com esse material, como mostra a Figura 14.

Figura 14 - Rugosidade equivalente para tubos de aço comercial



Fonte: Schroder, (2011).

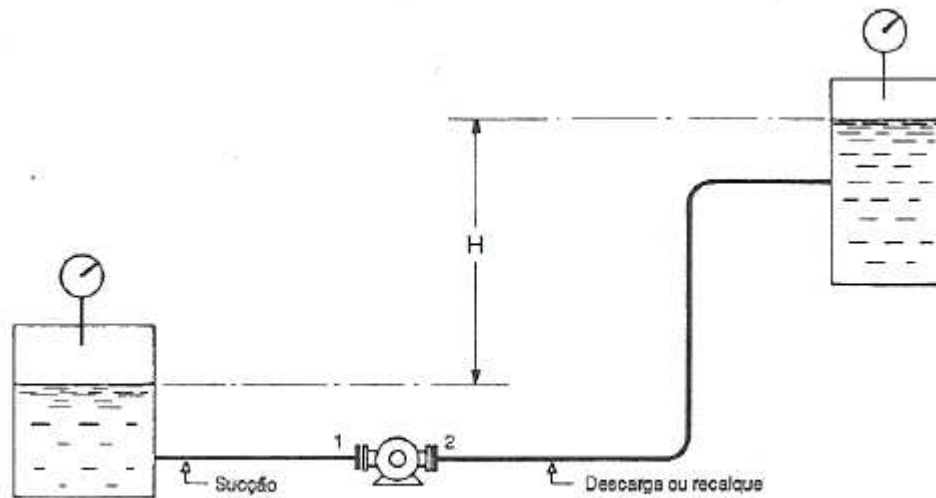
2.7.3 Altura manométrica do sistema

Altura manométrica é definida como a quantidade de energia por unidade de peso que uma bomba deverá ceder, em função da sua vazão. Essa altura varia de acordo com a diferença de pressão na sucção e a descarga de fluido, além de perdas de carga envolvidas no sistema devido a curvas, válvulas, acessórios etc (LENGSFELD, DUARTE & ALTIERI, 1991).

Em termos de equacionamento, a altura manométrica é definida como sendo a diferença entre a altura manométrica de descarga (H_d) e altura manométrica de sucção (H_s), conforme se verifica na equação (12), (GOMES, 2013):

$$H = H_d - H_s \quad (12)$$

Figura 15 – Sistema de bombeamento: Representação da altura manométrica



Fonte: Gomes, (2013).

2.7.3.1 Altura manométrica de sucção

A altura manométrica de sucção consiste na quantidade de energia por unidade de peso necessária para que o fluido saia do reservatório de sucção e passe pelo flange de sucção da bomba do sistema.

Segundo Gomes (2013), existem duas maneiras de encontrar a altura manométrica de sucção: A primeira consiste na aplicação do Teorema de Bernoulli, equação (13).

$$H_s = Z_s + \frac{P_s}{\gamma} - h_{f_s} \quad (13)$$

A segunda maneira exige medições reais no sistema instalado e mede a quantidade de energia por unidade de peso na área de sucção da bomba, equação (3):

$$H_s = \frac{P_{fs}}{\gamma} + \frac{V_{fs}^2}{2g} \quad (14)$$

2.7.3.2 Altura manométrica de descarga

Consiste na quantidade de energia por unidade de peso necessário para que o fluido saia do flange de descarga e atinja o ponto final do sistema de bombeamento.

Assim como apresentado no tópico anterior, também existem duas maneiras de calcular a altura manométrica de descarga. A primeira consiste, outra vez, na aplicação do Teorema de Bernoulli. Contudo, aqui, o teorema é aplicado entre um ponto do flange de descarga e um ponto na superfície do fluido no reservatório de descarga, equação (14).

$$H_d = Z_d + \frac{P_d}{\gamma} + h_{fd} \quad (15)$$

De maneira análoga à sucção, o segundo modo de calcular a altura manométrica de descarga também exige medições do sistema instalado e mede a quantidade de energia por unidade de peso no flange de descarga, equação (16), (GOMES, 2013).

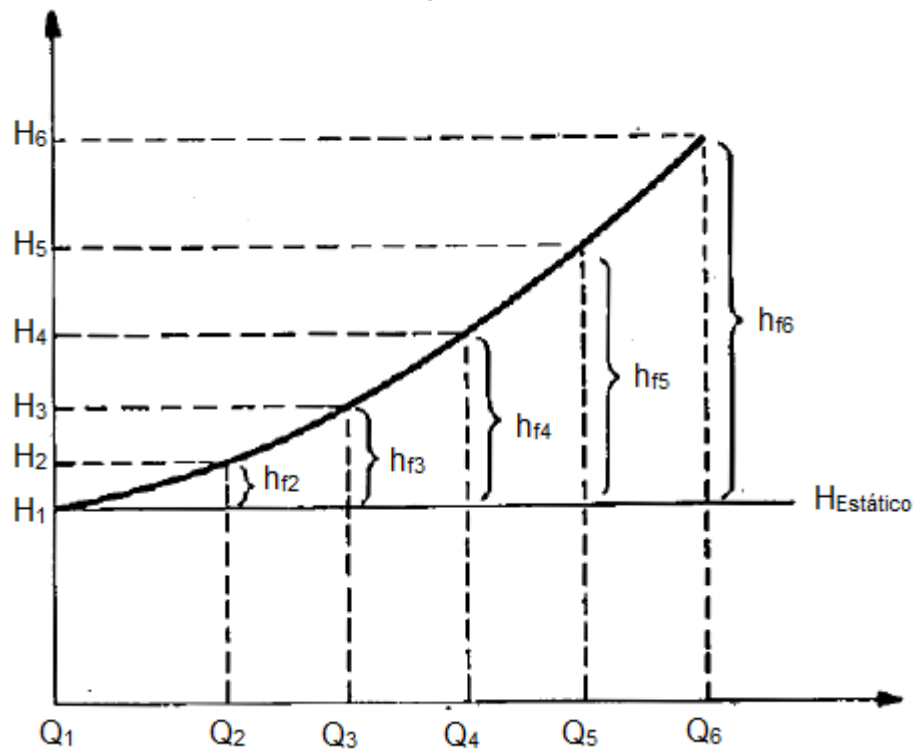
$$H_d = \frac{P_{fd}}{\gamma} + \frac{V_{fd}^2}{2g} \quad (16)$$

2.7.4 Curva do sistema de bombeamento

A curva do sistema de bombeamento ilustra a altura manométrica total para diferentes vazões do sistema.

Para se obter a curva, são impostos seis valores de vazão, sendo o primeiro deles nulo, dois são abaixo da vazão de operação projetada e dois acima dessa vazão, como mostra a Figura 16, (GOMES, 2014).

Figura 16 – Curva do sistema de bombeamento



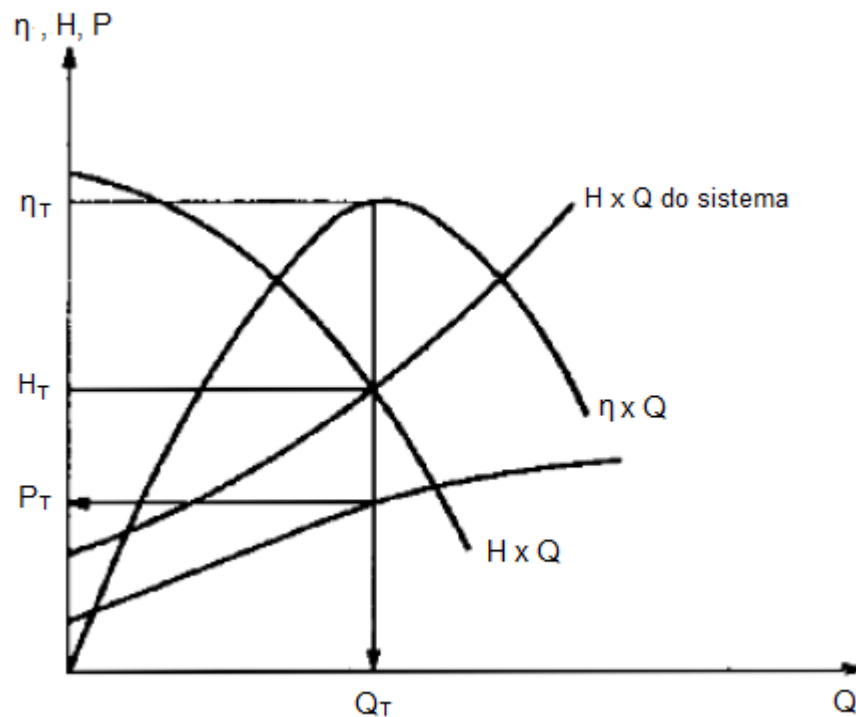
Fonte: Gomes, (2013).

2.7.5 Ponto de operação

O propósito de obter as curvas citadas nos tópicos antecedentes é definir o ponto de operação da bomba. A partir deste, pode-se descobrir a vazão de operação e obter a potência e rendimento da bomba.

Para isso, as curvas devem ser plotadas em um mesmo gráfico e, depois, o ponto de intersecção entre curva do sistema e a curva $H \times Q$ da bomba deve ser identificado. Esse ponto é quem definirá a vazão de operação e, a partir desta vazão, pode-se verificar a potência e o rendimento da bomba, Figura 17, (GOMES, 2013).

Figura 17 – Ponto de operação



Fonte: Gomes, (2013).

2.7.6 Cavitação

O fenômeno da cavitação ocorre quando a pressão absoluta em qualquer ponto do sistema de bombeamento atinge valores inferiores à pressão de vapor desse líquido na temperatura de bombeamento. Desse modo, nesse ponto específico, surgem bolhas que, ao longo do escoamento na tubulação, atingirão pontos de maior pressão (FEGHALI, 2016).

Assim, ao alcançá-los, essas bolhas sofrerão um colapso e retornarão à fase líquida. Considerando que o volume específico do líquido é menor do que o do vapor, com a liquefação das bolhas, será formado um vazio dentro da tubulação que, ao ser preenchido, gerará uma onda de choque (GOMES, 2013).

O efeito da cavitação pode ser ouvido, mensurado e visível (GOMES, 2013). Com a vibração causada pela onda de choque, o rotor da bomba é submetido a um desgaste excessivo e a bomba perde rapidamente em rendimento (FEGHALI, 2016).

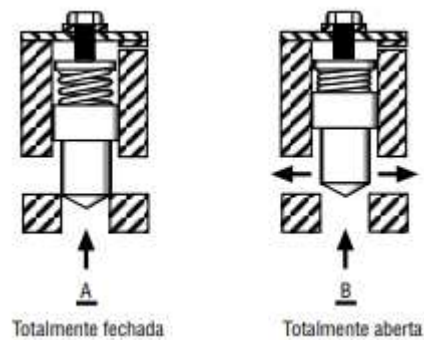
Para o caso de caldeiras, procura-se alimentar o gerador de vapor com a água estando em temperaturas inferiores a 80°C, justamente para se evitar que o fenômeno de cavitação aconteça.

2.8 VÁLVULA DE CONTROLE DE PRESSÃO

Usualmente, válvulas são dispositivos utilizados para determinar a direção, volume ou a pressão de um fluido em um certo circuito hidráulico. As válvulas controladoras de pressão, como se pode imaginar, integram o terceiro caso entre os supracitados (PARKER, 2001).

Basicamente, a pressão de passagem do fluido é controlada pela compressão ou descompressão de um parafuso que age sobre uma mola. A Figura 18 facilita o entendimento deste fenômeno:

Figura 18 - Válvula de controle de pressão operada diretamente



Fonte: Parker, (2001).

3 METODOLOGIA

Nesta seção, serão apresentados os materiais e os métodos utilizados para projeção do sistema de reaproveitamento energético em questão.

Será, primeiramente, apresentado como se dará a definição do *layout* do ciclo. Em segundo lugar, as técnicas que serão utilizadas para realizar as medições serão explanadas. A partir desse momento, se torna possível começar o dimensionamento e seleção dos componentes do ciclo.

3.1 LOCAL DE REALIZAÇÃO DO TRABALHO

O estudo foi realizado em um abatedouro de aves localizado no sudoeste do Paraná. A principal atividade da empresa está focada na produção de frango *in natura* tipo *Griller*, para exportação.

O frigorífico em questão é, atualmente, o maior da América Latina no quesito capacidade de abate, a qual gira em torno de 650 mil aves.

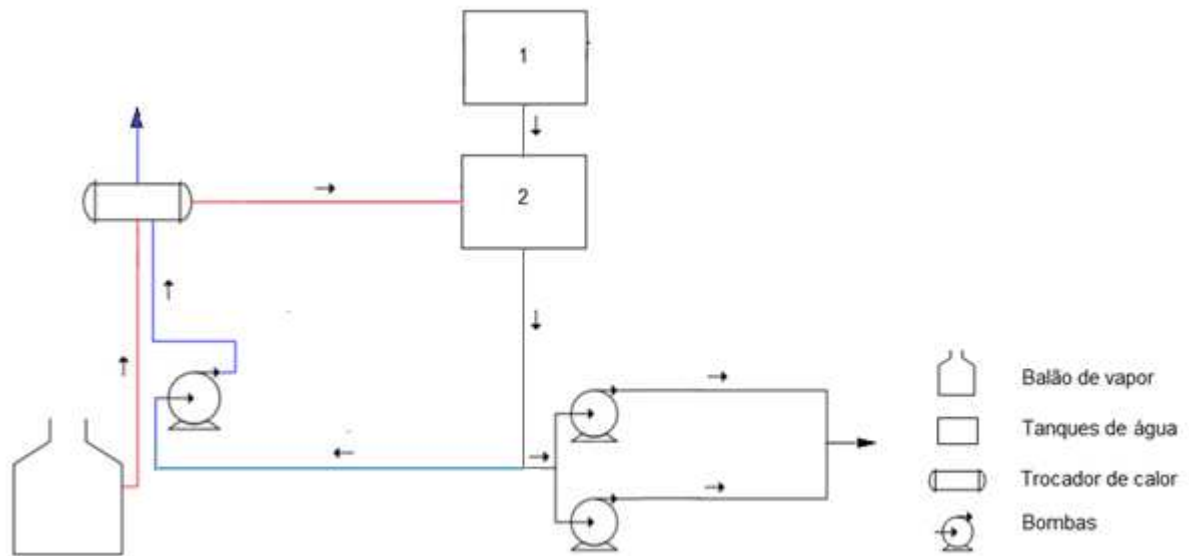
Além do frigorífico, a entidade conta com outras plantas industriais: Uma fábrica de óleo, uma fábrica de ração, dois incubatórios, uma fábrica de farinha e gordura.

3.2 LAYOUT DO CICLO

Como já foi dito, inicialmente, se faz necessário definir o *layout* do ciclo. Avaliando as instalações dos equipamentos (tanques de água, desaerador, tubulações, balão de vapor etc.) no local, duas formas distintas para distribuição dos componentes do sistema serão consideradas, Figura 19 e Figura 20

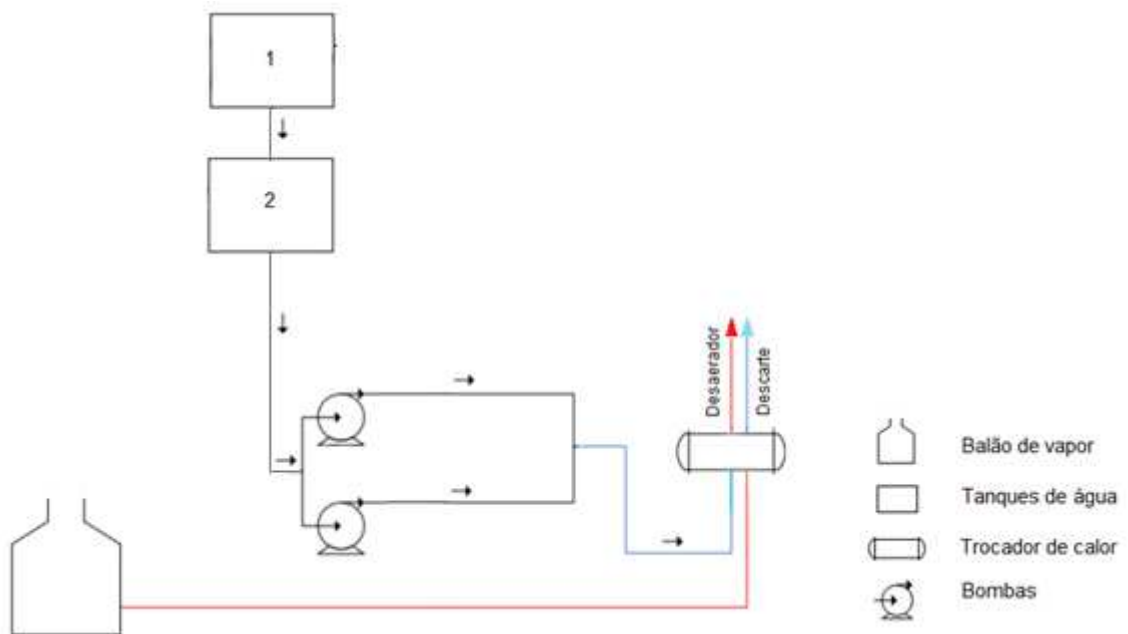
Em ambas as figuras, a tubulação em vermelho representa o fluido com maior temperatura e em azul com a menor. Após passarem pelo trocador, as cores se invertem devido à troca térmica envolvida. Dessa forma, o entendimento das ilustrações é facilitado.

Figura 19 - Layout 1



Fonte: Autoria própria.

Figura 20 - Layout 2



Fonte: Autoria própria.

Ambos os arranjos do sistema são capazes de aquecer a água de alimentação do balão de vapor. Contudo, alguns aspectos como conservação de temperatura do fluido, número de passagens do fluido pelo trocador de calor, condição

para aquisição de novos componentes e implantação de sistemas de controle, serão considerados antes de definir qual esquema será adotado.

3.2.1 *Layout 1*

Avaliando a Figura 19, notam-se algumas vantagens do esquema em relação ao *layout 2*:

- Número de passagens do fluido pelo trocador: como se pode observar, o circuito do fluido a ser aquecido é independente da tubulação que alimenta o balão de vapor. Desse modo, a água dos tanques circula pelo trocador diversas vezes aumentando a carga térmica toda vez que passar pelo dispositivo, independentemente da quantidade de vapor que a produção exige no momento.

- Vazão controlada: neste esquema de distribuição dos componentes a vazão da água a ser aquecida será definida de forma a maximizar a troca térmica, dependendo da vazão da descarga de superfície.

- Aquisição de uma bomba: para satisfazer as condições desse projeto, apenas uma bomba será comprada, no caso, a que alimenta o trocador de calor.

3.2.2 *Layout 2*

Para o segundo esquema considerado, nota-se que como o trocador estaria próximo ao desaerador; o calor perdido no transporte do fluido seria menor em relação ao primeiro.

Outro aspecto relevante, é a não necessidade de alteração na estrutura do ciclo atual. Mesmo que o diâmetro da tubulação existente mudasse, não haveria necessidade de adicionar uma nova canalização ocupando maior espaço do local de projeto.

Entretanto, para implantação deste conceito em questão, seria necessário a aquisição de duas novas bombas, tendo em vista a grande perda de carga envolvida no trocador de calor e considerando que as máquinas de fluxo hoje presentes estão dimensionadas em sua capacidade máxima.

Outra desvantagem impactante é que, de maneira distinta ao primeiro esquema, a vazão estaria interligada à quantidade de vapor necessária no processo produtivo. Desta forma, não seria possível controlar o ganho térmico do fluido.

3.2.3 Definição

Após avaliar as vantagens e desvantagens envolvidas na escolha dos esquemas considerados, optou-se por adotar o *layout 1*.

Nas seções seguintes, cálculos envolvendo adoção do *layout 2* foram realizados para fins comparativos.

3.3 TÉCNICAS PARA MEDIÇÕES

Nesta etapa de desenvolvimento do trabalho, foram mensuradas as condições de trabalho do ciclo para que, futuramente, seja possível dimensionar e selecionar os componentes integrantes desse sistema de reaproveitamento energético.

De início, as condições determinantes envolvidas na escolha do trocador de calor mais adequado serão abordadas. Assim sendo, faz-se necessário conhecer a vazão e a temperatura dos fluidos submetidos à troca térmica.

Para o caso da descarga de superfície, o ciclo não integra componentes de leitura, atualmente. Desse modo, se faz necessário realizar a coleta dos dados.

Para a medição da vazão, foi utilizado o medidor ultrassônico ilustrado na Figura 21.

Figura 21 - Medidor de vazão ultrassônico



Fonte: Nivetec, 2018.

No caso da temperatura, foi utilizado um termômetro a laser que não exige contato para aferir a temperatura do fluido, mostrado na Figura 22.

Figura 22 - Termômetro a laser



Fonte: Fluke, 2018.

A respeito da água a ser aquecida, pode-se dizer que a vazão estará relacionada a aspectos que serão definidos futuramente, na parte de cálculo do trabalho. Portanto, esta não deve ser medida e sim definida com base na quantidade de calor que se desejará receber.

A temperatura desta água nos tanques é ambiente e a leitura é feita em tempo real, por um sensor de temperatura.

Para seleção e dimensionamento da bomba componente do ciclo, será avaliado o *layout* do sistema, analisando as singularidades instaladas na tubulação e calculando um comprimento equivalente total, conforme repassado na revisão bibliográfica. A partir disso e avaliando a vazão requerida para atingir a temperatura final da água, pode-se selecionar a bomba que atenda a essas especificações de projeto.

3.4 DEFINIÇÃO DE PARÂMETROS E APRESENTAÇÃO DAS MEDIÇÕES DO TROCADOR DE CALOR

Neste tópico, apresentar-se-ão os valores obtidos nas medições realizadas, os valores assumidos necessários para realização dos cálculos do trocador de calor e explicado o fundamento para adoção dessas constantes.

Antes de iniciar os procedimentos de cálculo, é importante ressaltar que para o presente trabalho, foi determinado que o trocador de calor será do tipo placas. Foram levadas em conta as características deste modelo - citadas no referencial teórico - além do reduzido espaço para implantação do projeto, para optar-se por tal modelo.

Em primeiro lugar, é necessário encontrar a quantidade de calor cedida pelo fluido quente. Para isso, a equação (3) será utilizada como base.

Desse modo, tem-se que a taxa de transferência de calor concedida no sistema (Q) será igual ao produto da vazão mássica da descarga de superfície (\dot{m}_d) pelo intervalo da entalpia dessa descarga na entrada (h_{de}) e na saída (h_{ds}) do trocador, conforme mostra a equação (17).

$$\dot{Q}_{Disponível} = \dot{m}_d \cdot (h_{de} - h_{ds}) \quad (17)$$

Dentre as medições de vazão obtidas, observou-se que os valores variavam entre 2-4% da quantidade total de água que alimenta a caldeira. Assim, com a finalidade de se obter a maior eficiência para o dispositivo de troca de calor, será utilizada o menor valor (pior caso) para realização dos cálculos, equação (18). Portanto:

$$\dot{m}_d = 0,02 \cdot \dot{m}_{TOTAL} = 0,6[m^3 / h] \quad (18)$$

O próximo passo é atribuir valores às entalpias envolvidas na equação (17). Para isso, faz-se necessário definir a temperatura de saída (T_{ds}) do fluido quente no trocador. Esta grandeza deve ser a menor possível de modo a maximizar a troca térmica entre os fluidos. Todavia, não será adotado a temperatura ambiente para que o trocador de calor não tenha dimensões exageradas de modo a comprometer a instalação do equipamento no espaço designado. Define-se, então:

$$T_{ds} = 40^\circ C$$

A partir daí, será utilizado o anexo A para encontrar os valores das entalpias. É importante ressaltar, que a temperatura medida da descarga de superfície da caldeira (T_{es}) é igual a:

$$T_{de} = 102^\circ C$$

Assim sendo, tem-se:

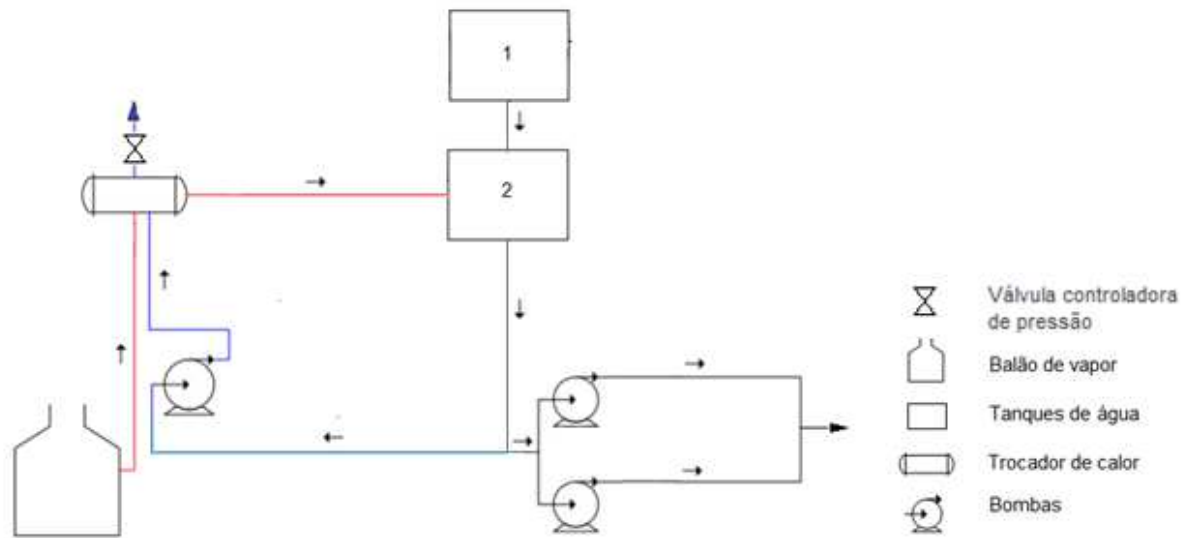
$$h_{de} = 427,46[kJ / kg]$$

e

$$h_{ds} = 167,54[kJ / kg]$$

A fim de ampliar o intervalo entre as entalpias evidenciadas acima, foram consideradas algumas maneiras de se aumentar a temperatura da descarga na entrada do trocador de calor. Assim, após avaliar as alternativas, optou-se por instalar uma válvula controladora de pressão na tubulação da descarga de superfície, na saída do trocador de calor, como mostra a Figura 23:

Figura 23 - Layout com a instalação da válvula



Fonte: Autoria própria.

Dessa maneira, com a instalação da válvula controladora de pressão na tubulação, pode-se pressurizar o fluido até o valor desejado. Com a pressurização da descarga na rede, a água ganha temperatura, tornando o sistema mais eficiente. A condição para realização desta adaptação no esquema é que a pressão interna do fluido na tubulação não pode ultrapassar a PMTA (pressão máxima de trabalho admitida) do trocador de calor (10bar) e nem a pressão nominal da caldeira (~41bar).

Sendo assim, definiu-se que o fluido passará pelo dispositivo de troca de calor com 7 bar. Dessa maneira, a nova temperatura e entalpia da descarga na entrada do trocador serão, respectivamente:

$$T_{de_1} = 164,97^{\circ}C$$

e,

$$h_{de_1} = 697,29[kJ / kg]$$

Em relação às temperaturas de entrada e saída no trocador, a densidade média da água descartada será:

$$\overline{\rho_{de}} = 947,35[\text{kg} / \text{m}^3]$$

Agora, já com a definição das condições relativas ao fluido quente do sistema, deve-se partir para a caracterização das variáveis do fluido a ser aquecido. Para isso, serão desconsideradas as perdas de calor de processo tornando a equação (19) válida:

$$\dot{Q}_{Disponível} = \dot{Q}_{Alimentação} = c_p \cdot \dot{m}_a \cdot (T_{ae} - T_{as}) \quad (19)$$

em que, $Q_{alimentação}$ é a taxa de calor recebida pelo fluido em baixa temperatura, c_p é seu calor específico médio do mesmo – na entrada e saída do trocador, m_a é vazão deste e, T_{ae} e T_{as} são a temperatura da água de alimentação na entrada e na saída do trocador de calor, respectivamente.

Pelo anexo C, pode-se definir que:

$$\overline{c_p} = 4,184[\text{kJ} / \text{kg} \cdot \text{K}]$$

e a densidade média da água de alimentação da caldeira na entrada e saída do trocador será,

$$\overline{\rho_{ae}} = 996,46[\text{kg} / \text{m}^3]$$

Nota-se que na equação (19) há duas constantes indefinidas (vazão e temperatura de saída), fazendo-se obrigatória a adoção de um valor para uma dessas duas constantes. Optou-se por adotar uma temperatura de saída e calcular a vazão do fluido, lembrando que esta poderá ser ajustada de acordo com os resultados encontrados posteriormente:

$$T_{as} = 33^\circ \text{C}$$

Vale ressaltar que a vazão calculada afetará diretamente no dimensionamento da bomba do circuito.

O próximo passo é calcular a área necessária para realizar a troca térmica de acordo com os parâmetros calculados e adotados. Para isso, o coeficiente global de troca térmica deve ser definido e a diferença de temperatura logarítmica calculada.

Entrando em contato com engenheiros de uma fabricante de equipamentos trocadores de calor e passando algumas informações e particularidades do projeto, definiu-se que:

$$U = 2379[kcal / h \cdot m^2 \cdot ^\circ C]$$

Finalmente, através da equação (2), e considerando as condições propostas, será definida a variável que representa a variação da temperatura ao longo do trocador, equação (20):

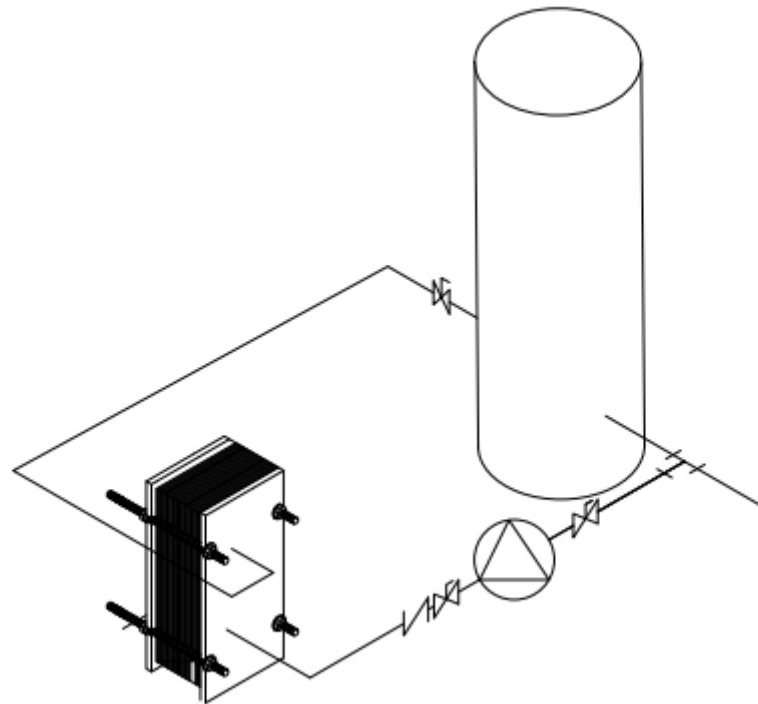
$$\Delta T_{ml} = \frac{(20 - 40) - (33 - 164,97)}{\ln \left[\frac{20 - 40}{33 - 164,97} \right]} = 59,3^\circ C \quad (20)$$

3.5 DEFINIÇÃO DE PARÂMETROS PARA CÁLCULO DA BOMBA

De modo similar à seção anterior e agora aplicado à bomba, serão apresentadas aqui algumas definições de projeto, assim como as razões com base teórica para assumir tais valores.

Para facilitar o entendimento, será ilustrado em vista isométrica a distribuição dos componentes do ciclo com as medidas assumidas para o projeto a partir da Figura 24:

Figura 24 - Ciclo em vista isométrica



Fonte: Autoria própria.

Em primeiro lugar, serão apresentados os cálculos relacionados à altura manométrica do sistema, obtida a partir da equação (12), e estratificada na equação (21):

$$H = H_d - H_s = Z_s - Z_d + \frac{P_s - P_d}{\gamma} + h_{fd} + h_{fs} \quad (21)$$

Um termo que não aparece na equação (21), mas que deve ser levado em consideração é a perda de carga recorrente no trocador de calor (h_{TC}). Adicionando tal expressão, a equação passa a ser:

$$H = Z_s - Z_d + \frac{P_s - P_d}{\gamma} + h_{fd} + h_{fs} + h_{TC} \quad (22)$$

Para calcularmos a redução do escoamento devido ao equipamento de troca térmica, foi consultado o seu fabricante, o qual informou a queda de pressão no mecanismo:

$$P_{TC} = 0,49[bar] = 49000[Pa]$$

Sabendo que o fluido é proveniente do mesmo reservatório para onde é direcionado, os termos que envolvem altura e pressão, na equação (22), são nulos:

$$Z_s - Z_d = \frac{P_s - P_d}{\gamma} = 0$$

Ou seja, a altura manométrica do sistema está relacionada apenas às perdas de carga na sucção e descarga da água, além da perda no trocador, equação (23):

$$H = h_{f_d} + h_{f_s} + h_{TC} \quad (23)$$

Seguindo o referencial bibliográfico do presente trabalho, nota-se que para descobrir as perdas de carga é necessário adotar um diâmetro para a tubulação do sistema:

$$D = 2[pol.] = 50,8[mm]$$

Outro aspecto que necessita ser definido é o material da tubulação. Só a partir deste será obtida a rugosidade relativa, constante necessária para o cálculo do fator de atrito, como mostrado na equação (11).

O material escolhido para tal aplicação será um aço comercial e a rugosidade equivalente admitida com base na **Figura 14** será:

$$\varepsilon = 0,095[mm]$$

Por último, ainda é necessário definir a viscosidade e a densidade do fluido quando este estiver em 20°C, que é a temperatura da água no momento de passagem pela bomba. Será utilizado o anexo C para tal.

$$\mu_B = 1003,77 \left[\frac{N \cdot s}{m^2} \right]$$

$$\rho_B = 998,25 [kg / m^3]$$

4 DESENVOLVIMENTO DO PROJETO

Nesta seção do trabalho, serão apresentados os resultados dos cálculos realizados para as equações representadas nos tópicos anteriores. A interpretação dos dados aqui demonstrados estará na próxima seção do trabalho, em resultados e discussões.

4.1 MEMORIAL DE CÁLCULO PARA O TROCADOR DE CALOR

Seguindo os passos da sessão 3.4, primeiramente deve-se encontrar o calor cedido pelo fluido quente. Portanto:

$$\dot{Q}_{Disponível} = \dot{m}_d \cdot (h_{de} - h_{ds}) = 0,6 \cdot (697,29 - 167,54)$$

$$\dot{Q}_{Disponível} = \frac{317,85[kJ \cdot m^3 / kg \cdot h] \cdot 947,35[kg / m^3]}{3600[s / h]} = 83,63[kW]$$

Definiu-se também que a taxa de transferência de calor cedido será igual à recebida pela água de alimentação da caldeira. Daí:

$$\dot{Q}_{Disponível} = \dot{Q}_{Alimentação} = 83,63[kW]$$

Dessa maneira, já se torna possível encontrar a vazão da água de alimentação que o fluido quente conseguirá aquecer em 13°C:

$$83,63 = c_p \cdot \dot{m}_a \cdot (T_{as} - T_{ae}) = 4,184 \cdot \dot{m}_a \cdot (33 - 20)$$

$$\dot{m}_a = \frac{83,63[kJ / s] \cdot 3600[s / h]}{4,184[kJ / kg \cdot K] \cdot 13K \cdot 996,46[kg / m^3]} = 5,57[m^3 / h]$$

Finalmente, pode-se definir a área de troca térmica necessária entre os fluidos dentro do trocador de calor:

$$A = \frac{Q}{U \cdot \Delta T_{mi}} = 0,51[m^2]$$

4.1.1 Memorial de cálculo utilizando o *layout 2*

Como já citado anteriormente, alguns cálculos foram realizados considerando a adoção do *layout 2* para o ciclo de reaproveitamento energético.

Neste ciclo, diferentemente do primeiro, já se tem a vazão da água de alimentação definida (\dot{m}_{TOTAL}) e, a partir desta, será calculada a temperatura do fluido na saída do trocador de calor – equação (24):

$$\dot{Q}_{Disponível} = \dot{m}_{TOTAL} \cdot c_p \cdot (T_{ae} - T_{as}) \quad (24)$$

$$\Delta T_{layout 2} = 2,41K$$

Como se pode notar, o ganho de temperatura da água, adotando o segundo modelo de distribuição de componentes, é baixo e, de modo diferente do primeiro, o fluxo só circula uma vez pelo trocador de calor. Estes fatos justificam a escolha do *layout 1*.

4.2 MEMORIAL DE CÁLCULO PARA A BOMBA

A partir dos aspectos abordados na seção 3.5, os cálculos referentes à bomba deverão se iniciar pela descoberta das perdas de carga normal e localizada e, a partir das equações (6) e (23), definir a altura manométrica do sistema.

Em primeira mão, serão apresentados os cálculos referentes às perdas de carga normal, a partir da equação (8).

Para isso, deve-se, antes de tudo, calcular a velocidade de escoamento do fluido a partir da equação (25):

$$V = \frac{\dot{m}_a}{A_{ub.}} = \frac{\dot{m}_a}{\pi \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2} = 0,763[m/s] \quad (25)$$

Avaliando esta, nota-se que a necessidade de se calcular o número de Reynolds se faz presente. Será utilizada a equação (9) como base. Assim:

$$\text{Re} = \frac{\rho_B \cdot V \cdot D}{\mu_B} = \frac{998,25 \cdot 0,763 \cdot 0,0508}{1003,77 \cdot 10^{-6}} = 38.547,25$$

Dessa forma, torna-se possível calcular o fator de atrito pela equação (11):

$$f = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(0,27 \cdot \frac{0,095}{50,8} + \frac{5,74}{(38.547,25)^{0,9}} \right) \right]^2} = 0.025$$

Pela Figura 20, pode-se calcular o comprimento reto (L) da tubulação, constante que falta para encontrar a perda de carga normal:

$$L = 0,9 + 0,9 + 0,4 + 0,2 + 0,2 + 1,4 + 2,0 = 6,0m$$

Desse modo, a perda de carga normal será:

$$h_{fn} = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} = 0,09m$$

Agora, em segundo lugar, serão mostrados os cálculos relacionados às perdas de carga localizadas.

Como se pode notar na Figura 24, os acessórios existentes no trajeto são esses descritos na Tabela 2:

Tabela 2 - Descontinuidades no trajeto

Acessório	Quantidade	Comprimento	Comprimento equivalente total (m)
		equivalente unitário (m)	
Válvula esfera	3	3	9
Válvula retenção globo	1	600	600
Curvas 90°	4	30	120
Conexão tê	1	60	60

Fonte: Autoria própria

Desse modo, tem-se que o comprimento equivalente será:

$$\frac{L_{eq}}{D} = 3 \cdot 3 + 1 \cdot 600 + 5 \cdot 30 + 1 \cdot 60 = 819$$

Com isso, tem-se que:

$$h_{fL} = f \cdot \frac{L_{eq}}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} = 0,608[m]$$

A última redução a ser calculada é a relacionada ao equipamento de troca térmica, equação:

$$h_{TC} = \frac{P_{TC}}{\rho_B \cdot g} = \frac{49000[Pa]}{998,25[kg / m^3] \cdot 9,81[m / s^2]} = 5[m] \quad (26)$$

Finalmente, pode-se calcular a altura manométrica total do sistema:

$$H = h_{f_d} + h_{f_s} + h_{TC} = 0,09 + 0,608 + 5,0 = 5,698[m]$$

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesta seção do trabalho, serão selecionados o trocador de calor e a bomba com base nas condições de projeto e nos cálculos realizados.

4.1 SELEÇÃO DO TROCADOR DE CALOR

Depois de determinado o tipo de trocador de calor e a área de troca térmica necessária para que as condições de saída do fluido de alimentação fossem satisfeitas, bastou entrar em contato com um fabricante deste equipamento e solicitar um modelo que atendesse tais parâmetros.

O modelo proposto pelo fornecedor foi o trocador de placas GLD – 013, com suas especificações à mostra na Tabela 3:

Tabela 3 - Especificações do trocador selecionado

Modelo do trocador de calor: GLD - 013	
Área de troca térmica por placa	0,12m ²
Número de placas	7
Número de passes	1
Coefficiente global de troca térmica	2379 (kcal/h.m ² .°C)
Temperatura de saída do fluido quente	40°C
Temperatura de saída do fluido frio	33°C
Carga térmica	83,63kW

Fonte: Autoria própria.

A área de troca térmica do equipamento será 7 vezes a superfície de troca por placa, totalizando 0,72m². Sabendo que a área calculada, na seção 4.1 do trabalho, é igual a 0,51m², entende-se que o trocador de calor será capaz de atender às necessidades do projeto.

4.2 SELEÇÃO DA BOMBA

Para selecionar a bomba que melhor satisfaz os parâmetros de projeto, inicialmente foi definido o tipo de bomba que seria utilizado com base na Figura 11, do referencial teórico.

Avaliando o campo de aplicação referido, vê-se que três classificações de bomba são indicadas: bombas alternativas, rotativas e centrífugas.

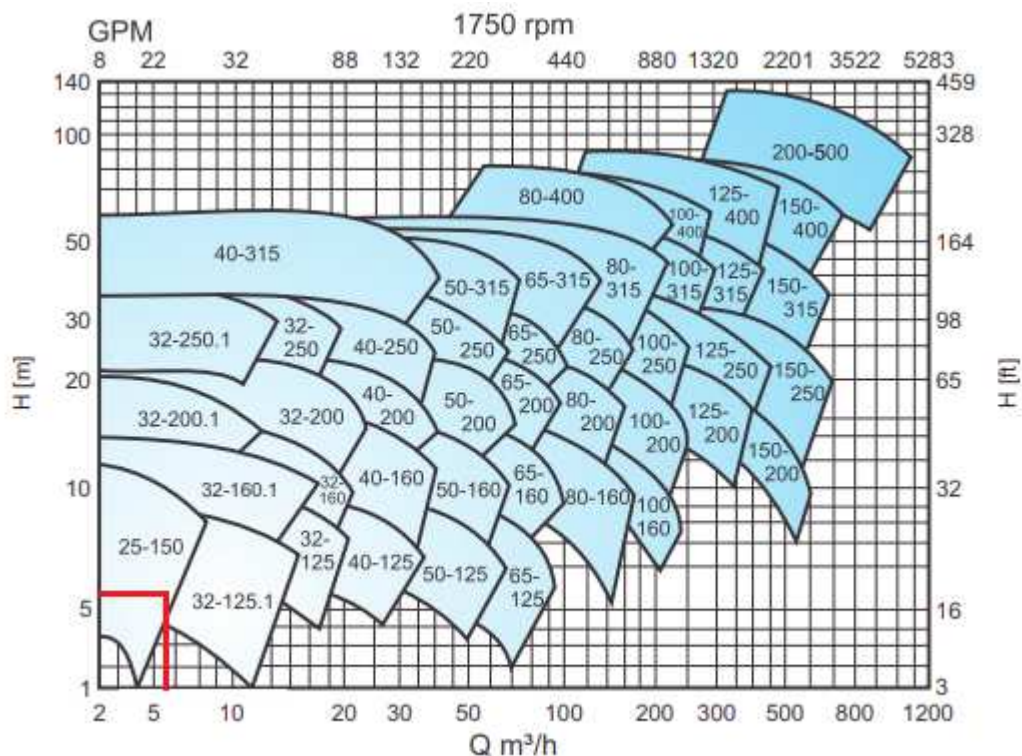
Segundo Carvalho et. al (2016), as principais aplicações das bombas rotativas envolvem o recalque de fluidos pastosos ou muito viscosos, o que não se aplica para o presente trabalho.

Ainda de acordo com o autor, o emprego das bombas alternativas se refere à dosagem de produtos químicos, o que também não está de acordo com o propósito deste projeto.

Devido a esses fatos, optou-se por utilizar uma bomba centrífuga.

Sendo assim, foi consultado o catálogo eletrônico da IMBIL e nele foram submetidas a vazão e altura manométrica calculadas do sistema. A partir disso, notou-se que as bombas da linha INI compactuam com as condições do trabalho. Assim, a partir da carta de aplicação para este tipo de bomba, também fornecido pelo fabricante, pode-se selecionar a máquina de fluxo: Bomba centrífuga IMBIL INI 25-150, Figura 25.

Figura 25 - Carta de aplicação das bombas centrífugas IMBIL INI

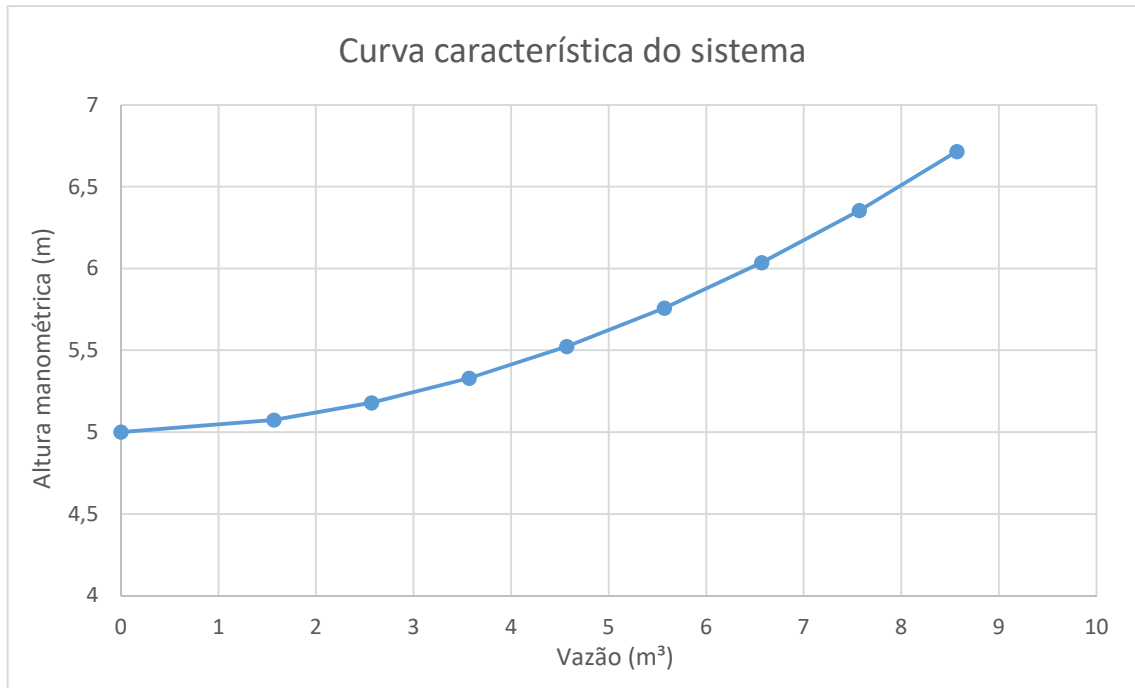


Fonte: IMBIL (2015).

O próximo passo envolve definir o diâmetro do rotor da bomba.

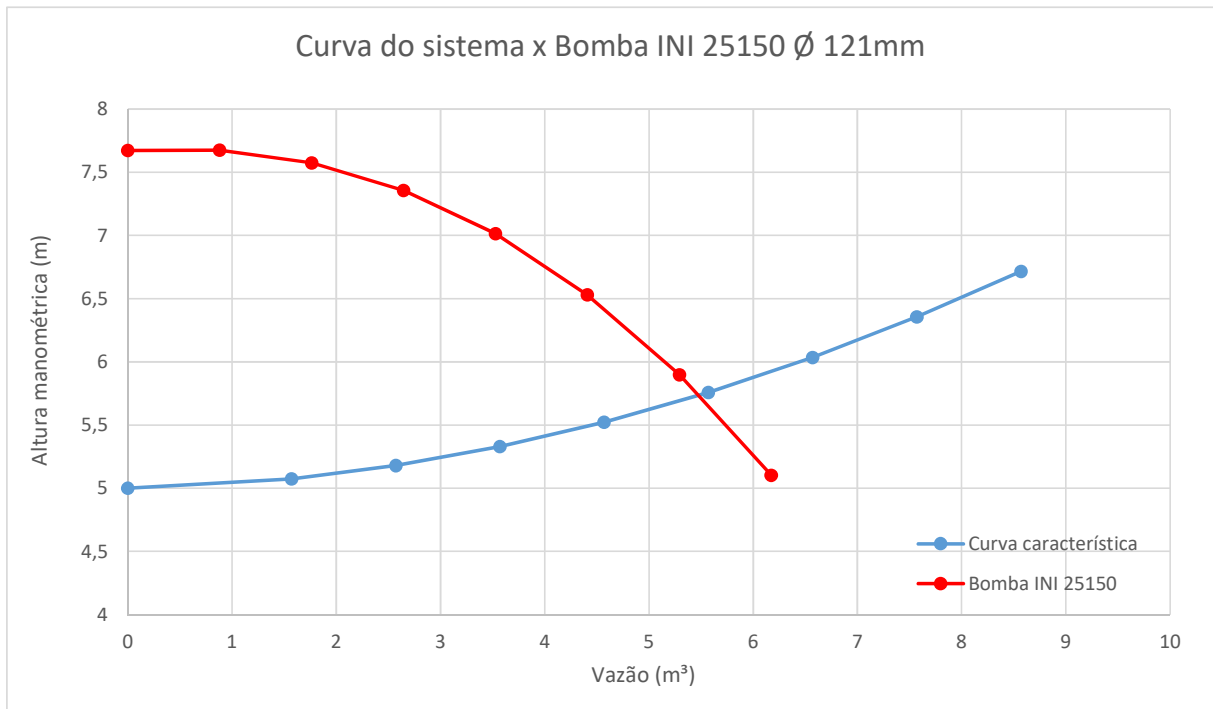
Para tal, foi traçada a curva característica do sistema utilizando o método descrito na seção 2.7.4, no qual são estipulados diferentes valores para a vazão de escoamento e, conseqüentemente, a altura manométrica total varia, Figura 26.

Figura 26 - Curva característica do sistema



Fonte: Autoria própria (2018).

Traçada a curva do sistema, bastou sobrepor a curva característica relativa a uma bomba com o diâmetro de rotor igual a 121mm no gráfico, e observar que a interseção formada é justamente o ponto de operação do trajeto, Figura 27.

Figura 27 - Curva para determinação do ponto de operação da bomba

Fonte: Autoria própria (2018).

Conclui-se então, que a bomba centrífuga IMBIL INI 25-150 com diâmetro de rotor igual a 121mm, acoplada a um motor de 0,5cv, quatro polos e 1680rpm satisfaz as condições do projeto.

5 CONCLUSÕES

Na parte inicial do presente trabalho, afirmou-se que o esperado era economizar a quantidade de combustível consumida pela caldeira e assim reduzir os gastos envolvidos para geração de vapor. Considerando o ganho de temperatura do fluido que passa pelo trocador de calor, pode-se afirmar que a implementação do projeto reduziria o montante de combustível consumido diariamente no processo.

Contudo, a vazão da descarga de superfície permitiu o aquecimento, em treze graus Celsius, de apenas 5,57m³/h da água utilizada para alimentar a caldeira. Comparando essa vazão do fluido aquecido com o fluxo total de água entrante no balão de vapor, vê-se que esse valor representa pouco menos de 20% da demanda. Ou seja, a taxa de calor que a descarga de superfície pode disponibilizar não é suficiente para aumentar significativamente a temperatura da água de alimentação da caldeira em uma vazão expressiva.

Portanto, conclui-se que a implantação do ciclo de eficiência energético proposto não resultaria em uma grande redução da quantidade de cavaco necessária para a geração de vapor. Não foi possível quantificar essa economia no montante de combustível devido à inexistência de um controle da quantidade de cavaco necessária. Contudo, essa conclusão pode ser obtida avaliando a vazão de água que seria aquecida com a implementação do projeto.

Para futuros trabalhos relacionados, sugere-se esse tipo de estudo em caldeiras em que a qualidade da água no balão de vapor exija uma descarga com maior vazão, disponibilizando assim, uma maior taxa de calor para ser utilizada no aquecimento da água que adentra o gerador de vapor. Outra sugestão, é a realização da viabilidade econômica da instalação do sistema, analisando o investimento necessário para compra de equipamentos e tubulação, e calculando qual seria a economia resultante da redução do consumo de combustível.

Enfim, de uma maneira geral, pode-se afirmar que o trabalho cumpriu os objetivos propostos.

REFERÊNCIAS

ALÉ, Jorge A. V. **Sistemas Fluidomecânicos: Sistemas de Bombeamento**. Pontifícia Universidade Católica do Rio Grande do Sul – PUCRS. Departamento de Engenharia Mecânica e Mecatrônica – 2010.

ASCA EQUIPAMENTOS INDUSTRIAIS. Catálogo de válvulas de descarga. Rio de Janeiro, 2012.

BAZZO, E. Geração de vapor. 2ª. ed. Florianópolis: Editora da UFSC, 1995.

CARVALHO, Daniel José de; et al. **Ponto de operação da bomba**. UNIFACEX - Centro Universitário FACEX. Natal – RN, 2016. Disponível em: <<https://www.passeidireto.com/arquivo/41945652/parte-escrita-de-ponto-de-operacao-da-bomba>>. Acesso em: 15 agosto 2018.

ÇENGEL, Yunus A. **Heat Transfer: A Practical Approach**. 2ª ed. University of Nevada. Reno: McGraw-Hill, 2003.

FEGHALI, A. K. **Análise de cavitação em bombas de alimentação de caldeiras de uma fábrica de bebidas e projeto de solução**. Rio de Janeiro, 2016.

FLUKE. **Termômetro digital infravermelho**. 2018. Disponível em: <https://www.fluke.com/pt-br/produto/medicao-de-temperatura/termometros-ir/fluke-561>. Acesso em: 26 junho 2018.

GOMES, Gustavo A. P. M. **Seleção de Bomba Centrífuga Vertical para Operação em um Sistema de Transferência de Enxofre Líquido**. Gustavo Alves Pinto Mosqueira Gomes. – Rio de Janeiro: UFRJ/ Escola Politécnica, 2013. V, 97 p.: il.

GUT, Jorge A. W. **Configurações Ótimas para Trocadores de Calor a Placas**. São Paulo, 2003 – Edição Revisada. 244 p. Tese (Doutorado) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Química.

HENN, Érico A. L. **Máquinas de Fluido** – 2ª ed. – Santa Maria: Ed. Da UFSM, 2006. 474 p. il. 23 cm.

HORTA, D. A. Bombas. **Curso técnico de mecânica**. Campos dos Goytacazes, 2011.

IMBIL. **Catálogo de Seleção de Bombas INI/INI-Bloc**. Itapira – SP, 2015b. Disponível em: <http://www.imbil.com.br/Imbil/Portugues/Upload/Cat%C3%A1logos/INI_web.pdf>. Acesso em: 05 novembro 2018.

INCROPERA, Frank P. et al. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**. 6ª edição. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

INGENIERÍA E CAPACITACIÓN. Disponível em: <<https://www.youtube.com/watch?v=bk-2psGBRG4>>. Acesso em: 07 abril 2018.

KAÇAK, Sadik; LIU, Hongtan. **Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design**. 2ª ed. Boca Raton, Florida: CRC Press, 2002.

KARASSIK , J. et al. **Pump handbook**. 3ª. ed. [S.l.]: McGraw-Hill, 2001.

KERN, Donald Q. **Processos de Transmissão de Calor**. Rio de Janeiro: Editora Guanabara Dois S.A., 1980.

LEITE, N. R.; MILITÃO, D. A. **Tipos e aplicações de caldeiras**. Agosto, 2008.

LENGSFELD, Frank L.; DUARTE, Ronaldo; ALTIERI, Claudio. **Manual de Treinamento – Seleção e Aplicação de Bombas Centrífugas**. KSB Bombas Hidráulicas S/A. 3ª ed. Setembro de 1991.

MARQUES, F. D. A. P. **Modelagem e controle de nível do tubulão de uma caldeira**. Rio de Janeiro, Abril 2005.

MARTINELLI, L. C. **Geradores de vapor**. Panambi, 2008.

MATTJIE, Clovis A.; RISTOF, Renato. **Dimensionamento de um Trocador de Calor para Resfriamento de Fluido em um Circuito Hidráulico Utilizado em uma Plantadeira**. 2013. 63 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Bacharelado em Engenharia Mecânica, Faculdade Horizontina. Horizontina – RS, 2013.

MELLO, Carlos R.; FERREIRA, Daniel F.; CARVALHO, Jacinto de A. **Equações Explícitas para o Fator de Atrito da Equação de Darcy-Weisbach**. Ciênc. e Agrotec., Lavras, v.23, n.2, p.365-371, abr./jun., 1999.

NIVETEC. **Medidor de Vazão Portátil – Série Portaflow 330**. 2018. Disponível em: <https://nivetec.com.br/wp-content/uploads/2018/01/NT_FD_Micronics_PF330.pdf>. Acesso em: 14 junho 2018.

PARKER. Disponível em: <https://www.parker.com/literature/Brazil/M2001_2_P_12.pdf> Acesso em: 08 nov. 2018.

PENSAMENTO VERDE. Disponível em: <http://www.pensamentoverde.com.br/meio-ambiente/aplicacao-carvao-ativado-tratamento-agua/>. Acesso em: 18 abril 2018.

PINHO, C. M. C. T. D. **Sistemas térmicos**. Fevereiro, 2014.

QUORA. Disponível em: <<https://www.quora.com/what-are-the-applications-of-the-helical-coil-in-coil-type-heat-exchangers-which-industrial-applications-have-they-been-used-in>> Acesso em: 02 abril 2018.

REFRIGERAÇÃO E CONDICIONAMENTO DE AR. Disponível em: <<http://principo.org/cefetsc-unidade-de-so-jos-curso-tnico-de-refrigeraco-e-condic.html?page=8>>. Acesso em: 14 maio 2018.

ROHSENOW, W.M.; HARTNETT, J.P.; CHO, Y.I. **Handbook of Heat Transfer** - 3rd ed. McGraw-Hill, 1998.

SCHENKEL, K. A. **Monitoramento da Efetividade Térmica de Trocadores de Calor**. 2015. 34 f. Trabalho de Diplomação em Engenharia Química, Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, 2015.

SCHRODER, F. C. **Levantamento em campo da rugosidade equivalente de tubos metálicos**. Campinas, 2011.

SHAH, Ramesh K. SEKULIC, Dušan P. **Fundamentals of Heat Exchanger Design**. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, Inc. 2003.

TECITEC. Disponível em: <<http://www.tecitec.com.br/upload/uploads/catalogos/Desmi-Catalogo.pdf>> Acesso em: 18 abril 2018.

TORINO SOLUZIONI AMBIENTALI. Disponível em: < <http://www.tsambientali.com.br/o-que-e-des aeracao-e-como-funciona-um-des aerador/>> Acesso em: 18 abril 2018.

WHITE, Frank M. **Mecânica dos fluidos**. 6^a. ed. [S.l.]: McGraw-Hill, 2011.

ANEXO A – PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DA ÁGUA EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA

Temp. °C <i>T</i>	Pressão kPa <i>P</i>	Volume específico m ³ /kg		Energia interna kJ/kg			Entalpia kJ/kg			Entropia kJ/kg K		
		Líquido sat. <i>v_l</i>	Vapor sat. <i>v_v</i>	Líquido sat. <i>u_l</i>	Evap. <i>u_h</i>	Vapor sat. <i>u_v</i>	Líquido sat. <i>h_l</i>	Evap. <i>h_h</i>	Vapor sat. <i>h_v</i>	Líquido sat. <i>s_l</i>	Evap. <i>s_h</i>	Vapor sat. <i>s_v</i>
0,01	0,6113	0,001000	206,132	0,00	2375,3	2375,3	0,00	2501,3	2501,3	0,0000	9,1562	9,1562
5	0,8721	0,001000	147,118	20,97	2361,3	2382,2	20,98	2489,6	2510,5	0,0761	8,9496	9,0257
10	1,2276	0,001000	106,377	41,99	2347,2	2389,2	41,99	2477,7	2519,7	0,1510	8,7498	8,9007
15	1,7051	0,001001	77,925	62,98	2333,1	2396,0	62,98	2465,9	2528,9	0,2245	8,5569	8,7813
20	2,3385	0,001002	57,790	83,94	2319,0	2402,9	83,94	2454,1	2538,1	0,2966	8,3706	8,6671
25	3,1691	0,001003	43,359	104,86	2304,9	2409,8	104,87	2442,3	2547,2	0,3673	8,1905	8,5579
30	4,2461	0,001004	32,893	125,77	2290,8	2416,6	125,77	2430,5	2556,2	0,4369	8,0164	8,4533
35	5,6280	0,001006	25,216	146,65	2276,7	2423,4	146,66	2418,6	2565,3	0,5052	7,8478	8,3530
40	7,3837	0,001008	19,523	167,53	2262,6	2430,1	167,54	2406,7	2574,3	0,5724	7,6845	8,2569
45	9,5934	0,001010	15,258	188,41	2248,4	2436,8	188,42	2394,8	2583,2	0,6386	7,5261	8,1647
50	12,350	0,001012	12,032	209,30	2234,2	2443,5	209,31	2382,7	2592,1	0,7037	7,3725	8,0762
55	15,758	0,001015	9,568	230,19	2219,9	2450,1	230,20	2370,7	2600,9	0,7679	7,2234	7,9912
60	19,941	0,001017	7,671	251,09	2205,5	2456,6	251,11	2358,5	2609,6	0,8311	7,0784	7,9095
65	25,033	0,001020	6,197	272,00	2191,1	2463,1	272,03	2346,2	2618,2	0,8934	6,9375	7,8309
70	31,188	0,001023	5,042	292,93	2176,6	2469,5	292,96	2333,8	2626,8	0,9548	6,8004	7,7552
75	38,578	0,001026	4,131	313,87	2162,0	2475,9	313,91	2321,4	2635,3	1,0154	6,6670	7,6824
80	47,390	0,001029	3,407	334,84	2147,4	2482,2	334,88	2308,8	2643,7	1,0752	6,5369	7,6121
85	57,834	0,001032	2,828	355,82	2132,6	2488,4	355,88	2296,0	2651,9	1,1342	6,4102	7,5444
90	70,139	0,001036	2,361	376,82	2117,7	2494,5	376,90	2283,2	2660,1	1,1924	6,2866	7,4790
95	84,554	0,001040	1,982	397,86	2102,7	2500,6	397,94	2270,2	2668,1	1,2500	6,1659	7,4158

MPa												
100	0,10135	0,001044	1,6729	418,91	2087,6	2506,5	419,02	2257,0	2676,0	1,3068	6,0480	7,3548
105	0,12082	0,001047	1,4194	440,00	2072,3	2512,3	440,13	2243,7	2683,8	1,3629	5,9328	7,2958
110	0,14328	0,001052	1,2102	461,12	2057,0	2518,1	461,27	2230,2	2691,5	1,4184	5,8202	7,2386
115	0,16906	0,001056	1,0366	482,28	2041,4	2523,7	482,46	2216,5	2699,0	1,4733	5,7100	7,1832
120	0,19853	0,001060	0,8919	503,48	2025,8	2529,2	503,69	2202,6	2706,3	1,5275	5,6020	7,1295
125	0,2321	0,001065	0,77059	524,72	2009,9	2534,6	524,96	2188,5	2713,5	1,5812	5,4962	7,0774
130	0,2701	0,001070	0,66850	546,00	1993,9	2539,9	546,29	2174,2	2720,5	1,6343	5,3925	7,0269
135	0,3130	0,001075	0,58217	567,34	1977,7	2545,0	567,67	2159,6	2727,3	1,6869	5,2907	6,9777
140	0,3613	0,001080	0,50885	588,72	1961,3	2550,0	589,11	2144,8	2733,9	1,7390	5,1908	6,9298
145	0,4154	0,001085	0,44632	610,16	1944,7	2554,9	610,61	2129,6	2740,3	1,7906	5,0926	6,8832
150	0,4759	0,001090	0,39278	631,66	1927,9	2559,5	632,18	2114,3	2746,4	1,8417	4,9960	6,8378
155	0,5431	0,001096	0,34676	653,23	1910,8	2564,0	653,82	2098,6	2752,4	1,8924	4,9010	6,7934

ANEXO B - PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DA ÁGUA EM FUNÇÃO DA PRESSÃO

Pressão kPa p	Temp. °C T	Volume específico m ³ /kg		Energia interna kJ/kg			Entalpia kJ/kg			Entropia kJ/kg K		
		Líquido sat. v_f	Vapor sat. v_g	Líquido sat. u_f	Evap. u_{fg}	Vapor sat. u_g	Líquido sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor sat. h_g	Líquido sat. s_f	Evap. s_{fg}	Vapor sat. s_g
0,6113	0,01	0,001000	206,132	0,00	2375,3	2375,3	0,00	2501,3	2501,3	0,0000	9,1562	9,1562
1,0	6,98	0,001000	129,208	29,29	2355,7	2385,0	29,29	2484,9	2514,2	0,1059	8,8697	8,9756
1,5	13,03	0,001001	87,980	54,70	2338,6	2393,3	54,70	2470,6	2525,3	0,1956	8,6322	8,8278
2,0	17,50	0,001001	67,004	73,41	2326,0	2399,5	73,47	2460,0	2533,5	0,2607	8,4629	8,7236
2,5	21,08	0,001002	54,254	88,47	2315,9	2404,4	88,47	2451,6	2540,0	0,3120	8,3311	8,6431
3,0	24,08	0,001003	45,665	101,03	2307,5	2408,5	101,03	2444,5	2545,5	0,3545	8,2231	8,5775
4,0	28,96	0,001004	34,800	121,44	2293,7	2415,2	121,44	2432,9	2554,4	0,4226	8,0520	8,4746
5,0	32,88	0,001005	28,193	137,79	2282,7	2420,5	137,79	2423,7	2561,4	0,4763	7,9187	8,3950
7,5	40,29	0,001008	19,238	168,76	2261,7	2430,5	168,77	2406,0	2574,8	0,5763	7,6751	8,2514
10,0	45,81	0,001010	14,674	191,79	2246,1	2437,9	191,81	2392,8	2584,6	0,6492	7,5010	8,1501
15,0	53,97	0,001014	10,022	225,90	2222,8	2448,7	225,91	2373,1	2599,1	0,7548	7,2536	8,0084
20,0	60,06	0,001017	7,649	251,35	2205,4	2456,7	251,38	2358,3	2609,7	0,8319	7,0766	7,9085
25,0	64,97	0,001020	6,204	271,88	2191,2	2463,1	271,90	2346,3	2618,2	0,8930	6,9383	7,8313
30,0	69,10	0,001022	5,229	289,18	2179,2	2468,4	289,21	2336,1	2625,3	0,9439	6,8247	7,7686
40,0	75,87	0,001026	3,993	317,51	2159,5	2477,0	317,55	2319,2	2636,7	1,0258	6,6441	7,6700
50,0	81,33	0,001030	3,240	340,42	2143,4	2483,8	340,47	2305,4	2645,9	1,0910	6,5029	7,5939
75,0	91,77	0,001037	2,217	384,29	2112,4	2496,7	384,36	2278,6	2663,0	1,2129	6,2434	7,4563
MPa												
0,100	99,62	0,001043	1,6940	417,33	2088,7	2506,1	417,44	2258,0	2675,5	1,3025	6,0568	7,3593
0,125	105,99	0,001048	1,3749	444,16	2069,3	2513,5	444,30	2241,1	2685,3	1,3739	5,9104	7,2843
0,150	111,37	0,001053	1,1593	466,92	2052,7	2519,6	467,08	2226,5	2693,5	1,4335	5,7897	7,2232
0,175	116,06	0,001057	1,0036	486,78	2038,1	2524,9	486,97	2213,6	2700,5	1,4848	5,6868	7,1717
0,200	120,23	0,001061	0,8857	504,47	2025,0	2529,5	504,68	2202,0	2706,6	1,5300	5,5970	7,1271

ANEXO C - PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DA ÁGUA SATURADA

Temperatura, T (K)	Pressão, p (bar) ^a	Volume Específico (m ³ /kg)		Calor de Vaporização, h_{fg} (kJ/kg)	Calor Específico (kJ/(kg · K))		Viscosidade, (N · s/m ²)		Condutividade Térmica (W/(m · K))		Número de Prandtl		Tensão Superficial, $\sigma_s \cdot 10^8$ (N/m)	Coeficiente de Expansão, $\beta_s \cdot 10^6$ (K ⁻¹)	Temperatura, T (K)
		$v_f \cdot 10^3$	v_g		$c_{p,f}$	$c_{p,g}$	$\mu_s \cdot 10^6$	$\mu_g \cdot 10^6$	$k_s \cdot 10^3$	$k_g \cdot 10^3$	Pr_s	Pr_g			
273,15	0,00611	1,000	206,3	2502	4,217	1,854	1750	8,02	569	18,2	2,99	0,815	75,5	-68,05	273,15
275	0,00697	1,000	181,7	2497	4,211	1,855	1652	8,09	574	18,3	2,22	0,817	75,3	-32,74	275
280	0,00990	1,000	130,4	2485	4,198	1,858	1422	8,29	582	18,6	0,26	0,825	74,8	46,04	280
285	0,01387	1,000	99,4	2473	4,189	1,861	1225	8,49	590	18,9	8,81	0,833	74,3	114,1	285
290	0,01917	1,001	69,7	2461	4,184	1,864	1080	8,69	598	19,3	7,56	0,841	73,7	174,0	290
295	0,02617	1,002	51,94	2449	4,181	1,868	959	8,89	606	19,5	6,62	0,849	72,7	227,5	295
300	0,03531	1,003	39,13	2438	4,179	1,872	855	9,09	613	19,6	5,83	0,857	71,7	276,1	300
305	0,04712	1,005	29,74	2426	4,178	1,877	769	9,29	620	20,1	5,20	0,865	70,9	320,6	305
310	0,06221	1,007	22,93	2414	4,178	1,882	695	9,49	628	20,4	4,62	0,873	70,0	361,9	310
315	0,08132	1,009	17,82	2402	4,179	1,888	631	9,69	634	20,7	4,16	0,883	69,2	400,4	315
320	0,1053	1,011	13,98	2390	4,180	1,895	577	9,89	640	21,0	3,77	0,894	68,3	436,7	320
325	0,1351	1,013	11,06	2378	4,182	1,903	528	10,09	645	21,3	3,42	0,901	67,5	471,2	325
330	0,1719	1,016	8,82	2366	4,184	1,911	489	10,29	650	21,7	3,15	0,908	66,6	504,0	330
335	0,2167	1,018	7,09	2354	4,186	1,920	453	10,49	656	22,0	2,88	0,916	65,8	535,5	335
340	0,2713	1,021	5,74	2342	4,188	1,930	420	10,69	660	22,3	2,66	0,925	64,9	566,0	340
345	0,3372	1,024	4,683	2329	4,191	1,941	389	10,89	668	22,6	2,45	0,933	64,1	595,4	345
350	0,4163	1,027	3,846	2317	4,195	1,954	365	11,09	668	23,0	2,29	0,942	63,2	624,2	350
355	0,5100	1,030	3,180	2304	4,199	1,968	343	11,29	671	23,3	2,14	0,951	62,3	652,3	355
360	0,6209	1,034	2,645	2291	4,203	1,983	324	11,49	674	23,7	2,02	0,960	61,4	697,9	360
365	0,7514	1,038	2,212	2278	4,209	1,999	306	11,69	677	24,1	1,91	0,969	60,5	707,1	365
370	0,9040	1,041	1,861	2265	4,214	2,017	289	11,89	679	24,5	1,80	0,978	59,5	728,7	370
373,15	1,0133	1,044	1,679	2257	4,217	2,029	279	12,02	680	24,8	1,76	0,984	58,9	750,1	373,15
375	1,0815	1,045	1,574	2252	4,220	2,036	274	12,09	681	24,9	1,70	0,987	58,6	761	375
380	1,2869	1,049	1,337	2239	4,226	2,057	260	12,29	683	25,4	1,61	0,999	57,6	788	380
385	1,5233	1,053	1,142	2225	4,232	2,080	248	12,49	685	25,8	1,53	1,004	56,6	814	385
390	1,794	1,058	0,980	2212	4,239	2,104	237	12,69	686	26,3	1,47	1,013	55,6	841	390
400	2,455	1,067	0,731	2183	4,256	2,158	217	13,05	688	27,2	1,34	1,033	53,6	896	400
410	3,302	1,077	0,553	2153	4,278	2,221	200	13,42	688	28,2	1,24	1,054	51,5	952	410
420	4,370	1,088	0,425	2123	4,302	2,291	185	13,79	688	29,8	1,16	1,075	49,4	1010	420
430	5,699	1,099	0,331	2091	4,331	2,369	173	14,14	685	30,4	1,09	1,10	47,2		430
440	7,333	1,110	0,261	2059	4,36	2,46	162	14,50	682	31,7	1,04	1,12	45,1		440
450	9,319	1,123	0,208	2024	4,40	2,56	152	14,85	678	33,1	0,99	1,14	42,9		450
460	11,71	1,137	0,167	1989	4,44	2,68	143	15,19	673	34,6	0,95	1,17	40,7		460
470	14,55	1,152	0,136	1951	4,48	2,79	136	15,54	667	36,3	0,92	1,20	38,5		470
480	17,90	1,167	0,111	1912	4,53	2,94	129	15,88	660	38,1	0,89	1,23	36,2		480

ANEXO D – CURVAS PARA A BOMBA INI 25150, 1750 RPM

