

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

DANIEL COMIN

**PROJETO DE UM ECONOMIZADOR PÓS BOMBA D'ÁGUA PARA CALDEIRAS DE
PEQUENO E MÉDIO PORTE**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PATO BRANCO

2017

DANIEL COMIN

**PROJETO DE UM ECONOMIZADOR PÓS BOMBA D'ÁGUA PARA CALDEIRAS
DE PEQUENO E MÉDIO PORTE**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado como requisito parcial para a
conclusão do Curso de Engenharia
Mecânica, da Universidade Tecnológica
Federal do Paraná, *campus* Pato Branco.

Orientador: Prof. Dr. Luiz Carlos Martinelli
Junior

PATO BRANCO

2017

FOLHA DE APROVAÇÃO

PROJETO DE UM ECONOMIZADOR PÓS BOMBA D'ÁGUA PARA CALDEIRAS DE PEQUENO E MÉDIO PORTE

Daniel Comin

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação apresentado no dia 17/11/2017 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. MsC. Luís Antonio Brum do Nascimento
(UTFPR – Depto. de Engenharia Mecânica)

Prof. MsC. Paulo Cezar Adamczuk
(UTFPR – Depto. de Engenharia Mecânica)

Prof. Dr. Luiz Carlos Martinelli Jr.
(UTFPR – Depto. de Engenharia Mecânica)
Orientador

Prof. Dr. Bruno Bellini Medeiros
Responsável pelo TCC do Curso de Eng. Mecânica

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus pois sem Ele nada seria possível.

A minha família, pilar fundamental de minha existência, pela educação e valores concebidos durante minha vida e principalmente pelo apoio incondicional nos momentos de dificuldade.

Ao meu orientador Dr. Luiz Carlos Martinelli Jr. pela sua sabedoria, atenção, disposição e paciência para a realização deste trabalho.

A empresa PPneus Recapadora por permitir a utilização de suas dependências para coleta dos dados da caldeira.

A minha companheira Cheila da Silva Chagas pela sua paciência e auxílio durante o desenvolvimento deste trabalho.

“Com a força da sua mente, seu instinto e, também com sua experiência, você pode voar alto.”

(Ayrton Senna)

RESUMO

COMIN, Daniel. Projeto de um economizador pós bomba d'água para caldeiras de pequeno e médio porte. 84 f. Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Mecânica. Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco. 2017.

A busca pelo consumo eficiente das fontes energéticas tem se tornado cada vez mais uma preocupação mundial, uma vez que estas encontram-se cada vez mais escassas. A energia térmica é umas destas fontes e é amplamente utilizada em unidades geradoras de vapor através do processo de combustão de diversos combustíveis. O não aproveitamento da energia térmica ainda presente nos gases de combustão representa a maior parcela das perdas em caldeiras. Economizadores são basicamente constituídos de superfícies tubulares de transferência de calor com a finalidade de recuperar parte desta energia dos gases, após sua passagem pelos estágios finais da caldeira. No entanto, devido a elevados custos capitais, a sua utilização é geralmente empregada em unidades geradoras de vapor de grande porte. Neste trabalho foi desenvolvido um economizador para caldeiras de pequeno e médio porte, possuindo como diferencial a sua instalação após a bomba d'água, eliminando restrições de temperatura da água de entrada do equipamento. Para isto, tomou-se como base uma caldeira com capacidade de produção de vapor de 1500 kg/h, instalada em uma recapadora de pneus. Em seguida, determinou-se o tipo de trocador de calor adequado sendo que para a escolha do material dos tubos respeitou-se o exposto por Michael F. Ashby. Para o dimensionamento térmico foi utilizada a metodologia proposta por Incropera et al., (2008) e Çengel, (2009) o qual objetivou a determinação da área de troca térmica do equipamento. Os resultados apontaram a inviabilidade deste projeto devido ao baixo ganho térmico da água de alimentação, apenas 19,5 °C, em comparação ao elevado comprimento dos tubos do trocador de calor, 32,33 metros, em uma configuração de 50 tubos verticais. Propõe-se para trabalhos futuros estudos de viabilidade da implementação do equipamento em caldeiras que ainda estejam dentro das especificações deste trabalho, porém de maior capacidade e a utilização de tubos aletados afim de aumentar o coeficiente convectivo do lado do gás.

Palavras chave: Economizador, transferência de calor, caldeiras, eficiência energética.

ABSTRACT

COMIN, Daniel. Design of a post-water pump economizer for small and médium sized boilers. 84 P. Mechanical Engineering Undergraduate Thesis. Federal Technological University of Paraná. 2017.

The search for efficient consumption of the energy sources has become increasingly a global concern, since these are even more scarce. The thermal energy is one of these sources and it is widely used in steam generating units through the combustion process of different fuels. The largest share of losses in boilers is the not taking advantage of the thermal energy still present in the flue gases. Economizers are basically composed of tubular heat transfer surfaces with the aim of recovering share of this energy from the gases after their passage through the final stages of the boiler. However, due to the high capital costs, its use is generally employed in large steam generating units. In this work was developed an economizer for small and medium sized boilers, it having as a differential its installation after the water pump, eliminating temperature restrictions of incoming water from the equipment. For this purpose, it was used as a base a boiler with a steam production capacity of 1500 kg / h, installed in a tire harvester. Thereafter, the type of suitable heat exchanger was determined and the choice of pipe material was as set forth by Michael F. Ashby. For the thermal sizing was used the methodology proposed by Incropera et al. (2008) and Cengel (2009) which aimed to determine the thermal exchange area of the equipment. The results pointed out the unviability of this project due to the low thermal gain of the feed water, only 19,5 °C, in comparison to the high length of the heat exchanger tubes, 32.33 meters, in a configuration of 50 vertical tubes. It is proposed for future Works, unviability studies of the implementation of the equipment in boilers that are still within the specifications of this work, however of greater capacity and the use of finned tubes in order to increase the convective coefficient on the side of the gas.

Key words: Economizers, heat transfer, boilers, energy efficiency

LISTA DE ILUTRAÇÕES

Figura 1 – Principais componentes de um gerador de vapor.	29
Figura 2 – Regimes de escoamento paralelo (a) e contracorrente (b) em trocadores tipo duplo tubo,	32
Figura 3 – Trocador de calor com escoamento cruzado.	33
Figura 4 – Trocador de calor compacto – radiador automotivo.	33
Figura 5 – Trocador de calor tipo casco e tubo de um passe, com chicanas.	34
Figura 6 – Localização do economizador numa unidade de geração de vapor.....	35
Figura 7 – Arranjo dos tubos para fluxo cruzado em linha (a) e escalonado (b).	36
Figura 8 – Aletas longitudinais, arranjo de tubo alternado.	37
Figura 9 – Tubo com aletas helicoidais	38
Figura 10 – Aletas retangulares, arranjo tubular em linha.	39
Figura 11 – Estimativa do peso dos produtos da combustão em função do tipo de combustível e dos níveis de excesso de ar.	43
Figura 12 – Etapas do processo de seleção de materiais.	44
Figura 13 – Representação esquemática (a) e distribuição de temperaturas (b) ao longo do trocador de calor.	47
Figura 14 – Rede de resistência térmica.	49
Figura 15 – Representação esquemática da disposição dos tubos verticais na seção transversal da chaminé.	52
Figura 16 – Arranjo básico serpentina/chaminé	55
Figura 17 – Arranjo básico feixe de tubos/chaminé.....	56
Figura 18 – Arranjo básico duplo tubo/chaminé	57
Figura 19 - Esquema de instalação do economizador	58
Figura 20 - Detalhes dos Flanges e chapa do economizador (a) e Suportes do trocador de calor (b)	59
Figura 21 – Sistema de controle de superaquecimento e sobrepresão.....	64
Figura 22 - Dados técnicos da válvula de alívio	66
Figura 23 – Esquema da rede de tubulação e acessórios.	67
Figura 24 – Diagrama termodinâmico para os estados de entrada (1) e saída (2) da água no economizador	70
Figura 25 – Configuração dos tubos verticais	71

Figura 26 – Processo iterativo para determinação do comprimento dos tubos 74

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Classificação das caldeiras segundo NR – 13	28
Tabela 2 – Informações técnicas e operacionais da caldeira.....	41
Tabela 3 – Poder Calorífico Inferior (PCI) e peso específico da lenha.....	42
Tabela 4 – Tabela de variáveis linguísticas.....	60
Tabela 5 – Separação das famílias de materiais.....	61
Tabela 6 – Separação das subfamílias dos metais	61
Tabela 7 – Tabela dos materiais candidatos selecionados	62
Tabela 8 – Resultados da aplicação dos índices de material e critérios	63
Tabela 9 – Características do tubo Schedule 3/8"	72

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ASME	<i>American Society of Mechanical Engineers</i>
PCI	Poder Calorífico Inferior
PO	Pressão de Operação
VI	Volume Interno

LISTA DE SÍMBOLOS

A_i	Área de superfície interna da parede do tubo
A_o	Área de superfície externa da parede do tubo
A_s	Área da superfície por onde ocorre a transferência térmica
A_{tr}	Área da seção transversal do escoamento
$c_{p,f}$	Calor específico a pressão constante do fluido frio
$c_{p,q}$	Calor específico a pressão constante do fluido quente
D_h	Diâmetro hidráulico
d_i	Diâmetro interno dos tubos verticais
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção
$h_{f,ent}$	Entalpia de entrada da água de alimentação
$h_{f,v}$	Entalpia de vapor saturado da água de alimentação
h_i	Coefficiente convectivo do fluido interno
h_o	Coefficiente convectivo do fluido externo
k	Condutividade térmica do material da parede
L	Comprimento do tubo
\dot{m}_f	Vazão mássica de vapor
\dot{m}_l	Vazão mássica de lenha
\dot{m}_q	Vazão mássica dos gases de exaustão
N	Número de tubos verticais
Nu_D	Número de Nusselt
P	Pressão manométrica desenvolvida no sistema
$P_{g,est}$	Peso estimado dos produtos da combustão da lenha
P_m	Perímetro molhado
Pr_f	Número de Prandtl para o fluido frio
Pr_q	Número de Prandtl para o fluido quente
q_{req}	Taxa de transferência de calor requerida
r	Raio do cilindro
R	Resistência térmica total
$Re_{D,f}$	Número de Reynolds para fluxo do fluido frio
$Re_{D,q}$	Número de Reynolds para fluxo do fluido quente

$T_{f,ent}$	Temperatura de entrada do fluido frio
$T_{f,sai}$	Temperatura de saída do fluido frio
\overline{T}_m	Temperatura média do fluido
$T_{q,ent}$	Temperatura de entrada do fluido quente
$T_{q,sai}$	Temperatura de saída do fluido quente
T_s	Temperatura de superfície
T_∞	Temperatura do fluido suficientemente longe da superfície
U	Coeficiente global de transferência de calor
w	Espessura da parede do casco
σ_1	Tensão normal na direção circunferencial
σ_2	Tensão normal na direção longitudinal
μ_f	Viscosidade do fluido frio
μ_q	Viscosidade do fluido quente
η	Rendimento da caldeira
ΔT_{ml}	Média logarítmica de temperaturas

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	23
1.1	OBJETIVOS	24
1.1.1	Objetivos Gerais.....	24
1.1.2	Objetivos Específicos	25
2	REFERENCIAL TEÓRICO.....	27
2.1	GERADORES DE VAPOR	27
2.1.2	Tipos Fundamentais de Caldeiras.....	28
2.1.3	Principais Componentes	28
2.2	COMBUSTÍVEIS E COMBUSTÃO EM GERADORES DE VAPOR	30
2.2.1	Classes de Combustíveis.....	31
2.2.2	Principais combustíveis utilizados.....	31
2.3	TROCADORES DE CALOR.....	31
2.3.1	Tipos de Trocadores de Calor.....	32
2.5	ECONOMIZADORES	34
2.5.1	Localização	34
2.5.2	Aspectos Construtivos.....	36
2.5.3	Fatores técnicos e econômicos.....	39
3	METODOLOGIA	41
3.1	CARACTERÍSTICAS DA UNDADE GERADORA DE VAPOR	41
3.1.1	Cálculo do consumo de lenha	42
3.1.2	Cálculo da vazão mássica estimada dos gases de combustão	43
3.2	SELEÇÃO DO TIPO DE TROCADOR DE CALOR	44
3.3	SELEÇÃO DO MATERIAL DOS TUBOS	44
3.4	DIMENSIONAMENTO DO TROCADOR DE CALOR.....	45
3.3.1	Balanco Energético	46
3.3.2	Cálculo da Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura.....	48
3.3.3	Cálculo do Coeficiente Global de Transferência de Calor.....	48
3.3.4	Cálculo dos Coeficientes Convectivos dos fluidos quente, h_q e frio, h_f	50
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	55
4.1	SELEÇÃO DO TIPO DE TROCADOR DE CALOR	55
4.1.1	Arranjo serpentina/chaminé	55
4.1.2	Arranjo feixe de tubos/chaminé.....	56

4.1.3	Arranjo duplo tubo/chaminé	57
4.2	CONCEITO DO EQUIPAMENTO	58
4.3	SELEÇÃO DO MATERIAL DO TUBO	59
4.4	CONTROLE DO SUPERAQUECIMENTO E SOBREPRESSÃO.....	64
4.5	DIMENSIONAMENTO DO TROCADOR DE CALOR	67
4.5.1	Estimativa da vazão mássica dos gases e balanço de energia	67
4.5.2	Coeficientes convectivos	70
4.5.3	Comprimento estimado dos tubos do trocador de calor	73
5	CONCLUSÕES.....	77
6	CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	79
	REFERÊNCIAS	81

1 INTRODUÇÃO

Atualmente, a grande preocupação mundial é a busca pela utilização sustentável das fontes energéticas disponíveis, já que estas encontram-se cada vez mais escassas e conseqüentemente chegando ao consumidor a custos mais elevados.

No Brasil, 45,3% de sua matriz energética provem de fontes renováveis, sendo a maior do mundo industrializado (PORTAL BRASIL, 2017). Embora isto represente um adendo, a produção total de energia encontra-se saturada pela demanda do país. Neste contexto, torna-se vital o aprimoramento da eficiência dos processos produtivos, pois além de elevar o aproveitamento da energia consumida ainda proporciona grandes benefícios financeiros.

Dentre as diversas fontes energéticas, a energia térmica proveniente dos processos de combustão é a de maior representatividade, sendo cerca de 80% da energia utilizada no país, através da queima de derivados de petróleo, gás natural, carvão mineral, lenha, carvão vegetal e resíduos (FRANCISCO, 2012).

A energia térmica da combustão é largamente utilizada no processo de geração de vapor utilizando caldeiras, que transferem o calor para a água em estado líquido até a sua saturação e posteriormente a sua evaporação. À vista disso, aumentar a eficiência deste processo, reduzindo o consumo de combustível vem a ser o desafio proposto neste trabalho. Para obter tal redução de consumo de combustível em caldeiras, algumas medidas podem ser tomadas como, (a) aumentar o *Poder Calorífico Inferior* (PCI) do combustível, (b) aumentar o rendimento da caldeira, (c) reduzir *Pressão de Operação* (PO) da caldeira e/ou (d) elevar a temperatura da água de alimentação.

O PCI é uma propriedade intrínseca de cada tipo de combustível utilizado, sendo assim, desejar aumentar o PCI requer a troca do combustível que será queimado na fornalha da caldeira, logo a medida (a) não é viável, pois cada caldeira, especialmente a sua fornalha, é projetada para utilização de combustíveis específicos.

No que se refere o aumento de rendimento, segundo Steammaster (2017), os fatores-chave que impactam neste quesito são o excesso de ar, especificação do combustível, temperatura do ambiente, as perdas por radiação e convecção e pôr fim a temperatura dos gases de combustão na chaminé. Estes fatores estão diretamente

ligados aos parâmetros do projeto da caldeira, sendo assim, aumentar o seu rendimento necessitaria forçosamente de mudanças de projeto, o que não contempla o escopo deste trabalho.

A solução mais prática engloba as medidas (c) e (d), onde a economia do consumo de combustível se fundamenta basicamente em aproximar os níveis de temperatura da água de alimentação e de evaporação, sendo este processo realizado de forma indireta em (c) e de forma direta em (d).

A aproximação dos níveis de temperatura no caso (c) ocorre pela redução da temperatura de vaporização da água, através da redução da *Pressão de Operação* (PO) da caldeira, ou seja, alterando o nível superior de temperatura. O problema nesta medida seria em readequar toda a linha de vapor e suas cargas para a nova pressão disponível na caldeira, na maioria dos casos isso não é possível em função dos processos industriais.

A redução do gradiente de temperatura para a medida (d) vem através da alteração no nível de temperatura oposto ao da medida anterior, elevando a temperatura de alimentação da caldeira. Esta alternativa se torna a mais atraente tanto ao nível técnico, pois não exige alterações de projeto e na linha de vapor, e principalmente, a nível econômico uma vez que há possibilidade de recuperar a energia dos gases de combustão que passam pela chaminé para pré-aquecer a água de alimentação da caldeira. O não aproveitamento da energia existente nos gases de combustão representam a maior percentual de perdas em caldeiras (STEAMMASTER, 2017). O equipamento responsável por recuperar o calor dos gases de combustão se chama economizador e é amplamente utilizado principalmente em caldeiras de grande porte, cuja temperatura na exaustão é maior em relação a pequenas caldeiras.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivos Gerais

Na maioria das instalações de geração de vapor o economizador é instalado de forma que a bomba de alimentação da caldeira realize a sucção da água já pré-aquecida no interior do economizador, ou seja, antes da bomba d'água. Nesta configuração o economizador opera ao nível da pressão atmosférica e a vazão de água é de fácil controle, pois após ser aquecida ela pode ser armazenada em tanques

evitando que evapore no interior do economizador, no entanto a temperatura máxima fica restrita às faixas admissíveis de trabalho da bomba.

Sendo assim, o objetivo geral deste trabalho é projetar um economizador pós-bomba, que possibilite o controle da circulação da água em seu interior sem que esta atinja sua temperatura de vaporização.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Selecionar o tipo de trocador de calor mais adequado para o projeto;
- Determinar a área de troca térmica necessária dos tubos do trocador de calor;
- Desenvolver um sistema de controle de sobrepressão e superaquecimento da água no interior do economizador.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 GERADORES DE VAPOR

Geradores de vapor são equipamentos complexos destinados a trocar calor para a produção de vapor, por meio de um fluido vaporizante, ar e energia térmica de um combustível, sendo ainda composto por outros equipamentos que devem operar em perfeita sincronia, afim de obter o maior rendimento térmico possível (PERA, 1990).

Nogueira, Nogueira e Rocha (2005), considera a caldeira como sendo o mais importante gerador de vapor, sendo este um trocador de calor que opera sob pressões acima da pressão atmosférica, absorvendo a energia térmica proveniente de uma fonte qualquer para a produção de vapor.

“Caldeiras a vapor são equipamentos destinados a produzir e acumular vapor sob pressão superior à atmosférica, utilizando qualquer fonte de energia, excetuando-se os refervedores e equipamentos similares utilizados em unidades de processo” (NR-13).

Quando se fala sobre geradores de vapor e mais especificamente sobre caldeiras, a primeira ideia que vem em mente é a utilização de água como fluido vaporizador, sendo algo perfeitamente normal, pois a água é na maioria dos casos, o fluido mais utilizado. No entanto, se nota nas definições acima citadas, que a energia térmica é transferida para algum tipo de fluido que seja capaz de vaporizar sob condições controladas.

Segundo Martinelli (2008), os geradores de vapor também podem ser chamados das seguintes formas: **Caldeiras de vapor**, que são os modelos mais simples de geradores de vapor, utilizando como fonte energética algum tipo de combustível, **caldeiras de água quente**, onde como o próprio nome diz, não vaporiza o fluido, sendo empregada para calefação ou em processos químicos, onde este deve estar na fase líquida, **caldeiras de recuperação**, sendo a principal característica deste modelo a não utilização de calor proveniente de combustíveis, mais sim da recuperação deste calor de processos industriais como gases de escape de motores, gases de alto fornos, turbinas, etc. e **geradores reatores nucleares**, que utilizam a energia nuclear dos átomos de urânio enriquecido para a produção de vapor.

2.1.2 Tipos Fundamentais de Caldeiras

Caldeiras podem ser classificadas como flamotubulares (fogatubulares ou piro-tubulares) e aquatubulares.

Caldeiras fogotubulares são construídas de forma que os gases de combustão circulam toda a caldeira dentro de tubos dispostos entre espelhos em um feixe tubular único, em duas ou mais passagens, transferindo calor para a água que está contida em um recipiente. Nas caldeiras aquatubulares a água é quem flui no interior de tubos de pequenos tubos dispostos em paredes de água ou em feixes tubulares, os quais absorvem calor dos fumos da combustão que circula externamente a eles. Existem também modelos onde são associadas estas duas formas construtivas e são denominadas caldeiras mistas, (BAZZO,1995; PERA, 1990).

A forma de classificação acima leva em consideração o modo com que os gases de combustão fluem em relação ao fluxo de água. Porém, outras formas de classificação de caldeiras são utilizadas.

Para a norma regulamentadora de caldeiras e vasos de pressão (NR-13), segundo seus propósitos, as caldeiras dividem-se em três categorias, baseadas na sua PO e *Volume Interno* (VI), as quais são mostradas na tabela 1.

Tabela 1 – Classificação das caldeiras segundo NR – 13

Categoria	Definição
A	PO \geq 1960 kPa (19.98 kgf/cm ²)
C	PO \leq 588 kPa (5.99 kgf/cm ²) e VI \leq 100 litros
B	Todas as caldeiras que não se enquadram nas categorias anteriores

Fonte – NR 13

Martinelli (2008) afirma que as principais características que influenciam na escolha de um modelo são a finalidade do serviço, o combustível utilizado, como é realizada a combustão, a produtividade, temperatura e pressão de trabalho bem como fatores econômicos.

2.1.3 Principais Componentes

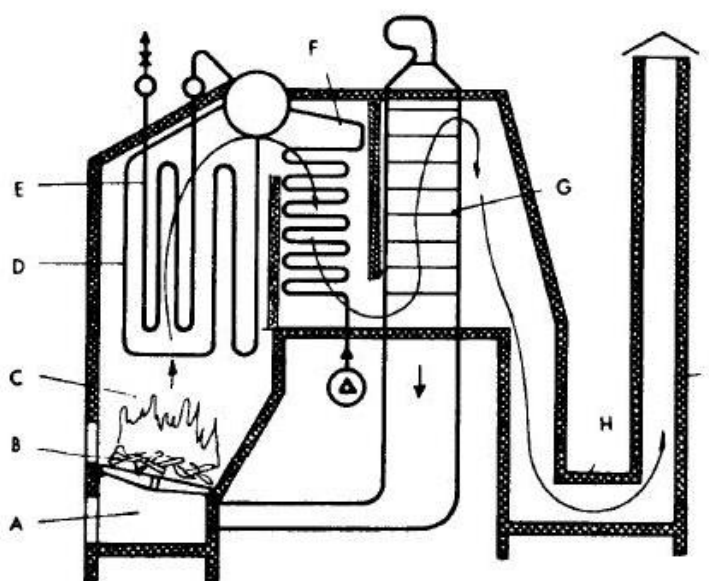
Segundo Pera (1990), em unidades geradoras de vapor de grande porte, uma série de equipamentos são utilizados em conjunto, tornando-as máquinas de

grande complexidade, no entanto em caldeiras, que são unidades de menor porte, na maioria dos casos, muitos destes equipamentos não se fazem necessários.

Este é mais um aspecto de influência para o desenvolvimento deste trabalho, pois busca formas de elevar o desempenho através de inovações tecnológicas para este segmento.

A Figura 1 identifica os principais componentes utilizáveis em unidades de geração de vapor.

Figura 1 – Principais componentes de um gerador de vapor.



Fonte – Pera (1990)

Sendo:

- A – Cinzeiro
- B – Fornalha
- C – Câmara de combustão
- D – Caldeira
- E – Superaquecedor
- F – Economizador
- G – Pré-aquecedor de ar
- H – Canais de gases
- I – Chaminé

2.2 COMBUSTÍVEIS E COMBUSTÃO EM GERADORES DE VAPOR

A queima de combustíveis para geração de vapor é a maneira mais utilizada na transmissão de energia na forma de calor (NOGUEIRA, L.; NOGUEIRA, F.; ROCHA, 2005). Assim sendo, uma abordagem sobre os combustíveis e as formas como estes fornecem calor, bem como os produtos de sua combustão, se torna pertinente pois estes eventos influenciam diretamente na definição dos requisitos do projeto de um economizador.

Combustível é definido como qualquer substância, natural ou artificial, no estado sólido, líquido ou gasoso, que seja capaz de liberar energia térmica em resposta a reação com o oxigênio sendo definida segundo suas propriedades físico-químicas e (BAZZO, 1995). Pera (1990) complementa esta definição afirmando que além da liberação de energia calorífica, a reação do combustível com o oxigênio libera energia na forma luminosa. Os combustíveis nucleares não compreendem esta definição.

Carvalho Júnior e McQuay (2007, apud FRANCISCO, 2012, p. 40) caracteriza que para uma substância compreendida como combustível industrial, esta deve existir em abundância na natureza, atender a demanda energética do processo e ser viável economicamente. Dentro de sua totalidade, um combustível pode conter uma parcela formada por umidade e cinzas, incapaz de fornecer calor durante a combustão. Quanto menor for esta parcela de umidade e cinzas, melhor será a qualidade do combustível.

Combustão é um processo exotérmico, ou seja, que libera energia térmica, que ocorre de forma rápida através de uma reação química entre um elemento combustível e um comburente. O combustível, se trata de uma substância formada basicamente por hidrocarbonetos, que reage com o oxigênio mediante a sua queima, podendo ser composto ainda por outros elementos reagentes, como oxigênio e enxofre, ou ainda elementos não reagentes, como a água. O comburente destina-se ao fornecimento de oxigênio à reação, sendo utilizado em geral ar atmosférico baseados em fatores econômicos por não ter custo de fornecimento. Em contrapartida, o oxigênio presente no ar corresponde a apenas 21% em percentagem volumétrica e 23% em percentagem por peso atômico, possuindo também sempre algum teor de umidade (NOGUEIRA, L.; NOGUEIRA, F.; ROCHA, 2005).

2.2.1 Classes de Combustíveis

Bazzo (1995) classifica os combustíveis em três grupos: os combustíveis fósseis, biocombustíveis e combustíveis nucleares, podendo ser naturais ou artificiais. Os combustíveis fósseis são encontrados na crosta terrestre, podendo estar na superfície ou em profundas camadas, devido transformações ocorridas a milhões de anos atrás. Já biocombustíveis são resultantes da biomassa. A biomassa é definida como sendo qualquer matéria orgânica derivada dos resíduos naturais das plantas ou através de beneficiamento, resíduos animais e despejos urbanos, utilizando-os como fonte de energia renovável.

De forma simplificada os combustíveis nucleares fornecem energia através de um processo de fissão (divisão) do núcleo de um átomo. Caso a energia seja liberada lentamente, esta apresenta-se na forma de calor, se ao contrário, manifesta-se como luz (ANEEL, 2005). Segundo MME, (2017) o Brasil ocupa a 5ª colocação no *ranking* mundial em reservas de urânio, possuindo 309 mil toneladas, o que representa 5,3% do total.

2.2.2 Principais combustíveis utilizados

Segundo Bazzo (1995), os principais combustíveis utilizados na produção de vapor estão na forma natural. Sob a ótica geológica, a lenha, a turfa e a linhita possuem formação recente, já o carvão fóssil possui formação mais antiga. O bagaço de cana, a serragem e a casca de arroz, que são resíduos industriais, também são utilizados quando há disponibilidade na região. Utiliza-se a lenha em larga escala em processos industriais sendo que esta traz consigo a vantagem de manutenção de suas reservas mediante programas de reflorestamento.

Em sua análise de combustíveis para caldeiras, Arruda (2009) afirma que as principais formas de biomassa utilizadas são a lenha em forma de toras de madeira, o cavaco derivado de serrarias e o briquete.

2.3 TROCADORES DE CALOR

Trocador de calor é o dispositivo que realiza a troca térmica entre dois fluidos com temperaturas distintas, que devido à uma parede sólida, não há contato entre eles. Este equipamento é amplamente utilizado nas mais diversas aplicações

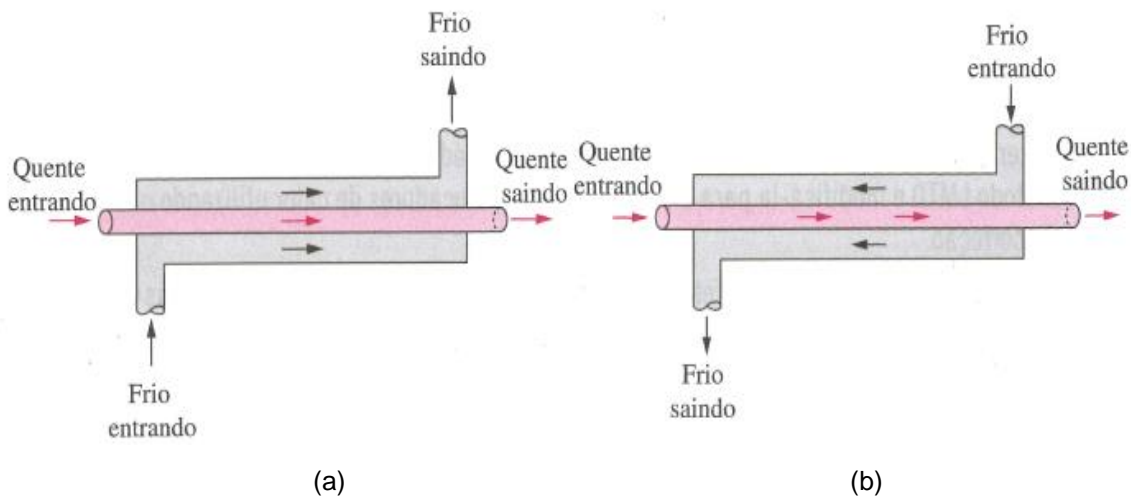
como, climatização de ambientes, produção de potência, na indústria química e recuperação de calor (ÇENGEL, 2009).

O economizador, equipamento em estudo, é basicamente um trocador de calor gás-água.

2.3.1 Tipos de Trocadores de Calor

Os tipos de trocadores de calor são determinados a partir da sua forma de escoamento e seu aspecto construtivo. Os modelos mais elementares são construídos a partir de dois tubos concêntricos com diâmetros diferentes por onde escoam os fluidos. Estes trocadores são chamados de bi tubulares ou duplo tubo. Um trocador de **escoamento paralelo**, Figura 2 - (a), é aquele onde os dois fluidos adentram por um mesmo lado, com sentidos iguais saindo pela mesma extremidade. Já em um trocador de calor com **escoamento contracorrente**, Figura 2 - (b), o ingresso dos fluidos ocorre em extremidades distintas, com sentidos opostos e saem do aparelho também em extremidades distintas

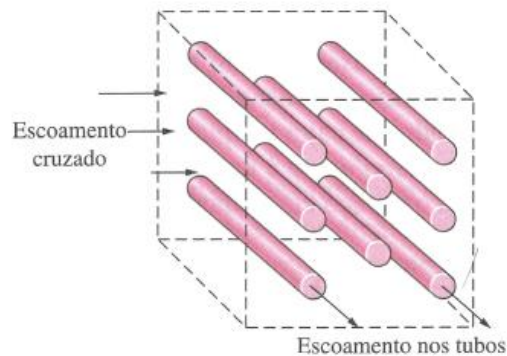
Figura 2 – Regimes de escoamento paralelo (a) e contracorrente (b) em trocadores tipo duplo tubo,



Fonte – Çengel (2009)

De forma alternativa, os fluidos podem se deslocar perpendicularmente através de um trocador de calor tubular, sendo chamado de escoamento cruzado, Figura 3, (INCROPERA et al., 2008).

Figura 3 – Trocador de calor com escoamento cruzado.



Fonte – Çengel (2009)

Outra forma construtiva de trocador de calor são os trocadores compactos, os quais possuem grande superfície de troca de calor em volumes reduzidos. Os exemplos mais comuns são os radiadores automotivos, Figura 4. Estes trocadores realizam taxas elevadas de transferência de calor de um fluido ao outro e são recomendados quando há restrições de peso e volume (ÇENGEL, 2009).

Figura 4 – Trocador de calor compacto – radiador automotivo.

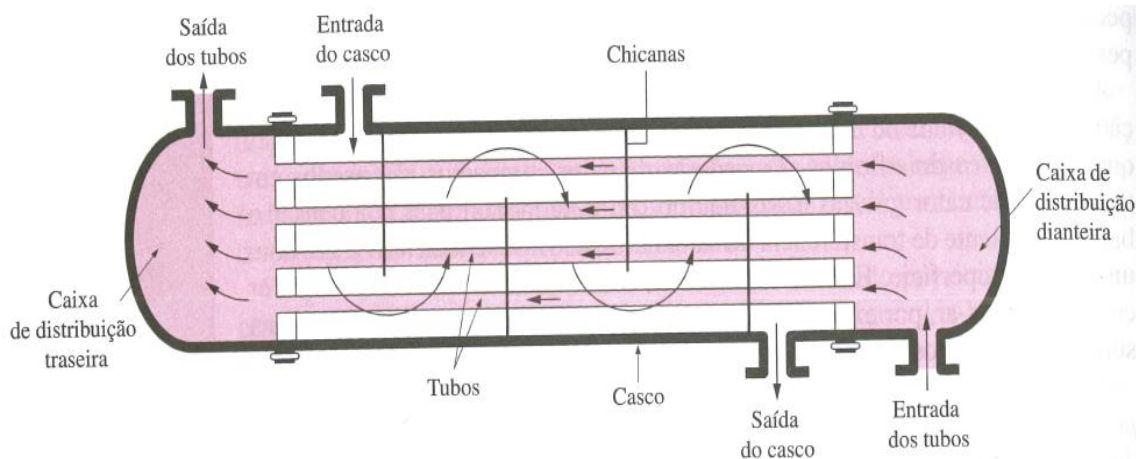


Fonte – RADIADORES VISCONDE (2017)

Incropera et al., (2008) apresenta também o trocador do tipo casco e tubo, Figura 5. Seu formato varia em função dos passes que o fluido faz em seu casco e tubos. Em sua forma mais elementar ocorre apenas um passe nos tubos e no casco. Para elevar o coeficiente convectivo do fluido no lado do casco, em muitos casos são instaladas chicanas, as quais servem também como apoio para os tubos, amenizando

vibrações induzidas pelo escoamento (INCROPERA et al., 2008). Segundo Çengel, (2009), este tipo de trocador de calor é o mais comum em usos industriais.

Figura 5 – Trocador de calor tipo casco e tubo de um passe, com chicanas.



Fonte – Çengel (2009)

2.5 ECONOMIZADORES

Os economizadores são basicamente superfícies tubulares de transferência de calor usadas para pré-aquecer a água de alimentação da caldeira antes de entrarem no tambor de vapor (unidades de recirculação) ou nas superfícies do forno (unidades de passagem única). O termo economizador vem do uso de tais trocadores de calor para reduzir custos operacionais ou economizar combustível recuperando energia extra do gás de combustão (BABCOCK AND WILCOX, 2005).

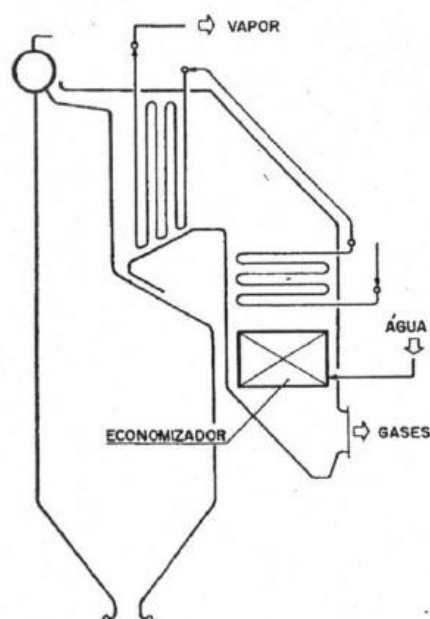
Economizadores são dispositivos com a finalidade de aproveitar o calor sensível ainda existente nos gases de combustão, após a passagem destes pelos estágios finais da caldeira, afim de elevar a temperatura da água de alimentação antes que esta seja introduzida em seu interior (PERA, 1990).

Bazzo (1995) define este equipamento como sendo um trocador de calor voltado ao aproveitamento de uma parte da energia ainda presente nos gases de combustão, afim de elevar a temperatura da água de alimentação da caldeira.

2.5.1 Localização

O economizador é tipicamente a última superfície de transferência de calor arrefecida a água a montante do aquecedor de ar, como apresentado na Figura 6, (BABCOCK AND WILCOX, 2005).

Figura 6 – Localização do economizador numa unidade de geração de vapor.



Fonte – Bazzo (1995)

Para Babcock and Wilcox, (2005), os elevados custos capitais fazem com que economizadores geralmente sejam instalados em unidades geradoras de vapor de grande porte, logo necessitam de grandes áreas de transferência de calor, formando assim bancos de tubos que conduzem a água de alimentação.

Segundo Bazzo (1995), em geral os economizadores são constituídos por tubos de aço carbono, com diâmetro externo variando entre 40 a 60 mm. Menos comum é a utilização de tubos de ferro fundido, devido sua maior capacidade de resistência a corrosão, sendo indicado apenas para caldeiras que operam a pressões inferiores a 30 bar.

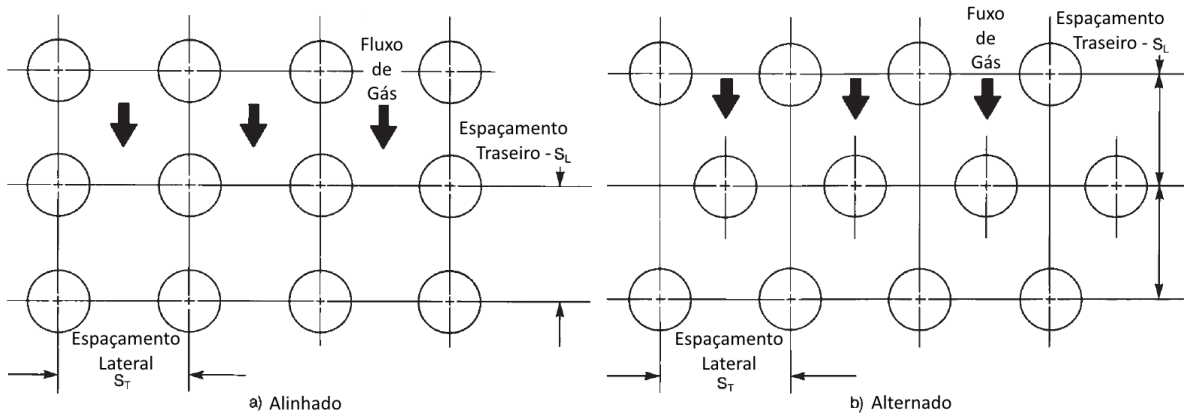
Não existem formas padrões ou tamanhos específicos para economizadores, em razão de que estes dependem exclusivamente das características do equipamento ao qual estão/serão instalados. Uma diferenciação peculiar entre economizadores é quanto aos tipos de superfície da tubulação.

Os tipos de superfície economizadores podem ser classificados em dois grupos, sendo, tubos nus e tubos aletados. O segundo grupo subdivide-se conforme os tipos de aletas. A definição e características de cada grupo é apresentada a seguir segundo Babcock And Wilcox (2005).

2.5.2 Aspectos Construtivos

Babcock and Wilcox (2005) afirma que o projeto mais comum e confiável de economizadores são os que utilizam tubos lisos, em linha, com fluxo cruzado Figura 7 - (a). Quando o carvão é queimado, as cinzas criam um ambiente altamente incrustante e erosivo. A disposição em linha do tubo nu minimiza a probabilidade de erosão e retenção de cinzas em comparação com uma disposição escalonada ilustrada na Figura 7 - (b). É também a geometria mais fácil de ser mantida limpa por sopradores de fuligem. No entanto, estes benefícios devem ser avaliados em função do maior peso, volume e custo deste arranjo.

Figura 7 – Arranjo dos tubos para fluxo cruzado em linha (a) e escalonado (b).



Fonte – Adaptado de Babcock and Wilcox (2005).

Afim de reduzir os custos, a maioria dos fabricantes de caldeiras têm construído economizadores com uma variedade de tipos de aleta para aumentar a taxa de transferência de calor entre o gás de combustão e os tubos. As aletas são componentes baratos que podem reduzir o tamanho e o custo de um economizador. No entanto, a aplicação bem-sucedida é muito sensível ao ambiente dos gases de combustão. A limpeza da superfície é uma preocupação fundamental. Em certos tipos de caldeiras, como as unidades a carvão, os economizadores de tubos aletados não são recomendados devido as características peculiares das cinzas.

Madi (2005), em seu trabalho de otimização do período de limpeza em trocadores de calor usados na indústria petrolífera, afirma que incrustações nos tubos são, com certeza um dos principais fatores no aumento das despesas com manutenção, sendo como prova, inevitáveis paralisações para limpeza.

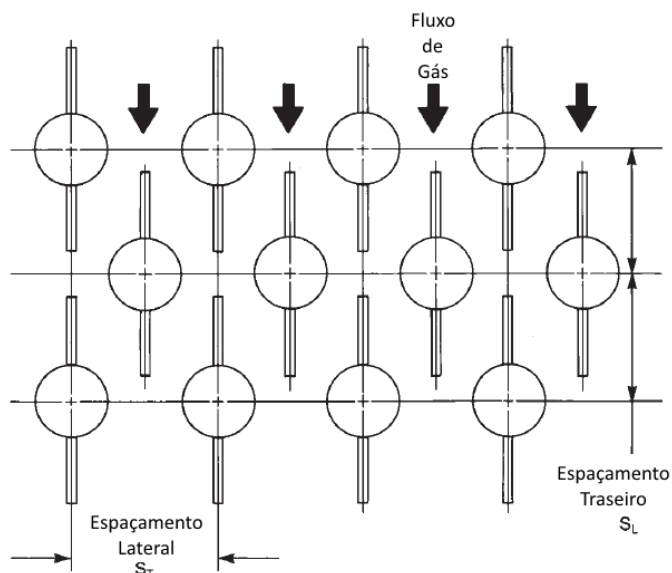
Os tipos de aletas utilizados em economizadores são:

- Aletas de parafusos;
- Aletas longitudinais;
- Aletas helicoidais;
- Aletas retangulares.

Aletas de Parafuso: Aletas de parafuso têm funcionado razoavelmente bem em caldeiras a gás. No entanto, os economizadores de aletas de parafuso podem apresentar perda de carga maior do lado do gás, do que em unidades com tubos helicoidais. Estes tipos de aletas não apresentaram bom funcionamento em caldeiras a carvão, devido à erosão excessiva, redução da transferência de calor, perda de carga elevada e à obstrução devido ao depósito de cinzas.

Aletas Longitudinais: Tubos com aletas longitudinais em arranjo alternado, de fluxo cruzado, mostrados na Figura 8, também não tiveram bons resultados durante longos períodos de operação.

Figura 8 – Aletas longitudinais, arranjo de tubo alternado.



Fonte – Adaptado de Babcock and Wilcox (2005)

A obstrução excessiva e a erosão em caldeiras a carvão resultaram na substituição de muitos destes economizadores. Nas caldeiras a óleo e a gás, ocorreram rachaduras nos pontos onde as aletas terminam. Estas fissuras propagaram-se na parede do tubo e em alguns casos, causaram falhas.

Aletas helicoidais: tubos de aletas helicoidais, Figura 9, foram aplicadas com êxito para algumas unidades com queima de carvão, petróleo e gás. As aletas podem ter espaçamento mais próximo no caso de queima de gás devido à ausência de cinzas de carvão ou de cinza de óleo. É típico se utilizar quatro aletas por polegada (1 aleta a cada 6,4 mm), espessura de 0,06 a 0,075 pol. (1,5 a 1,9 mm) e uma altura de 19,1 mm (0,75 pol.).

Figura 9 – Tubo com aletas helicoidais



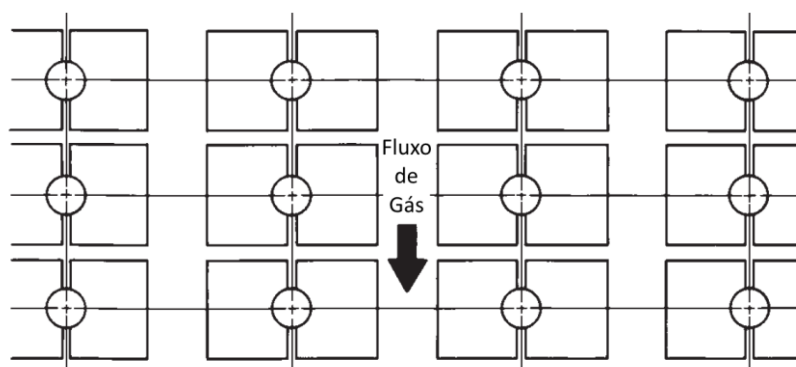
Fonte – TUBAL (2017).

Para tubos de diâmetro externo de 2 polegadas (51 mm), estas aletas proporcionam dez vezes a área efetiva de tubos lisos por unidade de comprimento de tubo. Se for utilizado um óleo pesado ou carvão, deve ser utilizado um espaçamento maior entre as aletas e medidas adequadas para manter a superfície de aquecimento tão limpa quanto possível. Sopradores de fuligem são necessários e a altura máxima da matriz tubular não deve exceder 4 a 5 pés (1,2 a 1,5 m) para assegurar uma limpeza razoável da superfície de aquecimento. Um arranjo em linha também facilita a limpeza e proporciona uma menor resistência do lado do gás.

Aletas retangulares: As aletas quadradas ou retangulares, dispostas perpendicularmente ao eixo do tubo e com arranjo dos tubos em linha, como mostrado na Figura 10, são usadas ocasionalmente em melhorias para economizadores.

O espaçamento das aletas varia tipicamente entre 13 e 25 mm (0,5 e 1 pol.) e possuem normalmente uma espessura de 3,12 mm. Existe uma ranhura vertical no meio devido as duas metades da aleta serem soldadas em ambos os lados do tubo. A maioria dos projetos são para velocidades dos gases abaixo de 50 ft / s (15,2 m / s).

Figura 10 – Aletas retangulares, arranjo tubular em linha.



Fonte: Adaptado de Babcock and Wilcox (2005)

2.5.3 Fatores técnicos e econômicos

Pera (1990) elenca as vantagens do aumento da temperatura da água de alimentação

- Água, quando introduzida na caldeira em torno de 25°C, onde a alimentação ocorre de maneira intermitente, provoca queda de pressão interna;
- Ingresso de água com temperaturas próximas a de vaporização, torna mais estável o efeito e o regime de pressão de trabalho permanente;
- Melhora a eficiência térmica da caldeira.

Os economizadores também reduzem o potencial de choque térmico e fortes flutuações da temperatura da água à medida que a água de alimentação entra no tambor ou nas paredes de água. Para cada 40°F (22°C) que o gás de combustão é arrefecido por um economizador em conjunto com um pré-aquecedor de ar, em uma caldeira convencional, a sua eficiência global é aumentada em aproximadamente 1% (BABCOCK AND WILCOX, 2005).

É notável os benefícios da utilização de economizadores em equipamentos geradores de vapor, no entanto a sua viabilidade demanda uma análise mais aprofundada em questões na ordem termoquímica e econômica.

Em termos termoquímicos, os fatores que definem as condições de utilização de economizadores estão ligados principalmente ao porte das caldeiras. Nas unidades de médio e pequeno porte, a temperatura dos gases de combustão na

chaminé varia na ordem de 260 a 280°C, sendo que em unidades que operam sob pressões acima de 35 kgf/cm², podem atingir temperaturas no valor de 360 a 400°C (NOGUEIRA et al., 2005).

Segundo Bazzo (1995), nas caldeiras de pequeno porte, o último estágio é constituído de feixes tubulares responsáveis à evaporação da água, que por si só reduzem a temperatura dos gases para valores abaixo de 300 °C. Em geral, quando operadas a pressões inferiores à 15 bar, tanto em caldeiras flamo, quanto as fogotubulares, o uso de economizadores é dispensado. Valores relativamente baixos de temperatura na chaminé podem resultar na condensação do ácido sulfúrico (SO₃) sobre as superfícies frias do economizador, expondo o equipamento à corrosão.

Pera (1990) expõe ainda que em modernos geradores de vapor de baixa capacidade e baixas pressões, a temperatura de saída dos gases não atinge valores relevantes que justifiquem a instalação de economizador.

3 METODOLOGIA

A metodologia utilizada para o desenvolvimento do projeto do economizador considerou as etapas a seguir: definição da caldeira padrão, seleção do tipo de trocador de calor, análise de transferência de calor e determinação da área de troca térmica, seleção dos materiais definição do sistema de controle de circulação da água.

3.1 CARACTERÍSTICAS DA UNIDADE GERADORA DE VAPOR

A caldeira utilizada para o desenvolvimento do presente trabalho está instalada na empresa PPneus Recapadora, localizada na Avenida Tupi, nº 577, bairro Bortot, na cidade Pato Branco, PR - CEP: 85500-001, sendo utilizada no processo de vulcanização de pneus.

Sua forma construtiva é do tipo mista, sendo aquatubular na fornalha e flamotubular no reservatório. O combustível utilizado no processo de combustão é a lenha de eucalipto em toras. A tabela 2 apresenta as informações técnicas da caldeira. Tais informações foram obtidas através de visitas *in loco*.

Tabela 2 – Informações técnicas e operacionais da caldeira.

	Definição
Fabricante	Caldeiras Paraná
Modelo/Série	FTA/069
Capacidade (kgv/h)	1500
Temperatura de entrada da água (°C)	87
PMTA (kgf/cm ²)	10
PO (kgf/cm ²)	6
Teste Hidrostático (kgf/cm ²)	18
Rendimento – η (%)	85
Cod. Construção	ASME/95
Diâmetro da chaminé (mm)	500

Fonte – Caldeiras Paraná

Os cálculos associados a transferência térmica do economizador exigem que as vazões mássicas dos fluidos, água e gases de exaustão, sejam conhecidas. No caso da vazão mássica da água, seu valor é conhecido, sendo a própria

capacidade da caldeira. No entanto, a vazão mássica do gás de exaustão está associada ao processo de combustão da lenha consumida, sendo que a sua determinação seguiu conforme apresentado a seguir.

3.1.1 Cálculo do consumo de lenha

O consumo de lenha foi determinado através do balanço de massa com o uso da expressão (1) proposta por Nascimento (2007).

$$\dot{m}_l = \frac{\dot{m}_f \cdot (h_{f,v} - h_{f,ent})}{\eta \cdot (PCI)} \quad (1)$$

Sendo

- \dot{m}_l é a vazão mássica de lenha (kg/h);
- \dot{m}_f é a vazão mássica de vapor (kg/h);
- $h_{f,v}$ e $h_{f,ent}$, são respectivamente, as entalpias do vapor saturado e da água de entrada em função da pressão e temperatura (kJ/kg);
- η é o rendimento da caldeira (%);
- PCI é o poder calorífico inferior do combustível.

A determinação da densidade (peso específico) e do PCI da lenha de eucalipto, ambos com 20% de umidade, deu-se através da interpolação das informações apresentadas na Tabela 3, segundo Nascimento (2007).

Tabela 3 – Poder Calorífico Inferior (PCI) e peso específico da lenha

Origem	Resíduos de manejo de reflorestamento
Madeira	Eucaliptos
Umidade (%)	16 a 30
Poder Calorífico Inferior (PCI)	2500 a 3500 kcal/kg
Peso específico	250 a 600 kg/m ³

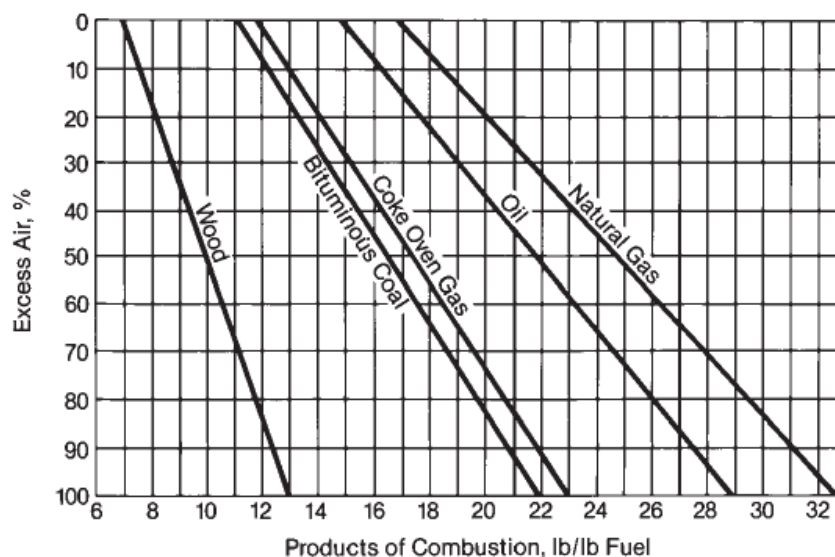
Fonte – Adaptado de Nascimento (2007)

3.1.2 Cálculo da vazão mássica estimada dos gases de combustão

Após a determinação da quantidade de lenha consumida em função da capacidade da caldeira, estimou-se a vazão mássica dos gases de combustão em função do excesso de ar recomendado.

Babcock And Wilcox (2005) apresenta os valores recomendados de excesso de ar para diversos combustíveis, sendo que para a queima de lenha este valor é de 20%. O peso dos produtos da combustão em função do excesso de ar recomendado e do tipo de combustível utilizado foi estimado a partir da Figura 11.

Figura 11 – Estimativa do peso dos produtos da combustão em função do tipo de combustível e dos níveis de excesso de ar.



Fonte – Babcock and Wilcox, 2005)

Pode-se então determinar a vazão mássica dos gases de exaustão multiplicando a vazão mássica de lenha pelo peso estimado dos produtos da combustão, conforme a equação (2).

$$\dot{m}_q = \dot{m}_l \cdot P_{g,estimado} \quad (2)$$

Onde

- \dot{m}_q é a vazão mássica dos gases de exaustão (kg/s);
- $P_{g,estimado}$ é o peso estimado dos produtos da combustão da lenha (kg/kg_{combustível}).

3.2 SELEÇÃO DO TIPO DE TROCADOR DE CALOR

Para a definição da forma construtiva do trocador de calor foram desenvolvidas três configurações básicas, os quais estão baseadas nos tipos de trocadores de calor mostrados no item 2.3.1. Os três modelos são:

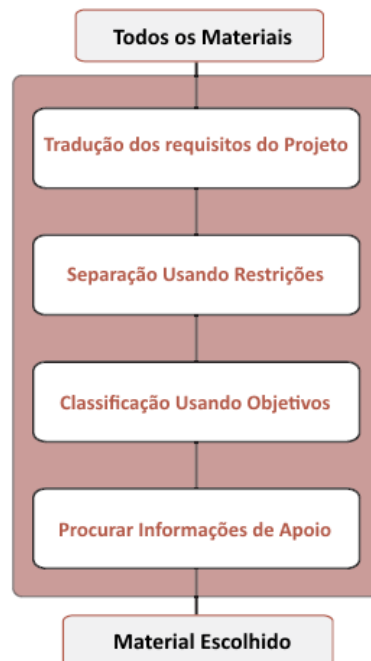
- Serpentina interna em escoamento contracorrente;
- Feixe de tubos em escoamento cruzado;
- Duplo tubo em escoamento contracorrente.

Para isto, foram analisados os seus aspectos construtivos, eficiência de transferência térmica, facilidade de fabricação, manutenção e limpeza.

3.3 SELEÇÃO DO MATERIAL DOS TUBOS

Para a seleção do material da tubulação do trocador de calor, foi utilizada a metodologia proposta por Ashby (2005), o qual determina quatro etapas principais no processo, as quais são denominadas *tradução*, *separação*, *classificação* e *informação de suporte*, ver Figura 12.

Figura 12 – Etapas do processo de seleção de materiais.



Fonte – Adaptado de Ashby (2005).

Na etapa de tradução, os requisitos do projeto devem ser “traduzidos” como uma especificação para o material que se deseja selecionar, de acordo com uma função desejada.

A etapa de separação tem como finalidade a eliminação dos materiais candidatos que não são capazes de atender a função desejada por completo, devido a um ou mais dos seus atributos estar fora dos limites estabelecidos pelas restrições.

Já na etapa de classificação, são desenvolvidos critérios ou objetivos de otimização, que são índices de materiais os quais classificam o desempenho dos candidatos aprovados na separação. O índice de material é uma propriedade ou grupo de propriedades que visa maximizar o desempenho para um determinado projeto e fornecem critérios de excelência que permitem a classificação dos materiais através do seu desempenho em relação a aplicação dada.

Por fim, após as etapas anteriores o resultado é uma pequena lista de materiais candidatos classificados que atendem às restrições e que maximizam ou minimizam os critérios de excelência. Para dar prosseguimento ao processo de seleção busca-se um perfil detalhado de cada um dos materiais classificados afim de verificar os seus pontos fortes e fracos ou se tem uma boa reputação, sendo esta então a última etapa do processo.

Após a realização da realização da informação de suporte, pode ser feita a escolha final do material que possua uma combinação definitiva entre os requisitos de projeto e os atributos do material.

3.4 DIMENSIONAMENTO DO TROCADOR DE CALOR

O principal mecanismo de transferência de calor presente em trocadores de calor é a convecção e que, segundo Çengel, (2009) tal mecanismo apresenta uma taxa de transferência de calor proporcional à um gradiente de temperatura, comumente expressa pela *Lei de Newton do resfriamento* (3).

$$q = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (3)$$

Onde

- h é o coeficiente de transferência de calor por convecção ($W/m^2 \cdot K$);

- A_s é a área da superfície por onde ocorre a transferência térmica (m^2);
- T_s e T_∞ , são respectivamente, a temperatura de superfície e a temperatura do fluido suficientemente longe da superfície ($^\circ C$).

A equação (3) toma a seguinte forma quando aplicada para determinação da taxa de transferência de calor em trocadores de calor.

$$q = UA_s \Delta T_{ml} \quad (4)$$

onde

- U é o coeficiente global de transferência de calor ($W/m^2 \cdot K$);
- ΔT_{ml} é a *média logarítmica de temperaturas* apropriada.

A metodologia para a determinação destas variáveis está apresentada neste capítulo.

3.3.1 Balanço Energético

Para início do projeto térmico do economizador, foi realizado um balanço energético entre os fluidos quente e frio, afim de determinar a taxa de transferência de calor requerida para a elevação da entalpia da água

Assumindo que o processo ocorra em regime contínuo e permanente, e que os fluidos não mudem de fase e com calores específicos constantes, as expressões para taxa de transferência de calor requerida são

$$q_{req} = \dot{m}_q c_{p,q} (T_{q,ent} - T_{q,sai}) \quad (5)$$

e

$$q_{req} = \dot{m}_f c_{p,f} (T_{f,ent} - T_{f,sai}) \quad (6)$$

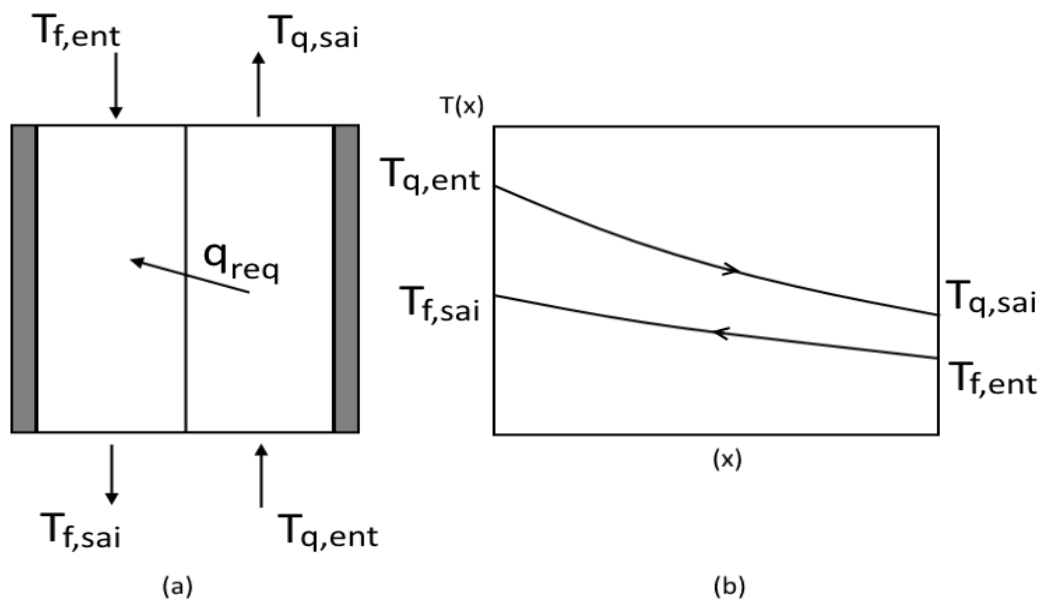
Onde

- q_{req} é a taxa de transferência de calor requerida (W);

- \dot{m}_q e \dot{m}_f representam as vazões mássicas dos fluidos quente e frio respectivamente (kg/s);
- $c_{p,q}$ e $c_{p,f}$ representam o calor específico a pressão constante do fluido quente e frio respectivamente (J/kg*K);
- $T_{q,ent}$ e $T_{q,sai}$, são respectivamente, as temperaturas de entrada e saída, relativo ao fluido quente (°C);
- $T_{f,ent}$ e $T_{f,sai}$, são respectivamente, as temperaturas de entrada e saída, relativo ao fluido frio (°C).

O esquema do fluxo do trocador de calor bem como a sua distribuição de temperaturas ao longo dos tubos verticais são apresentados na Figura 13 (a) e (b) respectivamente;

Figura 13 – Representação esquemática (a) e distribuição de temperaturas (b) ao longo do trocador de calor.



Fonte – Autoria própria.

Para Incropera et al., (2008), o lado direito das expressões (5) e (6) representa a energia térmica para um fluido incompressível ou a entalpia para gases ideais, que é carregada pelo fluido. Foi utilizada como base para a determinações das propriedades termo físicas dos fluídos quente e frio à pressão a que estão sujeitos a temperatura média, " \overline{T}_m ", sendo expressa por

$$\overline{T}_m = \frac{T_{ent} + T_{sai}}{2} \quad (7)$$

Sendo

- \overline{T}_m é a temperatura média do fluido (°C);
- T_{ent} e T_{sai} ,são respectivamente, as temperaturas de entrada e de saída do fluido (°C).

3.3.2 Cálculo da Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura

Segundo Incropera et al., (2008), a expressão para a média logarítmica das diferenças de temperatura entre os fluidos quente e frio, toma a seguinte forma.

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (8)$$

Como trata-se de um trocador de calor de fluxo contracorrente os valores de ΔT_1 e ΔT_2 são

$$\Delta T_1 = T_{q,ent} - T_{f,sai} \quad (9)$$

e

$$\Delta T_2 = T_{q,sai} - T_{f,ent} \quad (10)$$

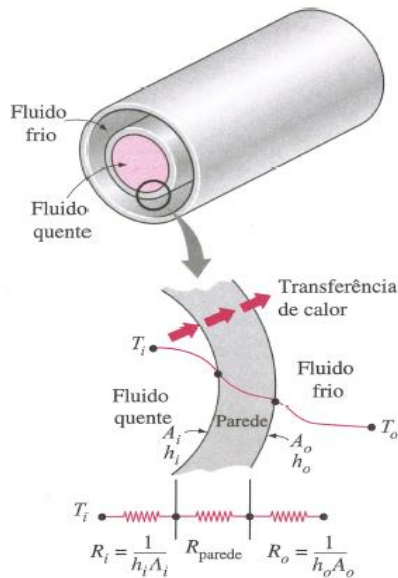
3.3.3 Cálculo do Coeficiente Global de Transferência de Calor

Çengel (2009) mostra que geralmente um trocador de calor apresenta um fluxo de dois fluidos separados por uma parede sólida, sendo que a transferência de calor ocorre da seguinte forma:

- I. Fluido quente para parede sólida – convecção;
- II. Através da parede – condução;
- III. Parede solida para fluido frio – convecção.

Desta forma, a rede de resistência térmica associada a este processo de transferência de calor contém uma resistência de condução e duas de convecção, conforme mostrado na Figura 14.

Figura 14 – Rede de resistência térmica.



Fonte – Çengel, (2009)

Sendo assim a resistência térmica total é dada por

$$R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (11)$$

Onde

- R é a resistência térmica total $(W/K)^{-1}$;
- k é a condutividade térmica do material da parede (W/m^*K) ;
- L é o comprimento do tubo (m) ;
- A_i e A_o , são respectivamente, as áreas de superfície interna e externa da parede do tubo onde os fluidos estão em contato (m^2)
- h_i e h_o , são respectivamente, os coeficientes convectivos relacionados aos fluidos interno e externo (W/m^2*K) .

Na análise de trocadores de calor, é conveniente combinar todas as resistências térmicas no caminho do fluxo de calor a partir do fluido quente para o fluido frio em uma única resistência R e expressar a taxa de transferência de calor entre os dois fluidos como

$$q = \frac{\Delta T}{R} = UA_s \Delta T = U_i A_i \Delta T = U_o A_o \Delta T \quad (12)$$

Cancelando ΔT , a equação (12) se reduz a

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{U_i A_i} + \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i A_i} + R_{parede} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (13)$$

Para Çengel (2009), o coeficiente global de transferência de calor conforme equação acima possui duas áreas de transferência relacionadas aos diâmetros interno e externo do tubo, os quais geralmente não são iguais entre si.

3.3.4 Cálculo dos Coeficientes Convectivos dos fluidos quente, h_q e frio, h_f

A definição da forma construtiva do trocador de calor possibilitou a realização do processo de determinação dos coeficientes convectivos dos fluidos quente e frio, uma vez que estes dependem do tipo de escoamento e das características geométricas do trocador de calor. Esta etapa foi baseada na teoria apresentada por Incropera et al., (2008), para convecção em escoamentos interno e externo através de diferentes geometrias.

Como trata-se de fluxo através de tubos circulares, tanto no escoamento da água quanto do gás, a determinação do coeficiente convectivo para os dois fluidos deu-se a partir da equação (14).

$$h = \frac{Nu_D \cdot k}{D} \quad (14)$$

Onde

- Nu_D é o número de Nusselt;
- h é o coeficiente convectivo do fluido analisado ($W/m^2 \cdot K$);
- D é o diâmetro da seção por onde o fluido escoia (m).

Na análise do fluxo da água pelo interior dos tubos, considerando que o escoamento é incompressível em regime estacionário, onde a área da seção transversal dos tubos, a vazão mássica e a velocidade da água são constantes ao longo do comprimento dos mesmos, o cálculo do número de Reynolds deu-se por

$$Re_{D,f} \equiv \frac{4 \cdot \dot{m}_f}{\pi \cdot N \cdot d_i \cdot \mu_f} \quad (15)$$

Onde

- N é o número de tubos verticais;
- d_i é o diâmetro interno dos tubos verticais (m);
- μ_f é a viscosidade da água à temperatura de filme ($N \cdot s/m^2$).

Utilizando a correlação de Dittus-Boelter para o aquecimento (16), foi calculado o número de Nusselt.

$$Nu_{D,f} = 0,023 \cdot Re_{D,f}^{4/5} \cdot Pr_f^{0,4} \quad (16)$$

Já para análise do fluxo do gás, tomou-se como premissa o escoamento em tubos concêntricos, onde este baseia-se no transporte por convecção através de uma região anular entre dois tubos, o qual foi generalizado para a geometria adotada em função do número de tubos, Figura 15.

Para esta situação, foi empregado o uso de um diâmetro efetivo como comprimento característico, o qual recebe o nome de diâmetro hidráulico (17).

$$D_h = \frac{4 \cdot A_{tr}}{N \cdot P_m} \quad (17)$$

Onde

- D_h é o diâmetro hidráulico (m);
- A_{tr} é a área da seção transversal do escoamento (m^2);
- P é o perímetro molhado (m).

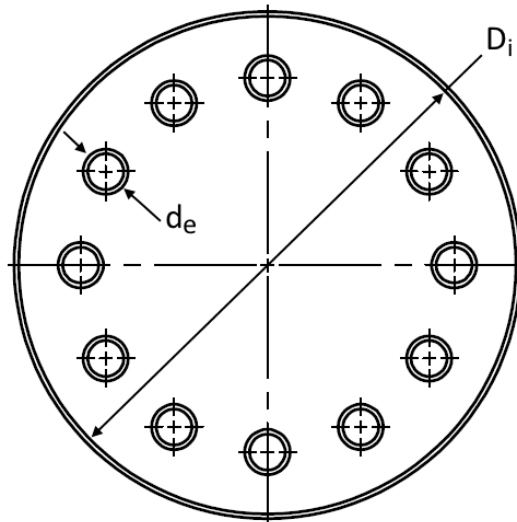
A área de seção transversal do escoamento é dada por

$$A_{tr} = (A_i - N \cdot A_e) \quad (18)$$

Sendo

- A_i e A_e , são respectivamente, as áreas da seção transversal interna da chaminé e externa do tubo do trocador de calor (m^2).

Figura 15 – Representação esquemática da disposição dos tubos verticais na seção transversal da chaminé.



Fonte – Autoria própria.

onde

- D_i e d_e , são respectivamente, o diâmetro interno da chaminé e externo do tubo trocador de calor.

E por fim para o cálculo do perímetro molhado, usou-se a expressão (19)

$$P = \pi \cdot d_e \quad (19)$$

Com isso, verificou-se a característica do escoamento do gás através do diâmetro hidráulico, através da equação (20).

$$Re_{D,q} = \frac{\dot{m}_q \cdot D_h}{A_{tr} \cdot \mu_q} \quad (20)$$

Então, utilizando a correlação indicada para escoamento turbulento plenamente desenvolvido de Dittus-Boelter para o resfriamento (21), foi calculado o número de Nusselt.

$$Nu_{D,q} = 0,023 \cdot Re_{D,q}^{4/5} \cdot Pr_q^{0,3} \quad (21)$$

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

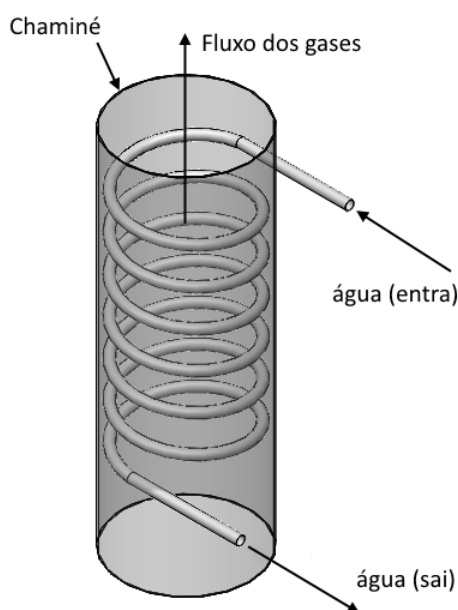
4.1 SELEÇÃO DO TIPO DE TROCADOR DE CALOR

4.1.1 Arranjo serpentina/chaminé

Nesta configuração o tubo condutor da água toma forma de uma hélice espiral após passar pelo processo de calandragem, o qual fica disposto concentricamente ao longo do duto da chaminé.

A água à temperatura ambiente é bombeada para a serpentina pelo seu acesso superior, absorvendo o calor dos gases de combustão ao longo da sua extensão, e posteriormente saindo na parte inferior da mesma. A representação básica desta configuração é mostrada na Figura 16.

Figura 16 – Arranjo básico serpentina/chaminé



Fonte – Autoria própria

O processo de fabricação deste modelo é simples, o que reduz o tempo de fabricação e também apresenta custos de capital relativamente baixos. Outro ponto favorável é o fato de que a espiral pode ser produzida em peça única, caso seu comprimento não ultrapasse 6000 mm (comprimento padrão encontrado no mercado),

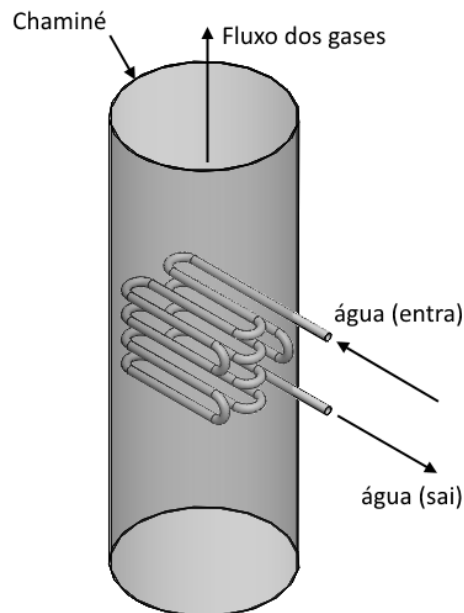
logo não há pontos de solda o que diminui a probabilidade de falhas. As perdas de carga também são reduzidas devido as curvas serem suaves e de grandes raios.

Em contrapartida, uma desvantagem desta configuração está relacionada com as variações geométricas devido a dilatação térmica, deformando-se tanto no eixo perpendicular à seção da chaminé quanto no próprio plano da seção, impondo maiores dificuldades no projeto de seus pontos de ancoragem. Outra restrição é o fato de que o diâmetro externo mínimo da espiral fica restrito ao diâmetro mínimo factível da calandra para um determinado diâmetro de perfil do tubo, por consequência limitando assim o uso do equipamento em chaminés de diâmetro reduzido.

4.1.2 Arranjo feixe de tubos/chaminé

Este arranjo é composto por feixes de tubos dispostos perpendicularmente ao fluxo dos gases de combustão, caracterizando o tipo de escoamento de fluxo cruzado, Figura 17.

Figura 17 – Arranjo básico feixe de tubos/chaminé



Fonte – Autoria própria

Este arranjo possui a vantagem de atingir maiores áreas de troca térmica em um volume reduzido em comparação ao arranjo em espiral, o que favorece o seu uso em chaminés de pequenas dimensões. Por outro lado, no que tange o seu processo de fabricação, este apresenta grande complexidade, e maior controle de

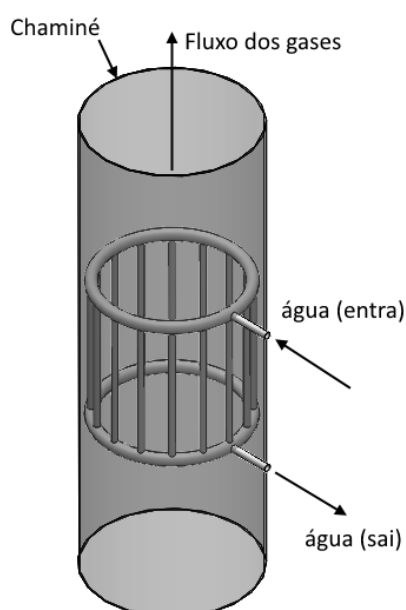
qualidade, uma vez que ele é composto por bancos de tubos interligados por curvas as quais são soldadas em suas extremidades, que ao contrário do modelo anterior, se apresenta mais suscetível a falhas. Devido a sua complexidade, os custos envolvidos na fabricação são maiores.

Devido a utilização de lenha como combustível, a composição dos gases de combustão contém uma parcela de material particulado (cinzas), que conforme mostrado no item 2.4.2, formam um ambiente altamente incrustante e erosivo nas paredes externas do tubo. Para esta configuração, seja ela em linha ou escalonada, os efeitos da erosão são mais severos em comparação a arranjo anterior ou em relação a arranjos em que o escoamento é do tipo paralelo.

4.1.3 Arranjo duplo tubo/chaminé

A forma construtiva deste arranjo se dá por dois aros tubulares dispostos paralelamente a seção circular da chaminé, conectados a diversos tubos de menor seção interna em relação à seção dos aros, igualmente dispostos verticalmente, Figura 18. A água flui livremente entre todos os elementos de forma que esta entre no trocador de calor pelo seu anel superior e saia do mesmo pelo anel inferior, caracterizando assim um fluxo contracorrente nos tubos verticais.

Figura 18 – Arranjo básico duplo tubo/chaminé



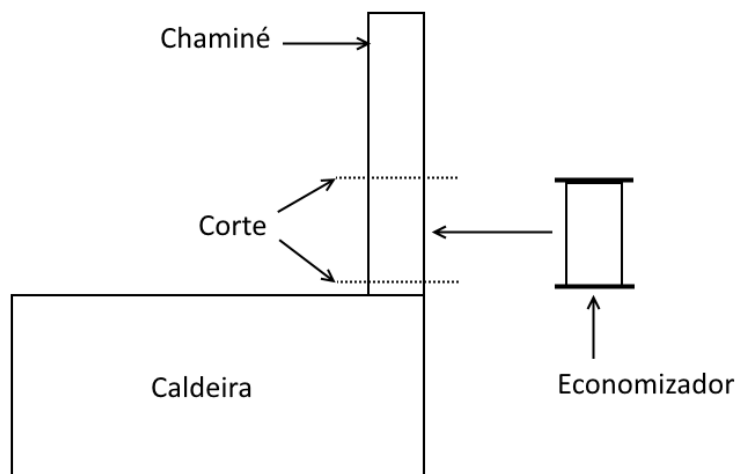
Fonte – Autoria própria

Neste caso o cuidado na fabricação é um fator crítico devido ao número considerável de pontos de solda. No entanto, é possível observar que esta configuração apresenta maior simplicidade na fabricação e conseqüentemente menores custos, menor susceptibilidade a erosão e incrustações devido ao particulado presente nos gases de combustão e também uma maior manutenibilidade em relação aos arranjos apresentados anteriormente. A partir disto, este tipo de arranjo foi selecionado para o projeto.

4.2 CONCEITO DO EQUIPAMENTO

Como trata-se de um projeto para caldeiras de pequeno e médio porte, as dimensões do equipamento podem variar conforme a caldeira em questão, por isso, definiu-se um conceito modular, tendo como aspectos variantes a geometria da seção transversal conforme chaminé, o comprimento e número de tubos verticais utilizados. Para a sua instalação primeiramente deve-se realizar um corte no plano da seção transversal da chaminé, inserindo o equipamento no local do corte, conforme Figura 19.

Figura 19 - Esquema de instalação do economizador



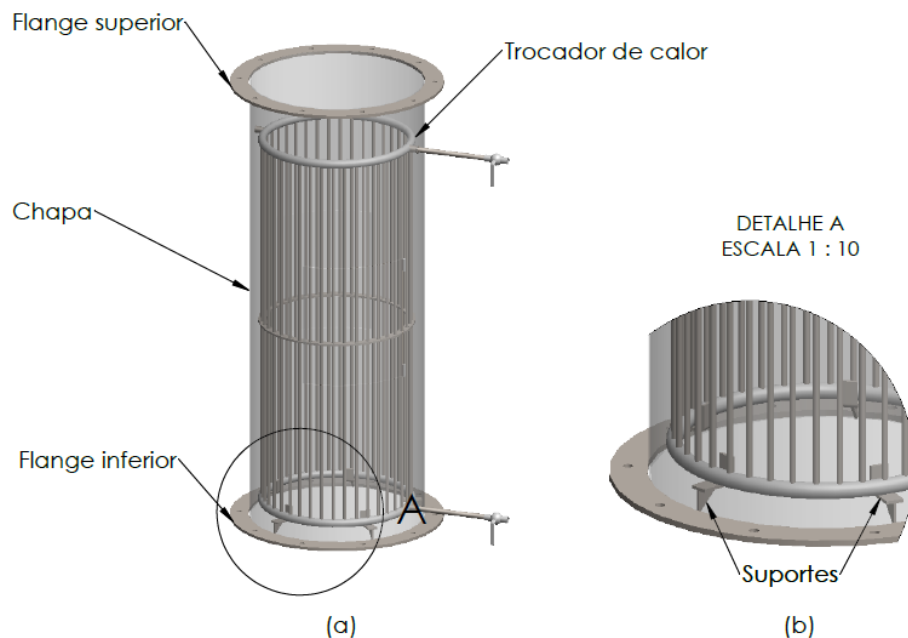
Fonte – Autoria própria

Para isto, a estrutura do equipamento será composta de uma chapa conformada de forma a possuir a mesma seção transversal da chaminé da caldeira,

com altura suficiente para abrigar internamente o trocador de calor. A fixação do economizador na chaminé será feita por meio de flanges soldados nas extremidades do equipamento, os quais serão parafusados em flanges soldados na estrutura da chaminé, Figura 20 – (a).

Quanto à fixação do trocador de calor no equipamento, este ficará apenas apoiado sobre suportes na parte inferior do mesmo, de forma que permita que permita a dilatação térmica do anel inferior sobre eles, Figura 20 – (b).

Figura 20 - Detalhes dos Flanges e chapa do economizador (a) e Suportes do trocador de calor (b)



Fonte – Autoria própria

4.3 SELEÇÃO DO MATERIAL DO TUBO

As famílias de materiais de engenharia tomadas como base para o processo de seleção seguem conforme divisão proposta por Ashby (2005), sendo elas: metais, polímeros, elastômeros, cerâmicos, vidros e híbridos.

Etapa 01: Tradução dos Requisitos

Os requisitos para os materiais foram traduzidos conforme descrito a seguir.

O material dos tubos que separam os fluidos quente e frio deve ser capaz de conduzir com eficiência a energia térmica de um fluido para o outro, bem como resistir aos níveis de pressão e temperatura ao qual estará sujeito, mantendo sua integridade física durante sua utilização. Este deverá também possibilitar o uso de tecnologias de fabricação simples e de menor custo.

Etapa 02: Separação Inicial

Baseado nas informações da tabela 2 e dos requisitos do projeto apresentados acima, as restrições impostas aos materiais candidatos são:

- **C1** - Suportar pressões acima de 18 kgf/cm², em relação a área da seção do tubo;
- **C2** - Suportar temperaturas acima de 170 °C;
- **C3** - Possuir condutividade térmica acima de 40 W/m*K;
- **C4** - Possuir boa soldabilidade;
- **C5** - Possuir boa conformabilidade;
- **C6** - Baixo custo.

Os critérios de custo, soldabilidade e conformabilidade foram analisados qualitativamente, sendo que para a realização dos cálculos dos índices de material, estes foram convertidos para a forma quantitativa utilizando variáveis linguísticas associadas a uma constante, conforme Tabela 4.

Tabela 4 – Tabela de variáveis linguísticas

Variável Linguística	Constante
Muito Baixo	1
Baixo	2
Médio	3
Alto	4
Muito Alto	5

Fonte – Autoria própria

Após a definição dos critérios, foram primeiramente separadas todas as famílias que atendem tais critérios. Em seguida foi realizado o mesmo processo para as subfamílias contidas nas famílias selecionadas anteriormente. Para a realização das análises foram utilizadas as informações sobre os materiais presentes no trabalho de Ashby (2005).

Dentre as famílias de materiais, apenas a família dos metais satisfaz todos os critérios de seleção, como pode ser visto na Tabela 5.

Tabela 5 – Separação das famílias de materiais

Critérios	Famílias de Materiais					
	Metais	Polímeros	Elastômeros	Cerâmicos	Vidros	Compósitos
C1	•					•
C2	•			•	•	
C3	•					
C4	•	•	•			
C5	•	•	•			•
C6	•	•	•	•	•	

• atende ao critério

Fonte – Autoria própria

Dentre as subfamílias, as que cumpriram os critérios foram a dos aços baixo carbono, ligas de aço, aços inoxidáveis e ligas de cobre, conforme Tabela 6.

Tabela 6 – Separação das subfamílias dos metais

Critérios	Famílias de Materiais							
	Aço baixo carbono 0-0,3%	Aço médio carbono 0,3-0,8%	Aço alto carbono >0,8%	Ligas de aço	Aço inoxidável	Ligas de Cobre	Ligas de alumínio	Ligas de Titânio
C1	•	•	•	•	•	•	•	•
C2	•	•	•	•	•	•		•
C3	•	•	•	•	•	•	•	
C4	•	•		•	•	•	•	
C5	•	•		•	•	•	•	
C6	•	•		•	•	•	•	

• atende ao critério

Fonte – Autoria própria

A Tabela 7 apresenta os materiais representantes de cada subfamília.

Tabela 7 – Tabela dos materiais candidatos selecionados

Subfamílias	Materiais Candidatos	
Aços Baixo Carbono (0 – 0,3%)	SAE 1008	SAE 1020
Ligas de Aço	ASTM A178	ASTM A53
Ligas de Cobre	C12200	C70600

Fonte – Autoria própria

Etapa 03: Classificação Usando Objetivos

Em seu trabalho, Ashby (2005) apresenta diversos índices de material os quais maximizam ou minimizam certas características desejadas. Destes, foram utilizados os seguintes:

- Maximização do fluxo de calor por unidade área da parede do tubo para materiais com maior valor de

$$IM1 = k \cdot \sigma_y \quad (22)$$

- Redução do peso do trocador de calor para materiais com maior valor de

$$IM2 = k \cdot \sigma_y^2 / \rho \quad (23)$$

- Redução do custo do trocador de calor para materiais com maior valor de

$$IM3 = k \cdot \sigma_y^2 / C_m \cdot \rho \quad (24)$$

Onde

- k é a condutividade térmica do material dos tubos (W/m·K);
- σ_y é a tensão de escoamento do material dos tubos (MPa);
- C_m é o custo do material dos tubos (R\$);

- ρ é a densidade do material dos tubos (kg/m^3).

Aplicando os critérios juntamente com os índices de material para realizar a comparação entre os materiais candidatos, foram obtidos os resultados apresentados na Tabela 8.

Tabela 8 – Resultados da aplicação dos índices de material e critérios

Material	k (W/mK)	σ_y (MPa)	ρ (kg/m^3)	Sold.*	Conf.**	Custo	IM1	IM2	IM3
C12200	389,37	62	8,9	5	5	5	24140	168172	33634
C70600	45	65	8,9	5	5	5	2925	21266	4253
ASTM A178	52	180	7,75	4	4	4	9360	217393	72464
ASTM A 53	52	205	7,85	4	4	4	10660	278382	92794
SAE 1008	43	290	7,78	4	4	3	12470	464700	154900
SAE 1020	43	350	7,87	4	4	3	15050	669313	223104

* Soldabilidade
** Conformabilidade

Fonte – Autoria própria

Etapa 04: Informação de Apoio

Para os índices **IM2** e **IM3**, os materiais SAE 1020 e SAE 1008 apresentaram os maiores valores, ou seja, apresentam a maior redução de peso e de custo para o trocador de calor, no entanto, embora possuam o menor custo, são destinados para fins estruturais segundo Tuper (2017), fazendo com que, apesar de atenderem todos os critérios, não sejam os materiais mais indicados para esta aplicação. Para o índice **IM1**, o qual representa o aumento do fluxo térmico pela área da seção do tubo, o material com o maior valor foi o Cobre fosforado C12200, enquanto o Cobre níquel 10% C70600, devido sua baixa tensão de escoamento e condutividade térmica, apresentou os piores resultados. Em contrapartida, segundo Ashby (2005) o custo das ligas de cobre são cerca de quatro vezes o valor do custo dos aços e suas ligas. Os materiais ASTM A53 e ASTM A178 apresentaram valores intermediários entres os três índices, porém estes são especialmente desenvolvidos para a condução de fluidos (ASTM A53) e troca térmica (ASTM A 178), Tuper (2017).

Embora o aço ASTM A178 seja voltado para aplicações em trocadores de calor, este apresenta um valor de tensão de escoamento inferior ao do ASTM A53, e

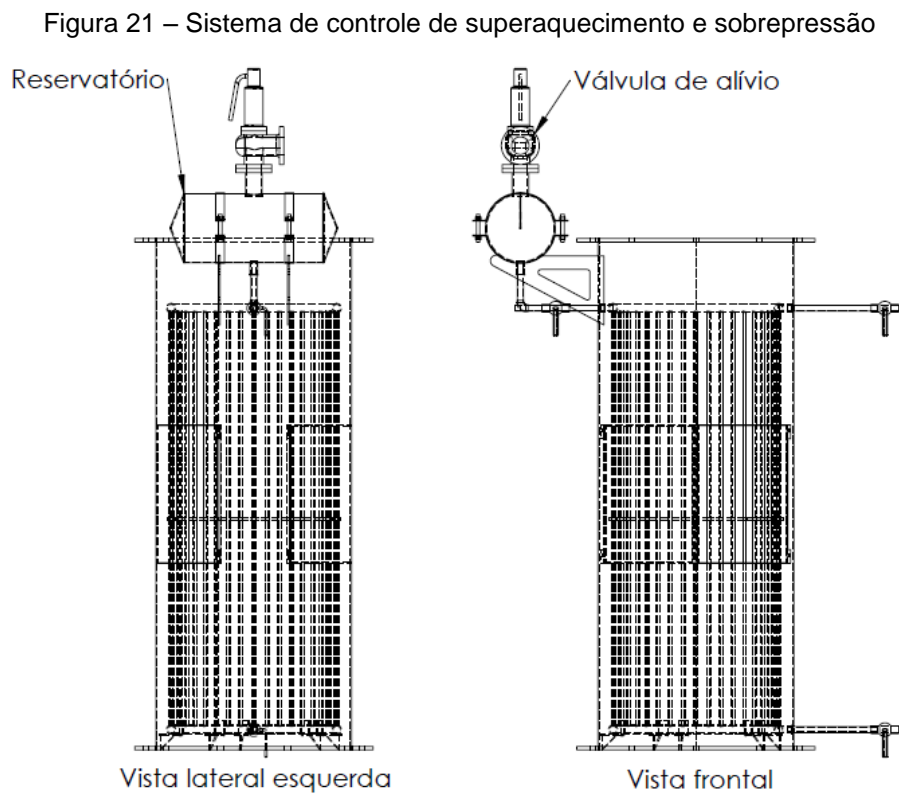
como as paredes internas dos tubos do economizador irão operar sob a mesma pressão da caldeira, sua utilização não se torna interessante.

Logo, a partir das análises acima, o material selecionado para os tubos do trocador de calor foi o aço **ASTM A53**.

4.4 CONTROLE DO SUPERAQUECIMENTO E SOBREPRESSÃO

Como o sistema de alimentação de água da caldeira é feito de forma intermitente (*on/off*), o fluxo de desta não é constante no interior do economizador. Desta forma, enquanto a água não estiver sendo bombeada para a caldeira, ela irá receber continuamente o calor dos gases de exaustão, que estão a uma temperatura superior ao de saturação da água à pressão de operação da caldeira, levando esta ao superaquecimento.

Com isto, foi desenvolvido um sistema de controle do superaquecimento, utilizando um reservatório munido de uma válvula de alívio, o qual está posicionado acima do nível do anel superior do economizador, Figura 21.



Fonte – Autoria própria

Tal reservatório tem a finalidade de armazenar o vapor formado no interior do economizador durante o período de não bombeamento da água de alimentação, o

qual, devido seu volume específico ser maior do que o da água comprimida, tende a fluir para as partes superiores do equipamento. Desta forma evita-se que haja vapor na saída do economizador, o que conforme comentado anteriormente segundo Tanaka (2007), a água deve sair em seu estado de saturação.

Este reservatório deve ser projetado de forma a suportar a pressão exercida pelo sistema, que no caso corresponde a pressão de teste hidrostático igual a 18 kgf/cm² (1,77MPa). Para isto, utilizando o método de dimensionamento de vasos de paredes finas exposto por Hibbler (2004), foi possível estimar a espessura mínima da parede do casco. As equações (26) e (27) foram utilizadas nos cálculos.

$$\sigma_1 = \frac{P \cdot r}{w} \quad (25)$$

$$\sigma_2 = \frac{P \cdot r}{2 \cdot w} \quad (26)$$

Onde

- σ_1 é a tensão normal na direção circunferencial;
- σ_2 é a tensão normal na direção longitudinal;
- P é a pressão manométrica desenvolvida no sistema;
- r é o raio do cilindro;
- w é a espessura da parede do casco

O material utilizado para confecção do reservatório foi o aço SAE 1020, devido sua disponibilidade de mercado, sendo utilizada a sua tensão de escoamento, tabela 8, para os cálculos acima, e o diâmetro adotado foi de 250 mm. Foi utilizado um fator de segurança igual a 4, para permitir certa variabilidade na pressão sem causar falhas. Os resultados estão demonstrados a seguir.

$$w_{circunferencial} = 4 \cdot \frac{1,77(MPa) \cdot 0,125(m)}{350(MPa)} \approx 2,52mm$$

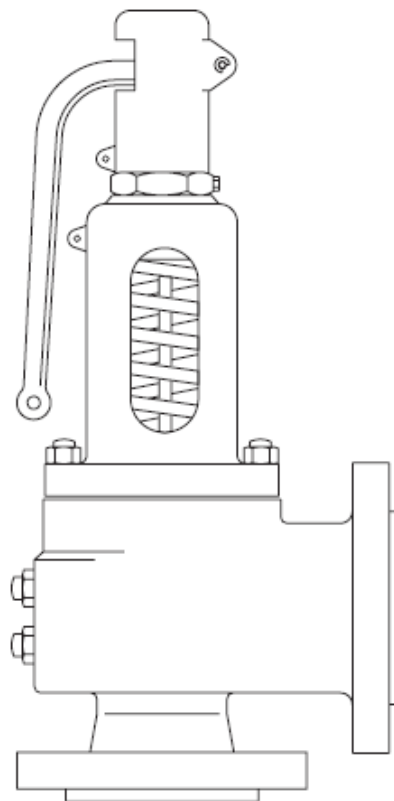
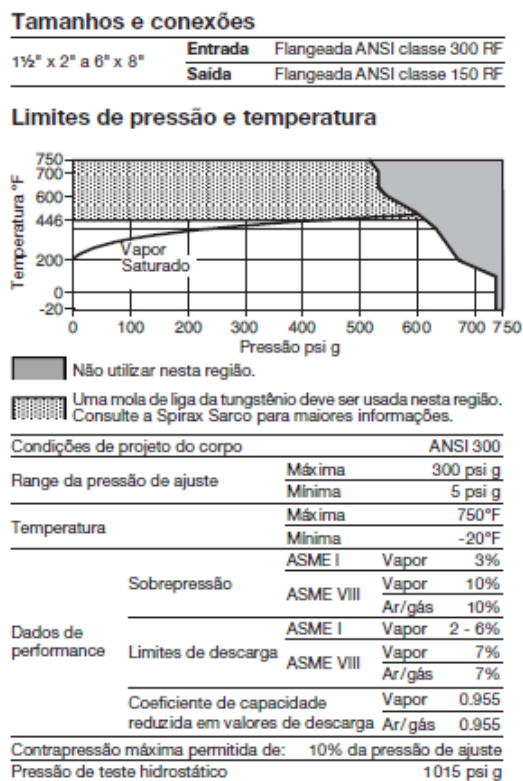
$$w_{longitudinal} = 4 \cdot \frac{1,77(MPa) \cdot 0,125(m)}{2 \cdot 350(MPa)} \approx 1,26mm$$

Desta forma foi estabelecida a espessura uniforme do reservatório igual 2,65mm, que é a espessura imediatamente superior comercialmente encontrada.

A função da válvula de alívio acoplada ao reservatório é de evitar a sobrepressão no interior do economizador. Segundo Spirax Sarco (2017), uma válvula de segurança e alívio é necessária sempre que uma condição de sobrepressão puder ocorrer.

Para este caso, a válvula SV74 foi selecionada, a qual é desenvolvida para utilização em equipamentos fabricados segundo norma da *American Society of Mechanical Engineers - ASME I*. Suas características estão apresentadas na Figura 22.

Figura 22 - Dados técnicos da válvula de alívio

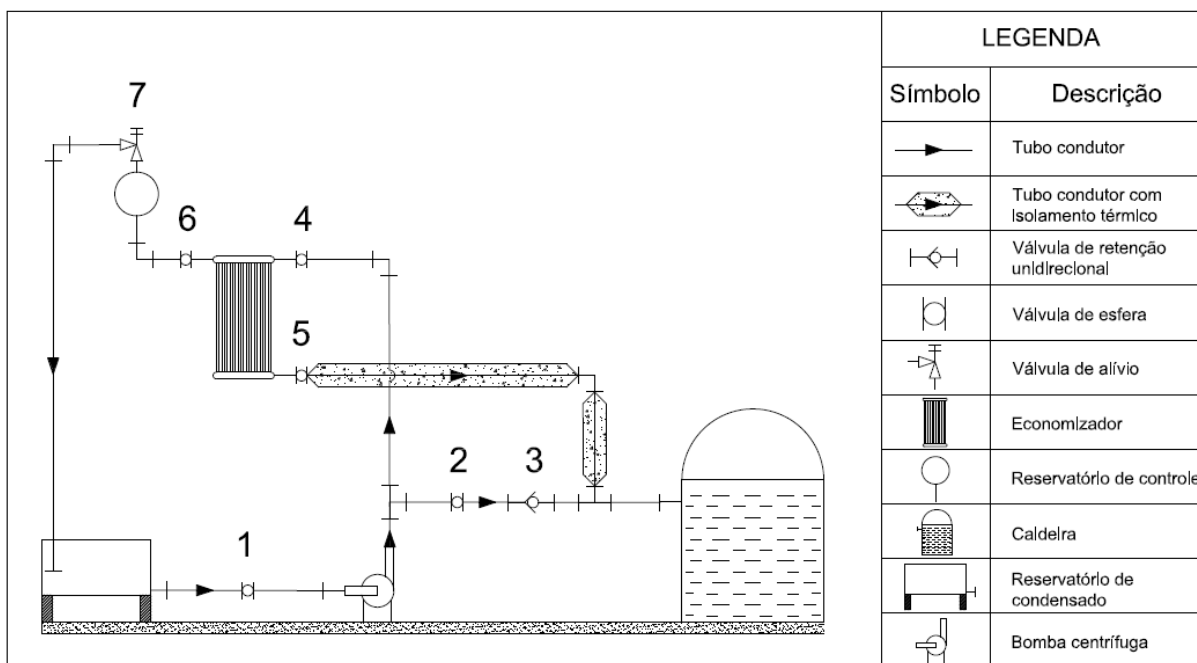


Fonte: SPIRAX SARCO, 2017

Em conjunto ao sistema de controle de superaquecimento e sobrepressão, definiu-se também a rede de tubulação e acessórios necessários para a correta operação do equipamento e que possibilitem o isolamento do economizador durante possíveis manutenções. Conforme pode-se observar na Figura 23, a água de alimentação, que está armazenada no reservatório de condensado, é succionada por

uma bomba centrífuga, sendo que esta a recalca para o acesso superior do economizador, onde após sua saída pelo bocal inferior, é conduzida até a entrada na caldeira por tubulação revestida com isolamento térmico. Para este modo, apenas a válvula 2 deve permanecer fechada.

Figura 23 – Esquema da rede de tubulação e acessórios.



Fonte – Autoria própria

Quando for necessário realizar manutenções no economizador, as válvulas 4 e 5 devem permanecer fechadas, abrindo então a válvula 2 afim de permitir o fluxo da água diretamente para o interior da caldeira. Desta forma, a caldeira voltaria a operar conforme sua configuração original, isolando o novo sistema

4.5 DIMENSIONAMENTO DO TROCADOR DE CALOR

4.5.1 Estimativa da vazão mássica dos gases e balanço de energia

Para início do dimensionamento do trocador de calor foi preciso determinar a vazão mássica dos produtos da combustão da caldeira, a qual é função do consumo de lenha para a produção de 1500 kg/h de vapor. Utilizando a equação (1) e os dados das tabelas 2 e 3, foi obtido o seguinte consumo de lenha.

$$\dot{m}_t = \frac{1500 \left(\frac{kg}{h} \right) \cdot (2763 - 364,8) \left(\frac{kJ}{kg} \right)}{85\% \cdot 11655,37 \left(\frac{kJ}{kg} \right)} = 362,86 \frac{kg}{h}$$

As entalpias da água para o seu estado de saturação “ $h_{f,v}$ ” e na entrada da caldeira “ $h_{f,ent}$ ”, foram definidas fazendo uso das tabelas de propriedades termodinâmicas da água, (MORAN et. al., 2009), através de interpolação linear para pressão absoluta de 0,7 MPa.

A partir da figura 11 e do valor recomendado de excesso de ar para a queima de lenha segundo Babcock and Wilcox (2005), foi obtido a relação da massa de gases produzido pela massa de lenha consumida de 8 lb/lb (3,629 kg/kg). Através da equação (2), pôde-se estimar a vazão mássica dos produtos da combustão.

$$\dot{m}_q = 362,8 \left(\frac{kg}{h} \right) \cdot 3,629 \left(\frac{kg}{kg} \right) = 1316,83 \frac{kg}{h}$$

Para a determinação da temperatura de saída da água de alimentação, primeiramente foi estipulada uma temperatura de saída do gás de exaustão como sendo 90 °C. Com isto, utilizando a equação (7), calculou-se a temperatura de filme dos gases.

$$\overline{T}_m(\text{gás}) = \frac{170^\circ\text{C} + 90^\circ\text{C}}{2} = 130^\circ\text{C} = 403,15 \text{ K}$$

Uma boa aproximação para os cálculos é utilizar propriedades termofísicas do dióxido de carbono (CO₂), uma vez que o maior percentual (em massa) dos gases da combustão é composta pelo mesmo. Fazendo uso das tabelas de propriedades termofísicas dos gases à pressão atmosférica de Incropera et al., (2008), para a temperatura de filme calculado anteriormente, obteve-se os seguintes valores.

- $c_{p,q} = 0,942 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$;
- $\mu_q = 190 \cdot 10^{-6} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$;
- $k_q = 24,3 \cdot 10^{-3} \text{ W/m} \cdot \text{K}$;
- $Pr_q = 0,737$.

Com isto, através da equação (5) do balanço de energia, foi determinada taxa requerida de transferência de calor.

$$q_{req} = 1316,83 \left(\frac{kg}{h} \right) \cdot 0,942 \left(\frac{kJ}{kg \cdot K} \right) \cdot (170^{\circ}C - 90^{\circ}C) = 27,57 kW$$

Então, uma vez sabendo os valores da vazão mássica da água, da taxa de calor requerida e da entalpia da água à temperatura de entrada, a entalpia da água de alimentação na saída do economizador pôde ser calculada através da equação () rescrita em termos de entalpia, resultando na expressão (27)

$$q_{req} = \dot{m}_f (h_{f,sai} - h_{f,ent}) \quad (27)$$

Isolando $h_{f,sai}$

$$h_{f,sai} = \frac{27,57 kW}{0,417 \left(\frac{kg}{s} \right)} + 364,8 \left(\frac{kJ}{kg} \right) = 430,96 \frac{kJ}{kg}$$

Novamente utilizando as tabelas de propriedades termodinâmicas da água para líquido comprimido à pressão absoluta de 0,7 MPa, calculou-se através de interpolação linear a temperatura da água na saída do economizador, sendo o valor de 102,9 °C.

Calculando a temperatura de filme da água através da equação (9), tem-se

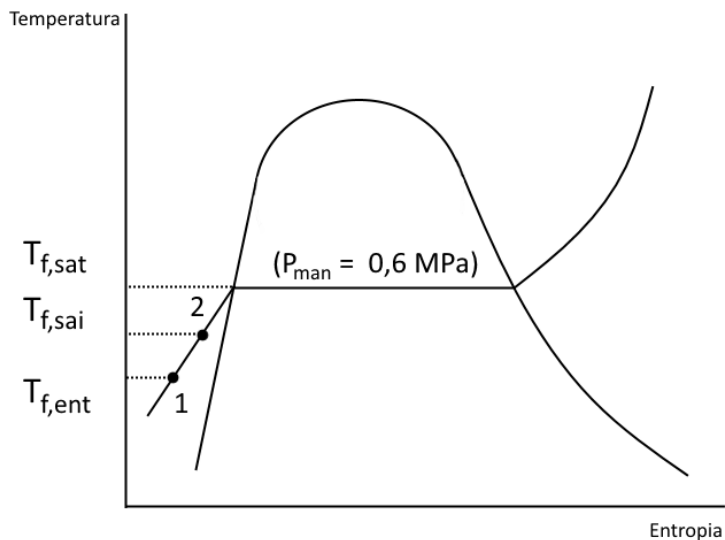
$$\overline{T}_m(\text{água}) = \frac{102,9^{\circ}C + 87^{\circ}C}{2} = 94,95^{\circ}C = 368,1 K$$

Para a temperatura acima, as propriedades termofísicas da água são

- $c_{p,f} = 4,212 kJ/kg \cdot K$;
- $\mu_f = 305,36 \cdot 10^{-6} N \cdot s/m^2$;
- $k_f = 678,2 \cdot 10^{-3} W/m \cdot K$;
- $Pr_f = 1,844$.

O diagrama termodinâmico da água da Figura 24 mostra os estados de entrada e saída do economizador, os quais estão definidos pelos pontos 1 e 2 respectivamente.

Figura 24 – Diagrama termodinâmico para os estados de entrada (1) e saída (2) da água no economizador



Fonte – Autoria própria

Segundo Tanaka (2007), o economizador é o local onde a água de alimentação é levada ao estado de saturação, antes de entrar na caldeira. Porém, segundo o balanço de energia calculado, a temperatura da água foi elevada, ao passar pelo economizador, de 87 °C para 102,9 °C, a qual é 62,1 °C inferior que a temperatura de saturação à pressão de operação da caldeira.

4.5.2 Coeficientes convectivos

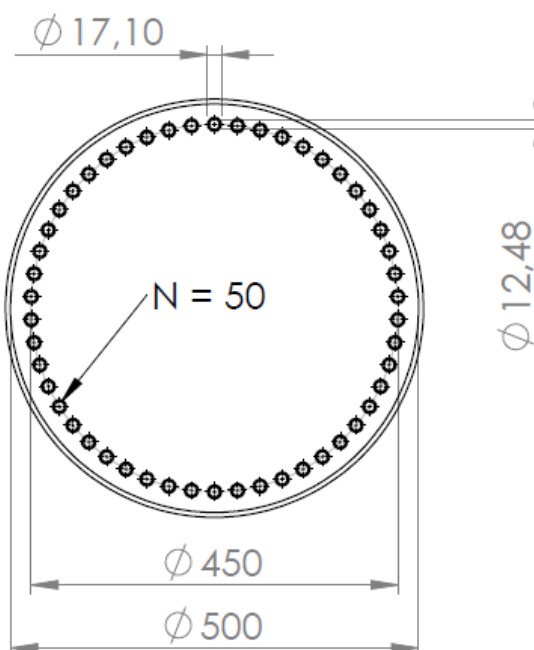
O coeficiente convectivo é uma propriedade dependente do número de Reynolds, o qual é função das características do escoamento do fluido através da geometria da seção por onde este flui, conforme mostrado no capítulo 3. Então fez-se necessário primeiramente definir a geometria do trocador de calor, permitindo assim a análise do escoamento dos fluidos através do economizador.

A norma ASTM A53, referente ao material selecionado para os tubos do trocador de calor, regulamenta a fabricação de tubos tipo schedule, que são ideais

para utilização sob altas pressões e temperatura, sendo esta equivalente a norma brasileira NBR 5590, (TUBONASA, 2014). Conforme catálogo de tubos schedule disponibilizado por Special Tubos e Aços (2017), tubos do tipo schedule 40 suportam pressões de até 49 kgf/cm^2 , sendo então este selecionado para o projeto. Desta forma é possível garantir que os tubos não irão falhar ao serem submetidos à pressão da caldeira, a qual será de no máximo 18 kg/cm^2 quando submetida ao teste hidrostático.

Afim de buscar uma superfície de troca térmica maior entre os fluidos, determinou-se que o diâmetro dos tubos verticais deveria ser reduzido enquanto a quantidade de tubos seria elevada. Para isto, utilizando tubos schedule 40 – 3/8” obteve-se uma quantidade de 50 tubos ($N=50$), dispostos em um diâmetro de 450 mm, sem que houvesse um “estrangulamento” entre eles, vide Figura 25.

Figura 25 – Configuração dos tubos verticais



Fonte – Autoria própria

Este estrangulamento refere-se à proximidade entre os tubos vizinhos, sendo que para esta configuração, a distância entre eles é de 11,16 mm, o que permite a realização do cordão de solda.

Um outro parâmetro observado nesta configuração foi o fato de que os tubos do economizador ocupassem a menor área possível da seção transversal da chaminé, evitando a obstrução da passagem dos gases de exaustão.

As características dos tubos verticais estão apresentadas na Tabela 9.

Tabela 9 – Características do tubo Schedule 3/8"

Diâmetro			Parede (mm)	Peso (kg/m)	Sched. (Nº)	Pressão de teste (kg/cm ²)
Pol. (in)	Ext. (mm)	Int. (mm)				
3/8"	17,10	12,48	2,31	0,84	40	49

Fonte – Adaptado de Special Tubos e Aços (2017)

Segundo a configuração geométrica determinada acima, o número de Reynolds para o escoamento do fluido frio pelo interior dos tubos verticais através da equação (20), temos

$$Re_{D,f} = \frac{4 \cdot 0,42 \left(\frac{kg}{s}\right)}{\pi \cdot 50 \cdot 12,48 (mm) \cdot 305,36 \times 10^{-6} \left(\frac{N \cdot s}{m^2}\right)} = 2684,21 > 2300 \rightarrow \text{Turbulento}$$

Da equação (21), o número de Nusselt para o escoamento do fluido frio é

$$Nu_{D,f} = 0,023 \cdot 2684,21^{4/5} \cdot 1,84^{0,4} = 16,74$$

Resultando em um coeficiente convectivo, segundo equação (19)

$$h_f = \frac{16,32 \cdot 6678,20 \times 10^{-3} \left(\frac{W}{m \cdot K}\right)}{12,48 (mm)} = 8,96 \frac{kW}{m^2 \cdot K}$$

Em relação ao fluido quente, o diâmetro hidráulico calculado através das equações (22), (23) e (24), é

$$D_h = \frac{4 \cdot 0,185(m^2)}{50 \cdot 53,72(mm)} = 275,30 \text{ mm}$$

Então da equação (25), o número de Reynolds para o escoamento do gás através do economizador é

$$Re_{D,q} = \frac{0,366 \left(\frac{kg}{s}\right) \cdot 275,30(mm)}{0,185(m^2) \cdot 190,00 \times 10^{-6} \left(\frac{N \cdot s}{m^2}\right)} = 2866,92 > 2300 \rightarrow \text{Turbulento}$$

Calculando o número de Nusselt segundo equação (26), tem-se

$$Nu_{D,q} = 0,023 \cdot 2866,92^{4/5} \cdot 0,737^{0,3} = 12,24$$

O que, pela equação (19), resultou em um coeficiente convectivo de

$$h_q = \frac{12,24 \cdot 23,3 \times 10^{-3} \left(\frac{W}{m \cdot K}\right)}{275,30 (mm)} = 1,08 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Note-se que o coeficiente convectivo para o escoamento da água é muito maior que o coeficiente convectivo para o escoamento do gás, $h_f \gg h_q$, fazendo com que, segundo Incropera et al., (2008), a temperatura nas paredes dos tubos verticais siga de perto a temperatura da água de alimentação. Isto significa que fluxo da água é que domina a taxa de transferência de calor no economizador, o que para este projeto, é justamente o oposto do que se deseja.

4.5.3 Comprimento estimado dos tubos do trocador de calor

A equação (4) representa a taxa de transferência de calor em trocadores de calor a qual é função do coeficiente global de transferência de calor " U ", da média logarítmica das diferenças de temperatura " ΔT_{ml} " e da área da superfície de troca térmica " A_s " e a partir desta equação que o comprimento dos tubos foi determinado, uma vez que " U " e " A_s " dependem de " L ".

Para isto, primeiramente foi determinado ΔT_{ml} , combinando as equações (11), (12) e (13).

$$\Delta T_{ml} = \frac{(170^{\circ}\text{C} - 102,9^{\circ}\text{C}) - (90^{\circ}\text{C} - 87^{\circ}\text{C})}{\ln\left(\frac{170^{\circ}\text{C} - 102,9^{\circ}\text{C}}{90^{\circ}\text{C} - 87^{\circ}\text{C}}\right)} = 20,63^{\circ}\text{C}$$

Como as equações (7), (14) e (16) são dependentes do comprimento dos tubos “L”, a sua determinação deu-se através de um processo iterativo, utilizando um valor da suposição inicial do comprimento de 1500 mm conforme apresentado na Figura 26. A taxa de transferência de calor “q” da equação (7) foi igualada a taxa requerida “q_{req}” calculada pelo balanço de energia.

Figura 26 – Processo iterativo para determinação do comprimento dos tubos

Guess Values	Suposição	$L := 1500 \text{ mm}$
	Número de Tubos	$N = 50$
	Resistência Térmica Total	$R(L) := \left(\frac{1}{h_f \cdot N \cdot A_f(L)}\right) + R_{parede}(L) + \left(\frac{1}{h_q \cdot N \cdot A_q(L)}\right)$
	Resistência de Parede	$R_{parede}(L) := \frac{\ln\left(\frac{d_{ext}}{d_{int}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot N \cdot k_{tubo} \cdot L}$
	Áreas da Superfície de Troca Térmica (interna e externa)	$A_f(L) := \pi \cdot d_{int} \cdot L$ $A_q(L) := \pi \cdot d_{ext} \cdot L$
Constraints	Equação	$q = \frac{1}{R(L)} \cdot \Delta T_{ml}$
Solver	Comprimento Estimado	$L := \text{find}(L)$ $L = 32.331 \text{ m}$

Fonte – Autoria própria

O resultado do processo iterativo, para N = 50 tubos, resultou em um comprimento de 32,33 metros.

Segundo Babcock and Wilcox, (2005), elevados custos capitais fazem com que economizadores geralmente sejam instalados em unidades geradoras de vapor de grande porte, pois necessitam de grandes áreas de transferência de calor,

formando assim bancos de tubos que conduzem a água de alimentação. Tal afirmação vem de encontro com a configuração encontrada nos cálculos, os quais resultaram em um banco de 50 tubos verticais com 32,33 metros cada, implicando em um alto custo de implementação e manutenção. Neste caso a implantação encontra uma barreira física, levando em consideração que o comprimento da chaminé da caldeira estudada possui 15 metros.

5 CONCLUSÕES

O baixo ganho térmico da água de alimentação da caldeira, apenas 15,9 °C, na saída do economizador torna inviável a utilização deste equipamento na caldeira estudada. Levando em consideração a baixa temperatura do gás de combustão na entrada do economizador, uma vez que, em conjunto com a baixa vazão mássica dos gases, resulta em uma taxa de transferência de calor no valor de 27,57 W, o que não é suficiente para que a água atinja a sua temperatura de saturação na saída do economizador.

Além disso, foi observado que o coeficiente convectivo do lado do gás é quem controla a taxa de transferência de calor entre os fluidos sendo este muito menor do que o coeficiente convectivo do lado da água, resultando no elevado valor de comprimento dos tubos, 32,33m.

Com este comprimento aliado ao arranjo de 50 tubos verticais, a instalação do economizador é inviável.

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Através aplicação da metodologia de cálculos de transferência térmica para o projeto do economizador de calor proposto neste estudo foi possível verificar a inviabilidade de implementação deste equipamento, confirmando as teorias de Bazzo (1995) e Babcock and Wilcox, (2005).

Embora infelizmente os resultados tenham sido contrários do que se esperava, o método de trabalho possibilitou a realização do projeto do economizador pós bomba d`água com um sistema de controle de sobrepressão e superaquecimento da água no interior do mesmo, atingindo assim o objetivo inicial proposto.

Futuramente, recomenda-se a realização de um estudo de viabilidade de implementação deste equipamento tomando como base uma caldeira de maior capacidade, atentando para que esta esteja dentro dos limites do escopo do projeto.

Recomenda-se também a verificação da utilização de um trocador de calor com tubos aletados afim de elevar o coeficiente convectivo do lado do gás, uma vez que este possui forte influência no comprimento final dos tubos.

REFERÊNCIAS

AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. Atlas de Energia Elétrica do Brasil. 2. ed. Brasília: Aneel, 2005. 243 p. Disponível em: <<http://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/atlas/download.htm>>. Acesso em: 22 abr. 2017.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS. Biocombustíveis. Disponível em: <<http://www.anp.gov.br/wwwanp/biocombustiveis>>. Acesso em: 21 abr. 2017.

ASHBY, Michael F.. Materials Selection in Mechanical Design. 3. ed. Oxford: Elsevier, 2005. 603 p.

BABCOCK AND WILCOX COMPANY. Steam its generation and use. 41. ed. Barberton: John B. Kitto And Steven C. Stultz., 2005.

BAZZO, Edson. **Geração de Vapor**. 2. ed. Florianópolis: Editora da Ufsc, 1995. 216 p.

ÇENGEL, Yunus A.. Transferência de Calor e Massa: Uma Abordagem Prática. 3. ed. São Paulo: Mc Graw Hill, 2009. 902 p

FRANCISCO, Rodrigo Pereira. **ESTUDO TERMOQUÍMICO DA QUEIMA DE COMBUSTÍVEIS EM CALDEIRAS USANDO BALANÇOS DE ENERGIA**. 2012. 148 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Pós-graduação em Engenharia da Energia, Universidade Federal de São João del Rei, São João del Rei, 2012. Citado na página 11.

HIBBLER, R. C. **Resistência dos materiais**. 5. Ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2004

INCROPERA, Frank P. et al. Fundamentos de Transferência de Calor e Massa. 6. ed. Rio de Janeiro: Ltc, 2008. 643 p.

MADI, Márcio. OTIMIZAÇÃO DO PERÍODO DE LIMPEZA DE TROCADORES DE CALOR UTILIZADOS NO REFINO DE PETRÓLEO. 2005. 102 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Pós-graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais, Departamento de Pesquisa e Pós-graduação, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2005.

MARTINELLI JUNIOR, Luiz Carlos. Geradores de Vapor. Unijuí: Campus Panambi, 2002. Disponível em: <<http://www.saudeetrabalho.com.br/download/gera-vapor.pdf>>. Acesso em: 27 abr. 2017.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. Boletim de Energia Nuclear Brasil e Mundo. Disponível em: <http://www.mme.gov.br/web/guest/pagina-inicial/outras-noticias/-/asset_publisher/32hLrOzMKwWb/content/brasil-tem-5-maior-reserva-de-uranio>. Acesso em: 22 abr. 2017

MORAN, Michael J. et al. Princípios de Termodinâmica para Engenharia. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2009.

NATIONAL BOILER. 4 Ways to Classify Types of Industrial Boilers. Disponível em: <<http://www.nationalboiler.com/blog/industrial-boilers/4-ways-to-classify-types-of-industrial-boilers/>>. Acesso em: 20 abr. 2017.

NOGUEIRA, Luiz Augusto Horta et al. EFICIÊNCIA ENERGÉTICA NO USO DE VAPOR: MANUAL PRÁTICO. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005

NOGUEIRA, Luiz Augusto Horta; NOGUEIRA, Fábio José Horta; ROCHA, Carlos Roberto. Eficiência Energética no Uso de Vapor. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005. 196 p.

PERA, Hildo. Geradores de Vapor Um compêndio sobre a conversão de energia com vistas à preservação da ecologia: Um compêndio sobre a conversão de

energia com vistas à preservação da ecologia. 2. ed. São Paulo: Editora Fama, 1990.

PORTAL BRASIL. **Matriz Energética**. Disponível em:

<<http://www.brasil.gov.br/meio-ambiente/2010/11/matriz-energetica>>. Acesso em: 22 mar. 2017. Citado na página 11.

RADIADORES VISCONDE. Produtos. Disponível em:

<<http://www.radiadoresvisconde.com.br/produtos.html>>. Acesso em: 26 abr. 2017.

SPECIAL TUBOS E AÇOS. Tabela de Tubos Schedule. 2017. Disponível em:

<<http://www.specialtb.com.br/pdf/tabela-tubo-schedule.pdf>>. Acesso em: 11 out. 2017

SPIRAX SARCO. Catálogo Técnico Simplificado Spirax Sarco. Disponível em:

<http://www.spiraxsarco.com/global/br/Documents/SB-GBR-03_V8_web.pdf>.

Acesso em: 15 out. 2017.

STEAMMASTER. **A eficiência de uma caldeira fogotubular não é um cálculo**

misterioso. Disponível em: <<http://www.steammaster.com.br/arquivos/>

[downloads/Eficiencia.pdf](http://www.steammaster.com.br/arquivos/downloads/Eficiencia.pdf)>. Acesso em: 24 mar. 2017. Citado na página 11.

TANAKA, Danielle B. Otimização do projeto de um gerador de vapor que utiliza biodiesel como combustível. 2007. 66 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2007.

TUBAL. Tubos Aletados. Disponível em:

<http://www.tubal.com.br/#!/produtos_tubal/tubos_aletados3_l-fin_tubal.html>.

Acesso em: 25 abr. 2017.

TUBONASA AÇOS. O que é um tubo schedule? 2014. Disponível em:

<<http://www.tubonasa.com.br/noticias/o-que-e-um-tubo-schedule/>>. Acesso em: 11

out. 2017

TUPER. Soluções Tubulares. Disponível em: <<https://www.tuper.com.br/produtos-e-servicos/solucoes-tubulares/>>. Acesso em: 06 out. 2017.