

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

ANDRÉ LUIZ LUFT

DIMENSIONAMENTO TÉRMICO DE UMA CALDEIRA MISTA

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

**PATO BRANCO
2017**

ANDRÉ LUIZ LUFT

DIMENSIONAMENTO TÉRMICO DE UMA CALDEIRA MISTA

Trabalho de conclusão de curso de graduação, apresentado à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso II, do Curso de Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica - DAMEC - da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Luiz Carlos Martinelli Junior

PATO BRANCO

2017

FOLHA DE APROVAÇÃO

DIMENSIONAMENTO TÉRMICO DE UMA CALDEIRA MISTA

André Luiz Luft

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação apresentado no dia 14/11/2017 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. Dr. Adelino Carlos Maccarini
(UTFPR - Depto. de Engenharia Mecânica)

Prof. Dr. Paulo Cezar Adamczuk
(UTFPR - Depto. de Engenharia Mecânica)

Prof. Dr. Luiz Carlos Martinelli Junior
(UTFPR - Depto. de Engenharia Mecânica)
Orientador

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

À minha família, amigos e colegas.

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Luiz Carlos Martinelli Júnior pelo conhecimento transmitido, disponibilidade e paciência durante as aulas de máquinas térmicas e nas sábias orientações ao trabalho apresentado.

Aos membros da banca examinadora, Prof. Dr. Adelino Carlos Maccarini e Prof. Dr. Paulo Cezar Adamczuk pela disponibilidade e interesse no trabalho.

A todos os professores, servidores e colegas que direta ou indiretamente fizeram parte da minha trajetória na Universidade, por todo o conhecimento compartilhado, atenção, parceria e amizade construída.

Aos meus colegas da república Osbartira e demais amigos, presentes nos momentos mais inusitados que a graduação pode proporcionar.

À Equipe Pato Baja, pela entrega de todos os membros em função do projeto, pelas oportunidades que me foram oferecidas, e pelo conhecimento e experiência agregados à minha formação.

À minha namorada Luana Vanessa Basso, pela parceria, amor e carinho dedicado nestes 4 anos juntos.

Aos meus irmãos Diego Sodré Luft *in memoriam* e Vanessa Michele Luft pelo exemplo e ensinamentos durante a minha formação social.

Aos meus pais Ari Luiz Luft e Inês Maria Maldaner Luft, pilares das minhas conquistas e conselheiros nas minhas caminhadas, por não me deixar desistir mesmo nos piores momentos, e pela educação dada a mim e aos meus irmãos.

A Deus.

“Ninguém ignora que o calor possa ser a causa do movimento e que possua mesmo uma grande potência motriz: as máquinas a vapor, hoje tão difundidas, são uma demonstração visível disto.”

(Carnot, 1824)

RESUMO

LUFT, André Luiz. Dimensionamento térmico de uma caldeira mista. 2017. 58 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2017.

O dimensionamento térmico presente neste trabalho, apresenta um equacionamento direcionado para o cálculo da área de transferência de calor necessária para uma caldeira mista produzir $2000 \text{ kg}_v/\text{hr}$ a uma pressão de $10 \text{ kgf}/\text{cm}^2$, tendo como combustível lenha de eucalipto em toras. Estão presentes cálculos de energia de combustão, parâmetros de fornalha e grelha fixa. Também são mencionados cálculos de fluxo de ar de alimentação e gases de combustão, bem como a determinação de suas temperaturas ao longo da caldeira. Da parte de transferência de calor, são feitos cálculos de irradiação na fornalha (Parte Aquatubular), convecção e radiação gasosa nos feixes tubulares (Parte Flamotubular). Por fim, é feito um balanço de energia para comparar a distribuição de energia nas partes de caldeira e a influência dos modos de transferência de calor analisados.

Palavras-chave: Área, Combustão, Transferência de Calor.

ABSTRACT

LUFT, André Luiz. Thermal design of a mixed boiler. 2017. 58 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2017.

The thermal design present in this work presents a solution for the calculation of the heat transfer area required for a mixed boiler to produce 2000 kg_v/hr at a pressure of 10 kgf/cm^2 , fueled by wood in eucalyptus logs. Calculations of combustion energy, furnace parameters and fixed grate are present. Also mentioned are flow calculations of feed air and flue gases, as well as the determination of their temperatures along the boiler. From the heat transfer, calculations of irradiation are made in the furnace (water tube), convection and gas radiation in the tubular bundles (fire tube). Finally, an energy balance is made to compare the energy distribution in the boiler parts and the influence of the analyzed heat transfer modes.

Keywords: Area, Combustion, Heat Transfer.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Caldeira Aquatubular	29
Figura 2 – Caldeira Flamotubular de 3 Passes	30
Figura 3 – Caldeira Mista	31
Figura 4 – Tensão Circunferencial	35
Figura 5 – Tensão Longitudinal	36
Figura 6 – Modelo construtivo das partes aquatubular e flamotubular	49

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Parâmetros construtivos relacionados aos tubos de ambas partes da caldeira	48
Tabela 2 – Resultados dos cálculos de fluxo de calor, temperatura e correlatos aplicados à fornalha.	49
Tabela 3 – Área de transferência de calor	52
Tabela 4 – Balanço de fluxos de calor	52

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

a.C.	Antes de Cristo
PMTA	Pressão máxima de trabalho admissível
PCI	Poder calorífico inferior
PCS	Poder calorífico superior
BPVC	Boiler and Pressure Vessel Code
ASME	American Society of Mechanical Engineers
UW	ASME VIII - Requisitos para vasos de pressão fabricados por soldagem
UG	ASME VIII - Requisitos gerais para todos os métodos de construção e todos os materiais
ASTM	American Society for Testing and Materials

LISTA DE SÍMBOLOS

kg_v	kg de vapor
h	Entalpia total
h_l	Entalpia de líquido saturado
h_v	Entalpia de vapor saturado
x	Título
Q	Energia calorífica
P	Pressão
S	Tensão máxima admissível
R_i	Raio interno do tubo
t	Espessura de parede
E_j	Eficiência de junta
T_{ad}	Temperatura adiabática
T_o	Temperatura ambiente
q_d	Energia disponível na fornalha
m_g	Massa real dos gases
m_{cz}	Massa real das cinzas
\bar{c}_{pg}	Calor específico dos gases a pressão constante
\bar{c}_{pcz}	Calor específico das cinzas a pressão constante
Δh_{cb}	Entalpia do combustível
m_{ar}	Massa real de ar de combustão
w_{ar}	Umidade do ar de combustão
Δh_{vp}	Entalpia da umidade do ar
T_r	Temperatura real de saída dos gases
\dot{q}_r	Fluxo de calor trocado por radiação com a água
\dot{q}_p	Fluxo de calor perdido

\dot{m}_{cb}	Taxa de consumo de combustível
σ	Constante de Stefan-Boltzmann
ϵ	Emissividade combinada
S_i	Superfície irradiada
T	Temperatura média dos gases
T_p	Temperatura da parede
T_v	Temperatura do vapor
k_t	Coefficiente de condutibilidade térmica
h_i	Coefficiente interno de convecção
d_e	Diâmetro externo
d_i	Diâmetro interno
L	Comprimento total dos tubos
f_p	Fator de correção de projeção
S_{ip}	Superfície projetada
S_i	Superfície irradiada
s	Distância entre tubos
\dot{q}	Fluxo total de calor
U	Coefficiente global de troca de calor
A	Área da superfície de aquecimento
ΔT_{ml}	Diferença média logarítmica de temperatura
R_{conv}	Resistência térmica de transferência de calor por convecção
R_{cond}	Resistência térmica de transferência de calor por condução
R_{rad}	Resistência térmica de transferência de calor por radiação
T_{qe}	Temperatura do fluido quente na entrada
T_{qs}	Temperatura do fluido quente na saída
T_{fe}	Temperatura do fluido frio na entrada

T_{fs}	Temperatura do fluido frio na saída
Nu	Número do Nusselt
h_{ec}	Coeficiente externo de convecção
h_{er}	Coeficiente equivalente de radiação
\dot{q}_g	Fluxo de calor irradiado pelos gases
T_{alim}	Temperatura da água na entrada da caldeira
T_{vapor}	Temperatura do vapor
\dot{q}_{req}	Fluxo de calor requerido
η	Eficiência térmica
\dot{q}_{comb}	Fluxo de calor liberado pelo processo de combustão
M'_{ar}	Massa estequiométrica de ar
M'_{gases}	Massa estequiométrica dos gases de combustão
V'_{ar}	Volume estequiométrico de ar
V'_{gases}	Volume estequiométrico dos gases de combustão
M_{ar}	Massa real de ar
M_{gases}	Massa real dos gases de combustão
V_{ar}	Volume real de ar
V_{gases}	Volume real dos gases de combustão
Tx_{carr}	Taxa de carregamento
A_{grelha}	Área da grelha
$V_{fornalha}$	Volume da fornalha
$H_{fornalha}$	Altura da fornalha
$L_{fornalha}$	Largura da fornalha
$C_{fornalha}$	Comprimento da fornalha
\dot{q}_c	Fluxo de calor irradiado pelo CO_2
\dot{q}_w	Fluxo de calor irradiado pelo H_2O

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	25
1.1	OBJETIVOS	26
1.1.1	Objetivo geral	26
1.1.2	Objetivos específicos	26
2	REFERENCIAL TEÓRICO	27
2.1	DEFINIÇÕES INICIAIS	27
2.1.1	Vapor Saturado	27
2.1.2	Calor Sensível	27
2.1.3	Calor Latente	27
2.1.4	Entalpia Total	27
2.2	Tipos de caldeiras a vapor	28
2.2.1	Posição dos gases quentes e da água	28
2.2.2	Classe de pressão	29
2.2.3	Tipo de energia empregada	30
2.3	COMPONENTES	30
2.3.1	Componentes Principais	30
2.3.2	Dispositivos de Segurança	32
2.4	COMBUSTÃO	32
2.4.1	COMBUSTÍVEIS	32
2.4.2	Transferência de Calor	33
3	METODOLOGIA	35
3.1	Definições	35
3.2	Transferência de calor	36
3.2.1	Temperatura dos Gases na Câmara de Combustão	37
3.2.2	Calor Irrradiado na Câmara de Combustão	38
3.2.3	Dimensionamento Térmico dos Feixes Tubulares	40
4	DESENVOLVIMENTO	43
4.1	Resistência e escolha dos tubos	43
4.2	Energia inserida	43
4.3	Transferência de calor na parte flamotubular	50
4.3.1	Convecção interna	50
4.3.2	Radiação gasosa	51
4.4	Principais resultados	52
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	53
	REFERÊNCIAS	55

1 INTRODUÇÃO

O vapor é uma fonte de calor com grandes vantagens sobre a queima direta de combustíveis para muitos processos industriais. Tanto por ser limpo, quanto pela possibilidade de se trabalhar com transformação de energia potencial e energia cinética. O gerador de vapor é um trocador de calor que produz vapor a partir de energia térmica (combustão), ar e fluido vaporizante, constituído por diversos equipamentos associados, integrados de maneira que se permita a obtenção do maior rendimento possível (PÊRA, 1990).

Em 200 a.C., um grego chamado Heron projetou uma máquina simples que usava vapor como fonte de energia. Começou com um caldeirão de água, colocado sobre um fogo aberto. À medida que o fogo aquecia o caldeirão, o reservatório do caldeirão transferia o calor para a água. Quando a água atingiu o ponto de ebulição de $212^{\circ}F$ ($100^{\circ}C$), mudou de forma e transformou-se em vapor. O vapor passou por dois tubos para uma esfera oca, que foi girada em ambos os lados. Como o vapor escapou através de dois tubos ligados à esfera, cada qual dobrado em um ângulo, a esfera movida, girando em seu eixo (KITTO, 1992)

Embora, segundo Bazzo (1995), as primeiras máquinas destinadas a gerar vapor surgiram no início do século XVIII. A necessidade de se encontrar uma fonte de calor, que substituísse os inconvenientes apresentados pela queima direta do carvão fóssil, estimulou o desenvolvimento das unidades geradoras de vapor. A questão principal era captar a energia liberada pelo combustível numa unidade central e distribuí-la aos pontos de consumo da empresa. A ideia evoluiu aos dias de hoje, a ponto de tornar o vapor d'água indispensável em diversos setores industriais.

A preferência pelo vapor d'água como fluido de trabalho é justificada pelo seu alto calor específico, aliado à ampla disponibilidade de água no meio industrial e estabilidade no controle de temperatura (BAZZO, 1995). Além disso, os resíduos do fluido não poluem o meio ambiente.

Outro fato que demonstra a importância do vapor para a indústria é que grande parte da energia gerada no hemisfério norte utiliza vapor de água como fluido de trabalho em ciclos termodinâmicos, transformando energia química de combustíveis fosseis ou nucleares em energia mecânica. Além disso, toda indústria de processo químico tem vapor como principal fonte de aquecimento. E, mesmo outros setores industriais, como metalúrgico, metalmeccânico, eletrônica e de alimentos também utilizam o vapor em seus processos (BIZZO, 2003).

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo geral

Pesquisar e apontar metodologias de cálculo térmico para uma caldeira mista com produção de vapor de $2000\text{kg}_v/h$ com pressão de trabalho de $10\text{kgf}/\text{cm}^2$ e utilizando como combustível lenha em toras.

1.1.2 Objetivos específicos

- Identificar os principais cálculos térmicos;
- Aplicar uma metodologia para o dimensionamento térmico da caldeira;
- Obter os parâmetros necessários para o dimensionamento mecânico do equipamento;

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 DEFINIÇÕES INICIAIS

2.1.1 Vapor Saturado

Denomina-se “vapor saturado” ao vapor produzido na temperatura de ebulição da água à sua pressão absoluta, podendo o mesmo ser úmido, quando contém partículas de água em suspensão, ou seco, caso não contenha tais partículas (Martinelli Júnior, 2003). A grande vantagem do vapor saturado para a maioria dos processos que não envolvem geração de energia, é a constância da temperatura e a facilidade de controlá-la, pelo fato de a mesma se manter constante até a transformação completa do vapor em água líquida (BIZZO, 2003). Além de que não é necessária a instalação de equipamentos que tem a função de superaquecer o vapor.

2.1.2 Calor Sensível

A adição de Entalpia do líquido é a quantidade de calor necessárias para elevar 1 kg da água de 0 °C até a temperatura de ebulição (Martinelli Júnior, 2003). Em outras palavras, é a variação de energia em uma substância que não altera seu estado físico.

2.1.3 Calor Latente

A adição de Entalpia de Vaporização é a quantidade de calor necessárias para converter 1 kg de água líquida em vapor seco à mesma temperatura e pressão (Martinelli Júnior, 2003). Ou seja, a quantidade de energia necessária para causar uma mudança de fase em uma substância, sem que haja variação de temperatura.

2.1.4 Entalpia Total

Segundo Van Wylen, Sonntag e Borgnakke (1995), a entalpia de uma substância, no estado de saturação e apresentando um certo título, pode ser calculada pela seguinte relação:

$$h = h_l + x \cdot h_{lv} \quad (2.1)$$

Sendo,

h = Entalpia total

h_l = Entalpia de líquido saturado

h_{lv} = Entalpia de vapor saturado

x = Título.

No caso do vapor saturado, onde o título é de 100 %, a entalpia total é igual à soma do calor sensível com o calor latente.

2.2 TIPOS DE CALDEIRAS A VAPOR

Existem algumas maneiras de se classificar caldeiras de vapor que são:

- Quanto à posição dos gases quentes e da água
- Quanto à classe de pressão;
- Quanto ao tipo de energia empregada;

Existem além destas, outras formas de classificar caldeiras de vapor, porém não serão citadas neste trabalho.

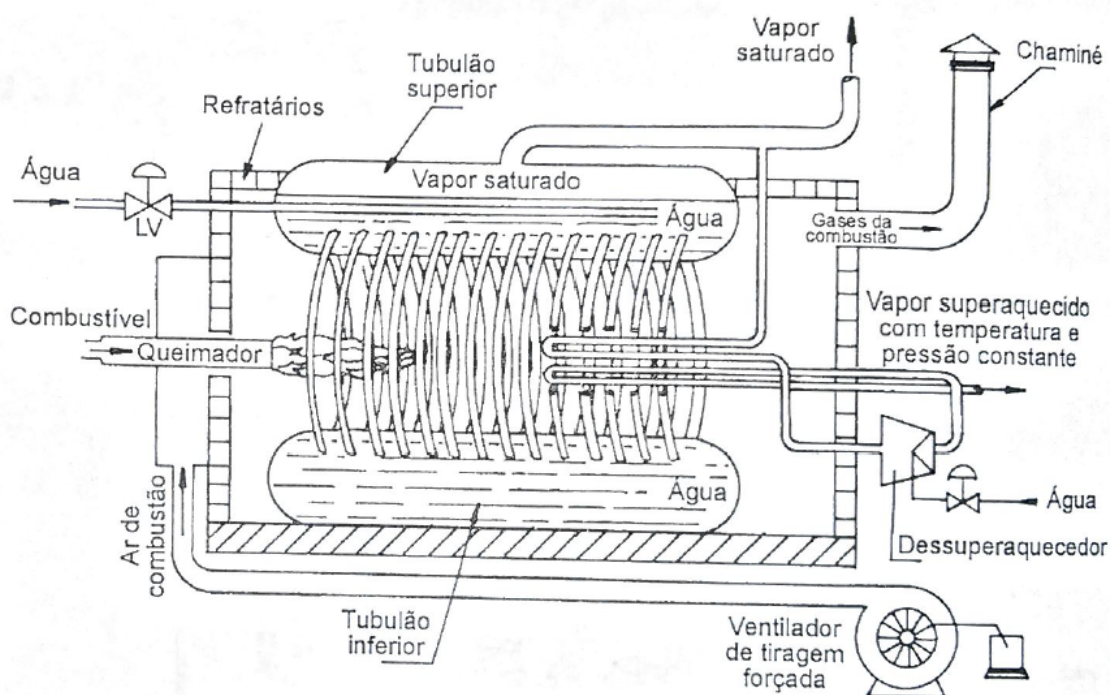
2.2.1 Posição dos gases quentes e da água

Há dois tipos fundamentais de caldeiras, ambos compreendendo corpo e tubos. São eles:

- Caldeiras Aquatubulares: São assim nomeadas pois a água circula dentro dos tubos e frequentemente são utilizados superaquecedores e economizadores, conforme Figura 1. Estas, tem uso mais abrangente, atendendo as mais diversas faixas de operação, desde pequenas fábricas até grandes centrais termelétricas (BAZZO, 1995);
- Caldeiras flamotubulares: tem uso limitado às instalações de pequeno porte, com pressões inferiores a 15 bar e capacidades inferiores a 15 toneladas de vapor saturado por hora. São frequentemente chamadas de fogotubulares ou também pirotubulares. Um exemplo deste tipo está representado na Figura 2 (BAZZO, 1995; PÊRA, 1990);

Todavia, além da classificação citada acima, existem ainda as caldeiras mistas, Figura 3, que surgiram pela necessidade de utilizar combustíveis sólidos para caldeiras de pequena capacidade de produção. As caldeiras mistas são basicamente caldeiras flamotubulares com paredes revestidas de tubos de água na antecâmara de combustão. Na antecâmara se dá a combustão de sólidos através de grelhas de diversos tipos, possibilitando assim o espaço na câmara requerido para a combustão. Estas, por sua

Figura 1: Caldeira Aquatubular



Fonte: (BEGA, 2003)

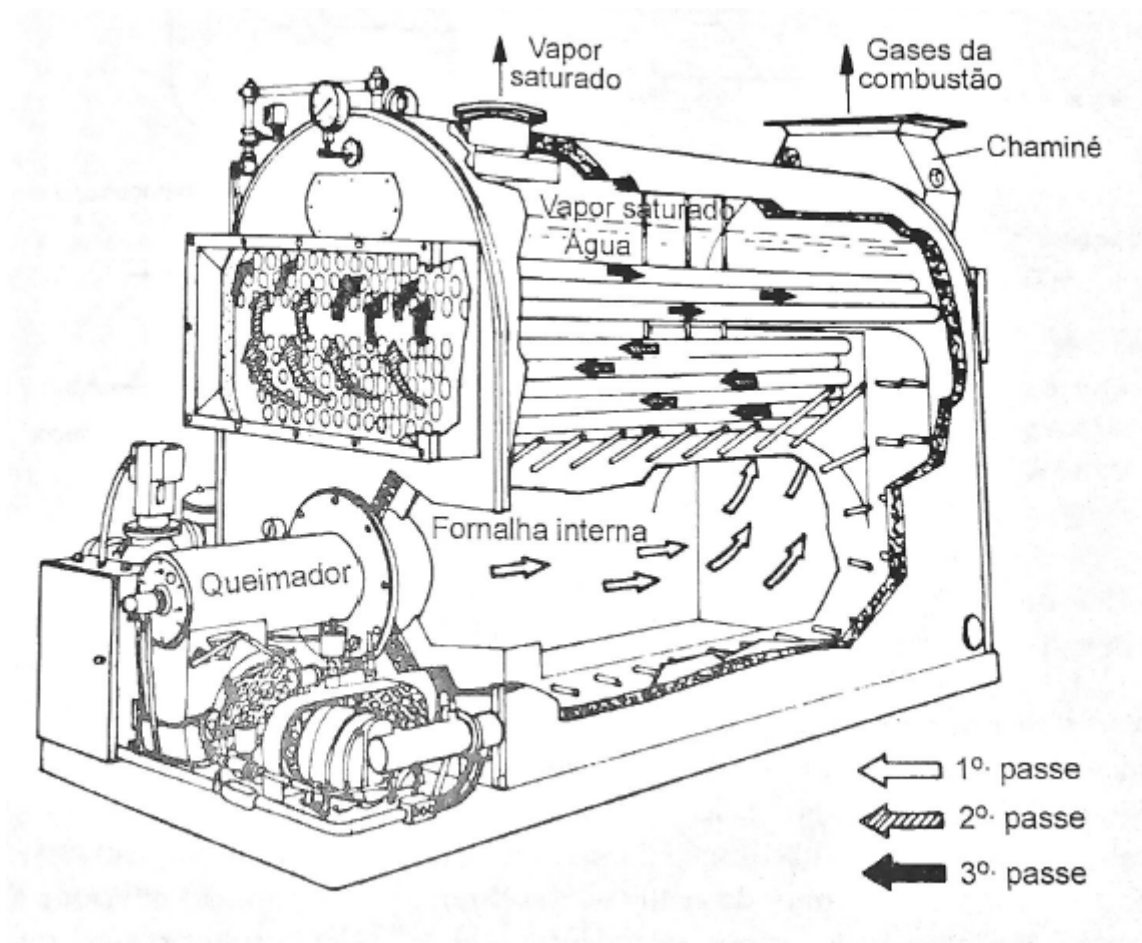
vez, não reúnem todas as vantagens das aquatubulares, como a segurança e maior eficiência térmica. Entretanto, tem a vantagem de aproveitar a radiação da queima do combustível para a troca térmica, utilizar um combustível de vantajosa utilização, com baixo custo e alta disponibilidade em determinadas regiões (BIZZO, 2003). Observa-se que muitos autores não reconhecem as caldeiras mistas como uma classe diferente das demais, porém, para este trabalho será utilizada esta nomenclatura para tal.

2.2.2 Classe de pressão

De acordo com a NR-13 - item 13.4.1.2 as caldeiras são classificadas em 3 categorias, conforme segue:

- Categoria A: São aquelas cuja pressão de trabalho é igual ou superior a 1960 kPa ($19,98 \text{ kgf/cm}^2$);
- Categoria C: São aquelas cuja pressão de operação é igual ou inferior a 588 kPa ($5,99 \text{ kgf/cm}^2$) e o volume interno é igual ou inferior a 100 litros;
- Categoria B: São todas as caldeiras que não se enquadram nas categorias anteriores;

Figura 2: Caldeira Flamotubular de 3 Passes



Fonte: (BEGA, 2003)

2.2.3 Tipo de energia empregada

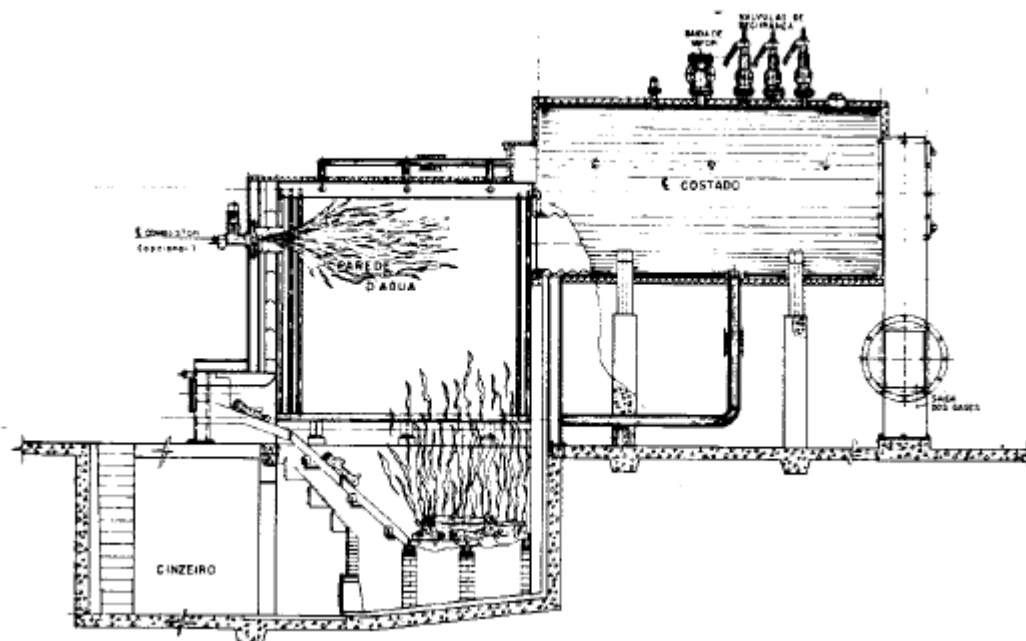
As caldeiras, não somente as de vapor, podem utilizar os seguintes combustíveis: combustível sólido, líquido, gasoso, eletricidade e outros fluidos quentes, no caso das caldeiras de recuperação (Martinelli Júnior, 2003).

2.3 COMPONENTES

2.3.1 Componentes Principais

- Cinzeiro: local ou recipiente onde se depositam as cinzas e eventualmente os restos de combustíveis que atravessam o suporte de queima sem completarem a combustão. Em geral, fica abaixo da fornalha;
- Fornalha: onde se instala o início do processo da queima, independentemente do tipo de combustível (PÊRA, 1990);

Figura 3: Caldeira Mista



Fonte: (BIZZO, 2003)

- Câmara de Combustão: por vezes se confundem com a fornalha, sendo que em outras é completamente independente. É um volume que tem a função de manter a chama numa temperatura elevada com duração suficiente para que o combustível queime totalmente antes que ocorra contato entre chama e superfície de troca térmica (Martinelli Júnior, 2003);
- Caldeira: compreende um vaso fechado à pressão onde ocorre a troca térmica entre o gás de combustão e a água até a mudança de fase da água do estado líquido para vapor (BAZZO, 1995; Martinelli Júnior, 2003);
- Superaquecedor: constitui de um ou mais feixes tubulares, destinados a aumentar a temperatura do vapor produzido na caldeira aproveitando o calor residual dos gases quentes. Todo vapor ao passar neste equipamento superaquece (PÊRA, 1990; BAZZO, 1995);
- Economizador: pré-aquece a água de alimentação utilizando o calor dos gases que saem da caldeira, aumentando o rendimento do processo, e evitando o choque térmico entre a água de alimentação e a já existente no tambor. Usualmente é instalado após o superaquecedor (BAZZO, 1995);
- Aquecedor de ar: aproveita o calor residual dos gases de combustão, pré-aquecendo o ar utilizado na combustão. Também promove a economia de combustível (PÊRA, 1990; BAZZO, 1995);

- Canais de gases: também conhecido como condutos de fumo, são trechos que conduzem os gases de combustão até a chaminé (Martinelli Júnior, 2003);
- Chaminé: é a parte que garante a circulação dos gases quentes da combustão através de todo o sistema pelo chamado efeito de tiragem. Quando a tiragem é promovida por ventilação forçada, sua função se resume em dirigir os gases quentes para a atmosfera;

2.3.2 Dispositivos de Segurança

Segundo o item 13.4.1.3 da NR-13, as caldeiras devem ser dotadas dos seguintes itens:

- a) Válvula de Segurança com pressão de abertura ajustada em valor igual ou inferior a PMTA, considerados os requisitos do código de projeto relativos a aberturas escalonadas e tolerâncias de calibração;
- b) Instrumento que indique a pressão do vapor acumulado;
- c) Injetor ou sistema de alimentação de água independente do principal que evite o superaquecimento por alimentação deficiente, acima das temperaturas de projeto, de caldeiras de combustível sólido não atomizado ou com queima em suspensão;
- d) Sistema dedicado de drenagem rápida de água em caldeiras de recuperação de álcalis, com ações automáticas após acionamento pelo operador;
- e) Sistema automático de controle do nível de água com intertravamento que evite o superaquecimento por alimentação deficiente.

2.4 COMBUSTÃO

Como dito anteriormente, o calor transferido para a água é proveniente da combustão, portanto, a combustão é um dos itens chave para a geração de vapor, e também para este trabalho, pois os cálculos térmicos descritos mais adiante dependem da análise dos parâmetros associados e definidos para o funcionamento requerido da caldeira.

2.4.1 COMBUSTÍVEIS

Combustível é toda substância sólida, líquida ou gasosa capaz de reagir com oxigênio e liberar luz e calor. Sendo que para ser utilizada como combustível, uma substância deve ter disponibilidade, atratividade econômica e liberar uma quantidade de

calor satisfatória. Neste capítulo serão tratados somente combustíveis não nucleares. Segundo Pêra (1990), o escorvamento se processa com a introdução de uma tocha ou simples centelha, sendo que os combustíveis sólidos apresentam um tempo maior para iniciar esse processo, se comparado aos líquidos e gasosos, necessitando de uma chama inicial.

Na queima, os combustíveis sólidos e líquidos de uma forma geral, liberam energia pelas reações químicas com o carbono, hidrogênio e enxofre (BAZZO, 1995). Existem três reações principais que representam a maior parcela de energia liberada:



Além das reações descritas acima, existem outras duas reações que tem grande importância para o estudo da combustão, que são as reações de combustão incompleta, que na primeira causa a formação de CO e na segunda a formação de SO_3 :



Segundo Martinelli Júnior (2003), a quantidade de calor Q_4 é menor que a quantidade de calor Q_1 , desde que sejam mantidas as mesmas condições de temperatura e pressão para ambas reações, isso mostra que sempre se deve buscar a combustão completa, para maior aproveitamento do combustível e menor quantidade de poluentes lançados para a atmosfera.

Como visto, há formação de SO_3 , e este ao reagir com o vapor de água, forma ácido sulfúrico, o qual, dependendo da temperatura dos gases, pode condensar e se depositar nas paredes da cadeira, causando a oxidação do material. Além disso, a cinza pode fundir e se aglomerar nas superfícies de aquecimento, e quando utilizadas grelhas, a cinza também pode obstruir os canais de passagem do ar da combustão (BAZZO, 1995).

2.4.2 Transferência de Calor

Segundo Incropera e DeWitt (1999), transferência de calor é a energia térmica em trânsito devido a uma diferença de temperaturas no espaço.

A caldeira é um trocador de calor, e como já visto nas caldeiras mistas existem duas formas de trocador de calor: a parte aquatubular e a parte flamotubular. Sendo assim, será necessário saber algumas informações para o dimensionamento térmico do equipamento, são eles:

- Eficiência estimada;
- PCI do combustível;
- Taxa de combustível;
- Excesso de ar;
- Vazão mássica do ar de combustão;
- Vazão mássica dos gases de combustão;
- Percentual de perdas estimadas;
- Temperatura da água;
- Temperatura dos gases;
- Temperatura da chama;
- Características do escoamento dos gases;
- Área de troca em ambas partes;

Alguns parâmetros serão obtidos por meio de códigos e recomendações, e um deles é o código para caldeiras e vasos de pressão BPVC da ASME - American Society of Mechanical Engineers. Este código foi criado em 1911 com a intenção de estabelecer regras de segurança para a construção de caldeiras e vasos de pressão, visto que na época ocorreram grandes acidentes com equipamentos do tipo. Este código é atualizado até hoje pelo Comitê de Caldeiras e Vasos de Pressão (THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS, 2010a).

No trabalho, serão consideradas como trocas térmicas a radiação da chama e dos gases, condução e convecção na interface gás-tubos-água.

3 METODOLOGIA

Neste capítulo, descreve-se os principais cálculos vinculados ao dimensionamento térmico da caldeira. Incluindo cálculos de combustão, cálculos base para os modos de transferência de calor e considerações pertinentes.

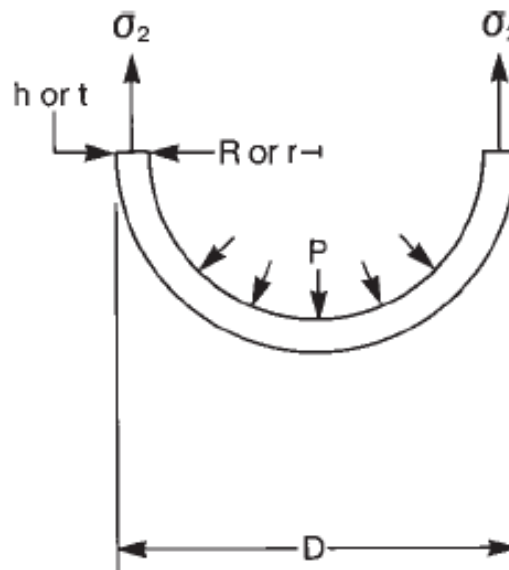
3.1 DEFINIÇÕES

Antes de tratar da parte térmica do equipamento, observa-se que existe a necessidade de se determinar um fator mecânico, o qual é a espessura da parede dos tubos de troca de calor, e segundo a ASME BPVC Seção VIII, Divisão 1, a espessura mínima admissível em reservatórios cilíndricos deve ser determinada pela maior espessura entre as encontradas a partir das equações 3.1 e 3.2 (THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS, 2010b),

Tensão Circunferencial (Juntas Longitudinais): Quando a espessura não ultrapassa a metade do raio interno, ou P não excede $0.385.S.E$, conforme expresso na Figura 4,

$$t = \frac{P.R_i}{S.E_j - 0.6.P} \quad (3.1)$$

Figura 4: Tensão Circunferencial



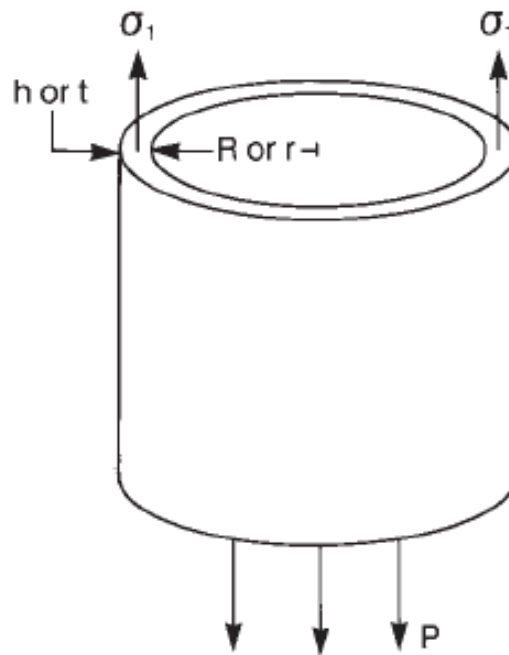
Fonte: (KITTO, 1992)

Tensão Longitudinal (Juntas Circunferenciais): Quando a espessura não ultrapassa a metade do raio interno, ou P não excede $1.25.S.E$, conforme expresso na

Figura 5,

$$t = \frac{P.R_i}{2S.E_j - 0.4.P} \quad (3.2)$$

Figura 5: Tensão Longitudinal



Fonte: (KITTO, 1992)

onde,

E_j = Eficiência de junta. Para juntas soldadas, utilizar a eficiência especificada em UW-12.

P = Pressão interna. Ver UG-21 (MPa)

R_i = Raio interno do tubo (mm)

S = Tensão máxima admissível. Ver UG-23 e UG-24 (MPa)

t = Espessura mínima de parede (mm)

3.2 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

De maneira geral, alguns parâmetros não podem ser obtidos por meio de métodos analíticos convencionais, pois neste tipo de equipamento existem fatores de determinação complexa, como taxa de deposição de cinzas nas paredes e a disposição das isothermas no interior da fornalha, então serão utilizadas algumas estimativas por meio de autores especializados (BAZZO, 1995).

3.2.1 Temperatura dos Gases na Câmara de Combustão

Todo o tipo de trocador de calor deve ser dimensionado conforme as taxas reais de transferência de calor, com suas condições de contorno em si. O conhecimento dos parâmetros e variáveis corretos durante a etapa de cálculos é de extrema importância, de maneira que o funcionamento do equipamento depende fundamentalmente disso. Porém, como os mecanismos de combustão são, muitas vezes, complexos demais para cálculos analíticos e também as formas construtivas do trocador que são irregulares, ou em parte desconhecidas, alguns cálculos serão feitos utilizando a combinação de conceitos básicos, científicos e informações empíricas extraídas de bibliografias especializadas, será possível obter um resultado satisfatório (BAZZO, 1995). Considerando a fornalha como um sistema adiabático, em condições de combustão completa e livre de cinzas, tem-se

$$T_{ad} = T_o + \frac{q_d}{m_g \cdot \bar{c}_{pg} + m_{cz} \cdot \bar{c}_{pcz}} \quad (3.3)$$

onde,

T_{ad} = Temperatura adiabática dos gases (K)

T_o = Temperatura ambiente (K)

q_d = Energia disponível na fornalha (kJ/kg_{comb})

m_g = Massa real de gases (kg/kg_{comb})

m_{cz} = Massa real das cinzas leves arrastadas pelos gases (kg/kg_{comb})

\bar{c}_{pg} = Calor específico médio dos gases (kJ/kg.K)

\bar{c}_{pcz} = Calor específico médio das cinzas (kJ/kg.K)

A energia disponível na fornalha é calculada pela equação 3.4, que define a quantidade total de energia inserida, incluindo a entalpia do combustível, do ar e umidade do ar de combustão,

$$q_d = PCI + \Delta h_{cb} + m_{ar} \cdot (\Delta h_{ar} + w_{ar} \cdot \Delta h_{vp}) + \dots \quad (3.4)$$

onde,

PCI = Poder calorífico inferior do combustível (kJ/kg)

Δh_{cb} = Entalpia do combustível (kJ/kg)

m_{ar} = Massa real de ar de combustão (kg/kg_{comb})

w_{ar} = Umidade do ar de combustão (kJ/kg)

Δh_{ar} = Entalpia do ar da combustão (kJ/kg)

Δh_{vp} = Entalpia da umidade do ar (kJ/kg)

A dissociação do vapor d'água e do dióxido de carbono interfere no resultado da equação 3.3. O processo de dissociação, e absorção de calor, é acentuado a temperaturas superiores a $1500\text{ }^{\circ}C$. E, em condições de funcionamento real, o efeito de radiação ou convecção torna a temperatura real consideravelmente menor que a temperatura adiabática. No caso de fornalhas de queima em suspensão, por exemplo, onde é predominante a troca de calor por radiação, tem-se

$$T_r = T_o + \frac{q_d - \frac{\dot{q}_r + \dot{q}_p}{\dot{m}_{cb}}}{m_g \cdot \bar{c}_{pg} + m_{cz} \cdot \bar{c}_{pcz}} \quad (3.5)$$

onde,

T_r = Temperatura real de saída dos gases (K)

\dot{q}_r = Fluxo de calor trocado por radiação com a água (kW)

\dot{q}_p = Fluxo de calor perdido pelas paredes, cinzas, etc (kW)

\dot{m}_{cb} = Consumo de combustível (kg/s)

3.2.2 Calor Irrradiado na Câmara de Combustão

O cálculo do calor trocado por radiação é bastante complexo e exige estudos e consultas complementares, caso necessite um alto grau de precisão. Algumas afirmações devem ser tomadas quanto ao formato do trocador e posição da parede dos tubos em relação à chama. Uma estimativa razoável pode ser obtida aplicando-se a equação 3.6

$$\dot{q}_r = \sigma \cdot \epsilon \cdot S_i \cdot [T^4 - T_p^4] \quad (3.6)$$

onde,

\dot{q}_r = Fluxo de calor trocado por radiação (W)

σ = Constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} W/m^2 \cdot K^4$)

ϵ = emissividade combinada

S_i = Superfície irradiada (m^2)

T = Temperatura média dos gases (K)

T_p = Temperatura da parede (K)

A emissividade combinada depende do combustível, conteúdo de CO_2 e de H_2O nos gases de combustão, das temperaturas envolvidas e do material das superfícies irradiadas. Para combustíveis convencionais alguns resultados experimentais têm comprovado que a emissividade combinada pode variar numa faixa de valores relativamente alta, entre 0,75 e 0,95 (ANNARATONE, 1975 apud BAZZO, 1995). Os valores mais altos são predominantes em fornalhas a óleo. Madeira apresenta emissividade combinada na faixa de 0,55 a 0,80 (STEINMULLER, 1976 apud BAZZO, 1995). Além disso, as emissividades são menores em fornalhas de grelha e em fornalhas a carvão pulverizado. A temperatura média dos gases, T , corresponde à temperatura média real e de equilíbrio no interior da câmara de combustão. A temperatura da parede deve ser determinada, através de cálculos sucessivos, levando em conta a resistência térmica imposta pela parede dos tubos, e resistência térmica relativa ao processo de convecção (BAZZO, 1995).

$$T_p = T_v + \frac{\dot{q}_r}{2 \cdot \pi \cdot L} \left[\frac{1}{k_t} \ln \left(\frac{d_e}{d_i} \right) + \frac{1}{h_i \cdot d_i} \right] \quad (3.7)$$

onde,

T_v = Temperatura do vapor (K)

k_t = Coeficiente de condutividade térmica dos tubos ($W/m.K$)

h_i = Coeficiente interno de transferência de calor ($W/m^2.K$)

d_e = Diâmetro externo dos tubos (m)

d_i = Diâmetro interno dos tubos (m)

L = Comprimento total dos tubos (m)

h_i = Coeficiente global de troca de calor ($W/m^2.K$)

A superfície de irradiação corresponde à área projetada de feixes tubulares ou das paredes d'água visíveis às chamas. Dependendo da disposição e espaçamento dos tubos, o valor efetivo desta área deve ser corrigido de modo que

$$S_i = f_p \cdot S_{ip} \quad (3.8)$$

onde,

f_p = Fator de correção

S_{ip} = Superfície projetada (m^2)

O valor de f_p pode ser obtido de gráficos ou tabelas disponíveis na bibliografia recomendada. No caso de caldeiras adaptadas com paredes d'água, f_p depende do espaçamento entre tubos, s :

Para:

$$s = d_e, f_p = 1,0$$

$$s = 2.d_e, f_p = 0,9$$

A temperatura de saída dos gases pode ser determinada com boa aproximação assumindo-se $T = T_r$, através de processo iterativo, aplicando-se as equações 3.5 e 3.6. Ocorrendo queima parcial do combustível, é importante que se corrija o valor correspondente à energia disponível na câmara de combustão.

3.2.3 Dimensionamento Térmico dos Feixes Tubulares

O dimensionamento térmico dos componentes internos do gerador de vapor começa pelo cálculo do fluxo de calor fornecido pelos gases da combustão,

$$\dot{q} = U.A.\Delta T_{ml} \quad (3.9)$$

onde,

\dot{q} = Fluxo total de calor (W)

U = Coeficiente global de troca de calor ($W/m^2.K$)

A = Superfície de aquecimento (m^2)

ΔT_{ml} = Diferença média logarítmica de temperatura (K)

O coeficiente global de troca de calor depende dos mecanismos de troca de calor: convecção, condução e radiação gasosa, descritos a seguir,

$$U.A = \frac{1}{R_{conv} + R_{cond} + R_{rad}} \quad (3.10)$$

onde,

$$R_{conv} = \frac{1}{\pi.d_i.L.h_i} \quad (3.11)$$

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_t} \quad (3.12)$$

$$R_{rad} = \frac{1}{\pi \cdot d_e \cdot L \cdot h_e} \quad (3.13)$$

onde,

d_i = Diâmetro interno dos tubos (m)

d_e = Diâmetro externo dos tubos (m)

L = Comprimento total dos tubos (m)

h_i = Coeficiente interno de transferência de calor por convecção ($W/m^2 \cdot K$)

h_e = Coeficiente externo de transferência de calor combinado ($W/m^2 \cdot K$)

k_t = Coeficiente de condutibilidade termica do tubo ($W/m \cdot K$)

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 \cdot \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (3.14)$$

onde, para fluxos paralelos,

$$\Delta T_1 = T_{qe} - T_{fe}$$

$$\Delta T_2 = T_{qs} - T_{fs}$$

e, para fluxos cruzados,

$$\Delta T_1 = T_{qe} - T_{fs}$$

$$\Delta T_2 = T_{qs} - T_{fe}$$

onde,

T_{qe} = Temperatura do fluido quente na entrada (K)

T_{qs} = Temperatura do fluido quente na saída (K)

T_{fe} = Temperatura do fluido frio na entrada (K)

T_{fs} = Temperatura do fluido frio na saída (K)

o qual, para os feixes tubulares da parte flamotubular,

T_{qe} = Temperatura real de saída dos gases

T_{qs} = Temperatura dos gases na entrada da chaminé

T_{fe} = Temperatura da água de alimentação

T_{fs} = Temperatura do vapor saturado

Para os mecanismos de troca de calor, tem-se que o coeficiente interno de transferência de calor por convecção pode ser calculado por,

$$h_i = \frac{k_f}{d_i} \cdot Nu \quad (3.15)$$

onde,

k_f = Coeficiente de condutibilidade térmica do fluido ($W/m.K$)

Nu = Número de Nusselt

O número de Nusselt pode ser calculado de diversas formas, e depende de formas construtivas e condições de escoamento. E, para o coeficiente externo de troca de calor tem-se,

$$h_e = h_{ec} + h_{er} \quad (3.16)$$

$$h_{ec} = \frac{k_f}{d_e} \cdot Nu \quad (3.17)$$

$$h_{er} = \frac{\dot{q}_g}{\pi \cdot d_e \cdot L \cdot \Delta T_{ml}} \quad (3.18)$$

onde,

h_{ec} = Coeficiente externo de transferência de calor por convecção ($W/m^2.K$)

h_{er} = Coeficiente equivalente de transferência de calor por radiação ($W/m^2.K$)

\dot{q}_g = Calor irradiado pelos gases (W)

4 DESENVOLVIMENTO

4.1 RESISTÊNCIA E ESCOLHA DOS TUBOS

Antes de iniciar os cálculos relacionados a combustão e troca térmica, é necessário definir a geometria dos tubos tanto da parte aquatubular, quanto da flamotubular, e para isto serão feitos cálculos para apenas um modelo de tubo para ambas. Com a pressão de projeto e um raio externo de tubo escolhido arbitrariamente, de modo que a escolha não foi feita com justificativas construtivas ou econômicas, o que para um dimensionamento de uma caldeira que deve ser fabricada, deve ser analisado minuciosamente. São feitos os cálculos da espessura mínima de parede dos tubos segundo as equações 3.1 e 3.2. O material escolhido foi o aço ASTM A178 Gr. A, com $LRT = 325 \text{ MPa}$, $\sigma_e = 180 \text{ MPa}$ e diâmetro $d_e = 41,27 \text{ mm}$. Os resultados das equações, utilizando um coeficiente de segurança igual a 2, são apresentados a seguir.

$$t_1 = 0,324mm$$

$$t_2 = 0,161mm$$

Os valores calculados acima são apenas para uma base da espessura mínima da parede dos tubos. É importante lembrar que ao longo da vida útil da caldeira, poderá ocorrer uma redução desta espessura sendo causada principalmente por corrosão. Prevendo o fenômeno, será somada uma espessura de corrosão para que haja uma folga entre a espessura nominal dos tubos e a espessura mínima que pode causar falha estrutural. Tal espessura deve ser calculada a partir das condições de funcionamento do equipamento. Para este trabalho, não convém que seja feito este tipo de cálculo, pois envolve variáveis que fogem do escopo do mesmo. O valor escolhido é de 2 mm, que será somado ao maior valor encontrado acima. Assim, a espessura real é descrita como segue.

$$t_{real} \geq t_1 + 2mm$$

Com isso, a espessura real é igual a 2,324 mm. Assim, optou-se por utilizar o tubo de parede 2,41 mm.

4.2 ENERGIA INSERIDA

A etapa de cálculos térmicos começa definindo a variação de entalpia total na água no processo de aquecimento e mudança de fase, desde a entrada da alimentação até o vapor saturado, sendo T_{alim} a temperatura da água na entrada da caldeira, e T_{vapor} a temperatura do vapor saturado à pressão de trabalho. Tais dados, aliados à

taxa de evaporação, servem para calcular a quantidade de energia necessária para manter o equipamento em funcionamento.

onde,

$$T_{alim} = 25^{\circ}C$$

$$h_{alim} = 105 \frac{kJ}{kg}$$

$$T_{vapor} = 179^{\circ}C$$

$$h_{vapor} = 2777 \frac{kJ}{kg}$$

Com as entalpias de líquido e de vapor, e fluxo de vapor produzido, calcula-se o fluxo de calor requerido para manter o processo de evaporação no fluxo necessário de vapor,

$$\dot{q}_{req} = (h_{vapor} - h_{alim}) \cdot \dot{m}_{vapor} \quad (4.1)$$

Que com os valores citados resultam em,

$$\dot{q}_{req} = 5,34 \cdot 10^6 \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{q}_{req} = 1,48 MW$$

Lembrando que a energia requerida é sempre menor que a inserida no equipamento, por suas diversas perdas de energia, entre elas, cinzas, calor perdido nos gases da chaminé e calor perdido pelas paredes. Assim, é assumida uma eficiência térmica de 70% e calculada em seguida a energia que será liberada pela combustão,

$$\eta = 0,7 \text{ (eficiência térmica)}$$

$$\dot{q}_{comb} = \frac{\dot{q}_{req}}{\eta} \quad (4.2)$$

O que resulta em,

$$\dot{q}_{comb} = 2,12 MW$$

Agora, com a quantidade de energia que deve ser liberada na combustão, calcula-se a quantidade de lenha necessária por hora de operação. E para isso é necessário saber a quantidade de energia liberada por unidade de massa de combustível, no caso o PCI da lenha. Para tal, foi considerado lenha de eucalipto em toras com a composição química em base seca e teor de umidade descrita a seguir (NOGUEIRA et al., 2000 apud SCHÜRHAUS, 2007).

$$T_C = 0.49 \text{ (Teor de carbono)}$$

$$T_H = 0.0599 \text{ (Teor de hidrogênio)}$$

$$T_O = 0.4397 \text{ (Teor de oxigênio)}$$

$$T_N = 0.003 \text{ (Teor de nitrogênio)}$$

$$T_S = 0.0001 \text{ (Teor de enxofre)}$$

$$T_{cz} = 0.0072 \text{ (Teor de cinzas)}$$

$$T_w = 0.35 \text{ (Teor de umidade)}$$

Agora, é calculado o PCS e o PCI da lenha em questão,

$$PCS = 33900.T_C + 141800 \left(T_H - \frac{T_O}{8} \right) + 9200.T_S \quad (4.3)$$

$$PCI = PCS - 2440(9.T_H + T_w) \quad (4.4)$$

$$\dot{m}_{cb} = \frac{q'}{PCI} \quad (4.5)$$

O que resulta em,

$$PCS = 17310 \frac{kJ}{kg}$$

$$PCI = 15140 \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{m}_{cb} = 504,16 \frac{kg}{hr}$$

Os gases da combustão podem ser modelados por meio de correlações, diagramas e tabelas, ou por equações desenvolvidas para este fim. Será necessário saber a massa e o volume de ar que entra no equipamento, excesso de ar utilizado, massa e volume dos gases de combustão.

$$M'_{ar} = 138,2 \left(\frac{T_C}{12} + \frac{T_H}{4} + \frac{T_S}{32} + \frac{T_O}{32} \right) \quad (4.6)$$

$$M'_{gases} = 44 \frac{T_C}{12} + 9 \left(T_H + \frac{T_w}{9} \right) + 64 \cdot \frac{T_S}{32} + 0,7685.M_{ar} \quad (4.7)$$

$$V'_{ar} = 106,7 \left(\frac{T_C}{12} + \frac{T_H}{4} + \frac{T_S}{32} + \frac{T_O}{32} \right) \quad (4.8)$$

$$V'_{gases} = 22,4 \left(\frac{T_C}{12} + \frac{T_H}{2} + \frac{T_w}{18} + \frac{T_O}{32} \right) + 0,79.V_{ar} \quad (4.9)$$

onde,

M'_{ar} = Massa estequiométrica de ar de combustão ($kg/kgdecombustível$)

M'_{gases} = Massa estequiométrica dos gases de combustão ($kg/kgdecombustível$)

V'_{ar} = Volume estequiométrico do ar de combustão ($N.m^3/kgdecombustível$)

V'_{gases} = Volume estequiométrico dos gases de combustão ($N.m^3/kgdecombustível$)

As equações acima se referem a valores estequiométricos, e para situações reais de combustão, deve-se utilizar ar em excesso. (CONSIDINE, 1977 apud PINHEIRO; VALLE, 1995) recomenda que para queima de lenha se utilize $1,3 \leq \alpha \leq 1,6$. Então, será utilizado $\alpha = 1,4$

$$M_{ar} = \alpha M'_{ar} \quad (4.10)$$

$$M_{gases} = M'_{gases} + (\alpha - 1)M'_{ar} \quad (4.11)$$

$$V_{ar} = \alpha V'_{ar} \quad (4.12)$$

$$V_{gases} = V'_{gases} + (\alpha - 1)V'_{ar} \quad (4.13)$$

onde,

M_{ar} = Massa real de ar de combustão ($kg/kgdecombustível$)

M_{gases} = Massa real dos gases de combustão ($kg/kgdecombustível$)

V_{ar} = Volume real do ar de combustão ($N.m^3/kgdecombustível$)

V_{gases} = Volume real dos gases de combustão ($N.m^3/kgdecombustível$)

Também é necessário saber o percentual de CO_2 e H_2O . Para isso calcula-se o volume de gases na base seca.

$$V_{gs} = 22,4 \left(\frac{T_C}{12} + \frac{T_S}{32} \right) + 0,79.V_{ar} \quad (4.14)$$

$$CO_2 = 2240 \left(\frac{T_C}{12.V_{gs}} \right) \quad (4.15)$$

$$H_2O = 100 \left(\frac{T_w}{M_{ar} + 1} \right) \quad (4.16)$$

onde,

V_{gs} = Volume de gases secos ($kg/kg_{combustível}$)

CO_2 = Percentual de CO_2 nos gases de combustão

H_2O = Percentual de H_2O nos gases de combustão

O aproveitamento do potencial da lenha é de suma importância para reduzir tanto os desperdícios quanto a poluição. Para que haja circulação de ar eficiente, uma alocação adequada da lenha durante a queima é necessária, então será calculada a partir da taxa de carregamento recomendada, a área necessária na grelha, (BAZZO, 1995).

$$Tx_{carr} = 200 \frac{kg}{m^2 \cdot hr}$$

$$A_{grelha} = \frac{\dot{m}_{cb}}{Tx_{carr}} \quad (4.17)$$

$$A_{grelha} = 2,52m^2$$

Bazzo (1995) cita que o volume da fornalha deve ser escolhido com um cuidado especial, pois volumes muito menores que o necessário não permitem a combustão completa e acabam por causar contato entre chama e tubos, e volumes muito maiores causam redução da temperatura na fornalha, o que também resulta em uma combustão ineficiente. Por isso, para queima de combustíveis sólidos é recomendado utilizar uma carga térmica volumétrica de $350 kW/m^3$, e com isso é possível calcular o volume da fornalha.

$$\dot{q}_{fornalha} = 350 \frac{kW}{m^3}$$

$$V_{fornalha} = \frac{\dot{q}_{comb}}{\dot{q}_{fornalha}} \quad (4.18)$$

$$V_{fornalha} = 6,06m^3$$

A partir da área da grelha, calculada acima, e do volume da fornalha, existem parâmetros suficientes para calcular a altura necessária na fornalha.

$$H_{fornalha} = \frac{V_{fornalha}}{A_{grelha}} \quad (4.19)$$

$$H_{fornalha} = 2,4m$$

Para concluir o levantamento das medidas básicas da fornalha, resta escolher a medida da largura ou do comprimento, para calcular a medida que falta. Na prática, a escolha de uma dessas medidas deve ser feita com base em limitações de espaço, ergonomia, formato do combustível e detalhes construtivos do equipamento. Neste trabalho foi determinado que a largura da fornalha seria igual a 1,4 m. Assim, obteve-se a medida do comprimento.

$$L_{fornalha} = 1,4m$$

$$C_{fornalha} = \frac{A_{grelha}}{L_{fornalha}} \quad (4.20)$$

$$C_{fornalha} = 1,8m$$

O andamento dos cálculos depende de medidas é possível definir um posicionamento e formato dos tubos da parte aquatubular. O espaçamento de centro a centro dos tubos (s) utilizado foi de duas vezes o diâmetro dos tubos, ou seja, 82,54 mm. Desse modo, foram consideradas duas filas de tubos, cada uma delas com 17 tubos e dispostas através do comprimento da grelha, a tabela 1 contém os dados construtivos utilizados nos cálculos. Como o objetivo do trabalho é obter o valor da área de troca necessária em ambas as partes da caldeira, é necessário em primeiro lugar saber detalhes Para auxiliar a análise do dimensionamento, um modelo foi construído com o auxílio do *software* Solidworks. A forma construtiva é descrita na figura 6.

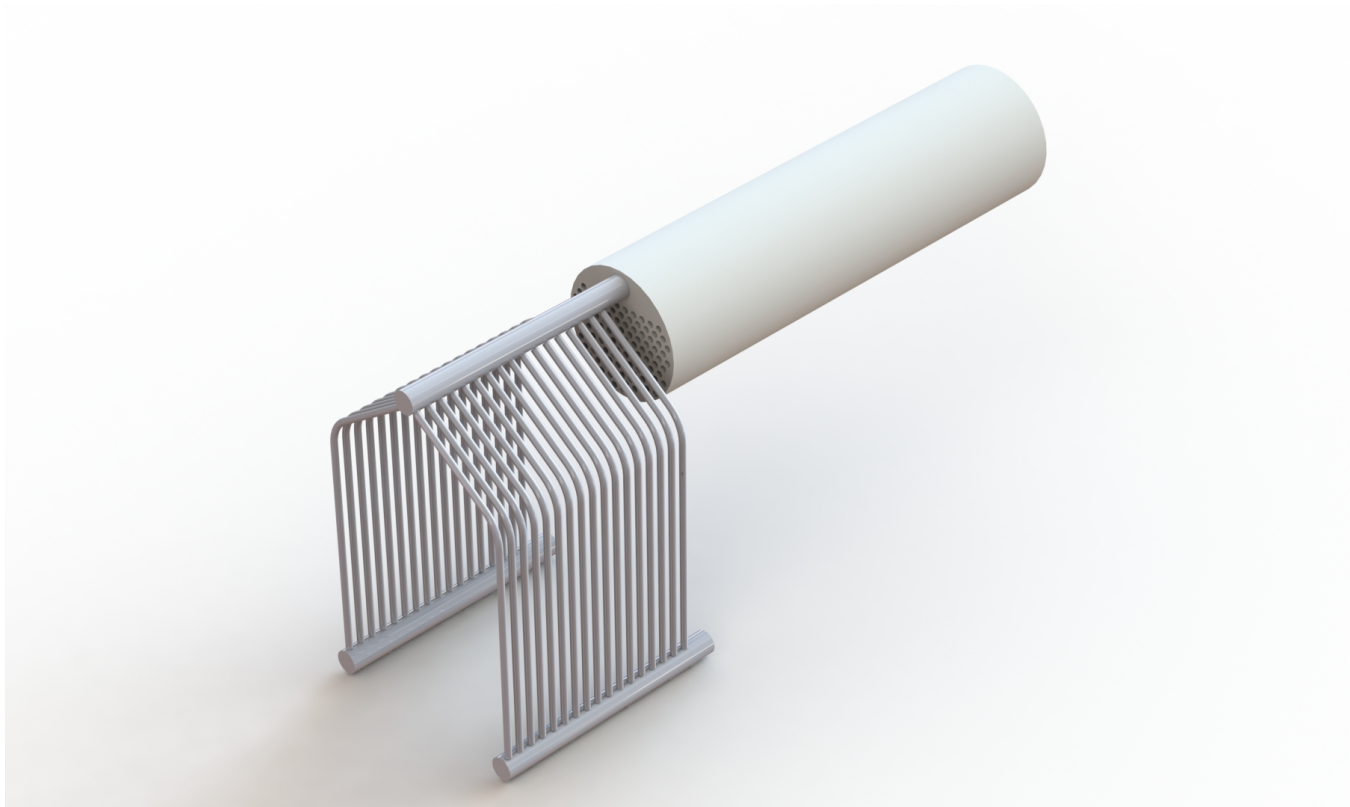
Tabela 1: Parâmetros construtivos relacionados aos tubos de ambas partes da caldeira

Parâmetro	Valor adotado
Diâmetro externo dos tubos, d_e	50,8 (mm)
Diâmetro interno dos tubos, d_i	46 (mm)
Espaçamento dos tubos (Aquatubular), s	82,54 (mm)
Espaçamento vertical dos tubos (Flamotubular), s_p	80 (mm)
Espaçamento horizontal dos tubos (Flamotubular), s_t	60 (mm)

Fonte: AUTOR.

Continuando a análise energética na fornalha, é calculado o calor disponível na fornalha por meio da equação 3.4, e em sequência utilizada a equação 3.3 para calcular a temperatura adiabática da chama. Tal informação, que apesar de teórica, serve de comparação com temperatura real de saída dos gases (T_r), calculada na equação 3.5. O valor de T_r é utilizado na equação do fluxo de calor irradiado na câmara de combustão (\dot{q}_r), equação 3.6, fazendo $T_r = T$. Desse modo, fazendo iterações entre a equação que determina a temperatura da parede, eq. 3.7, a equação que determina o fluxo de calor irradiado, eq. 3.6 e a equação 3.5, que resulta na temperatura real dos

Figura 6: Modelo construtivo das partes aquatubular e flamotubular



Fonte: Autor

gases. Por fim, o resultado da transferência de calor por irradiação na fornalha é obtido, e os resultados dos cálculos são postos na tabela 2.

Tabela 2: Resultados dos cálculos de fluxo de calor, temperatura e corre-
latos aplicados à fornalha.

Equação	Resultado
Calor disponível na fornalha, q_d	22211,1 ($kJ/kg_{combustível}$)
Temperatura adiabática da chama, T_{ad}	1503 (K)
Temperatura real de saída dos gases, T_r	1192 (K)
Temperatura de parede dos tubos, T_p	641 (K)
Fluxo de calor irradiado na fornalha, \dot{q}_r	566,5 (kW)

Fonte: AUTOR.

Podendo assim, sob a demanda de fluxo de calor, alterar parâmetros construtivos para aproximar a quantidade de calor transferido para os valores tidos como meta. E também, aproximar a temperatura real dos gases e temperatura de parede dos tubos a valores adequados ao funcionamento da caldeira.

4.3 TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA PARTE FLAMOTUBULAR

4.3.1 Convecção interna

A quantidade de tubos escolhida para a parte flamotubular, foi propositalmente para causar um escoamento turbulento ($Re_D \geq 10^4$), o que eleva o coeficiente de convecção. Porém, a análise de um escoamento em regime turbulento é ligeiramente mais complicada que em regime laminar ou transitório e no caso do escoamento dos gases através dos tubos na parte flamotubular, será utilizada uma correlação proposta por Gnielinski, que reduz o erro envolvido no cálculo do número de Nusselt (Nu_D) e cobre uma faixa maior de números de Prandtl que as correlações convencionais (GNIELINSKI, 1976 apud INCROPERA; DEWITT, 1999).

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (4.21)$$

onde o fator de atrito (f) pode ser calculado pela equação 4.22.

$$f = (0,790 \ln(Re_D) - 1,64)^{-2} \quad (4.22)$$

Para o escoamento através de um tubo circular uniforme, tem-se

$$Re_D = \frac{4 \dot{m}}{\pi D \mu} \quad (4.23)$$

E segundo Bazzo (1995), o número de Prandtl (Pr) pode ser calculado por,

$$Pr = \frac{\mu \cdot cp}{kf} \quad (4.24)$$

e os dados referentes,

Número de tubos = 116

Diâmetro interno do tubo $D = 46mm$

Área transversal total dos tubos $A_{tr} = 0,193m^2$

Vazão mássica de gases $\dot{m} = 1,95 \frac{kg}{s}$

Viscosidade dinâmica dos gases $\mu = 35 \cdot 10^{-6} \frac{Ns}{m^2}$

Condutividade térmica dos gases $kf = 60 \cdot 10^{-3} \frac{W}{mK}$

Calor específico médio dos gases $cp = 1,1 \frac{kJ}{kg.K}$

Assim, com todos os dados é possível calcular o coeficiente convectivo citado na equação 3.15, e a transferência de calor por convecção,

$$hi = 46,62 \frac{W}{m^2 K}$$

$$\dot{q}_{conv} = hi \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \quad (4.25)$$

onde,

A = Área dos tubos em contato com o gás

A área citada depende tanto do diâmetro interno dos tubos, quanto da quantidade e comprimento. Este último deve ser definido conforme a necessidade de se ajustar a área de troca térmica em função da demanda de calor.

4.3.2 Radiação gasosa

No cálculo da radiação gasosa não será feita análise de invólucros cinzas, pelo grau de complexidade envolvido. A análise será feita considerando as paredes dos tubos como se tivessem comportamento de corpos negros, por estarem expostos à fuligem. Em tais condições a transferência de calor por radiação gasosa é dada por (ANNARATONE, 1975 apud BAZZO, 1995):

$$\dot{q}_c = 9,3 \cdot A \cdot (p_c \cdot L_e)^{0,4} \cdot \left\{ \left[\frac{T}{100} \right]^{3,2} - \left[\frac{T_p}{100} \right]^{3,2} \cdot \left[\frac{T}{T_p} \right]^{0,65} \right\} \quad (4.26)$$

$$\dot{q}_w = (42 - 76 \cdot p_w \cdot L_e) \cdot A \cdot (p_c \cdot L_e)^{0,6} \cdot \left\{ \left[\frac{T}{100} \right]^m - \left[\frac{T_p}{100} \right]^m \right\} \quad (4.27)$$

$$m = 2,32 + 1,37 \cdot (p_w \cdot L_e)^{\frac{1}{3}} \quad (4.28)$$

onde,

\dot{q}_c = Calor trocado por radiação pelo CO_2 (W)

p_c = Pressão parcial do CO_2 (fração de CO_2 na mistura de gases multiplicado pela pressão dos gases (atm))

p_w = Pressão parcial do H_2O (fração de H_2O na mistura de gases multiplicado pela pressão dos gases (atm))

T = Temperatura média dos gases (K)

T_p = Temperatura de parede (K)

L_e = Espessura efetiva de camada gasosa (m)

α_g = Absortividade do gás para radiação proveniente do invólucro negro na temperatura absoluta T_p

4.4 PRINCIPAIS RESULTADOS

A tabela 3 apresenta a comparação entre as áreas participantes da transferência de calor na caldeira. Tais áreas que foram ajustadas para no caso da parte aquatubular, manter a temperatura na fornalha próximo da recomendada por Bazzo (1995), e no caso da flamotubular para completar o montante de energia requerido pela caldeira, \dot{q}_{req} .

Tabela 3: Área de transferência de calor

Tipo de trocador	Núm. de tubos	Comp. total (m)	Área útil (m²)
Aquatubular	34	100,3	8,0
Flamotubular	116	336,4	48,6
Total			56,6

Fonte: AUTOR.

A tabela 4 se refere ao balanço de energia da caldeira, incluindo um sinal positivo para energia inserida, e um sinal negativo à energia extraída ou perdida. As perdas na chaminé, foram consideradas como uma variação na entalpia dos gases entre o estado de saída, e a temperatura ambiente, T_o .

Tabela 4: Balanço de fluxos de calor

Fluxo	Energia (kW)	Percentual (%)
Combustão	+2121,8	100
Irradiação na fornalha	-566,5	26,7
Convecção nos feixes tubulares	-943,1	44,4
Radiação gasosa nos feixes tubulares	-62,0	2,9
Perdas na chaminé	-482,7	22,8
Perdas na cinza e por não queimados	-67,5	3,2

Fonte: AUTOR.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

A escolha dos tubos influencia diretamente no comportamento termodinâmico na interface água-vapor. Ao passo que se aumenta a área de seção transversal dos tubos, apesar de aumentar a área de troca, diminui o coeficiente de transferência de calor. Além disso, a escolha por um número maior de tubos com menor diâmetro, mantendo a mesma área transversal total, aumenta a relação área de transferência de calor/volume de água, sendo atrativo desde que dentro dos limites de espaço e taxa de transferência de calor para a água.

A espessura de corrosão em um projeto implementado deve ser analisada com parâmetros operacionais precisos. A escolha do material depende de tais dados, e os cálculos que seguem dependem diretamente do material escolhido.

Os cálculos de irradiação na fornalha revelam uma grande dependência entre a temperatura dos gases e o fluxo de calor transferido. A importância disso é manter o controle da temperatura do interior da fornalha, mantendo as condições necessárias para um bom rendimento do combustível. Do mesmo modo, é importante controlar a temperatura da parede dos tubos para que não excedam aos limites de fluência e atenuação da corrosão.

A transferência de calor por convecção foi a mais expressiva em valores dentre os modos de transferência analisados, tal resultado já era esperado devido à área dos feixes tubulares ser consideravelmente maior que a área da parte aquatubular, e ao número de Reynolds estar relativamente elevado, causando aumento no coeficiente global de convecção.

A transferência de calor por radiação gasosa na parte flamotubular, obteve um resultado bastante baixo, se comparado à convecção. Isto se deve à baixa pressão e baixa concentração de CO_2 e umidade nos gases, o que causou um baixo valor de emissividade.

A tabela 3 expressa uma grande diferença entre as áreas de transferência de calor em cada parte da caldeira.

Já a tabela 4 revela que transferência de calor não é proporcional à área das partes da caldeira. Isto se deve ao fato de haver diferenças entre os coeficientes globais de transferência de calor, inerentes às condições individuais de cada parte da caldeira.

REFERÊNCIAS

- ANNARATONE, D. **Generatori di vapore: calcolo, progettazione costruzione**. [S.l.]: Tamburini, 1975. Citado 2 vezes nas páginas 39 e 51.
- BAZZO, E. **Geração de vapor**. [S.l.]: Editora da Universidade Federal de Santa Catarina, 1995. Citado 11 vezes nas páginas 25, 28, 31, 33, 36, 37, 39, 47, 50, 51 e 52.
- BEGA, E. **Instrumentação Aplicada ao Controle de Caldeiras**. [S.l.]: Ed. Interciência, Rio de Janeiro, 2003. Citado 2 vezes nas páginas 29 e 30.
- BIZZO, W. A. Geração, distribuição e utilização de vapor. **Unicamp. cap**, v. 2, p. 18–40, 2003. Citado 4 vezes nas páginas 25, 27, 29 e 31.
- CONSIDINE, D. M. *Energy technology handbook*. McGraw-Hill, Inc., New York, 1977. Citado na página 46.
- GNIELINSKI, V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. **Int. Chem. Eng.**, v. 16, n. 2, p. 359–368, 1976. Citado na página 50.
- INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de transferencia de calor**. [S.l.]: Pearson Educación, 1999. Citado 2 vezes nas páginas 33 e 50.
- KITTO, J. B. **Steam, its generation and use**. [S.l.]: Babcock & Wilcox Company, 1992. Citado 3 vezes nas páginas 25, 35 e 36.
- Martinelli Júnior, L. C. **Geradores de Vapor**. [S.l.]: Universidade do Rio Grande do Sul-UERGS, 2003. Citado 5 vezes nas páginas 27, 30, 31, 32 e 33.
- NOGUEIRA, L. A. H. et al. **Dendroenergia: fundamentos e aplicações**. [S.l.]: ANEEL, 2000. Citado na página 44.
- PÊRA, H. Geradores de vapor. **Editora Fama 2º edição**, 1990. Citado 5 vezes nas páginas 25, 28, 30, 31 e 33.
- PINHEIRO, P.; VALLE, R. M. Controle de combustão: Otimização do excesso de ar. In: **II Congresso de equipamentos e automação da indústria química e petroquímica**. [S.l.: s.n.], 1995. p. 157–162. Citado na página 46.
- SCHÜRHAUS, P. **Energia da Madeira**. [S.l.]: Centro Universitário de União da Vitória, 2007. Citado na página 44.
- STEINMULLER. **Steam generation**. [S.l.]: Germany: Vulkan-Verlag Essen, 1976. Citado na página 39.
- THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS, A. **ASME BPVC.I.1-2010: Boiler and Pressure Vessel Code**. [S.l.]: New York: The American Society Of Mechanical Engineers, 2010. Citado na página 34.
- THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS, A. **ASME BPVC.VIII.1-2010: Boiler and Pressure Vessel Code**. [S.l.]: New York: The American Society Of Mechanical Engineers, 2010. Citado na página 35.

VAN WYLEN, G.; SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da termodinâmica clássica**. Tradução da 4ª edição americana. São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda, 1995. Citado na página 27.