

INSTITUTO FEDERAL DE SANTA CATARINA

VANDERLEI TREVISAN

GERADOR DE VAPOR: PROJETO TÉRMICO E MECÂNICO PARA PEQUENAS
INDÚSTRIAS

XANXERÊ
NOVEMBRO DE 2022

VANDERLEI TREVISAN

GERADOR DE VAPOR: PROJETO TÉRMICO E MECÂNICO PARA PEQUENAS
INDÚSTRIAS

Monografia apresentada ao
Curso de Engenharia
Mecânica do Câmpus
Xanxerê do Instituto
Federal de Santa Catarina
para a obtenção do diploma
de Bacharel em Engenharia
Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Jean
Monteiro de Pinho.

XANXERÊ
NOVEMBRO DE 2022

VANDERLEI TREVISAN

GERADOR DE VAPOR: PROJETO TÉRMICO E MECÂNICO PARA PEQUENAS
INDÚSTRIAS

Este trabalho foi julgado adequado para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, pelo Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Santa Catarina, e aprovado na sua forma final pela comissão avaliadora abaixo indicada.

Xanxerê, 30 de novembro de 2022.



Prof. Jean Monteiro de Pinho, Dr.

Orientador

Instituto Federal De Santa Catarina



Prof. Jeancarlos Araldi, Dr.

Coorientador

Instituto Federal De Santa Catarina



Profa. Vanessa Milhomem Schmitt, Me.

Instituto Federal De Santa Catarina



Prof. Júlio Cezar Barcellos da Silva, Dr.

Instituto Federal De Santa Catarina

Dedico este trabalho a minha esposa Gabriela
e ao meu filho Vicente.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, criador de todas as coisas.

À minha esposa Gabriela e ao meu filho Vicente, pelo companheirismo, paciência e incentivo durante a caminhada.

Aos meus pais, Henrique e Zaira, pelos ensinamentos e conselhos.

Aos meus orientadores, Prof. Dr. Jean M. de Pinho e Prof. Dr. Jeancarlos Araldi, pelas horas dedicadas, pelos conhecimentos transmitidos e por acreditarem neste trabalho.

A todos os professores do Instituto Federal de Santa Catarina, campus Xanxerê, pois sem as aulas ministradas este trabalho não seria possível.

Aos colegas, pela amizade e troca de experiências durante o período do curso.

“A ciência sem fé é loucura; e a fé sem ciência é fanatismo”.
(Martinho Lutero)

RESUMO

A crescente demanda por alimentos tem movimentado a indústria em toda sua cadeia produtiva, isso faz com que as empresas busquem ampliações ou até mesmo que novas empresas surjam para suprir a demanda. Em vista disso, surgiu a motivação para este trabalho, desenvolver um projeto térmico e mecânico de um gerador de vapor, que pudesse suprir a demanda de energia térmica das indústrias do setor alimentício da região, preferencialmente as de pequeno porte. Para o projeto, foi determinada a capacidade da caldeira em 10 t/h e uma pressão manométrica de 1 MPa, configuração típica para as indústrias que operam na região. A escolha por uma caldeira mista justifica-se por ser mais simples em seu projeto, construção e manutenção, se comparada aos grandes geradores de vapor do tipo aquatubular. O desafio do projeto é aplicar, de forma prática, os conhecimentos adquiridos durante a graduação nas diversas áreas da engenharia e fazer uso de normas específicas, como a NR-13 e o código ASME Section I. Para o projeto térmico foram feitas diversas pesquisas na bibliografia especializada, a fim de implementar as equações que regem os fenômenos térmicos dos geradores de vapor. Decorre que de sua complexidade, muitas vezes se faz necessário algumas aproximações, obtidas de forma experimental e apresentadas pelos autores da área. Quanto ao projeto mecânico, foi usado código ASME Section I, que fornece as equações para o dimensionamento das partes mais críticas da caldeira. O projeto mecânico se restringiu ao dimensionamento do corpo da caldeira, espelho, estais, coletores inferiores e coletor superior da fornalha. Por fim, um projeto real foi apresentado, com base no projeto térmico e mecânico, desenvolvido no software SolidWorks, com uma geometria típica de geradores de vapor para atender as indústrias alvos deste projeto.

Palavras-Chave: Caldeira mista. Gerador de vapor. Projeto térmico. Projeto mecânico.

ABSTRACT

The growing demand for food has moved the industry throughout its production chain, this causes companies to seek expansions or even new companies to arise to meet demand. In view of this, the motivation for this work arose, to develop a thermal and mechanical design of a steam generator, which could meet the thermal energy demand of the industries of the food sector in the region, preferably small ones. For the project, the boiler capacity was determined at 10 t/h and a gauge pressure of 1 MPa, a typical configuration for the industries operating in the region. The choice for a mixed boiler is justified because it is simpler in its design, construction and maintenance, compared to large watertube steam generators. The challenge of the project is to apply, in a practical way, the knowledge acquired during graduation in the various areas of engineering and make use of specific standards, such as NR-13 and the ASME Section I code. For the thermal project, several researches were done in the specialized bibliography, in order to implement the equations that govern the thermal phenomena of steam generators. It follows that from its complexity, it is often necessary some approximations, obtained in an experimental way and presented by the authors of the area. As for the mechanical design, ASME Section I code was used, which provides the equations for the sizing of the most critical parts of the boiler. The mechanical design was restricted to the sizing of the boiler body, mirror, stays, lower collectors and upper collector of the furnace. Finally, a real project was presented, based on the thermal and mechanical design, developed in the SolidWorks software, with a typical geometry of steam generators to meet the target industries of this project.

Keywords: Mixed Boiler. Steam generator. Thermal project. Mechanical project

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Esquema de uma caldeira aquatubular.....	5
Figura 2 - Esquema de uma caldeira flamotubular.....	6
Figura 3 - Esquema de uma caldeira mista.....	7
Figura 4 - Caldeira de Trevithick de 1804.....	9
Figura 5 - Caldeira flamotubular com três passes de gases.....	10
Figura 6 - Caldeira flamotubular vertical.....	11
Figura 7 - Caldeira flamotubular horizontal.....	12
Figura 8 - Caldeira com fornalha para queima de combustível sólido.....	14
Figura 9 - Desenho esquemático da caldeira.....	15
Figura 10 - Espelho frontal da caldeira.....	16
Figura 11 - Feixe de tubos.....	17
Figura 12 - Tiragem natural.....	18
Figura 13 - Tiragem forçada com pressão positiva.....	19
Figura 14 - Tiragem forçada com pressão negativa.....	19
Figura 15 - Tiragem balanceada.....	20
Figura 16 - Pré aquecedor de ar de tubos.....	22
Figura 17 - Pré aquecedor rotativo.....	23
Figura 18 - Tipos de grelhas planas.....	41
Figura 19 - Desenho esquemático da fornalha.....	44
Figura 20 - Espessura efetiva da camada gasosa.....	51
Figura 21 - Emissividade do CO ₂	53
Figura 22 - Emissividade do H ₂ O.....	54
Figura 23 - Fator de correção da emissividade.....	54
Figura 24 - Correção da emissividade.....	55
Figura 25 - Arranjo construtivo dos feixes tubulares.....	57
Figura 26 - Fator de correção f_1 para até 10 fileiras.....	57
Figura 27 - Fator de correção f_2 e expoente “m”	58
Figura 28 - Fator de correção f_1 para até 20 fileiras.....	59
Figura 29 - Valores para o coeficiente de temperatura.....	62
Figura 30 - Disposição dos estais.....	63

Figura 31 - Área Líquida.....	66
Figura 32 - Área de um tirante diagonal.....	66
Figura 33 - Condição de soldagem dos tubos no coletor.....	68
Figura 34 - Valor para o fator “F”	68
Figura 35 - Esquema da fornalha com a grelha inclinada.....	82
Figura 36 - Tubo da Fornalha.....	83
Figura 37 - Medida da aresta do quadrado.....	87
Figura 38 - Distância da borda do casco.....	88
Figura 39 - Disposição dos estais.....	89
Figura 40 - Espelho da caldeira.....	91
Figura 41 - Fornalha.....	92
Figura 42 - Coletor inferior.....	93
Figura 43 - Coletor superior.....	93
Figura 44 - Corpo da caldeira.....	94
Figura 45 - Vista posterior da caldeira.....	94
Figura 46 - Geometria dos estais.....	95
Figura 47 - Projeto proposto da caldeira.....	95

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Composição da lenha.....	28
Tabela 2 - Valores experimentais para o excesso de ar.....	30
Tabela 3 - Porcentagem do volume e massa dos gases de combustão.....	32
Tabela 4 - Valores típicos para a carga de fornalha.....	42
Tabela 5 - Valores típicos para a área do suporte.....	43
Tabela 6 - Relação entre o fator de correção e o espaçamento entre tubos.....	47
Tabela 7 - Equação para fluxo paralelo e cruzado.....	48
Tabela 8 - Propriedades do vapor.....	74
Tabela 9 - Composição do combustível.....	75
Tabela 10 - Composição corrigida.....	75
Tabela 11 - Composição dos gases de combustão	77
Tabela 12 - Calor específico dos gases de combustão.....	78
Tabela 13 - Massa molecular dos gases da combustão.....	78
Tabela 14 - Condutividade térmica e viscosidade dos gases de combustão.....	79
Tabela 15 - Número de moles e frações molares.....	79
Tabela 16 - Determinação das perdas de carga (%).....	80
Tabela 17 - Dimensões da câmara de combustão.....	81
Tabela 18 - Dimensões da grelha inclinada.....	81
Tabela 19 - Dimensões dos tubos da fornalha.....	82
Tabela 20 - Parâmetros de projeto dos passes do corpo da caldeira.....	84
Tabela 21 - Dados para o dimensionamento do casco.....	86
Tabela 22 - Resultado do dimensionamento dos coletores.....	90
Tabela 23 - Resultado da verificação da espessura dos coletores.....	90

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas

ASME – American Society of Mechanical Engineers

ASTM – American Society for Testing and Materials

NBR – Norma Brasileira

NR – Norma Regulamentadora

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
1.1 Justificativa	2
1.2 Problema da pesquisa	2
1.3 Objetivos	3
1.3.1 Objetivo geral	3
1.3.2 Objetivos específicos	3
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	4
2.1 Caldeiras	4
2.1.1 Aquatubular	4
2.1.2 Flamotubular	6
2.1.3 Caldeiras Mistas	7
2.2 Caldeira mista	8
2.2.1 Características	8
2.2.1.1 Caldeiras flamotubulares verticais	10
2.2.1.2 Caldeiras flamotubulares horizontais	11
2.2.2 Componentes	12
2.2.2.1 Fornalha	13
2.2.2.2 Costado (corpo)	14
2.2.2.3 Espelhos	15
2.2.2.4 Tubos	16
2.2.2.5 Chaminé	17
2.2.2.6 Controle de nível	20
2.2.2.7 Pré aquecedor de água (economizador)	21
2.2.2.8 Pré aquecedor de ar	22
2.3 Normas para projeto de geradores de vapor	24
2.4 Projeto térmico	26
2.4.1 Combustíveis	27
2.4.2 Combustão	28
2.4.3 Perdas de calor	35
2.4.4 Calor útil	39
2.4.5 Consumo de combustível	40
2.4.6 Calor total fornecido	40
2.4.7 Calor total perdido	41
2.4.8 Dimensionamento da fornalha	41
2.4.9 Temperatura adiabática e real dos gases	44
2.4.10 Calor irradiado	45
2.4.11 Dimensionamento térmico dos feixes tubulares	47
2.4.12 Radiação gasosa nos feixes tubulares	50

2.4.13 Convecção interna em feixes tubulares	55
2.4.14 Convecção externa em feixes tubulares	56
2.5 Projeto mecânico	61
2.5.1 Dimensionamento da espessura do corpo da caldeira	61
2.5.2 Dimensionamento dos espelhos	63
2.5.3 Cálculo do número de estais	65
2.5.4 Dimensionamento dos coletores	67
3. METODOLOGIA	70
4. ANÁLISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADO	74
4.1 Desenvolvimento do projeto térmico da caldeira	74
4.2 Desenvolvimento do projeto mecânico da caldeira	86
4.3 Proposta de um gerador de vapor misto	91
5. CONCLUSÕES	96
5.1 Sugestões de trabalho futuros	96
REFERÊNCIAS	97

1. INTRODUÇÃO

A definição de um gerador de vapor para Pêra (1990, pág.1-1) é a de um equipamento que produz vapor a partir da conversão de energia térmica da queima de algum tipo de combustível em vapor, através do aquecimento da água, principalmente, ou algum outro fluido de trabalho.

Geradores de vapor vêm sendo utilizados desde o início do século XVIII, quando surgiram os primeiros equipamentos em substituição aos sistemas que utilizavam o carvão para gerar calor dentro das indústrias. Desde então as caldeiras à vapor estão sendo aprimoradas, buscando-se melhorar sua eficiência por questões ambientais e econômicas.

“A preferência pelo vapor como fluido de trabalho é justificada pelo seu alto calor específico, aliado à ampla disponibilidade da água no meio industrial” (BAZZO, 1995, pág. 1). O vapor produzido em uma caldeira é amplamente utilizado no meio industrial, por se tratar de um fluido limpo e não contaminante para o meio ambiente. O vapor pode ser aplicado em indústrias alimentícias, celulose, têxteis e até metal mecânica, principalmente na forma de vapor saturado, conforme ressalta Bazzo (1995, pág. 1), “A maioria dos processos industriais envolvem o emprego de vapor saturado, com pressões inferiores a 10 bar (1000 kPa)”.

O vapor saturado é usado, segundo Teixeira (2017, pág. 17) em um frigorífico, para produção de água quente, por exemplo, sendo usada para higienização, esterilização e limpeza. Vapor saturado é usado em autoclaves de hospitais e nas indústrias de bebidas é empregado na pasteurização dos produtos para serem armazenados.

Inclusive o vapor é usado como fonte geradora de energia elétrica em diversas partes do mundo, através de grandes centrais termelétricas, que usam o vapor superaquecido para movimentar grandes turbinas a vapor, “Existem hoje, centrais termelétricas operando com pressões na ordem de 250 bar (25000 kPa)” (BAZZO, 1995, pág. 1).

1.1 Justificativa

O estado de Santa Catarina é, de acordo com o site do Governo do Estado (2021), “Maior produtor de carne suína e segundo maior produtor de carne de frango do Brasil”. O vapor é largamente utilizado desde as fábricas de ração para os animais até os frigoríficos, ou seja, o vapor está presente em toda a cadeia produtiva. Os geradores de vapor estão presentes em diversas indústrias de nossa região e novos equipamentos, ou upgrades dos existentes, normalmente são necessários quando são construídas novas plantas industriais ou ampliações das capacidades das plantas existentes. O vapor está presente também em hotéis, clubes e hospitais, deste arranjo industrial surgiu a motivação para o projeto térmico e mecânico de um gerador de vapor.

Dentre os diferentes tipos de geradores de vapor existentes, aqui será realizado o projeto para uma caldeira do tipo mista para gerar vapor saturado, que é adequado ao tamanho das indústrias da região e possui menor custo de fabricação e manutenção para este porte de instalação.

Para tanto, este trabalho está dividido em objetivo geral, objetivos específicos, fundamentação teórica, metodologia, análise e discussão dos resultados, conclusão e referências bibliográficas.

1.2 Problema da pesquisa

Aliado a esta necessidade regional, o desafio de realizar o projeto completo de um gerador de vapor, que envolve conhecimentos desenvolvidos em quase todas às áreas da engenharia, desde fenômenos de transporte, projetos mecânicos até processos de fabricação. Aí surge a necessidade de se ter um equipamento que possa suprir as necessidades energéticas, por exemplo, das pequenas indústrias presentes na região, com o melhor rendimento térmico possível.

Portanto o objetivo principal deste trabalho é desenvolver o projeto térmico e mecânico de uma caldeira, utilizando-se dos conhecimentos adquiridos no decorrer da graduação. Dentro das normas técnicas inerentes aos projetos de geradores de vapor e vasos de pressão, de modo a garantir sua total qualidade e segurança de operação.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo geral

Realizar o projeto térmico e mecânico de um gerador de vapor misto de pequeno porte para pequenas indústrias da região oeste de Santa Catarina.

1.3.2 Objetivos específicos

- desenvolver o projeto térmico da caldeira;
- desenvolver o projeto mecânico da caldeira; e
- apresentar uma proposta de um gerador para pequenas indústrias da região oeste de Santa Catarina.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Caldeiras

De acordo com Pêra (1990, pág. 1.1), “[...]uma caldeira de vapor, é constituída por um vaso fechado a pressão, com tubos, na qual se introduz água, que pela aplicação externa de calor se transforma continuamente em vapor”. Existem três tipos de caldeiras mais comumente utilizadas, as aquatubulares, as flamotubulares e as mistas. Vale destacar que as caldeiras flamotubulares são as mais indicadas para as indústrias de pequeno e médio porte, e, de acordo com Eletrobrás (2005, pág. 64), “São muito utilizadas em locais que requerem o uso de vapor saturado em vazões reduzidas, de 1 a 15 t/h e baixas pressões, de 7 a 20 kg/cm²”, por tanto serão o foco do projeto.

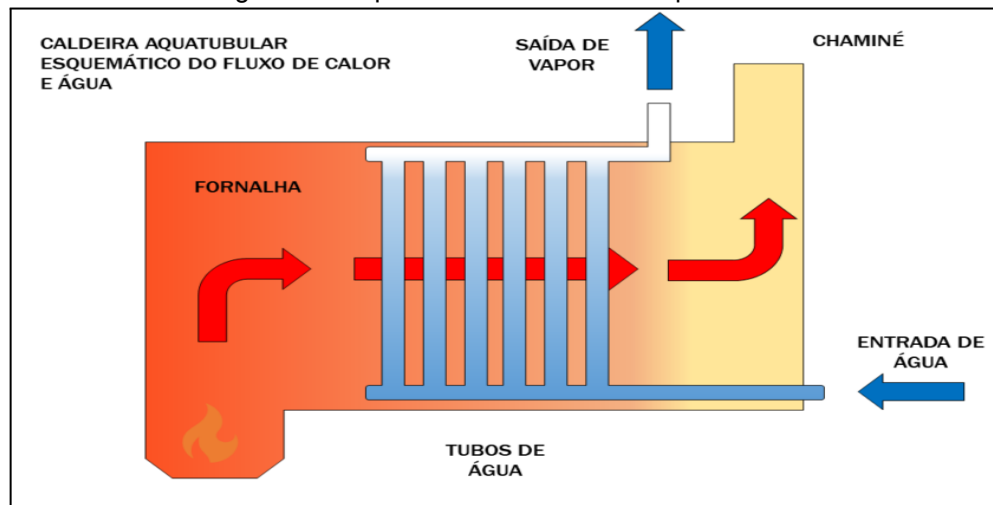
Quanto aos componentes de um gerador de vapor os principais são: fornalha, grelha, caldeira, costado (corpo), tubos, chaminé e cinzeiro. Ainda equipamentos mais modernos podem conter, superaquecedor, economizador e aquecedor de ar. Quanto à fabricação de caldeiras, “[...] são construídas de acordo com normas ou códigos vigentes no país e de forma a melhor aproveitar a energia liberada pela queima de um determinado tipo de combustível” (BAZZO, 1995, pág. 3).

No decorrer do trabalho serão descritos cada componente para o projeto da caldeira selecionada. De acordo com o site do Inmetro (2021), a norma que garante a conformidade do projeto e construção de caldeiras no Brasil é a norma ABNT NBR 16035, que possui no total seis partes.

2.1.1 Aquatubular

Como o próprio nome indica, a água circula por dentro dos tubos, enquanto o calor gerado na combustão circula por fora, cedendo calor à água. “As caldeiras aquatubulares têm uso mais abrangente, atendendo, desde pequenas fábricas, até grandes centrais termelétricas.”(BAZZO, 1995, pág. 6).

Figura 1 - Esquema de uma caldeira aquatubular.



Fonte: Togawa Engenharia (2020).

A Figura 1 acima mostra uma caldeira do tipo aquatubular, onde pode ser observado que a água entra nos tubos no estado líquido e sai no estado de vapor, pela ação da transferência de calor gerada na combustão.

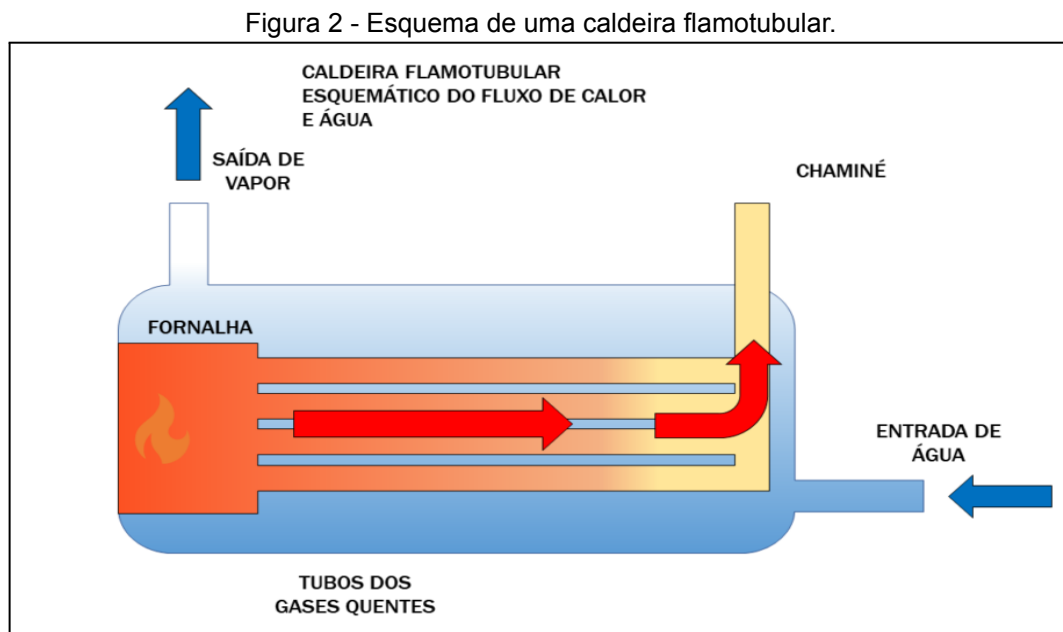
Apresentam algumas vantagens, de acordo com Eletrobrás (2005, pág. 69), “Para igual capacidade, a caldeira aquotubular ocupa um volume menor, sendo também de peso menor que a flamotubular.”. Outra vantagem é que as aquatubulares atingem o ponto de operação antes do que as flamotubulares devido a menor quantidade de água em seu interior.

Outra vantagem é a sua eficiência maior, “A maior eficiência dos geradores aquotubulares deve-se à disposição mais racional da superfície de aquecimento [...]” (ELETROBRÁS, 2005, pág. 71). Apresentam desvantagens, como explica Eletrobrás (2005, pág. 71), devido a quantidade menor de água, exigem maior atenção e cuidado ao nível de água. Outra desvantagem é a limpeza interna dos tubos, pois possuem pequenos diâmetros e grande comprimentos, o que torna a limpeza mais demorada, e ao contrário das flamotubulares, exige maior tratamento de água, para que não haja incrustações no interior dos tubos.

O tratamento da água implica em um gasto adicional para as pequenas empresas, que muitas vezes não contam com profissionais capacitados na área, fato que a opção por uma caldeira flamotubular apresenta-se mais vantajosa.

2.1.2 Flamotubular

Diferentemente das caldeiras aquatubulares, nas flamotubulares ou fumotubulares, quem circula pelos tubos é a fumaça gerada na combustão, enquanto isso a água que circula ao redor dos tubos é aquecida, conforme mostrado na Figura 2 abaixo.



Fonte: Togawa Engenharia (2020).

Conforme explica Bazzo (1995, pág. 6), “Nas caldeiras flamotubulares os gases de combustão circulam por dentro dos tubos e sua aplicação é restrita apenas às operações que admitem o uso de vapor saturado”, para tanto, o vapor saturado é utilizado nos frigoríficos para a esterilização em geral, vindo ao encontro do projeto proposto neste trabalho.

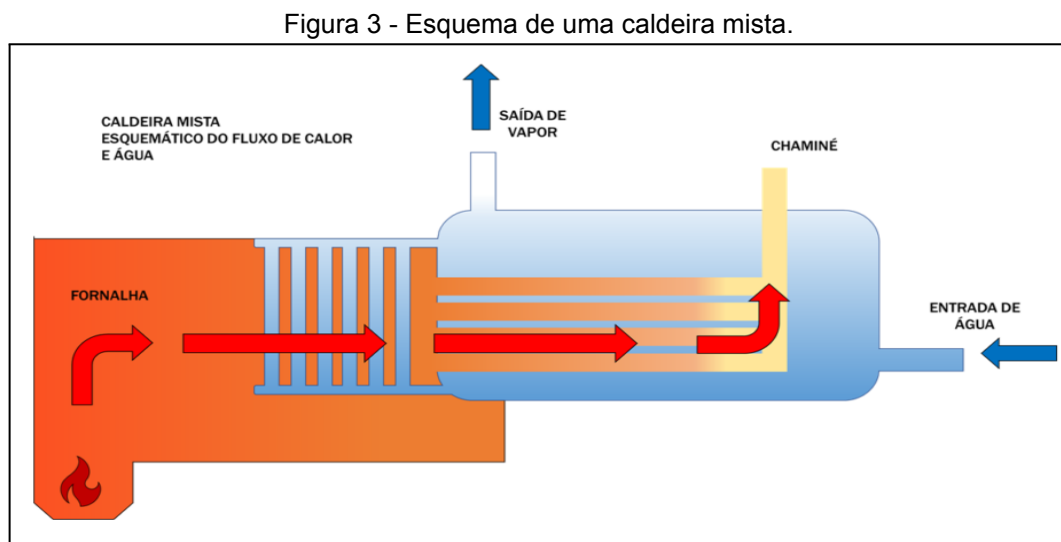
Vale ressaltar algumas vantagens deste tipo de gerador de vapor, de acordo com o Instituto Brasileiro de Petróleo e Gás (2020, pág. 18), “[...] a facilidade de colocação e retirada em operação, o baixo custo e a maior tolerância para trabalho com águas não tratadas”. Com tudo, existem algumas desvantagens, “[...] baixo rendimento térmico, baixa capacidade de produção, baixas pressões de operação e inviabilidade de produzirem vapor superaquecido” (INSTITUTO BRASILEIRO DE PETRÓLEO E GÁS, 2020, pág. 18).

Outra desvantagem, de acordo com Eletrobrás (2005, pág.70), caldeiras flamotubulares são mais sensíveis às mudanças de temperatura, o que pode causar deformações em sua estrutura, ocasionando reparos de difícil realização e com custo elevado.

2.1.3 Caldeiras Mistas

Para Luft (2017, pág. 28), cita que as caldeiras mistas surgiram da necessidade de se utilizar combustíveis sólidos nas caldeiras que possuem uma baixa capacidade de produção. Estas caldeiras são basicamente a junção dos outros dois tipos, “As caldeiras mistas são basicamente caldeiras flamotubulares com paredes revestidas de tubos de água na antecâmara de combustão” (LUFT, 2017, pág. 28).

Na Figura 3 abaixo é mostrado de maneira simples o funcionamento de uma caldeira mista.



Fonte: Togawa Engenharia (2020).

Este tipo de caldeira reúne algumas vantagens como aproveitar o calor gerado pela radiação da queima do combustível, porém com a desvantagem de não possuir a mesma eficiência de uma caldeira aquatubular, conforme citado por Luft (2017, pág. 29).

2.2 Caldeira mista

Por definição a caldeira proposta neste trabalho é classificada como uma caldeira mista, contudo, atualmente praticamente não são produzidas calderas puramente flamotubulares, portanto tornou-se comum referir-se a caldeiras mistas por caldeiras flamotubulares, pois possuem a fornalha aquatubular e o corpo flamotubular.

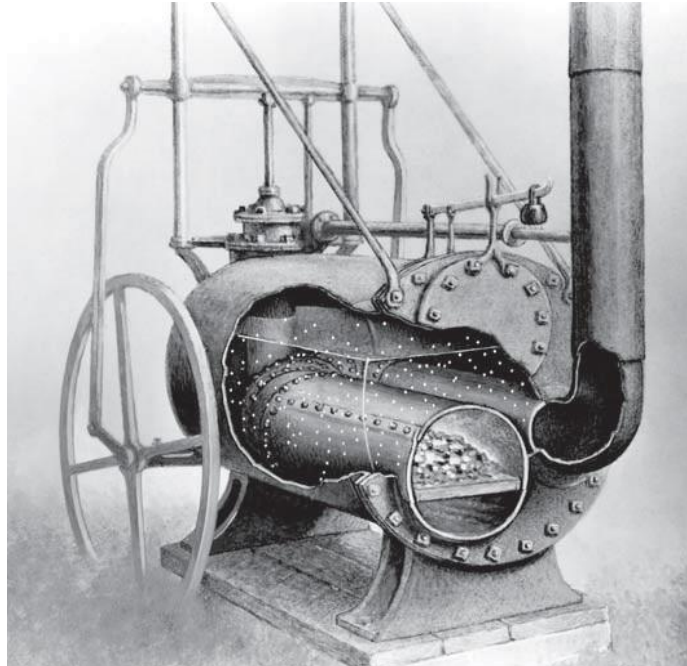
A seguir serão apresentadas as características básicas, os principais tipos construtivos e os componentes típicos de uma caldeira de pequeno porte.

2.2.1 Características

A justificativa para o projeto de uma caldeira do tipo mista é que este tipo de gerador de vapor possui uma construção relativamente simples se comparada por exemplo a uma caldeira do tipo aquatubular, sendo a mais indicada para indústrias onde não seja necessárias grandes quantidades de vapor e pressões elevadas, como em hotéis, lavanderias, hospitais, frigoríficos e graxarias.

Conforme cita Bazzo (1995, pág. 84), as caldeiras flamotubulares são construídas com tubos montados em espelhos e de forma que a água circule entre eles e por dentro dos tubos, com dois ou mais passes, circule os gases da combustão. As primeiras caldeiras possuíam apenas um único tubo onde a água estava em contato direto, a Figura 4 abaixo mostra um dos primeiros exemplares de caldeira flamotubular de 1804.

Figura 4 - Caldeira de Trevithick de 1804.



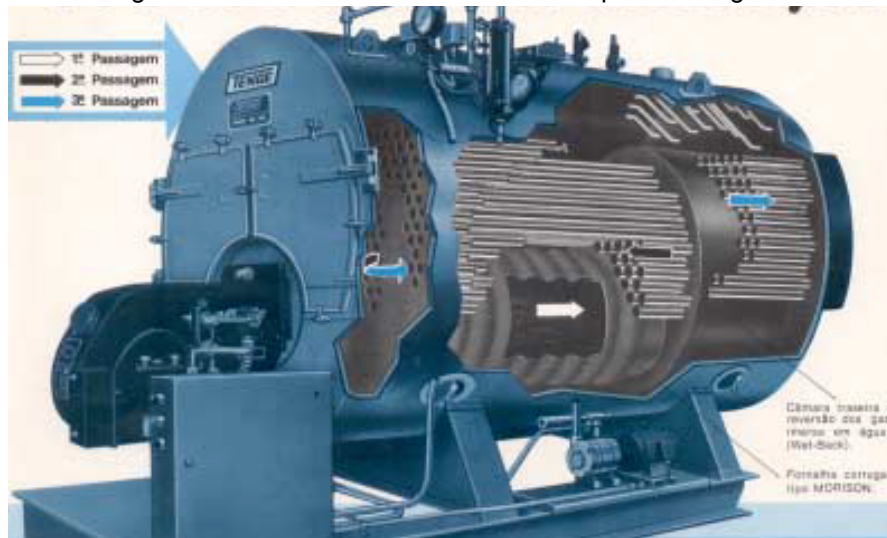
Fonte: The Babcock & Wilcox Company (2005, pág. intro-4).

Porém estes primeiros modelos de geradores de vapor eram desprovidos de “quaisquer critérios de dimensionamentos, apenas contando com os insipientes dados coletados na prática” (PÊRA, 1990, pág. 7-1). Tal fato também é citado por The Babcock & Wilcox Company (2005, pág. c-1), que relata que em meados de 1880, explosões de caldeiras flamotubulares eram comuns.

Diante deste fato, vários modelos e processos de fabricação deixaram de existir, dando lugar a equipamentos modernos e seguros. Ainda segundo Bizzo (2003, pág. 70), “Desde as primeiras caldeiras do século 17, até os modelos atuais, as caldeiras flamotubulares passaram por sucessivos desenvolvimentos até a atual concepção de uma fornalha e mais dois passes de gases de combustão.”.

O fato de se ter mais passes nos tubos reflete no melhor aproveitamento do calor dos gases gerados na combustão. A Figura 5 abaixo mostra um exemplo de uma caldeira com três passes de tubos.

Figura 5 - Caldeira flamotubular com três passes de gases.



Fonte: Bizzo (2003, pág. 70).

Os geradores de vapor do tipo flamotubular podem ser divididos em dois tipos, sendo eles as caldeiras verticais e as horizontais, sendo as mais comuns as construídas na forma horizontal.

2.2.1.1 Caldeiras flamotubulares verticais

As caldeiras do tipo vertical são mais empregadas em lugares onde o espaço físico não permite o uso de uma caldeira maior. Abaixo, a Figura 6 ilustra um exemplo de caldeira vertical que pode ser usada em indústrias alimentícias, hotéis, lavanderias ou qualquer outra indústria que não exija uma grande demanda de vapor.

Figura 6 - Caldeira flamotubular vertical.



Fonte: Possamai Industrial (2016).

Ainda, Pêra (1990, pág. 7-4), cita que as caldeiras flamotubulares verticais “[...] operam com muito baixo rendimento em torno de 65% e geralmente construídas com superfícies de aquecimento dentro da faixa de 2 a 30m² para pressões não superiores à 10kgf/cm²”, ou seja, são restritas a pequenas capacidades.

2.2.1.2 Caldeiras flamotubulares horizontais

Pêra (1990, pág. 7-4), afirma que “Esta classe abrange uma vasta série de concepções, a começar pelas unidades de grande volume de água, praticamente em desuso, até as modernas unidades compactas”. O princípio básico de construção consiste nos tubos, onde circulam os gases da combustão, estarem na posição horizontal fixados pelos espelhos nas extremidades.

Este tipo de caldeira apresenta uma demanda maior de água do que uma caldeira do tipo vertical, ou seja, demanda mais espaço físico para sua instalação. A Figura 7 abaixo, destaca um gerador de vapor do tipo flamotubular horizontal.

Figura 7 - Caldeira flamotubular horizontal.



Fonte: Camargo (2019).

Conforme já citado anteriormente, as caldeiras mais antigas possuíam apenas um grande tubo por onde passavam os gases da combustão, ainda pode-se acrescentar a isso o fato de “Possuíam grande volume de água e exigiam considerável tempo para atingir as condições de operação” (PÊRA, 1990, pág. 7-5).

Caldeiras modernas utilizam múltiplos passes nos tubos e por consequência conseguiu-se reduzir a quantidade de água no interior da caldeira, e consequentemente se usa menos combustível para realizar o aquecimento, esta evolução é confirmada por Pêra (1990, pág. 7-1), quando diz que a quantidade de água foi sendo reduzida à medida que os controles das caldeiras se tornaram mais confiáveis.

2.2.2 Componentes

Nesta parte do trabalho serão descritos os principais componentes de uma caldeira. Grandes geradores de vapor são equipamentos complexos que englobam uma grande quantidade de componentes como superaquecedores, pré-aquecedores, economizadores e sistemas para a extração das cinzas. Por outro lado, em caldeiras pequenas, de acordo com Pêra (1990, pág 1-3), não é economicamente viável a instalação de todos estes componentes pois são destinados a pequenas instalações onde são necessárias poucas quantidades de vapor por hora.

De modo geral os componentes típicos de uma caldeira são:

- Fornalha;
- Costado (corpo);
- Espelhos;
- Tubos;
- Chaminé;
- Controle de nível;
- Pré aquecedor de água (economizador);
- Pré aquecedor de ar.

No decorrer do trabalho serão descritos alguns componentes que farão parte do projeto térmico e mecânico do gerador de vapor.

2.2.2.1 Fornalha

Segundo citado por Bazzo (1995, pág. 3), “A fornalha compreende o local onde se desenvolve a queima de combustível”, ela pode ser projetada para queimar combustíveis sólidos como o carvão e o carvão pulverizado, lenha em toras ou biomassa na forma de cavacos e o bagaço da cana de açúcar; para combustíveis gasosos, como o gás natural; líquidos, como óleo.

Na sequência Bazzo (1995, pág. 11), cita também que os projetos de fornalhas têm relação direta com o tipo de combustível que se deseja queimar, por tanto os projetos têm se revesado entre fornalhas com queima em suspensão, em grelha ou leito fluidizado.

Dos três tipos de projetos de fornalha, a de queima em suspensão é a que mais está sendo empregada no momento, pois permite queimar diferentes tipos de combustíveis, como o gás natural, o carvão pulverizado, a casca de arroz e o óleo. Porém demandam um custo maior para instalação e compensam sua instalação em caldeiras aquatubulares de grande porte, em que o uso de grelha do tipo fixa tende a ter problemas com o excesso de cinzas.

De acordo com Bazzo (1995, pág. 3), “ As temperaturas no interior da câmara de combustão variam na faixa de 900 a 1400 °C”, a Figura 8 abaixo mostra uma caldeira flamatubular horizontal com uma fornalha para queima de lenha em toras com um sistema de alimentação automática.

Figura 8 - Caldeira com fornalha para queima de combustível sólido.



Fonte: Steammaster (2022).

Com tudo, “As fornalhas adaptadas com grelha ou leito fluidizado têm aplicação restrita a unidades de pequeno ou de médio porte e são projetadas para consumo de combustíveis sólidos” (BAZZO, 1995, pág. 11), dentre os combustíveis sólidos, além da lenha, podemos destacar a biomassa e o carvão.

2.2.2.2 Costado (corpo)

A definição do costado ou corpo da caldeira para o Instituto Brasileiro de Petróleo e Gás (2020, pág. 18), é a “[...] de um corpo cilíndrico com dois espelhos fixos nos quais os tubos são mandrilhados ou soldados”, a água encontra-se dentro do corpo cilíndrico, enquanto os gases da combustão circulam pelos tubos. A Figura 9 mostra um desenho esquemático de uma caldeira flamotubular com a indicação da posição de cada componente.

Figura 9 - Desenho esquemático da caldeira.



Fonte: Instituto Brasileiro de Petróleo e Gás (2020, pág. 18).

Segundo Bazzo (1995, pág. 87), “O diâmetro do corpo cilíndrico externo pode variar entre 900 e 2800 mm.”. Internamente o corpo da caldeira possui estruturas chamadas de estais, que de acordo com Bazzo (1995, pág. 87), “[...] reforçam os pontos mais vulneráveis da caldeira”, estas estruturas são fixadas entre os espelhos e o corpo cilíndrico.

2.2.2.3 Espelhos

Para Bizzo (2003, pág. 68), os espelhos são dois tampos planos fixados nas extremidades do corpo da caldeira, e nos espelhos, por sua vez, estão fixados os tubos para a circulação dos gases e o tubulão, conforme mostrado na Figura 10 abaixo.

Figura 10 - Espelho frontal da caldeira.



Fonte: MF Rural (2022).

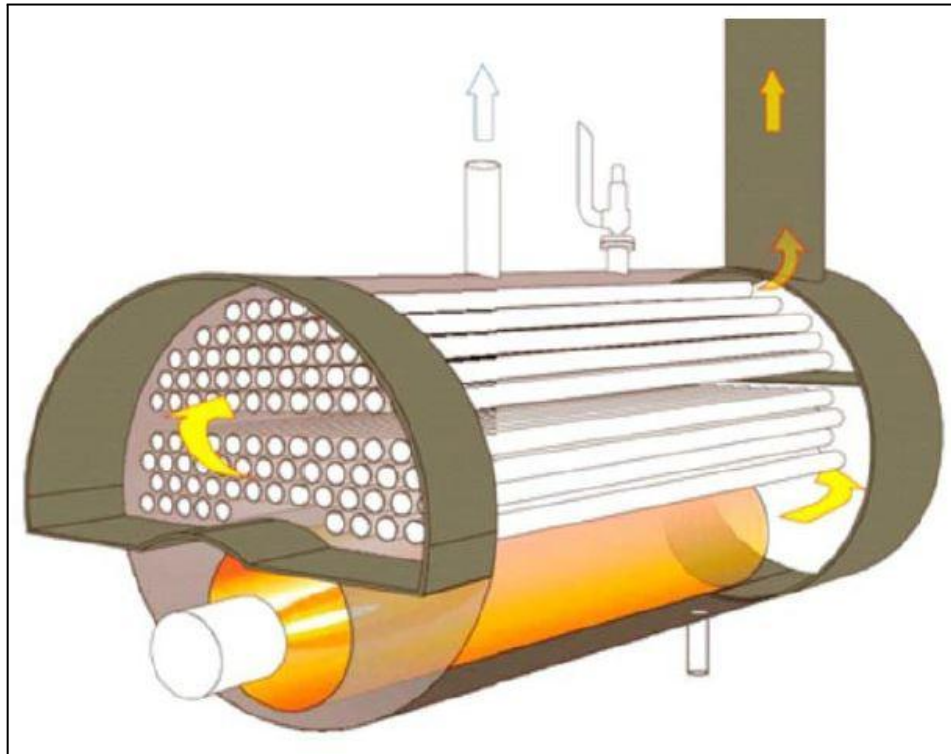
Pode-se acrescentar que o correto dimensionamento da fornalha impacta diretamente na vida útil e segurança dos espelhos.

2.2.2.4 Tubos

Os tubos são os responsáveis por conduzir os gases de combustão pelo interior da caldeira até a chaminé. Conforme Martinelli (2004, pág. 24), “Os diâmetros dos tubos variam entre 2 ½” e 4”, de acordo com a aplicação”. Estes tubos podem ser lisos ou corrugados para aumentar a área de troca térmica com a água, conforme explica Instituto Brasileiro de Petróleo e Gás (2020, pág 18), “A transferência de calor ocorre em toda a área circunferencial dos tubos, os quais são montados de forma similar a um trocador de calor com feixe tubular”.

A Figura 11 é um esquema que mostra a montagem dos tubos dentro de um gerador de vapor.

Figura 11 - Feixe de tubos.



Fonte: Instituto Brasileiro de Petróleo e Gás (2020, pág. 19).

É necessário ter alguns cuidados durante o dimensionamento e montagem dos tubos nos espelhos, é importante que eles fiquem corretamente soldados.

Outro fator importante quando usa-se combustíveis sólidos nas caldeiras, é o fato, de acordo com Pêra (1990, pág. 7-17), de se ter mais material particulado sendo arrastado pelos gases de combustão para dentro dos tubos, causando maior probabilidade de aparecer incrustações o que gera entupimento dos tubos.

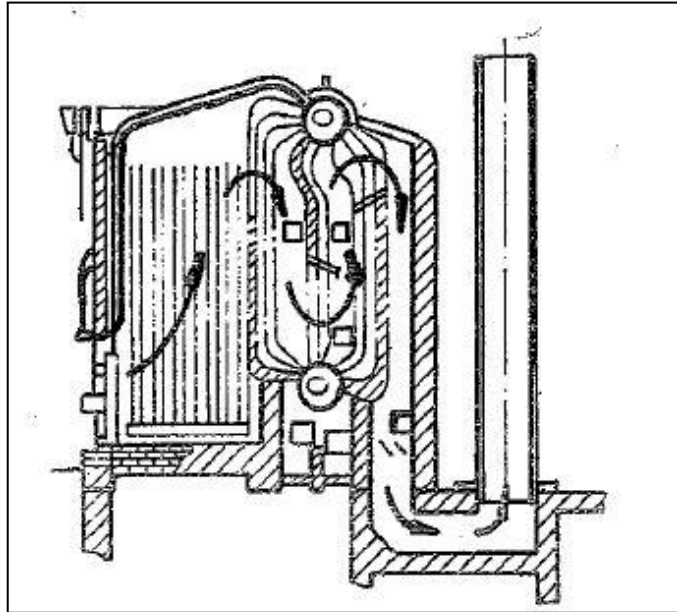
2.2.2.5 Chaminé

Segundo explica Pêra (1990, pág. 16-1), a tiragem é o processo que introduz o ar na caldeira através da fornalha e o extrai pela chaminé após ter percorrido todo o circuito. Existem três formas de tiragem: natural, forçada e balanceada, que assumem papéis importantes no comportamento dos gases no interior do gerador de vapor.

Na tiragem natural, conforme explica Pêra (1990, pág. 16-12), “[...] tradicional maneira de assegurar a tiragem é a instalação de uma chaminé logo após a caldeira [...]”, porém não são recomendadas para grandes geradores de vapor, pois a

diferença de pressão promovida pela chaminé não é suficiente para vencer as perdas de cargas impostas pelo sistema. A tiragem natural é usada em caldeiras que possuem apenas um único passe nos tubos. Na Figura 12 abaixo pode-se observar como é montado um sistema com tiragem natural.

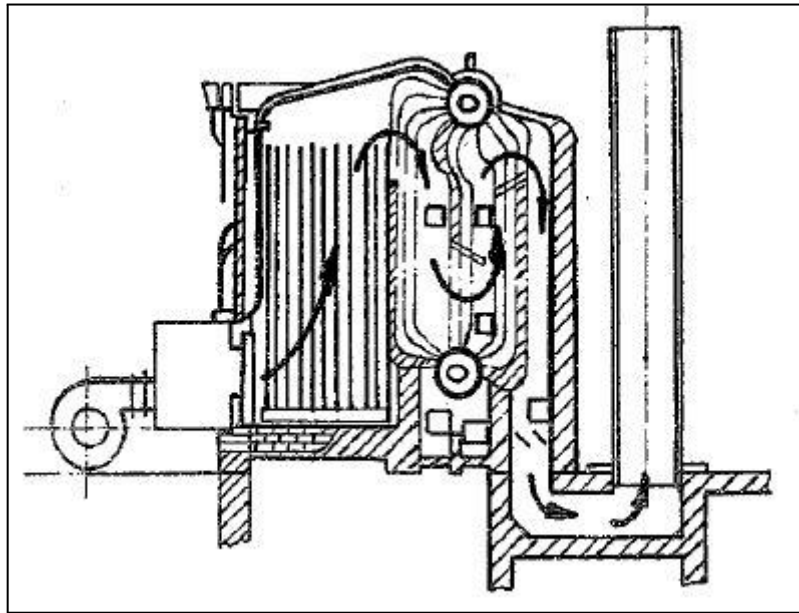
Figura 12 - Tiragem natural.



Fonte: Pêra (1990, pág. 16-12).

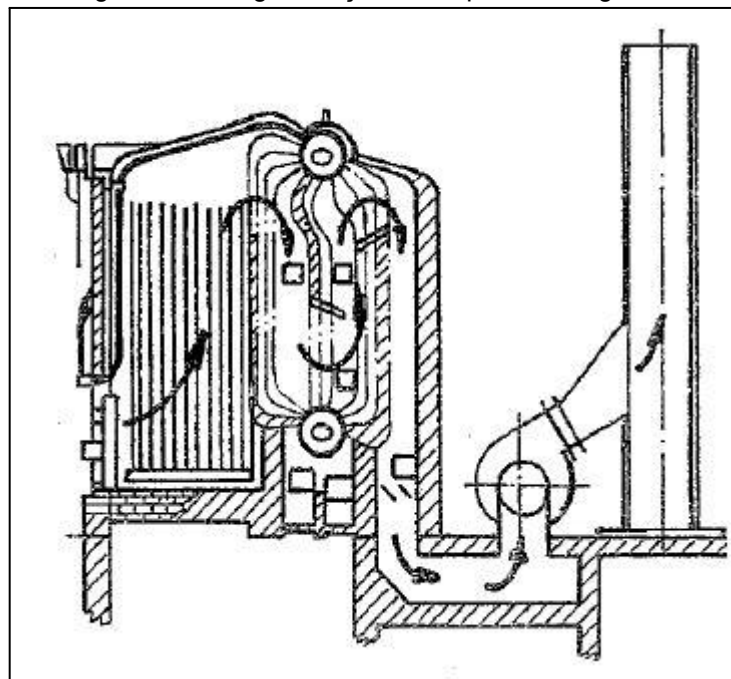
Quando isso ocorre, existe uma segunda solução que é a tiragem forçada ou artificial e segundo Bazzo (1995, pág. 121), “Na tiragem artificial, as perdas de carga são superadas pela ação combinada da chaminé e dos ventiladores”, ou seja, são instalados ventiladores na entrada da fornalha (pressão positiva, Figura 13), ou exaustores na base da chaminé (pressão negativa, Figura 14).

Figura 13 - Tiragem forçada com pressão positiva.



Fonte: Pêra (1990, pág. 16-12).

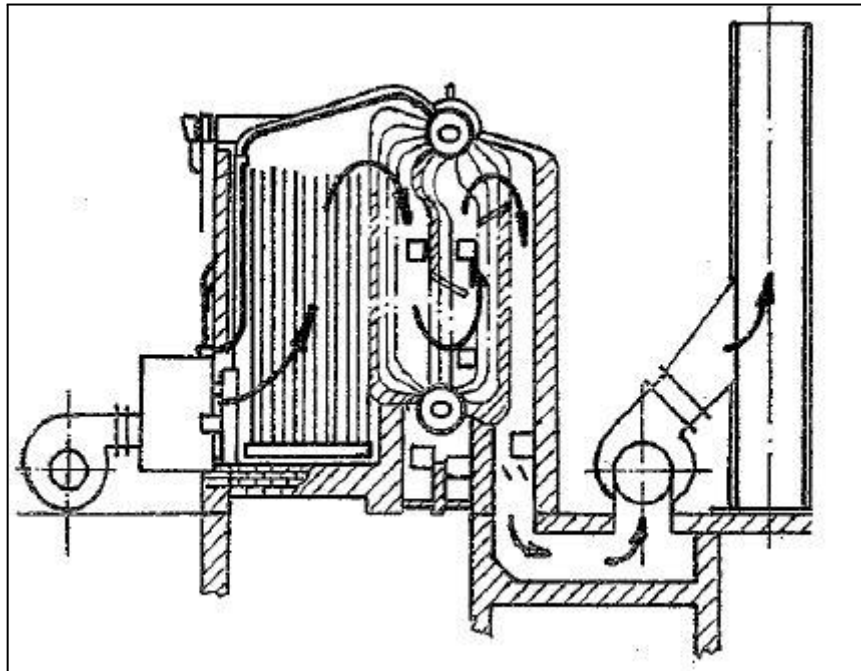
Figura 14 - Tiragem forçada com pressão negativa.



Fonte: Pêra (1990, pág. 16-13).

A terceira opção para se realizar a tiragem dos gases consiste em uma combinação de ventiladores e exaustores, pois de acordo com Bazzo (1995, pág. 121-122), a tiragem com os exaustores na base da chaminé não garante bom controle do processo, melhor resultado tem se obtido com a tiragem balanceada, o esboço de um projeto assim é visto na Figura 15.

Figura 15 - Tiragem balanceada.



Fonte: Pêra (1990, pág. 16-13).

Com tudo pode-se afirmar, conforme Bazzo (1995, pág. 127), “[...] o projeto da chaminé assume importância fundamental, por auxiliar no processo de tiragem e, também, por envolver parâmetros relacionados com controle ambiental”. Apesar de que, às vezes, a chaminé tem apenas papel de caminho para os gases, seu mau dimensionamento reflete em problemas ambientais e problemas no funcionamento do gerador de vapor.

2.2.2.6 Controle de nível

Para que uma caldeira opere de maneira segura são necessários alguns dispositivos de segurança e operação, para Bazzo (1995, pág. 109), os geradores de vapor devem operar com a máxima segurança durante seu funcionamento. Para isso o controle de nível da água de uma caldeira deve ser considerado como um dos mais importantes, pois de acordo com Martinelli (2004, pág. 40), o nível alto de água na caldeira gera problemas de arraste de água saturada para dentro do sistema de vapor.

Por outro lado, quando o nível de água está baixo, “É a mais séria e a mais freqüente das emergências em Caldeiras” (MARTINELLI, 2004, pág. 41), pois corre

o risco de uma explosão ocasionada pelo fato dos tubos não estarem submersos na água. Para isso, o controle do nível da água pode ser feito, segundo Bazzo (1995, pág. 109), de forma manual pelo operador da caldeira, porém é necessário que ele tenha conhecimento do nível de água. Em caldeiras de grande porte são usados sistemas mais confiáveis de controle, incluindo, de acordo com Bazzo (1995, pág. 110), bombas centrífugas, pois são de fácil manutenção e apresentam componentes simples.

São usados com frequência sistemas do tipo liga-desliga aplicados diretamente ao nível de água dentro do reservatório com um sistema de bóia, mais simples, conforme descrito por Eletrobrás (2005, pág. 101). Sistemas mais modernos fazem o controle do nível de água com base em vários parâmetros, segundo Eletrobrás (2005, pág. 102), além do nível de água, usam como referência a vazão de vapor e a vazão de água.

2.2.2.7 Pré aquecedor de água (economizador)

De acordo com Pêra (1990, pág. 14-1), economizadores são equipamentos destinados a aumentar a temperatura da água antes de entrar na caldeira, aproveitando o calor dos gases da combustão que saem após a última passagem nos tubos. O objetivo com o uso do economizador é aumentar o rendimento térmico da caldeira, que segundo Pêra (1990, pág. 14-1), é provocado pela queda de pressão no interior da caldeira quando é adicionada água fria.

Para Bazzo (1995, pág. 102), a aplicação de um economizador fica restrito a grandes geradores de vapor, pois questões financeiras e técnicas influenciam a decisão do uso de um economizador. Em caldeiras de pequeno porte, tanto flamotubulares quanto aquatubulares, que operam entre 8 e 15 bar de pressão, os gases da combustão já saem numa temperatura mais baixa, na ordem de 260 a 300 °C, o que não justifica a aplicação de um economizador, conforme explica Bazzo (1995, pág. 102). Com tudo, em equipamento de grande capacidade a temperatura de saída dos gases, segundo Pêra (1990, pág. 14-1), pode atingir entre 360 e 400 °C, tornando a inclusão de um economizador no projeto mais interessante.

Existem dois tipos de economizadores, aqueles feitos de tubos de ferro fundido, mais indicado para pressões mais baixas e de construção mais antiga, e os

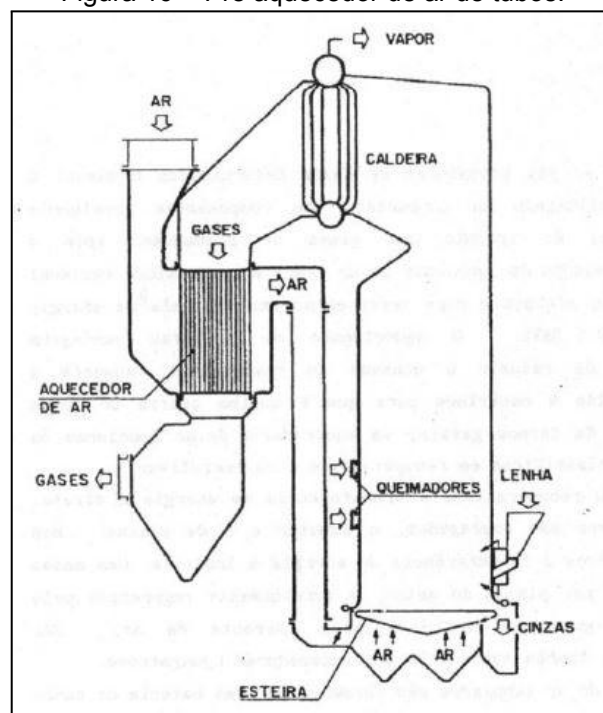
de aço carbono, mais modernos e indicados, de acordo com Pêra (1990, pág. 14-4), “São aplicáveis em todos os geradores de vapor com a condição de se tratar previamente a água de alimentação [...]”, tal procedimento serve para prevenir o desgaste prematuro dos tubos.

2.2.2.8 Pré aquecedor de ar

O pré aquecedor de ar é um equipamento que, segundo Eletrobrás (2005, pág. 76), “[...] é usado para aumentar a temperatura do ar que será usado na queima do combustível”. O pré aquecedor de ar traz vantagens para o gerador de vapor, conforme Bazzo (1995, pág. 103), o pré aquecedor reduz o consumo de combustível e permite manter a combustão mais estável e uniforme.

Os pré aquecedores de ar se classificam em dois tipos, os recuperativos e os regenerativos. Segundo Bazzo (1995, pág. 103), existem dois modelos de pré aquecedores do tipo recuperativos, os de tubos e os de placas. Os recuperativos de tubos tem a característica de possuírem grande comprimento e podem ser de aço carbono ou ferro fundido. Na Figura 16 abaixo, tem-se um pré aquecedor de tubos.

Figura 16 - Pré aquecedor de ar de tubos.

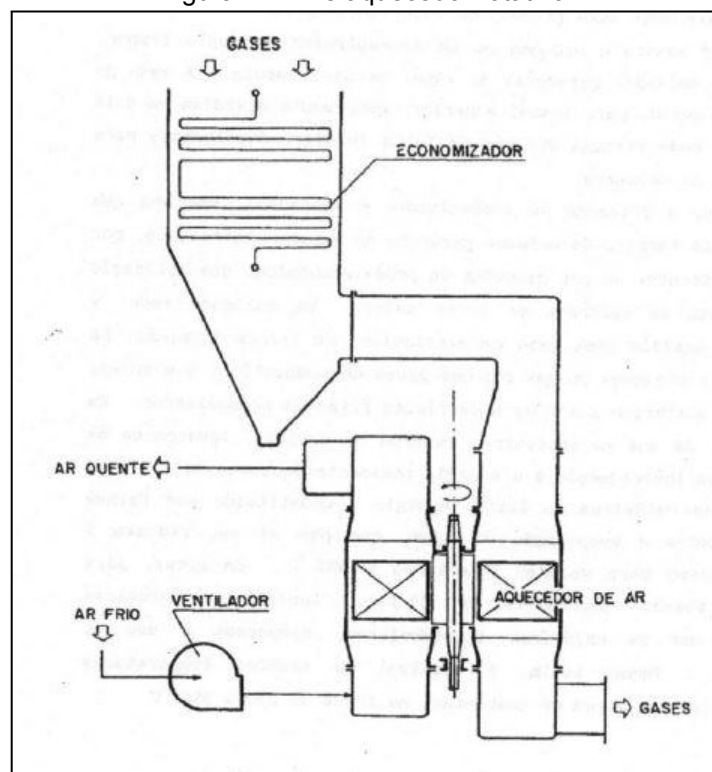


Fonte: Bazzo (1995, pág. 104).

Estes pré aquecedores apresentam uma desvantagem de ocupar grandes locais e tem um custo elevado, com tudo, são de fácil manutenção e não apresentam dificuldades na sua construção. Os pré aquecedores de placa são, de acordo com Bazzo (1995, pág. 103), formados por vários módulos com placas delgadas planas e paralelas, apresentam o inconveniente de ter a manutenção mais trabalhosa.

O pré aquecedor regenerativo, funciona de forma rotativa, e que segundo Bazzo (1995, pág. 104), “[...] são constituídos de uma carcaça cilíndrica, dividida em dois compartimentos, destinados à passagem dos gases quentes e do ar de combustão [...]”. A aplicação deste tipo de pré aquecedor, para Pêra (1990, pág. 15-3), está restrita a grandes geradores de vapor sendo usado a mais de cinquenta anos em projetos. Pode-se ver na Figura 17 abaixo a presença do pré aquecedor rotativo.

Figura 17 - Pré aquecedor rotativo.



Fonte: Bazzo (1995, pág. 105).

Assim como em outros componentes da caldeira, podem ocorrer problemas com corrosão devido a queda na temperatura dos gases dentro dos tubos, Bazzo (1995, pág. 106), explica que temperaturas inferiores a 120 °C, no caso do óleo, e 80

°C, no caso do carvão pulverizado, já são suficientes para o aparecimento de ácidos que são responsáveis pela corrosão interna dos tubos.

Outro problema que pode ocorrer é o acúmulo de cinzas sobre as superfícies de aquecimento, conforme Bazzo (1995, pág. 106), as cinzas atuam como isolantes térmicos o que promove a condensação, que acelera o processo de corrosão.

2.3 Normas para projeto de geradores de vapor

Conforme visto anteriormente, o projeto e construção de caldeiras tornaram-se muito importantes para as indústrias. A partir do momento que estes equipamentos começaram a oferecer riscos devido a sua complexidade, falta de informações sobre materiais e métodos construtivos, surgiu a necessidade de se padronizar sua construção. Isso ocorreu com o surgimento de normas elaboradas pela *American Society of Mechanical Engineers* (ASME), conforme explica The Babcock & Wilcox Company (2005, pág. 43-2), a quantidade de defeitos apresentados por equipamentos sob pressão é uma preocupação contínua para as indústrias, portanto a ASME vem continuamente atualizando os códigos para adequar o dimensionamento de peças e equipamentos ao constante aumento da demanda de projetos cada vez maiores e mais complexos.

As normas para caldeiras se referem apenas a requisitos para a construção, por questões de segurança, desta forma as normas não costumam trazer aspectos referentes ao projeto térmico, somente ao projeto mecânico. No Brasil a principal norma para projeto de caldeiras é a ABNT 16035, sendo que a parte dois da norma, ABNT 16035-2, faz referência direta ao projeto de caldeiras segundo a *ASME Code, Section I*, conforme o Quadro 01 abaixo

Quadro 01 - Relação entre a ABNT 16035 e os códigos de construção.

Parte da ABNT NBR 16035	Código ou norma de construção
Parte 2: Caldeiras - Conforme ASME Code, Section I.	ASME Code, Section I
Parte 3: Vasos de pressão - Conforme ASME Code, Section VIII, Division 1.	ASME Code, Section VIII, Division 1
Parte 4: Vasos de pressão - Conforme ASME Code, Section VIII, Division 2.	ASME Code, Section VIII, Division 2
Parte 5: Vasos de pressão não sujeitos a chammas - Padrão europeu.	EN 13445
Parte 5: Vasos de pressão não sujeitos a chammas - Padrão alemão.	AD 2000 Merkblätter Code

Fonte: ABNT NBR 16035-1 (2022, pág. 6).

Outra importante norma brasileira para caldeiras, no quesito inspeção, manutenção e operação é a Norma Regulamentadora número 13 (NR 13). De acordo com a NR 13, item 13.1.1, esta norma estabelece os requisitos mínimos para que um caldeira opere de forma segura, desde sua instalação, inspeções de rotina até a operação diária.

A NR 13, item 13.4.1.2, classifica as caldeiras em duas categorias:

- Categoria A, para caldeiras em que pressão de operação é igual ou superior a 1.960 kPa (19,98 kgf/cm²), com volume superior a 100 L (cem litros);
- Categoria B, para caldeiras em que a pressão de operação seja superior a 60 kPa (0,61 kgf/cm²) e inferior a 1 960 kPa (19,98 kgf/cm²), volume interno superior a 100 L (cem litros) e o produto entre a pressão de operação em kPa e o volume interno em m³ seja superior a 6 (seis).

Por tanto, pelos requisitos do projeto a caldeira será da categoria B, e será dimensionada para operar com uma pressão de 1 MPa (1000 kPa) e com 10 t/h de vapor saturado. Esta configuração de caldeira se enquadra no objetivo do trabalho, atender as pequenas indústrias da região.

De modo geral para o projeto mecânico da caldeira serão seguidos os procedimentos definidos pela ABNT NBR 16035, contidos no código ASME Section I, garantindo que o projeto fique dentro dos padrões aceitos pelas indústrias brasileiras e de acordo com a legislação exigida para este tipo de equipamento.

2.4 Projeto térmico

O projeto térmico da caldeira servirá de base para o projeto mecânico, que, por sua vez, poderá sugerir alterações no projeto térmico, caso seja necessário. Conforme dito anteriormente, a caldeira terá capacidade de 10 t/h de vapor saturado e com 1 MPa de pressão, portanto, todo o projeto térmico será desenvolvido tendo como base estes dois parâmetros.

O projeto térmico terá como referência autores especializados como Bazzo (1995) e Pêra (1990), pois no projeto térmico, e também no projeto mecânico, de geradores de vapor existem muitas incertezas quanto aos parâmetros utilizados, já que são equipamentos complexos do ponto de vista dos fenômenos e da geometria típica. Decorre dessa complexidade a inviabilidade de desenvolvermos uma modelagem matemática analítica para realizar, tanto o projeto térmico quanto o projeto mecânico.

Existe uma ampla bibliografia especializada que apresenta diversas alternativas de equações e metodologias de cálculo obtidas a partir de métodos experimentais. Taxa de deposição de cinzas e a maneira como os gases se comportam quando passam pelos tubos são difíceis de se obter por meios analíticos. Segundo The Babcock & Wilcox Company (2005, pág. 1-14), há uma série de considerações que podem ser feitas em relação ao projeto térmico de geradores de vapor, e que são usadas para se obter o desempenho esperado. “Interações são muito utilizadas, pois a realidade é muito complexa para se obter uma solução direta” (THE BABCOCK & WILCOX COMPANY, 2005, pág. 1-14).

Muitos parâmetros para o dimensionamento térmico vem com a experiência do projetista e com o resultados obtidos através de sucessivas interações, The Babcock & Wilcox Company (2005, pág. 1-14), também cita que, “A partir delas, o projetista passa a avaliar as opções do gerador de vapor, interfaces e equipamentos necessários para alcançar o desempenho”.

2.4.1 Combustíveis

A classificação de combustível para Bazzo (1995, pág. 18), é de que “Toda substância capaz de reagir com o oxigênio e liberar energia térmica é identificada como combustível [...]”. De modo geral os combustíveis podem ser classificados como sólidos, gasosos ou líquidos. Para o projeto da caldeira será usado combustível sólido, mais especificamente a lenha de eucalipto em toras, pois trata-se de um combustível presente em abundância na região e de fácil manuseio.

De acordo com Bazzo (1995, pág. 18), a composição de cada combustível influencia diretamente na quantidade de energia liberada por unidade de massa ou de volume, esta quantidade de energia é definida como poder calorífico superior ou inferior. Segundo Bazzo (1995, pág 18), o poder calorífico superior de um combustível pode ser calculado pela equação 01 abaixo:

$$P_{cs} = 33900C + 141800\left(H - \frac{O}{8}\right) + 9200S \quad (01)$$

Onde:

P_{cs} = poder calorífico superior (*kJ/Kg*);

C = fração mássica do carbono (*kg carbono/kg comb*);

H = fração mássica do hidrogênio (*kg hidrogênio/kg comb*);

O = fração mássica do oxigênio (*kg oxigênio/kg comb*);

S = fração mássica do enxofre (*kg enxofre/kg comb*).

O poder calorífico inferior é o poder calorífico superior menos a energia necessária para que a água nos gases da combustão esteja na fase vapor, a equação 02 abaixo expressa o poder calorífico inferior:

$$P_{ci} = P_{cs} - 2440(9H + w) \quad (02)$$

Onde:

P_{ci} = poder calorífico inferior (*kJ/Kg*);

w = fração mássica da umidade (*kg umidade/kg comb*).

Outra justificativa para o uso da lenha em toras, parte do ponto de que para caldeiras menores, é vantajoso o uso deste tipo de combustível pois simplifica o projeto e reduz custos, por requerer menos estrutura de apoio, como silos de armazenagem e roscas sistemas de transporte e dosagem que são necessários para o cavaco, por exemplo. Segundo Pêra (1990, pág. 2-48), a análise detalhada para a lenha seca típica é mostrada na Tabela 01 abaixo:

Tabela 01 - Composição da lenha.

C	47,5 %
H ₂	6,0 %
O ₂	44,0 %
N ₂	1,0 %
Cinzas	1,5 %
	100,0 %

Fonte: Pêra (1990, pág. 2-48).

Os valores apresentados são valores médios. Usando os dados da Tabela 01, aplicados a equação 01 e 02, pode-se chegar ao poder calorífico superior e inferior da lenha, levando-se em conta que, de acordo com Pêra (1990, pág 2-48), a lenha verde possui 40% de umidade, quando estocada pode chegar a 30% e em boas condições a 20%.

2.4.2 Combustão

Para Bazzo (1995, pág. 54), a combustão deve possuir princípios que atendam com economia ou eficiência a queima do combustível. Porém mesmo em condições normais de operação, a combustão não garante que toda a energia disponível no combustível seja usada, ou seja, parte da energia é perdida.

O suprimento correto de ar para a completa combustão é um fator muito importante no dimensionamento da caldeira, Bazzo (1995, pág. 54), cita que em condições reais de operação a quantidade de ar necessária para a caldeira é um pouco maior da quantidade teórica e serve para garantir a combustão completa. Contudo, Pêra (1990, pág. 3-7), ressalta que quantidades maiores de ar podem

apresentar perdas de calor sensível com os gases que não participam da combustão.

A partir daí, o cálculo do volume de ar teórico da caldeira utiliza-se a equação 03 abaixo:

$$V_{ar}^t = 8,876C + 28,238H + 3,324S - 3,56O \quad (03)$$

O volume de ar é expresso em $\frac{Nm^3 \text{ de ar}}{kg \text{ de combustível}}$. Esta unidade de medida, normal metro cúbico de ar por quilograma de combustível, não é muito comum fora da literatura de caldeiras, ela representa o valor que o volume de ar ocupa em condições normais. Estas condições normais referem-se a uma temperatura de 0 °C, e a uma pressão de 1 atm.

Da mesma maneira a massa de ar teórico para o projeto da caldeira é dado pela equação 04, descrita abaixo:

$$m_{ar}^t = 11,51C + 34,298H + 14,36S - 4,32O \quad (04)$$

A massa de ar é expressa em $\frac{kg \text{ de ar}}{kg \text{ de combustível}}$.

Com os resultados obtidos nas equações 03 e 04, é possível determinar o volume real de ar e a massa real de ar para a combustão. O volume de ar real é descrito pela equação 05, enquanto a massa real de ar é descrita pela equação 06:

$$V_{ar}^r = e \times V_{ar}^t \quad (05)$$

$$m_{ar}^r = e \times m_{ar}^t \quad (06)$$

Onde “e” representa o excesso de ar, que expressa a porcentagem de ar a mais sobre o ar teórico, para se obter o volume e a massa de ar real, e que segundo Pêra (1990, pág. 3-6), foi obtido de maneira experimental para cada tipo de combustível aplicado em diferentes tipos de fornalhas. Os valores experimentais para o excesso de ar são apresentados na Tabela 02 abaixo:

Tabela 02 - Valores experimentais para o excesso de ar.

Combustível	Fornalha	e
Carvão britado	grelhas rotativas ar forçado	1,15 - 1,50
Carvão britado	grelhas planas ar natural	1,50 - 1,65
Carvão moído	ciclônica	1,10 - 1,15
Carvão pulverizado	integralmente irradiada	1,15 - 1,20
Óleo combustível	queimador de óleo de baixa pressão de ar	1,30 - 1,40
Óleo combustível	queimador de pulverização mecânica	1,20 - 1,25
Óleo combustível	queimador de pulverização mecânica com vapor auxiliar	1,05 - 1,15
Lenha	grelha plana ar natural	1,40 - 1,50
	grelha plana ar forçado	1,30 - 1,35
Bagaço de cana	grelha inclinada	1,40 - 1,50
	fornalha celular	1,25 - 1,30
Gás de refinaria	queimador com registro	1,05 - 1,10
Licor preto	fornalha de recuperação	1,05 - 1,07

Fonte: Pêra (1990, pág.3-6).

Pode-se notar-se que o excesso de ar depende de vários fatores como o tipo de combustível, tipo de fornalha, tipo de grelha e até mesmo do tipo de sistema de alimentação.

Pode-se distinguir através dos gases que saem pela chaminé se a combustão está ocorrendo de maneira correta, de acordo com Pêra (1990, pág. 3-11), quando os gases que saem são incolores e contém substâncias como o dióxido de carbono, nitrogênio e vapor de água. Porém quando apresentam coloração escura, é que a combustão foi incompleta e pode haver a presença de monóxido de carbono, dentre outros gases não oxidados que podem ser extremamente tóxicos.

Para Bazzo (1995, pág. 55), que também cita, que a presença de monóxido de carbono na fumaça indica alguns problemas na caldeira, como temperatura baixa dos gases na saída da chaminé. De acordo com o Instituto Brasileiro de Petróleo e Gás (2020, pág. 38), se deve ter cuidado no momento do projeto, para que a temperatura de saída dos gases na chaminé não seja inferior a 160 °C. Uma fornalha fria também pode ser responsável pela presença de gases tóxicos, pois não

propicia condições para queimar tudo. Uma fornalha muito grande, com área de troca térmica grande, com relação à seu volume, pode se tornar fria. Operação inadequada ou insuficiência de ar também podem resultar no surgimento de monóxido de carbono na fumaça.

Entretanto este problema pode ser solucionado com, “[...] uma alimentação adequada de combustível, melhor mistura com o ar de combustão ou, mesmo, mediante pequenas alterações no projeto do equipamento”. (BAZZO, 1995, pág. 56). Com isso é possível determinar a quantidade de gás teórico proveniente da combustão pela equação 07:

$$V_g^t = 1,864C + 0,683S + 0,8N + 0,79V_{ar}^t + (9H + w)1,24 \quad (07)$$

O volume de gás é expresso em $\frac{Nm^3}{kg \text{ de combustível}}$.

Por sua vez, a massa de gás teórico é dada pela equação 08:

$$m_g^t = 3,664C + 8,94H + 1,998S + N + 0,77m_{ar}^t + w \quad (08)$$

A massa de gás teórico é expresso em $\frac{kg \text{ de gás}}{kg \text{ de combustível}}$.

Considerando o excesso de ar, o volume de gás real e a massa de gás real da combustão são resultado das equações 09 e 10, respectivamente:

$$V_g^r = V_g^t + (e - 1)V_{ar}^t \quad (09)$$

$$m_g^r = m_g^t + (e - 1)m_{ar}^t \quad (10)$$

Para os combustíveis usados em caldeiras, Bazzo (1995, pág. 56), cita que a composição fica definida em carbono, hidrogênio, enxofre, oxigênio, nitrogênio, umidade e cinzas. E que na reação de combustão, carbono, hidrogênio e enxofre reagem com o oxigênio e formam dióxido de carbono (CO₂), vapor d'água (H₂O) e dióxido de enxofre (SO₂), respectivamente. Mediante isso, é possível também se obter a composição dos gases da combustão em porcentagem do volume e em

porcentagem de massa, a Tabela 03 abaixo mostra as equações de 11 a 20 para cada caso:

Tabela 03 - Porcentagem do volume e massa dos gases de combustão.

Gás	% Volume	% Massa
CO ₂	$\frac{1,864C}{V_g^r}$ (11)	$\frac{3,664C}{m_g^r}$ (16)
SO ₂	$\frac{0,683S}{V_g^r}$ (12)	$\frac{1,998S}{m_g^r}$ (17)
N ₂	$\frac{0,8N+0,79V_{ar}^t}{V_g^r}$ (13)	$\frac{N+0,77m_{ar}^t}{m_g^r}$ (18)
H ₂ O	$\frac{(9H+w)1,24}{V_g^r}$ (14)	$\frac{8,94H+w}{m_g^r}$ (19)
Ar	$\frac{(e-1)V_{ar}^t}{V_g^r}$ (15)	$\frac{(e-1)m_{ar}^t}{m_g^r}$ (20)

Fonte: Autor (2022).

Durante a combustão, algumas propriedades dos gases mudam com o aumento da temperatura, Pêra (1990, pág. 3-22), cita que sem o conhecimento das propriedades dos gases que participam da combustão e seu comportamento dentro da caldeira, torna-se muito difícil o projeto da mesma. Propriedades como densidade, peso específico, calor específico, viscosidade e coeficiente de condutividade térmica, são os mais importantes e portanto é fundamental determiná-los no projeto térmico.

A massa específica pode ser determinado pela equação 21 abaixo:

$$\rho_g = \frac{m_g^r}{V_g^r} \quad (21)$$

A massa específica é expressa em kg/m^3 , e vale ressaltar que a equação 21 serve para o gás a uma temperatura de 0 °C e pressão de 1 atm, com isso é necessário que se faça uma correção para a temperatura do gás dentro da fornalha, essa informação é corrigida pela equação 22:

$$\rho_{gc} = \frac{T_0}{T_g} \rho_g \quad (22)$$

Onde:

T_0 = temperatura do gás em condições normais de temperatura e pressão (K);

T_g = temperatura do gás na fornalha (K).

De acordo com Pêra (1990, pág. 3-29), o calor específico a pressão constante C_p e o calor específico a volume constante C_v são propriedades importantes para o cálculo dos gases, e que o calor específico a pressão constante representa maior importância para o caso do projeto de um gerador de vapor. Como o resultado da combustão é uma mistura de gases, é necessário se fazer uma média do calor específico para se chegar em um resultado mais preciso.

Com base nisto, a equação 23 representa o calor específico em função da massa e a equação 24 o calor específico em função do volume de cada gás:

$$Cp_g^m = \sum_i m_i(\%) Cp_i^m \quad (23)$$

O valor de Cp_i^m é dado em $\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}$, o m_i representa a fração mássica do componente "i", e o "i" representa cada gás da combustão.

$$Cp_g^V = \sum_i V_i(\%) Cp_i^V \quad (24)$$

Neste caso, o valor de Cp_i^V muda, e é dado em $\frac{kJ}{Nm^3 \cdot ^\circ C}$, o V_i representa a fração volumétrica do componente "i", e o "i" representa cada espécie química que compõe o gás da combustão.

Os valores médios dos gases podem ser encontrados no apêndice do livro de Bazzo (1995), página 188, onde estão duas Tabelas, uma para o Cp_i^m e outra para o Cp_i^V , com o calor específico de ambos para determinadas temperaturas.

Outra propriedade importante que Pêra (1990, pág. 3-47) cita, é a viscosidade dinâmica dos gases da combustão, pois ela será importante para se determinar o coeficiente de transferência de calor. Mais uma vez, como se trata de uma mistura de gases, é necessário se obter o valor médio da viscosidade dinâmica, esse resultado é obtido através da equação 25 abaixo:

$$\mu_g = \frac{\sum_i x_i \mu_i (M_i)^{\frac{1}{2}}}{\sum_i x_i (M_i)^{\frac{1}{2}}} \quad (25)$$

Onde:

x_i = fração molar do componente i ;

μ_i = viscosidade dinâmica do componente i ;

M_i = massa molar.

A fração molar do componente “ i ”, é definida por Turns (2013, pág. 17), como “[...] a fração do número total de mols no sistema correspondente às moléculas da espécie química “ i [...]”, conforme a equação 26 abaixo:

$$x_i = \frac{N_i}{N_1 + N_2 + \dots + N_i + \dots} = \frac{N_i}{N_{total}} \quad (26)$$

A viscosidade dinâmica é dada em *Pa.s*, e a viscosidade para cada gás da combustão pode ser obtida de maneira analítica através de equações presentes no apêndice do livro de Bazzo (1995), página 193.

Segundo Pêra (1990, pág. 3-48), a condutividade térmica dos gases de combustão é outra propriedade necessária para que se determine o coeficiente de transferência térmica, ela pode ser obtida pela equação 27 abaixo, em que por se tratar de uma mistura de gases é necessário se calcular a média:

$$k_g = \frac{\sum_i x_i k_i (M_i)^{\frac{1}{3}}}{\sum_i x_i (M_i)^{\frac{1}{3}}} \quad (27)$$

Onde:

x_i = fração molar do componente i ;

k_i = condutividade térmica do componente i ;

M_i = massa molar.

A condutividade térmica é dada em $W/m.K$, e a condutividade para cada gás da combustão pode ser obtida de maneira analítica através de equações presentes no apêndice do livro de Bazzo (1995), página 191.

2.4.3 Perdas de calor

De acordo com Pêra (1990, pág. 5-2), “Nas aplicações tecnológicas qualquer transformação energética conduz a perdas de algumas disponibilidades da fonte primária”, isso é considerado como geração de entropia. A geração de entropia é definida por Çengel (2013, pág. 338), como “[...] uma medida das magnitudes das irreversibilidades presentes durante um processo”, pelo princípio da geração de entropia, o calor perdido no gerador de vapor não poderá retornar ao sistema, ou seja, num gerador de vapor as perdas de calor são normais, mas é necessário conhecê-las para poder minimizá-las.

Para Pêra (1990, pág. 5-3), existem alguns tipos de perdas que são mais significativas que outras, porém é importante que elas sejam determinadas para que não haja erros significativos no projeto. As perdas podem ser divididas em alguns grupos:

- Perdas com combustão incompleta;
- Perdas nas cinzas;
- Perdas por calor sensível;
- Perdas por calor irradiado;
- Perdas diversas.

As perdas com a combustão incompleta, segundo Pêra (1990, pág. 5-3), referem-se aquelas em que o carbono é recolhido nas cinzas, na forma de carbono livre. esta perda pode ser estimada pela equação 28:

$$P_1 = \frac{z \times t_c \times 8100}{P_{ci}} \times 100 \quad (28)$$

Onde:

z = peso das cinzas recolhida no cinzeiro (kg/kg);

t_c = teor de carbono livre nas cinzas (%);

8100 kcal/kg = calor de combustão do carbono.

Outra maneira de se perder calor é a quantidade de carbono que é arrastado com a fuligem. Além de diminuir a eficiência da caldeira, esta perda, conforme Pêra (1990, pág. 5-4), representa um problema ambiental e indesejado pela sociedade. A quantidade deste material depende de vários fatores, desde o tipo de combustível até o projeto e operação da caldeira.

A quantidade de calor perdido por este meio pode ser obtido por uma equação semelhante à equação anterior, conforme mostra a equação 29:

$$P_2 = \frac{f \times t_f \times 8100}{P_{ci}} \times 100 \quad (29)$$

Onde:

f = peso do carbono recolhido na fuligem (kg/kg);

t_f = teor de carbono livre na fuligem (%);

8100 kcal/kg = calor de combustão do carbono.

Em vista que há uma certa dificuldade em se avaliar o peso do carbono arrastado na fuligem, quando se usam combustíveis sólidos, Pêra (1990, pág. 5-5), comenta que este problema pode ser minimizado ou até mesmo eliminado quando se usa combustíveis líquidos ou gasosos.

Outra forma de perda de calor que deve ser avaliada num gerador de vapor é aquela por combustão incompleta do monóxido de carbono e do hidrogênio. De acordo com Pêra (1990, pág. 5-5), estas perdas podem ser obtidas por uma amostra seca dos gases da combustão, contudo, o hidrogênio é mais difícil de ser constatado, por ser mais reativo. Por outro lado, "Com o monóxido de carbono, já não acontece o mesmo, sendo comum a sua presença quando a combustão se processa incorretamente" (PÊRA, 1990, pág. 5-5).

Com base nisto, a equação 30, representa a perda de energia por combustão incompleta do monóxido de carbono:

$$P_3^{CO} = \frac{(CO)V_g^{seco} \times 2866}{P_{ci}} \times 100 \quad (30)$$

Onde o 2866 $kcal/Nm^3$, representa o poder calorífico do monóxido de carbono. Enquanto isso, a equação 31, representa a perda de energia por combustão incompleta do hidrogênio:

$$P_3^{H_2} = \frac{(H_2)V_g^{seco} \times 2448}{P_{ci}} \times 100 \quad (31)$$

Onde o 2448 $kCal/Nm^3$, representa o poder calorífico do hidrogênio.

Conforme já foi descrito nos capítulos anteriores, a caldeira será alimentada por lenha em toras e de maneira manual, com esta informação é necessário se levar em consideração a perda de carga por calor irradiado na abertura do bocal de alimentação. A equação 32 expressa a perda de carga por irradiação nas aberturas:

$$P_4 = \frac{Qi}{B \times P_{ci}} \times 100 \quad (32)$$

Onde o “B” representa o consumo de combustível da caldeira, e o “Qi” é resultado da equação 33:

$$Qi = c \times S \times \left[\left(\frac{T_F}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{ar}}{100} \right)^4 \right] \quad (33)$$

Onde:

c= constante de irradiação do leito incandescente;

S= área da abertura (m^2);

T_F= temperatura absoluta no interior da fornalha (K);

T_{ar}= temperatura absoluta do ar ambiente (K).

O valor da constante “c”, de acordo com Pêra (1990, pág. 5-7), é admitido igual a 4 $kcal/m^2 \cdot h \cdot K^4$, e a área de abertura “S”, refere-se a abertura usada na

alimentação da fornalha. As perdas de calor sensível são divididas em três tipos, o primeiro deles é a perda de calor pelas cinzas. Essa perda é dada pela equação 34, abaixo:

$$P_5 = \frac{z \times Cp^{cinzas} \times \Delta T}{P_{ci}} \times 100 \quad (34)$$

Onde:

z = porcentagem das cinzas recolhida no cinzeiro;

Cp^{cinzas} = calor específico das cinzas a pressão constante (geralmente $0,3 \text{ kcal/kg. } ^\circ\text{C}$);

ΔT = diferença de temperatura entre o combustível na entrada da fornalha e as cinzas no cinzeiro.

De acordo com Pêra (1990, pág. 5-11), dependendo de como foi construído o suporte, a temperatura das cinzas pode variar entre 450 e 1000 $^\circ\text{C}$. O segundo tipo de perda de calor sensível é, segundo Pêra (1990, pág. 5-11), por ar falso, ou seja, ar atmosférico que entra no sistema por frestas do invólucro e aberturas de operação da caldeira. Este segundo tipo, também é responsável por baixar a eficiência do processo e é dado pela equação 35:

$$P_6 = \frac{V_{ar} \times Cp^{ar} \times (T_g - T_{ar})}{P_{ci}} \times 100 \quad (35)$$

Onde:

V_{ar} = volume de ar admitido por todas as aberturas, (a uma velocidade de 4 m/s), é dado em $N. m^3/h$;

Cp^{ar} = calor específico do ar a pressão constante ($\text{kcal/kg. } ^\circ\text{C}$);

T_g = temperatura de saída dos gases na chaminé ($^\circ\text{C}$);

T_{ar} = temperatura do ar ambiente ($^\circ\text{C}$).

Por fim, tem-se a perda de calor pelos gases de combustão, que, conforme explica Pêra (1990, pág. 5-12), apesar dos gases de combustão já terem passado por toda a caldeira, não é possível que eles cedam mais calor, por consequência o

calor que ainda possuem é desperdiçado. A equação 36 abaixo expressa essa perda:

$$P_7 = \frac{V_g \times Cp^g \times \Delta T}{B \times P_{ci}} \times 100 \quad (36)$$

Onde:

V_g = volume dos gases produzidos, pela queima de combustível;

Cp^g = calor específico dos gases a pressão constante ($kcal/m^3 \cdot ^\circ C$);

ΔT = diferença de temperatura entre os gases de saída na chaminé e o ar ambiente ($^\circ C$).

Em resumo, a perda total de calor num gerador de vapor é dada pela soma de todas as demais perdas, conforme a equação 37:

$$P_{total} = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6 + P_7 \quad (37)$$

Tendo, portanto sido determinada o perda de calor total, é possível se obter o rendimento da combustão pela equação 38:

$$\eta = 1 - P_t \quad (38)$$

2.4.4 Calor útil

O calor útil é, de acordo com Bazzo (1995, pág. 164), a energia que foi absorvida pela água no interior do gerador de vapor. O calor útil é função da produção de vapor da caldeira e das entalpias da água e do vapor, o calor útil é calculado pela equação 39 e é expresso em kW:

$$Q_u = D \times (h_v - h_a) \quad (39)$$

Onde:

D = produção de vapor (kg/s);

h_v = entalpia do vapor (kJ/kg);

h_a = entalpia da água de alimentação (kJ/kg).

Conforme Bazzo (1995, pág. 164), destaca que as entalpias são todas em função da temperatura adotada para o cálculo da energia fornecida para a fornalha.

2.4.5 Consumo de combustível

Outro fator importante para o projeto da caldeira, é determinar a quantidade de combustível queimado na fornalha para que possa produzir a quantidade de vapor e na pressão especificada. Este dado é obtido pela equação 40:

$$B = \frac{Q_u}{\eta \times P_{ci}} \quad (40)$$

O valor de “B” é dado em kg/s . Cabe destacar que a equação 40 vale apenas para os casos em que não há aquecimento de ar e nem de combustível.

2.4.6 Calor total fornecido

Tendo calculado a quantidade de combustível, agora é possível determinar o calor total gerado com a queima do combustível com a equação 41 abaixo:

$$Q_t = B \times P_{ci} \quad (41)$$

O valor do calor total fornecido é dado em kW .

2.4.7 Calor total perdido

Agora com o calor total também é possível calcular o total do calor perdido, conforme a equação 42 mostra:

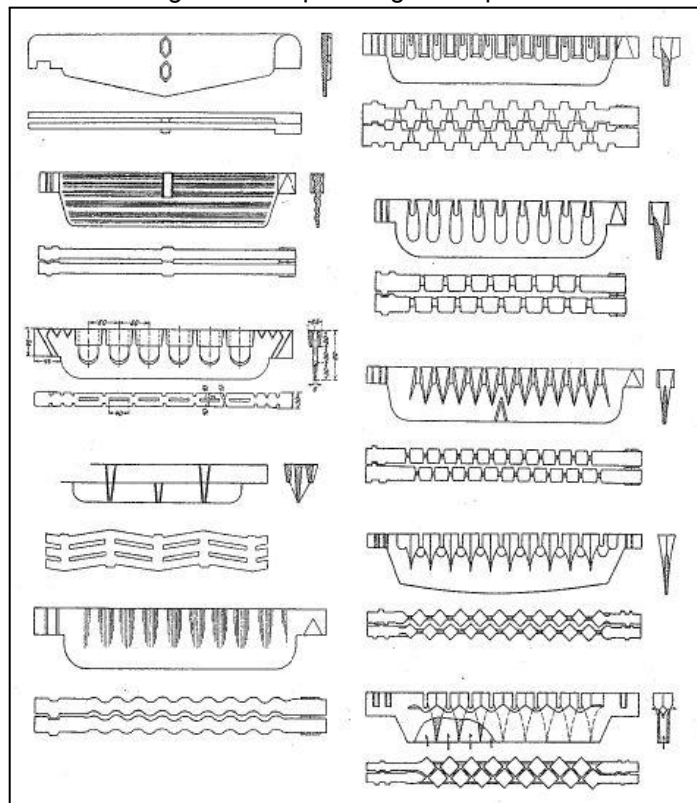
$$Q_p = Q_t \times P_t \quad (42)$$

O valor do calor total perdido é dado em kW .

2.4.8 Dimensionamento da fornalha

A fornalha da caldeira do projeto em questão terá a grelha do tipo plana, a opção por este tipo de grelha é, conforme Pêra (1990, pág. 4-14), de que “São adequadas para a queima de lenha em toras de um metro”. A Figura 18 abaixo mostra os diversos tipos de grelhas planas:

Figura 18 - Tipos de grelhas planas.



Fonte: Pêra (1990, pág. 4-15).

A grelha compreende, de acordo com Pêra (1990, pág. 4-14), os elementos da grelha, travessões de apoio, portas de carga, limpeza e entrada do ar para a combustão. A aplicação deste tipo de grelha é limitada, segundo Pêra (1990, pág. 4-15), aos geradores de vapor de pequeno porte, inferior a 15 t/h de vapor, pois a alimentação manual torna-se ineficiente e a alimentação mecanizada possui limitações devida a irregularidade das toras.

O primeiro passo para o dimensionamento da fornalha é especificar a carga térmica do volume da câmara. Este dado é obtido através da equação 43:

$$C_v = \frac{B \times P_{ci}}{V} \quad (43)$$

O valor do C_v é dado em $kcal/m^3 \cdot h$ e o volume "V" é expresso em m^3 . Valores experimentais para a carga da fornalha, C_v , podem ser obtidos na literatura, os valores típicos são mostrados na Tabela 04:

Tabela 04 - Valores típicos para a carga de fornalha.

	C_v ($kcal/m^3 \cdot h$)
Fornalhas de alvenaria de tiragem natural	120000 a 150000
Fornalhas com parede de água ar forçado	150000 a 200000
Fornalhas integralmente irradiadas ar forçado	180000 a 250000

Fonte: Pêra (1990, pág. 4-16).

O segundo fator importante no dimensionamento da fornalha é conhecer a área da grelha, que é obtido pela equação 44:

$$C_g = \frac{B}{S_g} \quad (44)$$

Onde o C_g é conhecido como a carga da grelha e é expresso em $kg/m^2 \cdot h$, e o S_g é a área do suporte em m^2 . Assim como a carga da fornalha é obtida por meios experimentais, a área do suporte também possui valores de referência, conforme a Tabela 05 mostra:

Tabela 05 - Valores típicos para a área do suporte.

	C_g ($kg/m^2 \cdot h$)
Tiragem natural	80 a 130
Tiragem forçada	150 a 350

Fonte: Pêra (1990, pág. 4-17).

As dimensões para o projeto da câmara de combustão podem ser obtidas de maneira iterativa, usando os valores obtidos para o volume da câmara e para a área da grelha. Sabendo que, pela equação 45 abaixo, se obtém o valor do volume, sabendo que o volume calculado tem que ser maior àquele que foi definido pela equação 43.

$$V < A \times L \times C \quad (45)$$

Onde:

A= altura da fornalha (m);

L= largura da fornalha (m);

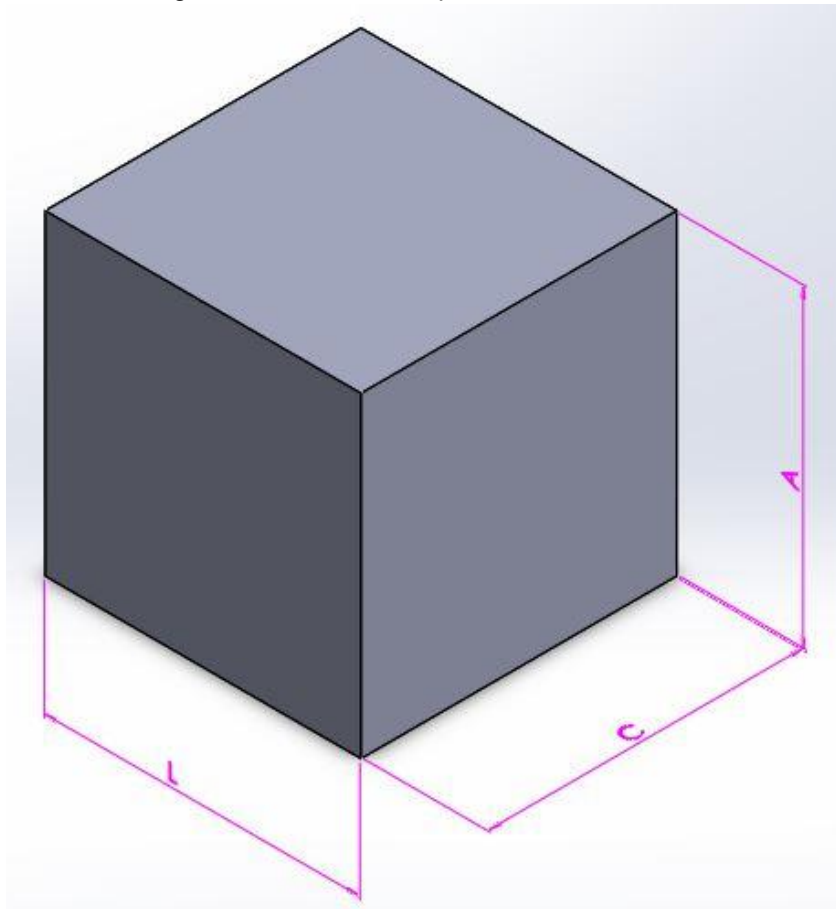
C= comprimento da fornalha (m).

E pela equação 46 se obtém o valor da área, da mesma maneira que na equação anterior, a área calculada tem que ser maior do que àquela que foi definida pela equação 44.

$$S_g < L \times C \quad (46)$$

Basta montar um sistema de equações para encontrar as variáveis que atendam ambas equações. Na Figura 19 abaixo é mostrado um desenho esquemático de como seria a fornalha:

Figura 19 - Desenho esquemático da fornalha.



Fonte: Autor (2022).

2.4.9 Temperatura adiabática e real dos gases

Segundo Bazzo (1995, pág. 136), o projeto da caldeira deve ser executado levando-se em consideração as taxas de transferência de calor reais entre os gases e a superfície de aquecimento, contudo, no dimensionamento de caldeiras, devido a grande quantidade de variáveis envolvidas no processo, a simples aplicação dos fundamentos básicos de transferência de calor não é suficiente para que o projeto utilize toda a energia disponível.

A temperatura, de acordo com Bazzo (1995, pág. 137), “[...] é estabelecida de acordo com a superfície de irradiação e a energia introduzida na câmara de combustão”, sendo que, uma boa variável que pode ser avaliada é a temperatura dos gases na câmara de combustão, ou seja, a temperatura adiabática destes gases. Pode-se determinar a temperatura adiabática pela equação 47:

$$T_{ad} = T_{amb} + \frac{P_{ci} + V_{ar}^r \times Cp^{ar} \times (T_{ar} - T_{amb})}{m_g^r \times Cp^g + Cz \times Cp^{cinzas}} \quad (47)$$

Onde o “Cz” é a composição corrigidas das cinzas e as temperaturas são dadas em Kelvin. Porém, de acordo com Bazzo (1995, pág. 138), a temperatura real dos gases de combustão podem ser menores do que aqueles encontrados pela equação 47, com isso é proposto se determinar a temperatura real dos gases de combustão, determinados pela equação 48 abaixo:

$$T_{real} = T_{amb} + \frac{Q_t - \left(\frac{Q_r}{B}\right)}{m_g^r \times Cp^g + Cz \times Cp^{cinzas}} \quad (48)$$

Onde:

Q_r = calor irradiado, (W).

O calor irradiado será melhor descrito na próxima seção do trabalho.

2.4.10 Calor irradiado

O calor irradiado, de acordo com Bazzo (1995, pág. 139), é complexo para ser determinado e exige muita pesquisa na bibliografia especializada, porém pode-se obter um resultado bem aproximado pela equação 49 abaixo:

$$Q_r \simeq \sigma \times \varepsilon \times S_i \times (T_{real}^4 - T_p^4) \quad (49)$$

Onde:

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

ε = emissividade combinada;

S_i = superfície irradiada (m^2);

T_p = temperatura da parede (K).

A emissividade combinada, conforme Bazzo (1995, pág. 139), explica que ela “[...] depende do tipo de combustível, das temperaturas envolvidas e do material que compõe as superfícies irradiadas”, somente valores obtidos de maneira experimental são encontrados. Por exemplo, para a madeira a emissividade combinada varia de 0,55 a 0,80. Podendo apresentar valores maiores, 0,75 a 0,95, para combustíveis comuns, para os cálculos do projeto, será adotado o valor de 0,8.

O cálculo da temperatura da parede, T_p , pode ser determinado pela equação 50:

$$T_p = T_v + \frac{Q_r}{2 \times \pi \times L \times N_t} \left[\frac{1}{k_t} \ln \left(\frac{d_e}{d_i} \right) + \frac{1}{h_i \times d_i} \right] \quad (50)$$

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/m². K);

d_i = diâmetro interno dos tubos (m);

d_e = diâmetro externo dos tubos (m);

L= comprimento total dos tubos (m).

Também é necessário definir a superfície irradiada, que segundo Bazzo (1995, pág. 140), é definida como sendo “[...] à área projetada de feixes tubulares ou das paredes d’água visíveis às chamas”. Este valor pode ser obtido pela equação 51:

$$S_i = f_p \times S_{ip} \quad (51)$$

Em que o f_p é o fator de correção e o S_{ip} é a superfície projetada em metros quadrados. De acordo com Bazzo (1995, pág. 140), o valor do fator de correção “[...] pode ser obtido em gráficos ou Tabelas disponíveis na bibliografia recomendada”, contudo os valores podem variar dependendo do espaçamento entre os tubos, como é mostrado na Tabela 06:

Tabela 06 - Relação entre o fator de correção e o espaçamento entre tubos.

Fator de correção f_p	Espaçamento entre tubos s
1,0	$s = d_e$
0,9	$s = 2 \times d_e$

Fonte: Bazzo (1995, pág. 140).

2.4.11 Dimensionamento térmico dos feixes tubulares

O dimensionamento térmico dos feixes tubulares inicia, conforme Bazzo (1995, pág. 142), “[...] pelo cálculo do fluxo de calor, fornecido pelos gases da combustão”, o valor do fluxo, em W , é obtido pela equação 52 abaixo:

$$Q = U \times A \times \Delta T_{ml} \quad (52)$$

Onde:

U = coeficiente global de troca térmica ($W/m^2 \cdot K$);

A = superfície de aquecimento (m^2);

ΔT_{ml} = diferença média logarítmica da temperatura (K).

O coeficiente global de troca térmica é obtido pela equação 53 logo abaixo, e segundo Bazzo (1995, pág. 142), é obtido através da troca de calor por convecção, condução e radiação.

$$U \times A = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3} \quad (53)$$

Sendo o R_1 obtido pela equação 54, o R_2 pela equação 55 e o R_3 obtido pela equação 56, respectivamente:

$$R_1 = \frac{1}{\pi \times d_i \times L \times h_i} \quad (54)$$

$$R_2 = \frac{\ln \frac{d_e}{d_i}}{2 \times \pi \times L \times k_t} \quad (55)$$

$$R_3 = \frac{1}{\pi \times d_e \times L \times h_e} \quad (56)$$

O h_e representa o coeficiente externo de transferência de calor, ele é expresso em $W/m^2.K$. A diferença média logarítmica da temperatura é obtida através da equação 57:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (57)$$

Segundo Bazzo (1995, pág. 143), explica que a diferença média da temperatura depende de como o trocador de calor é construído e de que maneira se comporta o fluxo dos gases, o fluxo dos gases pode ser cruzado ou paralelo. Para ambas as situações temos a Tabela 07 abaixo que mostra as equações de 58 a 61 para cada caso:

Tabela 07 - Equações para fluxo paralelo e cruzado.

	Paralelo	Cruzado
ΔT_1	$Tq_e - Tf_e$ (58)	$Tq_e - Tf_s$ (60)
ΔT_2	$Tq_s - Tf_s$ (59)	$Tq_s - Tf_e$ (61)

Fonte: Bazzo (1995, pág. 144).

Onde:

Tq_e = temperatura do fluido quente na entrada (K);

Tq_s = temperatura do fluido quente na saída (K);

Tf_e = temperatura do fluido frio na entrada (K);

Tf_s = temperatura do fluido frio na saída (K).

De acordo com Bazzo (1995, pág. 144), o coeficiente de convecção para a água em ebulição varia numa faixa grande, com valores que variam de 5000 a 250000 $W/m^2.K$, mas que não influenciam significativamente nos cálculos. Porém

para o vapor saturado, que é o caso do gerador de vapor do projeto, os valores são menores para o coeficiente de convecção, e, segundo Bazzo (1995, pág. 144), podem ser obtidos em gráficos ou resultados experimentais, visto que os resultados analíticos para estes casos são bastante trabalhosos.

Com isto o coeficiente interno de transferência de calor por convecção é obtido pela equação 62:

$$h_i = \frac{k_f^i}{d_i} \times Nu_i \quad (62)$$

Em que o k_f^i é o coeficiente de condutibilidade térmica do fluido, e é dado em $W/m.K$, e o “ Nu_i ” é o número de Nusselt para o coeficiente interno, que será melhor descrito nas próximas seções. Já a resistência térmica externa está, de acordo com Bazzo (1995, pág. 145), relacionada com muito mais fatores, como o efeito paralelo de convecção e de radiação dos gases. O coeficiente total de troca de calor externo é obtido pela equação 63:

$$h_e = h_{ec} + h_{er} \quad (63)$$

Sendo o h_{ec} o coeficiente externo de transferência de calor por convecção, dado em $W/m.K$, e obtido pela equação 64, e o h_{er} , o coeficiente de transferência de calor por radiação, dado em $W/m^2.K$ e obtido pela equação 65:

$$h_{ec} = \frac{k_f^e}{d_e} \times Nu_e \quad (64)$$

$$h_{er} = \frac{Q_g}{N \times \pi \times d_e \times L \times \Delta T ml} \quad (65)$$

Onde o k_f^e é o coeficiente de condutibilidade térmica do fluido, e é dado em $W/m.K$. O Q_g é o calor irradiado pelos gases e é expresso em W , e o “ Nu_e ” é o número de Nusselt para o coeficiente externo, ambos serão melhores descritos nas próximas seções.

2.4.12 Radiação gasosa nos feixes tubulares

A radiação gasosa, segundo Bazzo (1995, pág. 151), representa a energia trocada por ondas infravermelhas nas paredes dos tubos, e adquire maior importância à medida que as temperaturas aumentam e a quantidade de CO₂ e H₂O também aumentam. Também, de acordo com Bazzo (1995, pág. 151), é suficiente avaliar no projeto de caldeiras a influência do CO₂ e H₂O, contudo resultados melhores são obtidos quando são avaliados as demais variáveis e tratar as superfícies como invólucros cinzas.

O autor também ressalta “[...] que a análise de invólucros cinzas é muito complexa, porque a ocorrência de reflexões múltiplas implica em considerar as características espectrais de absorção do gás” (BAZZO, 1995, pág. 151), mas que existe uma boa aproximação pela equação 66:

$$Q_g = \sigma \times A \times f \times \left[\varepsilon_g \times T^4 - \alpha_g \times T_p^4 \right] \quad (66)$$

Onde:

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

A = área de troca de calor (m^2);

f = fator de correção para invólucro cinza ($f= 1$ para corpo negro);

T = temperatura média dos gases (K);

ε_g = emissividade do gás avaliada na temperatura absoluta T ;

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

Segundo Bazzo (1995, pág. 152), “Os valores da emissividade dependem da pressão da mistura, pressão parcial do gás, temperaturas envolvidas e da espessura efetiva da camada gasosa”, a pressão parcial do CO₂ é obtido pela equação 67, e a pressão parcial do H₂O pela equação 68:

$$p_c = \frac{\%CO_2}{100} \times p_t \quad (67)$$

$$p_w = \frac{\%H_2O}{100} \times p_t \quad (68)$$

Sendo que o p_t é a pressão total da mistura, dada em *atm*. Em relação a espessura efetiva da camada gasosa, a Figura 20 mostra diversos resultados para diferentes geometrias.

Figura 20 - Espessura efetiva da camada gasosa.

Geometria	L_e (m)
Planos paralelos, infinitos, separados por uma camada de gases de espessura L	$1,80.L$
Cilindro infinito de diâmetro d	$0,95.d$
Cilindro de altura igual ao diâmetro d	$0,60.d$
Cubo de aresta L	$0,60.L$
Paralelepípedo de base quadrada L e de altura igual a $4.L$	$0,81.L$
Paralelepípedo de base retangular $L \times 2L$ e altura igual a $6L$	$1,20.L$
Feixe tubular infinito em triângulo equilátero(*) de espaçamento $st = 2.d$	$3,0.(st-d)$
Feixe tubular infinito em triângulo equilátero(*) de espaçamento $st = 3.d$	$3,8.(st-d)$
Feixe tubular infinito em quadrado(*) de espaçamento $st = sp = 2.d$	$3,5.(st-d)$

(*) Radiação correspondente um único tubo de diâmetro d

Fonte: Bazzo (1995, pág. 153).

Além disso, Bazzo (1995, pág. 153), sugere o uso da equação 69 abaixo, para valores não encontrados na Tabela acima ou nas bibliografias especializadas, em que o L_e é dado em m :

$$L_e \approx 0,85 \times \frac{4 \times V}{A} \quad (69)$$

Onde:

V = volume total dos gases (m^3);

A = área superficial total em contato com o gás (m^2).

Também é possível determinar o valor de L_e para feixes tubulares de comprimento muito grande, através da equação 70:

$$L_e \simeq 0,85 \times \left[\frac{4}{\pi} \times \left(\frac{s_p \times s_t}{d_e^2} \right) - 1 \right] \times d_e \quad (70)$$

Onde:

s_p = espaçamento paralelo entre fileiras de tubos (m);

s_t = espaçamento transversal entre tubos (m).

Com isso, para se obter o valor de “ f ” da equação 65, Bazzo (1995, pág. 154), recomenda usar a equação 71 abaixo:

$$f = \frac{\varepsilon_p + 1}{2} \quad (71)$$

Em que o ε_p representa a emissividade da parede.

Os valores para a emissividade ε_g e da absortividade do gás α_g da equação 65 são obtidos pelas equações 72 e 73 a seguir:

$$\varepsilon_g = f_c \times \varepsilon_c + f_w \times \varepsilon_w - \Delta\varepsilon \quad (72)$$

Onde:

ε_c = emissividade do CO_2 , avaliada na temperatura T e produto de $p_c \times L_e$ (Figura 21);

ε_w = emissividade do H_2O , avaliada na temperatura T e produto de $p_w \times L_e$ (Figura 22);

f_c = fator de correção da emissividade do CO_2 , para a pressão desejada (Figura 23a);

f_w = fator de correção da emissividade do H_2O , para a pressão desejada (Figura 23b);

$\Delta\varepsilon$ = correção devido a presença simultânea de CO_2 e H_2O na temperatura absoluta T (Figura 24).

$$\alpha_g = f_c \times \varepsilon_c \times \left[\frac{T}{T_p} \right]^{0,65} + f_w \times \varepsilon_w \times \left[\frac{T}{T_p} \right]^{0,45} - \Delta\varepsilon \quad (73)$$

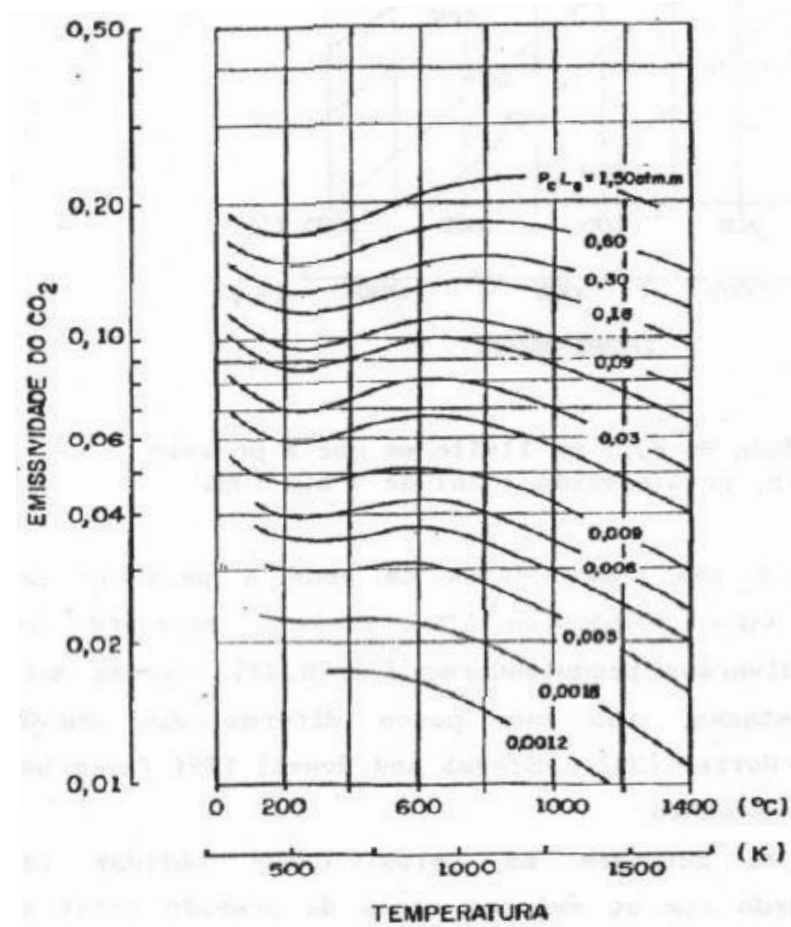
Onde:

ϵ_c = emissividade do CO₂, avaliada na temperatura T_p e produto de $p_c \times L_e \times (T_p/T)$ (Figura 21);

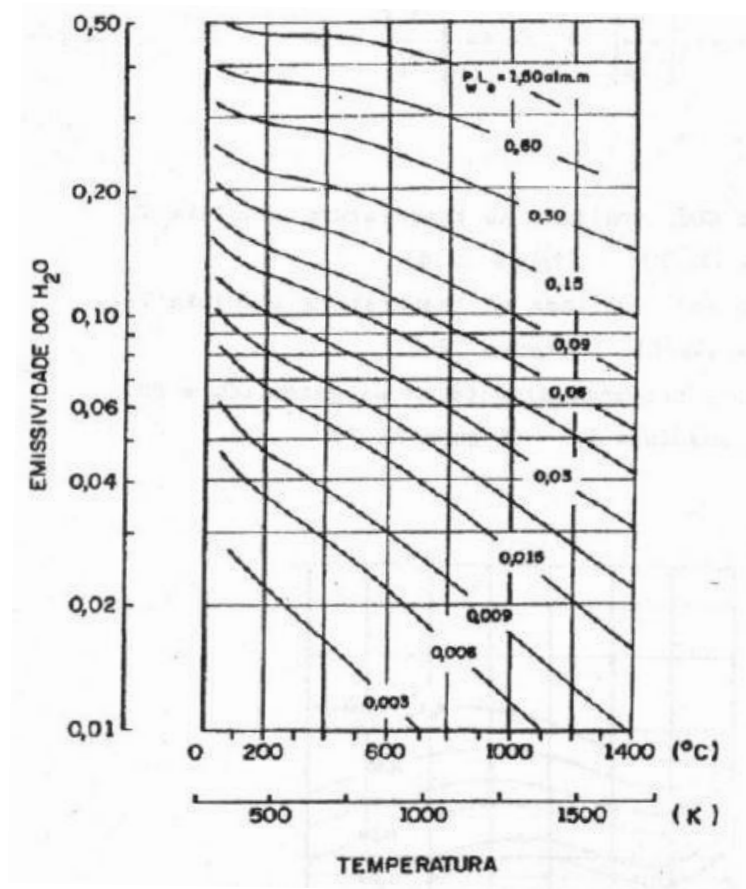
ϵ_w = emissividade do H₂O, avaliada na temperatura T_p e produto de $p_w \times L_e \times (T_p/T)$ (Figura 22);

$\Delta\epsilon$ = correção devido a presença simultânea de CO₂ e H₂O na temperatura absoluta T_p (Figura 24).

Figura 21 - Emissividade do CO₂.

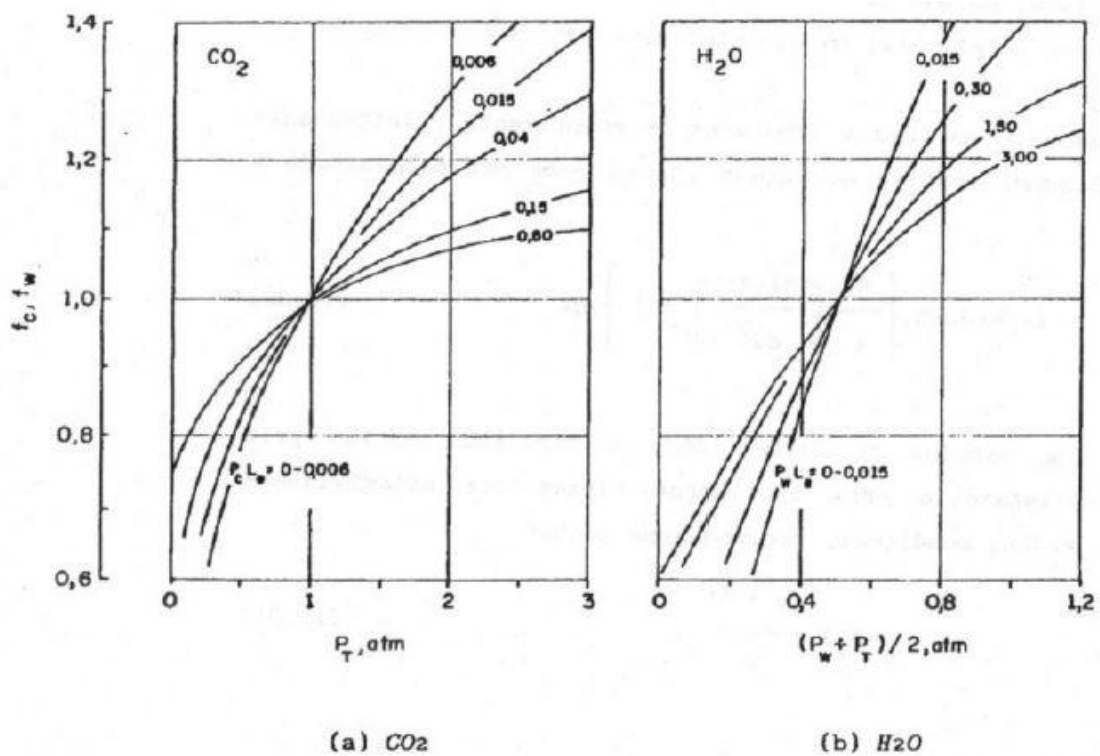


Fonte: Bazzo (1995, pág. 155).

Figura 22 - Emissividade do H₂O.

Fonte: Bazzo (1995, pág. 156).

Figura 23 - Fator de correção da emissividade.

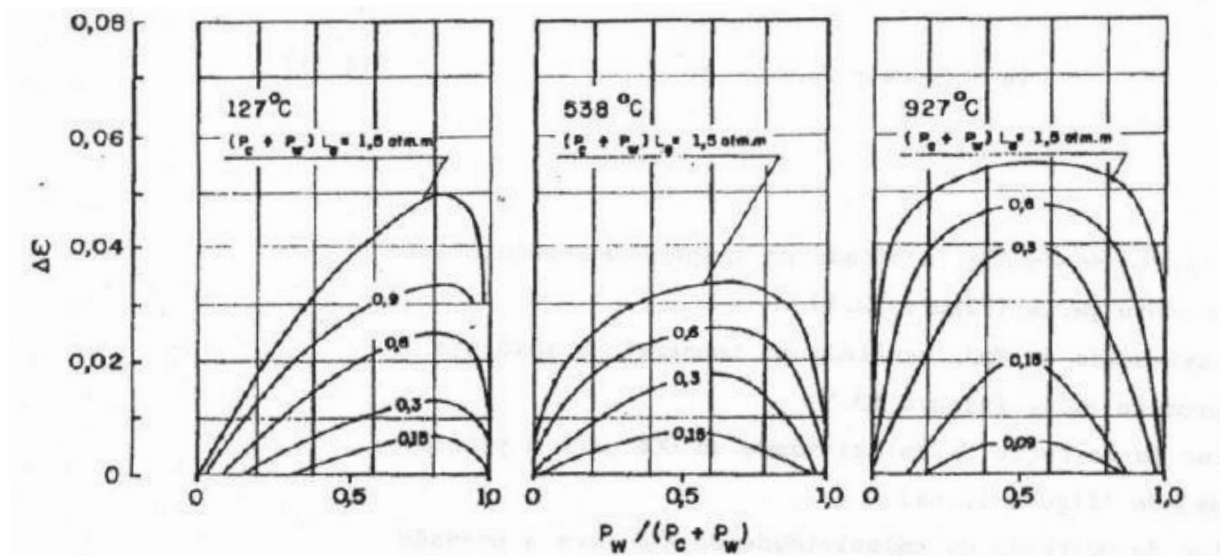


(a) CO₂

(b) H₂O

Fonte: Bazzo (1995, pág. 157).

Figura 24 - Correção da emissividade.



Fonte: Bazzo (1995, pág. 157).

2.4.13 Convecção interna em feixes tubulares

Conforme dito anteriormente, para a água em ebulição o coeficiente interno de convecção é muito grande, ao ponto que não interfere no dimensionamento da troca de calor. Já para o vapor saturado e superaquecido, de acordo com Bazzo (1995, pág. 146), “Diversas correlações foram desenvolvidas para a determinação do número de Nusselt”, referente a equação 62, descrita anteriormente.

O número de Nusselt para a solução da equação 62 é obtido através da equação 74 abaixo:

$$Nu_i = 0,023 \times Re^{0,8} \times Pr^{0,4} \quad (74)$$

Por sua vez, o número de Reynolds e o número de Prandtl, são obtidos pelas equações 75 e 76, respectivamente:

$$Re = \frac{G \times d_i}{\mu} \quad (75)$$

$$Pr = \frac{\mu \times C_p}{k_f} \quad (76)$$

O “G” é a velocidade mássica do fluido em $kg/m^2 \cdot s$, e é obtido pela equação 77 abaixo:

$$G = \rho \times v \quad (77)$$

Onde:

μ = viscosidade dinâmica do fluido ($kg/m \cdot s$);

C_p = calor específico do fluido ($J/kg \cdot K$);

ρ = massa específica do fluido (kg/m^3);

v = velocidade do fluido (m/s).

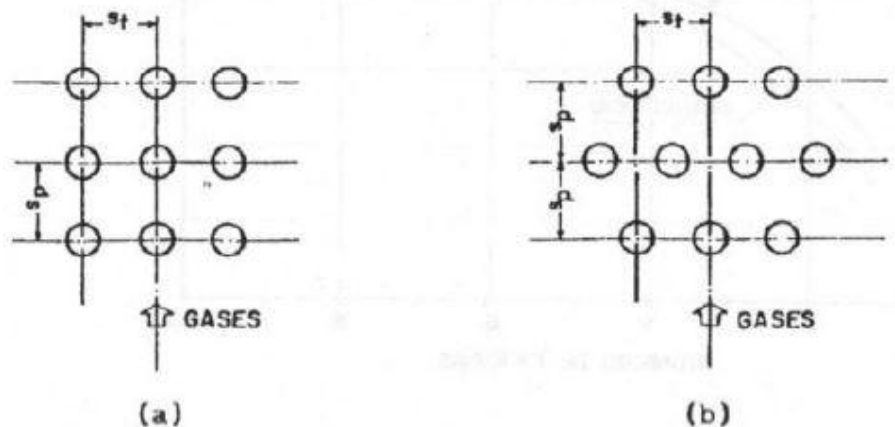
2.4.14 Convecção externa em feixes tubulares

Para a convecção externa, Bazzo (1995, pág. 147), cita que também uma solução analítica exata é muito complexa para ser empregada, contudo, vários pesquisadores desenvolveram estudos para uma correlação mais próxima à realidade. Para o número de Nusselt, Nu_e , tem-se a equação 78:

$$Nu_e = C \times Re^m \times Pr^n \quad (78)$$

De acordo com Bazzo (1995, pág. 147), as constantes “C”, “m” e “n”, podem ser obtidas com base no escoamento e no arranjo dos tubos. A Figura 25 mostra os arranjos mais comuns para a construção em geradores de vapor:

Figura 25 - Arranjo construtivo dos feixes tubulares.



Fonte: Bazzo (1995, pág. 147).

O lado “a”, refere-se a construção em forma de linha, e o lado “b” a construção em quincôncio. Para o fluxo gasoso, Bazzo (1995, pág. 148), comenta que para o número de Prandtl superior a 0,7 e Reynolds na faixa de 2000 a 40000, é sugerido usar a equação 79 abaixo:

$$Nu_e = 0,31 \times f_1 \times f_2 \times Re^m \times Pr^{1/3} \quad (79)$$

Onde:

f_1 = fator de correção que leva em conta o número de fileiras de tubos (Figura 26);

f_2 = fator de correção que leva em conta o arranjo de tubos (Figura 27).

Figura 26 - Fator de correção f_1 para até 10 fileiras.

Fonte: Bazzo (1995, pág. 148).

Figura 27 - Fator de correção f_2 e expoente "m".

$\frac{s_p}{d_e}$	st/d_e					
	1,5		2,0		3,0	
	f_2	m	f_2	m	f_2	m
Em linha:						
1,5	0,94	0,62	0,30	0,70	0,26	0,74
2,0	1,13	0,60	0,86	0,63	0,75	0,65
3,0	1,34	0,58	1,41	0,58	1,08	0,61
Quincôncio:						
1,5	1,73	0,56	1,70	0,57	1,84	0,57
2,0	1,57	0,57	1,82	0,56	1,69	0,57
3,0	1,34	0,58	1,66	0,56	1,59	0,57

s_p = Espaçamento paralelo ao fluxo

st = Espaçamento transversal ao fluxo

Fonte: Bazzo (1995, pág. 149).

O número de Reynolds é em função da temperatura do filme de gás sobre os tubos, a temperatura é obtida pela equação 80:

$$T_f = \frac{T_g + T_p}{2} \quad (80)$$

Onde o T_g é a temperatura dos gases em K . De acordo com Bazzo (1995, pág. 149), a equação 78 pode apresentar erros muito grandes para alguns casos, então recomenda-se realizar novamente os cálculos com base em equações desenvolvidas por outros pesquisadores. Como exemplo, "[...], para Reynolds variando entre 1000 e 200000, no caso de arranjo de tubos em linha" (BAZZO, 1995, pág.150), utiliza-se a equação 81:

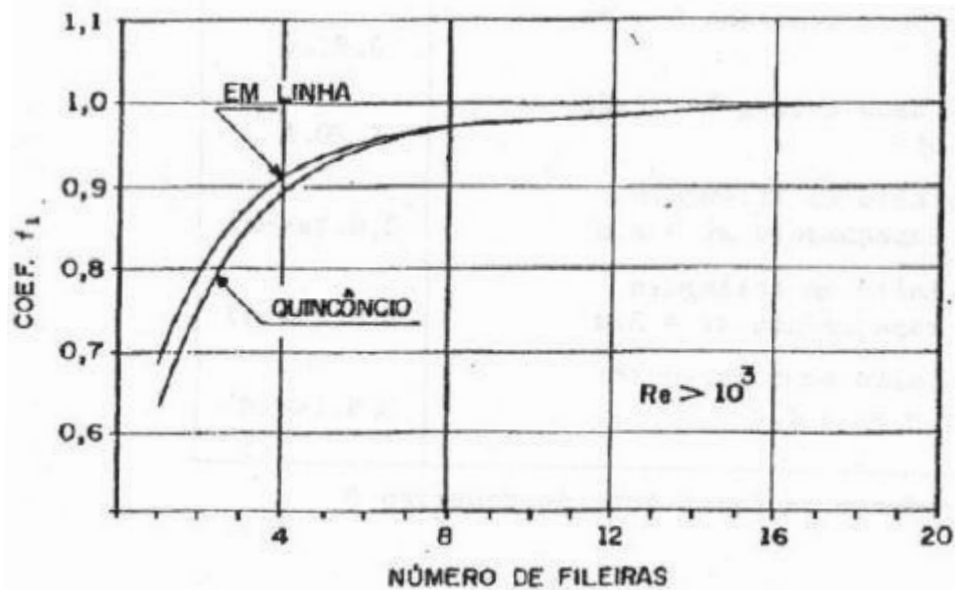
$$Nu_e = 0,27 \times f_1 \times Re^{0,63} \times Pr^{0,36} \quad (81)$$

Já para tubos no arranjo quincôncio com a relação $s_t > s_p$, utiliza-se a equação 82:

$$Nu_e = 0,40 \times f_1 \times Re^{0,60} \times Pr^{0,36} \quad (82)$$

Para ambas equações, o valor de f_1 , deve ser obtido na Figura 28 abaixo:

Figura 28 - Fator de correção f_1 para até 20 fileiras.



Fonte: Bazzo (1995, pág. 150).

Segundo explica Bazzo (1995, pág. 150), o número de Reynolds é em função da velocidade do escoamento e quando aplicada para os gases, a temperatura para determinação das propriedades é a temperatura de filme T_f . Por último, Bazzo (1995, pág. 151), comenta que para escoamento laminar, o fator de correção para o arranjo de tubos em quincôncio é pequeno, e para arranjo em linha, é praticamente nulo.

Outra maneira de se determinar a radiação gasosa é apresentada por Annaratone (2008, pág. 242), através das equações 83, para o CO_2 , e a equação 84 para o H_2O , respectivamente:

$$Q_{CO_2} = 9,3 \times A \times (p_c \times L_e)^{0,4} \times \left[\left(\frac{T}{100} \right)^{3,2} - \left(\frac{T_p}{100} \right)^{3,2} \times \left(\frac{T}{T_p} \right)^{0,65} \right] \quad (83)$$

$$Q_{H_2O} = (42 - (76 \times p_w \times L_e)) \times A \times (p_w \times L_e)^{0,4} \times \left[\left(\frac{T}{100} \right)^\gamma - \left(\frac{T_p}{100} \right)^\gamma \right] \quad (84)$$

Em que o valor de γ é obtido pela equação 85:

$$\gamma = 2,32 + 1,37 \times (p_w \times L_e)^{\frac{1}{3}} \quad (85)$$

Os valores de Q_{CO_2} e Q_{H_2O} são dados em W e “A”, é a área de troca efetiva de calor dada em m^2 . O valor total da radiação gasosa é a soma da parcela das radiações de CO_2 e H_2O , conforme a equação 86:

$$Q_g = Q_{CO_2} + Q_{H_2O} \quad (86)$$

2.5 Projeto mecânico

O projeto mecânico deve seguir, conforme já dito anteriormente, códigos e normas que assegurem a segurança e o desempenho esperado. Como também já foi dito, no Brasil utiliza-se a norma ABNT NBR 16035, que faz referência a norma ASME Section I, como a principal norma para projeto e construção de caldeiras.

Nas próximas seções serão apresentados os métodos para o dimensionamento mecânico da caldeira, que diferentemente do projeto térmico, onde existe uma literatura especializada com diferentes autores que pode ser usada, no projeto mecânico deve-se seguir a norma ASME Section I, para que o projeto esteja de acordo com a ABNT.

O projeto mecânico ficará restrito ao dimensionamento das partes mais críticas e de maior responsabilidade técnica, será dimensionada a espessura do corpo da caldeira, a espessura dos espelhos, o dimensionamento dos estais e o dimensionamento dos coletores inferiores e superior.

2.5.1 Dimensionamento da espessura do corpo da caldeira

Conforme já descrito, o corpo da caldeira é onde encontra-se a água para a geração de vapor e onde encontram-se os tubos para circulação dos gases da combustão. O corpo da caldeira pode ser considerado como um vaso de pressão cilíndrico, pois está sujeito a uma pressão interna, para o projeto será usada a pressão de 1 MPa, ou seja, a pressão de projeto da caldeira.

A pressão de projeto da caldeira está acima da pressão máxima de operação, que, de acordo com a NR 13, item 13.8, é “[...]a maior pressão que o equipamento pode operar em condições normais de processo[...]”, que para aplicação industrial é geralmente de 8 bar.

De acordo com a ASME Section I (2007, pág. 14), a equação que determina a espessura do casco é a equação 87 abaixo:

$$t_c = \frac{P \times D}{(2 \times S \times E) + (2 \times y \times P)} + C \quad (87)$$

Onde:

P= pressão de trabalho máxima permitida (*MPa*);

D= diâmetro externo do cilindro (*mm*);

S= valor de tensão máxima permitida do metal na temperatura de projeto (*MPa*);

E= eficiência;

y= coeficiente de temperatura;

C= tolerância mínima para rosqueamento e estabilidade estrutural (*mm*).

A eficiência “E”, de acordo com a ASME Section I (2007, pág. 14), refere-se à forma construtiva do cilindro, que assume o valor de 1 para cilindros sem costura ou soldados e a eficiência para ligamentos entre abertura a norma define usar as seções PG-52 ou PG-53. O coeficiente de temperatura é mostrado na Figura 29 abaixo:

Figura 29 - Valores para o coeficiente de temperatura.

	Temperature, °F (°C)							
	900 (480) and below	950 (510)	1,000 (540)	1,050 (565)	1,100 (595)	1,150 (620)	1,200 (650)	1,250 (675) and above
Ferritic	0.4	0.5	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7
Austenitic	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.7	0.7	0.7
Alloy 800, 801	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.7
800H, 800HT	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.7
825	0.4	0.4	0.4
230 Alloy	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.7
N06045	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.7	0.7	0.7
N06600	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.7	0.7	...
N06601	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.7	0.7	...
N06690	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.7	0.7	...
Alloy 617	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.7
S31803	0.4

Fonte: ASME Section I (2007, pág. 15)

Quanto ao coeficiente “C”, a norma ASME Section I (2007, pág. 14-15), não traz um valor específico, porém faz recomendações aos projetistas que considerem valores adicionais na espessura em locais que a corrosão é esperada.

2.5.2 Dimensionamento dos espelhos

Outra parte importante para o dimensionamento são os espelhos da caldeira, onde serão fixos os tubos para a passagem dos gases. Segundo Trevelim (2020), deve-se dar atenção aos espelhos da caldeira, pois a sua espessura depende de vários fatores, como o seu diâmetro e a distribuição dos tubos. E também por se tratar de um tampo plano, sua geometria o torna extremamente desfavorável para resistir a pressão, tornando seu projeto complexo.

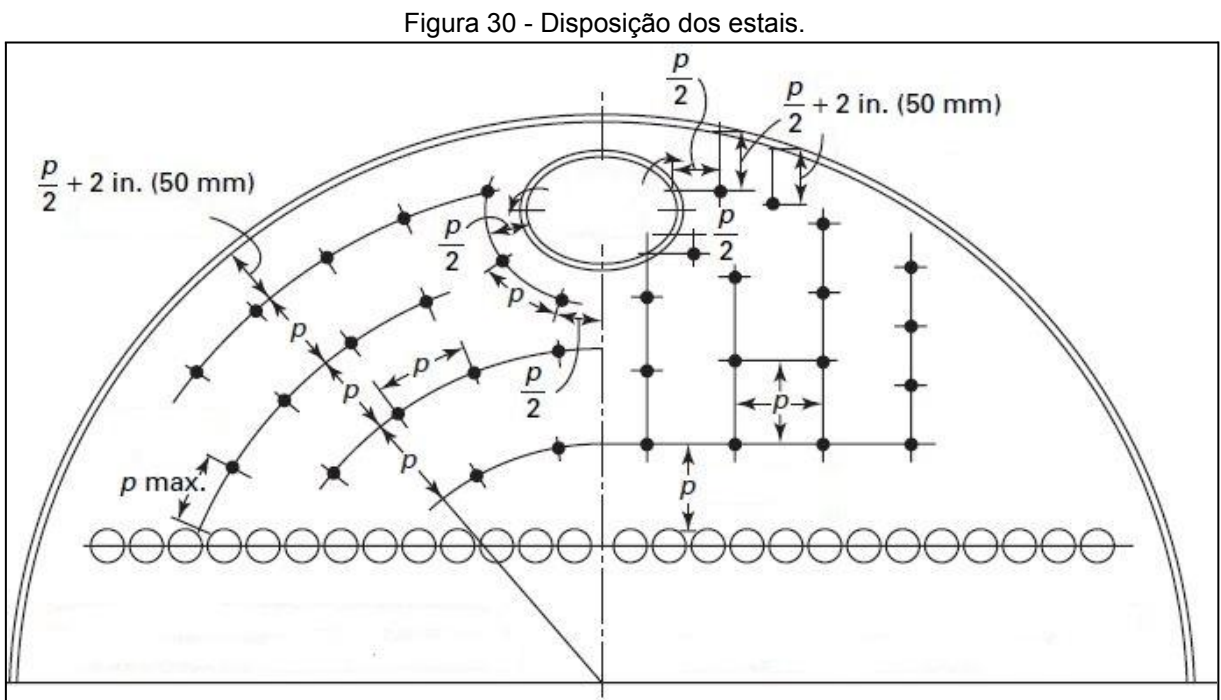
A norma ASME Section I (2007, pág. 34), trás a equação 88 abaixo como solução para se determinar a espessura dos espelhos:

$$t_e = p \times \sqrt{\frac{P}{S \times C}} \quad (88)$$

Onde:

p = passo dos estais (mm).

As diferentes posições e o passo dos estais no espelho pode ser vista na Figura 30 abaixo:



Fonte: ASME Section I (2007, pág. 161).

O coeficiente “C”, apresenta alguns valores referente a maneira de como os estais serão fixados, de acordo com a norma ASME Section I (2007, pág. 34-35), o coeficiente “C” pode assumir valores de 2,1 até 3,2. O Quadro 02 apresenta os valores para cada condição de fixação:

Quadro 02 - Valores típicos para o coeficiente “C”.

C	Condição de fixação dos estais
2,1	Para estais soldados ou parafusados através de placas com espessura não superior a 7/16 pol. (11 mm) com extremidades rebitadas.
2,2	Para estais soldados ou parafusados através de placas com mais de 7/16 pol. (11 mm) de espessura com extremidades rebitadas.
2,5	Para estais parafusados através de placas e equipados com porcas simples fora da placa, ou com porcas internas e externas, omitindo arruelas.
2,8	Para estais com cabeças não inferiores a 1,3 vezes o diâmetro das travessas parafusadas através de placas ou afuniladas e tendo as cabeças formadas no tirante antes de as instalar, e não rebitadas, sendo as referidas cabeças feitas para terem um apoio verdadeiro sobre a chapa.
3,2	Para estais equipados com porcas internas e externas e arruelas externas em que o diâmetro das arruelas não seja inferior a 0,4p e a espessura não inferior a “t”.

Autor: ASME Section I (2007, pág. 34-35).

A norma ASME Section I (2007, pág. 135), trás uma equação para se determinar a espessura do espelho quando for uma caldeira multitubular e os tubos também são usados como estais, a equação 89 abaixo expressa esse resultado:

$$t_e = \sqrt{\frac{P}{C \times S} \times \left(p^2 - \frac{\pi \times d^2}{4} \right)} \quad (89)$$

Onde “d”, é o diâmetro externo do tubo dado em *mm*, e as condições para o coeficiente “C”, são as seguintes:

2,1= para espelhos com espessura não superior a $\frac{7}{16}$ pol. ou 11 mm ;

2,2= para espelhos com mais de $\frac{7}{16}$ pol. ou 11 mm de espessura.

Contudo, um espelho com uma espessura grande cria um problema adicional, de apresentar um gradiente térmico muito grande, entre o lado da chama e o lado da água, o que pode provocar tensões térmicas intensas gerando uma propagação de trincas.

2.5.3 Cálculo do número de estais

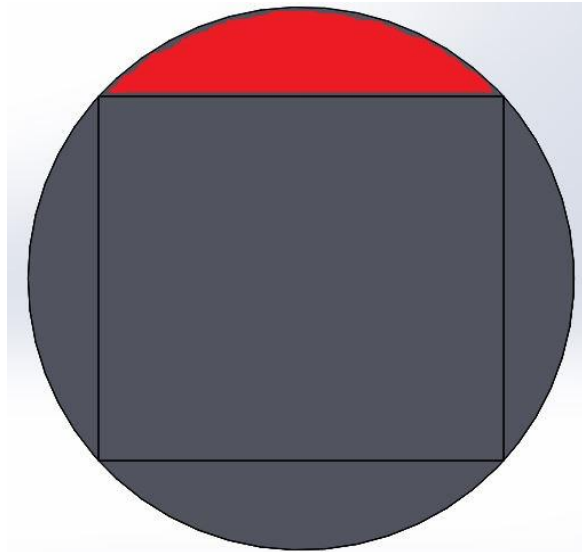
Conforme visto anteriormente, os estais são estruturas responsáveis por fornecer maior resistência ao corpo e espelhos da caldeira, e auxiliam na resistência dos componentes à pressão de trabalho da caldeira. Exigem um correto dimensionamento para evitar falhas posteriores, a norma ASME Section I (2007, pág. 135), trás a equação 90 para o passo dos estais:

$$p = \sqrt{\frac{C \times S \times t_e^2}{P} + \frac{\pi \times d^2}{4}} \quad (90)$$

As condições para a constante “C” e para o diâmetro “d”, são as mesmas da equação 89.

Para a distribuição dos estais no espelho, a norma ASME Section I (2007, pág. 132), na seção PFT-26.1 sugere o uso da área líquida para determinar a força suportada pelos estais. A área líquida para o caso da caldeira, é resultado da área do círculo menos a área de um quadrado inscrito, dividida por quatro, como mostra a Figura 31, onde a área hachurada é a área líquida:

Figura 31 - Área líquida.



Fonte: Autor (2022).

A área líquida deve desconsiderar a área correspondente a área do estai, na norma ASME Section I (2007, pág. 135), a seção 32-1 traz uma equação para determinar a área de um tirante diagonal, conforme a equação 91 abaixo:

$$A = \frac{a \times L}{l} \quad (91)$$

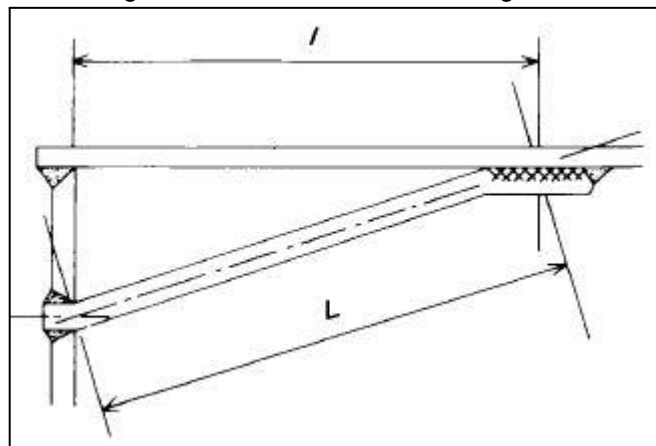
Onde:

a = área da seção transversal do tirante (mm^2);

L = comprimento da diagonal como indicado na Figura 32 (mm);

l = comprimento da linha reta como indicado na Figura 32 (mm).

Figura 32 - Área de um tirante diagonal.



Fonte: ASME Section I (2007, pág. 135).

Deve-se estimar um diâmetro inicial do estai para se determinar sua área, e através dela realizar os cálculos, comparar o resultado obtido com o número de estais no espelho e o passo, com isso ajustar o diâmetro final do estai para que esteja de acordo com a norma.

2.5.4 Dimensionamento dos coletores

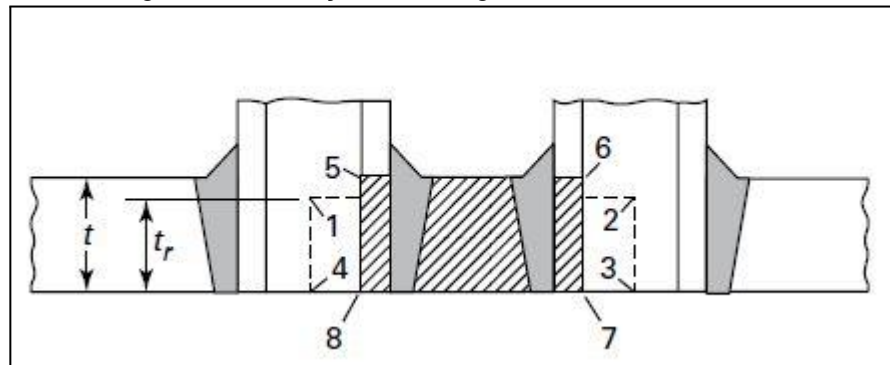
De acordo com Shield (1976, pág. 285), é necessário haver uma correta circulação de água e vapor dentro da caldeira. Naturalmente, a água mais fria tende a descer enquanto a água mais quente tende a subir devido a diferença de densidade em função da temperatura. A circulação de água pode ser feita de três maneiras, conforme explica Shield (1976, pág. 285), de maneira natural, apenas pela diferença de densidade, de maneira forçada por meio de bombas, ou uma combinação de ambas.

Faz-se necessário dimensionar corretamente os coletores inferiores e o coletor superior, para que a circulação de água ocorra de maneira eficiente. Para isso, leva-se em consideração a quantidade de vapor gerado na fornalha, multiplicado por um fator de taxa de circulação que varia numa faixa de 3 a 20 vezes essa quantidade. Segundo Shield (1976, pág. 288), também é preciso estabelecer uma faixa de velocidade, que varia de 0,3 a 1,52 m/s.

Outro parâmetro geométrico importante no dimensionamento dos coletores é sua espessura. Quando são realizadas as furações para a colocação dos tubos da fornalha, acaba que ocorre um enfraquecimento da parede do coletor. Em contrapartida, no momento em que é realizada a soldagem dos tubos na posição de montagem, eles oferecem uma resistência mecânica ao coletor que lhe permite resistir a pressão interna.

O código ASME Section I (2007, pág. 30), nos fornece a seguinte condição, com base na Figura 33 abaixo, “A área da seção transversal representada por 5, 6, 7 e 8 deve ser no mínimo igual à área do retângulo representado por 1, 2, 3 e 4 multiplicado por 0,7F[...]”:

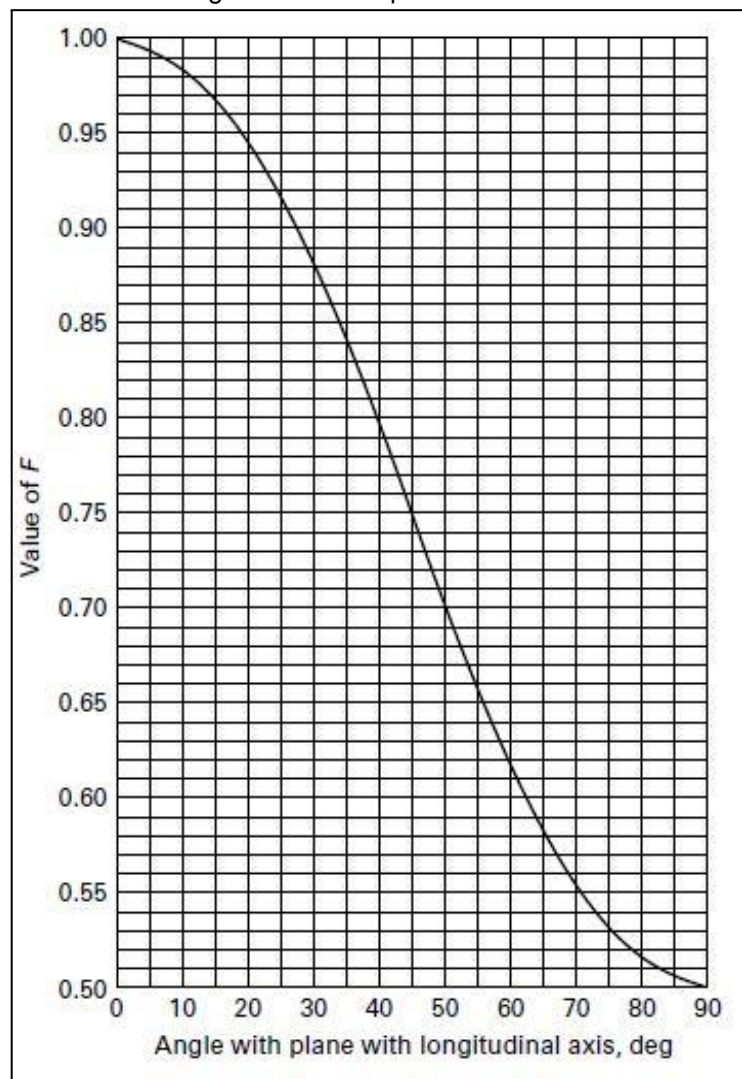
Figura 33 - Condição de soldagem dos tubos no coletor.



Fonte: ASME Section I (2007, pág. 30).

O valor de “F” é obtido na Figura 34 em seguida e t_r é a espessura necessária de uma casca sem costura:

Figura 34 - Valor para o fator “F”.



Fonte: ASME Section I (2007, pág. 28).

De acordo com a norma ASME Section I (2007, pág. 25), o fator “F” é uma compensação “[...]para a variação das tensões de pressão em diferentes planos em relação ao eixo longitudinal de uma casca cilíndrica. $F= 1,0$ para cabeças formadas ou planas”.

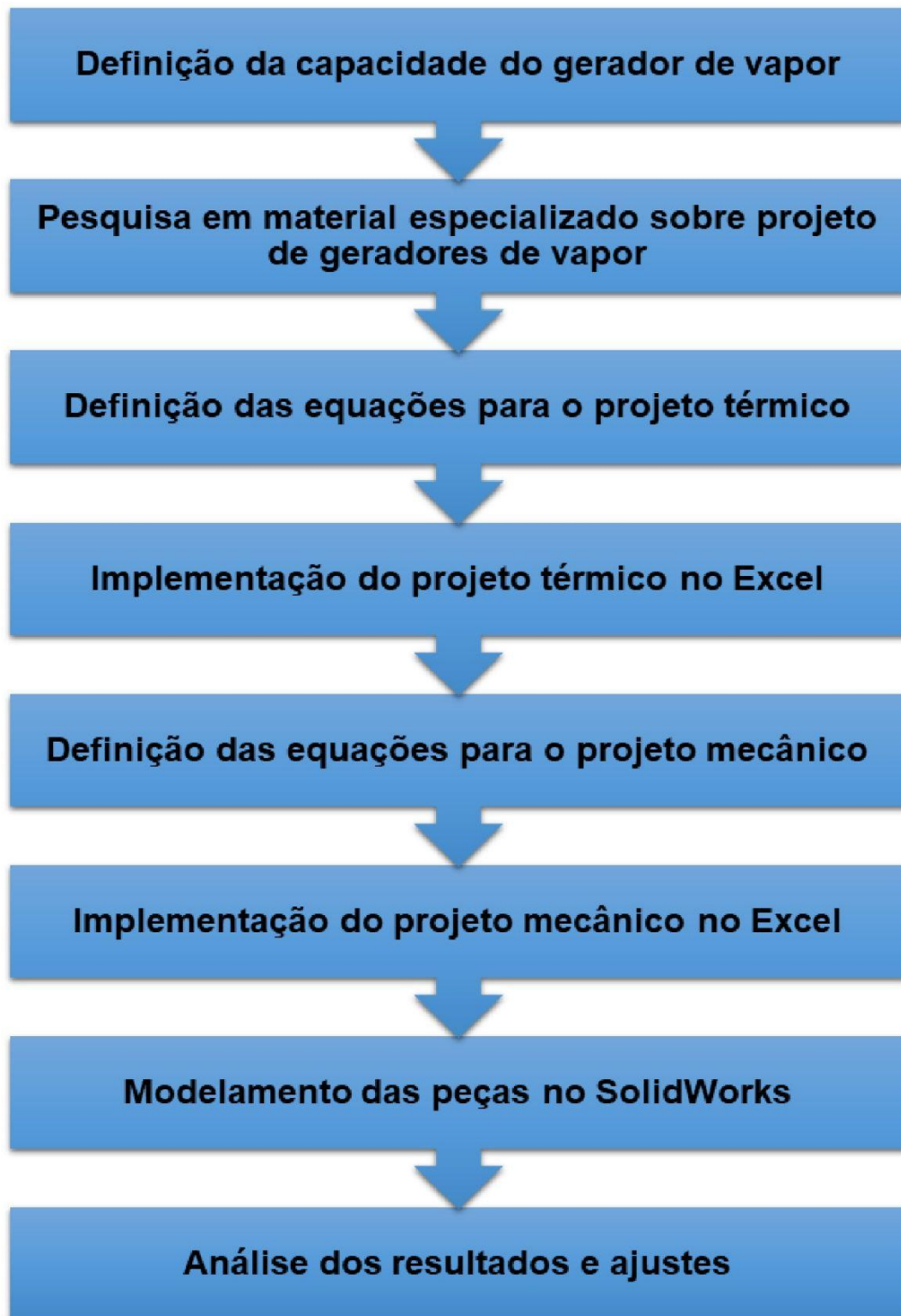
3. METODOLOGIA

Este capítulo trata da metodologia empregada para o projeto térmico e projeto mecânico do gerador de vapor. Para tanto, é dividido em uma seção de projeto térmico e outra seção de projeto mecânico.

Do ponto de vista da natureza da pesquisa será aplicada, pois tem objetivo de gerar conhecimentos aplicados na prática, dirigidos à solução de problemas específicos, no caso desta pesquisa aplicada no projeto de uma caldeira. No que diz respeito a forma de abordagem do problema, esta pesquisa se classifica da forma quantitativa, pois serão usados memorial de cálculos e parâmetros presentes nas normas que regem o projeto de caldeiras.

Do ponto de vista dos objetivos, caracteriza-se por ser explicativa, pois visa explicar, por meio dos resultados das equações, como é feito o projeto térmico, e posterior projeto mecânico do gerador de vapor. Quanto aos procedimentos técnicos, a pesquisa será bibliográfica, pois é elaborada a partir de materiais como livros, artigos e normas já estabelecidas. Será experimental, através da escolha de variáveis, capacidade de produção de vapor e pressão de trabalho, que influenciam no projeto completo da caldeira.

A unidade de análise da pesquisa é uma caldeira mista horizontal com a capacidade de produzir 10 t/h de vapor saturado e uma pressão de 1 MPa. A coleta de dados é desenvolvida conforme o fluxograma abaixo:



As ferramentas para coleta de dados serão os softwares Microsoft Excel, para implementação das equações do projeto térmico e projeto mecânico, e o SolidWorks, para o modelamento das peças do projeto mecânico. A análise dos

dados será feita comparando os resultados obtidos com aqueles que são especificados nas normas de construção de caldeiras.

Em resumo o projeto térmico será feito aplicando-se os parâmetros adotados nas equações apresentadas na seção 2.4 desta pesquisa. O Quadro 03 mostra os parâmetros para o desenvolvimento do projeto térmico, disponíveis na literatura especializada, e valores típicos aplicados aos geradores de vapor que atendem aos critérios de projeto para o qual foi feita a proposta da pesquisa:

Quadro 03 - Parâmetros adotados para o projeto térmico.

Combustíveis	<ul style="list-style-type: none"> • Lenha de eucalipto de 1 m de comprimento.
Combustão	<ul style="list-style-type: none"> • Excesso de ar definido em 1,5; • Determinar as propriedades dos gases da combustão;
Perdas de calor	<ul style="list-style-type: none"> • Perdas na combustão incompleta; • Calor sensível nas cinzas; • Perdas na fuligem; • Calor do combustível caindo no cinzeiro; • Perdas por irradiação; • Perdas de calor sensível; • Determinar a perda total de calor pela equação 37; • Determinar o rendimento da combustão pela equação 38.
Calor útil	<ul style="list-style-type: none"> • Determinado pela equação 39.
Consumo de combustível	<ul style="list-style-type: none"> • Determinado pela equação 40; • Deve ser suficiente para atender a produção de vapor de 10 t/h especificada no projeto.
Calor total fornecido	<ul style="list-style-type: none"> • Determinado pela equação 41.
Calor perdido	<ul style="list-style-type: none"> • Determinado pela equação 42.
Dimensionamento da fornalha	<ul style="list-style-type: none"> • A fornalha terá a grelha do tipo plana; • Carga de fornalha de $200000 \text{ kcal/m}^3 \cdot \text{h}$; • Carga da grelha de $130 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$; • Determinar volume da fornalha pela equação 45; • Determinar área de grelha pela equação 46. • Temperatura da fornalha estimada em $1050 \text{ }^\circ\text{C}$ • Temperatura das cinzas estimada em $280 \text{ }^\circ\text{C}$.

Temperatura adiabática e real dos gases	<ul style="list-style-type: none"> • Temperatura adiabática determinada pela equação 47; • Temperatura real determinada pela equação 48; • Temperatura ambiente estimada em 20 °C.
Calor irradiado	<ul style="list-style-type: none"> • Determinado pela equação 48; • Emissividade combinada estimada em 0,65; • Temperatura da parede estimada na temperatura de saturação da água mais 30 °C ; • Temperatura do vapor estimada igual a temperatura de saturação da água; • Coeficiente de condutividade térmica dos tubos de 50 W/m. K; • Coeficiente interno de transferência de calor de 5000 W/m². K; • Diâmetro externo 0,0762 m; • Diâmetro interno 0,0695 m; • Espessura 0,00335 m; • Comprimento dos tubos 3,5 m; • Passo 0,152 m; • Fator de correção 0,9.
Dimensionamento térmico dos feixes tubulares	<ul style="list-style-type: none"> • Determinada pela equação 52.
Radiação gasosa nos feixes tubulares	<ul style="list-style-type: none"> • Determinada pela equação 66.
Convecção interna em feixes tubulares	<ul style="list-style-type: none"> • Estimado em 5000 W/m². K.
Convecção externa em feixes tubulares	<ul style="list-style-type: none"> • Não se aplica, pois é onde teremos a água em ebulição.

Fonte: Autor (2022).

Quanto ao projeto mecânico, serão aplicadas as equações descritas na seção 2.5, com base na norma ASME Section I, e implementadas no software Microsoft Excel.

4. ANÁLISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADO

4.1 Desenvolvimento do projeto térmico da caldeira

Nesta seção são apresentados os resultados obtidos através das equações descritas anteriormente, as equações foram implementadas no software Microsoft Excel.

Inicialmente foram definidos alguns parâmetros de projeto, como a temperatura da água, 20 °C, temperatura ambiente, 25 °C e para as cinzas, 25 °C. Tendo como base a pressão de projeto da caldeira, 1 MPa, e tendo convertido este valor em kPa, obtemos 1000 kPa, para assim usar as Tabelas termodinâmicas presentes no livro de Yunus A. Çengel e Michael A. Boles (2013).

Na Tabela A-5 da página 917, são obtidas algumas informações referentes às propriedades do vapor saturado, estas informações são mostradas na Tabela 08 abaixo:

Tabela 08 - Propriedades do vapor.

Entalpia do vapor saturado h_{vs} (kJ/kg)	2777,10
Entalpia do líquido saturado h_{ls} (kJ/Kg)	762,51
Temperatura de saturação (°C)	179,88

Fonte: Autor (2022).

Já na Tabela A-7 da página 922, é obtida a propriedade da entalpia do líquido (hl), a uma temperatura de 20 °C e uma pressão de 5 MPa, de 88,61 kJ/kg. Esta pressão é a mais próxima à pressão de projeto da caldeira.

A composição do combustível, neste caso, são toras de eucalipto com umidade por volta de 35%, são as mesmas descritas por Pêra (1990, pág. 2-48), e são mostradas na Tabela 09:

Tabela 09 - Composição do combustível.

Composição	Símbolo	%
Carbono	C	47,50
Hidrogênio	H ₂	6,00
Nitrogênio	N ₂	1,00
Enxofre	S	0,01
Oxigênio	O ₂	44,00
Cinzas	Cz	1,50

Fonte: Autor (2022).

A Tabela 10 abaixo é composta pelos valores corrigidos da composição do combustível e pela composição corrigida em fração mássica do combustível.

Tabela 10 - Composição corrigida.

Composição	Símbolo	Composição corrigida	
		(%)	Fração mássica
Carbono	C	35,185	0,3519
Hidrogênio	H ₂	4,444	0,0444
Nitrogênio	N ₂	0,741	0,0074
Enxofre	S	0,007	0,0001
Oxigênio	O ₂	32,593	0,3259
Cinzas	Cz	1,111	0,0111
Água	H ₂ O	25,926	0,2593

Fonte: Autor (2022).

Resolvendo as equações 01 e 02 obtemos o poder calorífico superior e inferior da lenha de eucalipto, os mesmos são:

$$P_{cs} = 12453,644 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{ci} = 10845,052 \text{ kJ/kg}$$

Continuando, a solução das equações 03, para o volume de ar teórico e 04, para a massa de ar teórica são:

$$V_{ar}^t = 3,22 \text{ Nm}^3 \text{ de ar/kg comb}$$

$$m_{ar}^t = 4,17 \text{ kg de ar/kg comb}$$

Usando o excesso de ar recomendado por Pêra (1990, pág. 3-6), para lenha e ar natural, de 1,5, resolvem-se as equações 05 e 06:

$$V_{ar}^r = 4,83 \text{ Nm}^3 \text{ de ar/kg comb}$$

$$m_{ar}^r = 6,25 \text{ kg de ar/kg comb}$$

Com estes dados disponíveis é possível resolver as equações para o volume teórico e a massa de gás teórico dos gases da combustão, as equações 07 e 08 respectivamente:

$$V_g^t = 4,02 \text{ Nm}^3 \text{ de gás/kg comb}$$

$$m_g^t = 5,16 \text{ kg de gás/kg comb}$$

Da mesma forma como ocorre com o volume e a massa real de ar, agora pode-se resolver para o volume e massa real de gás de combustão, pelas equações 09 e 10:

$$V_g^r = 5,63 \text{ Nm}^3 \text{ de gás/kg comb}$$

$$m_g^r = 7,25 \text{ kg de gás/kg comb}$$

A composição dos gases de combustão é resolvida através das equações 11 a 20 e são mostradas na Tabela 11 abaixo:

Tabela 11 - Composição dos gases de combustão.

Composição dos gases em volume			Composição dos gases em massa		
	% em volume	Fração molar		% em massa	Fração mássica
VCO ₂	11,648	0,1165	mCO ₂	17,792	0,1779
VSO ₂	0,001	0,0000	mSO ₂	0,002	0,0000
VN ₂	45,256	0,4526	mN ₂	44,387	0,4439
Var	28,576	0,2858	mar	28,757	0,2876
VH ₂ O	14,519	0,1452	mH ₂ O	9,062	0,0906

Fonte: Autor (2022).

Algo que podemos notar é que não há presença de dióxido de enxofre (SO₂), pois na composição química da lenha também não há presença de enxofre, o que é uma vantagem em caldeiras que queimam biomassa. O enxofre normalmente está presente em combustíveis fósseis. Resolvendo a equação 21 para a massa específica, temos:

$$\rho_g = 1,287 \text{ kg/m}^3$$

Conforme já foi dito na seção 2.4.2, é necessário corrigir a massa específica do gás para a temperatura dos gases dentro da fornalha, esta correção é feita pela equação 22. A temperatura dos gases dentro da fornalha é uma estimativa inicial média entre a temperatura da fornalha e a temperatura ambiente, que resultou em 538 °C. O resultado para a equação 22 é:

$$\rho_{gc} = 0,433 \text{ kg/m}^3$$

Para se determinar o calor específico médio para os gases de combustão inicialmente é necessário saber o calor específico de cada componente dos gases. Esta propriedade é encontrada no livro de Bazzo (1995, pág. 188), conforme mostrado na Tabela 12 a seguir:

Tabela 12 - Calor específico dos gases de combustão.

Gás	(kJ/kg.°C)	(kJ/Nm ³ .°C)
CO ₂	1,0304	2,0227
N ₂	1,0483	1,3096
SO ₂	0,6659	1,9073
Ar	1,0800	1,3963
H ₂ O	2,0185	1,6210

Fonte: Autor (2022).

Agora usando as informações da Tabela 11 e da Tabela 12, é possível resolver as equações 23 e 24:

$$Cp_g^m = 1,142 \text{ kJ/Kg.}^\circ\text{C}$$

$$Cp_g^v = 1,463 \text{ kJ/Nm}^3 \cdot ^\circ\text{C}$$

Para se obter o resultado da viscosidade, equação 25, e da condutividade térmica, equação 27, para gases que não estejam na temperatura e pressão padrão, é necessário fazer uso das equações e da Tabela 13 presentes no apêndice do livro de Bazzo (1995), páginas 191 e 193.

Tabela 13 - Massa molecular dos gases da combustão.

gás	kg/kmol
C	44,00
N ₂	28,00
SO ₂	64,00
O ₂	32,00
H ₂ O	18,00
Ar	28,97

Fonte: Bazzo (1995, pág. 187).

Os resultados obtidos para uma temperatura estimada de 810,5 K são mostrados na Tabela 14:

Tabela 14 - Condutividade térmica e viscosidade dos gases de combustão.

Gás	Condutividade Térmica k (W/m.K)	Viscosidade μ (Pa.s)
CO ₂	0,056	3,3433 E-05
N ₂	0,055	3,62988 E-05
O ₂	0,051	4,259 E-05
H ₂ O	0,069	2,9863 E-05
AR	0,054	3,77552 E-05
SO ₂	0,034	3,47028 E-05

Fonte: Autor (2022).

Usando as informações contidas no apêndice do livro de Bazzo (1995, pág. 187), foi possível se determinar o número de moles, e através da equação 26 a fração molar, de cada espécie química dos gases de combustão, os resultados são apresentados na Tabela 15 a seguir:

Tabela 15 - Número de moles e frações molares.

Gás	Número de moles (kmol)	Fração molar
CO ₂	0,0192	0,1286
N ₂	0,0000	0,0000
H ₂ O	0,0584	0,3920
AR	0,0715	0,4794
SO ₂	0,0000	0,0000

Fonte: Autor (2022).

Por se tratar de uma mistura de gases, é necessário se conhecer a média dos valores da condutividade térmica e da viscosidade, resolvendo as equações 25 e 27, e usando as informações das Tabelas 13, 14 e 15, obtemos:

$$\mu_g = 0,000034 \text{ Pa.s}$$

$$k_g = 0,059 \text{ W/m.K}$$

Para solucionar as perdas de energia, alguns valores foram estimados seguindo a bibliografia especializada, os demais foram resolvidos através das equações 28 a 36, os mesmos são mostrados na Tabela 16 abaixo:

Tabela 16 - Determinação das perdas de energia (%).

Perdas na combustão incompleta	P1	0,0100	Estimado
Calor sensível nas cinzas	P2	0,0018	Calculado
Perdas na fuligem	P3	0,0200	Estimado
Calor do combustível caindo no cinzeiro	P4	0,0100	Estimado
Perdas por irradiação	P5	0,0100	Estimado
Perdas de calor sensível	P6	0,1946	Calculado

Fonte: Autor (2022).

Para a perda total temos o somatório de todas as perdas, resolvendo a equação 37, temos 0,246. Resolvendo a equação 38, para calcular o rendimento térmico do gerador de vapor, temos 75,36%.

O calor útil calculado pela equação 39, resultou em:

$$Q'_u = 7468,028 \text{ kW}$$

O consumo de combustível ficou em 0,914 kg/s ou 3289 kg/h, resultado da equação 40. O calor total fornecido, equação 41, resultou em 9909,783 kW e o calor total perdido, equação 42, resultou em 513,11 kW.

Para o dimensionamento da fornalha foram adotados os seguintes dados iniciais para a carga da fornalha, C_v e para a carga da grelha, C_g :

$$C_v = 200000 \text{ kcal/m}^3 \cdot \text{h}$$

$$C_g = 130 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

Que resultou em um volume de fornalha igual a $42,63 \text{ m}^3$ e uma área de grelha igual a $25,30 \text{ m}^2$. Após montado o sistema de equações, foi obtido um valor calculado para o comprimento, largura e altura da fornalha, mostrado na Tabela 17:

Tabela 17 - Dimensões da câmara de combustão.

Altura A (m)	2,0
Largura L (m)	5,0
Comprimento C (m)	5,0

Fonte: Autor (2022).

Os valores acima resultaram em um volume calculado de $50,00 \text{ m}^3$. Ao volume da fornalha foi adicionado o volume de uma grelha inclinada, cuja as dimensões são as seguintes, mostradas na Tabela 18, abaixo:

Tabela 18 - Dimensões da grelha inclinada.

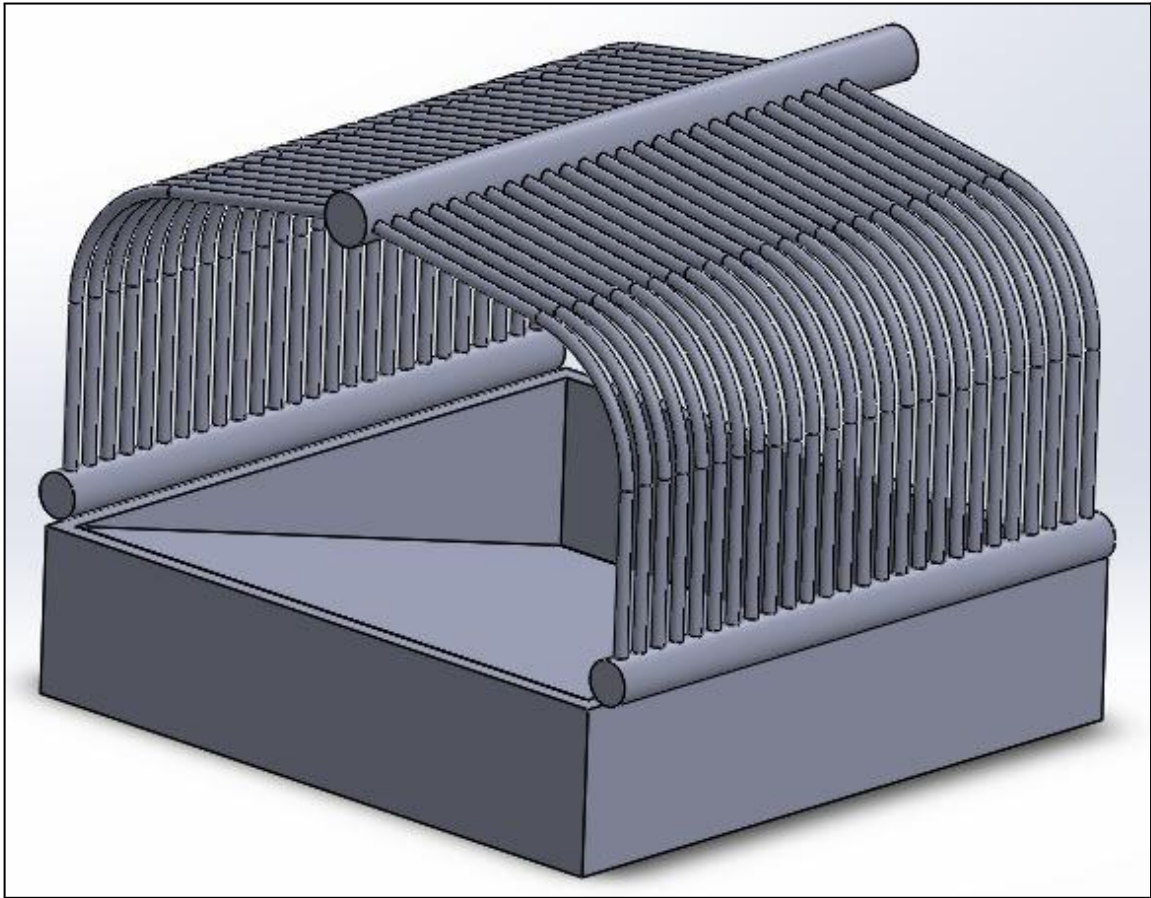
Profundidade P (m)	1,2
Largura L (m)	5,0
Comprimento inclinado C (m)	5,142
Ângulo da grelha ($^\circ$)	13,5
Volume (m^3)	15,0

Fonte: Autor (2022).

O ângulo para a grelha inclinada, de acordo com Pêra (1990, pág. 4-31), é entre 12° e 15° . Para o projeto, o ângulo adotado de $13,5^\circ$ fica de acordo com os parâmetros recomendados pela literatura. Somando-se o volume da fornalha com o volume da grelha inclinada obtém-se $65,00 \text{ m}^3$, e a área da grelha, devido a sua inclinação, resultou em $25,71 \text{ m}^2$, ou seja, satisfazem as condições das equações 45 e 46.

Cujo o esquema da fornalha e da grelha inclinada pode ser visto na Figura 35 abaixo:

Figura 35 - Esquema da fornalha com a grelha inclinada.



Fonte: Autor (2022)

Para a temperatura adiabática da chama, equação 47, temos:

$$T_{ad} = 1333,04 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ ou } 1606,04 \text{ K}$$

As dimensões dos tubos foram definidas e são mostradas na Tabela 19, e uma imagem do tubo pode ser vista na Figura 36 :

Tabela 19 - Dimensões dos tubos da fornalha.

Comprimento dos tubos (m)	Passo (m)	Número de tubos	Diâmetro externo (m)	Diâmetro interno (m)	Espessura da parede (m)	Ângulo do tubo (°)
4,0	0,152	64	0,0762	0,0695	0,00335	95,96

Fonte: Autor (2022).

Com estas informações é possível resolver a equação 51 que define a superfície irradiada. Usando um fator de correção de 0,9 e uma área projetada de 62,83 m², a superfície irradiada torna-se 56,55 m².

Figura 36 - Tubo da Fornalha.



Fonte: Autor (2022).

Por fim, como uma equação depende da outra, de modo iterativo obteve-se, para as equações 48, 49 e 50, respectivamente:

$$T_{real} = 828,19\text{ }^{\circ}\text{C ou }1101,19\text{ K}$$

$$Q_r = 2970,12\text{ kW}$$

$$T_p = 188,38\text{ }^{\circ}\text{C ou }461,38\text{ K}$$

A fim de melhorar o aproveitamento do calor gerado pelos gases de combustão, ficou definido que a caldeira terá dois passes de tubos no corpo, para ambos os passes é necessário calcular vários parâmetros, de modo que, estes podem ser visualizados na Tabela 20 abaixo:

Tabela 20 - Parâmetros de projeto dos passes do corpo da caldeira.

Parâmetros	1º Passe	2º Passe	Status
Comprimento dos tubos L (m)	4,0	4,0	Definido
Diâmetro externo d_e (m)	0,0762	0,0762	Definido
Espessura e (m)	0,00335	0,00335	Definido
Diâmetro interno d_i (m)	0,0695	0,0695	Definido
Reynolds	22926	52710	Calculado
Prandtl	0,66221	0,70119	Calculado
Nusselt	72,20	151,42	Calculado
Temperatura média T^m (K)	833,86	523,68	Calculado
Velocidade do fluido v (m/s)	28	27	Calculado
Viscosidade dinâmica μ (kg/m.s)	0,00004	0,00002	Calculado
Massa específica ρ (kg/m ³)	0,421	0,671	Calculado
Calor específico c_p (J/kg.k)	1,142	1,142	Calculado
Condutividade térmica k (W/m.K)	0,061	0,039	Calculado
Coefficiente de transferência de calor dentro dos tubos h_i (W/m ² .K)	63,209	84,205	Calculado
Condutividade térmica dos tubos k' (W/m.K)	50	50	Tabelado
Coefficiente de transferência de calor fora dos tubos h_e (W/m ² .K)	5000	5000	Definido
Temperatura fluido quente entrada T_{q^e} (K)	1101,19	566,53	Calculado
Temperatura fluido quente saída T_{q^s} (K)	566,53	480,84	Calculado
Temperatura fluido frio entrada T_{f^e} (K)	452,88	452,88	Definido
Temperatura fluido frio saída T_{f^s} (K)	452,88	452,88	Definido
Diferença média da temperatura ΔT_{ml} (K)	307,06	61,10	Calculado
Resistência R_1	0,01811	0,01360	Calculado
Resistência R_2	0,00007	0,00007	Calculado
Resistência R_3	0,00021	0,00021	Calculado
Coefficiente global de troca térmica U (W/m ² .K)	54,358	72,046	Calculado
Área A (m ²)	143,634	92,883	Calculado
Número de tubos N_t	150	97	Calculado

Fluxo de calor do passe Q^{passe} (kW)	4043,85	648,10	Calculado
Radiação gasosa Q^g (kW)	2444,648	101,260	Calculado
Fluxo de calor radiação gasosa Q^{rg} (kW)	1609,146	230,723	Calculado

Fonte: Autor (2022).

Quanto ao coeficiente de transferência de calor fora dos tubos h_e , foi definido dentro do valor mínimo da faixa experimental medida. E que mesmo o valor mínimo implica em uma resistência térmica pequena, que não é relevante o cálculo detalhado. Com base nos resultados obtidos é possível determinar a quantidade de vapor gerado pela caldeira, o projeto resultou em 10,26 t/h de vapor saturado, resultado dentro do esperado.

4.2 Desenvolvimento do projeto mecânico da caldeira

Nesta seção será descrito como foi realizado o projeto mecânico da caldeira, as equações foram implementadas no software Microsoft Excel. Como já foi dito anteriormente, para o projeto mecânico utiliza-se exclusivamente o código ASME Section I.

Do projeto térmico já foi possível obter algumas informações, como o diâmetro do espelho em função da distribuição dos tubos, o diâmetro é usado no dimensionamento da espessura do casco da caldeira. O espelho, assim como os demais componentes foram esboçados no software SolidWorks versão 2020, o esboço dos componentes será melhor descrito nas próximas seções.

Por tanto, para a solução da equação 87 temos os seguintes dados mostrados na Tabela 21:

Tabela 21 - Dados para o dimensionamento do casco.

Pressão de projeto P (MPa)	1,0
Diâmetro do cilindro D (mm)	2500,0
Tensão admissível do metal S (MPa)	94,5
Eficiência E	1,0
Coefficiente de temperatura y	0,7
Tolerância mínima C (mm)	1,5

Fonte: Autor (2022).

Para a construção do casco da caldeira foi selecionado um aço ASTM 285, tipicamente usado para esta finalidade, possui uma resistência à tração que varia de 310 a 450 MPa. Porém a norma ASME Section II (2019, pág. 10), determina que para um aço com uma resistência a tração de 330 MPa a uma temperatura de 200 °C, próxima à temperatura de saturação da água, a resistência diminui para 94,5 MPa.

Com isso, a espessura de acordo com a equação 87 ficou em 14,63 mm, contudo a medida comercial selecionada mais próxima é 15,88 mm.

Para o dimensionamento da espessura do espelho, foi necessário antes determinar o passo do estais e para isso estimar alguns valores. Para uma espessura inicial foi determinado 15,88 mm e para o diâmetro dos estais 19,05 mm.

Da mesma forma que para a espessura do casco da caldeira, a norma ASME Section II (2019, pág. 14) trás para um aço com 400 MPa de resistência a tração em temperatura ambiente, já na temperatura de 200 °C a resistência fica em 114 MPa, para os estais foi escolhido um aço ASTM A36. Para o coeficiente “C”, foi adotado o valor de 2,2, de acordo com o Quadro 02, em virtude da configuração dos estais. Resolvendo a equação 90 para o passo dos estais obteve-se:

$$p = 252 \text{ mm}$$

Com isso a solução para a espessura do espelho pela equação 88 ficou em:

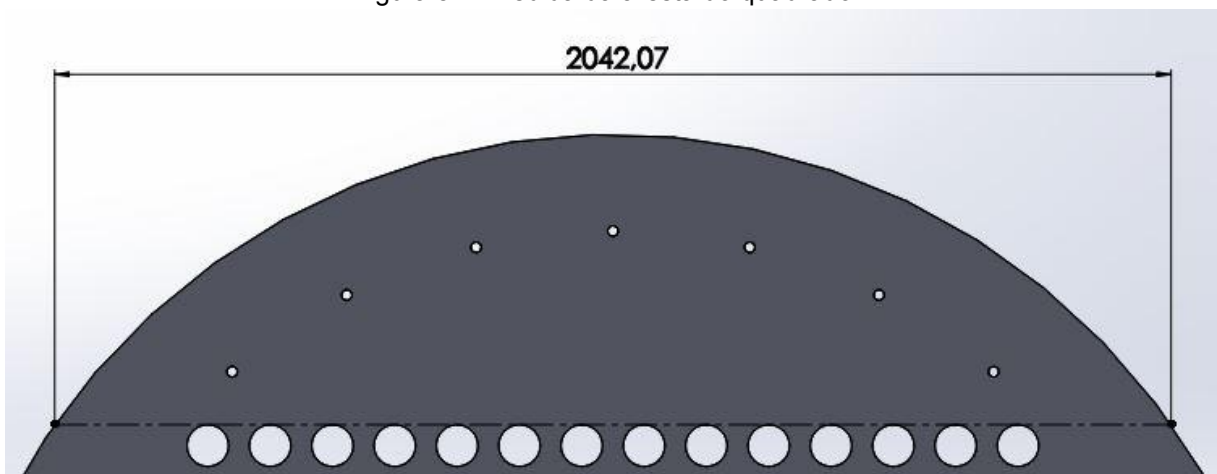
$$t_e = 17,48 \text{ mm}$$

Mais uma vez a medida comercial mais próxima é a de 19,05 mm.

Pela equação 91, a área da diagonal é de $290,331 \text{ mm}^2$. Com a medida da área da diagonal é possível determinar a força que cada estai pode suportar, levando em consideração uma resistência à tração de 114 MPa, a força que cada estai pode suportar é de 33097,79 N.

A medida para determinar, conforme mostra a Figura 37, a área do quadrado foi tomada logo acima dos tubos, que resultou em 2042,07 mm, sendo o diâmetro do espelho de 2500 mm, a área resultante é de $184672,16 \text{ mm}^2$.

Figura 37 - Medida da aresta do quadrado.

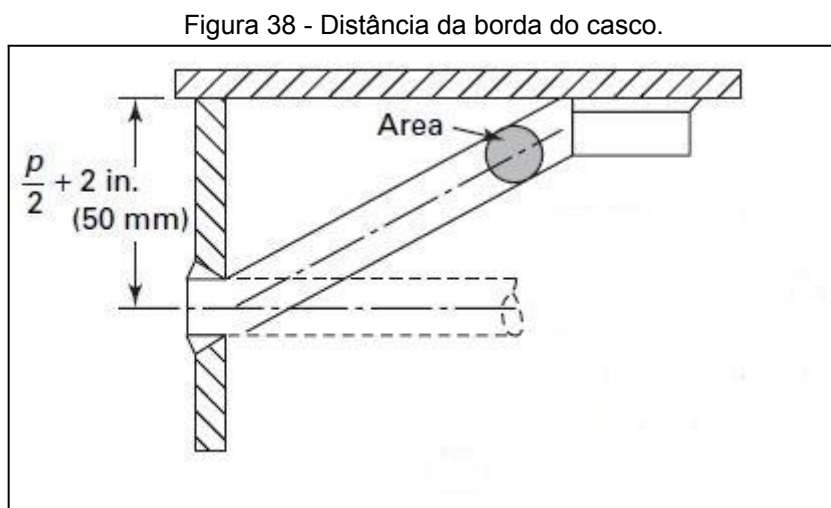


Fonte: Autor (2022).

Antes de se determinar a área líquida, é preciso saber quantos estais serão necessários, dividindo-se a força aplicada sobre a face do espelho pela força suportada por cada estai, tem-se um total de 6 estais.

Com base nisso, de forma interativa, a área líquida de $183066,31 \text{ mm}^2$, também resultou num total de 6 estais, porém em cumprimento a determinação da norma ASME Section I (2007, pág. 132), em que afirma que “A distância máxima entre as bordas dos furos dos tubos e os centros dos tirantes deve ser $p[\dots]$ ”, a quantidade de estai adicionados ao espelho ficou num total de 7.

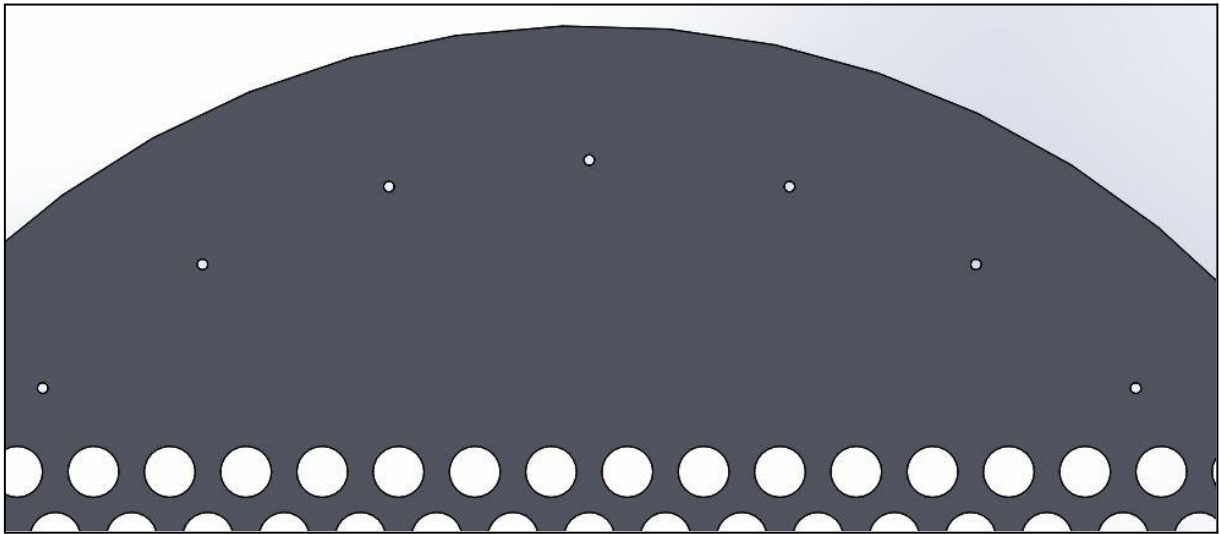
De acordo com a norma ASME Section I (2007, pág. 132), a distância do centro do estai até a borda do casco deve ser de metade do passo dos estais, determinado pela equação 90, mais 50 mm, conforme mostra a Figura 38:



Fonte: ASME Section I (2007, pág. 160).

Desta condição resultou na distância de 176 mm da borda do casco. A Figura 39 abaixo mostra como ficou a disposição dos estais no espelho:

Figura 39 - Disposição dos estais.



Fonte: Autor (2022).

Para determinar o diâmetro dos coletores, é necessário conhecer a quantidade de vapor gerado na fornalha, esse valor é obtido em função do calor irradiado, da entalpia do vapor saturado e da entalpia do líquido saturado. Como foi visto na seção 4.1, a entalpia do vapor saturado é 2777,1 kJ/kg, a entalpia do líquido saturado 88,61 kJ/kg e o calor irradiado na fornalha 2970,12 kW. Resolvendo a equação 92 abaixo obtemos 1,10 kg/s de vapor:

$$qv = \frac{Q_r}{h_{vs} - h_l} \quad (92)$$

Conhecendo a massa específica da água na temperatura de saturação, pode-se determinar a vazão em m^3/s . De acordo com Shield (1976, pág. 290), a água que sobe está um pouco acima da temperatura de saturação, enquanto a água que desce está um pouco abaixo. Para a água que sobe foi estabelecida uma temperatura de 189,88 °C, ou seja 10 °C a mais da temperatura de saturação, enquanto que para a água que desce 169,88 °C, neste caso 10 °C a menos.

De posse destas temperaturas, a massa específica da água na temperatura de 189,88 °C é de 879,47 kg/m³ e para 169,88 °C é 900,70 kg/m³. Para o dimensionamento dos coletores inferiores é necessário dividir o total do vapor gerado por dois, pois são dois coletores. Como parâmetro de projeto ficou definida a velocidade como sendo 0,3 m/s e a taxa de circulação de 20 vezes, com isso temos os seguintes resultados mostrados na Tabela 22:

Tabela 22 - Resultado do dimensionamento dos coletores.

	Coletores inferiores	Coletor superior
Área total (m ²)	0,082	0,084
Área de cada coletor (m ²)	0,041	-----
Diâmetro interno (mm)	228,16	326,54

Fonte: Autor (2022).

Com base no dimensionamento do diâmetro interno é necessário consultar uma tabela de medidas comerciais para tubos. Para o coletor superior resultou em uma medida comercial de 334,54 mm, um Schedule 40 com 11,13 mm de espessura de parede e 355,6 mm (14 pol.) de diâmetro externo.

Já para os coletores inferiores, também usando um Schedule 40, pois são usualmente empregados para os coletores, o diâmetro interno é de 254,51 mm, 9,27 mm de espessura da parede e 273 mm (10 pol.) de diâmetro externo.

Aplicando a metodologia proposta na seção 2.5.4, com base na ASME Section I, para a verificação da espessura dos coletores, foram obtidos os seguintes resultados, mostrados na Tabela 23:

Tabela 23 - Resultado da verificação da espessura dos coletores.

	Coletor superior	Coletor inferior
Espessura proposta t_r (mm)	11,13	9,27
Passo dos tubos da fornalha p (mm)	152	152
Área A_{1234} (mm ²)	1691,76	1409,04
Distância entre as bordas dos tubos (mm)	82,5	82,5
Fator F	0,5	0,5
Área resultante A_{5678} (mm ²)	592,12	493,16
Espessura calculada t (mm)	7,177	5,978

Fonte: Autor (2022).

Para finalizar, com os resultados obtidos, foi possível verificar que a espessura escolhida para os coletores atende os requisitos estabelecidos pela norma ASME Section I.

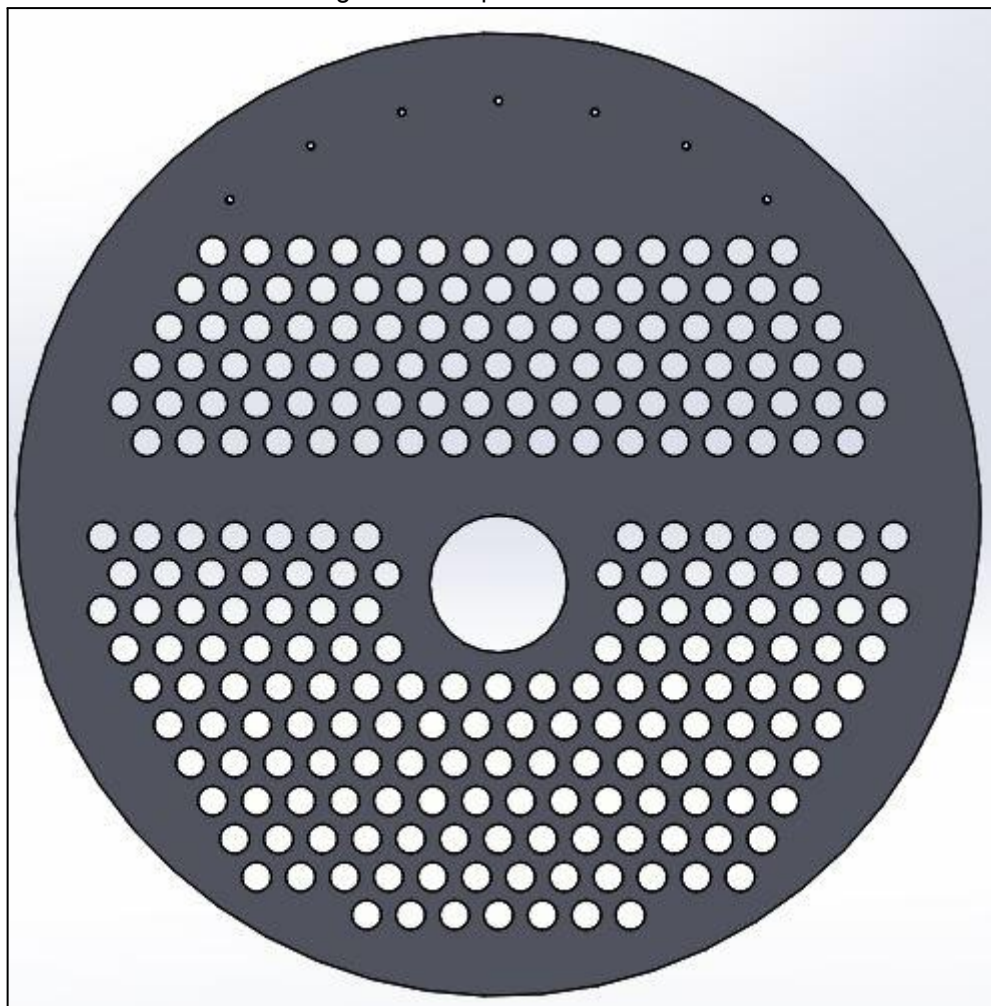
4.3 Proposta de um gerador de vapor misto

Nesta seção será apresentada a proposta do gerador de vapor, serão apresentados os esboços das partes da caldeira, que foram feitos com o software SolidWorks versão 2020 a partir do projeto térmico e projeto mecânico.

O primeiro passo foi posicionar os tubos dos passes no espelho, de modo a respeitar a distância do passo, diâmetro dos tubos e quantidade de tubos de cada passe estabelecido no projeto térmico, posteriormente, também foi verificado que estava em acordo com o projeto mecânico.

A Figura 40 mostra o espelho da caldeira como a posição dos tubos e dos estais:

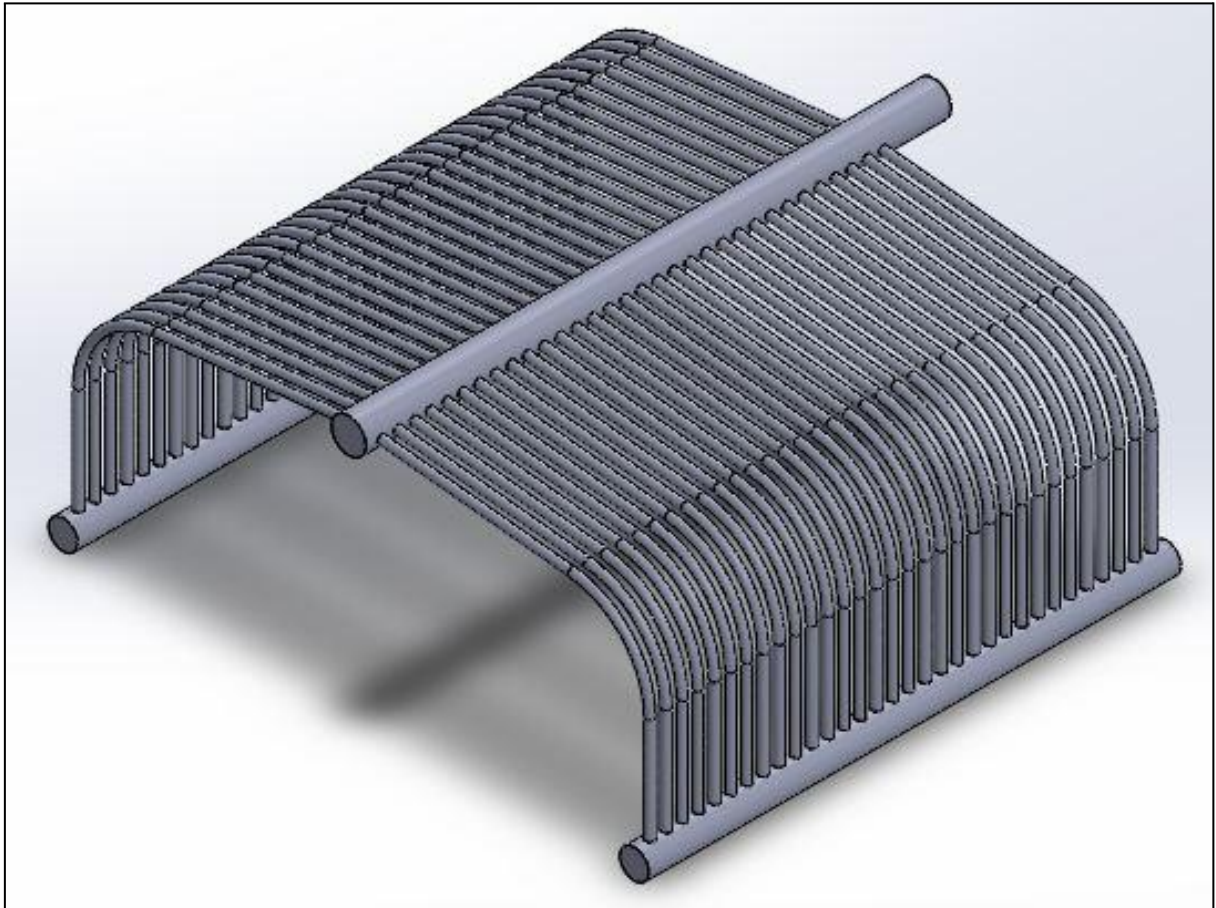
Figura 40 - Espelho da caldeira.



Fonte: Autor (2022).

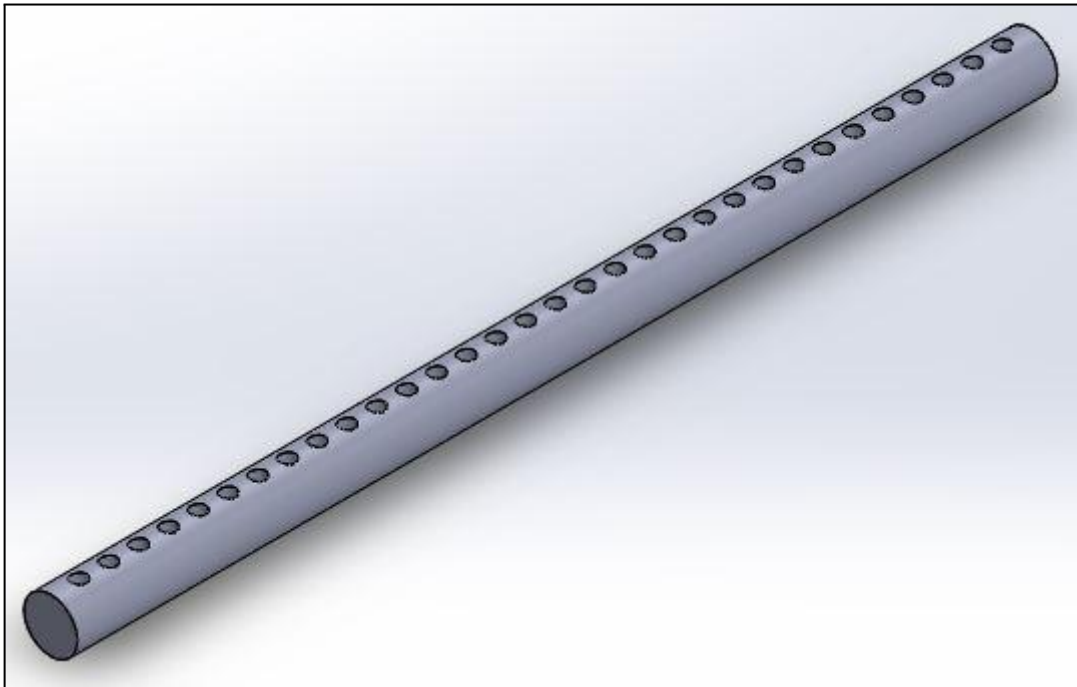
O projeto térmico fornece as dimensões da fornalha, assim como o número de tubos, a Figura 41 é o esboço da fornalha. O coletor inferior é mostrado na Figura 42 e o coletor superior na Figura 43:

Figura 41 - Fornalha.



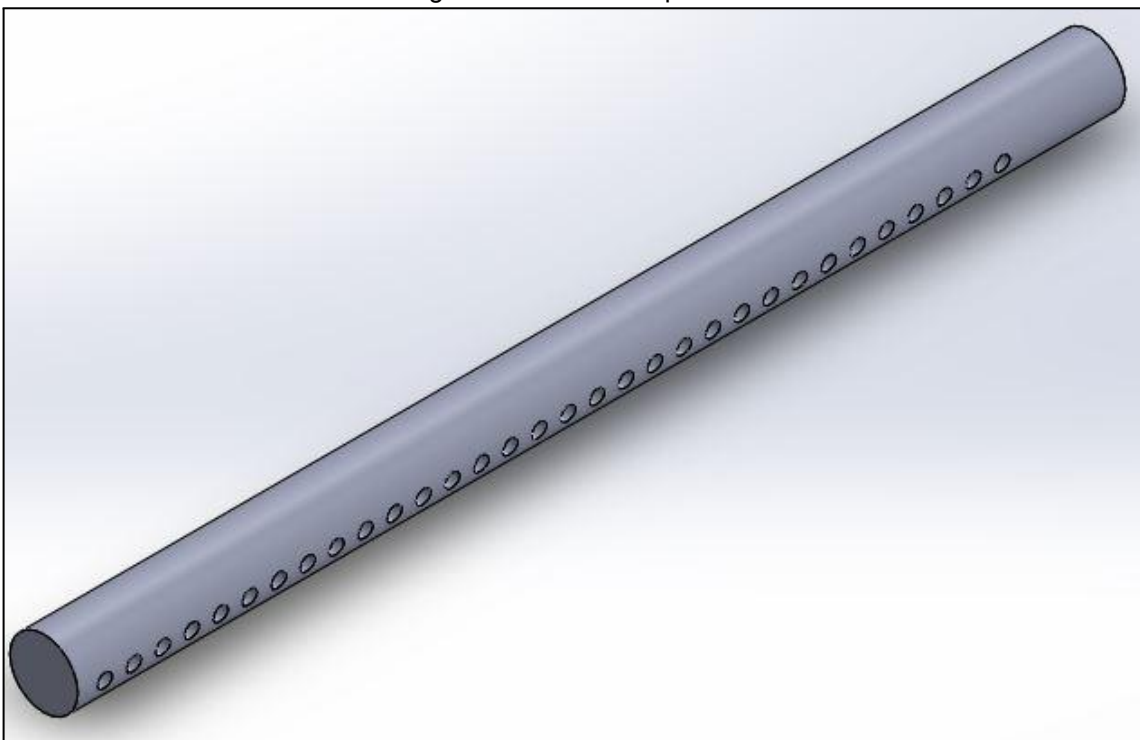
Fonte: Autor (2022).

Figura 42 - Coletor inferior.



Fonte: Autor (2022).

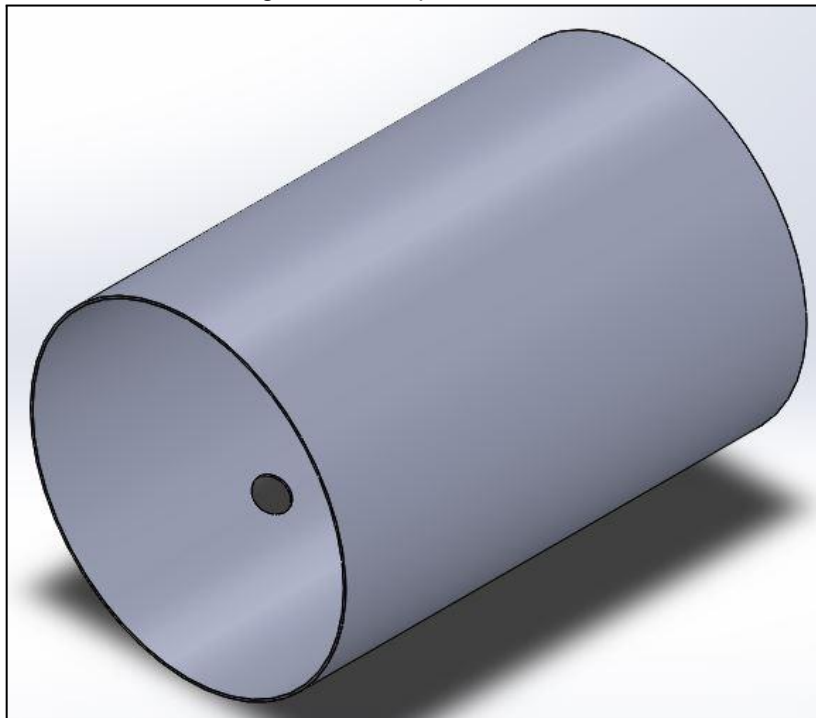
Figura 43 - Coletor superior.



Fonte: Autor (2022).

Com o modelamento do espelho feito, é possível através das equações do projeto térmico e mecânico modelar o corpo da caldeira, mostrado na Figura 44:

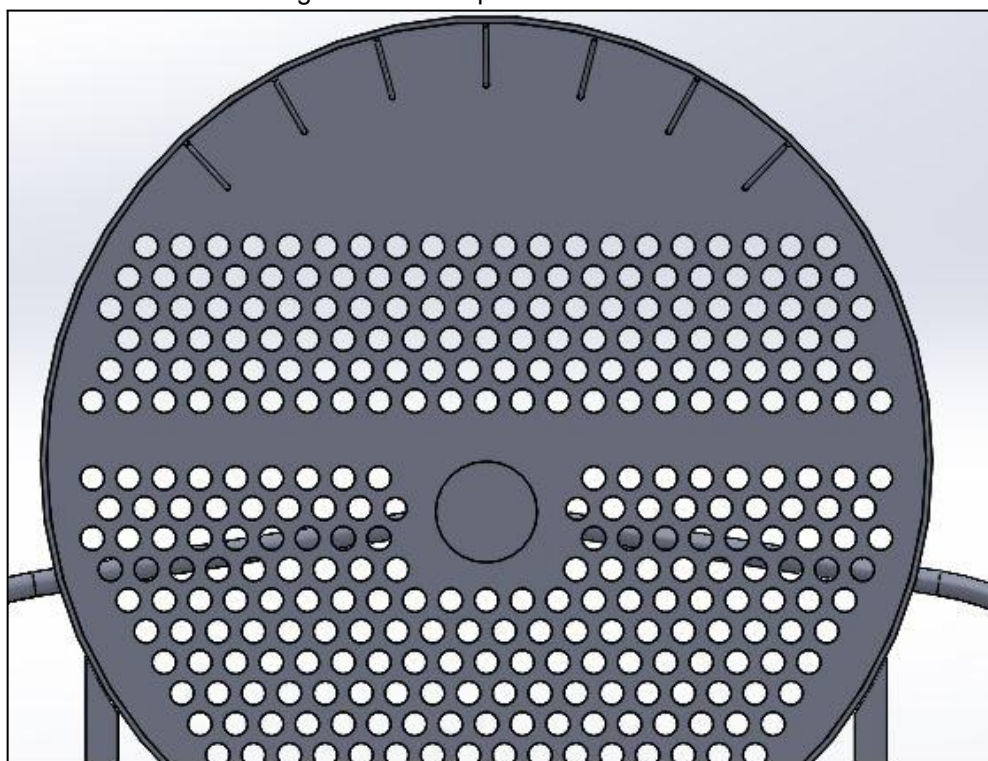
Figura 44 - Corpo da caldeira.



Fonte: Autor (2022).

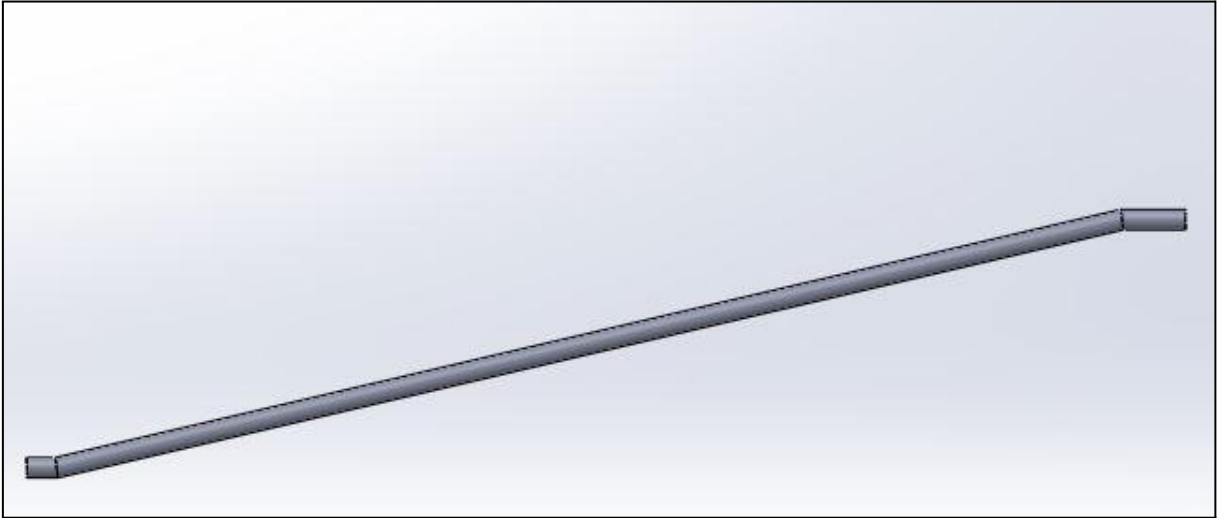
A Figura 45 mostra a vista posterior da caldeira, onde estão fixados os estais, que por sua vez são mostrados na Figura 46:

Figura 45 - Vista posterior da caldeira.



Fonte: Autor (2022).

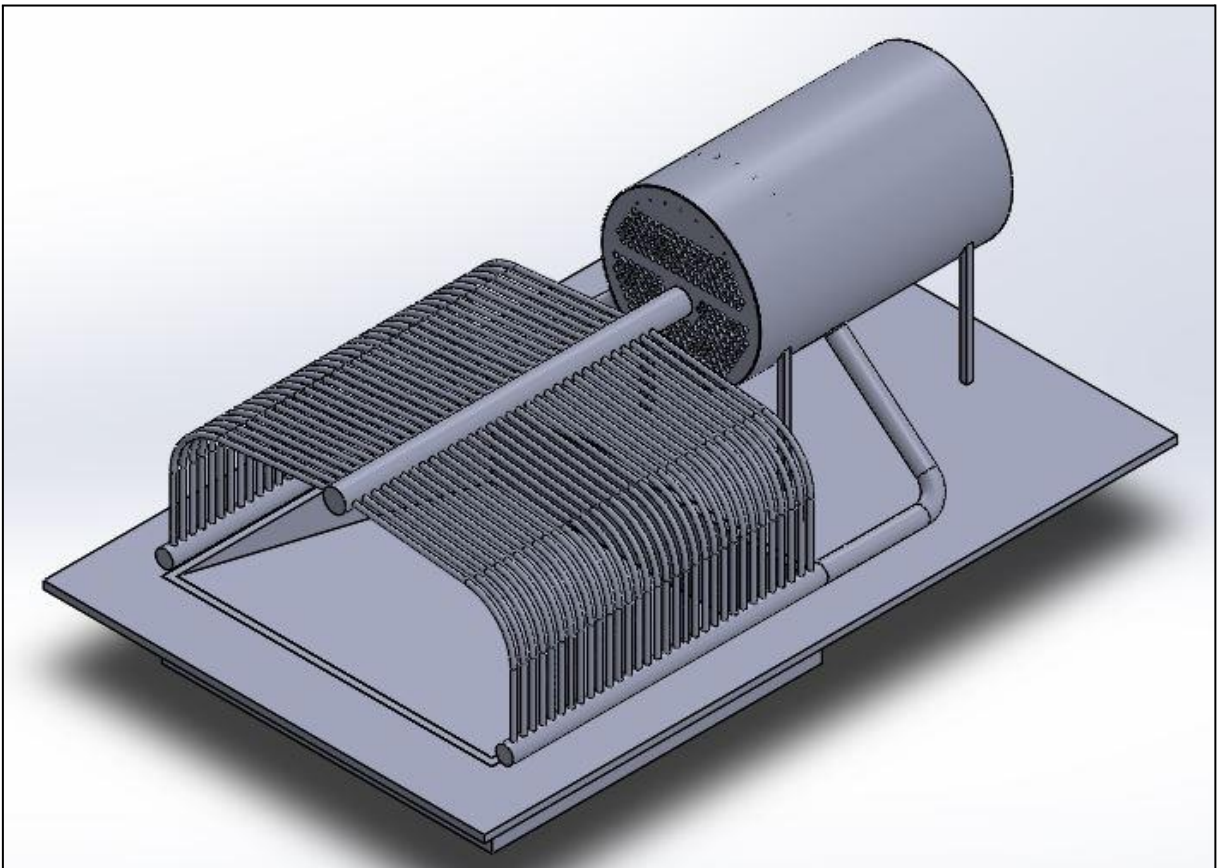
Figura 46 - Geometria dos estais.



Fonte: Autor (2022).

Por fim, a Figura 47, em que é apresentado o projeto proposto da caldeira montada, incluindo também a parte da grelha inclinada:

Figura 47 - Projeto proposto da caldeira.



Fonte: Autor (2022).

5. CONCLUSÕES

O presente trabalho obteve êxito na sua proposta inicial de realizar o projeto térmico e mecânico de um gerador de vapor, além de apresentar uma proposta de projeto real que pode ser aplicado às indústrias de pequeno porte.

Devido a sua complexidade, o projeto térmico foi o que demandou maior tempo de pesquisa na literatura especializada, mas mostrou-se fundamental para que o projeto mecânico também pudesse ser realizado. O uso de normas como a ABNT 16035, a norma NR-13 e o código ASME, são imprescindíveis para dar validade ao projeto e garantir que a caldeira opere de forma segura. A utilização de softwares para o memorial de cálculo e para o esboço da caldeira tornou o projeto mais assertivo e deu maior credibilidade ao trabalho.

Por fim, o projeto exigiu a aplicação de diversas áreas da engenharia, conhecimentos adquiridos durante a graduação e troca de experiências com os professores, mas o resultado final mostrou-se satisfatório e com resultados positivos, dentro do esperado.

5.1 Sugestões de trabalho futuros

As sugestões para trabalhos futuros, ficam a cargo de implementar um sistema de pré aquecimento de ar e outro de pré aquecimento de água, a fim de melhorar a eficiência da caldeira e diminuir gastos com combustíveis. Também é possível dimensionar a tiragem do sistema e o tamanho da chaminé.

REFERÊNCIAS

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **Materials Part D Properties (Metric)**. 2019, New York, NY.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **Rules For Construction of Power Boilers**. 2007, New York, NY.

ANNARATONE, Donatello. **Steam generators: description and design**. Springer Science & Business Media, 2008.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR 16035-1: Caldeiras e vasos de pressão - Requisitos para construção**. Rio de Janeiro, p. 20. 2022.

BABCOCK; WILCOX COMPANY. **Steam/its generation and use**. 41st edition. Editors: John B. Kitto and Steven C. Stultz. The Babcock & Wilcox Company, Barberton, Ohio, U.S.A. 2005.

BAZZO, Edson. **Geração de vapor**. 2. ed. Florianópolis: Editora da Universidade Federal de Santa Catarina, 1995. 216 p.

BIZZO, Waldir A. **Geração, distribuição e utilização de vapor**. Campinas: FEM/Unicamp, 2003. Disponível em: <<http://www.fem.unicamp.br/~em672/GERVAP4.pdf>>. Acesso em 13 de abril de 2022.

CAMARGO INDUSTRIAL. **Máquinas usadas à venda**. 2019. Disponível em: <https://www.camargoindustrial.com.br/vender-maquinas-usadas/?c=Vender+Caldeiras+industriais_ITB2>. Acesso em 03 de maio de 2022.

ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A. **Termodinâmica**. 7. ed. Porto Alegre : AMGH, 2013. Tradução: Paulo Maurício Costa Gomes; revisão técnica: Antonio Pertence Júnior.

CENTRAIS ELÉTRICAS BRASILEIRAS, FUPAI/EFFICIENTIA. **Eficiência Energética no Uso de Vapor**. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005. 196p. ilustr. Disponível em: <http://arquivos.portaldaindustria.com.br/app/conteudo_18/2014/04/22/6281/LivroVapor.pdf>. Acesso em 28 de abril de 2022.

GOVERNO DO ESTADO DE SANTA CATARINA. **SC amplia a exportação de carnes e ultrapassa US\$ 2 bilhões de faturamento em 2021**. 16 de setembro de 2021. Disponível em: <<https://www.sc.gov.br/noticias/temas/agricultura-e-pesca/sc-amplia-a-exportacao-de-carnes-e-ultrapassa-us-2-bilhoes-de-faturamento-em-2021#:~:text=Facebook%20Twitter%20LinkedIn-,SC%20amplia%20a%20exporta%C3%A7%C3%A3o%20de%20carnes%20e%20ultrapassa%20US,bilh%C3%B5es%20de%20faturamento%20em%202021&text=Maior%20produtor%20de%20carne%20su%C3%ADna,US%24%202%20bilh%C3%B5es%20em%202021>>. Acesso em 12 de maio de 2022.

INMETRO. **Existe alguma norma brasileira que permita verificar a conformidade de um Código de Construção com a ABNT NBR ISO 16528-1?**. 26 de maio de 2021. Disponível em: <<https://www.gov.br/inmetro/pt-br/aceso-a-informacao/perguntas-frequentes/avaliacao-da-conformidade/caldeiras-e-vasos-de-pressao-de-producao-seriada/existe-alguma-norma-brasileira-que-permita-verificar-a-conformidade-de-um-codigo-de-construcao-com-a-abnt-nbr-iso-16528-1#:~:text=ABNT%20NBR%2016035%2D5%3A2013,sujeitos%20a%20chama%20%E2%80%93%20Padr%C3%A3o%20europeu.>>. Acesso em 01 de maio de 2022.

INSTITUTO BRASILEIRO DE PETRÓLEO E GÁS. **Inspeção de caldeiras**. Instituto Brasileiro de Petróleo e Gás, coordenado por Luiz Antônio Moschini de Souza. – 3. ed. – Rio de Janeiro: IBP, 2020. 72 p.: il. color. – (Guias de inspeção, 5). Disponível em: <<https://www.ibp.org.br/personalizado/uploads/2020/09/guia-de-inspecao-de-caldeiras-2020.pdf>>. Acesso em 25 de abril de 2022.

LUFT, André Luiz. **Dimensionamento térmico de uma caldeira mista**. 2017. Trabalho de Conclusão de Curso. Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Disponível em: <https://repositorio.utfpr.edu.br/jspui/bitstream/1/15204/1/PB_DAMEC_2017_2_01.pdf>. Acesso em: 30 de março de 2022.

MARTINELLI JR, Luiz Carlos. **Geradores de vapor (Apostila)**. Ijuí: FEM/Unijuí, 2004. Disponível em : <<https://docplayer.com.br/506344-Geradores-de-vapor-luiz-carlos-martinelli-jr-prof-unijui-campus-panambi.html>>. Acesso em 02 de maio de 2022.

MFRURAL. **Corpo Caldeira para 12.000 kg - 8kgf/cm**. 2022. Disponível em: <<https://www.mfrural.com.br/detalhe/296544/corpo-caldeira-para-12-000-kg-8-kgf-cm>>. Acesso em 02 de maio de 2022.

MINISTÉRIO DO TRABALHO E EMPREGO. **Nr-13 Caldeiras, Vasos de Pressão, Tubulações e Tanques Metálicos de Armazenamento**. 08 de junho de 1978. Brasília.

PÊRA, Hildo. **Geradores de vapor**. Editora Fama 2º edição, 1990.

POSSAMAI INDUSTRIAL. **Caldeira Flamotubular Vertical (PI-VM)**. 2016. Disponível em: <<http://www.possamaiindustrial.com.br/caldeira/8/caldeira-flamotubular-vertical-pi-vm>>. Acesso em 18 de abril de 2022.

SHIELD, Carl D. **Calderas; tipos, características y sus funciones**. 1976.

STEAMMASTER. **VMFI**. 2022. Disponível em: <<https://steammaster.com.br/produto/vmfi/>>. Acesso em 28 de abril de 2022.

TEIXEIRA, Gessen Souza. **Estudo sobre oportunidades de recuperação de calor em uma indústria frigorífica para substituição de uma caldeira geradora de vapor por um aquecedor de água**. 2017. 110 f. Disponível em: <<https://repositorio.ucs.br/xmlui/bitstream/handle/11338/3040/Dissertacao%20Gessen%20Souza%20Teixeira.pdf?sequence=1&isAllowed=y>>. Acesso em 23 de abril de 2022.

TOGAWA. **Os Principais Tipos de Caldeiras**. 30 de setembro de 2020. Disponível em: <<https://togawaengenharia.com.br/blog/os-principais-tipos-de-caldeiras/>>. Acesso em 05 de abril de 2022.

TREVELIM, Wagner José. **Caldeiras Flamotubulares - Reconstituição de Prontuários**. 2020. Revista Eletrônica Multidisciplinar da Faculdade de Alta Floresta. Disponível em : <<http://faflor.com.br/revistas/refaf/index.php/refaf/article/view/104>>. Acesso em 19 de outubro de 2022.

TURNES, Stephen R. **Introdução à combustão: conceitos e aplicações**. 3. ed. Porto Alegre: AMGH, 2013. Tradução: Amir Antônio Martins de Oliveira Júnior; revisão: Amir Antônio Martins de Oliveira Júnior. 404 p.; il.; 25 cm.