

Universidade Federal de Santa Catarina
Centro de Blumenau
Departamento de Engenharia de
Controle e Automação e Computação



Ronaldo William de Oliveira Baggio

Modelagem de uma Caldeira Flamotubular com Fornalha
Aquatubular

Blumenau
2018

Ronaldo William de Oliveira Baggio

Modelagem de uma Caldeira Flamotubular com Fornalha Aquatubular

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Universidade Federal de Santa Catarina como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de Engenheiro de Controle e Automação.
Orientador: Prof. Dr. Daniel Martins Lima

Universidade Federal de Santa Catarina
Centro de Blumenau
Departamento de Engenharia de
Controle e Automação e Computação

Blumenau
2018

Ronaldo William de Oliveira Baggio

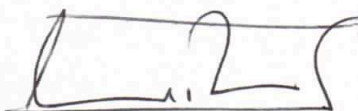
Modelagem de uma Caldeira Flamotubular com Fornalha Aquatubular

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Universidade Federal de Santa Catarina como requisito parcial para a obtenção do título de Engenheiro de Controle e Automação.

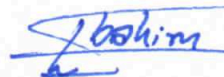
Comissão Examinadora



Prof. Dr. Daniel Martins Lima
Universidade Federal de Santa Catarina
Orientador



Prof. Dr. Daniel Alejandro Ponce Saldias
Universidade Federal de Santa Catarina



Prof. Dr. Ebrahim Samer El Youssef
Universidade Federal de Santa Catarina

Blumenau, 3 de fevereiro de 2019

Dedico este trabalho a todos aqueles que, de alguma forma,
auxiliaram para a concretização desta etapa.

Agradecimentos

Em primeiro lugar, A Deus, por me abençoar.

À minha mãe querida, Maria Reginalda de Oliveira Baggio, por suas orações e por sempre me aconchegar em momentos difíceis e me dar conselhos bons.

Ao meu pai querido, Elpídio Orbem Baggio, por sempre me incentivar e ajudar.

À minha amada esposa, Marília da Silva Pimentel, por estar ao meu lado em horas difíceis.

Ao meu amado filho, Lorenzo Valentino Pimentel Baggio, por ser sempre carinhoso e me dar forças para lutar.

Aos meus orientadores, Daniel Martins Lima e Marcos Wipprich, por seus ensinamentos, paciência e sempre estarem dispostos a me ajudar.

À BIOCAL, por ser uma empresa que me abraçou, por me dar a oportunidade de conhecimento e desenvolvimento desse trabalho.

Aos demais professores que contribuíram para a minha graduação, pela dedicação e paciência ao longo do curso.

À UFSC, por ser uma universidade de excelência e com excelentes professores.

*"Não vos amoldeis às estruturas deste mundo,
mas transformai-vos pela renovação da mente,
a fim de distinguir qual é a vontade de Deus:
o que é bom, o que Lhe é agradável, o que é perfeito.
(Bíblia Sagrada, Romanos 12, 2)"*

Resumo

Uma grande dificuldade encontrada por empresas no segmento de caldeira é a falta de sintonização correta dos controladores PID existentes no processo. Esse trabalho aborda uma solução inicial para essa problemática, com o desenvolvimento da modelagem fenomenológica simplificada dos sistemas e subsistemas através dos princípios físicos de balanço de massa e energia que englobam uma caldeira Flamotubular com fornalha Aquatubular de circulação natural e alimentação por cavaco. Foram utilizados dados reais da caldeira a ser instalada na Fazenda Agrotec em Catalão-GO para implementar o modelo dinâmico não-linear. A construção do modelo foi dividida em duas partes a do lado água/vapor e fogo/gás e segue a literatura para obter o modelo dinâmico apropriado para posteriormente desenvolver o projeto de controle. O modelo simplificado foi testado através da implementação computacional, com levantamentos de dados gerais e, em seguida, foi simulado retirando os resultados e expondo-os com análises e comparações.

Palavras-Chave: 1. Caldeira Flamotubular. 2. Modelo Dinâmico. 3. Simulação

Dinâmica.

Abstract

A great difficulty found by boiler companies is the lack of correct tuning of the PID controller in the process. This thesis approaches an initial solution to the problem, with the development of a simplified phenomenological model of the systems and subsystems through the physical principles of mass and energy balance which encompass a fire-tube boiler with aqua tubular furnace of natural circulation and supplied by swarf. The non-linear dynamic model for the boiler used data of a real project which will be installed in Agrotec Farm in Catalão-GO. The construction of the model was divided in two parts, water/steam and fire/gas and follows the literatures to obtain the appropriate dynamic model to later develop a control project. The simplified model was tested through computational simulation and comparison with results found in the literature.

Keywords: 1. Fire-Tube Boiler. 2. Dynamic Model. 3. Dynamic Simulation.

Lista de figuras

Figura 1 – Caldeira Flamotubular MGV-8000 instalada na Fazenda Agrotec em Catalão-GO	17
Figura 2 – Esquema para Modelagem da Caldeira Fogo-Tubular	25
Figura 3 – Caldeira Flamotubular Escocesa [1]	28
Figura 4 – Representação esquemática de uma caldeira flamotubular de três passes [2]	28
Figura 5 – Caldeira Aquatubular, Fixa, Vertical [1]	29
Figura 6 – Caldeira Flamotubular mista MGV-8000	31
Figura 7 – Caldeira MGV-8000 Biocal	32
Figura 8 – Equipamentos Trocadores de Calor	34
Figura 9 – Dessuperaquecedor; Exaustor; Separador Multiciclone	35
Figura 10 – Descarga de Fundo; Desaerador; Interior da Caldeira	36
Figura 11 – Esquemático controle de nível a três elementos [3]	39
Figura 12 – Representação esquemática para modelagem da Caldeira MGV	41
Figura 13 – Representação esquemática simplificada do interior da caldeira	61
Figura 14 – Degrau de 20% no fluxo mássico de combustível \dot{m}_{fuel}	72
Figura 15 – Resposta ao degrau das variáveis de estado	73
Figura 16 – Resposta ao degrau para a carga térmica e volume total de vapor no tubo	74
Figura 17 – Degrau negativo de 20% no fluxo mássico de combustível \dot{m}_{fuel}	75
Figura 18 – Resposta ao degrau negativo das variáveis de estado	76
Figura 19 – Resposta ao degrau negativo para a carga térmica e volume total de vapor no tubo	77

Lista de tabelas

Tabela 1 – Dados para o gás de combustão	66
Tabela 2 – Tabela de água/vapor nas principais pressões da caldeira flamotubular MGV-8000	67
Tabela 3 – Tabela com as condições de operação caldeira flamotubular MGV-8000	68
Tabela 4 – Tabela das constantes de troca de calor da caldeira MGV-8000	69
Tabela 5 – Tabela das temperaturas e energia trocada dos gases em estado esta- cionário em cada subsistema	70
Tabela 6 – Tabela das temperaturas dos gases obtidas pelo <i>GENBOIL</i>	70

Lista de Siglas e Abreviaturas

cp_1	calor específico de saída dos gases da passagem de tubos ($\frac{kJ}{kgK}$)
cp_{ad}	calor específico dos gases para temperatura adiabática ($\frac{kJ}{kgK}$)
cp_{agua}	calor específico da água proveniente do desaerador ($\frac{kJ}{kgK}$)
$cp_{ar,in}$	calor específico do ar na entrada do pré-aquecedor ($\frac{kJ}{kgK}$)
$cp_{ar,out}$	calor específico do ar pré-aquecido ($\frac{kJ}{kgK}$)
cp_{EC}	calor específico de saída dos gases do economizador ($\frac{kJ}{kgK}$)
cp_{EV}	calor específico dos gases na saída do screen ($\frac{kJ}{kgK}$)
cp_f	calor específico da água que alimenta o tambor de vapor ($\frac{kJ}{kgK}$)
cp_g	calor específico dos gases na saída da fornalha ($\frac{kJ}{kgK}$)
cp_{metal}	calor específico do metal ($\frac{kJ}{kgK}$)
cp_{Pre}	calor específico de saída dos gases do pré-aquecedor ($\frac{kJ}{kgK}$)
cp_{ref}	calor específico do ar na temperatura ambiente ($\frac{kJ}{kgK}$)
cp_S	calor específico de saída dos gases do superaquecedor ($\frac{kJ}{kgK}$)
cp_{spray}	calor específico da água do spray ($\frac{kJ}{kgK}$)
cp_{tur}	calor específico do vapor superaquecido fornecido à turbina ($\frac{kJ}{kgK}$)
h_1	entalpia de saída dos gases da passagem de tubos ($\frac{kJ}{kg}$)
h_{agua}	entalpia da água proveniente do desaerador ($\frac{kJ}{kg}$)
$h_{ar,in}$	entalpia do ar na temperatura ambiente ($\frac{kJ}{kg}$)
$h_{ar,out}$	entalpia do ar pré-aquecido ($\frac{kJ}{kg}$)
h_{EV}	entalpia dos gases na saída do screen ($\frac{kJ}{kg}$)
h_{EC}	entalpia de saída dos gases do economizador ($\frac{kJ}{kg}$)
h_f	entalpia da água de alimentação ($\frac{kJ}{kg}$)
h_g	entalpia dos gases na saída da fornalha ($\frac{kJ}{kg}$)
h_{Pre}	entalpia de saída dos gases do pré-aquecedor ($\frac{kJ}{kg}$)
h_{v1}	entalpia específica do vapor ($\frac{kJ}{kg}$)
h_S	entalpia de saída dos gases do superaquecedor ($\frac{kJ}{kg}$)
h_{spray}	entalpia da água do spray
h_{tur}	entalpia do vapor superaquecido fornecido à turbina ($\frac{kJ}{kg}$)
\dot{m}_{agua}	fluxo mássico da água proveniente do desaerador ($\frac{kg}{s}$)
$\dot{m}_{ar,in}$	fluxo mássico do ar na entrada do pré-aquecedor ($\frac{kg}{s}$)
$\dot{m}_{ar,out}$	fluxo mássico do ar pré-aquecido ($\frac{kg}{s}$)
\dot{m}_{fuel}	fluxo mássico de combustível ($\frac{kg}{s}$)
\dot{m}_f	fluxo mássico da água de alimentação que entra no tubulão ($\frac{kg}{s}$)
\dot{m}_g	fluxo mássico dos gases ($\frac{kg}{s}$)
$\dot{m}_{g,1}$	fluxo mássico dos gases de saída da passagem de tubos ($\frac{kg}{s}$)

$\dot{m}_{g,EC}$	fluxo mássico dos gases na saída do economizador ($\frac{kg}{s}$)
MGV	máquina geradora de vapor
$\dot{m}_{g,EV}$	fluxo mássico dos gases de saída do screen ($\frac{kg}{s}$)
$\dot{m}_{g,Pre}$	fluxo mássico dos gases na saída do pré-aquecedor ($\frac{kg}{s}$)
$\dot{m}_{g,S}$	fluxo mássico dos gases de saída do superaquecedor ($\frac{kg}{s}$)
\dot{m}_{sv}	fluxo mássico do vapor superaquecido que sai do superaquecedor ($\frac{kg}{s}$)
\dot{m}_{spray}	fluxo mássico de água do spray ($\frac{kg}{s}$)
m_t	massa total do metal (kg)
\dot{m}_{tur}	fluxo mássico de vapor superaquecido fornecido à turbina ($\frac{kg}{s}$)
\dot{m}_{v1}	fluxo mássico de vapor que sai do tubulão ($\frac{kg}{s}$)
P	pressão em (bar)
PCI	poder calorífico inferior do combustível ($\frac{kJ}{kg}$)
Q	fluxo de calor (W)
\dot{q}_1	fluxo de energia de saída dos gases da passagem de tubos (W)
\dot{q}_{agua}	fluxo de energia da água proveniente do desaerador (W)
$\dot{q}_{ar,in}$	fluxo de energia de ar na entrada do pré-aquecedor (W)
$\dot{q}_{ar,out}$	fluxo de energia do ar pré-aquecido (W)
$\dot{q}_{conv,1}$	fluxo de energia transferido por convecção na passagem de tubos (W)
$\dot{q}_{conv,EC}$	fluxo de energia transferido por convecção no economizador (W)
$\dot{q}_{conv,EC \rightarrow f}$	fluxo de energia convectivo do metal à água no economizador (W)
$\dot{q}_{conv,EV}$	fluxo de energia transferido por convecção no screen (W)
$\dot{q}_{conv,F}$	fluxo de energia transferido por convecção na fornalha (W)
$\dot{q}_{conv,S}$	fluxo de energia transferido por convecção no superaquecedor (W)
$\dot{q}_{conv,Pre}$	fluxo de energia transferido por convecção no pré-aquecedor (W)
$\dot{q}_{conv,T_{Pre} \rightarrow ar}$	fluxo de energia convectivo do metal para o ar no pré-aquecedor (W)
\dot{q}_{EC}	fluxo de energia de saída dos gases do economizador (W)
\dot{q}_{EV}	fluxo de energia de saída do screen (W)
\dot{q}_f	fluxo de energia da água que alimenta o tambor de vapor (W)
\dot{q}_{fuel}	fluxo de energia do combustível (W)
\dot{q}_g	fluxo de energia dos gases de saída da fornalha (W)
\dot{q}_{Pre}	fluxo de energia de saída dos gases do pré-aquecedor (W)
$\dot{q}_{rad,1}$	fluxo de energia transferido por radiação na passagem de tubos (W)
$\dot{q}_{rad,EC}$	fluxo de energia transferido por radiação no economizador (W)
$\dot{q}_{rad,EV}$	fluxo de energia transferido por radiação no screen (W)
$\dot{q}_{rad,F}$	fluxo de energia transferido por radiação na fornalha (W)
$\dot{q}_{rad,S}$	fluxo de energia transferido por radiação no superaquecedor (W)
\dot{q}_{spray}	fluxo de energia da água do spray (W)
\dot{q}_{tur}	fluxo de energia fornecido à turbina
\dot{q}_S	fluxo de energia de saída dos gases do superaquecedor (W)

T_1	temperatura de saída dos gases da passagem de tubos (K)
T_{ad}	temperatura adiabática da chama (K)
T_{agua}	temperatura da água proveniente do desaerador (K)
$T_{ar,in}$	temperatura de entrada do ar no pré-aquecedor em temperatura ambiente (K)
$T_{ar,out}$	temperatura do ar pré-aquecido (K)
T_{EC}	temperatura de saída dos gases do economizador (K)
T_{EV}	temperatura de saída dos gases do screen (K)
T_f	temperatura da água de alimentação que alimenta o tambor de vapor (K)
T_{for}	temperatura média dos gases na fornalha (K)
T_g	temperatura de saída dos gases na fornalha(K)
T_{metal}	temperatura média dos tubos de metal (K)
$T_{metal,EC}$	temperatura média dos tubos de metal no economizador (K)
$T_{metal,Pre}$	temperatura média dos tubos de metal no pré-aquecedor (K)
$T_{metal,S}$	temperatura média dos tubos de metal no superaquecedor (K)
T_{Pre}	temperatura de saída dos gases do pré-aquecedor (K)
T_{ref}	temperatura ambiente (K)
T_S	temperatura de saída dos gases do superaquecedor (K)
T_{spray}	temperatura da água do spray (K)
T_{sv}	temperatura do vapor superaquecido na saída do superaquecedor(K)
T_{tur}	temperatura do vapor superaquecido fornecido à turbina (K)
T_{v1}	temperatura de saturação da água/vapor (K)
v_{v1}	energia interna específica do vapor ($\frac{kJ}{kg}$)
v_{wt}	energia interna específica da água ($\frac{kJ}{kg}$)
V_{v1}	volume total de vapor no sistema (m^3)
V_{wt}	volume total de água no sistema (m^3)
$\alpha_{conv,1}$	constante de transferência de calor por convecção da passagem de tubos ($\frac{kW}{K}$)
$\alpha_{conv,EC}$	constante de transferência de calor por convecção do economizador ($\frac{kW}{K}$)
$\alpha_{conv,EV}$	constante de transferência de calor por convecção do screen ($\frac{kW}{K}$)
$\alpha_{conv,F}$	constante de transferência de calor por convecção na fornalha ($\frac{kW}{K}$)
$\alpha_{conv,pre}$	constante de transferência de calor por convecção do pré-aquecedor ($\frac{kW}{K}$)
$\alpha_{conv,S}$	constante de transferência de calor por convecção do superaquecedor ($\frac{kW}{K}$)
$\alpha_{rad,1}$	constante de transferência de calor por radiação da passagem de tubos ($\frac{kW}{K^4}$)
$\alpha_{rad,EC}$	constante de transferência de calor por radiação do economizador ($\frac{kW}{K^4}$)
$\alpha_{rad,EV}$	constante de transferência de calor por radiação do screen ($\frac{kW}{K^4}$)
$\alpha_{rad,F}$	constante de transferência de calor por radiação na fornalha ($\frac{kW}{K^4}$)
$\alpha_{rad,S}$	constante de transferência de calor por radiação do superaquecedor ($\frac{kW}{K^4}$)
ρ_{v1}	massa específica do vapor ($\frac{kg}{m^3}$)
ρ_{wt}	massa específica da água ($\frac{kg}{m^3}$)

Sumário

1	INTRODUÇÃO	16
1.1	Objetivos	17
1.1.1	Objetivo Geral	17
1.1.2	Objetivos Específicos	18
2	REVISÃO DE LITERATURA	19
2.1	Consideração sobre Modelagem	19
2.1.1	Modelo Matemático	20
2.1.2	Formas gerais dos modelos matemáticos	20
2.1.3	Simplificações	21
2.1.4	Representação de Modelos Dinâmicos	22
2.1.5	Formas de Equacionamentos	22
2.2	Considerações sobre a Modelagem da Caldeira Flamotubular	23
2.3	Conclusão do Capítulo	24
3	FUNDAMENTOS DA CALDEIRA	26
3.1	Vapor de Água	26
3.2	Geradores de Vapor - Caldeiras	26
3.2.1	Caldeiras Flamotubulares	27
3.2.2	Aquatubulares	27
3.2.3	Mista	30
3.2.3.1	Caldeira MGV Biocal	30
3.3	Tiragem	30
3.3.1	Tiragem Natural	31
3.3.2	Tiragem Forçada	31
3.3.2.1	Tiragem por Insuflamento	31
3.3.2.2	Tiragem por Aspiração	31
3.3.2.3	Tiragem Mista	32
3.4	Componentes da Caldeira MGV	32
3.5	Descrição do Funcionamento Geral	36
3.5.1	Combustão	37
3.5.1.1	Controle da Combustão	37
3.5.1.2	Controle da Tiragem	37
3.5.2	Tratamento da Água Alimentação	37
3.5.2.1	Controle de Nível	38

3.5.2.2	Controle de Pressão	38
3.5.3	Geração de Vapor	38
3.5.3.1	Controle de Nível	38
3.5.4	Linha de Vapor Superaquecido	38
3.5.4.1	Controle de Temperatura	39
3.6	Conclusão do Capítulo	39
4	MODELAGEM	40
4.1	Introdução ao Modelo	40
4.2	Desenvolvimento do Modelo	42
4.2.1	Fornalha	42
4.2.1.1	Balanco de Massa	43
4.2.1.2	Balanco de Energia	44
4.2.2	Screen	45
4.2.2.1	Balanco de Massa	45
4.2.2.2	Balanco de Energia	46
4.2.3	Superaquecedor	47
4.2.3.1	Balanco de Massa para o Lado dos Gases	47
4.2.3.2	Balanco de Energia para o Lado dos Gases	48
4.2.3.3	Balanco de Massa para o Lado do Vapor	49
4.2.3.4	Balanco de Energia para o Lado do Vapor	49
4.2.4	Passagem de Tubos no Tambor de Vapor	50
4.2.4.1	Balanco de Massa	50
4.2.4.2	Balanco de Energia	51
4.2.5	Economizador	52
4.2.5.1	Balanco de Massa para o Lado dos Gases	52
4.2.5.2	Balanco de Energia para o Lado dos Gases	53
4.2.5.3	Balanco de Massa para o Lado da Água	54
4.2.5.4	Balanco de Energia para o Lado da Água	54
4.2.6	Pré-Aquecedor de Ar	55
4.2.6.1	Balanco de Massa para o Lado dos Gases	56
4.2.6.2	Balanco de Energia para o Lado dos Gases	56
4.2.6.3	Balanco de Massa para o Lado do ar	57
4.2.6.4	Balanco de Energia para o Lado do ar	58
4.2.7	Dessuperaquecedor	58
4.2.7.1	Balanco de Massa	59
4.2.7.2	Balanco de Energia	59
4.2.8	Tambor de Vapor	60
4.2.8.1	Balanco de Massa	60

4.2.8.2	Balço de Energia	61
4.3	Conclusão do Capítulo	65
5	LEVANTAMENTO DE DADOS E RESULTADOS	66
5.1	Levantamento das Propriedades Termodinâmicas	66
5.1.1	Consideração Sobre a Obtenção dos Calores Específicos	66
5.1.2	Levantamentos das Propriedades Termodinâmicas da Caldeira MGV-8000	67
5.2	Levantamento das Condições de Operação e Parâmetros Gerais	68
5.2.1	Levantamento das Condições de Operação	68
5.2.2	Levantamento das Constantes de Troca de Calor	68
5.3	Análise do Estado Estacionário	70
5.3.1	Lado fogo/gás	70
5.3.2	Lado vapor/água	71
5.4	Simulação do Modelo	71
5.5	Resultados	72
5.5.1	Aumentando 20% o fluxo mássico de combustível	72
5.5.2	Diminuindo 20% o fluxo mássico de combustível	75
5.6	Análise Final	78
6	CONCLUSÕES	79
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	80

1 Introdução

Na segunda revolução industrial o vapor era a grande fonte de energia, com o passar dos anos, o vapor foi trocado por outras fontes de energia mais rentáveis e de melhores rendimentos. Mas, atualmente, com a extensa busca de novas fontes de energia renovável para a produção de energia, tanto em grandes centros como em lugares remotos, o vapor voltou à tona, suprimindo a intensa busca por energia, através da queima de biomassa e reaproveitamento de resíduos agrícolas, resíduos urbanos ou subprodutos industriais. Nesse contexto, as caldeiras que são o princípio das centrais termoelétricas a vapor, têm grande destaque, pois elas podem suprir amplamente os mais diversos processos industriais com vapor para aquecimento e ao mesmo tempo produzir energia elétrica.

Uma grande dificuldade encontrada por empresas no segmento de caldeiras se deve à falta de otimização nos projetos de controladores, onde muitas vezes os parâmetros dos PIDs são testados manualmente até que sejam encontrados os que iram se adequar razoavelmente melhor ao controle automático do processo. Esse ajuste manual é relativamente maçante, pouco produtivo e causador de diversas deficiências na atuação do sinal de controle, ocasionando muitas oscilações nas variáveis controladas.

A representação dos componentes que integram uma caldeira de geração de vapor em modelos matemáticos possibilita ao engenheiro de controle e automação conhecer previamente o comportamento dinâmico da planta, analisar a sua estabilidade e projetar o sistema de controle em conformidade com os requisitos a serem atendidos. A modelagem permite a implementação de simuladores que podem ser usados para auxiliar no ajuste dos melhores parâmetros de controle para obter o melhor desempenho técnico e econômico da planta, além de permitir treinamentos para operadores e testes de procedimentos de emergência antes do *start-up* da planta que facilitaria a alternativa de testar diferentes tipos de controle, e também avaliar propostas de otimização e auxiliar na elaboração de procedimentos de segurança.

Os modelos que serão apresentados nesse trabalho, constituem a união de diversos modelos presentes na literatura, incluindo algumas simplificações para facilitar a modelagem e diminuir o grau de complexidade e também incluindo algumas adaptações para se adequar aos equipamentos fornecidos pela BIOCAL BURNTTECH, localizada na região do Alto Vale do Itajaí. O projeto em questão, mais especificamente, é o da caldeira flamotubular de construção mista MGV-8000, mostrado na Figura 1, desenvolvido para a Fazenda Agrotec, localizada em Catalão-GO. Esses modelos retratam as principais dinâmicas de gases, vapor e água da caldeira, para posterior aplicação em simuladores e desenvolvimento de futuros testes de estratégias de controle, para a otimização dos processos requeridos.



Figura 1 – Caldeira Flamotubular MGV-8000 instalada na Fazenda Agrotec em Catalão-GO

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo Geral

O objetivo geral do trabalho é a obtenção do modelo completo simplificado de uma caldeira flamotubular com fornalha aquatubular, ou seja, caldeira de construção mista, junto com os subsistemas que a contemplam, através dos princípios físicos de balanço de massa e energia, para que haja a possibilidade de conhecer previamente o comportamento dinâmico da planta, e fazer a implementação computacional para auxiliar em um futuro projeto de otimização dos parâmetros dos controladores para melhorar o desempenho técnico e econômico do sistema. Assim, será possível obter um consumo ótimo de combustível, combustão completa para uma menor emissão de gases poluentes, temperaturas e vazões que fiquem dentro dos valores de referência, e também fazer com que os equipamentos mecânicos, elétricos e eletrônicos aplicados no sistema tenham uma vida útil maior, assim melhorando a confiabilidade no sistema e diminuir o número de para-

das para fazer manutenções corretivas fora de planejamento, melhorando a produção e aumentando o lucro.

1.1.2 Objetivos Específicos

Como objetivos específicos serão destacados:

- Estudo de literaturas para aumentar o conhecimento em caldeiras industriais e aprimorar o desenvolvimento de cálculos, na aplicação da modelagem.
- Desenvolvimento da modelagem fenomenológica do sistema e subsistemas que englobam uma caldeira flamotubular de construção mista gerando um modelo dinâmico que permita apresentar o comportamento das variáveis de interesse para o processo.
- Levantamento de dados para a caldeira flamotubular de construção mista MGV-8000.
- Implementação computacional de um modelo que represente uma caldeira flamotubular de construção mista;
- Validação do modelo da caldeira flamotubular de construção mista.

2 Revisão de Literatura

Nesta seção serão apresentados os princípios de modelagem expostos nas literaturas existentes, são feitas considerações de como abordar a modelagem matemática, e como foi o desenvolvimento da modelagem de caldeiras flamotubulares e aquatubulares feita por estudiosos desses sistemas.

2.1 Consideração sobre Modelagem

Desde a antiguidade, os homens tem procurado descrever matematicamente sistemas reais para buscar a solução de problemas rotineiros relacionados a eles. Representar sistemas e fenômenos observados através de modelos matemáticos sempre foi um desafio, pois tentar entender ou explicar por meio de fórmulas matemáticas nem sempre demonstra a realidade devido as muitas simplificações e aproximações. Modelos fidedignos muitas vezes são inviáveis devido aos custos computacionais para serem feitas as simulações, mas conforme a tecnologia computacional avança, cada vez mais os modelos realísticos podem ser testados. Mesmo que o modelo completo seja obtido, muitas vezes são limitados pelas informações dos parâmetros, que nem sempre são conhecidos, limitando a sua aplicabilidade.

Segundo [4], a modelagem matemática é de grande importância para a ciência e a engenharia em geral, principalmente quando o computador digital passou a existir, simplificando a tarefa do calculo numérico. Os elementos básicos da modelagem são:

- Descrição do processo e definição do problema;
- teoria e aplicação das leis fundamentais;
- equacionamento;
- considerações;
- consistência;
- solução desejada;
- cálculo numérico computacional;
- solução e validação.

2.1.1 Modelo Matemático

Segundo [5], um modelo matemático de um sistema dinâmico é definido como um conjunto de equações que representa a dinâmica do sistema com precisão ou, pelo menos, razoavelmente bem. Ele também informa que um modelo matemático não é único para determinado sistema. Cada sistema considerado tem sua particularidade. E cita que modelo em espaço de estados representaria melhor um estudo de controle ótimo, assim como um modelo de funções de transferência representaria de forma mais funcional um sistema de resposta transitória, resposta em frequência de um sistema linear, invariante no tempo, de entrada e saídas unitárias. Informa ainda, que deve-se estabelecer uma conciliação entre a simplicidade do modelo e sua respectiva precisão dos resultados, pois na obtenção de um modelo matemático simplificado, torna-se necessário desconsiderar certas propriedades físicas inerentes ao sistema. E em caso de precisar de um modelo linear de parâmetros concentrado, é impossível fugir da anulação de certas não linearidades e parâmetros distribuídos que são frequentemente presentes em sistemas físicos. Então conclui que deve-se balancear entre obter um modelo com boa aproximação com um modelo mais realístico ou obter um modelo mais simplificado com sistema não tão representativo. E sempre voltar a fazer análises mais precisas em caso de insatisfação dos resultados obtidos através das diversas ferramentas computacionais.

Fazendo uma síntese da literatura, é entendido que o modelo matemático é descrito como sendo uma forma análoga de representação de um sistema real expostos através de equações matemáticas regidos por princípios físicos. E que cada escolha de modelo e suas devidas simplificações, resultam em um benefício, dependendo de qual resultado se deve atingir.

2.1.2 Formas gerais dos modelos matemáticos

Em [4], é expresso que modelo matemático é uma representação conceitual, uma idealização da situação real em que há três diferentes abordagens básicas para obtenção de modelos matemáticos, são elas: fenomenológica, baseada em princípios fundamentais; a empírica, baseada em dados experimentais; e a híbrida, uma combinação das duas citadas anteriormente. Os principais modelos para descrever o comportamento dos processos são descritos como:

Segundo a natureza do processo descrito:

Determinísticos: as variáveis e os parâmetros têm valores definidos.

Estocásticos: só são conhecidas as probabilidades de parâmetros e variáveis terem certos.

Lineares: satisfazem o princípio da superposição.

Não Lineares: o princípio da superposição não é satisfeito.

Estacionários: não há variação das propriedades físicas ao longo do tempo, também conhecido como regime permanente na engenharia.

Dinâmicos: há variação das propriedades físicas com o tempo.

Invariantes no Tempo: O sistema é dito invariante no tempo quando um atraso ou avanço na entrada provoca deslocamento idêntico na saída.

Variantes no Tempo: Um atraso ou avanço na entrada provoca deslocamento diferente para a saída.

Macroscópicos: não há variação no espaço, o sistema é tratado como um todo; conhecido também como sistemas concentrados.

Microscópicos: há variação no espaço, o sistema é dividido em várias partes menores; também chamados de sistemas distribuídos; gradiente máximo é um subtipo.

Segundo natureza das equações envolvidas em tempo contínuo:

Algébricas: macroscópicos no estado estacionário.

Diferencias Ordinárias: macroscópicos dinâmicos ou microscópicos gradiente máximo no estado estacionário.

Diferenciais Parciais: microscópicos no estado estacionário em que os gradientes estejam em mais de uma direção espacial ou dinâmicos.

Diferenças: com variação discreta numa única direção espacial, no estado estacionário.

Diferenciais de Diferenças: dinâmicos com variação discreta numa única direção espacial.

2.1.3 Simplificações

As simplificações são preciosas e o bom senso para utilizá-las deve ser usado. Para isso, utiliza-se o recurso da análise paramétrica [6].

As simplificações são feitas de forma que simplifiquem o modelo, tornando-o aplicável em ferramentas matemáticas e computacionais de forma que consiga ser simulado. Quanto maior o grau de precisão de um sistema, maior será o grau de complexidade, podendo até inviabilizar a determinação do mesmo. Por isso existem métodos de tornar um modelo aplicável e viável. O desejável é obter modelos invariantes no tempo, lineares e com parâmetros concentrados.

Sistemas Variantes no Tempo: o método consiste em utilizar pequenos intervalos de tempo ao longo da simulação. Assim, as variações temporais dentro do intervalo de tempo são mínimas, tornando possível a simulação do processo.

Sistemas Distribuídos (Modelos Microscópicos): para solucionar a distribuição dos parâmetros, sistemas de equações diferenciais ordinárias (EDOs) são o método ideal a ser empregado, pois fazem aproximações consideráveis tornando os parâmetros concentrados.

Sistemas Não Lineares: sistemas que são representados por equações não lineares podem ser linearizados. Uma das técnicas utilizadas é aproximar os termos não lineares pelos dois primeiros termos de sua expansão em série de Taylor em torno de um ponto de operação. Já para equações com dependências, onde há varias variáveis dependentes, o mais comum é utilizar a matriz jacobiana para efetuar a linearização.

2.1.4 Representação de Modelos Dinâmicos

As formas mais comum de representar modelos matemáticos dinâmicos de sistemas são:

Variáveis de Estado: representados na forma de equações diferenciais na variável independente do tempo. É a forma mais comum de representação. Normalmente são utilizadas para caracterização de processos não lineares, variantes no tempo e não necessariamente estejam inicialmente em estado estacionário.

Modelos de Convolução Discreta: se as variações ocorrem em tempo discreto, resultam em equações à diferenças. São analisadas principalmente por resposta ao impulso ou degrau. E tratam-se de modelos não paramétricos.

Entrada/Saída: é uma forma de alcance mais restrito, aplicável a sistemas lineares, invariantes no tempo e inicialmente em estado estacionário. São utilizados em forma de função de transferência ou equações de estado, os modelos são do tipo paramétrico.

Ainda existe outras formas de representação de modelos, como é o caso da análise de correlação, redes neurais, lógica de Fuzzy, etc.

2.1.5 Formas de Equacionamentos

As equações utilizadas no desenvolvimento de modelos matemáticos podem ser classificadas em:

Equações de Transporte: são as equações que descrevem as taxas de transporte de massa, energia e momento. Esse método de modelar representa um modelo abstrato e, normalmente, são escritas de uma geral, aplicando-se a sistemas variados. Um empecilho encontrado é a transição das características geométricas do sistema que se deseja modelar para as equações. Essa transição fornece equações que requerem técnicas matemáticas e computacionais mais avançadas para a sua solução.

Equações Cinéticas: são desenvolvida a partir de um comportamento cinético das reações químicas constituídas em um sistema químico. A abordagem teórica é bastante complicada, porque o resultado global, envolve uma série de reações parciais.

Equações de Balanço: são equações que descrevem balanços de massa e de energia de um sistema. Frequentemente são mais simples de serem escritas e estão relacionadas com as entradas e saídas do sistema ou equipamento. Normalmente a sequência inicia-se pela análise do balanço materiais e, posteriormente, balanço energético. Pois o balanço

de energia é mais complicado e depende do rigor do balanço de massa global. Isso devido à dificuldade de identificar todas as formas de energia, bem como o uso de equações termodinâmicas e suas respectivas equivalências para entalpias, calores de reação, troca de calores, etc.

Equações Termodinâmica: as equações derivadas dos princípios da termodinâmica clássica tais como: entalpia, entropia, calores de reação, equilíbrio de fases, etc.

Equações Empíricas: são equações construídas através de observações experimentais. Também pode-se utilizar equações semi-empíricas, que têm uma teor teórico, mas os coeficientes são ajustados empiricamente, por um procedimento estatístico qualquer (como o mínimos quadrados). É interessante usar esses tipos de equações para descrever sistemas que englobem a indústria de processos, pois pode-se aliar o modelo matemático ao princípios físicos, através de dados experimentais.

2.2 Considerações sobre a Modelagem da Caldeira Flamotubular

Comumente chamada de caldeira tubo de fogo por usar feixes de tubos com a passagem de gases de combustão no interior do tambor. Esse tipo de projeto é caracterizado frequentemente pelo número de passes, referindo-se ao número de vezes que o gás de combustão flui ao longo do comprimento do vaso de pressão. O processo de evaporação ocorre externamente a esses tubos, pois há transferência de calor entre os tubos aquecidos e a água.

A caldeira flamotubular é um sistema complexo composto de dois sistemas gerais, sistema de água/vapor e sistema de gas/combustão, e vários outros subsistemas trocadores de calor. Fazer a modelagem e a simulação dinâmica é algo de extrema importância para engenharia, pois pode analisar o sistema.

Existem vários modelos de sistema de evaporação de caldeiras propostos, alguns mais simplificados, outros mais complexos. Modelos como CFD (*computational fluid dynamics*) é uma ferramenta completa para modelar sistemas de alto grau de complexidade, pois tem a capacidade de modelar difusão turbulenta, prevê fluxo, mistura, combustão, liberação de calor e transferência de calor. No entanto, esse tipo de modelo é extremamente dependente de condições de contorno, disposição dos nós da rede e do modelo de turbulência; além de toda a limitação que envolve a implementação dos códigos dos modelos físicos. Um dos modelos comumente usados para substituir essas limitações implementacionais é o modelo empírico $k-\epsilon$, apesar de suas conhecidas limitações, onde retrata os modelos com turbulência em duas magnitudes, a energia cinética da turbulência k e sua taxa de dissipação ϵ . Esse modelo resolve equações de transporte simultaneamente com aqueles que governam o comportamento do fluxo médio. Assim, novos métodos de modelagem

são continuamente propostos, para superarem as hipóteses, dificuldades e simplificações retratadas nos modelos apresentados anteriormente [2].

Em [2], propõe-se um modelo para simular o desempenho de uma caldeira flamotubular horizontal, expondo as simplificações feitas ao longo do processo. Ele descreve dois modelos, um não linear e outro simplificado. O primeiro é conveniente pois estabelece um modelo mais rigoroso para identificar as simplificações feitas posteriormente. O último, de mais fácil abordagem, implementação computacional e com um desempenho dinâmico razoável, tem o propósito de demonstrar o funcionamento, auxiliar o engenheiro de processos, além desenvolver o aprendizado para a equipe técnica e facilitar a inclusão de um sistema de controle na prática. Ainda relata que uma modelagem detalhada da dinâmica da planta normalmente não é eficiente para fins de controle, pois detalhes microscópicos exigem maior poder computacional, gerando sobrecarregamento.

Os modelos são baseados nos balanços de massa, energia e quantidade de momento, incrementando equações fundamentais. O sistema é dividido em duas partes principais; lado de fogo/gás onde demonstra o circuito percorrido pelos gases e a sucessiva perda de calor, e água/vapor que ilustra o circuito da água até tornar-se vapor absorvendo calor ao longo do circuito. Para fazer a avaliação da energia do sistema, e facilitar o entendimento, [2] aplica a técnica em discretizar o sistema em "fatias", fazendo com que a câmara de reação seja modelada como uma série de tanques contínuos, exemplificando as principais reações que ocorrem de forma muito rápida. Discretiza também a parte metálica do sistema e subsistemas de forma que facilite o equacionamento das transferências de calor entre os gases/meios/água. A Figura 2 mostra o esquema de modelagem usado em [2]. Onde é feita a divisão do sistema geral em diversos subsistemas que auxiliam no entendimento da planta. Por exemplo, na fornalha ele demonstra as entradas e saídas de energia e também expressa as principais trocas de calor, como resultado obtém-se a temperatura de saída, que é entrada do próximo subsistema.

Já em [7] os autores desenvolvem um modelo dinâmico para a caldeira flamotubular fracionando o sistema geral em diversos subsistemas. Definiu-se modelos secundários para a fornalha, a divisão das partes do metal que estão em contato com a água e o vapor em zonas de convecção. O modelo dinâmico é baseado em diversas equações diferenciais-algébricas, e simuladas com o auxílio do Matlab/Simulink. Ao final é verificado o resultado em comparação com uma caldeira de grande escala.

2.3 Conclusão do Capítulo

Essa seção abordou as principais considerações sobre modelagem, incluindo o modelo matemático, formas gerais de modelos matemáticos, simplificações, representações e formas de equacionamentos. Bem como as principais considerações sobre a modelagem de uma caldeira flamotubular. Todas essas abordagens foram obtidas das literaturas citadas.

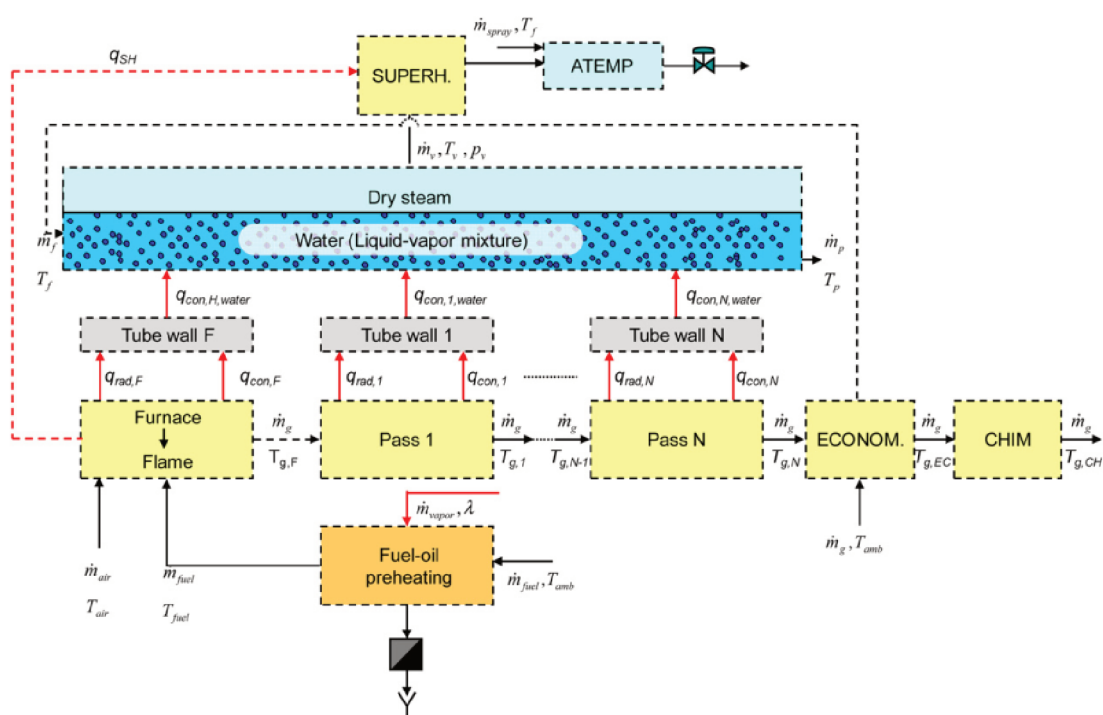


Figura 2 – Esquema para Modelagem da Caldeira Fogo-Tubular [2]

3 Fundamentos da Caldeira

Uma caldeira é composta por dois sistemas básicos. Um sistema de água e vapor e um sistema de gases de combustão. O sistema de água e vapor é composto pela água introduzida e aquecida pela transferência de calor através dos tubos que fazem a transferência de energia proveniente dos gases e converte a água em vapor para a saída do sistema. Já o sistema de gases de combustão, que requer ar e combustível para a queima, fornece o calor para os tubos que fazem o aquecimento da água de alimentação [8].

3.1 Vapor de Água

O vapor é um dos meios mais comuns de transferência, utilizado na troca de calor ou para fornecer energia mecânica na indústria. As principais qualidades de utilizar o vapor são:

- limpo;
- não é poluente;
- matéria-prima de baixo custo e abundante;
- grande capacidade de armazenar calor e energia mecânica;
- fácil distribuição e controle;
- inodoro;
- não é tóxico.

A obtenção do vapor se deve à queima do combustível no interior da caldeira, que gera o calor transferido para a água e conseqüentemente a elevação de temperatura até atingir o ponto de ebulição.

3.2 Geradores de Vapor - Caldeiras

Geradores de vapor, também chamados de caldeiras, são equipamentos destinados a converter um fluido vaporizante do estado líquido para gasoso sob pressão superior à atmosférica com o fim de ser usado em diversas aplicações, tais como: aquecimento, acionamento de máquinas motrizes, processos industriais, geração de energia elétrica, etc. A caldeira também pode funcionar com fluidos térmicos, mas essa opção muitas vezes é

pouco viável, pois a água está em abundância no meio industrial e tem um ótimo calor específico. As quatro formas mais comuns de caldeiras são: Flamotubulares, Aquatubulares, Mista e Elétricas [9].

3.2.1 Caldeiras Flamotubulares

Foi o primeiro tipo de caldeira construída. Também é comumente chamada de tubo-de-fogo ou pirotubular, é conhecida assim por causa dos gases quentes provenientes da combustão na fornalha que circulam no interior dos tubos em um ou mais passes, com os tubos circundados por água. Com a sua construção sendo extremamente simples, mesmo com a existência de caldeiras mais modernas, ainda é largamente utilizada para pequenas capacidades de produção de vapor (na ordem de 10 ton/h) e baixas pressões (até 10 bar) [10].

Com o passar dos anos, os projetos foram aperfeiçoados, e passou a se chamar caldeira escocesa que pode ser vista na Figura 3, com um ganho significativo de rendimento e chegando a operar com pressão de até 20 bar. A caldeira flamotubular é relativamente simples, composta basicamente de um cilindro externo que contém água e um cilindro interno destinado à fornalha. A Figura 4 mostra a representação esquemática de uma caldeira flamotubular, mostrando o caminho percorrido pelos gases de combustão que ao ser gerado pela mistura de combustível e ar na câmara da fornalha, passa pelo interior do tubulão cheio de água através de tubos de metais designados passes que aumentam o rendimento da caldeira, após a passagem através dos sistemas trocadores de calor o gás sai do sistema através do chaminé [10].

As caldeiras flamotubulares podem ser classificadas em:

- Caldeira vertical,
- caldeira horizontal,
- caldeira cornovagli,
- caldeira multitubulares,
- caldeira lancashire,
- caldeira locomotivas e locomóveis,
- caldeiras escocesas.

3.2.2 Aquatubulares

Também são conhecidas como caldeiras de tubos de água e são caracterizadas pelo fato dos gases de combustão circularem por fora dos tubos. As caldeiras aquatubulares

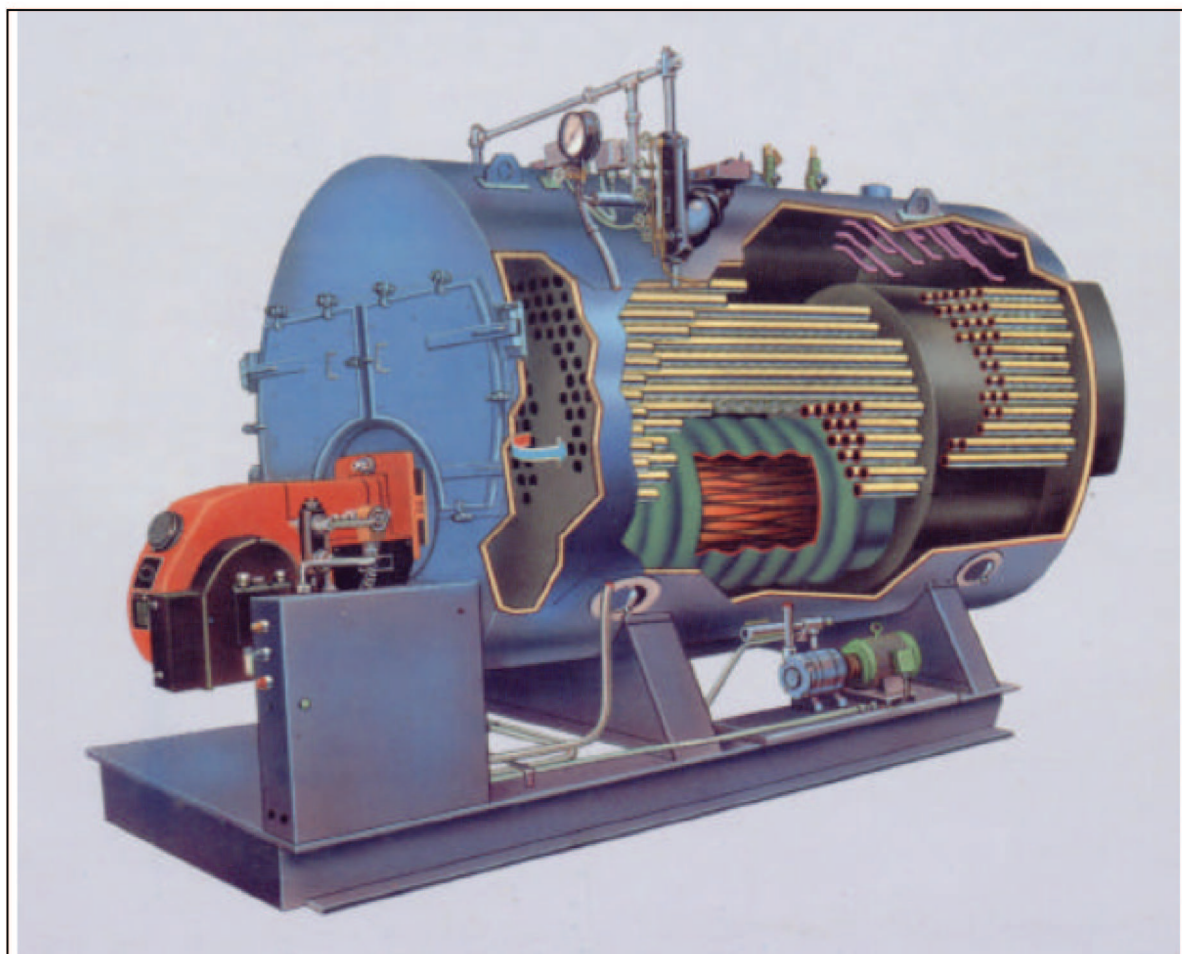


Figura 3 – Caldeira Flamotubular Escocesa [1]

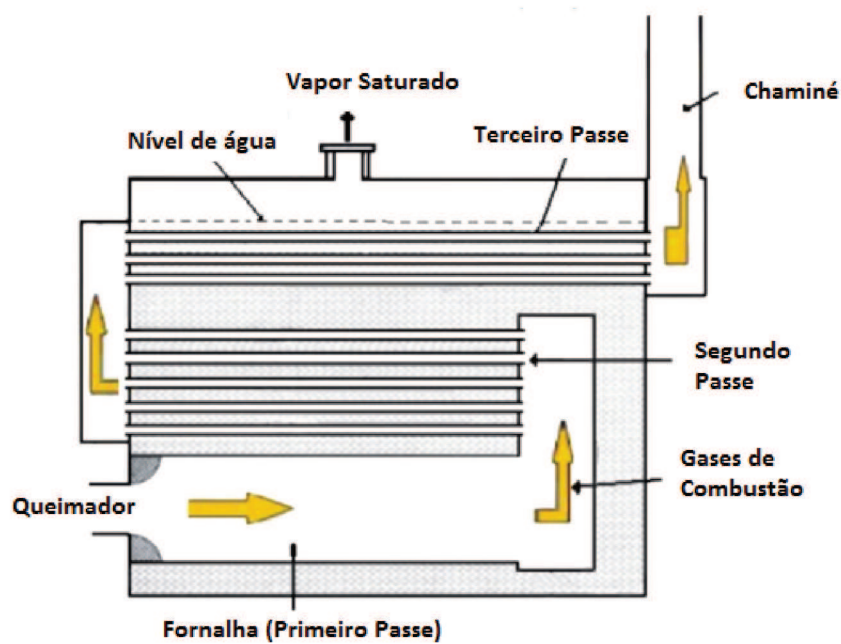


Figura 4 – Representação esquemática de uma caldeira flamotubular de três passes [2]
 Tradução - Autoria Própria

são o que há de mais moderno para geração de vapor. Nela, a água circula em tubos e absorve o calor proveniente dos gases de combustão que circulam externamente aos tubos através do caminho formado pela alvenaria e chicanas internas. Esse tipo de caldeira tem maior potencial de produção de vapor, atinge pressões elevadas e altas temperaturas ao comparar a outros tipos de caldeiras.

A vaporização da água acontece internamente aos tubos que constituem a parede mais interna. Por meio do calor gerado na fornalha, a água vaporiza e sobe ao tambor superior armazenador de vapor, dando lugar a água fria que posteriormente gerará mais vapor. Esse ciclo acontece sucessivamente, onde apenas a diferença do peso específico gera a circulação natural. Essa denomina-se caldeira de circulação natural. Quando há aumento na capacidade da caldeira, e seu relativo aumento de tamanho, e quantidade de tubos, por consequência, criara maior perdas de cargas no circuito hidráulico, tornando a circulação natural inviável, e assim, o uso de bombas se faz necessário. Originando as caldeiras de circulação forçada. Nesse tipo de caldeira a capacidade de geração de vapor pode chegar até a 1000 t/h com pressões extrapolando 200 bar e temperaturas superiores a de 450 °C. A Figura 5 mostra a representação esquemática de uma caldeira aquatubular com seus componentes.

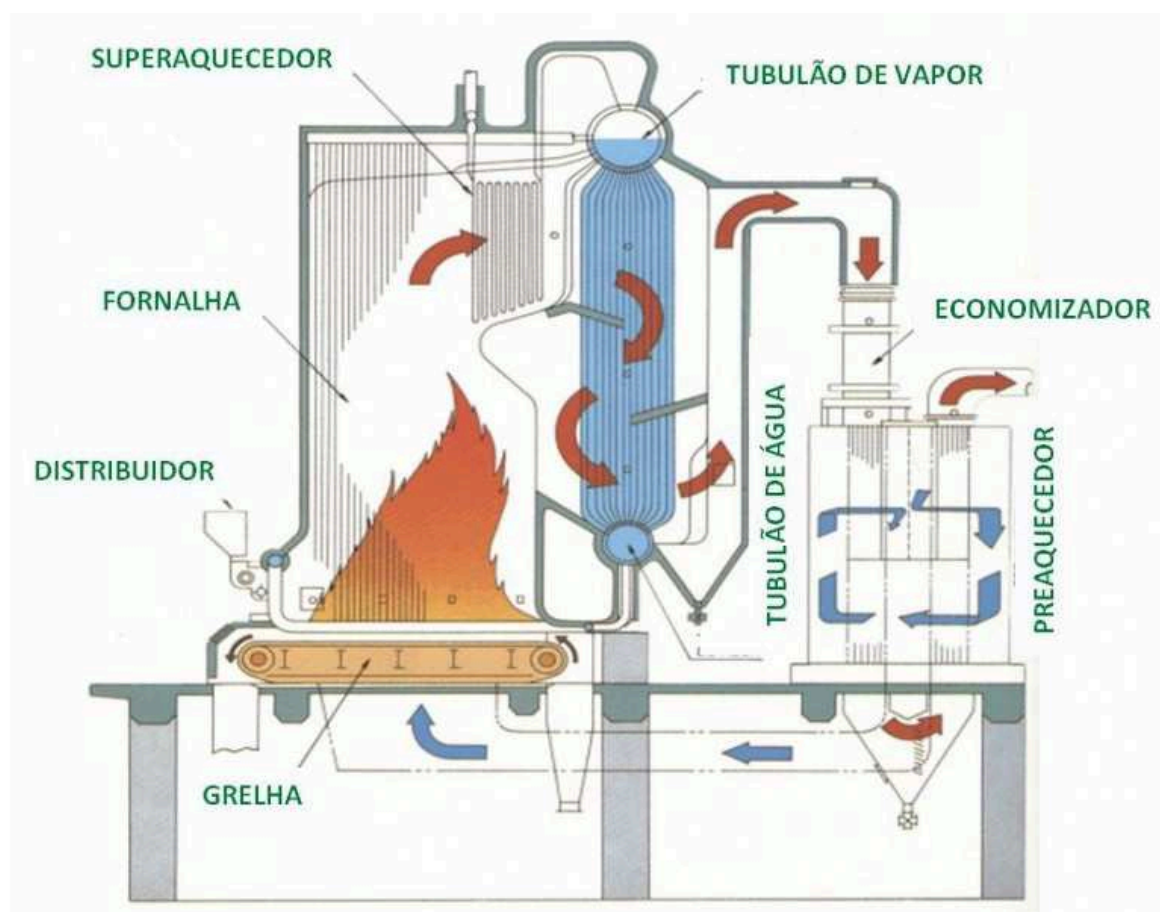


Figura 5 – Caldeira Aquatubular, Fixa, Vertical [1]

As caldeiras aquatubulares podem ser classificadas em:

- Caldeira de Tubos Retos;
- caldeira de Tubos Curvados;
- caldeira com Circulação Natural;
- caldeira com Circulação Forçada.

3.2.3 Mista

A caldeira de construção mista basicamente é uma caldeira flamotular, mas no geral consiste em uma solução híbrida, onde é composta de uma fornalha com paredes revestidas de tubos de água similar ao da aquatubular, e tambor de vapor sendo de uma flamotubular com passagem de gases no interior, através da tubulação.

Essa geradora de vapor foi desenvolvida para suprir a necessidade de utilização de combustíveis sólidos para caldeiras de pequena capacidade, pois sua câmara de combustão comporta um maior volume e tem uma maior superfície de queima através do grelhado (fixas ou móveis), facilitando a queima de combustíveis com tamanho maiores, como é o caso de muitas biomassas (lenha, cavacos, bagaço, etc...). É uma solução prática e eficiente quando se tem acesso a combustíveis sólidos a baixo custo.

3.2.3.1 Caldeira MG V Biocal

A caldeira MG V flamotubular é de construção mista, sendo a fornalha aquatubular e o tubulão de vapor flamotubular. O equipamento MG V (máquina geradora de vapor) é um gerador de vapor compacto desenvolvido com alta tecnologia empregando o princípio de combustão dos famosos queimadores MSRB (máquina seca ou refrigerada de biomassa) produzidos no Brasil. Esse equipamento transforma resíduos orgânicos, de origem agrícola ou florestal, em energia térmica, produzindo o mínimo de fumaça, com uma rápida queima. Alta eficiência térmica, baixos custos de operação e instalação, além de alta confiabilidade devido ao projeto poder ser totalmente automatizado. A Figura 6 mostra a caldeira MG V-8000 completa.

3.3 Tiragem

A tiragem é o processo pelo qual se garante a entrada de ar na fornalha e a correta circulação dos gases de combustão na caldeira até a saída pelo chaminé.

A tiragem é positiva se a pressão dos gases for maior que a pressão atmosférica, e negativa se a pressão dos gases for menor que a pressão atmosférica. No geral a tiragem pode ser natural ou forçada.

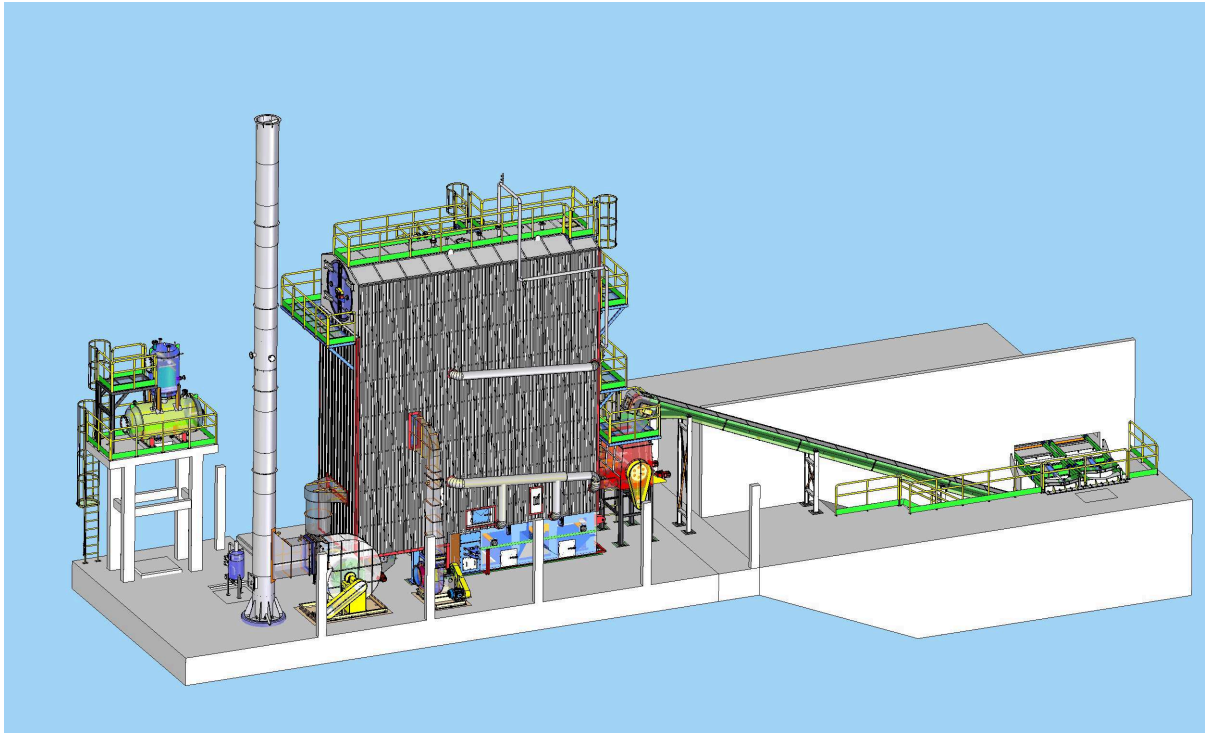


Figura 6 – Caldeira Flamotubular mista MGV-8000

3.3.1 Tiragem Natural

É produzida mediante o intermédio da chaminé, pela diferença de densidade dos gases quentes e o ar frio, gerando a circulação por convecção.

3.3.2 Tiragem Forçada

Denomina-se tiragem forçada, quando há excesso de perdas de carga ao longo do caminho percorrido pelos gases, ultrapassando um certo limite, a tiragem não se dará mais de forma natural, obrigando o uso de equipamentos mecânicos para auxiliar no suprimento de ar e a circulação dos gases. Suas definições variam de acordo com o tipo de equipamento utilizado.

3.3.2.1 Tiragem por Insuflamento

Realizada com ventiladores sopradores, para impedir a fuga dos gases do interior da caldeira. Nesse tipo de tiragem a pressão é positiva.

3.3.2.2 Tiragem por Aspiração

É feita através de exaustores. O sistema com exaustor é empregado principalmente em caldeiras à lenha. Nesse tipo de tiragem a pressão é negativa.

3.3.2.3 Tiragem Mista

Usa ventilador soprador, responsável pela alimentação de ar de combustão, e exaustor para vencer as perdas de carga no circuito dos gases de combustão até a chaminé. Sistema usado em caldeiras de maior capacidade.

Esse método de tiragem é usado na caldeira MGV, com tiragem a pressão negativa.

3.4 Componentes da Caldeira MGV

Diversos componentes compõem uma caldeira, alguns são necessários para sua operação e outros tem a finalidade de aumentar a eficiência e o rendimento térmico, aproveitando ao máximo toda a energia térmica contida nos gases de combustão. Nesse conjunto estão superaquecedor, economizador, pré-aquecedor de ar, captador de fuligem, grelhado, desaerador, etc. Segue na Figura 7 a imagem representativa do interior da caldeira MGV-8000 com seus componentes. Alguns componentes são externos e podem ser acompanhados na Figura 6 como é o caso do silo dosador, sistema de alimentação, desaerador e alguns outros.

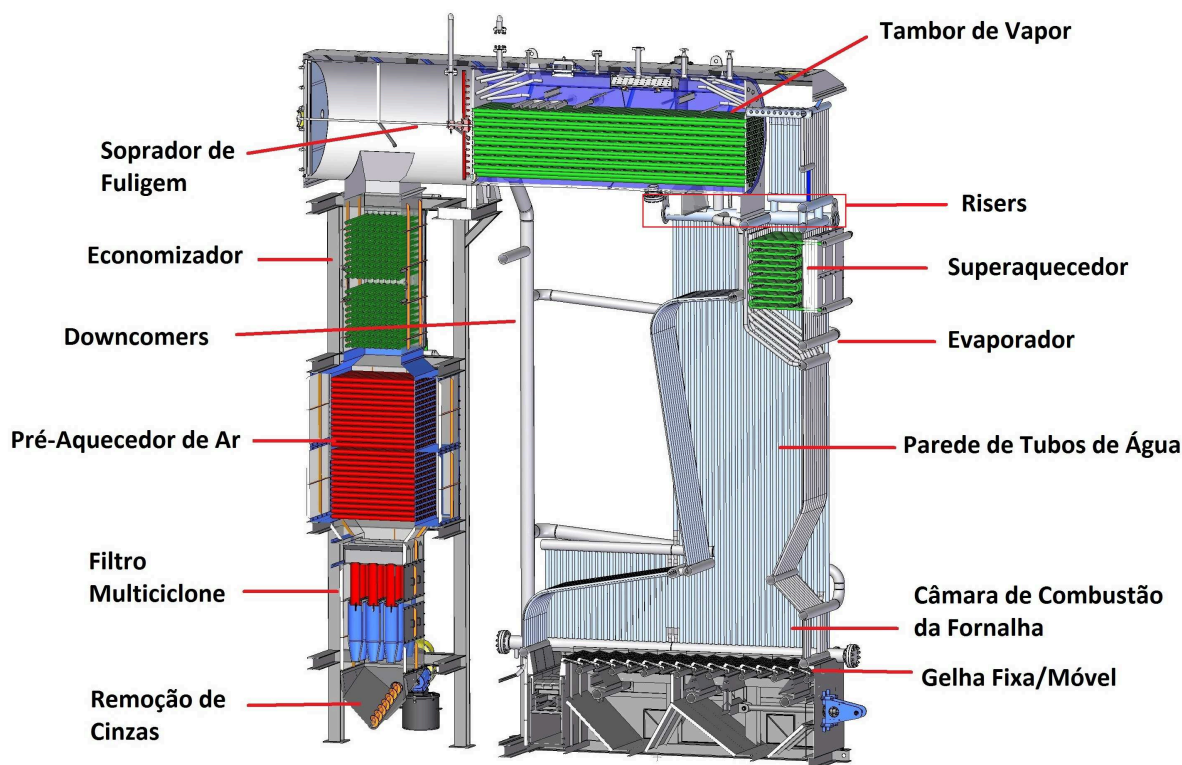


Figura 7 – Caldeira MGV-8000 Biocal

1. **Fornalha:** estágio inicial da Caldeira, onde é feita a alimentação do combustível e ocorre a combustão. Deve ser dimensionada para ter um alto tempo de residência

dos gases, propiciando uma queima completa do combustível. Acompanhe a Figura 10c para ver sua construção.

2. **Câmara de Combustão:** volume onde deve se extinguir o combustível antes de atingir o feixe de absorção de calor. Essa câmara faz parte da fornalha, e possui paredes de tubos tangenciais resfriada a água para absorver parte da energia liberada da combustão. Ela ainda conta com uma cinta de materiais refratários que auxiliam a queima de combustíveis com elevada umidade.
3. **Parede de Água:** é uma parede de tubos que envolvem a fornalha, ampliando a superfície de aquecimento, permitindo uma maior taxa de absorção de calor por radiação.
4. **Grelhado Fixo/Móvel:** a Caldeira conta com sistema de grelhas tipo fixo e móvel acionado hidraulicamente com regulador de velocidade o que garante a perfeita distribuição do combustível por toda a fornalha e nos diversos regimes de operação. Na grelha acontece a queima do combustível, ventiladores insuflam o ar na fornalha, passando pelos orifícios da grelha, propiciando refrigeração via ar seco dos elementos de grelha, desta forma consegue obter altos níveis de rendimento com baixos níveis de emissão.
5. **Silo Dosador com Rosca:** o silo dosador é composto de um mexedor, fazendo parte do sistema de alimentação da caldeira, através de roscas transportadoras helicoidais tipo sem fim acionadas por moto redutores permite que descarga seja perfeita e que a distribuição de combustível seja uniforme em todos os regimes de operação da caldeira.
6. **Tambor de Vapor:** a Caldeira possui um tubulão de vapor, com um corpo formado de chapas calandradas, seu interior formado por tubos de troca térmica onde passam os gases provenientes da combustão. É no tubulão que acontece a evaporação da água, sendo que vapor é direcionado ao uso no processo.
7. **Coletores:** os coletores têm a função de receber e distribuir água a todos os tubos da caldeira fazendo com que haja uma perfeita circulação.
8. **Pré-Aquecedores de ar:** o pré-aquecedor na Figura 8a de ar é o responsável por elevar a temperatura do ar, antes que este entre na fornalha, através da troca de calor cedido pelos gases quentes resultantes da queima, construído por feixe de tubos espaçados entre si, mandrilados em suas extremidades. A instalação desse equipamento melhorara a eficiência da caldeira.
9. **Economizador:** este equipamento é responsável pelo reaproveitamento da energia presente nos gases que saem da caldeira, para o pré-aquecimento da água de ali-

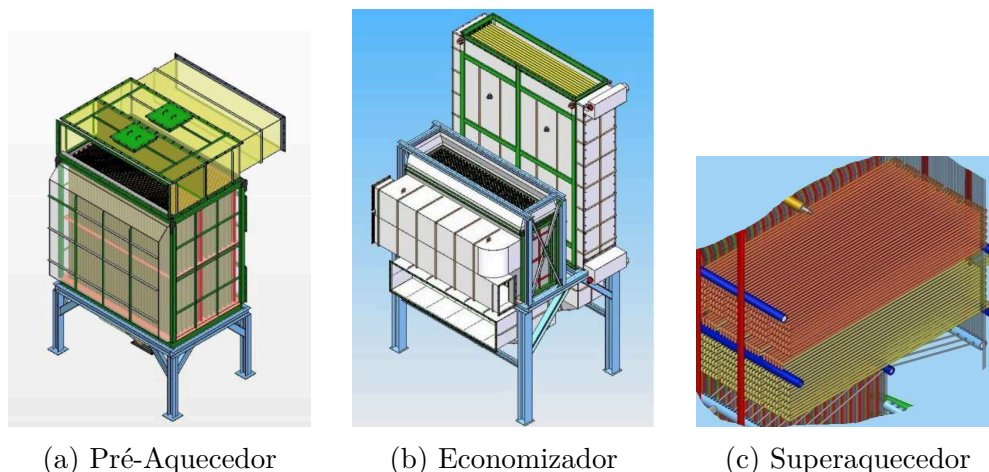


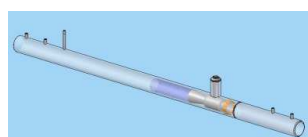
Figura 8 – Equipamentos Trocadores de Calor

mentação da caldeira, conseguindo assim um menor consumo de combustível. O mesmo será construído por feixe de tubos lisos e espaçados entre si e pode ser visto na Figura 8b.

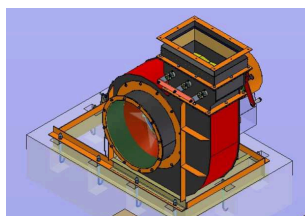
10. **Superaquecedor:** é do tipo de tubos lisos e resistentes a altas temperaturas. Distribuídos em serpentinas, com os coletores fora do fluxo de gases, em configuração e espaçamento adequados. Isto possibilita um melhor aproveitamento dos gases de combustão dando o aquecimento necessário ao vapor saturado para transformá-lo em vapor superaquecido na Figura 8c pode ver sua aparência.
11. **Bombas de Abastecimento de Água:** as bombas de água de alimentação tem como função providenciar vazão necessária para manter o volume de água no sistema constante. São do tipo centrífugas, de múltiplos estágios, para serviço industrial pesado, acionadas por motores elétricos.
12. **Ventilador de Ar Forçado Primário:** o ventilador de ar primário é o responsável pela introdução do ar sob a grelha distribuído por toda extensão do grelhado, em zonas com regulagem independentes. Sendo o ventilador tipo centrífugo é construído em chapas de aço carbono, e balanceado dinamicamente, garantindo uma máxima vida útil dos componentes. Conta com um motor elétrico dimensionado para garantir um bom desempenho do equipamento.
13. **Ventilador de Ar Forçado Secundário:** o sistema de ar secundário introduz ar no ponto divisório da fornalha entre a área de gaseificação e queima dos sólidos com a área de combustão dos voláteis. Por ser injetado com uma pressão elevada garante a mistura completa do ar de combustão com os voláteis, efetuando assim a queima completa dos mesmos. Sendo o ventilador tipo centrífugo é construído em chapas de aço carbono, e balanceado dinamicamente, garantindo uma máxima vida útil dos

componentes. Conta com um motor elétrico dimensionado para garantir um bom desempenho.

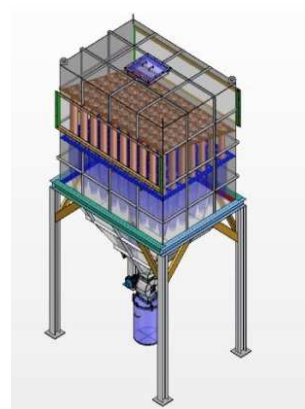
14. **Exaustor:** o ventilador de ar induzido mostrado na Figura 9b para os gases de combustão é o responsável pela retirada e circulação dos gases do interior da caldeira. Previsto para vencer as perdas de carga entre a fornalha e a chaminé, bem como as áreas de troca, o sistema de coleta de particulados e os dutos. O ventilador tipo centrífugo é construído em chapas de aço carbono, e balanceado dinamicamente, garantindo uma máxima vida útil dos componentes. Conta com um motor elétrico dimensionado para garantir um bom desempenho do equipamento.



(a) Dessuperaquecedor



(b) Exaustor



(c) Multiciclone

Figura 9 – Dessuperaquecedor; Exaustor; Separador Multiciclone

15. **Dessuperaquecedor:** com o objetivo de regular a temperatura do vapor principal, que funciona com injeção de água de alimentação entre os dois estágios do superaquecedor. Controla a temperatura final do vapor principal e é mostrada na Figura 9a.
16. **Separadores Multi-ciclones:** para retirada do particulado nos gases de combustão é usado um separador multi-ciclones, mostrado na Figura 9c. Destinado a filtrar particulados, através de vários cones, os gases ao serem forçados a passar pelos multi-ciclones, adquirem movimento circular, provocando a separação de partículas sólidas de maior inércia. Através da força centrípeta gerada pela velocidade dos gases, as partículas mais pesadas se precipitam nas laterais dos cones. Com a ação da gravidade, vão se decantando no interior do filtro, onde são retiradas pelas válvulas rotativas, e os gases livres destes particulados seguem pelo duto.
17. **Chaminé:** responsável pela saída dos gases do interior da caldeira, após as trocas terem sido feitas.
18. **Dutos de gases:** os dutos tem como função a condução do ar de combustão e dos gases de exaustão.

19. **Tanque de descarga de fundo:** instalado no final do sistema de descarga, sendo um sistema externo à caldeira, o tanque de descarga exerce as seguintes funções: manter a segurança no local de trabalho, despressurizando as descargas; executar a separação do condensado para a linha de efluentes e vapor para a atmosfera seu *Design* pode ser visto na Figura 10a.

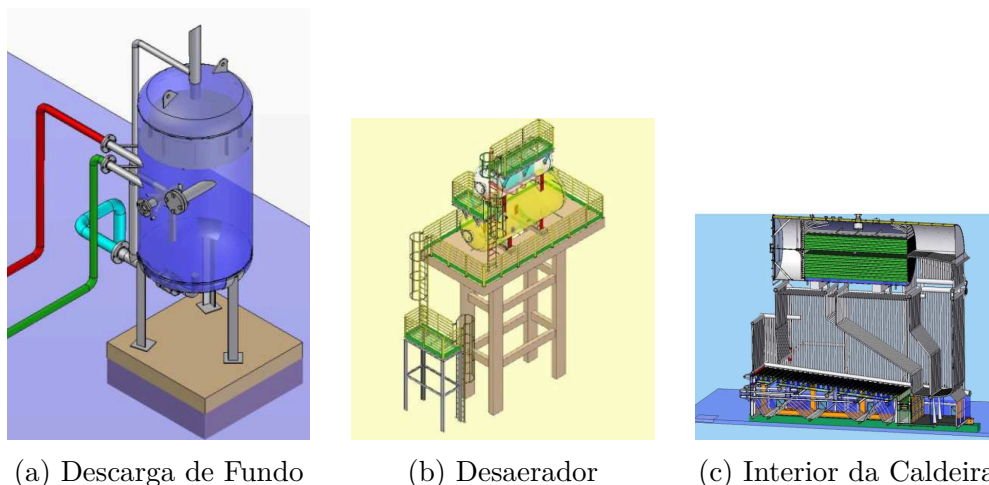


Figura 10 – Descarga de Fundo; Desaerador; Interior da Caldeira

20. **Desaerador:** na Figura 10b mostra o formato desse equipamento, que tem a função de remover gases não condensáveis (oxigênio e dióxido de carbono livre) da água de reabastecimento utilizada para alimentar caldeiras. A remoção desses gases protege tubulações e bombas, assim como a caldeira e as linhas de retorno de condensado. Ele é construído em aço carbono, com forma cilíndrica horizontal, com uma torre cilíndrica vertical, sua localização pode ser vista na Figura 6 .
21. **Soprador de Fuligem:** os sopradores de fuligem rotativo fixo tem a função de remover a fuligem que adere aos tubos de troca térmica.
22. **Tubulação, Válvulas e Acessórios:** esses equipamento são menores mas de muita importância para o funcionamento de uma caldeira. São utilizados para diversas funções, como: conduzir, controlar, transmitir, medir, mostrar, etc...
23. **Sistema de Remoção de Cinzas:** a remoção das cinzas resultantes da queima ao final do grelhado.

3.5 Descrição do Funcionamento Geral

O tópico abordará o funcionamento da caldeira flamotubular MGV-8000, baseado nas malhas de controle, pois são essas malhas que definem o funcionamento ideal da máquina.

3.5.1 Combustão

A alimentação de cavaco é feita através do silo dosador de forma automática, que joga cavaco diretamente na fornalha. A queima inicial é feita manualmente, jogando diesel em cima da cavaco e, após isso, é acendida. O objetivo aqui é manter constante a pressão do vapor gerado pela caldeira independente da demanda solicitada. Isso é feito variando simultaneamente a quantidade de combustível (cavaco ou lascas de madeira) e o ar que entram na caldeira (mantendo a relação ar/combustível dentro de uma faixa adequada), maximizando desse modo o rendimento da combustão. A combustão gera os gases que promoveram a troca de calor durante todo o circuito da caldeira. Os principais controles da combustão serão abordados a seguir, com propósito de demonstrar a importância desses para uma combustão mais próxima do ideal possível.

3.5.1.1 Controle da Combustão

É feito pela pressão de vapor na saída do tambor de vapor, essa malha é responsável pela atuação dos ventiladores primários, secundário e também pelo sistema hidráulico de alimentação de cavaco. O ventilador de ar primário joga ar pré-aquecido embaixo da fornalha; o ventilador de ar secundário joga ar em cima da fornalha, jogando mais ar para queima, fazendo com que os gases de combustão incompleta retornem para a combustão, obtendo uma otimização da combustão.

3.5.1.2 Controle da Tiragem

É feita pela pressão negativa dentro da fornalha, essa pressão deve ser controlada de forma cuidadosa, pois essa pressão afeta diretamente a vazão de ar/gases que fluem através da caldeira. Aqui o atuador é o EXAUSTOR. O exaustor garante a pressão negativa, fazendo a circulação dos gases de combustão através de toda a caldeira até a sua saída pela chaminé.

3.5.2 Tratamento da Água Alimentação

A alimentação de água do tambor é feita pelo tanque de condensado e pelo desmineralizador. O desmineralizador faz um tratamento na água (para tirar compostos minerais) e o tanque de condensado armazena a água que retorna do processo. A água possui gases dissolvidos em sua composição que são prejudiciais ao sistema de vapor. Dois exemplos são o oxigênio (O₂) e o dióxido de carbono (CO₂). Para fazer o processo de desaeração é usado o vapor proveniente do tambor de vapor, o aquecimento da água faz com que os gases fiquem menos solúveis não conseguindo se dissolver e assim são facilmente expelidos, após isso, a água é armazenada no recipiente do desaerador para posterior alimentação do tambor de vapor.

3.5.2.1 Controle de Nível

Tem por objetivo manter o nível de água do desaerador dentro do limite ajustado, variando a vazão de água de alimentação através da atuação em uma válvula de controle. Esse controle é feito monitorando apenas o nível do tambor.

3.5.2.2 Controle de Pressão

Tem por objetivo manter a vazão de vapor para o aquecimento da água do desaerador dentro do limite ajustado, fazendo com que os gases sejam expelidos através do aquecimento. Atua através de uma válvula de controle na tubulação de vapor.

3.5.3 Geração de Vapor

A alimentação de água do tambor é feita após fazer os devidos tratamentos na água, com a passagem pelo desmineralizador, descrito anteriormente, e também pelo desaerador. Essa alimentação de água é feita através de bombas e controlada por uma válvula de controle que recebe o sinal do PLC, passa por um economizador que tem como finalidade aquecer a água através do calor dos gases de combustão, para assim chegar ao tambor de vapor, onde também dispõe de tubulações com passagem de gases, para maior troca de calor. No tambor de vapor a água circula através dos risers e downcomers, aumentando a eficiência na troca de calor gerando maior quantidade de vapor.

3.5.3.1 Controle de Nível

Tem por objetivo manter o nível de água do interior da caldeira dentro do limite ajustado, variando a vazão de água de alimentação da caldeira através da atuação em uma válvula de controle. Esse controle é feito monitorando simultaneamente três variáveis: nível de água da caldeira, vazão de vapor e vazão da água de alimentação, portanto, é um controle de nível a três elementos, esse controle é mostrado na Figura 11. Com ajustes feito na vazão de saída de vapor devido a medições das temperaturas e pressões para fazer compensações. Na parte de vazão de saída de vapor há medições da pressão e temperatura para ajustar a vazão de vapor. No interior do tambor de vapor o nível é medido através da diferença de pressão. E na parte da água de alimentação é medida apenas a temperatura para fazer o ajuste na vazão. Esses três sinais com suas compensações são usados para fazer o controle do nível.

3.5.4 Linha de Vapor Superaquecido

No caso, o vapor proveniente do tambor é superaquecido a uma temperatura arbitrária no superaquecedor, essa temperatura às vezes está acima do setpoint estabelecido para a entrada na turbina, assim é feito um resfriamento no dessuperaquecedor através de um

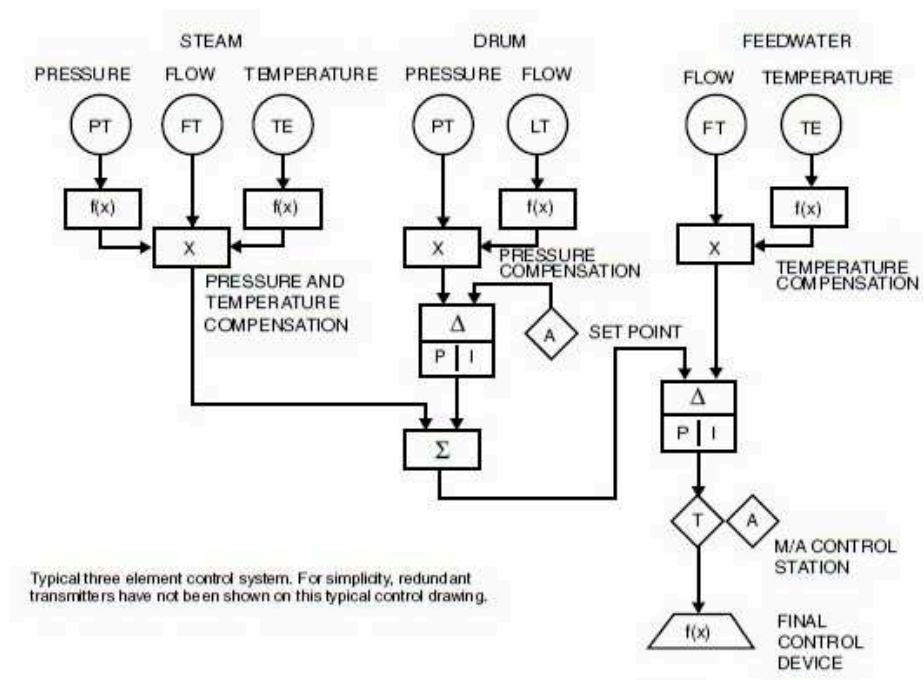


Figura 11 – Esquemático controle de nível a três elementos [3]

spray de água proveniente do tambor do desaerador até a temperatura requerida para o ponto de operação da turbina geradora de energia.

3.5.4.1 Controle de Temperatura

Tem como função deixar a temperatura no setpoint estabelecido. Atua na válvula de controle, deixando a água entrar em contato direto através de pequenos jatos de água (*spray*), fazendo um resfriamento do vapor superaquecido até a temperatura desejada.

3.6 Conclusão do Capítulo

Esse capítulo apresentou os principais fundamentos do gerador de vapor, denominado Caldeira. Mostrou os tipos de caldeiras, bem como introduziu o funcionamento de cada uma e apresentando os seus sistemas e seus subsistemas.

Posteriormente foi feita uma análise mais detalhada com o levantamento de todos os equipamentos que englobam a caldeira MGV-8000 e a função de cada equipamento integrante, no final foi explicado o funcionamento geral através das malhas de controle que a compõe.

4 Modelagem

Uma etapa importante para o desenvolvimento do projeto de controladores é o entendimento da dinâmica de processo do sistema a ser controlado. Assim, a modelagem fenomenológica foi a escolhida, pois é baseada em conceitos físicos do processo fazendo a aproximação ao sistema real através de equacionamentos matemáticos dos princípios físicos que regem o sistema.

A modelagem da caldeira flamotubular mista em questão, consiste em diversos subsistemas, onde a modelagem do tambor de vapor é o de maior grau de complexidade, por usar princípios de uma caldeira com fornalha aquatubular, ou seja, existe uma circulação natural da água do tambor até a fornalha através de *risers* e *downcomers*.

Não foi encontrado artigos ou teses que especifiquem a modelagem proposta nesse trabalho, mas muitos modelos propostos na literatura já foram desenvolvidos e podem auxiliar na construção do desenvolvimento desse trabalho, conforme pode ser visto em [11], [12], [13], [14], [15] e [16] que modelam o tambor de vapor de uma caldeira aquatubular; e também [7], [17], [18], [19] e [2] que desenvolveram a modelagem de uma caldeira flamotubular, e vários outros artigos que descrevem a modelagem de alguns subsistemas que compõe a caldeira como é o caso de [20], [21] e [22].

4.1 Introdução ao Modelo

A complexidade do sistema de geração de vapor da caldeira proposta exige vários equacionamentos através de balanço de massa, balanço de energia e quantidade de movimento que possam representar matematicamente o seu comportamento dinâmico, variando o fluxo mássico de combustível. A caldeira é dividida em duas partes: lado fogo/gás, contemplado pela fornalha e pelos sucessivos passes dos gases e do lado da água/vapor, que retrata a evaporação da água. Considerações e aproximações, fundamentais para o desenvolvimento de um modelo que não seja tão complexo, mas que retrate razoavelmente bem o sistema, serão feitas ao longo processo, sendo expostos e explicados.

Para descrever o modelo dinâmico da caldeira flamotubular em questão, é preciso resolver um conjunto de equações diferenciais algébricas que tem uma certa complexidade para sua resolução, mas que devido ao conhecimento das condições iniciais de operação é facilitada. Além disso, algumas equações diferenciais parciais vem à tona, principalmente nas equações que descrevem o lado de vaporização de água, que são as mais complexas devido ao efeito de expansão e contração da mistura água e vapor, provocadas pelas consecutivas diferenças de pressão.

Equações não-linearidades surgem ao longo do processo de modelagem, nos mecanis-

mos de transferência de calor como a radiação, equações quadráticas para aproximações das densidades, entalpias, temperaturas e também equações de maior ordem que resolvem os calores específicos em função das temperaturas, além de outras não linearidades que serão tratadas nos tópicos específicos durante o desenvolvimento do modelo.

Para avaliar o uso de energia da caldeira, as reações foram divididas em diferentes zonas que representam os subsistemas e as paredes dos tubos de metal, mostrado na Figura 12. As paredes dos tubos de metal também foram discretizadas em cada subsistema para facilitar os cálculos de transferência de calor de modo que representem a troca de calor entre o gás e a água/vapor. No lado dos gases, onde as temperaturas são consideravelmente mais altas, foram levadas em consideração a transferência de calor por radiação e convecção, mas onde as temperaturas eram mais baixas foi considerado apenas a transferência por convecção, assim como do lado de água/vapor. A fase gasosa é considerada um gás ideal, e a transferência de calor por condução é negligenciada. Como foi considerado a transferência total de energia com a caldeira em regime permanente, a resistência do metal não foi considerada, levando a suposição que todo o calor retirado dos gases é transferido para a água/vapor.

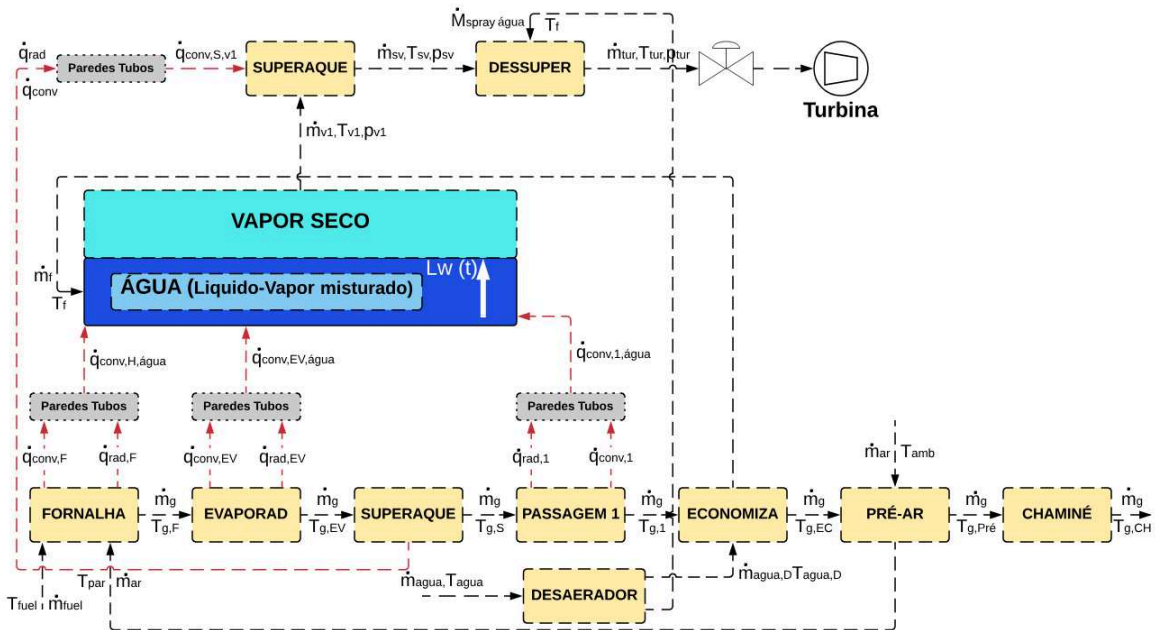


Figura 12 – Representação esquemática para modelagem da Caldeira MG

Além dos pressupostos já citados, as seguintes suposições foram feitas:

- O efeito da dinâmica do desaerador, que fornece a água de alimentação foi omitido, porque não resultaria em nenhuma contribuição significativa às variáveis do modelo, e simplesmente foi tomado os valores de temperatura que o descrevem.
- A temperatura da água de alimentação é considerada constante.

- Equações de estado para fase de vapor são determinadas a partir de tabelas de vapor e estimativa da pressão real, temperatura e relação de densidade dentro de um dado intervalo de valor das variáveis.
- Equações descritas na literatura que descrevem os calores específicos em função da temperatura foram usadas no solucionador do *MATLAB*. Essa equação é apresentada no capítulo 5 na equação 5.1.
- A umidade do combustível não é levada em consideração, sendo uma mistura ideal para a queima e com poder calorífico constante.
- A razão taxa combustível e ar é sempre constante.
- As temperaturas das paredes de metal em contato com água saturada são consideradas a mesma temperatura de água/vapor saturado no ponto de operação da caldeira.
- Relações lineares entre as variáveis mencionadas são obtidas de tabelas de vapor saturado.
- A taxa mássica de gás se mantém constante ao longo da passagem, assim como a quantidade mássica de água de alimentação que entra e vapor que sai do tambor. Não havendo perdas.
- Coeficientes usados nas taxas de transferência de calor dos gases para as paredes e das paredes para a água/vapor são obtidos a partir da condição de operação em estado estacionário com auxílio do software GENBOIL.
- O calor transferido dos gases para a paredes de metal é o mesmo calor que será absorvido pela água/vapor, sendo as paredes de metal apenas um meio, não levado em consideração sua resistência.

4.2 Desenvolvimento do Modelo

A caldeira é modelada com base nos seguintes subsistemas: Fornalha, *Screen* (Evaporador), Superaquecedor, Passagem pelos tubos no tambor de vapor, Economizador, Pré-ar, Dessuperaquecedor e Tambor de vapor.

4.2.1 Fornalha

A temperatura de saída dos gases podem ser determinadas pela relação do calor fornecido pelo combustível e a eficácia de absorção das paredes da fornalha. Essa eficácia depende de vários fatores, como: disposição dos tubos, emissividade do material, fator

de chama, revestimento, etc. Nesse componente, o calor absorvido por radiação é muito mais expressivo, por estar em contato direto com chama e a temperaturas altíssimas dos gases, sendo assim, cerca de noventa por cento do calor absorvido é por meio da radiação e somente dez por cento são convecção. Informações obtidas em [23].

Algumas suposições são feitas ao modelar a fornalha:

- O poder calorífico da biomassa (Cavaco) é constante.
- A temperatura do ar de entrada é considerada constante.
- A razão ar/combustível é constante.
- Foi usada uma equação polinomial com suas respectivas constantes para descrever o calor específico dos gases em função da temperatura.
- A temperatura dos gases de combustão no forno é proporcional à taxa de combustível.
- Em cada banco de tubos, a taxa de transferência de calor é determinada pela temperatura da parede do tubo.
- O atraso devido à capacitância térmica dos gases quentes é negligenciado, isto é, as mudanças de temperaturas ocorrem instantaneamente.
- A temperatura da parede de metal é tomada como sendo a temperatura de saturação da água/vapor em condições de operação em regime permanente.
- A temperatura dos gases no interior do componente foi considerada como sendo a temperatura média entre as temperaturas de entrada e saída.

4.2.1.1 Balanço de Massa

A massa de combustível após a queima juntamente com a massa de ar gera a massa do gás no sistema.

A conservação de massa é dada :

$$\dot{m}_g - \dot{m}_{fuel} - \dot{m}_{ar,out} = 0$$

onde:

\dot{m}_{fuel} é o fluxo mássico de combustível ($\frac{kg}{s}$);

$\dot{m}_{ar,out}$ é o fluxo mássico de ar pré-aquecido ($\frac{kg}{s}$);

\dot{m}_g é o fluxo mássico dos gases ($\frac{kg}{s}$).

$$\dot{m}_g = \dot{m}_{fuel} + \dot{m}_{ar,out} \quad (4.1)$$

4.2.1.2 Balanço de Energia

A queima do combustível no interior da câmara de combustão, juntamente com o ar pré-aquecido transfere energia para os gases e para o metal dos tubos de água por convecção e radiação. A conservação de energia é dado por:

$$\dot{q}_{fuel} + \dot{q}_{ar,out} - \dot{q}_g - \dot{q}_{rad,F} - \dot{q}_{conv,F} = 0 \quad (4.2)$$

Onde cada componente é definido como:

$$\dot{q}_{fuel} = \dot{m}_{fuel} PCI$$

$$\dot{q}_{ar,out} = \dot{m}_{ar,out} h_{ar,out} = \dot{m}_{ar,out} (c_{p,ar,out} T_{ar,out} - c_{p,ref} T_{ref})$$

$$\dot{q}_{rad,F} = \alpha_{rad,F} (T_{for}^4 - T_{metal}^4)$$

$$\dot{q}_{conv,F} = \alpha_{conv,F} (T_{for} - T_{metal})$$

$$\dot{q}_g = \dot{m}_g h_g = \dot{m}_g (c_{p,g} T_g - c_{p,ref} T_{ref})$$

$$\bar{T}_{for} = \frac{T_g + T_{ad}}{2}$$

$$\bar{T}_{ad} = \frac{\dot{q}_{fuel} + \dot{q}_{ar,out}}{\dot{m}_g c_{p,ad}}$$

onde:

\dot{q}_{fuel} é o fluxo de energia do combustível (W);

$\dot{q}_{ar,out}$ é o fluxo de energia do ar pré-aquecido (W);

\dot{q}_g é o fluxo de energia de saída dos gases da fornalha (W);

$\dot{q}_{rad,F}$ é o fluxo de energia transferido por radiação na fornalha (W);

$\dot{q}_{conv,F}$ é o fluxo de energia transferido por convecção na fornalha (W);

PCI é o poder calorífico inferior do combustível ($\frac{kJ}{kg}$);

$h_{ar,out}$ é a entalpia do ar pré-aquecido ($\frac{kJ}{kg}$);

h_g é a entalpia dos gases de saída da fornalha ($\frac{kJ}{kg}$);

$c_{p,ar,out}$ é o calor específico do ar pré-aquecido ($\frac{kJ}{kgK}$);

$c_{p,ref}$ é o calor específico do ar na temperatura ambiente ($\frac{kJ}{kgK}$);

$c_{p,g}$ é o calor específico dos gases de saída da fornalha ($\frac{kJ}{kgK}$);

$c_{p,ad}$ é o calor específico dos gases para temperatura adiabática ($\frac{kJ}{kgK}$);

T_{ref} é a temperatura ambiente (K);

T_g é a temperatura de saída dos gases da fornalha (K);

$T_{ar,out}$ é a temperatura do ar pré-aquecido (K);

T_{for} é a temperatura média dos gases na fornalha (K);

T_{ad} é a temperatura adiabática da chama (K);

T_{metal} é a temperatura média dos tubos de metal na fornalha (K);

$\alpha_{rad,F}$ é a constante de transferência de calor por radiação na fornalha ($\frac{kW}{K^4}$);

$\alpha_{conv,F}$ é a constante de transferência de calor por convecção na fornalha ($\frac{kW}{K}$).

4.2.2 Screen

Ao sair da fornalha o primeiro passe dos gases é através dos tubos do *Screen* (tela). Nesse caso os tubos contém água saturada. Essa "tela" controla a quantidade de radiação provida da fornalha, que atinge o superaquecedor.

Algumas suposições são feitas ao modelar o *Screen*:

- Foi usada uma equação polinomial com suas respectivas constantes para descrever o calor específico dos gases em função da temperatura.
- Não é considerado perda da massa dos gases durante o fluxo, ou seja a fluxo mássico que sai da fornalha é o mesmo que entra no *Screen*.
- A temperatura da parede de metal é tomada como sendo a temperatura de saturação da água/vapor em condições de operação em regime permanente.
- A temperatura dos gases no interior do componente foi considerada como sendo a temperatura média entre as temperaturas de entrada e saída.

4.2.2.1 Balanço de Massa

A massa de gás proveniente da fornalha é a mesma massa de gás que sai do *screen*.

A conservação de massa é dada por:

$$\dot{m}_{g,F} - \dot{m}_{g,EV} = 0$$

$$\dot{m}_{g,F} = \dot{m}_{g,EV} = \dot{m}_g \quad (4.3)$$

onde:

$\dot{m}_{g,F}$ é o fluxo mássico dos gases de entrada no *screen* ($\frac{kg}{s}$);

$\dot{m}_{g,EV}$ é o fluxo mássico dos gases de saída do *screen* ($\frac{kg}{s}$);

\dot{m}_g é o fluxo mássico dos gases ($\frac{kg}{s}$).

4.2.2.2 Balanço de Energia

A energia carregada pelo gás proveniente da fornalha entra no *screen*, transferindo calor por convecção e radiação para as paredes de metal dos tubos, aquecendo a água no interior dos tubos e resfriando o gás que sai do *screen*.

O balanço de energia é dado pela equação:

$$\dot{q}_g - \dot{q}_{EV} - \dot{q}_{rad,EV} - \dot{q}_{conv,EV} = 0 \quad (4.4)$$

Onde cada componente é escrito:

$$\dot{q}_g = \dot{m}_g h_g = \dot{m}_g (c p_g T_g - c p_{ref} T_{ref})$$

$$\dot{q}_{rad,EV} = \alpha_{rad,EV} (\bar{T}_{EV}^4 - T_{metal}^4)$$

$$\dot{q}_{conv,EV} = \alpha_{conv,EV} (\bar{T}_{EV} - T_{metal})$$

$$\dot{q}_{EV} = \dot{m}_g \cdot h_{EV} = \dot{m}_g (c p_{EV} T_{EV} - c p_{ref} T_{ref})$$

$$\bar{T}_{EV} = \frac{T_g + T_{EV}}{2}$$

onde:

\dot{q}_g é o fluxo de energia de entrada dos gases do *screen* (W);

\dot{q}_{EV} é o fluxo de energia de saída do *screen* (W);

$\dot{q}_{rad,EV}$ é o fluxo de energia transferido por radiação no *screen* (W);

$\dot{q}_{conv,EV}$ é o fluxo de energia transferido por convecção no *screen* (W);

h_{EV} é a entalpia dos gases na saída do *screen* ($\frac{kJ}{kg}$);

h_g é a entalpia de entrada dos gases do *screen* ($\frac{kJ}{kg}$);

$c p_{EV}$ é o calor específico dos gases na saída do *screen* ($\frac{kJ}{kgK}$);

$c p_{ref}$ é o calor específico do ar na temperatura ambiente ($\frac{kJ}{kgK}$);

$c p_g$ é o calor específico de entrada dos gases do *screen* ($\frac{kJ}{kgK}$);

T_{ref} é a temperatura ambiente (K);

T_g é a temperatura de entrada dos gases do *screen* (K);

T_{EV} é a temperatura de saída dos gases do *screen* (K);

\bar{T}_{EV} é a temperatura média dos gases no *screen* (K);

T_{metal} é a temperatura média dos tubos de metal no *screen* (K);

$\alpha_{rad,EV}$ é a constante de transferência de calor por radiação do *screen* ($\frac{kW}{K^4}$);

$\alpha_{conv,EV}$ é a constante de transferência de calor por convecção do *screen* ($\frac{kW}{K}$).

4.2.3 Superaquecedor

O próximo componente na direção do fluxo de gás é o superaquecedor. O vapor saturado que sai do tambor de vapor passa por esse componente para atingir o estado de vapor superaquecido. O superaquecedor é um componente crítico, que realiza a transferência de calor entre gases e vapor, sendo que o seu material é muito mais afetado por temperaturas altas, pois circula apenas vapor no seu interior. Isso se deve ao baixo calor específico do vapor que faz com que a transferência de calor seja menor se comparado a um sistema que envolve água.

Algumas suposições são feitas ao modelar o Superaquecedor:

- Foi usada uma equação polinomial com suas respectivas constantes para descrever o calor específico dos gases em função da temperatura.
- Não é considerado perda da massa dos gases durante o fluxo, ou seja a fluxo mássico que sai da *Screen* é o mesmo que entra no Superaquecedor.
- A temperatura da parede de metal é tomada como sendo a soma entre um terço(1/3) da média das temperaturas do lado gás e dois terços(2/3) da média da temperatura do lado de vapor. Essa suposição aproxima a temperatura real do metal para esse componente.
- A temperatura dos gases e do vapor no interior do componente foram consideradas como sendo a temperatura média entre as temperaturas de entrada e saída.
- O calor fornecido pela parede de metal por convecção para o vapor é considerado como sendo a soma do calor radiado e convectivo do lado dos gases.

4.2.3.1 Balanço de Massa para o Lado dos Gases

A massa de gás proveniente da *screen* é a mesma massa de gás que sai do superaquecedor.

A conservação de massa é dada por:

$$\dot{m}_{g,EV} - \dot{m}_{g,S} = 0$$

$$\dot{m}_{g,EV} = \dot{m}_{g,S} = \dot{m}_g \quad (4.5)$$

onde:

$\dot{m}_{g,S}$ é o fluxo mássico dos gases de saída do superaquecedor ($\frac{kg}{s}$);

$\dot{m}_{g,EV}$ é o fluxo mássico dos gases de entrada do superaquecedor ($\frac{kg}{s}$);

\dot{m}_g é o fluxo mássico dos gases ($\frac{kg}{s}$).

4.2.3.2 Balanço de Energia para o Lado dos Gases

A energia carregada pelo gás proveniente da *screen* entra no superaquecedor, transferindo calor por convecção e radiação para as paredes de metal dos tubos, resfriando o gás que sai do superaquecedor.

O balanço de energia é dado pela equação:

$$\dot{q}_{EV} - \dot{q}_S - \dot{q}_{rad,S} - \dot{q}_{conv,S} = 0 \quad (4.6)$$

Onde cada componente é escrito:

$$\dot{q}_{EV} = \dot{m}_g h_{EV} = \dot{m}_g (cp_{EV} T_{EV} - cp_{ref} T_{ref})$$

$$\dot{q}_{rad,S} = \alpha_{rad,S} (\bar{T}_S^4 - \bar{T}_{metal,S}^4)$$

$$\dot{q}_{conv,S} = \alpha_{conv,S} (\bar{T}_S - \bar{T}_{metal,S})$$

$$\dot{q}_S = \dot{m}_g h_S = \dot{m}_g (cp_S T_S - cp_{ref} T_{ref})$$

$$\bar{T}_S = \frac{T_{EV} + T_S}{2}$$

$$\bar{T}_{metal,S} = \frac{T_{EV} + T_S}{6} + \frac{(T_{v1} + T_{sv})}{3}$$

onde:

\dot{q}_{EV} é o fluxo de energia de entrada do superaquecedor (W);

\dot{q}_S é o fluxo de energia de saída dos gases do superaquecedor (W);

$\dot{q}_{rad,S}$ é o fluxo de energia transferido por radiação no superaquecedor (W);

$\dot{q}_{conv,S}$ é o fluxo de energia transferido por convecção no superaquecedor (W);

h_{EV} é a entalpia dos gases na entrada do superaquecedor ($\frac{kJ}{kg}$);

h_S é a entalpia de saída dos gases do superaquecedor ($\frac{kJ}{kg}$);

cp_{EV} é o calor específico dos gases na entrada do superaquecedor ($\frac{kJ}{kgK}$);

cp_{ref} é o calor específico do ar na temperatura ambiente ($\frac{kJ}{kgK}$);

cp_S é o calor específico de saída dos gases do superaquecedor ($\frac{kJ}{kgK}$);

T_{ref} é a temperatura ambiente (K);

T_{EV} é a temperatura de entrada dos gases do superaquecedor (K);

T_S é a temperatura de saída dos gases do superaquecedor (K);

T_{v1} é a temperatura de entrada do vapor no superaquecedor (K);

T_{sv} é a temperatura de saída do vapor superaquecido no superaquecedor (K);

\bar{T}_S é a temperatura média dos gases no superaquecedor (K);

$T_{metal,S}$ é a temperatura média dos tubos de metal no superaquecedor (K);

$\alpha_{rad,S}$ é a constante de transferência de calor por radiação do superaquecedor ($\frac{kW}{K^4}$);

$\alpha_{conv,S}$ é a constante de transferência de calor por convecção do superaquecedor ($\frac{kW}{K}$).

4.2.3.3 Balanço de Massa para o Lado do Vapor

A massa de vapor que entra no superaquecedor proveniente do tambor de vapor, é a mesma massa de vapor superaquecido que sai do superaquecedor.

A conservação de massa é dada por:

$$\dot{m}_{v1} - \dot{m}_{sv} = 0$$

$$\dot{m}_{v1} = \dot{m}_{sv} \quad (4.7)$$

onde:

\dot{m}_{v1} é o fluxo mássico de vapor que entra no superaquecedor ($\frac{kg}{s}$);

\dot{m}_{sv} é o fluxo mássico do vapor superaquecido que sai do superaquecedor ($\frac{kg}{s}$).

4.2.3.4 Balanço de Energia para o Lado do Vapor

O vapor proveniente do tambor de vapor entra no superaquecedor e é aquecido por convecção, pois as paredes de metal do superaquecedor se encontram em uma temperatura mais elevada, resultando no vapor superaquecido.

O balanço de energia é dado pela equação:

$$\dot{q}_{v1} - \dot{q}_{sv} + \dot{q}_{conv,S \rightarrow v1} = 0 \quad (4.8)$$

Onde cada componente é escrito:

$$\dot{q}_{v1} = \dot{m}_{v1}h_{v1} = \dot{m}_{v1}(cp_{v1}T_{v1} - cp_{ref}T_{ref})$$

$$\dot{q}_{conv,S \rightarrow v1} = \dot{q}_{rad,S} + \dot{q}_{conv,S}$$

$$\dot{q}_{sv} = \dot{m}_{sv}h_{sv} = \dot{m}_{sv}(cp_{sv}T_{sv} - cp_{ref}T_{ref})$$

onde:

\dot{q}_{v1} é o fluxo de energia de entrada do superaquecedor (W);

\dot{q}_{sv} é o fluxo de energia de saída dos gases do superaquecedor (W);

$\dot{q}_{conv,S \rightarrow v1}$ é o fluxo de energia transferido por convecção do metal para o vapor no superaquecedor (W);

$\dot{q}_{rad,S}$ é o fluxo de energia transferido por radiação no superaquecedor (W);

$\dot{q}_{conv,S}$ é o fluxo de energia transferido por convecção no superaquecedor (W);

h_{v1} é a entalpia do vapor na entrada do superaquecedor ($\frac{kJ}{kg}$);

h_{sv} é a entalpia de saída do vapor superaquecido no superaquecedor ($\frac{kJ}{kg}$);

cp_{v1} é o calor específico do vapor na entrada do superaquecedor ($\frac{kJ}{kgK}$);

cp_{ref} é o calor específico do ar na temperatura ambiente ($\frac{kJ}{kgK}$);

cp_{sv} é o calor específico do vapor superaquecido no superaquecedor ($\frac{kJ}{kgK}$);

T_{ref} é a temperatura ambiente (K);

T_{v1} é a temperatura de entrada do vapor no superaquecedor (K);

T_{sv} é a temperatura de saída do vapor superaquecido no superaquecedor (K).

4.2.4 Passagem de Tubos no Tambor de Vapor

Ao sair do superaquecedor, os gases fazem seu caminho no interior do tambor de vapor, através dos tubos, onde há a maior quantidade de água no sistema, e também a maior troca de calor entre gás/água. Nesse caso os tubos contém os gases e a parte exterior fica exposta à água.

Algumas suposições são feitas ao modelar a Passagem de Tubos:

- Foi usada uma equação polinomial com suas respectivas constantes para descrever o calor específico dos gases em função da temperatura.
- Não é considerado perda da massa dos gases durante o fluxo, ou seja a fluxo mássico que sai do Superaquecedor é o mesmo que entra no Tambor.
- A temperatura da parede de metal é tomada como sendo a temperatura de saturação da água/vapor em condições de operação em regime permanente.
- A temperatura dos gases no interior do componente foi considerada como sendo a temperatura média entre as temperaturas de entrada e saída.

4.2.4.1 Balanço de Massa

A massa de gás proveniente do superaquecedor é a mesma massa de gás que sai da passagem de tubos do interior do tambor de vapor.

A conservação de massa é dada por:

$$\dot{m}_{g,S} - \dot{m}_{g,1} = 0$$

$$\dot{m}_{g,S} = \dot{m}_{g,1} = \dot{m}_g \quad (4.9)$$

onde:

$\dot{m}_{g,S}$ é o fluxo mássico dos gases de entrada da passagem de tubos ($\frac{kg}{s}$);

$\dot{m}_{g,1}$ é o fluxo mássico dos gases de saída da passagem de tubos ($\frac{kg}{s}$);

\dot{m}_g é o fluxo mássico dos gases ($\frac{kg}{s}$).

4.2.4.2 Balanço de Energia

A energia carregada pelo gás proveniente do superaquecedor entra na passagem de tubos, transferindo calor por convecção e radiação para as paredes de metal, resfriando o gás que sai da passagem de tubos.

O balanço de energia é dado pela equação:

$$\dot{q}_S - \dot{q}_1 - \dot{q}_{rad,1} - \dot{q}_{conv,1} = 0 \quad (4.10)$$

Onde cada componente é escrito:

$$\dot{q}_S = \dot{m}_g h_S = \dot{m}_g (c_{pS} T_S - c_{p_{ref}} T_{ref})$$

$$\dot{q}_{rad,1} = \alpha_{rad,1} (\bar{T}_1^4 - T_{metal}^4)$$

$$\dot{q}_{conv,1} = \alpha_{conv,1} (\bar{T}_1 - T_{metal})$$

$$\dot{q}_1 = \dot{m}_g h_1 = \dot{m}_g (c_{p1} T_1 - c_{p_{ref}} T_{ref})$$

$$\bar{T}_1 = \frac{T_S + T_1}{2}$$

onde:

\dot{q}_S é o fluxo de energia de entrada da passagem de tubos (W);

\dot{q}_1 é o fluxo de energia de saída dos gases da passagem de tubos (W);

$\dot{q}_{rad,1}$ é o fluxo de energia transferido por radiação na passagem de tubos (W);

$\dot{q}_{conv,1}$ é o fluxo de energia transferido por convecção na passagem de tubos (W);

h_S é a entalpia dos gases na entrada da passagem de tubos ($\frac{kJ}{kg}$);

h_1 é a entalpia de saída dos gases da passagem de tubos ($\frac{kJ}{kg}$);

c_{pS} é o calor específico dos gases na entrada da passagem de tubos ($\frac{kJ}{kgK}$);

$c_{p_{ref}}$ é o calor específico do ar na temperatura ambiente ($\frac{kJ}{kgK}$);

c_{p1} é o calor específico de saída dos gases da passagem de tubos ($\frac{kJ}{kgK}$);

T_{ref} é a temperatura ambiente (K);

T_S é a temperatura de entrada dos gases da passagem de tubos (K);

T_1 é a temperatura de saída dos gases da passagem de tubos (K);

\bar{T}_1 é a temperatura média dos gases da passagem de tubos (K);

T_{metal} é a temperatura média dos tubos de metal da passagem de tubos (K);

$\alpha_{rad,1}$ é a constante de transferência de calor por radiação da passagem de tubos ($\frac{kW}{K^4}$);

$\alpha_{conv,1}$ é a constante de transferência de calor por convecção da passagem de tubos ($\frac{kW}{K}$).

4.2.5 Economizador

O próximo componente na direção do fluxo de gás é o Economizador. O Economizador aquece a água de alimentação que abastece o tambor de vapor.

Algumas suposições são feitas ao modelar o Economizador:

- Foi usada uma equação polinomial com suas respectivas constantes para descrever o calor específico dos gases em função da temperatura.
- Não é considerado perda da massa dos gases durante o fluxo, ou seja a fluxo mássico que sai do passe no tambor de vapor é o mesmo que entra no Economizador.
- A temperatura da parede de metal é tomada como sendo a média entre a soma da água provida do desaerador e a água que alimenta o tambor de vapor. Essa suposição aproxima a temperatura real do metal para esse componente e é explicada devido ao calor específico da água, que tem uma maior contribuição se comparado ao gás de combustão.
- A temperatura dos gases e da água no interior do componente, foram consideradas como sendo a temperatura média entre as temperaturas de entrada e saída.
- O calor fornecido pela parede de metal por convecção para a água, é considerado como sendo a soma do calor radiado e convectivo do lado dos gases.

4.2.5.1 Balanço de Massa para o Lado dos Gases

A massa de gás proveniente da passagem de tubos do tambor de vapor é a mesma massa de gás que sai do economizador.

A conservação de massa é dada por:

$$\dot{m}_{g,1} - \dot{m}_{g,EC} = 0$$

$$\dot{m}_{g,1} = \dot{m}_{g,EC} = \dot{m}_g \quad (4.11)$$

onde:

$\dot{m}_{g,1}$ é o fluxo mássico dos gases na entrada do economizador ($\frac{kg}{s}$);

$\dot{m}_{g,EC}$ é o fluxo mássico dos gases na saída do economizador ($\frac{kg}{s}$);
 \dot{m}_g é o fluxo mássico dos gases ($\frac{kg}{s}$).

4.2.5.2 Balanço de Energia para o Lado dos Gases

A energia carregada pelo gás proveniente da passagem de tubos entra no economizador, transferindo calor por convecção e radiação para as paredes de metal, resfriando o gás que sai do economizador.

O balanço de energia é dado pela equação:

$$\dot{q}_1 - \dot{q}_{EC} - \dot{q}_{rad,EC} - \dot{q}_{conv,EC} = 0 \quad (4.12)$$

Onde cada componente é escrito:

$$\dot{q}_1 = \dot{m}_g h_1 = \dot{m}_g (cp_1 T_1 - cp_{ref} T_{ref})$$

$$\dot{q}_{rad,EC} = \alpha_{rad,EC} (\bar{T}_{EC}^4 - \bar{T}_{metal,EC}^4)$$

$$\dot{q}_{conv,EC} = \alpha_{conv,EC} (\bar{T}_{EC} - \bar{T}_{metal,EC})$$

$$\dot{q}_{EC} = \dot{m}_g h_{EC} = \dot{m}_g (cp_{EC} T_{EC} - cp_{ref} T_{ref})$$

$$\bar{T}_{EC} = \frac{T_{EC} + T_1}{2}$$

$$\bar{T}_{metal,EC} = \frac{T_{agua} + T_f}{2}$$

onde:

\dot{q}_1 é o fluxo de energia de entrada do economizador (W);

\dot{q}_{EC} é o fluxo de energia de saída dos gases do economizador (W);

$\dot{q}_{rad,EC}$ é o fluxo de energia transferido por radiação no economizador (W);

$\dot{q}_{conv,EC}$ é o fluxo de energia transferido por convecção no economizador (W);

h_1 é a entalpia dos gases na entrada do economizador ($\frac{kJ}{kg}$);

h_{EC} é a entalpia de saída dos gases do economizador ($\frac{kJ}{kg}$);

cp_1 é o calor específico dos gases na entrada do economizador ($\frac{kJ}{kgK}$);

cp_{ref} é o calor específico do ar na temperatura ambiente ($\frac{kJ}{kgK}$);

cp_{EC} é o calor específico de saída dos gases do economizador ($\frac{kJ}{kgK}$);

T_{ref} é a temperatura ambiente (K);

T_1 é a temperatura de entrada dos gases do economizador (K);

T_{EC} é a temperatura de saída dos gases do economizador (K);

T_{agua} é a temperatura de entrada da água no economizador proveniente do desaerador (K);

T_f é a temperatura de saída da água no economizador que alimenta o tambor de vapor (K);

\bar{T}_{EC} é a temperatura média dos gases no economizador (K);

$T_{metal,EC}$ é a temperatura média dos tubos de metal no economizador (K);

$\alpha_{rad,EC}$ é a constante de transferência de calor por radiação do economizador ($\frac{kW}{K^4}$);

$\alpha_{conv,EC}$ é a constante de transferência de calor por convecção do economizador ($\frac{kW}{K}$).

4.2.5.3 Balanço de Massa para o Lado da Água

A massa de água que entra no economizador proveniente do desaerador, é a mesma massa de água que alimenta o tambor de vapor.

A conservação de massa é dada por:

$$\dot{m}_{agua} - \dot{m}_f = 0$$

$$\dot{m}_{agua} = \dot{m}_f \quad (4.13)$$

onde:

\dot{m}_{agua} é o fluxo mássico da água de entrada do economizador proveniente do desaerador ($\frac{kg}{s}$);

\dot{m}_f é o fluxo mássico da água de alimentação na saída do economizador ($\frac{kg}{s}$).

4.2.5.4 Balanço de Energia para o Lado da Água

A água proveniente do desaerador entra no economizador e é aquecida por convecção, pois as paredes de metal do economizador se encontram em uma temperatura mais elevada, resultando no aquecimento da água de alimentação que entrará no tambor de vapor.

O balanço de energia é dado pela equação:

$$\dot{q}_{agua} - \dot{q}_f + \dot{q}_{conv,EC \rightarrow f} = 0 \quad (4.14)$$

Onde cada componente é escrito:

$$\dot{q}_{agua} = \dot{m}_{agua} h_{agua} = \dot{m}_{agua} (c_{p_{agua}} T_{agua} - c_{p_{ref}} T_{ref})$$

$$\dot{q}_{conv,EC \rightarrow f} = \dot{q}_{rad,EC} + \dot{q}_{conv,EC}$$

$$\dot{q}_f = \dot{m}_f h_f = \dot{m}_f (c_{p_f} T_f - c_{p_{ref}} T_{ref})$$

onde:

\dot{q}_{agua} é o fluxo de energia da água na entrada do economizador (W);

\dot{q}_f é o fluxo de energia da água na saída do economizador (W);

$\dot{q}_{rad,EC}$ é o fluxo de energia transferido por radiação no economizador (W);

$\dot{q}_{conv,EC}$ é o fluxo de energia transferido por convecção no economizador (W);

$\dot{q}_{conv,EC \rightarrow f}$ é o fluxo de energia transferido por convecção do metal para a água no economizador (W);

h_{agua} é a entalpia da água na entrada do economizador proveniente do desaerador ($\frac{kJ}{kg}$);

h_f é a entalpia da água na saída do economizador que alimenta o tambor de vapor ($\frac{kJ}{kg}$);

$c_{p_{agua}}$ é o calor específico da água na entrada do economizador proveniente do desaerador ($\frac{kJ}{kgK}$);

$c_{p_{ref}}$ é o calor específico do ar na temperatura ambiente ($\frac{kJ}{kgK}$);

c_{p_f} é o calor específico da água na saída do economizador que alimenta o tambor de vapor ($\frac{kJ}{kgK}$);

T_{ref} é a temperatura ambiente (K);

T_{agua} é a temperatura de entrada da água no economizador proveniente do desaerador (K);

T_f é a temperatura de saída da água no economizador que alimenta o tambor de vapor (K).

4.2.6 Pré-Aquecedor de Ar

O último componente que troca calor na direção do fluxo de gás é o pré-aquecedor de ar. O pré-aquecedor de ar aquece o ar que entra na fornalha para ajudar na combustão do combustível.

Algumas suposições são feitas ao modelar o Pré-aquecedor de Ar:

- Os calores específicos para esse componente foram considerados constantes.
- Não é considerado perda de massa durante o fluxo, ou seja, o fluxo mássico que sai do passe no economizador é o mesmo que entra no pré-aquecedor de ar.
- Devido à temperatura ser razoavelmente baixa nesse componente, o calor transferido por radiação é desconsiderado. Atuando apenas a convecção.
- A temperatura da parede de metal é tomada como sendo a média entre a soma das quatro temperaturas envolvidas nesse processo: À temperatura do ar ambiente, do ar após ser aquecido, da entrada e saída dos gases. Essa suposição aproxima a

temperatura real do metal para esse componente. Pois aqui os calores específicos são próximos, fazendo com que ambas as partes contribuam para o aquecimento do metal.

- A temperatura dos gases e do ar no interior do componente foram consideradas como sendo a temperatura média entre as temperaturas de entrada e saída.
- O calor fornecido pela parede de metal por convecção para o vapor é considerado como sendo o mesmo calor transferido por convecção do lado dos gases para o metal.

4.2.6.1 Balanço de Massa para o Lado dos Gases

A massa de gás proveniente do economizador é a mesma massa de gás que sai do pré-aquecedor de ar.

A conservação de massa é dada por:

$$\dot{m}_{g,EC} - \dot{m}_{g,Pre} = 0$$

$$\dot{m}_{g,EC} = \dot{m}_{g,Pre} = \dot{m}_g \quad (4.15)$$

onde:

$\dot{m}_{g,EC}$ é o fluxo mássico dos gases na entrada do pré-aquecedor ($\frac{kg}{s}$);

$\dot{m}_{g,Pre}$ é o fluxo mássico dos gases na saída do pré-aquecedor ($\frac{kg}{s}$);

\dot{m}_g é o fluxo mássico dos gases ($\frac{kg}{s}$).

4.2.6.2 Balanço de Energia para o Lado dos Gases

A energia carregada pelo gás proveniente do economizador entra no pré-aquecedor, transferindo calor por convecção e radiação para as paredes de metal, resfriando o gás que sai do pré-aquecedor.

O balanço de energia é dado pela equação:

$$\dot{q}_{EC} - \dot{q}_{Pre} - \dot{q}_{conv,Pre} = 0 \quad (4.16)$$

Onde cada componente é escrito:

$$\dot{q}_{EC} = \dot{m}_g \cdot h_{EC} = \dot{m}_g (cp_{EC} T_{EC} - cp_{ref} T_{ref})$$

$$\dot{q}_{conv,Pre} = \alpha_{conv,Pre} (\bar{T}_{Pre} - \bar{T}_{metal,Pre})$$

$$\dot{q}_{Pre} = \dot{m}_g h_{Pre} = \dot{m}_g (cp_{Pre} T_{Pre} - cp_{ref} T_{ref})$$

$$\bar{T}_{Pre} = \frac{T_{EC} + T_{Pre}}{2}$$

$$\bar{T}_{metal,Pre} = \frac{T_{EC} + T_{Pre} + T_{ref} + T_{ar}}{4}$$

onde:

\dot{q}_{EC} é o fluxo de energia de entrada do pré-aquecedor (W);

\dot{q}_{Pre} é o fluxo de energia de saída dos gases do pré-aquecedor (W);

$\dot{q}_{conv,Pre}$ é o fluxo de energia transferido por convecção no pré-aquecedor (W);

h_{EC} é a entalpia dos gases na entrada do pré-aquecedor ($\frac{kJ}{kg}$);

h_{Pre} é a entalpia de saída dos gases do pré-aquecedor ($\frac{kJ}{kg}$);

cp_{EC} é o calor específico dos gases na entrada do pré-aquecedor ($\frac{kJ}{kgK}$);

cp_{ref} é o calor específico do ar na temperatura ambiente ($\frac{kJ}{kgK}$);

cp_{Pre} é o calor específico de saída dos gases do pré-aquecedor ($\frac{kJ}{kgK}$);

T_{ref} é a temperatura ambiente (K);

T_{EC} é a temperatura de entrada dos gases do pré-aquecedor (K);

T_{ar} é a temperatura de saída do ar preaquecido do pré-aquecedor (K);

T_{Pre} é a temperatura de saída dos gases do pré-aquecedor (K);

\bar{T}_{Pre} é a temperatura média dos gases no pré-aquecedor (K);

$T_{metal,Pre}$ é a temperatura média dos tubos de metal no pré-aquecedor (K);

$\alpha_{conv,Pre}$ é a constante de transferência de calor por convecção do pré-aquecedor ($\frac{kW}{K}$).

4.2.6.3 Balanço de Massa para o Lado do ar

A massa de ar que entra no pré-aquecedor de ar proveniente do meio, é a mesma massa de ar que sai do pré-aquecedor para a fornalha.

A conservação de massa é dada por:

$$\dot{m}_{ar,in} - \dot{m}_{ar,out} = 0$$

$$\dot{m}_{ar,in} = \dot{m}_{ar,out} = \dot{m}_{ar} \quad (4.17)$$

onde:

$\dot{m}_{ar,in}$ é o fluxo mássico do ar na entrada do pré-aquecedor ($\frac{kg}{s}$);

$\dot{m}_{ar,out}$ é o fluxo mássico do ar na saída do pré-aquecedor ($\frac{kg}{s}$).

4.2.6.4 Balanço de Energia para o Lado do ar

O ar proveniente do meio externo entra no pré-aquecedor e é aquecido por convecção, pois as paredes de metal do pré-aquecedor se encontram em uma temperatura mais elevada, resultando no aquecimento do ar que irá para a fornalha.

O balanço de energia é dado pela equação:

$$\dot{q}_{ar,in} - \dot{q}_{ar,out} + \dot{q}_{conv,T_{Pre} \rightarrow ar} = 0 \quad (4.18)$$

Onde cada componente é escrito:

$$\dot{q}_{ar,in} = \dot{m}_{ar,in} h_{ar,in} = \dot{m}_{ar,in} (c_{p,ar,in} T_{ar,in} - c_{p,ref} T_{ref})$$

$$\dot{q}_{conv,Pre \rightarrow ar} = \dot{q}_{conv,Pre}$$

$$\dot{q}_{ar,out} = \dot{m}_{ar,out} h_{ar,out} = \dot{m}_{ar,out} (c_{p,ar,out} T_{ar,out} - c_{p,ref} T_{ref})$$

onde:

$\dot{q}_{ar,in}$ é o fluxo de energia de ar na entrada do pré-aquecedor (W);

$\dot{q}_{ar,out}$ é o fluxo de energia de ar na saída do pré-aquecedor (W);

$\dot{q}_{conv,Pre}$ é o fluxo de energia transferido por convecção no pré-aquecedor (W);

$\dot{q}_{conv,T_{Pre} \rightarrow ar}$ é o fluxo de energia transferido por convecção do metal para o ar no pré-aquecedor (W);

$h_{ar,in}$ é a entalpia do ar na temperatura ambiente ($\frac{kJ}{kg}$);

$h_{ar,out}$ é a entalpia do ar na saída do pré-aquecedor que irá para a fornalha ($\frac{kJ}{kg}$);

$c_{p,ar,in}$ é o calor específico do ar na entrada do pré-aquecedor em temperatura ambiente ($\frac{kJ}{kgK}$);

$c_{p,ref}$ é o calor específico do ar na temperatura ambiente ($\frac{kJ}{kgK}$);

$c_{p,ar,out}$ é o calor específico do ar na saída do pré-aquecedor que irá para a fornalha ($\frac{kJ}{kgK}$);

T_{ref} é a temperatura ambiente (K);

$T_{ar,in}$ é a temperatura de entrada do ar no pré-aquecedor em temperatura ambiente (K);

$T_{ar,out}$ é a temperatura de saída do ar no pré-aquecedor que irá para a fornalha (K).

4.2.7 Dessuperaquecedor

O dessuperaquecedor é um componente ao final da linha de vapor superaquecido que tem como função controlar a temperatura de entrada na turbina através de um *spray* de água provida pelo desaerador. A água do *spray* entra em contato com o vapor a uma temperatura mais baixa, fazendo com que esquente e vaporize, gerando o resfriamento do

vapor. O caudal de água pulverizada será variável, a fim de controlar a temperatura do vapor.

Algumas suposições são feitas ao modelar o dessuperaquecedor:

- Os calores específicos para esse componente foram considerados constantes.
- Não é considerado perda de massa durante o fluxo, ou seja, a fluxo mássico de vapor que sai do dessuperaquecedor é a soma do vapor superaquecido e do *spray* de água.
- Não é considerado perda de energia, portanto a soma da energia do vapor superaquecido com a do jato de água é a mesma energia que sai do dessuperaquecedor.

4.2.7.1 Balanço de Massa

A massa do vapor superaquecido é somada com a massa do *spray* para formar a massa de vapor superaquecido que será fornecida para a turbina.

A conservação de massa é dada por:

$$\dot{m}_{tur} - \dot{m}_{spray} - \dot{m}_{sv} = 0$$

$$\dot{m}_{tur} = \dot{m}_{spray} + \dot{m}_{sv} \quad (4.19)$$

\dot{m}_{sv} é o fluxo mássico do vapor superaquecido na entrada do dessuperaquecedor ($\frac{kg}{s}$);

\dot{m}_{spray} é o fluxo mássico de água na entrada do dessuperaquecedor ($\frac{kg}{s}$);

\dot{m}_{tur} é o fluxo mássico de vapor superaquecido na saída do dessuperaquecedor ($\frac{kg}{s}$).

4.2.7.2 Balanço de Energia

O vapor superaquecido proveniente do superaquecedor é resfriado por um pequeno *spray* fornecido pela água do desaerador, para resultar na temperatura ideal à ser fornecida para a turbina.

O balanço de energia é dado pela equação:

$$\dot{q}_{tur} - \dot{q}_{sv} - \dot{q}_{spray} = 0 \quad (4.20)$$

Onde cada componente é escrito:

$$\dot{q}_{tur} = \dot{m}_{tur} h_{tur} = \dot{m}_{tur} (c_{p_{tur}} T_{tur} - c_{p_{ref}} T_{ref})$$

$$\dot{q}_{sv} = \dot{m}_{sv} h_{sv} = \dot{m}_{sv} (c_{p_{sv}} T_{sv} - c_{p_{ref}} T_{ref})$$

$$\dot{q}_{spray} = \dot{m}_{spray} h_{spray} = \dot{m}_{spray} (c_{p_{spray}} T_{spray} - c_{p_{ref}} T_{ref})$$

onde:

\dot{q}_{sv} é o fluxo de energia de entrada do vapor superaquecido no dessuperaquecedor (W);

\dot{q}_{spray} é o fluxo de energia de entrada da água no dessuperaquecedor (W);

\dot{q}_{tur} é o fluxo de energia de saída do vapor superaquecido no dessuperaquecedor (W);

h_{tur} é a entalpia de saída do vapor superaquecido no dessuperaquecedor ($\frac{kJ}{kg}$);

h_{sv} é a entalpia de entrada do vapor superaquecido no dessuperaquecedor ($\frac{kJ}{kg}$);

h_{spray} é a entalpia de entrada da água no dessuperaquecedor ($\frac{kJ}{kg}$);

cp_{tur} é o calor específico de saída do vapor superaquecido no dessuperaquecedor ($\frac{kJ}{kgK}$);

cp_{sv} é o calor específico de entrada do vapor superaquecido no dessuperaquecedor ($\frac{kJ}{kgK}$);

cp_{ref} é o calor específico do ar na temperatura ambiente ($\frac{kJ}{kgK}$);

cp_{spray} é o calor específico de entrada da água no dessuperaquecedor ($\frac{kJ}{kgK}$);

T_{ref} é a temperatura ambiente (K);

T_{tur} é a temperatura de saída do vapor superaquecido no dessuperaquecedor (K);

T_{sv} é a temperatura de entrada do vapor superaquecido no dessuperaquecedor (K);

T_{spray} é a temperatura de entrada da água no dessuperaquecedor (K).

4.2.8 Tambor de Vapor

No esquema simplificado que retrata o lado água da caldeira, como é mostrado na Figura 13, o fluxo de calor, Q , fornecido à água causa vaporização. A força devido à diferença de massa específica do vapor proveniente dos *risers* e paredes da fornalha (tubos ascendentes) é responsável pela circulação no sistema formado pelos tubos das parede da fornalha, os *risers*, tambor e *downcomers* (descendentes). Na Figura ainda é representado o fluxo mássico da água de alimentação, proveniente do economizador, e o fluxo mássico de vapor saturado, enviado ao superaquecedor. A existência de vapor abaixo do nível de água no tubulão, é responsável pelo fenômeno de expansão e de contração [11].

4.2.8.1 Balanço de Massa

O fluxo de água de alimentação deve ser igual ao fluxo de massa de vapor que saí do tambor mais as respectivas taxas de massa específica de água e vapor que se encontram no interior do tambor de vapor.

A conservação de massa é dada por:

$$\dot{m}_f - \dot{m}_{v1} = \frac{d}{dt}(\rho_{v1}V_{v1} + \rho_wV_{wt}) \quad (4.21)$$

onde:

\dot{m}_f é o fluxo mássico de água que entra no tubulão ($\frac{kg}{s}$);

\dot{m}_{v1} é o fluxo mássico de vapor que saí no tubulão ($\frac{kg}{s}$);

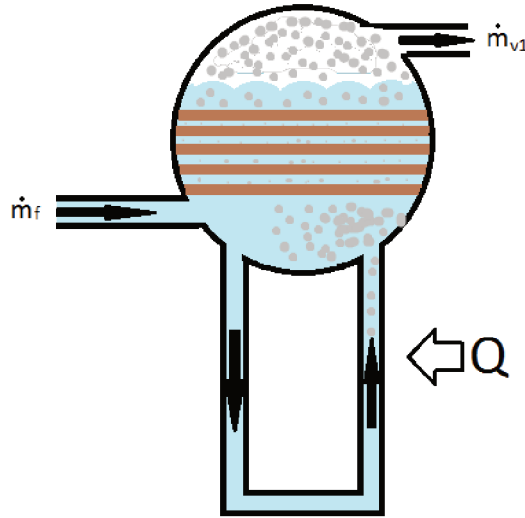


Figura 13 – Representação esquemática simplificada do interior da caldeira

ρ_{v1} é a massa específica do vapor ($\frac{kg}{m^3}$);

ρ_{wt} é a massa específica da água ($\frac{kg}{m^3}$);

V_{v1} é o volume total de vapor no sistema (m^3);

V_{wt} é o volume total de água no sistema (m^3).

4.2.8.2 Balanço de Energia

Para encontrar um equilíbrio na energia, o carga térmica fornecida ao sistema juntamente com o fluxo energia da água de alimentação provida pelo desaerador, devem ser igual ao fluxo de energia do vapor que sai do tambor de vapor mais as respectivas taxas de energia representadas pela água, vapor e no metal.

O balanço de energia é dado pela equação:

$$Q + \dot{m}_f h_f - \dot{m}_{v1} h_{v1} = \frac{d}{dt} (\rho_{v1} v_{v1} V_{v1} + \rho_{wt} v_{wt} V_{wt} + m_t c p_{metal} t_{metal}) \quad (4.22)$$

onde:

Q é o fluxo de calor (W);

h_f é a entalpia específica da água de alimentação ($\frac{kJ}{kg}$);

h_{v1} é a entalpia específica do vapor ($\frac{kJ}{kg}$);

v_{v1} é a energia interna específica do vapor ($\frac{kJ}{kg}$);

v_{wt} é a energia interna específica da água ($\frac{kJ}{kg}$);

m_t é a massa total do metal (kg);

$c p_{metal}$ é o calor específico do metal ($\frac{kJ}{kgK}$);

t_{metal} é a temperatura do metal (K).

O volume total do tubulão, V_t , é calculado pela somatória do vapor e água líquida no sistema, isto é:

$$V_t = V_{v1} + V_{wt} \quad (4.23)$$

A energia interna específica é dada por:

$$v = h - \frac{p}{\rho} \quad (4.24)$$

onde p denota a pressão,

$$\rho \cdot v = \rho \cdot h - p$$

Substituindo a equação acima na equação 4.22

$$Q + \dot{m}_f h_f - \dot{m}_{v1} h_{v1} = \frac{d}{dt} [(\rho_{v1} h_{v1} - p) V_{v1} + (\rho_{wt} h_{wt} - p) V_{wt} + m_t c p_{metal} t_{metal}]$$

$$Q + \dot{m}_f h_f - \dot{m}_{v1} h_{v1} = \frac{d}{dt} [\rho_{v1} h_{v1} V_{v1} + \rho_{wt} h_{wt} V_{wt} - p(V_{v1} + V_{wt}) + m_t c p_{metal} t_{metal}] \quad (4.25)$$

Sabendo que o volume total é representado pela equação 4.23, então a equação 4.25 pode ser reescrita:

$$Q + \dot{m}_f h_f - \dot{m}_{v1} h_{v1} = \frac{d}{dt} [\rho_{v1} h_{v1} V_{v1} + \rho_{wt} h_{wt} V_{wt} - p(V_t) + m_t c p_{metal} t_{metal}] \quad (4.26)$$

Para representar melhor o comportamento dinâmico do processo, as equações 4.21 e 4.26 serão representadas como um sistema de segunda ordem. Usando como variáveis de estado a pressão e o volume total de água.

O desenvolvimento da equação 4.21 é necessário para obter os estados de interesse, isto é:

$$\dot{m}_f - \dot{m}_{v1} = \frac{d}{dt} (\rho_{v1} V_{v1} + \rho_w V_{wt})$$

$$\dot{m}_f - \dot{m}_{v1} = V_{v1} \frac{d\rho_{v1}}{dt} + \rho_{v1} \frac{dV_{v1}}{dt} + V_{wt} \frac{d\rho_w}{dt} + \rho_w \frac{dV_{wt}}{dt}$$

Colocando a equação 4.23 na sua forma diferencial e isolando a parte que representa o volume do vapor, obtém-se:

$$\frac{dV_{v1}}{dt} = \frac{d}{dt} (V_t - V_{wt})$$

$$\frac{dV_{v1}}{dt} = - \frac{dV_{wt}}{dt}$$

Fazendo manipulações para obter derivadas parciais, temos:

$$\begin{aligned}\dot{m}_f - \dot{m}_{v1} &= -\rho_{v1} \frac{dV_{wt}}{dt} + V_{v1} \frac{\partial \rho_{v1}}{\partial p} \frac{dp}{dt} + \rho_w \frac{dV_{wt}}{dt} + V_{wt} \frac{\partial \rho_w}{\partial p} \frac{dp}{dt} \\ \dot{m}_f - \dot{m}_{v1} &= (-\rho_{v1} + \rho_w) \frac{dV_{wt}}{dt} + (V_{v1} \frac{\partial \rho_{v1}}{\partial p} + V_{wt} \frac{\partial \rho_w}{\partial p}) \frac{dp}{dt}\end{aligned}$$

Assim é obtida a seguinte equação:

$$e_{11} \frac{V_{wt}}{dt} + e_{12} \frac{dp}{dt} = \dot{m}_f - \dot{m}_{v1} \quad (4.27)$$

onde:

$$\begin{cases} e_{11} = \rho_w - \rho_{v1} \\ e_{12} = V_{v1} \frac{\partial \rho_{v1}}{\partial p} + V_{wt} \frac{\partial \rho_w}{\partial p} \end{cases}$$

Desenvolvendo cada termo do lado direito da equação 4.26 que representa o balanço de energia, para obter os estados, temos:

$$Q + \dot{m}_f \cdot h_f - \dot{m}_{v1} \cdot h_{v1} = \frac{d}{dt} [\rho_{v1} \cdot h_{v1} \cdot V_{v1} + \rho_w \cdot h_w \cdot V_w - p(V_t) + m_t \cdot cp_{metal} \cdot t_{metal}]$$

Desenvolvendo o primeiro termo:

$$\begin{aligned}\frac{d}{dt}(\rho_{v1} \cdot h_{v1} \cdot V_{v1}) &= \frac{d}{dt}(\rho_{v1} \cdot h_{v1}) V_{v1} + \rho_{v1} \cdot h_{v1} \frac{dV_{v1}}{dt} \\ \frac{d}{dt}(\rho_{v1} \cdot h_{v1} \cdot V_{v1}) &= V_{v1} \left(\frac{d\rho_{v1}}{dt} h_{v1} + \rho_{v1} \frac{dh_{v1}}{dt} \right) + \rho_{v1} \cdot h_{v1} \frac{d}{dt}(V_t - V_w) \\ \frac{d}{dt}(\rho_{v1} h_{v1} \cdot V_{v1}) &= V_{v1} \left(h_{v1} \frac{\partial \rho_{v1}}{\partial p} \frac{dp}{dt} + \rho_{v1} \frac{\partial h_{v1}}{\partial p} \frac{dp}{dt} \right) + \rho_{v1} h_{v1} \left(\frac{dV_t}{dt} - \frac{dV_w}{dt} \right)\end{aligned}$$

O somatório do volume total de água e o volume total de vapor é constante, portanto o volume total é constante, isso resulta em:

$$\frac{d}{dt}(\rho_{v1} h_{v1} \cdot V_{v1}) = V_{v1} \left(h_{v1} \frac{\partial \rho_{v1}}{\partial p} + \rho_{v1} \frac{\partial h_{v1}}{\partial p} \right) \frac{dp}{dt} - \rho_{v1} h_{v1} \frac{dV_w}{dt} \quad (4.28)$$

Desenvolvendo o segundo termo:

$$\begin{aligned}\frac{d}{dt}(\rho_w \cdot h_w \cdot V_w) &= \frac{d}{dt}(\rho_w \cdot h_w) V_w + \rho_w \cdot h_w \frac{dV_w}{dt} \\ \frac{d}{dt}(\rho_w \cdot h_w \cdot V_w) &= V_w \left(\frac{d\rho_w}{dt} h_w + \rho_w \frac{dh_w}{dt} \right) + \rho_w \cdot h_w \frac{dV_w}{dt} \\ \frac{d}{dt}(\rho_w h_w \cdot V_w) &= V_w \left(h_w \frac{\partial \rho_w}{\partial p} \frac{dp}{dt} + \rho_w \frac{\partial h_w}{\partial p} \frac{dp}{dt} \right) + \rho_w h_w \frac{dV_w}{dt}\end{aligned}$$

Então:

$$\frac{d}{dt}(\rho_{wt}h_{wt} \cdot V_{wt}) = V_{wt}(h_{wt} \frac{\partial \rho_{wt}}{\partial p} + \rho_{wt} \frac{\partial h_{wt}}{\partial p}) \frac{dp}{dt} + \rho_{wt}h_{wt} \frac{dV_{wt}}{dt} \quad (4.29)$$

Desenvolvendo o terceiro termo:

$$\frac{d}{dt}(pV_t) = V_t \frac{dp}{dt} \quad (4.30)$$

Desenvolvendo o quarto termo:

$$\frac{d}{dt}(m_t c p_{metal} t_{metal}) = m_t c p_{metal} \frac{\partial t_{metal}}{\partial p} \frac{dp}{dt}$$

A temperatura do metal que está em contato com a água, como dito anteriormente, pode ser aproximada como sendo a temperatura de saturação da água/vapor.

$$t_{metal} = t_{v1}$$

Portanto:

$$\frac{d}{dt}(m_t c p_{metal} t_{metal}) = m_t c p_{metal} \frac{\partial t_{v1}}{\partial p} \frac{dp}{dt} \quad (4.31)$$

Substituindo as equações 4.28, 4.29, 4.30 e 4.31 na equação de balanço de energia, temos:

$$\begin{aligned} (\rho_{wt}h_{wt} - \rho_{v1}h_{v1}) \frac{dV_{wt}}{dt} + [V_{v1}(h_{v1} \frac{\partial \rho_{v1}}{\partial p} + \rho_{v1} \frac{\partial h_{v1}}{\partial p}) + V_{wt}(h_{wt} \frac{\partial \rho_{wt}}{\partial p} + \rho_{wt} \frac{\partial h_{wt}}{\partial p}) \\ - V_t + m_t c p_{metal} \frac{\partial t_{v1}}{\partial p}] \frac{dp}{dt} = Q + \dot{m}_f \cdot h_f - \dot{m}_{v1} \cdot h_{v1} \end{aligned} \quad (4.32)$$

Assim é obtida a seguinte equação devido as manipulações :

$$e_{21} \frac{V_{wt}}{dt} + e_{22} \frac{dp}{dt} = Q + \dot{m}_f \cdot h_f - \dot{m}_{v1} \cdot h_{v1} \quad (4.33)$$

onde:

$$\begin{cases} e_{21} = \rho_{wt}h_{wt} - \rho_{v1}h_{v1} \\ e_{22} = V_{v1}(h_{v1} \frac{\partial \rho_{v1}}{\partial p} + \rho_{v1} \frac{\partial h_{v1}}{\partial p}) + V_{wt}(h_{wt} \frac{\partial \rho_{wt}}{\partial p} + \rho_{wt} \frac{\partial h_{wt}}{\partial p}) \\ - V_t + m_t c p_{metal} \frac{\partial t_{v1}}{\partial p} \end{cases}$$

Portanto o sistema final é:

$$\begin{cases} e_{11} \frac{V_{wt}}{dt} + e_{12} \frac{dp}{dt} = \dot{m}_f - \dot{m}_{v1} \\ e_{21} \frac{V_{wt}}{dt} + e_{22} \frac{dp}{dt} = Q + \dot{m}_f \cdot h_f - \dot{m}_{v1} \cdot h_{v1} \end{cases} \quad (4.34)$$

Esse modelo reproduz o comportamento da pressão e da quantidade total de água no sistema, porém não demonstra como é a variação no nível dentro do tambor. Assim, os efeitos de contração e expansão não são considerados [11].

4.3 Conclusão do Capítulo

Essa seção detalhou o equacionamento que representa a caldeira MGV-8000 que foi dividida em dois sistemas gerais, o de fogo/gás e o de água/vapor.

O equacionamento do fogo/gás foi obtido através de balanços de massa e energia, dividindo o sistema em diversos subsistemas para melhorar o detalhamento e a explicação, o interesse nessa parte sempre foi em obter as temperaturas de saída dos subsistema bem como as respectivas energias trocada entre o gás e a água/vapor ou ar, para posteriormente calcular o rendimento da caldeira e o calor útil total, que é uma das entradas do sistema água/vapor.

No equacionamento da água/vapor foi demonstrado a complexidade que resulta quando um composto está submetido a duas fases físicas em um mesmo sistema, bem como toda a termodinâmica envolvida para retratar esse fenômeno. A representação de muitos parâmetros termodinâmicos em derivadas parciais para ter os estados de interesse (pressão e volume total de água), foi exposta. As equações finais também foram obtidas através de balanço de massa e energia, com as devidas manipulações para se obter as equações que descrevem esse sistema.

5 Levantamento de Dados e Resultados

Este capítulo tem por finalidade adaptar as equações apresentadas no Capítulo 4, de forma a possibilitar a implementação computacional do simulador da caldeira. Para a implementação se faz o levantamento de dados, logo após a apresentação e discussão dos resultados obtidos através das simulações. Como foi visto no Capítulo 4, o modelo tem uma grande quantidade de informações, tais como: dados da geometria da caldeira, propriedades do vapor e da água, parâmetros de projeto, várias considerações e aproximações. Para a simulação foi utilizado o software *MATLAB* em virtude de sua flexibilidade computacional.

5.1 Levantamento das Propriedades Termodinâmicas

Para obter as propriedades termodinâmicas (entalpias, densidades, pressões e temperaturas de saturação) da água e vapor, foram usadas as tabelas de vapor e também consultas no software *WASP* (*Water and Steam Properties*), onde entrando com a temperatura ou pressão o *WASP* retorna todas as propriedades da água e do vapor para esse ponto, sendo versátil e eficaz, levando em consideração que o programa faz aproximações das tabelas de água/vapor saturado.

5.1.1 Consideração Sobre a Obtenção dos Calores Específicos

Para obter os calores específicos, usados na simulação do lado dos gases de combustão, foi implementada uma equação descrita em [24]. A Equação 5.1 deriva do ajuste de curva das tabelas de propriedades termodinâmicas e são válidas para temperaturas de até 1300 °C. Suas constantes são mostradas na tabela 1.

$$Propriedade = A + Bt + Ct^2 + Dt^3 \quad (5.1)$$

Tabela 1 – Dados para o gás de combustão

Calor específico $\frac{kJ}{kg^{\circ}C}$				
Componente	A	B	C	D
Ar	1,00269	$3,4628 \cdot 10^{-5}$	$8,94269 \cdot 10^{-8}$	$-3,63247 \cdot 10^{-11}$

5.1.2 Levantamentos das Propriedades Termodinâmicas da Caldeira MGV-8000

Na Tabela 2 estão listadas as propriedades termodinâmicas da água/vapor no ponto de operação à pressão nominal de 27 bar, além de outros valores usados nas aproximações quadráticas.

Tabela 2 – Tabela de água/vapor nas principais pressões da caldeira flamotubular MGV-8000

Pressão (bar)	Temperatura ($^{\circ}C$)	Estado Físico	Entalpia ($\frac{kJ}{kg}$)	Densidade ($\frac{kg}{m^3}$)
27	228,05	Vapor	2800,30	13,497
27	228,05	Líquido	980,64	829,830
22	217,23	Vapor	2797,60	11,023
22	217,23	Líquido	930,37	843,710
30	233,83	Vapor	2800,90	14,995
30	233,83	Líquido	1007,80	822,120
21	214,84	Vapor	2796,70	10,531
21	214,84	Líquido	919,39	846,680
25	223,93	Vapor	2799,50	12,504
25	223,93	Líquido	961,37	835,210

Para evitar um processo interativo e tedioso, foram implementadas funções quadráticas para facilitar a simulação. As aproximações quadráticas representam razoavelmente bem, dentro de um limite, as densidades, entalpias, temperaturas, e também suas respectivas derivadas parciais em relação à pressão. Para calcular, por exemplo, a densidade e sua respectiva derivada parcial é necessário obter os coeficientes a_1 , a_2 e a_3 da Equação quadrática 5.2.

$$\rho = a_1 + a_2(p - p_1) + a_3(p - p_1)^2 \quad (5.2)$$

Derivando a Equação 5.2 em relação à diferença de pressão, obtém-se a equação 5.3, que representa a derivada parcial da densidade.

$$\frac{\delta\rho}{\delta p} = a_2 + 2a_3(p - p_1) \quad (5.3)$$

Para obter os coeficientes foi usado dados de três pressões diferente da tabela 2, assim obtém-se um sistema com três equações e três incógnitas, facilmente resolvido. Também pode ser usado a interpolação quadrática pelo critério dos mínimos quadrados para obter os coeficientes.

5.2 Levantamento das Condições de Operação e Parâmetros Gerais

Para fazer a avaliação dos modelos apresentados é necessário conhecer dados sobre as condições de operação da caldeira, os parâmetros utilizados nas equações e os dados geométricos de alguns equipamentos. Os dados utilizados na simulação são obtidos através de informações de projeto com auxílio do software *GENBOIL*, desenhos de fabricação dos equipamentos e comparação com plantas reais já existentes implantadas pela empresa *BIOCAL*.

5.2.1 Levantamento das Condições de Operação

Na Tabela 3 as condições de operação são apresentadas.

Tabela 3 – Tabela com as condições de operação caldeira flamotubular MGV-8000

Descrição	Símbolo	Valor	Unidade
Fluxo mássico de combustível (cavaco)	m_{fuel}	0,7942	$\left(\frac{kg}{s}\right)$
Fluxo mássico de ar	m_{ar}	3,7008	$\left(\frac{kg}{s}\right)$
Fluxo mássico de vapor	m_{v1}	1,9270	$\left(\frac{kg}{s}\right)$
Fluxo mássico de vapor saída do sistema	m_{tur}	2,0833	$\left(\frac{kg}{s}\right)$
Fluxo mássico do <i>spray</i>	m_{spray}	0,1564	$\left(\frac{kg}{s}\right)$
Pressão de operação	p	27	bar
Poder calorífico inferior do combustível	PCI	8223	$\left(\frac{kJ}{kg}\right)$
Temperatura de saturação água/vapor	t_s	228	$(^{\circ}C)$
Temperatura da água de alimentação	t_{agua}	105	$(^{\circ}C)$
Temperatura ambiente ou referência	t_{ref}	25	$(^{\circ}C)$
Volume de vapor no Ponto de Operação	V_{st}	2,0000	m^3
Volume de água no Ponto de Operação	V_{wt}	12,4645	m^3
Volume total	V_t	14,4645	m^3
Massa total de metal	m_t	12324,333	kg
Calor específico do metal	Cp_{metal}	0,550	$\frac{kJ}{kg^{\circ}C}$
Entalpia água de alimentação	m_f	441,841	$\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

5.2.2 Levantamento das Constantes de Troca de Calor

Na Tabela 4 são apresentadas as constantes de troca de calor obtidas através do software *GENBOIL*. Essas constantes são dependentes de muitas outras constantes, que não foram levantadas, pois exigiria um maior número de equações e aproximações, aumentando o grau de complexidade do modelo. A constante de radiação, por exemplo, depende:

- Emissividade do composto,

- fator de chama (se for o caso),
- constante de stefan-boltzmann,
- área de exposição,
- fator de forma ou disposição de tubos.

A constante de convecção, depende:

- Se o fluxo é turbulento ou não,
- número de Reynolds,
- número de Nusselt,
- número de Prandtl,
- área de contato,
- viscosidade do líquido,
- calor específico,
- do tipo de fluxo (contra-fluxo, fluxo paralelo, fluxo perpendicular),
- temperaturas médias logarítmicas,
- entre outros.

Tabela 4 – Tabela das constantes de troca de calor da caldeira MGV-8000

Descrição	Símbolo	Valor	Unidade
Const. de radiação da fornalha	$\alpha_{rad,F}$	$3,5721 \cdot 10^{-10}$	$\frac{kW}{(^{\circ}C)^4}$
Const. de convecção da fornalha	$\alpha_{conv,F}$	0,3758	$\frac{kW}{(^{\circ}C)}$
Const. de radiação do <i>Screen</i>	$\alpha_{rad,EV}$	$7,8998 \cdot 10^{-11}$	$\frac{kW}{(^{\circ}C)^4}$
Const. de convecção do <i>Screen</i>	$\alpha_{conv,EV}$	0,8865	$\frac{kW}{(^{\circ}C)}$
Const. de radiação do superaquecedor	$\alpha_{rad,S}$	$2,2 \cdot 10^{-10}$	$\frac{kW}{(^{\circ}C)^4}$
Const. de convecção do superaquecedor	$\alpha_{conv,S}$	2,25	$\frac{kW}{(^{\circ}C)}$
Const. de radiação da passagem	$\alpha_{rad,1}$	$4,423 \cdot 10^{-10}$	$\frac{kW}{(^{\circ}C)^4}$
Const. de convecção da passagem	$\alpha_{conv,1}$	5,14	$\frac{kW}{(^{\circ}C)}$
Const. de radiação do economizador	$\alpha_{rad,EC}$	$3,3634 \cdot 10^{-10}$	$\frac{kW}{(^{\circ}C)^4}$
Const. de convecção do economizador	$\alpha_{conv,EC}$	2,2556	$\frac{kW}{(^{\circ}C)}$
Const. de convecção do pré-aquecedor	$\alpha_{conv,pre}$	5,8235	$\frac{kW}{(^{\circ}C)}$

5.3 Análise do Estado Estacionário

5.3.1 Lado fogo/gás

Na simulação do caminho dos gases para o estado estacionário, foram obtidas as temperaturas de entrada e saída de cada subsistema, bem como a energia transferida do gás. Acompanhe a Tabela 5.

Tabela 5 – Tabela das temperaturas e energia trocada dos gases em estado estacionário em cada subsistema

Componente	T. Entrada	T. Saída	Energia Absorvida
Fornalha	1209, 30°C	985, 77°C	1564, 6kW
Screen	985, 77°C	846, 60°C	847.1kW
Superaquecedor	846, 60°C	675, 44°C	839.2kW
Passagem dos tubos	675, 44°C	360, 06°C	1634, 1kW
Economizador	360, 06°C	270, 84°C	443, 91kW
Pré-aquecedor de ar	270, 84°C	186, 34°C	429.58kW

O rendimento da caldeira é dado pela Equação 5.4, que é a razão entre a energia útil e a energia fornecida pelo combustível.

$$\eta = \frac{Q_{util}}{q_{fuel}} \cdot 100 = \% \quad (5.4)$$

Na simulação em estado estacionário o rendimento é de 88,30%.

Para fins de comparação foram obtidas as temperaturas e energia calculadas pelo software *GENBOIL*. Essas temperaturas são mostradas na tabela 6.

Tabela 6 – Tabela das temperaturas dos gases obtidas pelo *GENBOIL*

Componente	T. Entrada	T. Saída	Energia Absorvida
Fornalha	1207, 8°C	958, 9°C	1584kW
Screen	958, 9°C	827, 1°C	814kW
Superaquecedor	827, 1°C	685, 0°C	855kW
Passagem dos tubos	685, 0°C	357, 8°C	1785kW
Economizador	357, 8°C	257, 0°C	542kW
Pré-aquecedor de ar	257, 0°C	176, 7°C	421kW

O rendimento da caldeira calculado pelo software *GENBOIL* é de 84,98%.

As pequenas diferenças de temperatura e energia encontradas entre a simulação e os dados obtidos do software devem-se principalmente à diferença do calor específico implementado na simulação. O software *GENBOIL* também usa equações específicas para descrever a troca de calor entre os sistemas. Deve ser levado em consideração que o

modelo apresentado nesse trabalho tem finalidade fazer testes com sistemas de controle, e portanto o modelo representa razoavelmente bem o sistema.

5.3.2 Lado vapor/água

Para fazer a implementação computacional e estudar o modelo é importante a determinação do ponto inicial das variáveis de estado. O estado estacionário do modelo é exposto no conjunto de equações 4.34

$$\begin{cases} \dot{m}_f - \dot{m}_{v1} = 0 \\ Q + \dot{m}_f \cdot h_f - \dot{m}_{v1} \cdot h_{v1} = 0 \end{cases} \quad (5.5)$$

Definindo-se $p = 27$ bar, $\dot{m}_{v1} = 1,9270 \frac{kg}{s}$, $V_{v1} = 2 m^3$ e $V_{wt} = 12,4645 m^3$ então, o equilíbrio é encontrado para $\dot{m}_f = 1,9270 \frac{kg}{s}$ e $Q = 4540,9 kW$.

5.4 Simulação do Modelo

Para a simulação do modelo, resolve-se o sistema de equações algébricas para o lado fogo/gás e sistemas de equações diferenciais e algébricas para o lado vapor/água. Com o arranjo das equações e auxílio do solucionador *fsolve* do *MATLAB* foram obtidas as temperaturas e as taxas de pressão e volume de água para cada iteração do laço de repetição.

A integração numérica das equações diferenciais ordinárias foi obtida através do método de Euler. Foi optado pelo método de Euler pois mostrou-se satisfatório para as Equações utilizadas.

Para o sistema de equações apresentadas em 4.34, isolam-se os termos da primeira derivada, onde $f_y(x)$ representa uma função dos parâmetros e variáveis do modelo,

$$\begin{cases} \frac{dP}{dt} = f_p(x) \\ \frac{dV_{wt}}{dt} = f_{Vwt}(x) \end{cases} \quad (5.6)$$

Portanto, as Equações iterativas são obtidas em 5.7 e 5.8 a ser integrada num intervalo de tempo t , num passo de integração de $1,0 s$.

$$p^{i+1} = p^i + f_p(x^i) \Delta t \quad (5.7)$$

$$V_{wt}^{i+1} = V_{wt}^i + f_{Vwt}(x^i) \Delta t \quad (5.8)$$

5.5 Resultados

Com a implementação computacional do modelo, é possível gerar repostas para o degrau para as diferentes entradas do sistema para analisar o comportamento dinâmico e validar os equacionamentos do modelo.

5.5.1 Aumentando 20% o fluxo mássico de combustível

Aplicando o degrau correspondente na Figura 14, que representa 20% a mais no fluxo mássico de combustível \dot{m}_{fuel} , obtêm-se as respostas mostradas nas Figuras 15 e 16, para a pressão p , volume total de água no sistema V_{wt} , carga térmica Q e volume total de vapor no tambor V_{st} .

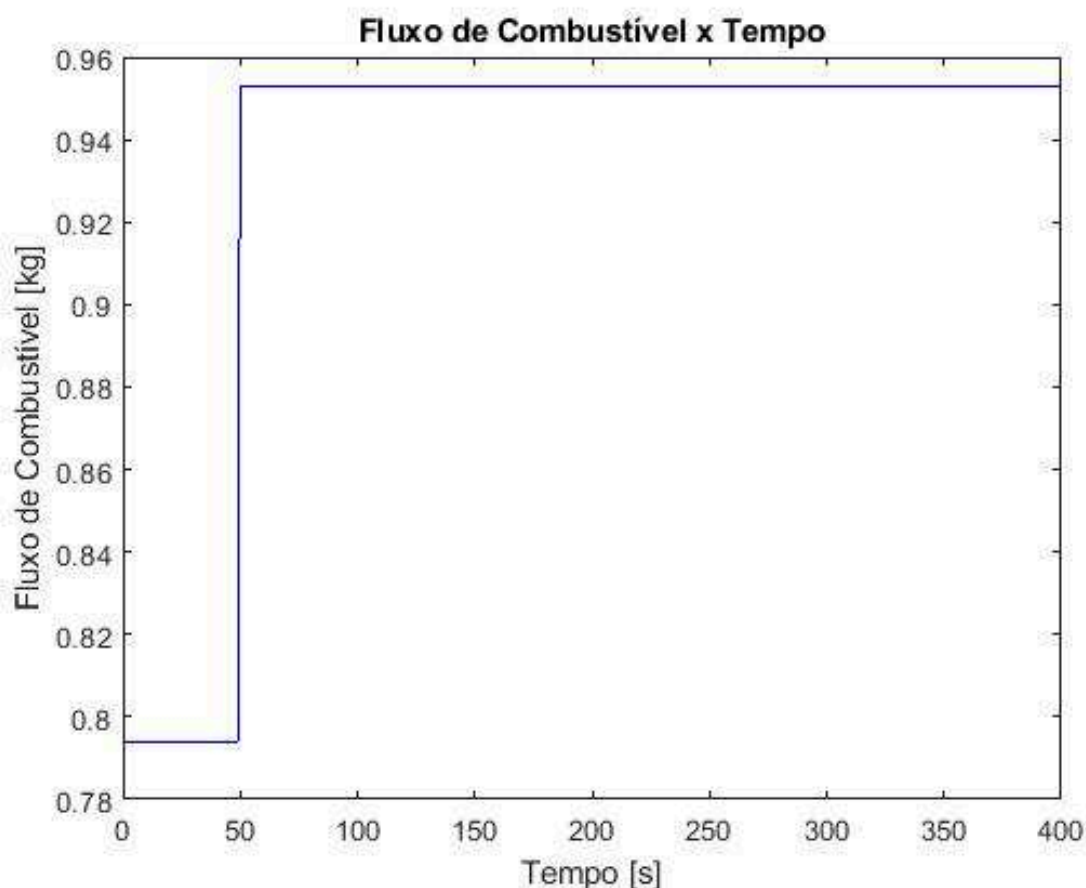
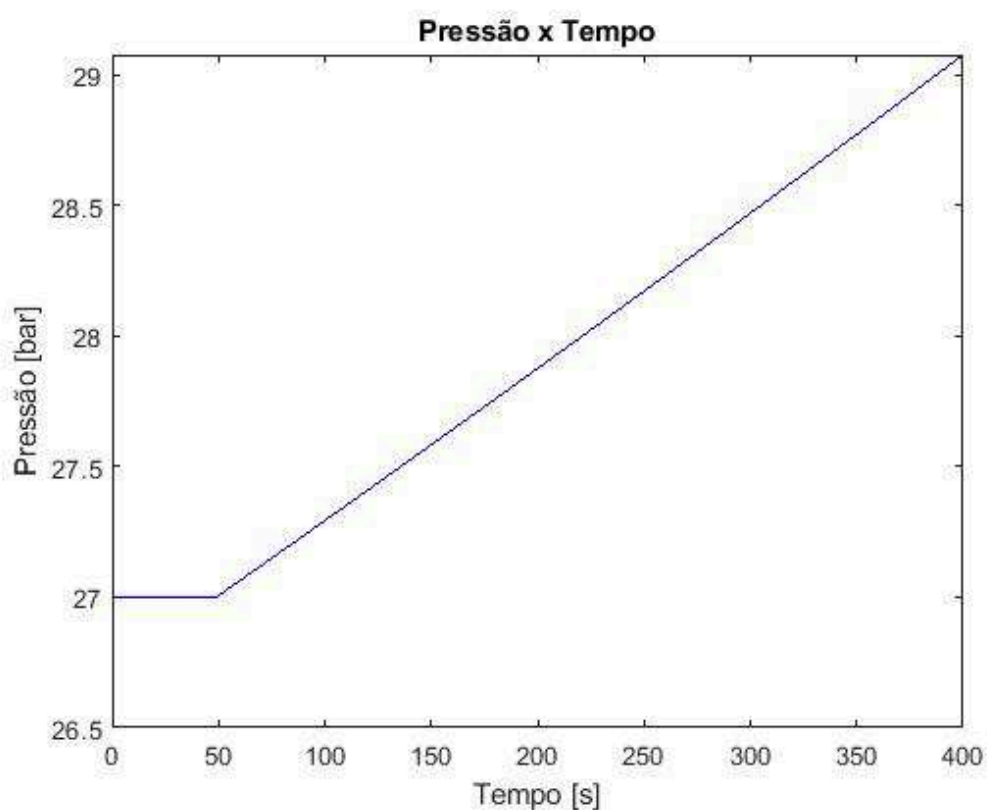
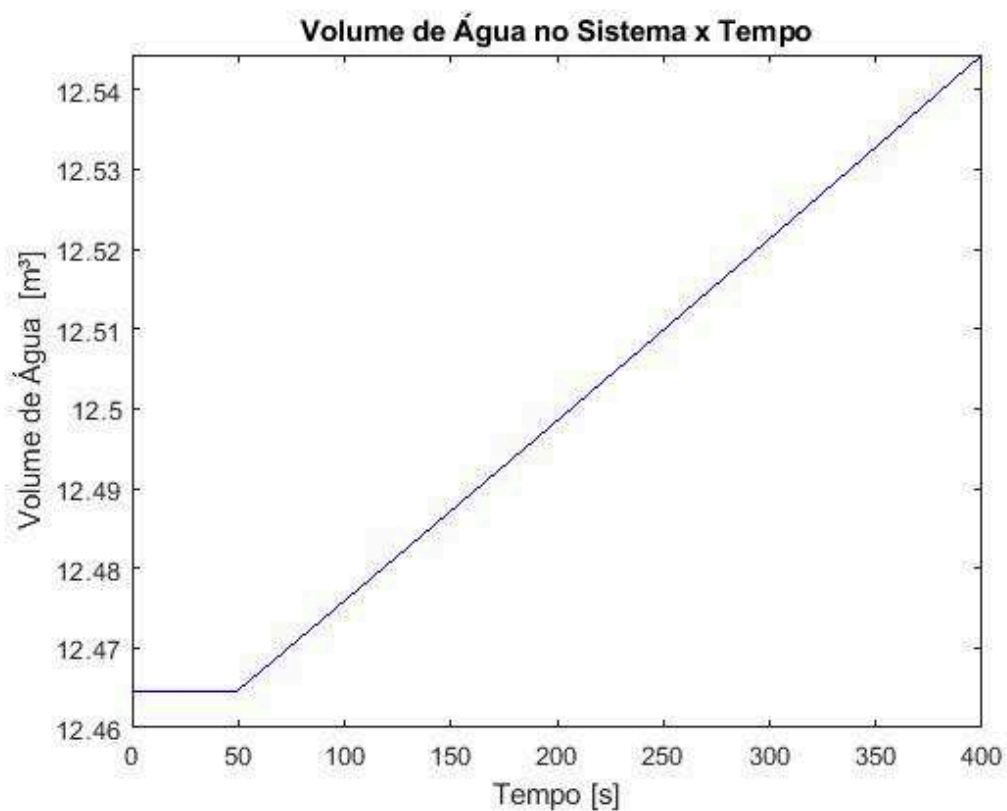


Figura 14 – Degrau de 20% no fluxo mássico de combustível \dot{m}_{fuel}

Observa-se nas Figuras 15 e 16, o comportamento dinâmico do modelo. Pode ser visto que o aumento da fluxo mássico de combustível \dot{m}_{fuel} gera um aumento na energia fornecida ao sistema, fazendo com que ocorra maior evaporação, portanto há um aumento na pressão, criando um distúrbio nos volumes de vapor V_{st} e água V_{wt} . Pode-se notar que o volume de água aumenta gradativamente junto com o aumento da pressão, isso é explicado por princípios físicos, que quanto maior a pressão maior a dificuldade da

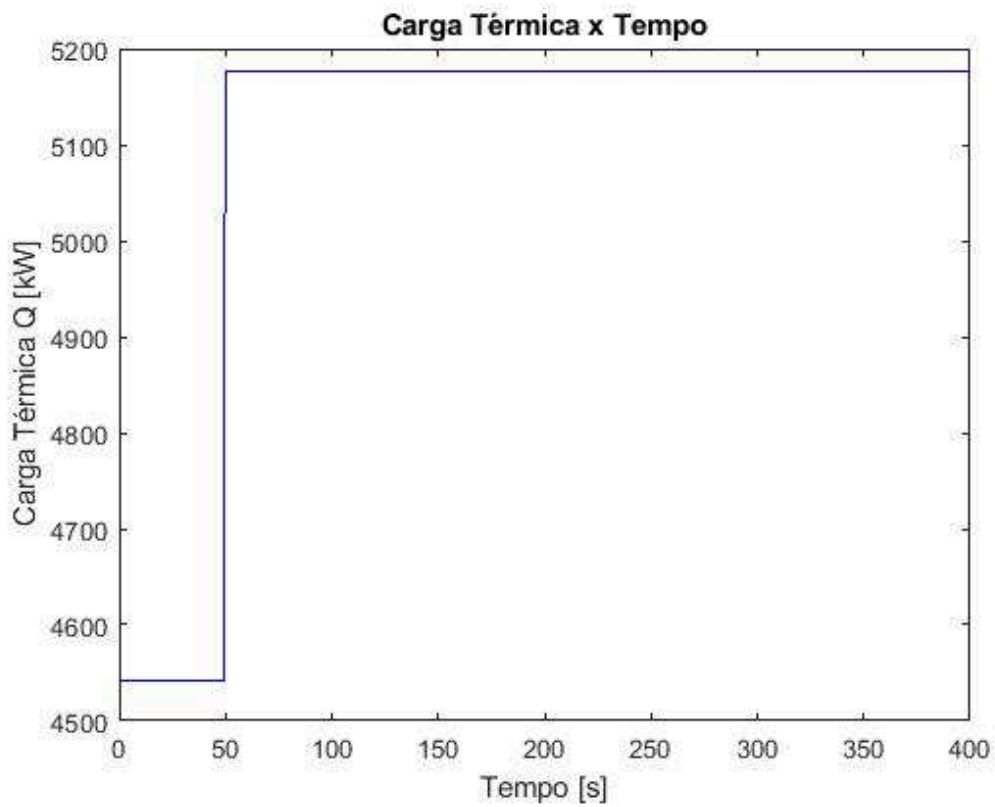


(a) Pressão $p(t)$

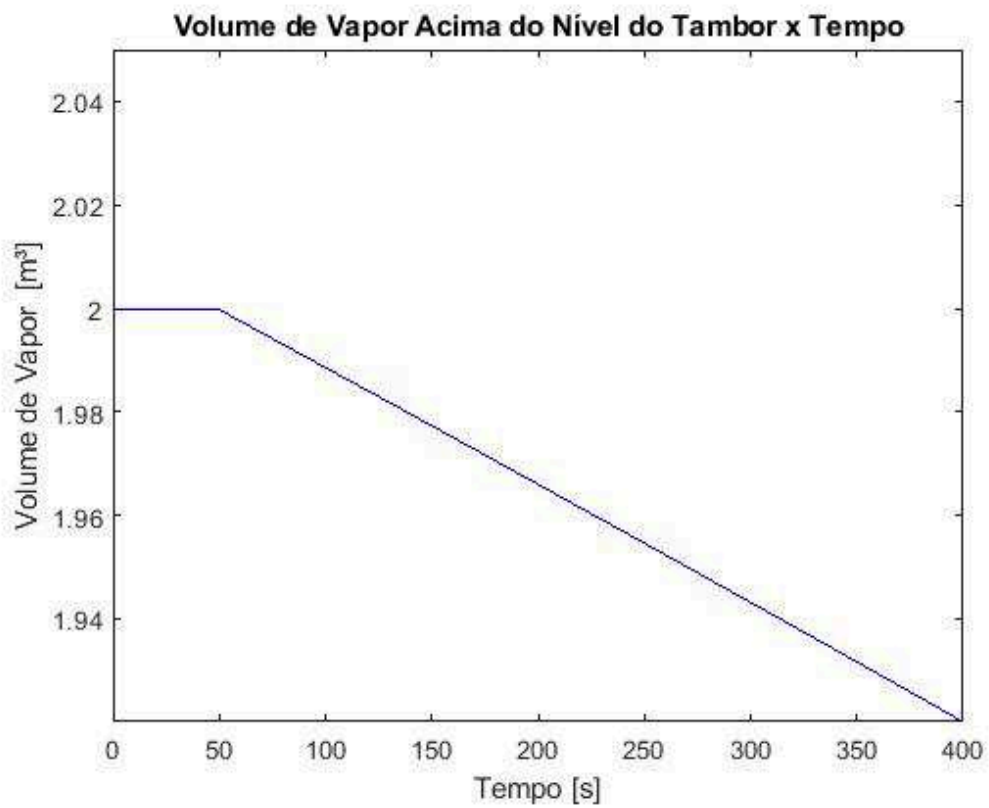


(b) Volume Total de Água $V_{wt}(t)$

Figura 15 – Resposta ao degrau das variáveis de estado



(a) Carga térmica $Q(t)$



(b) Volume total de vapor no tubulão $V_{st}(t)$

Figura 16 – Resposta ao degrau para a carga térmica e volume total de vapor no tubulão

água em evaporar, como o fluxo mássico de água de alimentação é constante, o volume total de água aumenta. Constatase que o modelo apresenta um comportamento bastante semelhante as curvas apresentadas em [11].

5.5.2 Diminuindo 20% o fluxo mássico de combustível

Aplicando o degrau negativo correspondente na Figura 17, que representa 20% a menos no fluxo mássico de combustível \dot{m}_{fuel} , obtêm-se as respostas mostradas nas Figuras 18 e 19, para a pressão p , volume total de água no sistema V_{wt} , carga térmica Q e volume total de vapor no tambor V_{st} .

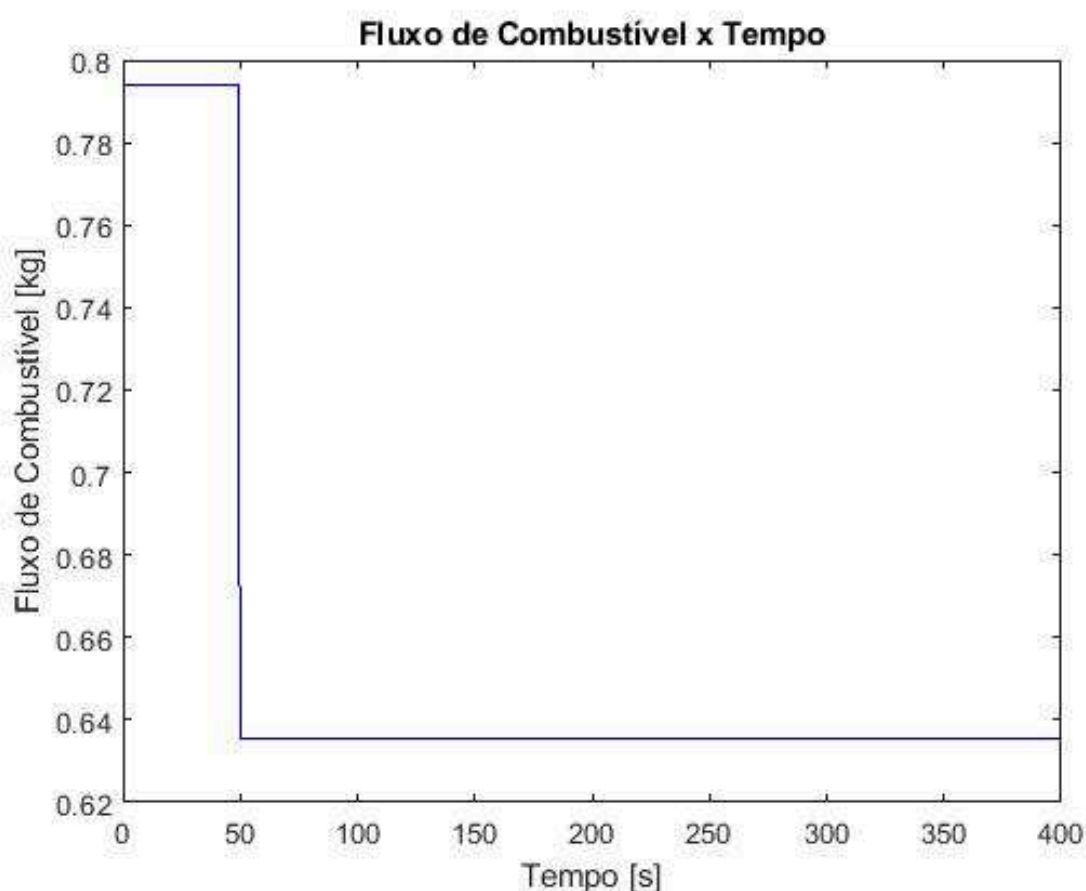
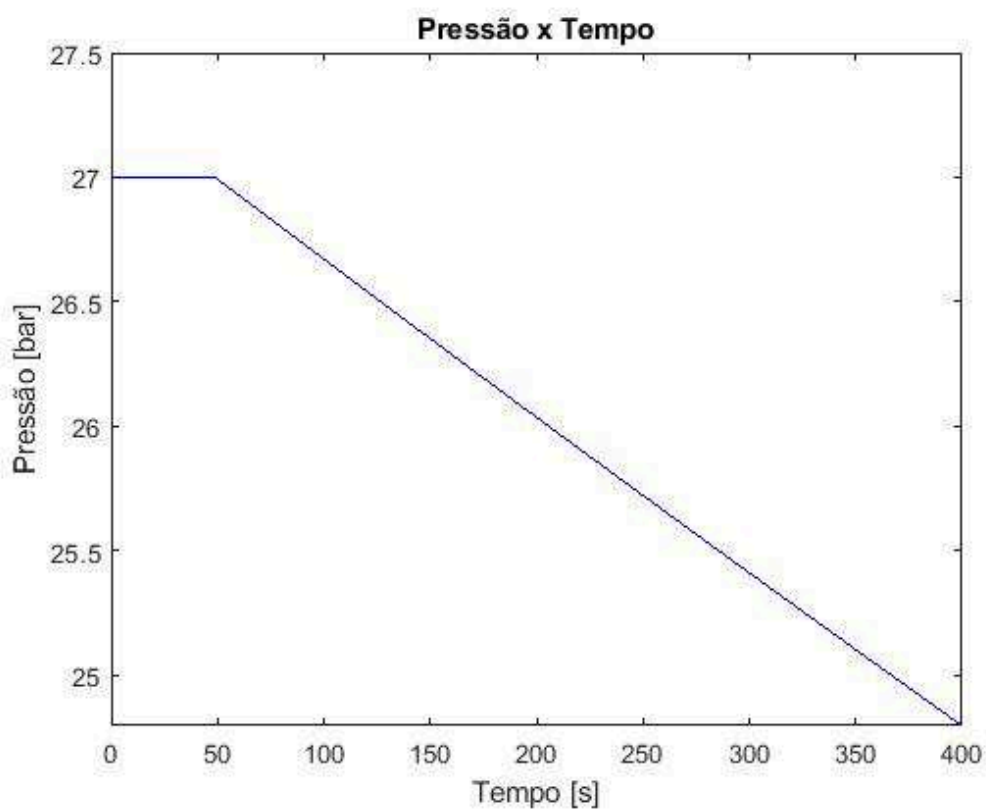
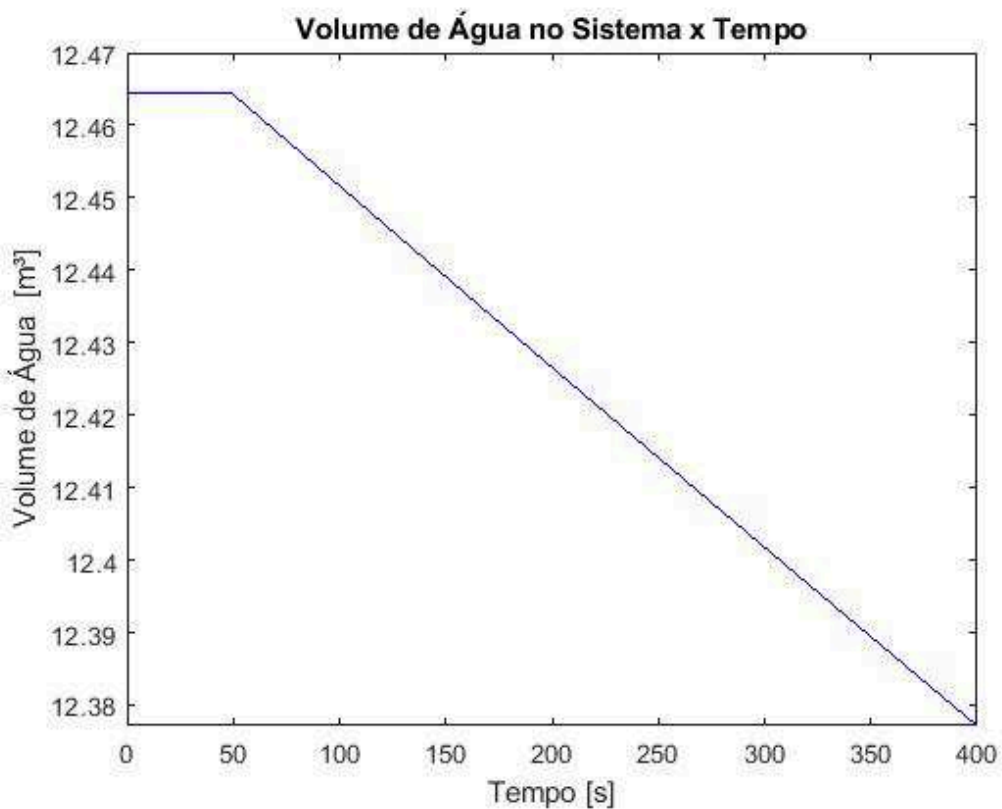


Figura 17 – Degrau negativo de 20% no fluxo mássico de combustível \dot{m}_{fuel}

Observa-se nas Figuras 18 e 19, o comportamento dinâmico do modelo para o degrau negativo. Pode ser visto o contrário do que ocorre ao aplicar o degrau positivo, que com a diminuição do fluxo mássico de combustível \dot{m}_{fuel} , há um decréscimo na energia fornecida ao sistema, em consequência há uma menor evaporação inicial, logo a pressão decresce. Com o decréscimo da pressão ocorre a queda no volume de água do sistema, logo a evaporação volta a aumentar a medida que há diminuição da pressão, pois é mais fácil a ebulição, gerando um vapor mais úmido e de pior qualidade, e por conseguinte há acréscimo no volume total de vapor no sistema.

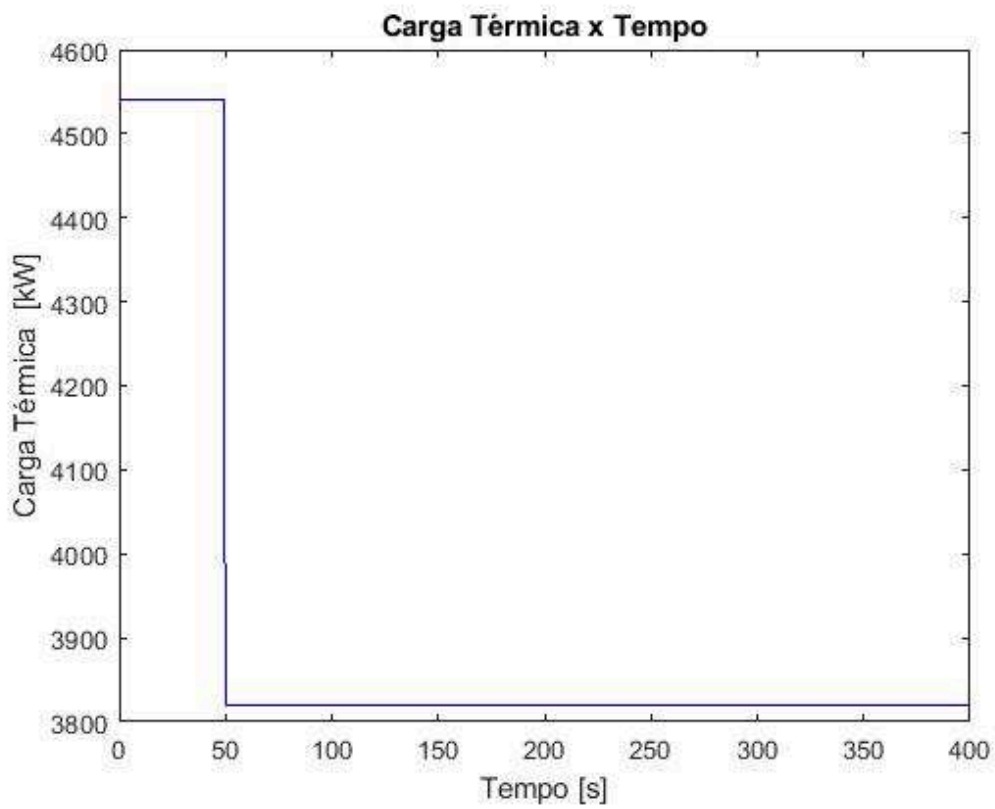


(a) Pressão $p(t)$

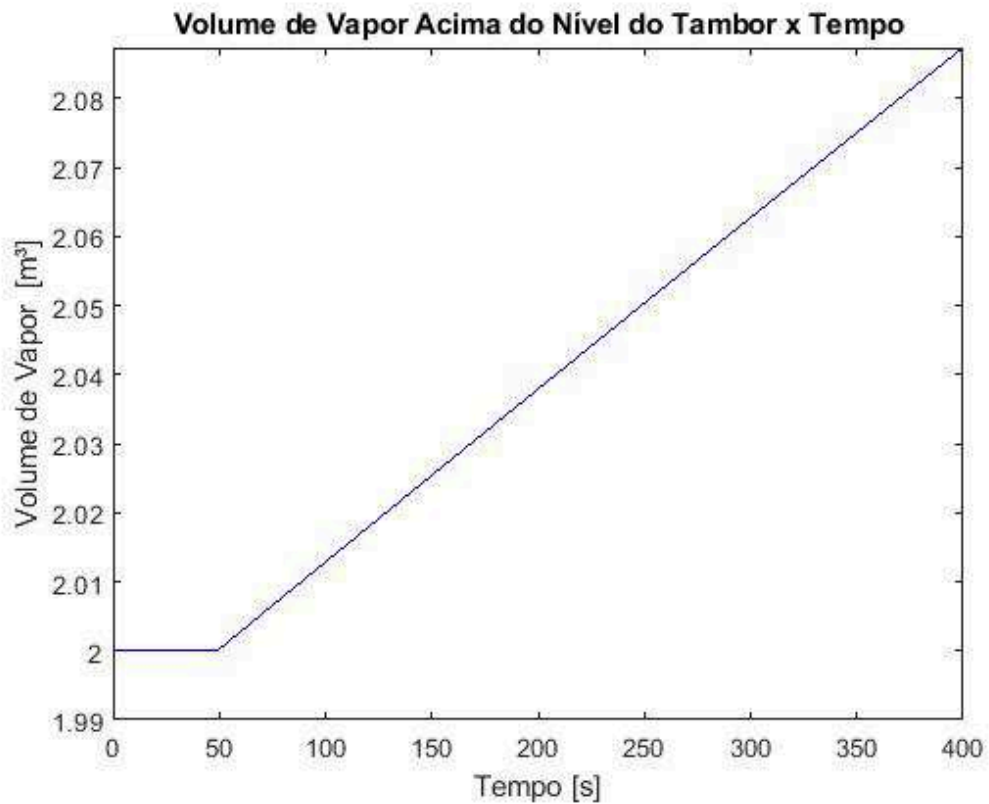


(b) Volume Total de Água $V_{wt}(t)$

Figura 18 – Resposta ao degrau negativo das variáveis de estado



(a) Carga térmica $Q(t)$



(b) Volume total de vapor no tubulão $V_{st}(t)$

Figura 19 – Resposta ao degrau negativo para a carga térmica e volume total de vapor no tubulão

5.6 Análise Final

O modelo simulado está em uma versão simplificada, mas é suficiente para capturar as principais dinâmicas do sistema. Melhores análises podem ser obtidas com a implementação do modelo de quarta ordem que acrescentaria os estados de qualidade do vapor e a dinâmica do vapor abaixo do nível de água, com esses estados é possível obter informações da umidade do vapor e o quanto vapor é gerado abaixo do nível do tubulão. Essas informações são importantes para uma análise completa pois um vapor úmido é prejudicial tanto para processos que requerem vapor, quanto para turbinas geradoras de energia. Além do mais, a implementação do modelo de quarta ordem pode descrever com exatidão os efeitos de expansão e contração que ocorrem no interior do sistema, resultando no comportamento do nível, típico de um sistema de fase não mínima. Mas esse modelo mais complexo resulta em muitos outros parâmetros e informações complexas que não estavam disponíveis.

6 Conclusões

O Brasil tem um grande potencial elétrico e energético provido da biomassa, por ser um país de dimensões continentais tem uma ampla produção agroindustrial e florestal que resulta em muitos resíduos aptos a gerarem energia através da queima. Nesse contexto, entra as caldeiras desenvolvidas pela *BIOCAL*, onde foi descoberto um potencial de estudo para a otimização dos parâmetros dos controladores em que notou-se a ineficácia dos projetos de controladores existentes ou até mesmo a inexistência.

Com isso, esse trabalho apresentou uma solução inicial ao projeto de controladores, onde apresentou a modelagem dinâmica simplificada e a implementação computacional da caldeira flamotubular de construção mista *MGV-8000*, fabricada pela empresa *BIOCAL*. O modelo foi dividido em duas partes para melhor entendimento, a de lado água/vapor e fogo/gás e apresenta uma complexidade reduzida preservando as características dinâmicas lineares e não-lineares das duas partes, assim, mostra-se adequado para avaliação de seu desempenho para diferentes pontos de operação de interesse.

Os resultados obtidos para o modelo de segunda ordem através das simulações mostraram-se satisfatório. Além do mais, os resultados obtidos das simulações para o lado água/vapor produziram um comportamento dinâmico aderente as referências bibliográficas utilizadas. Já quanto aos resultados do lado fogo/gás também mostraram-se convergentes à literatura, ainda mais que as temperaturas dos gases nos subsistemas e as respectivas troca de energia gás/água e gás/vapor ficaram parecidas com as simuladas pelo software *GENBOIL*.

Para passos futuros o modelo deve ser refinado para obter melhores resultados. Por exemplo, para o modelo que reproduz o lado água/vapor terá que ser acrescido de mais dois estados levando a um modelo de quarta ordem, bem como a busca pelos parâmetros que representem-o. Aproximações quadráticas usadas para descrever as propriedades termodinâmicas da água e vapor podem ser substituídas por interpolações usando o método dos mínimos quadrados. Posteriormente a aplicação de equações globais de troca de calor fazem-se útil.

Após o refinamento do modelo, pode-se desenvolver o projeto de controladores para fazer o controle de diversas variáveis de interesse levando à otimização do processo e, conseqüentemente, obter um melhor desempenho técnico e econômico da planta. Além de permitir uma análise mais sofisticada do comportamento dinâmico da planta, fazer treinamentos prévios para as equipes que operaram a caldeira e testar procedimentos de emergência.

Referências Bibliográficas

- 1 MARTINELLI, J. *Geradores de Vapor*. UNIJU Campus Panambi, 2002. Disponível em: <<http://www.saudeetrabalho.com.br/download/gera-vapor.pdf>>.
- 2 ORTIZ, F. G. Modeling of fire-tube boilers. *Applied Thermal Engineering*, Elsevier, v. 31, n. 16, p. 3463–3478, 2011.
- 3 GILMAN, G.; GILMAN, J. *Boiler control systems engineering*. [S.l.]: Isa, 2010.
- 4 SECCHI, A. R. Modelagem e simulação de processos. *Notas de Aula*, 1995.
- 5 OGATA, K. *Modern Control Engineering*. Prentice Hall, 2010. (Instrumentation and controls series). ISBN 9780136156734. Disponível em: <<https://books.google.com.br/books?id=Wu5GpNAelzkC>>.
- 6 HANGOS, K.; CAMERON, I. Book. *Process modelling and model analysis / K.M. Hangos, I.T. Cameron*. [S.l.]: Academic Press San Diego, 2001. xvi, 543 p. : p. ISBN 0121569314.
- 7 SØRENSEN, K. et al. Modelling and simulating fire tube boiler performance. In: *Proceedings of the 44th Scandinavian simulation and modeling conference*. [S.l.: s.n.], 2003.
- 8 NOGUEIRA, L. A. H. et al. *Eficiência energética no uso de vapor: manual prático*. [S.l.]: Eletrobrás, 2005.
- 9 BIZZO, W. A. Geração, distribuição e utilização de vapor. *Campinas: FEM/Unicamp*, 2003.
- 10 BAZZO, E. Geração de vapor. 2ª edição. *UFSC, 216p*, 1995.
- 11 ÅSTRÖM, K.; BELL, R. Drum-boiler dynamics. *Automatica*, v. 36, n. 3, p. 363 – 378, 2000. ISSN 0005-1098. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0005109899001715>>.
- 12 MARQUES, F. d. A. P. Modelagem e controle de nível do tubulão de uma caldeira de vapor aquatubular de uma refinaria de petróleo. *Mestrado em Engenharia Elétrica. COPPE/UFRJ, M. Sc., Engenharia Elétrica*, 2005.
- 13 ERNST, M. A. B. Modelagem e simulação de sistemas de geração de energia para o setor de petróleo e gás. Universidade Estadual Paulista (UNESP), 2004.
- 14 BELL, R. D.; ÅSTRÖM, K. J. A fourth order non-linear model for drum-boiler dynamics. *IFAC Proceedings Volumes*, Elsevier, v. 29, n. 1, p. 6873–6878, 1996.
- 15 SØRENSEN, K.; CONDRA, T.; HOUBAK, N. Modelling, simulating and optimizing boiler heating surfaces and evaporator circuits. In: CITESEER. *44th Conference on Simulation and Modeling (SIMS 2003)*. [S.l.], 2003.
- 16 KWATNY, H.; BERG, J. Drum level regulation at all loads. *IFAC Proceedings Volumes*, Elsevier, v. 26, n. 2, p. 659–662, 1993.

- 17 VASQUEZ, J. R. et al. System identification of steam pressure in a fire-tube boiler. *Computers & Chemical Engineering*, v. 32, n. 12, p. 2839 – 2848, 2008. ISSN 0098-1354. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0098135408000240>>.
- 18 KHAUSTOV, S. A.; MAKSIMOVA, E. I. Virtual prototyping in fire-tube boiler design. In: *2015 International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems (MEACS)*. [S.l.: s.n.], 2015. p. 1–4.
- 19 TOGNOLI, M.; NAJAFI, B.; RINALDI, F. Dynamic modelling and optimal sizing of industrial fire-tube boilers for various demand profiles. *Applied Thermal Engineering*, v. 132, p. 341 – 351, 2018. ISSN 1359-4311. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431117356624>>.
- 20 MAHLIA, T. et al. Dynamic modeling and simulation of a palm wastes boiler. *Renewable Energy*, v. 28, n. 8, p. 1235 – 1256, 2003. ISSN 0960-1481. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148102002185>>.
- 21 TANAKA, D. B. Otimização do projeto de gerador de vapor que utiliza biodiesel.
- 22 LU, S.; HOGG, B. Dynamic nonlinear modelling of power plant by physical principles and neural networks. *International Journal of Electrical Power & Energy Systems*, v. 22, n. 1, p. 67 – 78, 2000. ISSN 0142-0615. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0142061599000368>>.
- 23 BABCOCK; COMPANY, W. *Steam: its generation and use*. [S.l.]: Kessinger Publishing, 2005.
- 24 VERBANCK, H. Development of a mathematical model for watertube boiler heat transfer calculations. In: *Proceedings of the South African Sugar Technologists' Association*. [S.l.: s.n.], 1997. v. 71, p. 166–171.