

VALTER BARBOSA DE OLIVEIRA JUNIOR

**MODELAGEM DE CENTRAL TERMELÉTRICA A VAPOR
PARA SIMULAÇÃO DINÂMICA**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Elétrica, na área de concentração em Automação.
Orientador: Prof. Dr. José Leandro Felix Salles.

**VITÓRIA
2009**

Livros Grátis

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.

Dados Internacionais de Catalogação-na-publicação (CIP)
(Biblioteca Central da Universidade Federal do Espírito Santo, ES, Brasil)

O48m Oliveira Junior, Valter Barbosa de, 1978-
Modelagem de central termelétrica a vapor para simulação
dinâmica / Valter Barbosa de Oliveira Junior. – 2009.
175 f. : il.

Orientador: José Leandro Felix Salles.
Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Espírito
Santo, Centro Tecnológico.

1. Usinas termoelétricas. 2. Modelagem de dados. 3. Métodos
de simulação. I. Salles, José Leandro Félix. II. Universidade
Federal do Espírito Santo. Centro Tecnológico. III. Título.

CDU: 621.3

VALTER BARBOSA DE OLIVEIRA JUNIOR

**MODELAGEM DE CENTRAL TERMELÉTRICA A VAPOR
PARA SIMULAÇÃO DINÂMICA**

Dissertação submetida ao programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisição parcial para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Elétrica - Automação.

Aprovada em 28 de agosto de 2009.

COMISSÃO EXAMINADORA

Prof. Dr. José Leandro Felix Salles
Universidade Federal do Espírito Santo
Orientador

Prof. Dr. Cláudio Garcia
Universidade de São Paulo

Prof. Dr. José Denti Filho
Universidade Federal do Espírito Santo

*À minha esposa, pedagoga e técnica em eletrônica,
Klytia Maria Teixeira de Almeida.*

AGRADECIMENTOS

Agradeço à ArcelorMittal Tubarão (Companhia Siderúrgica de Tubarão - CST), especialmente, ao engenheiro eletrônico Cesar Hitoshi Yoshikawa e ao especialista em automação Dirceu Tumoli, por todo o apoio e orientação técnica, que serviram para estimular a minha especialização na área de automação aplicada à geração termelétrica.

Agradeço também aos professores do Departamento de Engenharia Elétrica da UFES, em especial, aos professores José Leandro Felix Salles e José Denti Filho, pelas orientações fornecidas durante o Curso, que contribuíram significativamente para o resultado deste trabalho.

“Sem energia não se impulsiona uma economia, nem se combate a pobreza. Mas sua geração e uso não podem resultar em degradação ambiental e humana.”

(Fatos e Tendências para 2050: Energia e Mudanças Climáticas, WBCSD)

RESUMO

Centrais termelétricas a vapor são capazes de utilizar biomassa e fazer o reaproveitamento de resíduos agrícolas, resíduos urbanos ou subprodutos industriais para produzir energia elétrica, condicionadas aos seus projetos. Este trabalho tem como objetivos representar, por meio de modelos matemáticos, os principais componentes que constituem o circuito de vapor de uma planta de geração termelétrica a vapor, com foco em caldeira aquatubular, e apresentar uma avaliação dos diversos modelos encontrados na literatura de referência, visando dar suporte ao desenvolvimento de aplicações de simulação dinâmica.

Os modelos apresentados abrangem a conversão da energia térmica em energia mecânica e a conversão da energia mecânica em energia elétrica.

O conhecimento das características das respostas dinâmicas dos componentes de uma central termelétrica é importante para a análise de estabilidade e para o projeto do sistema de controle. A partir dos modelos dinâmicos do processo é possível a realização de testes de estratégias de controle que, interagindo com os modelos da planta, possibilitem identificar previamente o comportamento dinâmico esperado.

Este trabalho também pode ser utilizado como uma referência básica para o desenvolvimento de um simulador com finalidade de treinamento de operadores, cuja aplicação possibilita que seja feita a integração total do operador aos procedimentos operacionais, antes mesmo da partida da planta, ampliando a sua capacidade de aprendizagem.

Palavras-chave: Central Termelétrica a Vapor, Modelagem, Simulação.

ABSTRACT

Steam power plants are able to utilize biomass and make the recovering of agricultural residues, urban residues or industrial by-products to produce electric energy, conditioned to its projects. This work aims to represent by means of mathematic modeling the main components that constitute the main steam circuit of a steam power plant, with focus in drum boiler, and to present an analysis of the several models founded at the reference literature, aiming to give support to the development of dynamic simulation applications.

The models embrace the conversion of thermal energy in mechanical energy and the conversion of mechanical energy in electric energy.

The knowledge of the dynamic response characteristics of power plant components is important for the analysis of stability and control system design. From the dynamic model of process is possible to perform tests of control strategies that, having interaction with the plant models, allow the previous indentifying of its hoped dynamic behavior.

This work may be used also as a basic reference to the development of a simulator for operators training purpose, whose application allows the operator to be fully integrated to the operational procedures, before the plant start up, increasing his learning ability.

Keywords: Steam Power Plant, Modeling, Simulation.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	17
1.1	IMPORTÂNCIA DA GERAÇÃO TERMELÉTRICA	17
1.1.1	Termeletricidade no Brasil	18
1.1.2	Cogeração.....	21
1.1.3	Oferta de energia elétrica no Estado do Espírito Santo	22
1.2	OBJETIVOS E ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO.....	23
2	FUNDAMENTOS DA GERAÇÃO TERMELÉTRICA.....	25
2.1	FUNCIONAMENTO E TIPOS DE CENTRAIS TERMELÉTRICAS	25
2.2	TERMODINÂMICA DO VAPOR	27
2.2.1	Propriedades do Vapor	28
2.2.2	Ciclo de Carnot.....	31
2.2.3	Ciclo Rankine	37
2.3	EFICIÊNCIA TÉRMICA.....	40
2.4	PLANTAS DE TURBINAS A GÁS E CICLO COMBINADO	40
2.5	PLANTAS DE TURBINA A VAPOR E CICLO SIMPLES	42
3	MODELAGEM.....	45
3.1	INTRODUÇÃO	45
3.2	MODELAGEM DA CALDEIRA	46
3.2.1	Modelo de Segunda Ordem: Dinâmicas de Pressão	47
3.2.1.1	Balço global de massa e energia	47
3.2.1.2	Simplificação: Modelo de 1ª ordem.....	51
3.2.2	Modelo de Segunda Ordem: Dinâmicas de Nível de Água	52
3.2.3	Modelagem da distribuição da água e do vapor na caldeira	56
3.2.3.1	Qualidade da mistura líquido-vapor nos tubos aquecidos.....	57
3.2.3.2	Fração Volumétrica Média do Vapor	58
3.2.3.3	Modelo a parâmetros concentrados	59
3.2.3.4	Vazão de circulação.....	59
3.2.3.5	Distribuição de vapor no tubulão.....	60
3.2.3.6	Nível de água no tubulão.....	62
3.2.4	Modelo de Terceira Ordem.....	62
3.2.5	Modelo de Quarta Ordem	65
3.3	MODELO DOS SUPERAQUECEDORES.....	70
3.4	MODELO DA FORNALHA	75
3.5	MODELO DA TURBINA A VAPOR	76
3.5.1	Vazão de Vapor para a Turbina	77
3.5.2	Potência Mecânica da Turbina.....	78
3.6	MODELO TURBINA-GERADOR.....	80
3.6.1	Equação de Oscilação	80
3.6.2	Ação do Gerador.....	81
3.6.3	Resumo das equações do modelo Turbina-Gerador	82
4	ANÁLISE DOS MODELOS	84
4.1	CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO E PARÂMETROS	84
4.1.1	Condições de Operação	85
4.1.2	Parâmetros da planta.....	85
4.1.2.1	Caldeira	85
4.1.2.2	Superaquecedores.....	86
4.1.2.3	Fornalha.....	87
4.1.2.4	Turbina	87
4.1.2.5	Turbina-Gerador Elétrico	90
4.1.3	Resumo	90
4.2	LINEARIZAÇÃO DOS MODELOS	92
4.2.1	Modelo linearizado a parâmetros invariantes no tempo	92
4.2.1.1	Modelo de 3ª ordem da caldeira	93

4.2.1.1.1	Matrizes do modelo linearizado de 3ª ordem da caldeira	96
4.2.1.1.2	Características do modelo linearizado de 3ª ordem da caldeira.....	97
4.2.1.2	Modelo de 4ª ordem da caldeira	98
4.2.1.2.1	Matrizes do modelo linearizado de 4ª ordem da caldeira	99
4.2.1.2.2	Características do modelo linearizado de 4ª ordem da caldeira.....	100
4.2.1.3	Modelo dos superaquecedores.....	101
4.2.1.4	Modelo da fornalha	101
4.2.1.5	Modelo da Turbina	101
4.2.1.6	Modelo Turbina-Gerador.....	101
4.2.1.6.1	Matrizes do modelo linearizado do conjunto turbina-gerador.....	103
4.2.1.6.2	Características do modelo linearizado do conjunto turbina-gerador	104
4.2.2	Modelo linearizado a parâmetros variantes no tempo	105
4.3	SIMULAÇÕES DE RESPOSTA AO DEGRAU.....	106
4.3.1	Modelos da caldeira.....	107
4.3.1.1	Mudanças na taxa de suprimento de calor	107
4.3.1.2	Mudanças na vazão de vapor.....	110
4.3.1.3	Mudanças na vazão de água de alimentação.....	113
4.3.2	Modelo dos superaquecedores	115
4.3.3	Modelo da fornalha.....	116
4.3.4	Modelo da turbina.....	117
4.3.5	Modelo do conjunto turbina-gerador	118
4.3.6	Resposta dinâmica geral	120
4.4	VALIDAÇÃO	121
4.4.1	Coleta de dados reais para validação dos modelos	122
4.4.2	Condições de operação e parâmetros da CTE #3.....	124
4.4.3	Validação dos modelos da caldeira.....	126
4.4.3.1	Dificuldades encontradas para ajuste dos dados e observações.....	128
4.4.4	Modelo dos superaquecedores	130
4.4.5	Modelos da turbina e do conjunto turbina-gerador.....	132
4.5	COMENTÁRIOS GERAIS.....	134
5	CONCLUSÃO.....	137
	REFERÊNCIAS	140
	ANEXO A - TÓPICOS DE TERMODINÂMICA.....	143
A.1	GASES IDEAIS, GASES REAIS E SUBSTÂNCIAS INCOMPRESSÍVEIS	143
A.2	TRANSFERÊNCIA DE TRABALHO.....	144
A.3	TRABALHO DE MOVIMENTO DE FRONTEIRA DEVIDO A FORÇAS DE PRESSÃO	144
A.4	CONSERVAÇÃO DE MASSA.....	146
A.5	PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA	146
A.5.1	Propriedade Termodinâmica: Energia Interna.....	148
A.5.2	Propriedade Termodinâmica: Entalpia	148
A.5.3	Calores Específicos a Volume Constante e a Pressão Constante.....	149
A.6	SEGUNDA LEI DA TERMODINÂMICA	150
A.6.1	Propriedade Termodinâmica: Entropia.....	153
	ANEXO B - CÁLCULO DAS PROPRIEDADES DA ÁGUA.....	156
B.1	DESCRIÇÃO GERAL	156
B.2	RESULTADO DAS APROXIMAÇÕES.....	159
	ANEXO C - GRÁFICOS PARA COMPARAÇÃO DOS MODELOS DA CALDEIRA	161
	ANEXO D - PLANO DE TRABALHO PARA COLETA DE DADOS DE VALIDAÇÃO	164
	ANEXO E - REFERÊNCIAS COMPLEMENTARES RECOMENDADAS.....	175

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Geração de Energia Elétrica por fonte.....	19
Figura 1.2 – Evolução da Participação dos Diversos Tipos de Fonte.	20
Figura 2.1 – Ilustração das primeiras máquinas térmicas.....	32
Figura 2.2 – Máquina a vapor projetada por James Watt e Matthew Boulton, de 1784.	33
Figura 2.3 – Máquina e ciclo de Carnot.	34
Figura 2.4 – Diagrama de fluxo de uma instalação para produzir trabalho a partir do vapor ..	36
Figura 2.5 – Diagrama temperatura \times entropia do vapor d'água para um Ciclo de Carnot hipotético	37
Figura 2.6 – Ciclo Rankine básico.	38
Figura 2.7 – Diagrama temperatura \times entropia do ciclo Rankine em uma planta térmica com turbina a vapor.....	39
Figura 2.8 – Diagrama de fluxo com superaquecedor.....	39
Figura 2.9 – Diagrama de fluxo de uma central termelétrica de ciclo combinado.....	41
Figura 2.10 – Processo de uma central termelétrica a vapor com caldeira de circulação natural.	43
Figura 3.1 – Esquema de uma caldeira aquatubular com indicação das variáveis principais e volumes de controle.....	48
Figura 3.2 – Sistema de ebulição da caldeira.	53
Figura 3.3 – Tubo vertical com fluxo de calor uniforme.....	57
Figura 3.4 - Tubulão de vapor.	61
Figura 3.5 – Representação concentrada dos superaquecedores.	71
Figura 3.6 – Vaso de pressão com vapor.....	73
Figura 3.7 - Diagrama esquemático do processo da turbina.....	77
Figura 4.1 – Curva de vazão da turbina em função de variação da pressão de vapor ($Z_{gov} = 80\%$).	89
Figura 4.2 – Seqüência de execução do programa de simulação (esquema básico).	106
Figura 4.3 – Resposta a um degrau na taxa de suprimento de calor equivalente a 10 MW de potência.....	108
Figura 4.4 – Resposta do modelo não linear a um degrau de 10 MW na taxa de suprimento de calor.	109
Figura 4.5 – Resposta a um aumento em degrau de 10 kg/s na vazão de vapor.	110
Figura 4.6 – Resposta do modelo não linear de 4ª ordem a um aumento em degrau de 10 kg/s na vazão de vapor.	111
Figura 4.7 – Resposta a um aumento em degrau de 10 kg/s na vazão de água de alimentação.	113
Figura 4.8 – Resposta do modelo de 4ª ordem a um aumento de 10 kg/s na vazão de água de alimentação.....	114
Figura 4.9 – Resposta do modelo dos superaquecedores a um degrau de 10 kg/s na vazão de vapor.	115
Figura 4.10 – Resposta do modelo da fornalha a um aumento em degrau na vazão de combustível.....	117
Figura 4.11 – Potência mecânica no eixo da turbina (curva teórica obtida pelo modelo): q_{st} (-); P_m (-).	118
Figura 4.12 – Resposta a um aumento em degrau de 10 MW na potência mecânica entregue ao eixo.	119
Figura 4.13 – Resposta do modelo de 4ª ordem a um aumento de 10 kg/s na vazão de água de alimentação.....	121
Figura 4.14 – Fluxograma básico da Central Termelétrica nº 3 da ArcelorMittal Tubarão...	123

Figura 4.15 – Resposta real da caldeira (CTE #3) a um aumento de 1,5 MW na taxa de suprimento de calor.	127
Figura 4.16 – Respostas simuladas a partir dos modelos e resposta real da pressão do tubulão da caldeira.	128
Figura 4.17 – Respostas simuladas a partir dos modelos e resposta real do nível do tubulão da caldeira.	129
Figura 4.18 – Resposta de nível do tubulão da caldeira para um intervalo de tempo de 2 minutos.	130
Figura 4.19 – Resposta do modelo dos superaquecedores geradas a partir de variáveis de entrada medidas.	131
Figura 4.20 – Resposta dinâmica da pressão na saída do superaquecedor secundário.	132
Figura 4.21 – Resposta dinâmica da pressão na tubulação principal (entrada da turbina).	132
Figura 4.22 – Resposta dos modelos da turbina e do conjunto turbina gerador.	133
Figura 4.23 – Resposta dinâmica da pressão da câmara de vapor da turbina.	134

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 – Evolução da Capacidade Instalada por Fonte de Geração (MW).....	19
Tabela 1.2 - Estimativa do potencial de cogeração a gás natural, por segmentos industriais ..	22
Tabela 1.3 - Ampliação da geração de energia elétrica no Estado do Espírito Santo	23
Tabela 4.1 – Dados do processo para determinação de parâmetros do modelo da turbina	88
Tabela 4.2 – Parâmetros do modelo de vazão de vapor da turbina	88
Tabela 4.3 – Resumo de parâmetros para simulação da central termelétrica de 160 MW.....	91
Tabela 4.4 – Resumo de parâmetros da central termelétrica nº 3 da ArcelorMittal Tubarão.	125

NOMENCLATURA

Caracteres Latinos

Símbolo	Descrição	Unidade
A	matriz	
A_r	área da seção transversal de um tubo de subida	m^2
A_{dc}	área da seção transversal de um tubo de descida	m^2
A_{wd}	área da superfície da água no nível de operação do tubulão	m^2
b	parâmetro de modelo	
B	matriz	
C	parâmetro de modelo	
CV	constante associada à válvula de controle	
c_m	calor específico do metal	$\text{kJ}/(\text{kg } ^\circ\text{C})$
dl_d	diferencial do nível do tubulão	m
d/dt	derivada em relação ao tempo	s^{-1}
e	parâmetro de modelo, elétrica	
E	velocidade de subida da bolha de vapor na água	m/s
f	freqüência do sistema elétrico	Hz
$f()$	indica uma função das variáveis indicadas entre parênteses	-
H	entalpia	kJ
h	entalpia específica	kJ/kg
h_c	entalpia de condensação = $h_s - h_w$	kJ/kg
h_{ch}	entalpia de vapor na entrada da turbina	kJ/kg
h_{ex}	entalpia de extração de vapor da turbina	kJ/kg
h_f	entalpia espec. da água de alimentação	kJ/kg
h_s	entalpia específica do vapor saturado	kJ/kg
h_{to}	entalpia de vapor na saída da turbina	kJ/kg
h_{toi}	entalpia isentrópica na saída da turbina	kJ/kg
h_w	entalpia específica da água saturada	kJ/kg
I_L	coeficiente inercial do nível de água do tubulão	
J	momento de inércia de massas girantes – total do eixo	$\text{kg } m^2$
k	coeficiente de atrito	-
l	nível de água	m
l_d	nível de água do tubulão	m
L	comprimento	m
m	massa	kg
M	conjugado, torque	Nm
M_e	conjugado eletromagnético	Nm
m_m	massa de metal	kg
M_m	conjugado mecânico da turbina	Nm
p	pressão	MPa
P	parâmetro, potência	- , W
p_d	pressão do tubulão de vapor	MPa
P_e	potência elétrica demandada ou gerada	W, MW
P_{emax}	potência máxima do gerador	W, MW
P_{enom}	potência nominal do gerador	W, MW
pl	número de pólos do gerador	-
P_{mt}	potência mecânica no eixo da turbina	W, MW

Símbolo	Descrição	Unidade
p_{sd}	pressão do tubulão	MPa
P_{st}	potência térmica entregue à turbina	W, MW
p_x	pressão na condição de regime permanente	MPa
q	vazão mássica	kg/s
\dot{Q}	taxa de suprimento de calor (ou potência térmica)	kJ/s
q_{cd}	vazão de condensação no tubulão	kg/s
q_{ch}	vazão de vapor na entrada da câmara de vapor da turbina	kg/s
q_{dc}	vazão de água dos tubos de descida	kg/s
q_{ex}	vazão de extração de vapor da turbina	kg/s
q_f	vazão de água de alimentação	kg/s
q_h	vazão de combustível	kg/s
q_r	vazão da mistura água-vapor dos tubos de subida	kg/s
q_s	vazão de vapor	kg/s
q_{sd}	vazão de vapor através da superfície líquida do tubulão	kg/s
q_{st}	vazão de vapor na entrada da turbina	kg/s
q_{slk}	vazão de vapor de vazamentos	kg/s
q_{to}	vazão de vapor na saída da turbina	kg/s
q_x	vazão na condição de regime permanente	kg/s
S	entropia	kJ/K
s	entropia específica	kJ/(kg·K)
s_{ch}	entropia de vapor na entrada da turbina	kJ/kg
T	temperatura	°C
t	tempo	s
t_d	tempo de residência do vapor no tubulão	s
T_f	temperatura da água de alimentação	°C
T_s	temperatura do vapor saturado	°C
u	energia interna específica	kJ/kg
u	variável de entrada	
V	volume do tubo	m ³
V	volume	m ³
v	volume específico	m ³ /kg
V_{msp}	volume da tubulação principal de vapor da turbina	m ³
V_{st}	volume total de vapor da caldeira	m ³
v_s	volume específico do vapor saturado	m ³ /kg
V_{wd}	volume de água no tubulão	m ³
V_{wt}	volume total de água	m ³
v_w	volume específico da água saturada	m ³ /kg
v_s	volume específico do vapor saturado	m ³ /kg
V_{sd}	volume de vapor misturado à água líquida no tubulão	m ³
V_{sd0}	volume de vapor sem condensação misturado à água no tubulão	m ³
V_t	volume total de água e vapor na caldeira	m ³
w_e	velocidade angular elétrica	rad/s
w_s	velocidade angular síncrona	rad/s
w_{mt}	velocidade angular do eixo da turbina	rad/s
x	qualidade ou título do vapor, variável de estado	
z	coordenada vertical, posição	m

Caracteres Gregos

Símbolo	Descrição	Unidade
α_m	fração mássica do vapor contido na água líquida	-
α_v	fração volumétrica do vapor contido na água líquida	-
$\partial/\partial p$	derivada parcial em relação à pressão	MPa ⁻¹
δ	posição angular relativa do rotor (<i>ângulo de potência</i>)	rad
ρ	massa específica	kg/m ³
ρ_s	massa específica do vapor saturado	kg/m ³
ρ_w	massa específica da água saturada	kg/m ³
Δh_{wf}	variação de entalpia da água = $h_w - h_f$	kJ/kg
ξ	comprimento normalizado	-
η	eficiência	-
θ_m	posição angular do rotor (eixo da turbina)	rad
θ_s	posição angular síncrona	rad
τ	constante de tempo associada a um processo	s

Caracteres Sobrescritos

Símbolo	Descrição
*	denota valor da propriedade aproximado ou referente à condição de projeto
-	valor médio (Exemplo: $\bar{\alpha}_v$ = valor médio da fração volumétrica)

Caracteres Subscritos

Símbolo	Descrição
c	condensação
cd	condensação no tubulão
ch	câmara de vapor, vaso de pressão, entrada da turbina
$cond$	relativo a condensador
cv	volume de controle
d	relativo ao tubulão de vapor, discreto, discretizado
dc	relativo a tubos de descida (<i>downcomers</i>)
ds	dessuperaquecedor
dsi	entrada do dessuperaquecedor
dso	saída do dessuperaquecedor
dw	relativo ao tubulão de água
e	elétrico(a); eletromagnético
eco	relativo ao economizador da caldeira
ex	relativo à extração de vapor da turbina
exn	relativo à enésima extração de vapor da turbina
f	água de alimentação (no estado líquido comprimido), substância química no estado líquido saturado (aplicável a propriedades de uma substância química)
g	substância química no estado vapor saturado (aplicável a propriedades de uma substância química)
fg	relativo a diferença entre os valores de uma propriedade de uma substância química nos estados de vapor saturado e líquido saturado
gov	referente ao governador da turbina

Símbolo	Descrição
<i>h</i>	combustível
<i>hn</i>	enésimo combustível
<i>l</i>	relativo a nível de água
<i>m</i>	metal; mássico(a); mecânico(a)
<i>m_{sp}</i>	tubulação principal de vapor da turbina
<i>mt</i>	turbina (principal)
<i>p</i>	relativo a pressão
<i>ps</i>	superaquecedor primário
<i>r</i>	relativo a tubos de subida (<i>risers</i>)
<i>s</i>	vapor (de água); síncrona
<i>sd</i>	vapor misturado à água líquida no tubulão
<i>sd0</i>	vapor sem condensação misturado à água líquida no tubulão
<i>slk</i>	vapor de vazamentos
<i>ss</i>	superaquecedor secundário
<i>st</i>	total de vapor da caldeira; relativo à turbina
<i>t</i>	total
<i>to</i>	saída da turbina
<i>toi</i>	relativo a processo isentrópico na saída da turbina
<i>v</i>	volumétrico(a)
<i>w</i>	água (no estado líquido)
<i>wt</i>	relativo a tubo de água da caldeira
<i>x</i>	condição de regime permanente

Siglas

Caracteres	Descrição
MEC	Ministério da Educação
PROINFA	Programa de Incentivo às Fontes de Alternativas de Energia Elétrica
UFES	Universidade Federal do Espírito Santo
USP	Universidade de São Paulo

1 INTRODUÇÃO

1.1 IMPORTÂNCIA DA GERAÇÃO TERMELÉTRICA

A geração termelétrica constitui a principal fonte de energia elétrica no mundo. Os combustíveis utilizados nesta forma de geração atingem uma ampla faixa: combustíveis fósseis, biomassa, geotérmica e nuclear. Considerando apenas a geração a partir de óleos derivados do petróleo, gás natural, carvão mineral e combustíveis nucleares, totaliza aproximadamente 82% (MME, 2006).

A importância das fontes de energia de origem térmica para a produção de energia elétrica pode ser mais bem compreendida se compararmos as mesmas com outras fontes de energia cujo uso é comum na maioria dos países. Como exemplo, pode-se citar a energia de origem hidráulica, que é limpa e renovável e possui baixo custo de geração, entretanto, tem a desvantagem de necessitar de reservatórios de armazenamento de água que normalmente implicam em inundar grandes áreas, com impacto ambiental não desprezível à fauna e flora da região inundada, bem como transtornos sociais às comunidades deslocadas pelas represas. Devido ao fluxo de água variável para os reservatórios, que é dependente dos níveis pluviométricos anuais, as centrais hidrelétricas sofrem o risco de ter restrições de geração de energia elétrica em períodos de secas. Desta maneira, nota-se que a existência de outras fontes primárias de geração de energia (térmica, eólica, solar, etc.) constitui um fator de segurança para o suprimento de energia elétrica de um país, pois estas podem funcionar de forma complementar às fontes de energia principais.

Considerando os longos prazos para a implantação de empreendimentos hidráulicos em contraste com as crescentes demandas de energia para o desenvolvimento econômico, fontes alternativas de energia como a de origem térmica, apresentam particular interesse, principalmente devido ao curto prazo necessário para implantação e pelo seu custo de geração que, apesar de ser maior do que o custo médio de geração de energia elétrica das centrais hidrelétricas, é menor se comparado a outras tecnologias não hidráulicas (LORA; NASCIMENTO, 2004).

Conforme o projeto da central termelétrica, estas podem utilizar diversos tipos de combustíveis, como resíduos agrícolas ou urbanos (por ex.: fontes de energia renováveis, tais como, bagaço de cana, cascas de madeira, gás obtido a partir de depósitos de lixo urbano, etc.), utilizar combustíveis fósseis (óleo, gás natural ou o carvão mineral), utilizar combustíveis originários de subprodutos industriais (tais como os gases siderúrgicos) ou até mesmo combustíveis de origem nuclear. Por sua versatilidade, a tecnologia mais utilizada no mundo para a geração de eletricidade é a termelétrica.

1.1.1 Termeletricidade no Brasil

Na Figura 1.1 é mostrada a participação das principais fontes de energia para a geração de energia elétrica em 2006, no mundo e no Brasil. Nota-se que há uma significativa diferença entre a participação da energia hidráulica no mundo (16,0 %) e no Brasil (84,7%). No entanto, para atender ao crescimento da demanda de eletricidade, além da hidroeletricidade, opções de geração termelétrica, especialmente a gás natural e carvão mineral, podem se revelar atrativas para investidores, em face da disponibilidade destes combustíveis no mercado brasileiro. O crescimento da utilização de fontes locais de energia renováveis para geração de energia elétrica (principalmente biomassa e pequenas centrais hidrelétricas - PCH), ainda

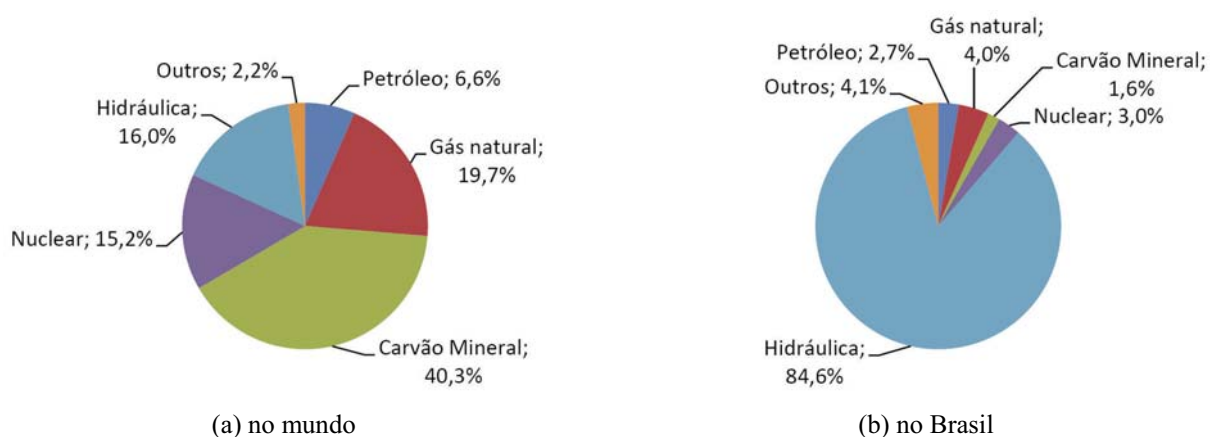


Figura 1.1 - Geração de Energia Elétrica por fonte.

Fonte: MME, 2006.

Tabela 1.1 – Evolução da Capacidade Instalada por Fonte de Geração (MW)

Tipo	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016
Hidro	80.193	80.456	81.243	82.720	84.386	86.060	90.686	97.697	104.660	109.058
PCH	2.023	3.249	3.374	4.558	4.939	5.324	5.680	5.715	5.715	5.925
Biomassa	570	742	1.021	1.961	2.464	2.964	3.544	3.744	3.944	3.944
Eólica	208	320	320	320	320	320	320	320	320	320
Gás	9.300	9.983	10.061	10.377	12.277	12.947	13.897	13.897	13.897	13.897
Nuclear	2.007	2.007	2.007	2.007	2.007	2.007	2.007	3.357	3.357	3.357
Carvão	1.415	1.415	1.415	1.765	1.765	3.565	3.565	3.565	3.565	4.065
Óleo	1.311	1.311	1.743	1.743	1.775	1.775	1.775	1.775	1.775	1.775
Diesel	1.367	1.367	1.861	1.797	1.971	1.972	1.972	1.972	1.972	1.972
Gás Proc	0	0	0	0	490	490	490	490	490	490
Total	98.394	100.850	103.045	107.248	112.394	117.424	123.936	132.532	139.695	144.803
Crescim.	.	+2,5%	+2,2%	+4,1%	+4,8%	+4,5%	+5,5%	+6,9%	+5,4%	+3,7%

Fonte: MME, 2007, p.155.

pouco exploradas, também é esperado. Dados do Plano Decenal de Expansão de Energia 2007/2016, elaborado em 2007 pelo Ministério de Minas e Energia (MME), confirmam essas tendências para o mercado brasileiro. A evolução da capacidade de geração de energia elétrica por fonte de geração, prevista para os próximos anos no Brasil, é sintetizada na Tabela 1.1 e na Figura 1.2.

Com uma potência instalada de aproximadamente 98,4 GW, o setor elétrico brasileiro experimenta um crescimento da ordem de 4,4% ao ano. Considerando a utilização de

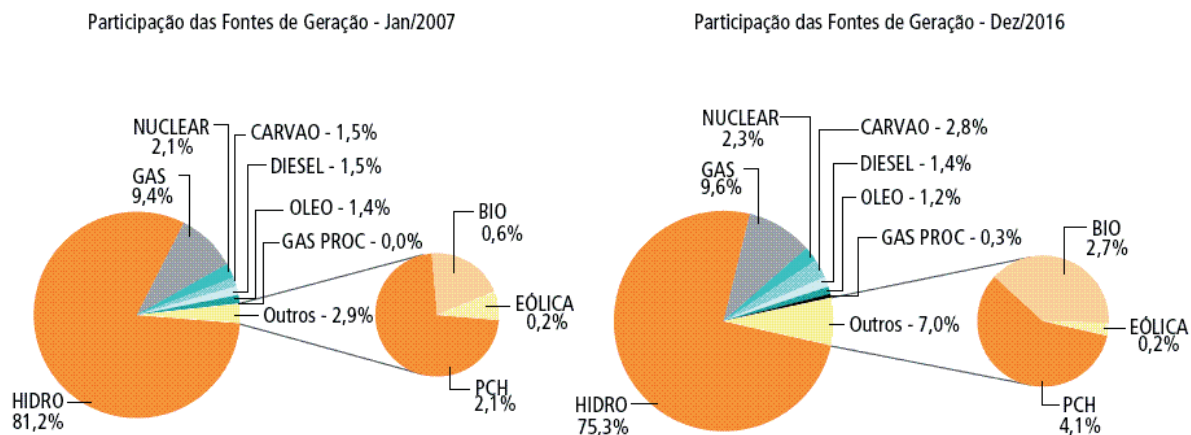


Figura 1.2 – Evolução da Participação dos Diversos Tipos de Fonte.
(% de Capacidade Instalada) – Trajetória Inferior de Mercado

Fonte: MME, 2007, p.156.

biomassa, carvão, óleos derivados do petróleo, gás natural e gás de processo na geração firme de termelétrica, para um cenário menos otimista de evolução do mercado, projeta-se um incremento de geração de 12.180 MW até 2016, representando um crescimento de 87,2% neste segmento nos próximos 10 anos.

A expansão da demanda e da oferta de energia elétrica traz consigo uma preocupação relevante aos órgãos governamentais e à sociedade quanto aos conseqüentes impactos ambientais que a expansão da demanda e da oferta de energia irá provocar. Para a geração termelétrica, a principal preocupação é o nível de emissões, especialmente de gases de efeito estufa. Nesse aspecto, o Brasil dispõe de alternativas que se mostram propícias como, por exemplo, o Programa de Incentivo às Fontes Alternativas de Energia Elétrica – PROINFA, criado pelo governo brasileiro, pela Lei nº 10.438/2002, em seu artigo 3º, que visa aumentar a participação de energia elétrica produzida a partir das fontes alternativas de geração de energia elétrica (eólica, pequenas centrais hidrelétricas - PCH e co-geração a partir da biomassa). Contudo, o crescimento da demanda deverá ser significativo e, sendo assim, esforços na direção de aumentar a eficiência energética e o uso racional da energia serão igualmente necessários (MME, 2007).

1.1.2 Cogeração

A atividade de cogeração possibilita a otimização energética na produção simultânea de energia elétrica e calor útil, destinados a processos industriais e outras aplicações (sistemas de ar condicionado, calefação, etc.), com a conseqüente redução do consumo de energia relativamente às configurações convencionais (independentes). Pode ser definida como a produção combinada de calor útil e trabalho mecânico, geralmente convertido total ou parcialmente em energia elétrica.

A geração termelétrica implica necessariamente em rejeição de uma parcela significativa de calor que, com a cogeração pode ser aproveitado. Essa tecnologia tem um potencial de aplicação importante em setores que produzem combustível residual através de seus processos produtivos, tais como: o sucroalcooleiro, o de papel, o siderúrgico e o de refino de petróleo. A expansão da malha de gasodutos brasileiros permitirá uma ampliação do uso de processos de cogeração nos setores químico, têxtil, de alimentos e bebidas, hotéis, centros comerciais e outros do setor de serviços. Dada a implícita racionalidade energética e econômica dessa atividade, a mesma deve se desenvolver num mercado competitivo e indutor da eficiência econômica (LORA; NASCIMENTO, 2004).

Estudos do Ministério de Minas e Energia (MME) mostram que existe no país um potencial de oferta superior a 500 MW por ano, em termos de capacidade instalada em novos projetos de cogeração a biomassa, perfazendo um total de mais de 6.000 MW até 2016, capazes de contribuir com cerca de 3.000 MW médios para o suprimento de energia ao Sistema Interligado Nacional (SIN), principalmente a partir da utilização da biomassa de cana de açúcar (MME, 2007, p. 134). Para a cogeração a partir do uso de gás natural, estimativas conservadoras realizadas para a indústria química, papel & celulose, hospitais e hotéis da região Sudeste, indicam um potencial variando entre 1.300 e 1.400 MW. A Tabela 1.2 sumariza estas

estimativas, incluindo também valores para o Estado de São Paulo, para a região Sudeste e para o Brasil, de acordo com os tipos de segmentos considerados.

Tabela 1.2 - Estimativa do potencial de cogeração a gás natural, por segmentos industriais

Região	Segmentos considerados	Potencial Técnico (GW)
São Paulo	Indústrias química, Papel & celulose, Alimentos & bebidas, Cerâmica e Têxtil	4,5
Sudeste	Indústrias química e Papel & celulose, Hotéis e hospitais	1,3~1,4
Brasil	Indústrias química e Papel & celulose, Hotéis e hospitais	2,5~2,7

Fonte: MME, 2007, p.137.

1.1.3 Oferta de energia elétrica no Estado do Espírito Santo

No Estado do Espírito Santo, a regulação dos serviços de energia elétrica e gás natural é feita pela Agência de Serviços Públicos de Energia (ASPE), órgão vinculado à Secretaria de Estado de Desenvolvimento do Espírito Santo (SEDES). Conforme dados publicados pela ASPE, a oferta atual de energia elétrica no Estado do Espírito Santo é de 2.843 MW, sendo que deste total 1.892 MW (66,55 %) são garantidos por meio da importação de energia elétrica de outros estados, através do Sistema FURNAS de transmissão de energia elétrica (SEDES, 2008).

A demanda máxima de energia elétrica registrada em 2007 no Estado foi de 1.476 MW. Contudo, estudos realizados recentemente pela Empresa de Pesquisa Energética (EPE) indicam que a demanda de energia no Estado poderá chegar a um valor em torno de 2.038 MW nos próximos dez anos (FÓRUM CAPIXABA DE ENERGIA, 2008).

Para garantir o suprimento regular de energia no Estado, novos investimentos estão sendo realizados em geração de energia elétrica. Atualmente, existem cinco novas Usinas

em construção e outras quatro com projeto aprovado para implantação, conforme mostra a Tabela 1.3, totalizando uma potência de 934 MW a ser disponibilizada nos próximos anos.

A partir da tabela 1.3, nota-se que as novas usinas termelétricas representarão uma parcela de mais de 75% da potência de energia elétrica a ser produzida dentre os empreendimentos atualmente previstos. Isto ocorre devido ao aumento da produção de gás natural no Espírito Santo, pois a disponibilidade do gás propicia a instalação de usinas termelétricas no Estado.

Tabela 1.3 - Ampliação da geração de energia elétrica no Estado do Espírito Santo

Tipo	Em construção	A iniciar a construção	Em estudo	Potência Total (MW)	Participação (%)
PCH	3	3	7	230	24,63
Termelétricas	2	1	1	704	75,37
Total	5	4	8	934	100

Fonte: SEDES, 2008.

Existem 10 novos projetos em tramitação no Ministério de Minas e Energia visando a instalação de usinas termelétricas a gás natural no Espírito Santo para aumento da oferta de energia a partir de 2013. Municípios distribuídos pelo Estado como Cariacica, Serra, Itapemirim, Linhares, Cachoeiro de Itapemirim e João Neiva estão na disputa para receber novos investimentos neste setor.

1.2 OBJETIVOS E ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO

Esta dissertação tem como objetivos representar por meio de modelos matemáticos os principais componentes que constituem o circuito de vapor em uma central termelétrica a vapor, com foco em caldeira aquatubular, e apresentar uma avaliação dos diversos modelos

encontrados na literatura de referência, visando dar suporte ao desenvolvimento de aplicações de simulação dinâmica.

Neste capítulo introdutório (Capítulo 1), buscou-se mostrar a importância da geração termelétrica em âmbito mundial e local, sua relação com outras formas de produção de energia elétrica, preocupações com questões ambientais e perspectivas futuras. O panorama da geração termelétrica apresentado neste capítulo motivou o desenvolvimento deste trabalho.

No Capítulo 2 são abordados os fundamentos básicos que regem o processo de geração termelétrica que utiliza turbinas a vapor. Os conceitos apresentados no Capítulo 2 são importantes para compreensão deste processo e de suas limitações.

O Capítulo 3 trata da modelagem dos principais equipamentos inseridos no processo. Neste capítulo são descritas considerações adotadas para o desenvolvimento dos modelos e, utilizando princípios da Física e da Termodinâmica, são apresentados os desenvolvimentos das equações dos modelos.

No Capítulo 4 é feita uma avaliação das respostas dinâmicas dos modelos e de características importantes para o projeto de controladores (tais como, estabilidade e observabilidade). Modelos semelhantes são comparados e a validação dos modelos a um processo real também é abordada.

No Capítulo 5 são descritas as conclusões acerca deste trabalho e perspectivas para continuação de outros estudos relacionados.

2 FUNDAMENTOS DA GERAÇÃO TERMELÉTRICA

Este capítulo aborda os fundamentos que regem o processo de geração termelétrica que utiliza turbinas a vapor. Faz-se uma descrição geral dos vários tipos de centrais termelétricas e dos princípios básicos da geração e do uso do vapor, incluindo os princípios termodinâmicos associados.

Inicia-se o texto com uma descrição geral do princípio básico de funcionamento das centrais termelétricas e dos tipos de unidades existentes. Em seguida, é feita uma explanação sobre os ciclos termodinâmicos relacionados com o processo de geração termelétrica. Conclui-se o capítulo, nas duas últimas seções, com a descrição de processos típicos de geração termelétrica, um utilizando turbina a gás e outro com turbinas a vapor.

2.1 FUNCIONAMENTO E TIPOS DE CENTRAIS TERMELÉTRICAS

A geração termelétrica tem como processo fundamental a conversão da energia térmica em energia mecânica e esta em energia elétrica. A conversão da energia térmica em mecânica é realizada a partir de um fluido que, ao expandir-se, produzirá trabalho nas turbinas térmicas. Estas por sua vez, transmitem o movimento a um gerador elétrico acoplado a seu eixo, convertendo energia mecânica em elétrica. A produção de energia mecânica pode ser obtida por dois processos de transformação (UMBRIA, 2006):

1. transformação da energia química dos combustíveis, por combustão;
2. transformação da energia nuclear dos combustíveis radioativos, por fissão nuclear.

Assim, a geração de energia elétrica pode ser proveniente de:

- **Usina (ou Central) Termelétrica – UTE (ou CTE):** unidade que produz energia elétrica com geradores acoplados a máquinas térmicas (motores ou turbinas), as quais, por sua vez, obtêm a energia mecânica para movimentá-los a partir da transformação da energia térmica de uma fonte de calor – combustão de carvão mineral, óleo combustível, gás natural, resíduos industriais, biomassa e outros.
- **Unidade (ou Central) Termonuclear – UTN (ou CTN):** unidade que produz energia elétrica com geradores acoplados a máquinas térmicas (turbinas), as quais, por sua vez, obtêm a energia mecânica para movimentá-los a partir da transformação da energia térmica resultante da fissão nuclear controlada.
- **Central Cogeneradora de Energia:** unidade baseada em processo de produção combinada de calor útil e energia mecânica, geralmente convertida total ou parcialmente em energia elétrica, por meio do processo de geração termelétrica (equivalente à Central Termelétrica), a partir da energia química disponibilizada por um ou mais combustíveis.

As máquinas térmicas instaladas em usinas para geração de eletricidade podem ser classificadas em máquinas de combustão interna ou máquinas de combustão externa:

- **Combustão interna:** a combustão se realiza sobre uma mistura de ar e combustível e o fluido de trabalho é formado pelo conjunto de produtos da combustão. A combustão interna é o processo utilizado nas turbinas a gás e nas máquinas térmicas a pistão (motores de combustão interna).
- **Combustão externa:** o combustível não entra em contato com o fluido de trabalho. Típico de caldeiras ligadas a turbinas a vapor. Neste processo, a energia térmica obtida pela queima do combustível é utilizada para aquecer o fluido de trabalho (em geral água) em uma caldeira até gerar vapor, que ao expandir-se em uma turbina, produzirá trabalho mecânico.

Há uma grande diversidade de configurações ou processos de geração termelétrica em decorrência de tecnologias disponíveis e combustíveis utilizados, que compreendem uma variada gama de recursos energéticos primários não-renováveis e renováveis.

O foco deste texto está voltado para o estudo de um tipo específico de central termelétrica que utiliza caldeira de recirculação natural e turbina a vapor, conforme será descrito em detalhes nas seções seguintes. Optou-se por este tipo de central termelétrica, pois ele é aplicado nas centrais termelétricas da ArcelorMittal Tubarão, companhia siderúrgica situada próxima à UFES, que apoiou o desenvolvimento deste trabalho.

2.2 TERMODINÂMICA DO VAPOR

Caldeiras ou *geradores de vapor* proporcionam vapor para diversas aplicações tais como vapor de processo para plantas industriais, vapor para aquecimento em residências ou estabelecimentos comerciais, ou para acionar turbinas que são as máquinas motrizes (*prime movers*) para geradores elétricos. Em todas estas aplicações o vapor é produzido pelo fornecimento de calor à água até que ela ferva.

Antes de iniciar o projeto de controladores de plantas de energia térmica é importante entender os mecanismos envolvidos neste processo e a natureza do vapor. Embora o especialista de controle e instrumentação não precise fazer o uso direto de conceitos termodinâmicos, ter um entendimento básico desses conceitos e de dois tipos de processos chamados ciclo Carnot e ciclo Rankine pode ser útil para entender como essas plantas funcionam.

Termodinâmica é a ciência que descreve e define a transformação de uma forma de energia em outra – química para térmica, térmica para mecânica, e mecânica para térmica. Os dois princípios básicos da termodinâmica são (STULTZ; KITTO, 2005):

1. Energia, em todas as suas formas, deve ser conservada;

2. Apenas uma porção da energia disponível pode ser convertida em energia útil ou trabalho.

Estes princípios são referenciados como *primeira e segunda leis da termodinâmica*, e os mesmos evoluíram a partir do início do desenvolvimento das máquinas a vapor e dos esforços para formalizar as observações da conversão do calor em trabalho mecânico.

2.2.1 Propriedades do Vapor

Antes que um processo ou ciclo seja analisado, é necessário conhecer as propriedades do fluido de trabalho. A *entalpia*, a *entropia* e o *volume específico* são algumas das propriedades mais importantes.

A *entalpia específica* (h) pode ser considerada como uma medida geral da energia armazenada internamente por unidade de massa de um fluido, a *entropia específica* (s) é uma medida do potencial termodinâmico de um sistema em unidades de energia por unidade de massa e temperatura absoluta, e o *volume específico* (v) é o volume por unidade de massa.

No caso da água e do vapor, existem associações técnicas internacionalmente reconhecidas, tais como a ASME (American Society of Mechanical Engineers) e a IAPWS (International Association for the Properties of Water and Steam), que promovem a tabulação (representação em tabelas) e a descrição das propriedades da água e do vapor por meio de fórmulas, que estão disponíveis a partir de diversas fontes (livros, artigos e produtos de *software*).

Uma dificuldade freqüentemente encontrada para a simulação dinâmica de sistemas que contenham água (ou vapor) é o cálculo dinâmico das propriedades da água e do vapor. Para isto, muitas vezes, são feitas aproximações por meio de funções polinomiais a partir de dados obtidos de tabelas de propriedades de água, restringindo o cálculo a determinada

faixa de operação. Isto pode ser interessante para facilitar a implementação em *software* (programa) e reduzir o tempo de execução do mesmo. Entretanto, caso não existam restrições computacionais para a execução do programa, há na Internet a disponibilidade de programas como o *FluidProp*, desenvolvido pela Universidade de Delft, da Holanda, que calcula as propriedades de vários tipos de fluidos, inclusive da água, a partir da entrada de duas propriedades conhecidas (COLONNA; VAN DER STELT, 2004).

Quanto às tabelas de propriedades da água e do vapor, elas são organizadas em função das condições de trabalho destes fluidos, que podem ser:

1. Condição saturada: aplicável quando as fases líquida e vapor da água podem coexistir em equilíbrio termodinâmico;
2. Condição subresfriada ou comprimida: aplicável quando a água é resfriada abaixo da temperatura de saturação;
3. Condição superaquecida: aplicável quando a água se encontra totalmente no estado gasoso (fase de vapor) e é aquecida acima da temperatura de saturação.

Normalmente, tabelas de propriedades da água e do vapor são disponibilizadas em livros de termodinâmica ou de áreas afim, estando disponíveis em algumas das referências citadas neste texto.

Sobre condições subresfriada ou superaquecida, propriedades do fluido, tais como entropia e volume específico, são unicamente funções de temperatura e pressão. Entretanto, nas condições saturadas, onde misturas de água e vapor podem coexistir, a situação é mais complexa e requer um parâmetro adicional para definição. Por exemplo, a entalpia de uma mistura água-vapor dependerá das quantidades relativas de água e vapor presentes na mistura. Este parâmetro adicional é a *qualidade do vapor* ou *título do vapor* (x), definido pela expressão:

$$x = \frac{m_s}{m_w + m_s} \quad (2.1)$$

Onde x é a *qualidade do vapor*, m_w é a massa de água, e m_s é a massa de vapor.

A *entalpia* (h), a *entropia* (s) e o *volume específico* (v) da mistura água-vapor podem então ser definidos respectivamente como:

$$h = h_f + x (h_g - h_f) \quad (2.2a)$$

$$s = s_f + x (s_g - s_f) \quad (2.2b)$$

$$v = v_f + x (v_g - v_f) \quad (2.2c)$$

Onde os subscritos f e g fazem referência a propriedades nas condições de líquido saturado e vapor saturado, respectivamente. A diferença entre as propriedades da água nas condições de líquido e vapor saturado é usualmente representada pelo subscrito fg , ou seja, $h_{fg} = h_g - h_f$. O termo h_{fg} é chamado de entalpia de condensação ou simplesmente h_c . Considerando estas definições, se a pressão ou a temperatura da mistura água-vapor for conhecida juntamente com uma das propriedades da mistura, a *qualidade do vapor* pode ser calculada.

O título do vapor (x) define a relação entre a massa de vapor e a quantidade total de massa de vapor e de água líquida dissolvida no vapor. Por exemplo, espera-se que o vapor saturado que sai do tubo de uma caldeira tenha um título do vapor superior a 94%.

Outra variável importante é a fração mássica do vapor na água saturada (α_m), que determina a relação entre quantidade de massa de vapor e a quantidade de massa total da água líquida e de vapor misturado à água. Por exemplo, espera-se que a fração mássica do vapor na água líquida saturada contida na saída dos tubos de uma caldeira seja baixa (da ordem de 1% a 10%). A fração mássica do vapor na água saturada pode ser calculada pela seguinte expressão:

$$\alpha_m = \frac{m_s}{m_w + m_s} \quad (2.2)$$

Embora a equação (2.1) seja similar a equação (2.2) é importante compreender os diferentes contextos físicos em que se aplicam cada uma delas.

Veja o **Anexo A** para uma revisão de conceitos e termos de termodinâmica utilizados ao longo do texto.

2.2.2 Ciclo de Carnot

A função primária de uma central termelétrica é converter em eletricidade a energia contida em alguma fonte de combustível. Apesar de muitos esforços, com a tecnologia disponível atualmente não é possível gerar energia elétrica em grandes quantidades a partir da conversão direta da energia contida em combustíveis (fósseis, biomassa ou combustíveis nucleares) sem o uso de um meio que atue como um intermediário. Células solares e células de combustível poderão algum dia alcançar este objetivo em uma escala grande o suficiente para causar um impacto na utilização de combustíveis fósseis, mas até o presente momento plantas desse tipo estão restritas a aplicações de pequena escala (LINDSLEY, 2005).

Portanto, para obter grandes quantidades de energia elétrica a partir de combustíveis fósseis, biomassa ou combustíveis nucleares é necessário liberar a energia que está disponível nestas fontes e transferi-la a um gerador elétrico, e este processo necessita do uso de um meio para conduzir a energia da fonte para o seu destino. Além disso, é necessário empregar um meio que esteja facilmente disponível e que possa ser utilizado com relativa segurança e eficiência. No mundo, a água é um meio abundante e barato para realizar tal transferência, por isso o vapor é universalmente utilizado em centrais termelétricas.

O uso da água e do vapor para produzir força motriz data de muitos anos atrás. Por volta de 150 a.C., Hero de Alexandria mostrou que o vapor sob pressão produzido em um recipiente com água aquecida poderia provocar a rotação de um vaso ao escapar do mesmo através de dois tubos curvos em sentidos opostos (ver Figura 2.1(a)). Nesta simples máquina de Hero, chamada *aeolipile*, o vapor que saía do vaso era perdido (lançado à atmosfera) e para

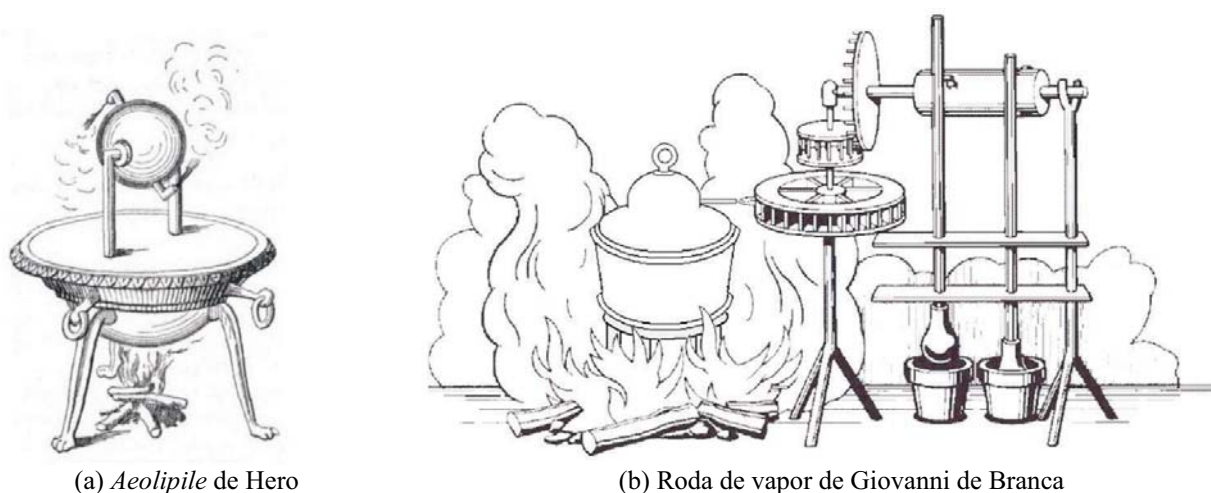


Figura 2.1 – Ilustração das primeiras máquinas térmicas.

sua operação este processo necessitava de reposição contínua de água. Devido às limitações tecnológicas do projeto de Hero, não era uma tarefa simples alimentar o vaso girante com vapor, mas mesmo que fosse possível mantê-lo em operação, seria necessário um abastecimento ilimitado de água para este processo. Apesar dos primeiros passos dados por Hero para a construção de uma máquina térmica, nenhum trabalho útil foi realizado com este dispositivo.

Desde a época de Hero, depois de transcorridos quase dois mil anos, em 1629, o cientista italiano Giovanni de Branca (1571-1645) propôs o uso de um jato de vapor escapando de um dispositivo tal como a *aeolipile* para produzir rotação. Sua “roda de vapor” (ver Figura 2.1(b)) apresentava limitações para eventual utilização, sendo que as mais importantes eram as altas perdas que aconteciam na máquina (LORA; NASCIMENTO, 2004).

Na década de 1780, James Watt (1736-1819) construiu uma máquina a vapor que teve aplicação prática e se tornou um dos fatores impulsores da Revolução Industrial que aconteceria no século seguinte (STODOLA, 1945). A Figura 2.2 mostra o aspecto construtivo de uma máquina a vapor projetada por James Watt e Matthew Boulton em 1784. Apesar dessa grande realização, para a construção de máquinas mais eficientes eram necessários mais conhecimentos de física do que os disponíveis naquela época.

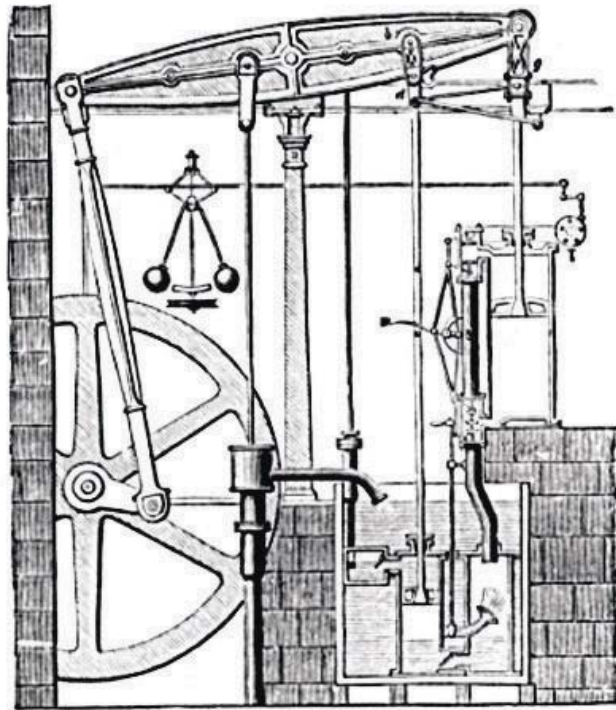


Figura 2.2 – Máquina a vapor projetada por James Watt e Matthew Boulton, de 1784.

Somente na década de 1820, um engenheiro francês, chamado Sadi Carnot (1796-1832), propôs uma maneira de resolver o problema das grandes perdas de energia das máquinas térmicas. Ele utilizou um ciclo, onde o meio (ou fluido) de transferência era parte de um circuito fechado e o meio era retornado às suas condições iniciais após a realização do trabalho requerido dele.

Carnot formulou uma das duas leis da termodinâmica. A primeira, a *lei de Joule*, relacionou a energia mecânica com o trabalho. A *lei* (ou *corolário*) *de Carnot* estabeleceu a relação existente entre as temperaturas numa máquina térmica e a conversão de energia térmica em energia mecânica. Ele observou que se um processo pudesse ser feito reversível, o calor poderia ser convertido em trabalho e então ser extraído e reusado para então constituir um circuito fechado. Para exemplificar este conceito de Carnot, considere um pistão, feito de material isolante térmico, que se move livremente e sem a existência de atrito em um cilindro revestido de algum material perfeitamente isolante (ver Figura 2.3(a)). O pistão é deslocado

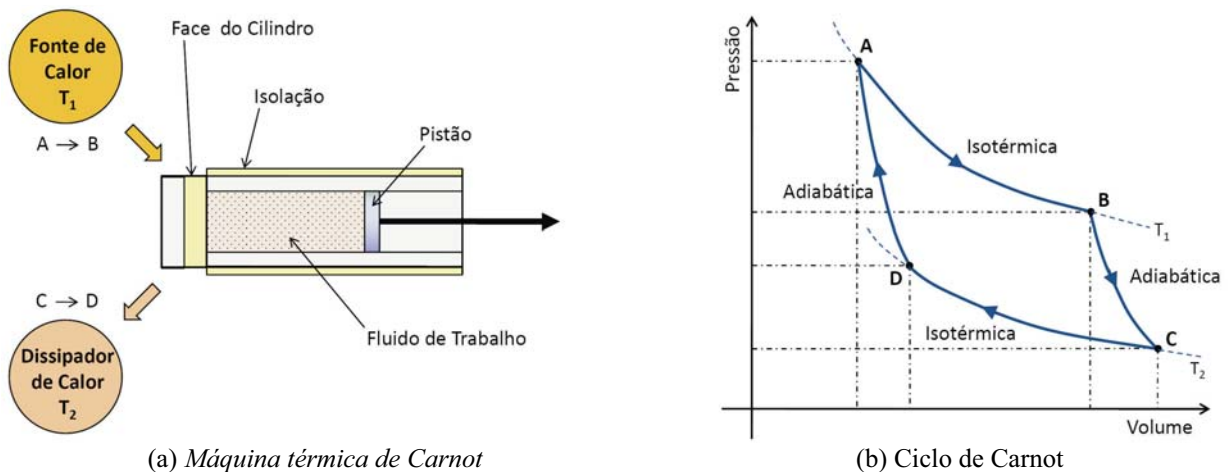


Figura 2.3 – Máquina e ciclo de Carnot.

por um fluido de trabalho. O cilindro tem uma face em uma de suas extremidades que pode ser comutada à vontade para se tornar um condutor perfeito de calor ou para se tornar um isolante perfeito. Exteriormente ao cilindro existem dois corpos, um dos quais pode fornecer calor sem variação em sua temperatura (T_1), o outro é um dissipador de calor imaginário que também mantém a sua temperatura (T_2) constante.

A operação do sistema é mostrada graficamente na Figura 2.3(b), que indica o comportamento da pressão e do volume do fluido no cilindro durante todo o ciclo. Como o ciclo do processo é repetitivo, sua operação pode ser estudada a partir de qualquer ponto de partida. Começando pelo ponto A, onde a face do cilindro assume condição de ser um condutor perfeito, admite-se a entrada de calor da fonte de calor para o cilindro. O resultado é que o meio (fluido de trabalho) começa e se expandir, e se lhe é permitido expandir livremente, a lei de Boyle (que diz que em qualquer temperatura a relação entre pressão e volume é constante) impõe que a temperatura não irá subir, logo, permanecerá na sua temperatura inicial (T_1). Esta transformação é chamada de *expansão isotérmica*. Quando a pressão e o volume do meio alcançam os valores no ponto B, a face do cilindro é comutada para se tornar um isolante per-

feito e é permitido ao fluido de trabalho continuar sua expansão sem ganho nem perda de calor. Esta transformação é chamada de *expansão adiabática*.

Quando a pressão e o volume do meio alcançam os valores no ponto C, a face do cilindro é comutada novamente para se tornar um condutor perfeito de calor, mas a fonte externa de calor é removida e substituída pelo dissipador de calor. Então, o pistão é deslocado em sentido à face do cilindro, comprimindo o meio. Calor flui através da face para o dissipador de calor e então a temperatura do meio alcança a temperatura do dissipador (no ponto D). A partir deste ponto, a face do cilindro é comutada outra vez para se tornar um isolante perfeito e o fluido de trabalho é comprimido até alcançar suas condições iniciais de pressão e temperatura. Então o ciclo está completo, tendo o processo recebido e rejeitado calor com a realização simultânea de trabalho externo (LINDSLEY, 2005).

No ciclo de Carnot são realizadas seqüências alternadas de transformações isotérmicas e adiabáticas e o movimento do pistão produz trabalho. Este ciclo é considerado o ciclo básico da Termodinâmica por ser o mais eficiente. E também é perfeitamente reversível, isto é, se trabalho fosse fornecido ao eixo do pistão, a máquina de Carnot poderia funcionar como bomba de calor ou refrigerador.

O ciclo de Carnot pressupõe a existência de um cilindro cujas paredes tenham isolamento perfeita e uma face que pode ser comutada à vontade para se tornar um condutor ou um isolador de calor. Entretanto, o ciclo de Carnot deve ser considerado como um ciclo ideal, pois para um processo real realizar uma transformação bem próxima da isotérmica, ele precisaria ser tão lento que seu uso seria inviável. Portanto, o ciclo de Carnot não pode ser aplicado a máquinas práticas.

Essa explanação talvez possa ser vista como de interesse teórico apenas, mas ela assume uma forma prática, por exemplo, em uma planta de geração termelétrica a vapor, onde a água é comprimida por bombas, e posteriormente ela é aquecida até ferver para produzir

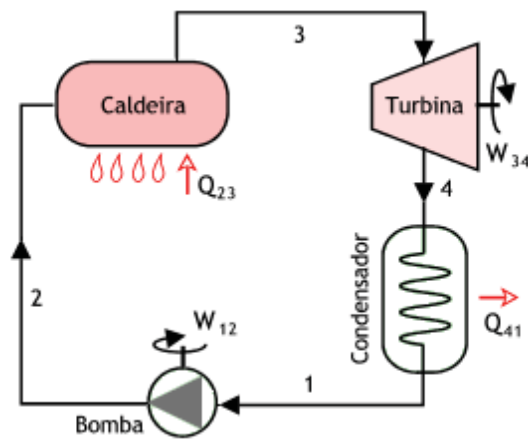


Figura 2.4 – Diagrama de fluxo de uma instalação para produzir trabalho a partir do vapor

vapor, que então é expandido através de uma turbina e em seguida é convertido em água novamente. A Figura 2.4 ilustra um diagrama de fluxo simplificado de uma instalação para produzir trabalho a partir do vapor: uma máquina tipo turbina é acionada pelo vapor produzido pela caldeira (ou *gerador de vapor*).

O condensador é um trocador ou dissipador de calor. Na maioria dos casos práticos é usado um circuito separado de água com torre de resfriamento para realizar a dissipação. Uma vez condensado o vapor, a água retorna para a caldeira através de uma bomba e o ciclo se completa.

Se a água (ou qualquer outro líquido) passa por um processo de ebulição ou de condensação, o processo ocorre de forma isotérmica. A expansão em uma turbina ou a compressão em uma bomba são transformações aproximadamente adiabáticas (SOARES, 2007). Considerando isso e a intenção da maior eficiência possível, poder-se-ia então imaginar um ciclo de Carnot para o vapor. No diagrama temperatura \times entropia do vapor d'água, um ciclo de Carnot hipotético seria algo parecido com o diagrama da Figura 2.5.

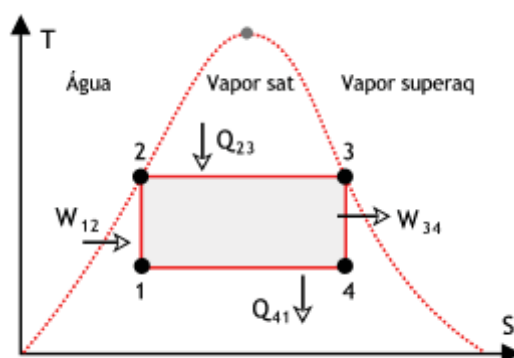


Figura 2.5 – Diagrama temperatura \times entropia do vapor d'água para um Ciclo de Carnot hipotético

A entropia (S) pode ser considerada uma medida da porção de energia em um sistema que não está disponível para a realização de trabalho e pode ser utilizada para calcular a transferência de calor para um processo reversível (LINDSLEY, 2005).

Considerando $T_Q = T_2 = T_3$ (temperatura da fonte quente) e $T_F = T_4 = T_1$ (temperatura da fonte fria ou dissipador de calor), a eficiência do ciclo é dada por: $\eta = 1 - T_F/T_Q$. Entretanto, conforme já comentado anteriormente, o ciclo de Carnot é uma situação ideal. Processos reais não são isotérmicos ou adiabáticos perfeitos. O trecho da turbina (3-4) teria água e vapor, o que reduziria sua vida útil e eficiência mecânica. Seria também difícil encontrar uma bomba (trecho 1-2) para operar com água e vapor ao mesmo tempo. Devido a diferenças relativamente pequenas de temperatura na região de vapor saturado, o ciclo não teria boa eficiência (SOARES, 2007).

2.2.3 Ciclo Rankine

Na década de 1850, um professor escocês chamado William Rankine (1820-1872) propôs uma modificação no ciclo de Carnot. Os conceitos desenvolvidos por Rankine constituem a base de todas as plantas de geração termelétrica em uso atualmente.

A Figura 2.6(a) ilustra o princípio básico do ciclo de Rankine. A partir do ponto '1', o fluido de trabalho é comprimido até alcançar as condições do ponto '2', a partir do qual a fonte de calor é aplicada para expandir o meio à pressão constante, até o ponto '3'. A partir daí, é realizada uma expansão adiabática até o fluido de trabalho alcançar as condições do ponto '4', quando então o volume do mesmo é reduzido à pressão constante, para alcançar novamente as condições iniciais do ponto '1'. A representação aproximada do diagrama temperatura \times entropia para o ciclo Rankine é mostrada na Figura 2.6(b).

A modificação em relação ao ciclo ideal de Carnot é o deslocamento do final da condensação (ponto '1') para a linha de equilíbrio água-vapor. Nessa hipótese, a bomba trabalha apenas com líquido, evitando os inconvenientes (ou impossibilidade prática) do trabalho com água e vapor. Entretanto, neste ciclo, a turbina continua trabalhando com mistura de água e vapor, o que é sempre uma limitação prática¹.

Para que o ciclo seja viável, é necessário utilizar um dispositivo para realizar o superaquecimento do vapor na saída da caldeira, melhorando assim a *qualidade do vapor*. Com a instalação deste dispositivo, o diagrama de fluxo da Figura 2.4 é modificado para o diagrama da Figura 2.8. O novo diagrama temperatura \times entropia (Figura 2.7) é algo parecido

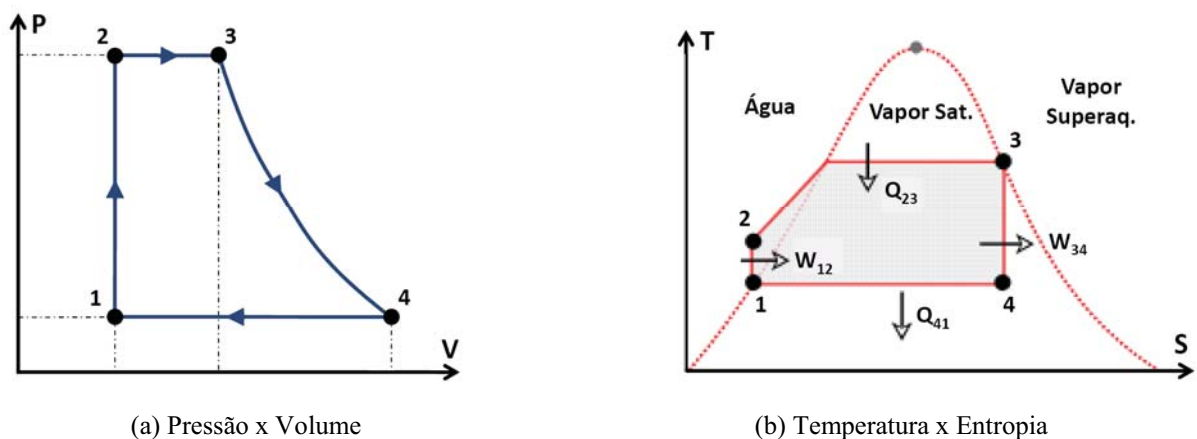


Figura 2.6 – Ciclo Rankine básico.

¹ Note que o termo turbina se refere à utilização mais comum. A máquina de vapor pode ser, por exemplo, do tipo alternativo, de cilindro e pistão. Máquinas deste tipo eram usadas nas antigas locomotivas a vapor.

com o da Figura 2.6(b). Desta maneira, aplicando vapor superaquecido na turbina, o ponto ‘4’ é deslocado para a direita, aproximando-se da linha de equilíbrio vapor saturado / vapor superaquecido e reduzindo o teor de água na mesma.

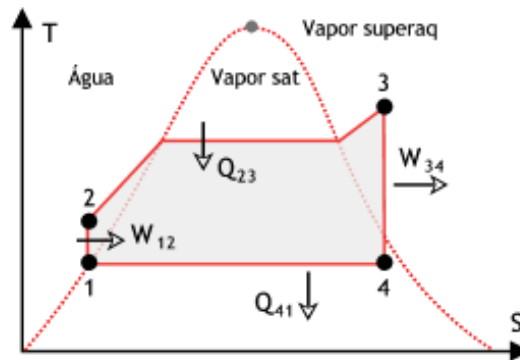


Figura 2.7 – Diagrama temperatura × entropia do ciclo Rankine em uma planta térmica com turbina a vapor

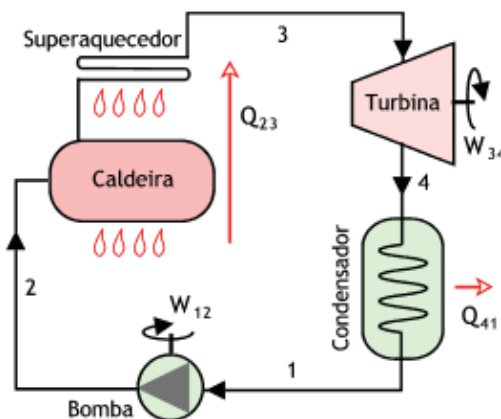


Figura 2.8 – Diagrama de fluxo com superaquecedor

A energia entregue à turbina é maximizada se o ponto ‘3’, indicado no diagrama da Figura 2.7, estiver no valor mais alto possível de temperatura e o ponto ‘4’ no valor mais baixo possível. Isto explica porque a temperatura do vapor produzido pela caldeira precisa ser aumentada e porque o condensador da turbina opera a baixas pressões e baixas temperaturas. Portanto, a compreensão destes ciclos é muito importante para o entendimento da operação da planta e melhoria de desempenho da mesma.

2.3 EFICIÊNCIA TÉRMICA

A eficiência de uma planta de geração térmica pode ser considerada como a medida de sua consecução em converter a energia contida no combustível em energia elétrica ou em vapor de processo para aquecimento. Este fator determina o custo por unidade de eletricidade ou calor gerado. Em uma rede de centrais geradoras interligadas, é este custo que determina a receita bruta que será obtida pela planta. Embora várias medidas possam ser tomadas para reduzir perdas, algum calor é inevitavelmente perdido nos gases gerados na combustão e na água de resfriamento que deixa o condensador. Um limite realístico de eficiência de plantas deste tipo está próximo de 40% apenas. Embora seja conhecido que para cada unidade de energia colocada na operação da planta, acima da metade seja perdida, muito pouco pode ser feito em relação a esta situação até que o desenvolvimento em tecnologia de materiais possa conduzir a novas oportunidades de melhoria no futuro (LINDSLEY, 2005).

Um dos mais inovadores desenvolvimentos realizados em plantas de geração termelétrica, da segunda metade do século vinte, é a realização que, por meio do emprego de um ciclo em combinação com outro, calor perdido em um ciclo pode ser usado pelo outro para conseguir um aumento de eficiência. Esta realização é chamada de ciclo combinado.

2.4 PLANTAS DE TURBINAS A GÁS E CICLO COMBINADO

As centrais termelétricas de ciclo combinado (*combined cycle power stations – CCPS's*) usam turbinas a gás para aumentar a eficiência do processo de geração de energia. São um tipo de central térmica que vem sendo adotado em todo o mundo desde a década de

oitenta e que deverá ser a solução escolhida para as novas unidades termelétricas brasileiras que tenham o gás natural como principal fonte de combustível.

Uma usina a ciclo combinado usa turbinas a gás e a vapor associadas em uma única planta, ambas gerando energia elétrica a partir da queima do mesmo combustível. Para isto, o calor existente nos gases de exaustão das turbinas a gás é recuperado, produzindo o vapor necessário ao acionamento da turbina a vapor. Na Figura 2.9 é apresentado um diagrama de fluxo de uma planta que opera em ciclo combinado. As CCPS's têm como um dos seus principais elementos um gerador de vapor (*caldeira de recuperação - Heat Recovery Steam Generator, HRSG*) capaz de recuperar parte do calor dos gases de exaustão da turbina a gás. Com isto, a eficiência térmica eleva-se substancialmente, sendo possível atingir valores próximos a 56% de eficiência térmica (PUC-RS, 2004).

Seja uma planta em ciclo combinado ou uma planta operando em ciclo simples, o foco deste texto está voltado para o circuito de vapor dessas plantas, que será examinado em detalhes nos próximos capítulos.

Apesar da complexidade desses ciclos, é importante examinar os mesmos em profundidade, principalmente quanto aos conceitos termodinâmicos envolvidos (propriedades, fases, leis da termodinâmica, etc.), pois o especialista de controle e instrumentação de uma

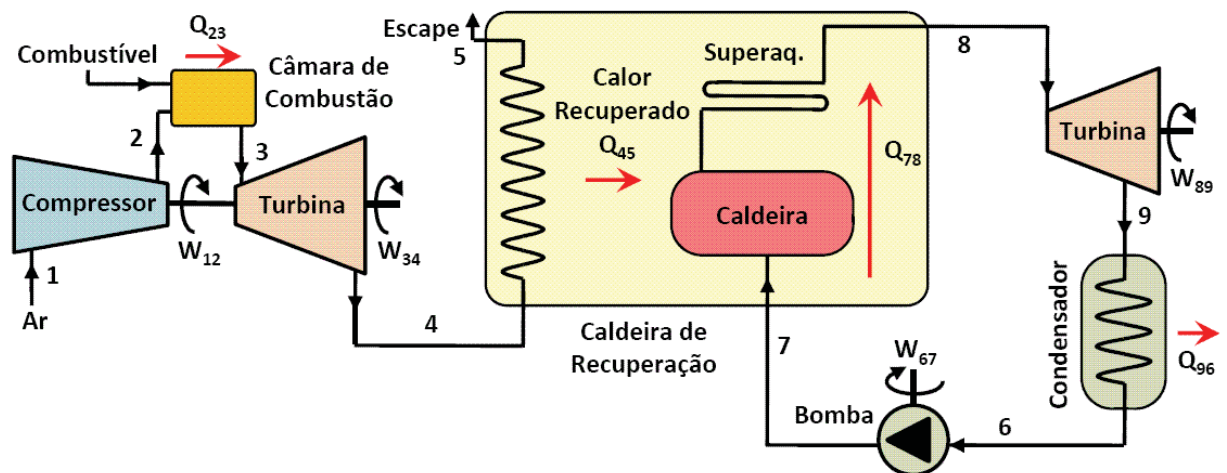


Figura 2.9 – Diagrama de fluxo de uma central termelétrica de ciclo combinado

central termelétrica a vapor precisa lidar com parâmetros físicos do vapor através das várias etapas de um projeto ou durante a manutenção de um sistema em operação.

2.5 PLANTAS DE TURBINA A VAPOR E CICLO SIMPLES

Plantas de geração termelétrica baseadas no ciclo Rankine são largamente utilizadas para gerar grandes quantidades de energia elétrica, utilizando carvão, gás, óleo ou biomassa. Devido ao grande número de centrais termelétricas a vapor instaladas em todo o mundo, à experiência e ao conhecimento acumulado, a confiabilidade das mesmas é alta e recursos de manutenção estão amplamente disponíveis. Com a aplicação de melhoria nos sistemas de combustão e os avanços em tecnologia, a poluição, que é uma das principais preocupações da utilização de combustíveis fósseis, tem sido reduzida significativamente (SURYANARAY-ANA; ARICI, 2003).

Os componentes básicos de uma central termelétrica a vapor, com queima de combustíveis fósseis ou biomassa, são:

- Caldeira, para produzir vapor;
- Turbina, para acionar o gerador;
- Condensador, para condensar o vapor da turbina;
- Bomba de água de alimentação, para bombear o condensado para a caldeira.

Embora estes quatro componentes sejam suficientes para produzir energia, vários outros itens são adicionados para aumentar a eficiência da central termelétrica, tais como: aquecedores de água, economizadores (pré-aquecedores de água através dos gases da combustão), superaquecedores e pré-aquecedores de ar.

A Figura 2.10 é um diagrama esquemático simplificado do processo de um tipo de central termelétrica a vapor utilizada como referência no desenvolvimento deste trabalho.

As *paredes de água* (bancos de tubos verticais) da caldeira absorvem o calor radiante na fornalha, advindo da combustão. Os superaquecedores recebem o calor por radiação e convecção dos gases quentes saindo da fornalha. O vapor gerado nas *paredes de água* é separado da água no tubulão de vapor, de onde o mesmo flui através dos superaquecedores primários

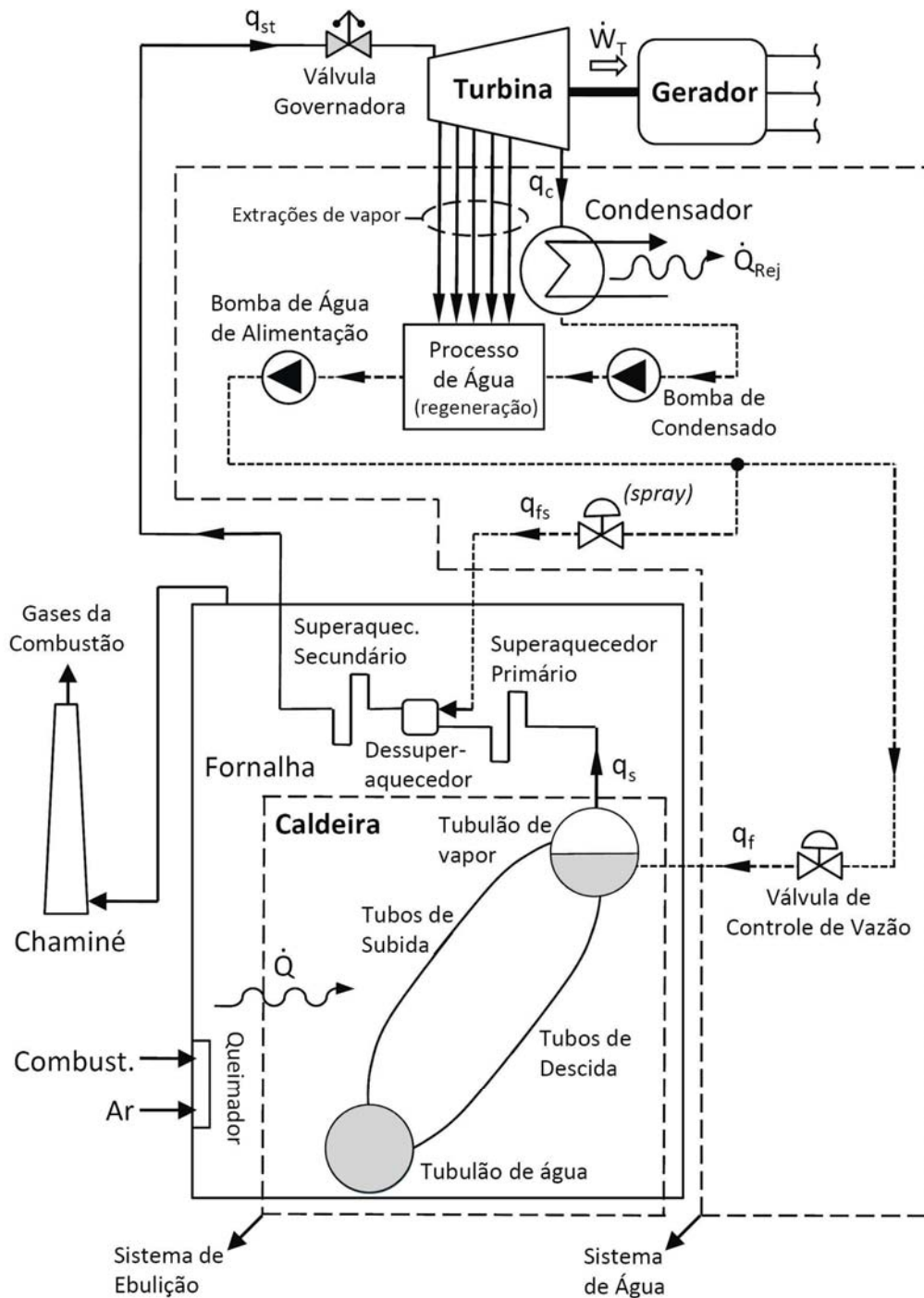


Figura 2.10 – Processo de uma central termelétrica a vapor com caldeira de circulação natural.

rio e secundário. Entre o superaquecedor primário e o secundário é feita uma pulverização de água para dessuperaquecimento e controle da temperatura do vapor superaquecido. Na sequência, o vapor é conduzido à turbina, sendo o fluxo de vapor controlado pela válvula governadora. O gerador elétrico recebe energia mecânica do eixo da turbina e a transforma em energia elétrica.

Parte do vapor enviado para a turbina é extraído em estágios intermediários da turbina para ser utilizado no reaquecimento (processo de regeneração) da água de alimentação da caldeira.

O vapor de saída da turbina é conduzido ao condensador, que é um trocador de calor, geralmente mantido resfriado a água. Deve existir um circuito separado de água para o resfriamento do condensador. Em geral, utilizam-se torres de resfriamento, entretanto, em usinas instaladas no litoral, também é possível utilizar água do mar para o resfriamento do condensador.

O vapor condensado se transforma novamente em água, que é conduzida pela bomba de condensado ao circuito de água da unidade. Neste circuito a água passa por processos de reaquecimento, tratamento químico e desaeração, para então retornar à caldeira através da bomba de água de alimentação. Na prática, duas ou três bombas são instaladas em cada aplicação, mantendo-se uma delas como reserva, em espera, de maneira a garantir a disponibilidade operacional da planta no caso de ocorrência de falha em uma bomba que esteja em funcionamento e também proporcionar facilidades para manutenção.

Uma descrição detalhada sobre os componentes comumente utilizados em centrais termelétricas a vapor, incluindo informações de características construtivas e de funcionamento dos mesmos pode ser vista na referência LORA & NASCIMENTO (2004).

3 MODELAGEM

Este capítulo aborda a modelagem de componentes que constituem o circuito de vapor de uma central termelétrica com caldeira de circulação natural.

3.1 INTRODUÇÃO

Nos dias atuais, a crescente preocupação com mudanças climáticas e seus impactos ambientais tem levado pesquisadores a buscar fontes de energia renováveis para a produção de energia. A divulgação de projetos sobre a utilização de biomassa e o reaproveitamento de resíduos agrícolas, resíduos urbanos ou subprodutos industriais como fontes de energia são cada vez mais freqüentes. Nesse contexto, as centrais termelétricas a vapor têm grande aplicação, pois elas podem suprir os processos industriais com vapor para aquecimento e ao mesmo tempo produzir energia elétrica.

A representação de componentes de centrais térmicas em modelos matemáticos possibilita ao engenheiro de 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. Os modelos possibilitam a implementação de simuladores que podem ser utilizados para o treinamento de operadores, anteriormente à partida da unidade, permitindo a realização de testes de procedimentos de emergência, não convencionais, e podem também auxiliar no ajuste dos melhores parâmetros de controle para obter o melhor desempenho técnico e econômico da planta. Adicionalmente, a representação por meio de modelos matemáticos possibilita a transcrição dos mesmos em diferentes linguagens de programação computacionais, fornecendo meios de testar diferentes alternativas de controle (sendo

possível agregá-los a pacotes de programas existentes no mercado), avaliar propostas de otimização e auxiliar na elaboração de procedimentos de segurança.

Os modelos apresentados a seguir constituem a junção de vários modelos descritos na literatura de referência, incluindo adaptações para melhor representar as plantas de geração termelétrica existentes na ArcelorMittal Tubarão (Companhia Siderúrgica de Tubarão - CST), localizada na região da Grande Vitória, constituída de seis unidades, sendo duas unidades de 68 MW, duas de 75 MW e outras duas de 98 MW. Esses modelos retratam as principais dinâmicas do circuito de vapor e da conversão da energia mecânica em energia elétrica, podendo ser utilizados na implementação de simuladores, visando à realização de testes de estratégias de controle ou para treinamento de operadores.

O processo comentado na seção 2.5 foi considerado como base para o desenvolvimento dos modelos a seguir.

3.2 MODELAGEM DA CALDEIRA

O tipo de caldeira considerada é aquatubular com tubulão de vapor e circulação natural. Devido aos efeitos dinâmicos não lineares de contração e expansão da água, o desempenho dinâmico da caldeira determina significativamente o desempenho dinâmico geral da central termelétrica, daí a importância de se ter modelos bem elaborados (CHANGLIANG; et al., 2001).

Existem na literatura vários tipos de modelos, desde os mais simples, que se limitam a equações de balanços de massa e energia, a outros bastante complexos, que embora sejam importantes para o projeto, simulações e comissionamento da planta, o grau de complexidade dos mesmos os torna inviáveis para aplicações de controle (ÅSTRÖM; BELL, 2000). Na verdade, a quantidade de detalhamento do modelo depende de sua finalidade. Se o objeti-

vo é o projeto do sistema de controle para obter o melhor desempenho possível, um modelo não linear realístico da planta é o suporte apropriado para simulações e testes.

As variáveis consideradas como de maior relevância no controle de uma caldeira são a pressão de vapor e o nível do tubulão. Desta forma, os modelos a seguir foram elaborados objetivando a representação consistente das respostas dinâmicas destas variáveis.

3.2.1 Modelo de Segunda Ordem: Dinâmicas de Pressão

Um modelo simples de caldeira com tubulão de vapor que representa bem as dinâmicas da pressão do vapor saturado é um modelo de segunda ordem baseado nas equações de balanço global de massa e energia, que será apresentado a seguir (EBORN, 2001). Neste modelo, V representa volume, ρ massa específica, h entalpia específica, T temperatura e q vazão mássica. Os subscritos s , w , f e m , indicam, respectivamente, vapor (*steam*), água (*water*), água de alimentação (*feed water*) e metal². O subscrito t é utilizado para indicar uma quantidade total, ou seja, que diz respeito ao sistema como um todo.

3.2.1.1 Balanço global de massa e energia

A Figura 3.1 mostra um desenho esquemático simplificado de uma caldeira. O calor fornecido aos tubos de subida provoca ebulição. A força da gravidade faz com que as bolhas de vapor saturado subam, causando então uma circulação no circuito formado pelos tubos de subida, tubulão e tubos de descida. Água de alimentação q_f é fornecida ao tubulão. Vapor saturado q_s é retirado do tubulão para superaquecedores e turbina.

² A seção Nomenclatura, anterior ao Capítulo 1, contém uma descrição detalhada de todas as variáveis e parâmetros utilizadas neste texto.

A presença de bolhas de vapor abaixo do nível de água líquida no tubulão causa o fenômeno de contração e expansão da água, que dificulta o controle do nível da água³ da caldeira. Na realidade o sistema é muito mais complicado que no esquema mostrado na Figura 3.1. Apesar da complexidade do sistema, o comportamento do mesmo é bem representado por meio do balanço global de massa e energia.

O balanço global de massa é dado por:

$$\frac{d}{dt} [\rho_s V_{st} + \rho_w V_{wt}] = q_f - q_s \quad (3.2.1)$$

E o balanço global de energia é dado por:

$$\frac{d}{dt} [\rho_s u_s V_{st} + \rho_w u_w V_{wt} + m_t c_m T_m] = \dot{Q} + q_f h_f - q_s h_s \quad (3.2.2)$$

Dado que a energia interna é $u = h - p/\rho$, o balanço global de massa e energia pode

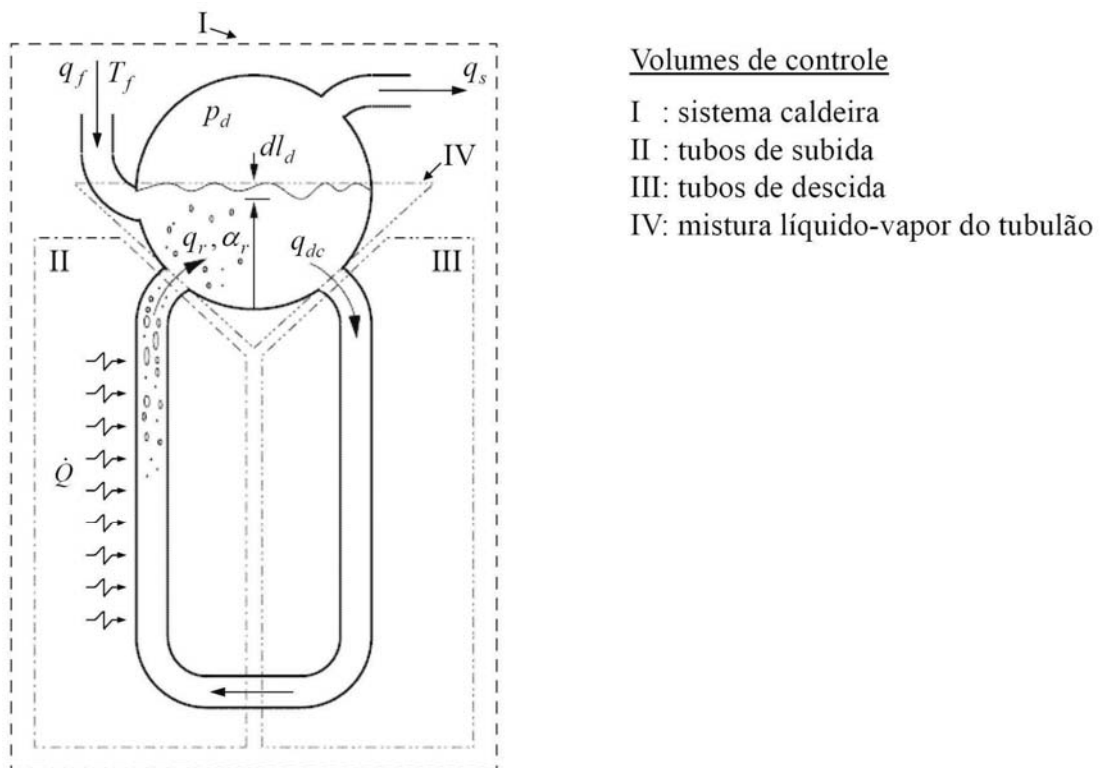


Figura 3.1 – Esquema de uma caldeira aquatubular com indicação das variáveis principais e volumes de controle.

³ Neste texto, a utilização do termo “água” sem a indicação de seu estado, refere-se à água no estado líquido.

ser escrito como:

$$\frac{d}{dt} [\rho_s h_s V_{st} + \rho_w h_w V_{wt} - p_d V_t + m_t c_m T_m] = \dot{Q} + q_f h_f - q_s h_s \quad (3.2.3)$$

Onde V_{wt} e V_{st} representam os volumes totais de água de vapor, respectivamente.

O volume total do tubulão, dos tubos de subida e dos tubos de descida é dado por:

$$V_t = V_{st} + V_{wt} \quad (3.2.4)$$

A temperatura do metal T_m pode ser expressa como uma função da pressão, considerando que variações de T_m estão fortemente correlacionadas com variações na temperatura de saturação do vapor T_s . A distribuição de temperatura no metal em regime permanente é próxima da temperatura de saturação. Portanto, pode ser considerado que o vapor, a água e o metal estejam em equilíbrio térmico. Isto significa dizer que, nesta condição, T_m é igual à temperatura de saturação T_s .

O lado direito da eq. (3.2.3) representa o fluxo de energia para o sistema, a partir do combustível e da água de alimentação, e o fluxo de energia que sai do sistema, por meio do vapor que deixa o tubulão.

A combinação das equações (3.2.1), (3.2.3) e (3.2.4) com funções para cálculo das propriedades da água e do vapor conduz a um modelo simples, constituído por equações diferenciais e algébricas. No entanto, para estudar os principais mecanismos físicos que afetam o comportamento dinâmico do sistema é necessário fazer algumas manipulações nestas equações, de maneira a evidenciar as variáveis de estado do modelo. Existem várias possibilidades de escolha de variáveis de estado. Por ser uma variável importante para o controle e por ser de fácil medição em uma planta real, a pressão do tubulão foi escolhida como uma variável de estado. Utilizando tabelas de propriedades da água e do vapor, as variáveis ρ_w , ρ_s , h_w , e h_s podem ser expressas como funções da pressão do vapor p_d , considerando que o meio de trabalho em todo o sistema de ebulição esteja no estado saturado e a pressão de qualquer lugar no

interior do sistema tenha o mesmo valor. A segunda variável de estado pode ser escolhida como sendo o volume total de água no sistema, ou seja, V_{wt} .

A partir das considerações acima, pode-se escrever:

$$\frac{d\rho_w}{dt} = \frac{\partial\rho_w}{\partial p_d} \frac{dp_d}{dt} \quad \text{e} \quad \frac{d\rho_s}{dt} = \frac{\partial\rho_s}{\partial p_d} \frac{dp_d}{dt}$$

Utilizando a Eq. (3.2.4) e observando que V_t é constante, V_{st} pode ser representado como segue:

$$V_t = V_{st} + V_{wt} = \text{constante} \quad \Rightarrow \quad \frac{dV_t}{dt} = \frac{dV_{st}}{dt} + \frac{dV_{wt}}{dt} = 0 \quad \Rightarrow \quad \frac{dV_{st}}{dt} = -\frac{dV_{wt}}{dt}$$

Então, V_{st} pode ser eliminado das equações (3.2.1) e (3.2.3), obtendo-se então as seguintes equações:

$$(\rho_w - \rho_s) \frac{dV_{wt}}{dt} + \left(V_{st} \frac{\partial\rho_s}{\partial p_d} + V_{wt} \frac{\partial\rho_w}{\partial p_d} \right) \frac{dp_d}{dt} = q_f - q_s \quad (3.2.5)$$

$$\left[V_{st} \left(h_s \frac{\partial\rho_s}{\partial p_d} + \rho_s \frac{\partial h_s}{\partial p_d} \right) + V_{wt} \left(h_w \frac{\partial\rho_w}{\partial p_d} + \rho_w \frac{\partial h_w}{\partial p_d} \right) - V_t + m_m c_m \frac{\partial T_m}{\partial p_d} \right] \frac{dp_d}{dt} + (\rho_w h_w - \rho_s h_s) \frac{dV_{wt}}{dt} = \dot{Q} + q_f h_f - q_s h_s \quad (3.2.6)$$

Substituindo os parâmetros das equações (3.2.5) e (3.2.6) por letras, obtêm-se o seguinte conjunto de equações de estado para o modelo (ÅSTRÖM; BELL, 2000):

$$e_{11} \frac{dV_{wt}}{dt} + e_{12} \frac{dp_d}{dt} = q_f - q_s \quad (3.2.7)$$

$$e_{21} \frac{dV_{wt}}{dt} + e_{22} \frac{dp_d}{dt} = \dot{Q} + q_f h_f - q_s h_s \quad (3.2.8)$$

Onde:

$$e_{11} = \rho_w - \rho_s$$

$$e_{12} = V_{st} \frac{\partial\rho_s}{\partial p_d} + V_{wt} \frac{\partial\rho_w}{\partial p_d}$$

$$e_{21} = \rho_w h_w - \rho_s h_s$$

$$e_{22} = V_{st} \left(h_s \frac{\partial \rho_s}{\partial p_d} + \rho_s \frac{\partial h_s}{\partial p_d} \right) + V_{wt} \left(h_w \frac{\partial \rho_w}{\partial p_d} + \rho_w \frac{\partial h_w}{\partial p_d} \right) - V_t + m_m c_m \frac{\partial T_m}{\partial p_d}$$

Variáveis de estado: V_{wt}, p_d . Entradas: \dot{Q}, q_f, q_s .

Este modelo descreve bem o comportamento básico da caldeira, fornecendo a resposta dinâmica da pressão de vapor a variações na taxa de suprimento de calor, na vazão de água de alimentação e na vazão de vapor. Embora também forneça o volume total de água no sistema, este modelo não captura adequadamente o comportamento do nível do tubulão porque ele não descreve a distribuição do vapor e da água no sistema. Isto é uma séria deficiência, pois o nível de água do tubulão é uma das variáveis mais importantes para controle em uma caldeira, devido a restrições de nível mínimo e máximo para operação segura.

3.2.1.2 Simplificação: Modelo de 1ª ordem

Um modelo simplificado, que descreve apenas a pressão de vapor pode ser obtido multiplicando a eq. (3.2.1) por h_w e subtraindo o resultado da eq. (3.2.3), obtendo-se:

$$(h_s - h_w) \frac{d}{dt} (\rho_s V_{st}) + \rho_s V_{st} \frac{dh_s}{dt} + \rho_w V_{wt} \frac{dh_w}{dt} - V_t \frac{dp_d}{dt} + m_m c_m \frac{dT_m}{dt} = \dot{Q} + q_f (h_f - h_w) - q_s (h_s - h_w)$$

Sendo que $h_s - h_w = h_c$ é a entalpia de condensação, então:

$$h_c \frac{d}{dt} (\rho_s V_{st}) + \rho_s V_{st} \frac{dh_s}{dt} + \rho_w V_{wt} \frac{dh_w}{dt} - V_t \frac{dp_d}{dt} + m_m c_m \frac{dT_m}{dt} = \dot{Q} + q_f (h_f - h_w) - q_s h_c$$

Considerando que o nível do tubulão seja bem controlado, então variações no volume de vapor serão pequenas. Desprezando variações de volume do vapor, pode-se reescrever a equação acima como segue:

$$\left[h_c V_{st} \frac{\partial \rho_s}{\partial p_d} + \rho_s V_{st} \frac{\partial h_s}{\partial p_d} + \rho_w V_{wt} \frac{\partial h_w}{\partial p_d} - V_t + m_m c_m \frac{\partial T_m}{\partial p_d} \right] \frac{dp_d}{dt} = \dot{Q} + q_f (h_f - h_w) - q_s h_c$$

Portanto, o modelo aproximado para a pressão de vapor assume a forma (ÅSTRÖM; BELL, 2000):

$$\frac{dp_d}{dt} = \frac{1}{e_1} \left[\dot{Q} + q_f (h_f - h_w) - q_s h_c \right] \quad (3.2.9)$$

Onde:

$$e_1 = h_c V_{st} \frac{\partial \rho_s}{\partial p_d} + \rho_s V_{st} \frac{\partial h_s}{\partial p_d} + \rho_w V_{wt} \frac{\partial h_w}{\partial p_d} - V_t + m_m c_m \frac{\partial T_m}{\partial p_d}$$

Variável de estado: p_d . Entradas: \dot{Q} , q_f , q_s .

O modelo representado pela eq. (3.2.9) pode ser utilizado em problemas onde a única variável de interesse é a pressão de vapor da caldeira.

3.2.2 Modelo de Segunda Ordem: Dinâmicas de Nível de Água

O comportamento do nível de água do tubulão está diretamente relacionado com a distribuição da água e do vapor na caldeira, entretanto, o cálculo dessa distribuição e dos fluxos de água e vapor no interior dos tubos da caldeira é uma tarefa trabalhosa. Um modelo simplificado para o nível de água do tubulão, baseado apenas nos balanços de massa e energia, foi proposto por CHANGLIANG et al. (2001).

Para modelagem do sistema de ebulição da caldeira (volumes de controle II e IV da Figura 3.1), o mesmo é substituído por um paralelepípedo reto, conforme mostra a Figura 3.2. Existem várias bolhas de vapor na água em ebulição, o volume das mesmas é alterado de acordo com a pressão. O nível de água é determinado pela massa de água no sistema e pela variação de pressão.

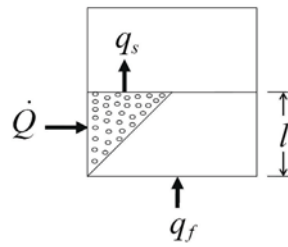


Figura 3.2 – Sistema de ebulição da caldeira.

Assume-se que a velocidade de subida da bolha de vapor na água seja E e o nível de água seja l . Então, o tempo de permanência do vapor na água é igual a l/E . O volume ocupado pelo vapor na água é igual a ' $q_s v_s l/E$ ' e o volume de água no tubulão é V_{wd} . Se A_{wd} é a área da superfície da água no nível de operação, então, o balanço de volume da mistura líquido-vapor é dado por:

$$A_{wd} \cdot l = V_{wd} + \frac{q_s \cdot v_s \cdot l}{E} \quad (3.2.10)$$

Derivando a eq. (3.2.10) em relação ao tempo, obtém-se:

$$A_{wd} \frac{dl}{dt} = \frac{dV_{wd}}{dt} + \frac{1}{E} \frac{d}{dt} (q_s v_s l)$$

$$A_{wd} \frac{dl}{dt} = \frac{dV_{wd}}{dt} + \frac{1}{E} \left[l \frac{d}{dt} (q_s v_s) + q_s v_s \frac{dl}{dt} \right]$$

Mas $A_{wd} \cong V_{wd}/l$. Fazendo a substituição de A_{wd} por este termo na equação acima, encontra-se:

$$\frac{dl}{dt} = \frac{l}{V_{wd}} \frac{dV_{wd}}{dt} + \frac{l}{V_{wd} E} \left[l \frac{d}{dt} (q_s v_s) + q_s v_s \frac{dl}{dt} \right]$$

$$\left(1 - l \frac{q_s v_s}{V_{wd} E} \right) \frac{dl}{dt} = \frac{l}{V_{wd}} \frac{dV_{wd}}{dt} + \frac{l^2}{V_{wd} E} \frac{d}{dt} (q_s v_s)$$

$$\left(1 - l \frac{q_s v_s}{V_{wd} E} \right) \frac{dl}{dt} = \frac{l}{V_{wd}} \frac{dV_{wd}}{dt} + \frac{l^2}{V_{wd} E} \left(v_s \frac{dq_s}{dt} + q_s \frac{\partial v_s}{\partial p_d} \frac{dp_d}{dt} \right)$$

$$\frac{dl}{dt} = \left[\frac{l}{V_{wd}} \frac{dV_{wd}}{dt} + \frac{l^2}{V_{wd} E} \left(v_s \frac{dq_s}{dt} + q_s \frac{\partial v_s}{\partial p_d} \frac{dp_d}{dt} \right) \right] \left(1 - l \frac{q_s v_s}{V_{wd} E} \right)^{-1} \quad (3.2.11)$$

Se a caldeira for de grande capacidade o volume do tubulão será grande, fazendo com que o termo “ $l q_s v_s / (V_{wd} E)$ ” da eq. (3.2.11) seja próximo de zero. Então, a eq. (3.2.11) pode ser simplificada, passando a assumir o seguinte formato:

$$\frac{dl}{dt} = \frac{l}{V_{wd}} \frac{dV_{wd}}{dt} + \frac{l^2}{V_{wd} E} \left(v_s \frac{dq_s}{dt} + q_s \frac{\partial v_s}{\partial p_d} \frac{dp_d}{dt} \right) \quad (3.2.12)$$

Mas para obter um modelo de segunda ordem é desejável eliminar dV_{wd}/dt da equação acima.

Recorrendo às equações de balanço de massa e energia, equações (3.2.5) e (3.2.6), substituindo V_{wt} por V_{wd} , V_{st} por V_{sd} , e reescrevendo as mesmas para isolar a variável dV_{wd}/dt , então, verifica-se que:

$$\frac{dV_{wd}}{dt} = \frac{1}{I_L} \left(b_1 q_f - b_2 q_s + b_3 \dot{Q} \right) \quad (3.2.13)$$

Onde:

$$I_L = \left[\rho_s h_c \frac{\partial \rho_w}{\partial p_d} + \rho_w (\rho_w - \rho_s) \frac{dh_w}{dp_d} \right] V_{wd} + \left[\rho_w h_c \frac{\partial \rho_s}{\partial p_d} + \rho_s (\rho_w - \rho_s) \frac{\partial h_s}{\partial p_d} \right] V_{sd} + (\rho_w - \rho_s) \left(-V_t + m_m c_m \frac{\partial T_s}{\partial p_d} \right);$$

$$b_1 = 1 - h_f \left(\frac{\partial \rho_w}{\partial p_d} V_{wd} + \frac{\partial \rho_s}{\partial p_d} V_{sd} \right);$$

$$b_2 = 1 - h_s \left(\frac{\partial \rho_w}{\partial p_d} V_{wd} + \frac{\partial \rho_s}{\partial p_d} V_{sd} \right);$$

$$b_3 = -V_w \frac{\partial \rho_w}{\partial p_d} - V_s \frac{\partial \rho_s}{\partial p_d}.$$

Portanto, a equação (3.2.12) pode ser expressa como:

$$\frac{dl}{dt} = \frac{l}{V_{wd} I_L} \left(b_1 q_f - b_2 q_s + b_3 \dot{Q} \right) + \frac{l^2}{V_{wd} E} \cdot \left(v_s \frac{dq_s}{dt} + q_s \frac{\partial v_s}{\partial p_d} \frac{dp_d}{dt} \right) \quad (3.2.14)$$

Onde I_L é o coeficiente inercial do nível de água do tubulão, dado em *kg*. O valor de I_L está principalmente relacionado aos volumes de água e de vapor e à massa de metal do sistema. Nesta equação, os parâmetros I_L , b_1 , b_2 e b_3 , similares aos termos utilizados por CHANGLIANG et al. (2001) (I_L , B_1 , B_2 e B_3), foram revistos e reescritos de forma a se ajustarem às mesmas considerações do modelo de pressão do tubulão proposto por ÅSTRÖM & BELL (2000), conforme eq. (3.2.9). Dessa maneira, as equações do modelo proposto de 2ª ordem, que apresenta respostas dinâmicas de nível e pressão podem ser escritas como:

$$\frac{dp_d}{dt} = \frac{1}{e_1} \left[\dot{Q} + q_f (h_f - h_w) - q_s h_c \right] \quad (3.2.9)$$

$$\frac{dl}{dt} = \frac{l}{V_{wd} I_L} \left(b_1 q_f - b_2 q_s + b_3 \dot{Q} \right) + \frac{l^2}{V_{wd} E} \cdot \left(v_s \frac{dq_s}{dt} + b_4 q_s \frac{dp_d}{dt} \right) \quad (3.2.15)$$

Onde: $b_4 = \frac{\partial v_s}{\partial p_d}$.

Variáveis de estado: p_d , l . Entradas: \dot{Q} , q_f , q_s .

Para uma determinada condição de operação, os parâmetros do modelo podem ser calculados a partir de dados construtivos físicos e dados de tabelas de propriedades da água-vapor. A partir da equação (3.2.15), observa-se que o nível de água do tubulão é afetado pela vazão de água, pela vazão de vapor, pelo calor fornecido na combustão e pelas taxas de variação de pressão do tubulão e da vazão de vapor.

Embora os modelos de segunda ordem ora apresentados possam fornecer uma razoável compreensão das características não lineares da resposta da pressão, do volume total de água e do nível do tubulão, uma vez que os mesmos são baseados apenas em equações de balanço global de massa e energia, eles não podem capturar os fenômenos relacionados à distribuição do vapor e da água na caldeira. Isto significa que eles não podem fornecer uma res-

posta bem apurada para o nível de água do tubulão, que seja idêntica às respostas tipicamente verificadas em um sistema real.

3.2.3 Modelagem da distribuição da água e do vapor na caldeira

Para obter um modelo que possa descrever eficazmente o comportamento do nível do tubulão se faz necessário levar em conta a distribuição do vapor e da água no sistema.

O vapor de água é formado no interior dos tubos de subida (*risers*) da caldeira (volume de controle II da Figura 3.1) por meio do processo de ebulição da água líquida que preenche esses tubos. Durante a operação da caldeira, existirá um fluxo de duas fases (líquida e vapor) no interior dos tubos, que definirá a distribuição da água e do vapor no sistema.

Em função de variações de carga na caldeira, a taxa de ebulição (formação de bolhas de vapor no interior dos tubos de subida) está sujeita a alterações freqüentes, provocando uma redistribuição da água e do vapor. Essa redistribuição causa efeitos de expansão e contração da água, que são conseqüências do comportamento de fase não mínima da dinâmica do nível de água no tubulão de vapor da caldeira (KWANTNY; BERG, 1993). Uma das evidências é que o nível do tubulão sobe quando há um aumento da vazão de vapor na saída do tubulão de vapor, pois a pressão no tubulão cai, causando uma expansão das bolhas de vapor abaixo do nível de água líquida no tubulão.

O comportamento do fluxo em duas fases é muito complicado e é tipicamente modelado por equações diferenciais parciais (HEUSSER, 1996). Em ÅSTRÖM & BELL (2000) é apresentada uma modelagem relativamente simples a parâmetros concentrados que se ajusta bem com dados experimentais. Esta modelagem também foi adotada neste trabalho, e o desenvolvimento da mesma é apresentado a seguir.

3.2.3.1 Qualidade da mistura líquido-vapor nos tubos aquecidos

Considere um tubo vertical por onde passa uma mistura de água e vapor e que esteja sujeito a um fluxo de calor uniforme, conforme mostra a Figura 3.3, onde:

ρ é a massa específica da mistura água-vapor (kg/m^3);

h é a entalpia específica da mistura água-vapor (kJ/kg);

\dot{Q} é a taxa de suprimento de calor ao tubo ($\text{kJ/s} = \text{kW}$);

q é a vazão mássica da mistura água-vapor (kg/s);

A é a área da seção transversal do tubo (m^2);

V é o volume do tubo (m^3).

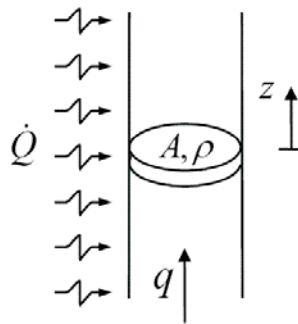


Figura 3.3 – Tubo vertical com fluxo de calor uniforme.

Assumindo, para simplificação, que todas as quantidades sejam idênticas numa mesma seção transversal do tubo, a distribuição espacial pode então ser capturada pela coordenada z e todas as variáveis são funções da distância z e do tempo t .

O balanço de massa e energia para uma seção aquecida do tubo é dado por:

$$A \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial q}{\partial z} = 0 \quad (3.2.16)$$

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \frac{1}{A} \frac{\partial(q h)}{\partial z} = \frac{Q}{V} \quad (3.2.17)$$

Chamando α_m de fração mássica do vapor no fluxo, ou seja, a qualidade da mistura água-vapor, e considerando h_s e h_w como as entalpias da água e do vapor saturado, a energia interna específica da mistura água-vapor será dada por:

$$h = \alpha_m h_s + (1 - \alpha_m)h_w = h_w + h_c \alpha_m \quad (3.2.18)$$

Em regime permanente não há variação de massa ou volume em relação ao tempo, então:

$$\frac{\partial q}{\partial z} = 0 \quad \text{e} \quad \frac{\partial(q h)}{\partial z} = q h_c \frac{\partial \alpha_m}{\partial z} = \frac{Q A}{V}.$$

Portanto, desta última equação, tem-se que:

$$\alpha_m = \frac{Q A}{q h_c V} z \quad (3.2.19)$$

Considerando que ξ seja o comprimento normalizado ao longo dos tubos de subida e que α_r seja a *qualidade do vapor* na saída dos tubos, assume-se que a fração mássica do vapor ao longo de um tubo será dada por:

$$\alpha_m(\xi) = \alpha_r \xi \quad , \quad 0 \leq \xi \leq 1 \quad (3.2.20)$$

A fração mássica (α_m) e fração volumétrica (α_v) do vapor são relacionadas por meio da expressão (ÅSTRÖM; BELL, 2000):

$$\alpha_v = f(\alpha_m) = \frac{\rho_w \alpha_m}{\rho_s + (\rho_w - \rho_s)\alpha_m} \quad (3.2.21)$$

3.2.3.2 Fração Volumétrica Média do Vapor

A modelagem do nível de água do tubulão requer que os volumes de água e de vapor no sistema de ebulição (gerador de vapor) sejam conhecidos. Essas quantidades são regidas pela fração volumétrica média nos tubos de subida. Considerando que a fração mássi-

ca seja linear e expressa pela eq. (3.2.20), a fração volumétrica média do vapor $\bar{\alpha}_v$ será dada por (ÅSTRÖM; BELL, 2000):

$$\bar{\alpha}_v = \int_0^1 \alpha_v(\xi) d\xi = \frac{1}{\alpha_r} \int_0^{\alpha_r} f(\xi) d\xi = \frac{\rho_w}{\rho_w - \rho_s} \left(1 - \frac{\rho_s}{(\rho_w - \rho_s)\alpha_r} \ln \left(1 + \frac{\rho_w - \rho_s}{\rho_s} \alpha_r \right) \right) \quad (3.2.22)$$

3.2.3.3 Modelo a parâmetros concentrados

Para simplificação, assume-se que a distribuição da fração mássica ao longo dos tubos de subida seja linear, ou seja, considera-se que a eq. (3.2.20) também seja válida sobre condições dinâmicas (transitórias).

A transferência de massa e energia entre vapor e água por condensação e ebulição é importante para a modelagem da caldeira. Para levar em conta este efeito, é necessário considerar os balanços de massa e energia para a água e o vapor que estão contidos nos tubos.

O balanço de massa global para uma seção de um tubo de subida é dado por:

$$\frac{d}{dt} [\rho_s \bar{\alpha}_v V_r + \rho_w (1 - \bar{\alpha}_v) V_r] = q_{dc} - q_r \quad (3.2.23)$$

Onde q_r é a vazão mássica total da mistura líquido-vapor que sai dos tubos de subida e q_{dc} é a vazão mássica total de água que entra nos tubos de subida. O balanço de energia global para uma seção de um tubo de subida é dado por:

$$\frac{d}{dt} [\rho_s h_s \bar{\alpha}_v V_r + \rho_w h_w (1 - \bar{\alpha}_v) V_r - p_d V_r + m_r c_m T_m] = \dot{Q} + h_w q_{dc} - (\alpha_r h_c + h_w) q_r \quad (3.2.24)$$

3.2.3.4 Vazão de circulação

Se a caldeira possuir um sistema de circulação forçado, então q_{dc} seria uma variável de controle. Para caldeiras de circulação natural, esta vazão é impulsionada pelos gradi-

entes (diferenças) de densidade nos tubos de subida e nos tubos de descida. O balanço cinético para o circuito formado pelos tubos de descida e de subida (volumes de controle II e III da Figura 3.1) é dado por (ÅSTRÖM; BELL, 2000):

$$(L_r + L_{dc}) \frac{dq_{dc}}{dt} = (\rho_w - \rho_s) \bar{\alpha}_v V_r g - \frac{k}{2} \frac{q_{dc}^2}{\rho_w A_{dc}}$$

Onde k é um coeficiente de atrito adimensional, L_r e L_{dc} são comprimentos e A_{dc} é a área. Este é um sistema de primeira ordem não linear com constante de tempo:

$$\tau = \frac{(L_r + L_{dc}) A_{dc} \rho_w}{k q_{dc}}$$

Inserindo valores numéricos típicos na expressão acima, verifica-se que os valores encontrados para esta constante de tempo estão em torno de 1,0 (um) segundo. Este valor é bastante pequeno quando comparado com a constante de tempo do processo da caldeira, que normalmente é superior a 10 (dez) segundos. Portanto, para determinação da vazão de circulação é plausível utilizar a equação equivalente para a condição de regime permanente (ou seja, para $dq_{dc}/dt = 0$):

$$q_{dc} = \sqrt{2 \rho_w A_{dc} (\rho_w - \rho_s) g \bar{\alpha}_v V_r / k} \quad (3.2.25)$$

3.2.3.5 Distribuição de vapor no tubulão

O fenômeno físico que ocorre no interior do tubulão é bastante complicado. Vapor entra no tubulão a partir de vários tubos de subida, água de alimentação entra por meio de um arranjo complexo, água sai do tubulão por meio dos tubos de descida e vapor sai do tubulão por meio de um tubo de grande diâmetro. A geometria e o esquema de fluxo são complexos (veja a Figura 3.4). Os mecanismos básicos do processo são a separação da água e do vapor e a condensação do vapor.

V_{sd} e V_{wd} correspondem respectivamente aos volumes de vapor e de água abaixo do nível da superfície líquida no tubulão e q_{sd} é a vazão de vapor que atravessa essa superfície líquida. Conforme mencionado anteriormente, q_r é a vazão de saída dos tubos de subida, q_f é a vazão de água de alimentação da caldeira e q_{dc} é a vazão dos tubos de descida. Então, o balanço de massa para o vapor abaixo do nível líquido é dado por:

$$\frac{d}{dt}(\rho_s V_{sd}) = \alpha_r q_r - q_{sd} - q_{cd} \quad (3.2.26)$$

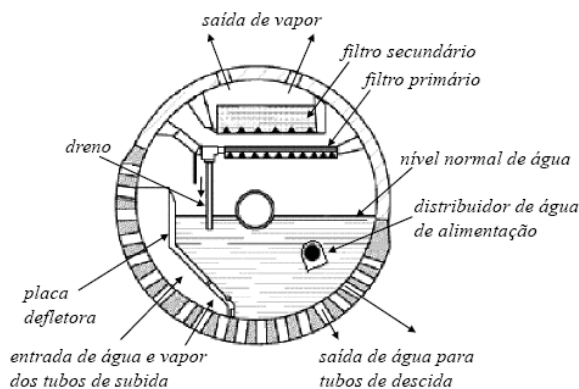
Onde q_{cd} é a vazão de condensação, que é dada por:

$$q_{cd} = \frac{h_w - h_f}{h_c} q_f + \frac{1}{h_c} \left(\rho_s V_{sd} \frac{dh_s}{dt} + \rho_w V_{wd} \frac{dh_w}{dt} - (V_{sd} + V_{wd}) \frac{dp}{dt} + m_d c_m \frac{dT_m}{dt} \right) \quad (3.2.27)$$

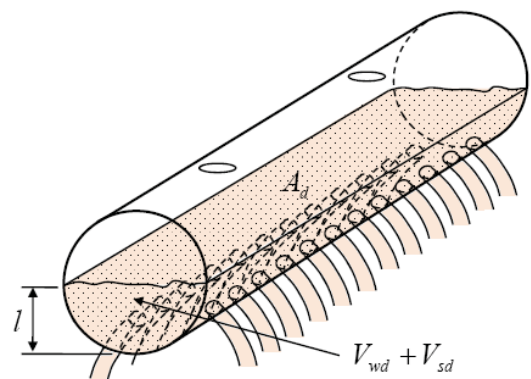
A vazão q_{sd} é impulsionada pelas diferenças de densidade da água líquida e do vapor, e pela energia cinética da água que entra no tubulão. Vários modelos de diferentes graus de complexidade têm sido propostos para determinação de q_{sd} . Uma boa aproximação a dados experimentais é obtida com a seguinte equação empírica (ÅSTRÖM; BELL, 2000):

$$q_{sd} = \frac{\rho_s}{t_d} (V_{sd} - V_{sd0}) + \alpha_r q_{dc} - \alpha_r \beta (q_{dc} - q_r) \quad (3.2.28)$$

Onde V_{sd0} representa o volume de vapor no tubulão na situação hipotética em que não haja condensação de vapor no tubulão e t_d é o tempo de residência do vapor no tubulão.



(a) vista e detalhes de um arranjo interno típico



(b) vista espacial da geometria básica

Figura 3.4 - Tubulão de vapor.

3.2.3.6 Nível de água no tubulão

Levando em consideração os efeitos da distribuição do vapor abaixo do nível do tubulão, então é possível constituir um modelo realístico para o nível do tubulão. O volume de água no tubulão é dado por:

$$V_{wd} = V_{wt} - V_{dc} - (1 - \bar{\alpha}_v) V_r \quad (3.2.29)$$

O tubulão tem uma geometria complicada. Um comportamento linearizado do nível do tubulão pode ser obtido assumindo que o volume ocupado pela mistura de água líquida e vapor seja aproximado por um paralelepípedo de altura l e área superficial A_d . Dessa forma, o nível do tubulão l medido em seu nível normal de operação é dado por:

$$l = \frac{V_{wd} + V_{sd}}{A_d} = l_{wd} + l_{sd} \quad (3.2.30)$$

Na eq. (3.2.30), l_{wd} representa variações de nível causadas por mudanças na quantidade de água no tubulão e l_{sd} representa variações causadas por mudanças na quantidade de vapor misturado à água líquida no tubulão.

3.2.4 Modelo de Terceira Ordem

Variáveis de estado podem ser escolhidas de várias maneiras diferentes, mas é conveniente escolher variáveis de estado que possam fornecer uma boa interpretação física e que descrevam o armazenamento de massa e de energia do sistema. Para este modelo, são escolhidas como variáveis de estado a pressão no tubulão (p_d), o volume de água no tubulão (V_{wd}) e a fração mássica da mistura água-vapor (α_r).

Conforme esquema da Figura 3.1, assume-se que a energia fornecida ao sistema seja absorvida somente por meio dos tubos de subida. O balanço de massa global para os tu-

bos de subida, tubulão e tubos de descida é dada pela eq. (3.2.1) e o balanço de energia pela eq. (3.2.3). O balanço de massa para a seção dos tubos de subida é dado pela eq. (3.2.23) e o balanço de energia é dado pela eq. (3.2.24).

Para o nível do tubulão, considerando que os efeitos de contração e expansão da água ocorrem com maior intensidade nos tubos de subida, os autores KIM e KWON (2003) propuseram uma revisão da eq. (3.2.30). Substituindo V_{wd} por V_{wt} , e V_{sd} por $\bar{\alpha}_v V_r$, então, o nível do tubulão pode ser calculado da seguinte maneira:

$$l_d = \frac{V_{wt} + \bar{\alpha}_v V_r}{A_d} \quad (3.2.31)$$

Os volumes totais de água e de vapor são dados por:

$$V_{st} = V_d - V_{wd} + \bar{\alpha}_v V_r \quad (3.2.32)$$

$$V_{wt} = V_{wd} - V_{dc} + (1 - \bar{\alpha}_v) V_r \quad (3.2.33)$$

Derivando as equações acima em relação ao tempo, obtém-se:

$$\frac{dV_{st}}{dt} = -\frac{dV_{wd}}{dt} + V_r \frac{d\bar{\alpha}_v}{dt} \quad (3.2.32a)$$

$$\frac{dV_{wt}}{dt} = \frac{dV_{wd}}{dt} - V_r \frac{d\bar{\alpha}_v}{dt} \quad (3.2.33a)$$

Após substituição das equações (3.2.32a) e (3.2.33a) na eq. (3.2.3), é obtida a seguinte equação:

$$\left(\rho_s V_{st} \frac{\partial h_s}{\partial p_d} + h_s V_{st} \frac{\partial \rho_s}{\partial p_d} + \rho_w V_{wt} \frac{\partial h_w}{\partial p_d} + h_w V_{wt} \frac{\partial \rho_w}{\partial p_d} - V_t + m_m c_m \frac{\partial T_m}{\partial p_d} \right) \frac{dp_d}{dt} + (\rho_w h_w - \rho_s h_s) \frac{dV_{wd}}{dt} + (\rho_s h_s - \rho_w h_w) V_r \frac{\partial \bar{\alpha}_v}{\partial \alpha_r} \frac{d\alpha_r}{dt} = \dot{Q} + q_f h_f - q_s h_s \quad (3.2.34)$$

Substituindo as equações (3.2.32a) e (3.2.33a) na eq. (3.2.1), obtém-se:

$$\left(V_{st} \frac{\partial \rho_s}{\partial p_d} + V_{wt} \frac{\partial \rho_w}{\partial p_d} \right) \frac{dp_d}{dt} + (\rho_w - \rho_s) \frac{dV_{wd}}{dt} + (\rho_s - \rho_w) V_r \frac{\partial \bar{\alpha}_v}{\partial \alpha_r} \frac{d\alpha_r}{dt} = q_f - q_s \quad (3.2.35)$$

Após manipulação algébrica na eq. (3.2.23) para isolar q_r , e substituindo q_r na eq.

(3.2.24), é possível obter:

$$\left[h_c (1 - \alpha_r) \bar{\alpha}_v V_r \frac{\partial \rho_s}{\partial p_d} - \alpha_r h_c (1 - \bar{\alpha}_v) V_r \frac{\partial \rho_w}{\partial p_d} + \rho_s \bar{\alpha}_v V_r \frac{\partial h_s}{\partial p_d} + \rho_w (1 - \alpha_r) V_r \frac{\partial h_w}{\partial p_d} - V_r + m_r c_m \frac{\partial T_m}{\partial p_d} \right] \frac{dp_d}{dt} + h_c V_r \left[(1 - \alpha_r) \rho_s + \alpha_r \rho_w \right] \frac{\partial \bar{\alpha}_v}{\partial \alpha_r} \frac{d\alpha_r}{dt} = \dot{Q} - \alpha_r h_c q_{dc} \quad (3.2.36)$$

Considerando p_d , V_{wd} e α_r como as variáveis de estado, as derivadas em relação ao tempo destas variáveis serão dadas pelas equações (3.2.34), (3.2.35) e (3.2.36), que podem ser reescritas como segue (KIM; KWON, 2003):

$$e_{11} \frac{dp_d}{dt} + e_{12} \frac{dV_{wd}}{dt} + e_{13} \frac{d\alpha_r}{dt} = \dot{Q} + q_f h_f - q_s h_s \quad (3.2.37)$$

$$e_{21} \frac{dp_d}{dt} + e_{22} \frac{dV_{wd}}{dt} + e_{23} \frac{d\alpha_r}{dt} = q_f - q_s \quad (3.2.38)$$

$$e_{31} \frac{dp_d}{dt} + e_{32} \frac{dV_{wd}}{dt} + e_{33} \frac{d\alpha_r}{dt} = \dot{Q} - \alpha_r h_c q_{dc} \quad (3.2.39)$$

Onde:

$$e_{11} = V_{st} \left(\rho_s \frac{\partial h_s}{\partial p_d} + h_s \frac{\partial \rho_s}{\partial p_d} \right) + V_{wt} \left(\rho_w \frac{\partial h_w}{\partial p_d} + h_w \frac{\partial \rho_w}{\partial p_d} \right) - V_t + m_m c_m \frac{\partial T_m}{\partial p_d}$$

$$e_{12} = \rho_w h_w - \rho_s h_s$$

$$e_{13} = (\rho_s h_s - \rho_w h_w) V_r \frac{\partial \bar{\alpha}_v}{\partial \alpha_r}$$

$$e_{21} = V_{st} \frac{\partial \rho_s}{\partial p_d} + V_{wt} \frac{\partial \rho_w}{\partial p_d}$$

$$e_{22} = \rho_w - \rho_s$$

$$e_{23} = (\rho_s - \rho_w) V_r \frac{\partial \bar{\alpha}_v}{\partial \alpha_r}$$

$$e_{31} = h_c (1 - \alpha_r) \bar{\alpha}_v V_r \frac{\partial \rho_s}{\partial p_d} - \alpha_r h_c (1 - \bar{\alpha}_v) V_r \frac{\partial \rho_w}{\partial p_d} + \rho_s \bar{\alpha}_v V_r \frac{\partial h_s}{\partial p_d} + \rho_w (1 - \alpha_r) V_r \frac{\partial h_w}{\partial p_d} - V_r + m_r c_m \frac{\partial T_m}{\partial p_d}$$

$$e_{32} = 0$$

$$e_{33} = h_c V_r \left[(1 - \alpha_r) \rho_s + \alpha_r \rho_w \right] \frac{\partial \bar{\alpha}_v}{\partial \alpha_r}$$

Variáveis de estado: p_d , V_{wd} e α_r . Entradas: q_f , q_s e \dot{Q} .

Este modelo é capaz de fornecer de forma consistente o comportamento dinâmico das principais variáveis de uma caldeira aquatubular, que são importantes para controle da caldeira. A partir das variáveis de estado, o nível pode ser calculado, utilizando a eq. (3.2.31). Como os efeitos de contração e expansão da água são considerados neste modelo, suas influências sobre o nível do tubo são claramente observadas por meio de um programa de simulação. Em KIM & KWON (2005) é apresentada uma aplicação de controle preditivo baseado em modelo utilizando este modelo de terceira ordem.

3.2.5 Modelo de Quarta Ordem

Este modelo é obtido a partir das equações diferenciais (3.2.1), (3.2.3), (3.2.23), (3.2.24) e (3.2.26). Analogamente ao modelo de terceira ordem, em adição às equações do modelo existem várias equações algébricas que precisam ser utilizadas. Por exemplo, a vazão de circulação q_{dc} é dada pela eq. (3.2.25), a vazão de vapor através da superfície líquida do tubo q_{sd} é dada pela eq. (3.2.28), e o nível do tubo l pela eq. (3.2.30). Volumes são obtidos por meio das equações (3.2.4) e (3.2.29). Portanto, o modelo é formado por um sistema de equações diferenciais e algébricas.

As variáveis de estado selecionadas são: o volume total de água, V_{wt} ; a pressão no tubo, p_d ; a fração mássica do vapor nos tubos de subida, α_r ; e o volume de vapor abaixo da superfície líquida no tubo, V_{sd} .

As equações de estado para pressão p_d e o volume total de água V_{wt} no sistema são obtidas a partir do balanço global de massa e de energia, equações (3.2.1) e (3.2.3). Estas equações podem ser escritas conforme as equações (3.2.7) e (3.2.8).

Os balanços de massa e de energia para os tubos de subida são dados pelas equações (3.2.23) e (3.2.24). Eliminando a vazão de saída dos tubos de subida q_r , multiplicando a eq. (3.2.23) por $-(h_w + \alpha_r h_c)$ e adicionando o resultado à eq. (3.2.24), obtém-se:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt}(\rho_s h_s \bar{\alpha}_v V_r) - (h_w + \alpha_r h_c) \frac{d}{dt}(\rho_s \bar{\alpha}_v V_r) + \frac{d}{dt}(\rho_w h_w (1 - \bar{\alpha}_v) V_r) + \\ - (h_w + \alpha_r h_c) \frac{d}{dt}(\rho_w (1 - \bar{\alpha}_v) V_r) - V_r \frac{dp_d}{dt} + m_r c_m \frac{dT_m}{dt} = \dot{Q} - \alpha_r h_c q_{dc} \end{aligned}$$

A equação acima pode ser simplificada para:

$$\begin{aligned} h_c (1 - \alpha_r) \frac{d}{dt}(\rho_s \bar{\alpha}_v V_r) + \rho_w (1 - \bar{\alpha}_v) V_r \frac{dh_w}{dt} - \alpha_r h_c \frac{d}{dt}(\rho_w (1 - \bar{\alpha}_v) V_r) + \\ + \rho_s \bar{\alpha}_v V_r \frac{dh_s}{dt} - V_r \frac{dp_d}{dt} + m_r c_m \frac{dT_m}{dt} = \dot{Q} - \alpha_r h_c q_{dc} \end{aligned} \quad (3.2.40)$$

Se as variáveis de estado p_d e α_r forem conhecidas, a vazão dos tubos de subida q_r pode ser calculada a partir da eq. (3.2.23), como segue:

$$\begin{aligned} q_r &= q_{dc} - \frac{d}{dt}(\rho_s \bar{\alpha}_v V_r) - \frac{d}{dt}(\rho_w (1 - \bar{\alpha}_v) V_r) \\ q_r &= q_{dc} - V_r \frac{d}{dt}((1 - \bar{\alpha}_v) \rho_w + \bar{\alpha}_v \rho_s) \\ q_r &= q_{dc} - V_r \frac{d}{dt}(\rho_w - \bar{\alpha}_v (\rho_w - \rho_s)) \\ q_r &= q_{dc} - V_r \frac{\partial}{\partial p_d} ((1 - \bar{\alpha}_v) \rho_w + \bar{\alpha}_v \rho_s) \frac{dp}{dt} + V_r (\rho_w - \rho_s) \frac{\partial \bar{\alpha}_v}{\partial \alpha_r} \frac{d\alpha_r}{dt} \end{aligned} \quad (3.2.41)$$

As dinâmicas para o volume de vapor no tubulão V_{sd} são obtidas a partir do balanço de massa dado pela eq. (3.2.26). Substituindo na eq. (3.2.26) a eq. (3.2.41) para q_r , a eq. (3.2.27) para q_{cd} e a eq. (3.2.28) para q_{sd} , é obtida a equação:

$$\begin{aligned} \rho_s \frac{dV_{sd}}{dt} + V_{sd} \frac{d\rho_s}{dt} + \frac{1}{h_c} \left(\rho_s V_{sd} \frac{dh_s}{dt} + \rho_w V_{wd} \frac{dh_w}{dt} - (V_{sd} + V_{wd}) \frac{dp}{dt} + m_d c_m \frac{dT_m}{dt} \right) + \\ + \alpha_r (1 + \beta) V_r \frac{d}{dt} \left((1 - \bar{\alpha}_v) \rho_w + \bar{\alpha}_v \rho_s \right) = \frac{\rho_s}{t_d} (V_{sd0} - V_{sd}) + \frac{h_f - h_w}{h_c} q_f \end{aligned} \quad (3.2.42)$$

A maior parte dos fenômenos complexos que ocorrem no tubulão é capturada pela equação acima.

A partir deste ponto é possível organizar as equações do modelo de quarta ordem da caldeira, que será formado pelas equações (3.2.7), (3.2.8), (3.2.40) e (3.2.42). Após manipulações algébricas destas equações, é possível escrever as equações do modelo, evidenciando suas variáveis de estado como segue (ÅSTRÖM; BELL, 2000):

$$e_{11} \frac{dV_{wt}}{dt} + e_{12} \frac{dp_d}{dt} = q_f - q_s \quad (3.2.43)$$

$$e_{21} \frac{dV_{wt}}{dt} + e_{22} \frac{dp_d}{dt} = \dot{Q} + q_f h_f - q_s h_s \quad (3.2.44)$$

$$e_{32} \frac{dp_d}{dt} + e_{33} \frac{d\alpha_r}{dt} = \dot{Q} - \alpha_r h_c q_{dc} \quad (3.2.45)$$

$$e_{42} \frac{dp_d}{dt} + e_{43} \frac{d\alpha_r}{dt} + e_{44} \frac{dV_{sd}}{dt} = \frac{\rho_s}{t_d} (V_{sd0} - V_{sd}) + \frac{h_f - h_w}{h_c} q_f \quad (3.2.46)$$

Onde:

$$e_{11} = \rho_w - \rho_s$$

$$e_{12} = V_{wt} \frac{\partial \rho_w}{\partial p_d} + V_{st} \frac{\partial \rho_s}{\partial p_d}$$

$$e_{13} = 0$$

$$e_{14} = 0$$

$$e_{21} = \rho_w h_w - \rho_s h_s$$

$$e_{22} = V_{wt} \left(h_w \frac{\partial \rho_w}{\partial p_d} + \rho_w \frac{\partial h_w}{\partial p_d} \right) + V_{st} \left(h_s \frac{\partial \rho_s}{\partial p_d} + \rho_s \frac{\partial h_s}{\partial p_d} \right) - V_t + m_m c_m \frac{\partial T_m}{\partial p_d}$$

$$e_{23} = 0$$

$$e_{24} = 0$$

$$e_{31} = 0$$

$$e_{32} = \left(\rho_w \frac{\partial h_w}{\partial p_d} - \alpha_r h_c \frac{\partial \rho_w}{\partial p_d} \right) (1 - \bar{\alpha}_v) V_r + \left((1 - \alpha_r) h_c \frac{\partial \rho_s}{\partial p_d} + \rho_s \frac{\partial h_s}{\partial p_d} \right) \bar{\alpha}_v V_r + \\ + (\rho_s + (\rho_w - \rho_s) \alpha_r) h_c V_r \frac{\partial \bar{\alpha}_v}{\partial p_d} - V_t + m_r c_m \frac{\partial T_m}{\partial p_d}$$

$$e_{33} = ((1 - \alpha_r) \rho_s + \alpha_r \rho_w) h_c V_r \frac{\partial \bar{\alpha}_v}{\partial \alpha_r}$$

$$e_{34} = 0$$

$$e_{41} = 0$$

$$e_{42} = V_{sd} \frac{\partial \rho_s}{\partial p_d} + \frac{1}{h_c} \left(\rho_s V_{sd} \frac{\partial h_s}{\partial p_d} + \rho_w V_{wd} \frac{\partial h_w}{\partial p_d} - V_{sd} - V_{wd} + m_d c_m \frac{\partial T_m}{\partial p_d} \right) + \\ + \alpha_r (1 + \beta) V_r \left(\bar{\alpha}_v \frac{\partial \rho_s}{\partial p_d} + (1 - \bar{\alpha}_v) \frac{\partial \rho_w}{\partial p_d} + (\rho_s - \rho_w) \frac{\partial \bar{\alpha}_v}{\partial p_d} \right)$$

$$e_{43} = \alpha_r (1 + \beta) (\rho_s - \rho_w) V_r \frac{\partial \bar{\alpha}_v}{\partial \alpha_r}$$

$$e_{44} = \rho_s$$

Variáveis de estado: V_{wt} , p_d , α_r e V_{sd} . Entradas: q_f , q_s e \dot{Q} .

Adicionalmente é necessário calcular os valores das propriedades da água e do vapor em função da pressão de saturação (p_d). Estas propriedades podem ser calculadas por meio de aproximações de valores tabelados com funções quadráticas. Alternativamente, aproximações mais elaboradas com busca e interpolação de valores de tabelas de propriedades da

água e do vapor podem ser realizadas, mas as diferenças nas respostas dinâmicas não são significativas.

A fração volumétrica média do vapor nos tubos de subida $\bar{\alpha}_v$ é dada pela eq. (3.2.22), o volume de água no tubulão V_{wd} pela eq. (3.2.29), o nível do tubulão l pela eq. (3.2.30), e a vazão de água dos tubos de descida q_{dc} pela eq. (3.2.25).

As derivadas parciais da fração volumétrica do vapor com relação à pressão e com relação à fração mássica são obtidas a partir da eq. (3.2.22), resultando nas seguintes equações:

$$\frac{\partial \bar{\alpha}_v}{\partial p_d} = \frac{1}{(\rho_w - \rho_s)^2} \left(\rho_w \frac{\partial \rho_s}{\partial p_d} - \rho_s \frac{\partial \rho_w}{\partial p_d} \right) \left(1 + \frac{\rho_w}{\rho_s} \frac{1}{1+N} - \frac{\rho_s + \rho_w}{N \rho_s} \ln(1+N) \right) \quad (3.2.47)$$

$$\frac{\partial \bar{\alpha}_v}{\partial \alpha_r} = \frac{\rho_w}{\rho_s} \frac{1}{N} \left(\frac{1}{N} \ln(1+N) - \frac{1}{1+N} \right) \quad (3.2.48)$$

Onde $N = \alpha_r (\rho_w - \rho_s) / \rho_s$.

O balanço da variação de energia no sistema é utilizado para determinação da ebulição da água ou da condensação do vapor. A vazão total de condensação q_{ct} é dada por:

$$q_{ct} = \frac{h_w - h_f}{h_c} q_f + \frac{1}{hc} \left(\rho_s V_{st} \frac{dh_s}{dt} + \rho_w V_{wt} \frac{dh_w}{dt} - V_t \frac{dp_d}{dt} + m_t c_m \frac{dT_m}{dt} \right) \quad (3.2.49)$$

A eq. (3.2.49) pode ser reescrita da seguinte forma:

$$q_{ct} = \frac{h_w - h_f}{h_c} q_f + \frac{1}{hc} \left(\rho_s V_{st} \frac{\partial h_s}{\partial p_d} + \rho_w V_{wt} \frac{\partial h_w}{\partial p_d} - V_t + m_t c_m \frac{\partial T_m}{\partial p_d} \right) \frac{dp}{dt} \quad (3.2.50)$$

A vazão de saída da mistura água-vapor dos tubos de subida q_r , pode ser calculada a partir da eq. (3.2.41), como segue:

$$q_r = q_{dc} - V_r \left(\bar{\alpha}_v \frac{\partial \rho_s}{\partial p_d} + (1 - \bar{\alpha}_v)_v \frac{\partial \rho_w}{\partial p_d} + (\rho_s - \rho_w) \frac{\partial \bar{\alpha}_v}{\partial p_d} \right) \frac{dp}{dt} + (\rho_w - \rho_s) V_r \frac{\partial \bar{\alpha}_v}{\partial \alpha_r} \frac{d\alpha_r}{dt} \quad (3.2.51)$$

Uma característica interessante deste modelo de quarta ordem, formado pelas equações (3.2.43), (3.2.44), (3.2.45) e (3.2.46), é que o mesmo possui uma estrutura triangular,

onde as variáveis de estado podem ser agrupadas da seguinte maneira: $((V_{wt}, p_d), \alpha_r), V_{sd}$. Nesta estrutura, as variáveis que se encontram dentro de cada parênteses podem ser calculadas independentemente. Portanto, o modelo pode ser visto como um aninhamento de modelos de segunda, terceira e quarta ordens, respectivamente.

3.3 MODELO DOS SUPERAQUECEDORES

No interior do tubulão de vapor da caldeira, o vapor formado permanece em equilíbrio com a fase líquida à temperatura de vaporização, constituindo o vapor saturado. Dependendo da eficiência da separação que é realizada pelos dispositivos internos do tubulão, é possível encontrar neste vapor 0,1 a 5 % de água arrastada (PERA, 1990) e a sua temperatura pode variar devido a vários fatores, a saber:

- a) variação de carga da caldeira;
- b) variação das características dos combustíveis;
- c) limpeza e manutenção dos equipamentos de combustão;
- d) variação do excesso de ar de combustão;
- e) variação da temperatura da água de alimentação;
- f) eventual abertura das válvulas de segurança;
- g) limpeza da fornalha com sopradores de fuligem.

O *superaquecedor* é um equipamento que permite elevar a temperatura do vapor saturado acima da temperatura de vaporização, tornando-o superaquecido por meio da absorção de calor proveniente dos gases quentes saindo da fornalha.

Devido principalmente às margens de segurança do material dos tubos do *superaquecedor* e das palhetas da turbina, o controle de temperatura do vapor superaquecido é importante para assegurar um maior número de horas de operação do *superaquecedor* e um bom

desempenho da turbina. O controle de temperatura normalmente é realizado através da inclusão de um *resfriador* ou *dessuperaquecedor* entre os *superaquecedores primário e secundário*, cuja vazão de água injetada (*spray*) no vapor é ajustada para compensar possíveis desvios na temperatura do vapor superaquecido e é muito pequena se comparada à vazão de água de alimentação da caldeira.

Escolhendo como variáveis de interesse para estudo apenas as pressões e vazões de vapor, para simplificação do modelo, é considerado que a temperatura do vapor no superaquecedor secundário seja apropriadamente controlada, conforme valor de projeto, e assumida constante (DE MELLO, 1991). Esta é uma simplificação significativa para o modelo, que na verdade possui uma grande interação com as dinâmicas dos gases quentes da fornalha.

A natureza distribuída do processo é aproximada conforme a Figura 3.5, com volumes concentrados e interligado por orifícios que representam as perdas de carga por fricção.

Os efeitos relativos à pressão são modelados pelas seguintes equações:

$$p_d - p_{ps} = K_{aps} \frac{q_s^2}{\rho_s}; \quad \rho_s = \phi(p_d);$$

$$p_{ps} - p_{ds} = K_{ads} \frac{q_{ps}^2}{\rho_{ps}}; \quad \rho_{ps} = \phi(p_{ps}, T_{ps}^*);$$

$$p_{ds} - p_{ss} = K_{ass} \frac{q_{dso}^2}{\rho_{dso}}; \quad \rho_{dso} = \phi(p_{ds}, T_{ds}^*).$$

Neste modelo, é incluída também a influência da tubulação principal de vapor que

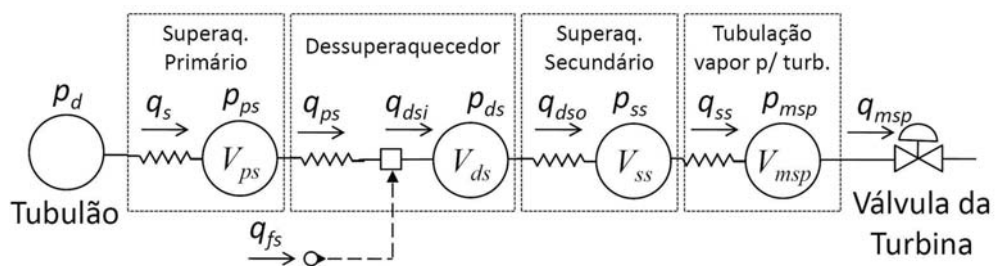


Figura 3.5 – Representação concentrada dos superaquecedores.

interliga o superaquecedor secundário à válvula de admissão de vapor da turbina:

$$p_{ss} - p_{msp} = K_{amsp} \frac{q_{ss}^2}{\rho_{ss}}; \quad \rho_{ss} = \phi(p_{ss}, T_{ss}^*).$$

As vazões entre volumes são calculadas a partir das equações de continuidade:

$$q_s = q_{ps} + V_{ps} \frac{\partial \rho_{ps}}{\partial p_{ps}} \frac{dp_{ps}}{dt}; \quad q_{ps} = q_{dsi} - q_{fs};$$

$$q_{dsi} = q_{dso} + V_{ds} \frac{\partial \rho_{dso}}{\partial p_{ds}} \frac{dp_{ds}}{dt};$$

$$q_{dso} = q_{ss} + V_{ss} \frac{\partial \rho_{ss}}{\partial p_{ss}} \frac{dp_{ss}}{dt};$$

$$q_{ss} = q_{msp} + V_{msp} \frac{\partial \rho_{msp}}{\partial p_{msp}} \frac{dp_{msp}}{dt}.$$

Onde:

- os sufixos ps , ss , ds e msp se referem, respectivamente, ao superaquecedor primário, superaquecedor secundário, dessuperaquecedor e tubulação de vapor para a turbina (linha principal);
- p denota a pressão no volume considerado, identificado pelo sufixo;
- K_{aps} , K_{ads} , K_{ass} e K_{amsp} são coeficientes que relacionam as quedas de pressão às vazões quadráticas;
- V_{ps} , V_{ds} , V_{ss} e V_{msp} são os volumes concentrados;
- ρ representa a massa específica no volume considerado, identificado pelo sufixo;
- ‘*’ denota o valor da propriedade aproximado para a condição de projeto;
- $\phi()$: indica uma função das variáveis indicadas entre parênteses.

Para melhor compreender os efeitos destes componentes sobre a vazão de vapor, considere um vaso de pressão qualquer conforme a Figura 3.6, onde V é o volume de vapor do

vaso (m^3); v é o volume específico do vapor (m^3/kg); m é a massa de vapor contida no vaso (kg); p é a pressão no vaso (MPa); q é a vazão mássica de vapor (kg/s); p_x é a pressão no vaso em regime permanente (MPa); q_x é a vazão mássica de vapor de saída do vaso em regime permanente correspondente à pressão p_x (kg/s).

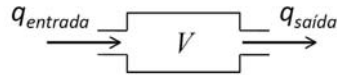


Figura 3.6 – Vaso de pressão com vapor.

A equação de continuidade, aplicada ao vaso de pressão é dada por:

$$\frac{dm}{dt} = q_{entrada} - q_{saida} \quad (3.3.1)$$

Considerando temperatura constante no vaso, a variação de massa no mesmo pode ser escrita como:

$$\frac{dm}{dt} = \frac{\partial m}{\partial p} \frac{dp}{dt} = V \frac{\partial}{\partial p} \left(\frac{1}{v} \right) \frac{dp}{dt} \quad (3.3.2)$$

Assumindo que a vazão mássica de saída do vaso seja proporcional à pressão no mesmo, teremos:

$$q_{saida} = \frac{p}{p_x} \cdot q_x$$

$$\frac{dq_{saida}}{dt} = \frac{q_x}{p_x} \frac{dp}{dt} \quad (3.3.3)$$

Combinando as equações (3.3.1), (3.3.2) e (3.3.3), resulta em:

$$q_{entrada} - q_{saida} = \frac{p_x}{q_x} V \frac{\partial}{\partial p} \left(\frac{1}{v} \right) \frac{dq_{saida}}{dt} \quad (3.3.4)$$

Fazendo:

$$\tau = \frac{p_x}{q_x} V \frac{\partial}{\partial p} \left(\frac{1}{v} \right) = \frac{p_x}{q_x} V \frac{\partial \rho}{\partial p} \quad (3.3.5)$$

Então:

$$q_{entrada} - q_{saída} = \tau \frac{dq_{saída}}{dt} \quad (3.3.6)$$

Onde τ representa a constante de tempo associada ao vaso. A equação (3.3.4) é similar às equações de vazão estabelecidas anteriormente para os *superaquecedores* e o *des-superaquecedor*, que são considerados como vasos de pressão. A partir dessa demonstração, conclui-se que o principal efeito destes componentes sobre as dinâmicas de vazão é que os mesmos inserem atrasos de tempo (amortecimentos) no processo. A constante de tempo τ de cada vaso pode ser estimada a partir de dados operacionais, dados de projeto e de tabelas de propriedades do vapor.

No domínio da frequência a equação (3.3.6) assume a forma:

$$\frac{q_{saída}}{q_{entrada}} = \frac{1}{(1 + \tau s)} \quad (3.3.7)$$

Levando em consideração as observações acima, as equações do modelo dos superaquecedores podem ser escritas como segue:

$$\frac{dq_{ss}}{dt} = \frac{1}{\tau_{msp}} (q_{msp} - q_{ss}) \quad (3.3.8)$$

$$\frac{dq_{dso}}{dt} = \frac{1}{\tau_{ss}} (q_{ss} - q_{dso}) \quad (3.3.9)$$

$$\frac{dq_{dsi}}{dt} = \frac{1}{\tau_{ds}} (q_{dso} - q_{dsi}) \quad (3.3.10)$$

$$\frac{dq_s}{dt} = \frac{1}{\tau_{ps}} (q_{dsi} - q_{fs} - q_s) \quad (3.3.11)$$

Onde:

$$\tau_{msp} = \frac{P_{xmsp}}{q_{xmsp}} V_{msp} \frac{\partial \rho_{msp}}{\partial p_{msp}} ; \quad \tau_{ss} = \frac{P_{xss}}{q_{xss}} V_{st} \frac{\partial \rho_{ss}}{\partial p_{ss}} ; \quad \tau_{ds} = \frac{P_{xds}}{q_{xdso}} V_{ds} \frac{\partial \rho_{ds}}{\partial p_{ds}} ; \quad \tau_{ps} = \frac{P_{xps}}{q_{xps}} V_{ps} \frac{\partial \rho_{ps}}{\partial p_{ps}} ;$$

$$q_{xps} + q_{xfs} = q_{xdso} = q_{xss} = q_{xmsp} ;$$

$$p_{ps} = p_d - K_{aps} \frac{q_s^2}{\rho_s}; \quad p_{ds} = p_{ps} - K_{ads} \frac{q_{ps}^2}{\rho_{ps}}; \quad p_{ss} = p_{ds} - K_{ass} \frac{q_{dso}^2}{\rho_{ds}}; \quad p_{msp} = p_{ss} - K_{amsp} \frac{q_{ss}^2}{\rho_{ss}}.$$

Variáveis de estado: q_{ss} , q_{dso} , q_{dsi} e q_s . Entradas: p_d , q_{msp} e q_{fs} .

O modelo acima proposto é constituído de equações diferenciais e de equações algébricas. A massa específica do vapor superaquecido pode ser calculada por meio de aproximações dos valores de tabelas de propriedades do vapor por meio de funções quadráticas.

3.4 MODELO DA FORNALHA

No interior da fornalha acontece a queima dos combustíveis sólidos, líquidos ou gasosos, produzindo o calor necessário para manter a taxa de ebulição da água na caldeira.

A transferência de calor da fornalha para a caldeira depende de diversos fatores, dentre estes, os principais são a forma construtiva da fornalha, os tipos de combustíveis em combustão, o excesso de ar existente na fornalha (que não participa da combustão) e o estado de limpeza do interior da fornalha. A modelagem dinâmica contemplando todos estes fatores não foi considerada neste trabalho. Para o modelo da fornalha, propõe-se uma representação simplificada por meio de uma função de transferência de primeira ordem com atraso de tempo, evidenciando-se as principais constantes de tempo deste sistema.

As paredes da fornalha são constituídas pelos tubos de água da caldeira, por isso são referenciadas como paredes de água (*waterwalls*). Quando ocorre uma variação na posição de uma válvula de controle de vazão de um combustível n , o calor absorvido pelas paredes de água sofre uma variação com um atraso de tempo τ_{hn} . Este atraso, que pode ser identificado por meio de testes na planta real, é normalmente da ordem de 5 a 60 segundos dependendo do tipo de combustível utilizado. τ_{chn} é uma constante de tempo relacionada com a di-

nâmica de transferência de calor, que pode alcançar valores próximos de 30 segundos em caldeiras de grande porte com queima de combustível sólido ou líquido.

A vazão de vapor de um combustível n será dada por $q_{hn} = CV_{hn} z_{hn}$. Onde q_{hn} representa a vazão de combustível, CV_{hn} é uma constante associada a válvula de controle e z_{hn} é a posição da válvula de controle. A função de transferência para o calor obtido a partir da queima de combustível n será dado por:

$$\dot{Q}_{hn} = \frac{\eta_{hn} C_{hn} e^{-\tau_{hn} s}}{1 + \tau_{chn} s} q_{hn} \quad (3.4.1)$$

Onde: η_{hn} é a eficiência da transferência de calor; C_{hn} é o poder calorífico inferior do combustível (kJ/m³ ou kJ/kg); q_{hn} é vazão de combustível (m³/s ou kg/s).

Desta maneira, a taxa de suprimento total de calor da fornalha para a caldeira será igual à somatória da contribuição da queima de cada combustível:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{h1} + \dot{Q}_{h2} + \dot{Q}_{h3} + \dots + \dot{Q}_{hn} \quad (3.4.2)$$

3.5 MODELO DA TURBINA A VAPOR

O vapor que sai do *superaquecedor secundário* é conduzido até a turbina. Um sistema chamado *governador* realiza o posicionamento da válvula instalada na entrada da turbina, chamada *válvula governadora* (também conhecida como *reguladora* ou *parcializadora*), que realiza o controle do fluxo de vapor por meio do processo de estrangulamento. Entre a *válvula governadora* e a turbina há uma *câmara de vapor*, que é um pequeno vaso de pressão localizado na entrada do primeiro estágio da turbina e que funciona como uma fonte de vapor, absorvendo transições rápidas. Este vaso introduz atraso de tempo (amortecimento) entre variações na posição da *válvula governadora* e a vazão de vapor na turbina.

O volume de vapor no corpo da turbina é muito pequeno, desta forma o estabelecimento de vazão na turbina é bastante rápido, com tempos de resposta da ordem de décimos de segundo. Uma vez que a constante de tempo associada à resposta de vazão da turbina tem ordem de magnitude bem menor que a constante de tempo do rotor, que está associada com a velocidade da turbina, ignorando efeitos de altas frequências, é possível tratar as equações de vazão de vapor como algébricas, equações simultâneas. Esta simplificação recebe uma justificativa bem mais convincente quando se compara o modelo da turbina e da máquina que ela gira com o modelo restante da planta, que é invariavelmente mais lento (THOMAS, 1999). Desta forma, para o modelo da turbina supõe-se que não haja acumulação de massa (DAVELAAR; FAILLE, 2004). A característica dinâmica da turbina, que possui resposta rápida, será significativamente influenciada pela constante de tempo associada à câmara de vapor (τ_{ch}). A Figura 3.7 é uma representação em diagrama esquemático deste processo, aplicável a unidades de até 100MW de potência (LORA; NASCIMENTO, 2004). Os valores típicos de τ_{ch} para turbinas neste tipo de configuração estão na faixa de 0,2 a 0,5 segundos.

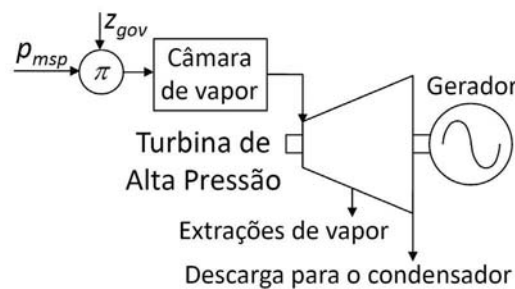


Figura 3.7 - Diagrama esquemático do processo da turbina.

3.5.1 Vazão de Vapor para a Turbina

O fluxo de vapor para a turbina é calculado a partir das seguintes equações (CHANGLIANG; et al., 2001):

$$q_{ch} = C_1 p_{ch} = C_2 z_{gov} \sqrt{p_{msp} - p_{ch}} \quad (3.5.1)$$

A pressão na câmara de vapor é dada por:

$$p_{ch} = \frac{C_2 z_{gov} \left(-C_2 z_{gov} + \sqrt{(C_2 z_{gov})^2 + 4 C_1^2 p_{msp}} \right)}{2 C_1^2} \quad (3.5.2)$$

Portanto:

$$q_{ch} = \frac{C_2 z_{gov} \left(-C_2 z_{gov} + \sqrt{(C_2 z_{gov})^2 + 4 C_1^2 p_{msp}} \right)}{2 C_1} \quad (3.5.3)$$

Incluindo o efeito dinâmico da câmara de vapor:

$$\tau_{ch} \frac{dq_{st}}{dt} = q_{ch} - q_{st} \quad \Rightarrow \quad q_{st} = \frac{1}{(1 + \tau_{ch} s)} q_{ch} \quad (3.5.4)$$

Onde q_{ch} é a vazão de vapor na entrada da câmara de vapor (igual à vazão na tubulação principal, q_{msp}) e q_{st} é a vazão na saída da câmara de vapor, ou seja é a vazão de vapor que entra na turbina. z_{gov} é a posição da válvula governadora da turbina. C_1 e C_2 são constantes que podem ser calculadas a partir de dados de uma determinada condição de operação conhecida, utilizando a eq. (3.5.1).

3.5.2 Potência Mecânica da Turbina

O processo de estrangulamento de vapor pela válvula governadora é considerado como uma expansão adiabática ideal, de forma que seja desprezível a variação de entalpia. Desprezando também a existência de perdas de calor ou mudança significativa de pressão na *câmara de vapor*, a entalpia do vapor na *câmara de vapor* pode ser considerada aproximadamente igual à entalpia do vapor na saída do *superaquecedor secundário*.

O vapor que sai da *câmara de vapor* passa através dos estágios da turbina sofrendo uma expansão isentrópica. Assume-se que o processo de expansão de vapor seja adiabático e descrito em termos da eficiência isentrópica. Portanto, a entalpia na descarga da turbina será calculada pela equação (VAN PUTTEN; COLONNA, 2007):

$$h_{to} = h_{ch} - \eta_{mt} (h_{ch} - h_{toi}) \quad (3.5.5)$$

Sendo:

$$h_{ch} = \phi(p_{msp}, T_{msp}) \cong \phi(p_{ss}, T_{ss}^*);$$

$$h_{toi} = \phi(p_{to}, s_{to}) = \phi(p_{to}, s_{ch}).$$

Onde:

h_{to} : entalpia de vapor na saída da turbina (kJ/kg);

h_{ch} : entalpia de vapor na entrada da turbina (kJ/kg);

s_{ch} : entropia de vapor na entrada da turbina (kJ/kg);

h_{toi} : entalpia isentrópica na saída da turbina (kJ/kg), que pode ser obtida das propriedades do vapor;

p_{to} : pressão de vapor na saída da turbina (MPa);

A eficiência isentrópica η_{mt} e a vazão total das extrações de vapor q_{ex} (não controlada) podem ser consideradas como funções da vazão de vapor. Se a modelagem da planta incluir também as interações com o circuito de água, pode-se considerar que o perfil de variação de pressão é linear nos estágios, da admissão até a descarga da turbina (DAVELAAR; FAILLE, 2004). Um modelo mais completo, apropriado para projeto de sistema de controle da turbina, que inclui a determinação da pressão de vapor em cada estágio pode ser visto na referência RAY (1980).

A potência obtida na turbina por meio do vapor será dada por:

$$P_{mt} = q_{st} h_{ch} - q_{to} h_{to} - \sum(q_{ex} h_{ex}) \quad (3.5.6)$$

Onde:

P_{mt} : potência mecânica no eixo da turbina (kW);

q_{to} : vazão de vapor na saída da turbina (kg/s);

q_{ex} : vazão de vapor das extrações (kg/s);

h_{ex} : entalpia efetiva do vapor das extrações (kg/s).

3.6 MODELO TURBINA-GERADOR

Nesta seção são apresentadas as equações que governam as dinâmicas do conjunto turbina-gerador.

3.6.1 Equação de Oscilação

Os eixos da turbina e do gerador são acoplados, formando um grande eixo girante com velocidade angular w_{mt} (rad/s). Considerando o gerador operando como uma máquina síncrona interligado ao sistema elétrico de potência, as dinâmicas da massa girante do conjunto turbina-gerador são governadas pela equação de oscilação, que relaciona a aceleração angular do rotor aos conjugados mecânico e eletromagnético no eixo (KOTHARI; NAGRATH, 2003):

$$J \frac{dw_{mt}}{dt} = T_{mt} - T_e \quad (3.5.7)$$

Onde:

J : momento de inércia das massas girantes – total do eixo (kg m²);

T_{mt} : conjugado mecânico da turbina (Nm);

T_e : conjugado eletromagnético (Nm);

t : tempo (s).

Com o rotor submetido às dinâmicas conforme a eq. (3.5.7), devido à inércia do conjunto, alterações de velocidade do rotor serão de amplitudes insignificantes para um intervalo de tempo de interesse de 1 s. Portanto, a equação (3.5.7) pode ser convertida para uma forma mais conveniente, escrita em termos de potência, considerando que a velocidade do rotor permaneça aproximadamente constante na velocidade síncrona w_s , ou seja, $w_{mt} \cong w_s$. Multiplicando ambos os lados da eq. (3.5.7) por w_{mt} , obtém-se a expressão:

$$J \frac{dw_{mt}}{dt} = \frac{(P_{mt} - P_e)}{w_{mt}} \quad (3.5.8)$$

Onde:

P_{mt} : Potência mecânica de entrada (W);

P_e : Potência elétrica de saída (W).

Na eq. (3.5.8) podem ser acrescentados os efeitos dos diversos enrolamentos amortecedores existentes na máquina síncrona, não incluídos no conjugado T_e neste modelo. Neste trabalho, os efeitos dos enrolamentos amortecedores foram ignorados, pois o efeito de amortecimento presente devido aos demais sistemas mecânicos é mais significativo.

3.6.2 Ação do Gerador

A posição angular do rotor θ_{mt} é dada por $\theta_{mt} = w_{mt} t$. Por outro lado, pode-se definir um ângulo δ que relacione a posição angular do rotor θ_{mt} com a posição angular de uma dada referência que se movimenta com velocidade síncrona $\theta_s = w_s t$. Assim, tem-se que $\delta = \theta_{mt} - \theta_s$, ou de outra forma, $\delta = (w_{mt} - w_s) t$. Derivando esta última equação, obtém-se:

$$\frac{d\delta}{dt} = w_{mt} - w_s \quad (3.5.9)$$

δ é a posição angular relativa do rotor, também chamado de *ângulo de torque* ou *ângulo de potência*. w_s é a velocidade angular síncrona, determinada pela frequência do sistema elétrico:

$$w_s = \left(\frac{2}{pl} \right) w_e = \left(\frac{2}{pl} \right) 2\pi f \quad (3.5.10)$$

Onde:

w_e : velocidade angular elétrica (rad/s);

pl : número de pólos do gerador;

f : frequência do sistema elétrico (Hz).

Para a determinação da potência elétrica obtida no gerador, será considerado o modelo clássico IEEE (0.0), que considera a máquina síncrona conectada a um barramento infinito (IEEE, 1986). Desta forma, a potência elétrica do gerador será dada por:

$$P_e = P_{e_{max}} \text{sen}(\delta) \quad (3.5.11)$$

Onde $P_{e_{max}}$ é a potência ativa máxima do gerador.

O valor inicial do *ângulo de potência* é obtido por meio da eq. (3.5.11), isolando-se δ :

$$\delta(0) = \text{arcsen}(P_e(0)/P_{e_{max}}) \quad (3.5.12)$$

Onde $\delta(0)$ é o valor inicial do *ângulo de potência* e $P_e(0)$ é o valor inicial da potência elétrica gerada.

3.6.3 Resumo das equações do modelo Turbina-Gerador

As variáveis de estado associadas à modelagem do conjunto turbina-gerador são a velocidade da turbina (w_{mt}) e o ângulo de potência (δ). A partir das equações (3.5.8) e (3.5.9),

é possível evidenciar as variáveis de estado e organizar as equações do modelo do conjunto turbina-gerador, como segue:

$$\frac{dw_{mt}}{dt} = e_{11} \frac{P_{mt}}{w_{mt}} - e_{12} \frac{\text{sen}(\delta)}{w_{mt}} \quad (3.5.13)$$

$$\frac{d\delta}{dt} = w_{mt} - w_s \quad (3.5.14)$$

Onde:

$$e_{11} = 1/J;$$

$$e_{12} = P_{e\max}/J.$$

Variáveis de estado: w_{mt} , δ . Entradas: P_{mt} , w_s .

4 ANÁLISE DOS MODELOS

A modelagem é uma tarefa essencial para análise de um sistema e projeto de controladores. É fundamental que os modelos capturem os comportamentos essenciais do sistema em consideração para que haja sucesso na análise e no projeto. A utilização de modelos matemáticos (elaborados a partir dos princípios da física) implica na necessidade do conhecimento de parâmetros físicos e construtivos do sistema, bem como, ter uma estrutura de modelo correta, que leve em conta fenômenos físicos importantes do sistema real.

Visando avaliar os modelos apresentados no Capítulo 3, definem-se inicialmente neste capítulo as condições de operação e os parâmetros de uma planta específica, utilizada como referência para comparação e análise dos modelos. A seguir, faz-se a linearização de modelos, que é um recurso que possibilita a análise de características importantes dos modelos, utilizando padrões e definições bem fundamentadas na teoria de sistemas lineares. Na seqüência, a análise propriamente dita dos modelos é então abordada. Ao final do capítulo, a validação de modelos é tratada, onde a representatividade do modelo em relação a um sistema real pode ser verificada.

4.1 CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO E PARÂMETROS

Para avaliação dos modelos apresentados é necessário conhecer dados sobre as condições de operação da planta e também os valores dos parâmetros utilizados nas equações dos modelos. Para simulação, foram utilizados dados de uma planta existente, fornecidos das referências ÅSTRÖM & BELL (2000), ÅSTRÖM & EKLUND (1972, 1975) e EBORN (2001), relativos a uma planta de 160 MW situada na Suécia.

4.1.1 Condições de Operação

Para a planta considerada são estabelecidas as seguintes condições de operação, que foram utilizadas como base para análise dos modelos:

- Potência ativa no gerador elétrico ($P_e(0)$): 45,6 MW;
- Pressão absoluta de operação da caldeira ($p_d(0)$): 8,50 MPa (equivalente à pressão manométrica de 87,7 kg/cm²);
- Temperatura do vapor superaquecido (T_{ss}^*): 530 °C (⁴);
- Temperatura da água de alimentação da caldeira (T_f^*): 234 °C (⁴);
- Vazão de óleo combustível ($q_h(0)$): 20,7 t/h.

As considerações adotadas para cálculo das propriedades da água são descritas no **Anexo B**.

4.1.2 Parâmetros da planta

Os dados construtivos da planta são utilizados como parâmetros das equações dos modelos. Em virtude de eventual dificuldade na obtenção de dados de projeto em plantas existentes, podem-se estimar os valores de alguns parâmetros a partir dos dados de processo da planta em operação.

4.1.2.1 Caldeira

Para a planta considerada, os parâmetros da caldeira são os seguintes:

- Volume do tubulão de vapor (V_d): 40 m³

- Volume dos tubos de subida (V_r): 37 m³
- Volume dos tubos de descida (V_{dc}): 11 m³
- Massa total de metal (m_t): 300000 kg;
- Massa total de metal dos tubos de subida (m_r): 160000 kg;
- Massa total de metal do tubulão de vapor (m_d): 100000 kg;
- Tempo de residência do vapor no tubulão para as condições de projeto (T_d): 12 s;
- Área da superfície de separação das fases líquido-vapor no tubulão de vapor (A_d): 20 m²;
- Área dos tubos de descida (A_{dc}): 0,3809 m² (⁵).

Nota: a caldeira considerada não possui tubulão de água.

O calor específico do metal (c_m) da caldeira em questão é igual a 0,550 kJ/(kg °C) (EBORN, 2001).

4.1.2.2 Superaquecedores

Parâmetros considerados para o modelo dos superaquecedores (⁶):

- Volume do superaquecedor primário (V_{ps}): 8,79 m³;
- Volume do dessuperaquecedor (V_{ds}): 0,2 m³;
- Volume do superaquecedor secundário (V_{ss}): 12,11 m³;
- Coeficiente de perda de carga⁷ do superaquecedor primário (K_{aps})⁸: $1,52 \cdot 10^{-3}$;
- Coeficiente de perda de carga do dessuperaquecedor (K_{ads})⁹: $7,97 \cdot 10^{-4}$;

⁴ Valor estimado, pois não há citação do valor de projeto nos artigos de referência para a planta considerada.

⁵ Valor estimado, pois não há citação do valor de projeto na referência ASTROM & BELL (2000), cujos resultados foram considerados para comparação dos modelos.

⁶ Valores estimados, típicos de outras plantas de porte similar, pois não há citação do valor de projeto nos artigos de referência para a planta considerada.

⁷ Valor calculado utilizando como base pressão em MPa, massa específica em kg/m³ e vazão em kg/s.

⁸ Calculado para obter a pressão média (ou num ponto médio) do superaquecedor primário.

- Coeficiente de perda de carga do superaquecedor secundário (K_{ass})¹⁰: $2,49 \cdot 10^{-3}$;
- Coeficiente de perda de carga da tubulação principal de vapor (K_{amsp})¹¹: $2,53 \cdot 10^{-3}$;
- Temperatura de vapor na saída do superaquecedor primário (T_{ps}^*): 81,61% de T_{ss}^* ;
- Temperatura de vapor na saída do dessuperaquecedor (T_{ds}^*): 76,84% de T_{ss}^* ;
- Temperatura de vapor na tubulação principal para turbina (T_{msp}^*): 99,4% de T_{ss}^* ;

4.1.2.3 Fornalha

Parâmetros considerados para o modelo da fornalha (¹²):

- Poder calorífico inferior do óleo combustível (base seca) (C_{hl}): 8200 kcal/kg
- Vazão máxima de óleo combustível ($max. q_h$): 80000 kg/h
- Eficiência da transferência de calor (η_{hl}): 0,4930
- Atraso de tempo para transferência de calor (τ_{hl}): 3 s
- Constante de tempo do processo (τ_{chl}): 10 s

4.1.2.4 Turbina

Os parâmetros aplicados aos modelos da turbina são descritos a seguir:

- Constante de tempo da câmara de vapor (τ_{ch}): 0,02 s
- Pressão do condensador (p_{to}): -730 mmHg (man.) (¹³) = 0,004 MPa (abs.)

⁹ Calculado para obter a pressão no ponto médio do dessuperaquecedor.

¹⁰ Calculado para obter a pressão na saída do superaquecedor secundário.

¹¹ Calculado para obter a pressão na extremidade final da tubulação, próxima à turbina.

¹² Valores estimados, típicos de outras plantas de porte similar, pois não há citação do valor de projeto nos artigos de referência para a planta considerada.

¹³ Valor arbitrado ou estimado, típico de outras turbinas de porte similar, pois não há citação do valor de projeto nos artigos de referência para a planta considerada.

- Eficiência isentrópica (η_{st}): 0,9561 (¹³)
- Relação entre vazão e pressão de saída da válvula governadora (C_1): calculado conforme descrição a seguir.
- Coeficiente de descarga da válvula governadora (C_2): calculado conf. descrição a seguir.
- Velocidade nominal da turbina (w_{mt}^*): 3600 rpm = 376,99104 rad/s (¹³)
- Vazão de vapor para extrações da turbina ($\sum q_{ex}$): 5% de q_{st} (¹³)
- Entalpia de vapor para extrações da turbina: para simulação, adotou-se um valor médio para h_{ex} , calculado da seguinte maneira: $h_{ex} = (h_{ch} + h_{toi})/2$.

Os demais parâmetros do modelo da turbina foram calculados a partir dos dados de processo registrados nos gráficos da referência ASTRÖM & EKLUND (1972). Estes parâmetros poderiam também ser obtidos a partir de folha de dados da válvula, normalmente fornecida pelo fabricante. Os dados considerados para a determinação das constantes C_1 e C_2 da eq. (3.5.1) são mostrados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Dados do processo para determinação de parâmetros do modelo da turbina

posição da válvula governadora	pressão de vapor principal	pressão na câmara de vapor da turbina	vazão de vapor na entrada da turbina
z_{gov}	p_{msp} (MPa)	p_{ch} (MPa)	q_{ch} (kg/s)
0,80	13.73	3.50	140
0,80	9.81	0.50	118
0,80	8.50	0.10	110

Tabela 4.2 – Parâmetros do modelo de vazão de vapor da turbina

Condição operacional	C1 (MPa kg ⁻¹ s)	C2 (kg MPa ^{-1/2})
1	40	54,71
2	236	48,34
3	-	47,44
Valor médio	138	50,16

A partir da eq. (3.5.1), tem-se que:

$$C_1 = q_{ch} / p_{ch} \quad (4.1.1)$$

$$C_2 = q_{ch} / (z_{gov} \sqrt{p_{msp} - p_{ch}}) \quad (4.1.2)$$

Substituindo os dados da Tabela 4.1 nas equações 4.1.1 e 4.1.2, obtêm-se os valores médios destas constantes que foram consideradas para simulação, conforme indicado na Tabela 4.2, obtendo-se os resultados: $C_1 = 138 \text{ [MPa kg}^{-1} \text{ s]}$ e $C_2 = 50,16 \text{ kg [MPa}^{-1/2}]$.

Para avaliação dos parâmetros calculados, a Figura 4.1 apresenta o traçado do gráfico da vazão de vapor, calculado a partir da eq. (3.5.3), versus as pressões de vapor, sendo também indicados os pontos reais obtidos do processo. Nota-se que a curva de vazão gerada a partir dos parâmetros estimados se ajustou bem aos dados do processo. O erro médio obtido em relação aos dados reais do processo é de 1,67%.

Considerando que no processo de estrangulamento do vapor pela válvula governadora a variação de entalpia não é significativa, então, $h_{msp} \cong h_{ch}$. Além disso, na turbina o vapor sofre uma expansão isentrópica, portanto, considerando que as perdas de energia para o

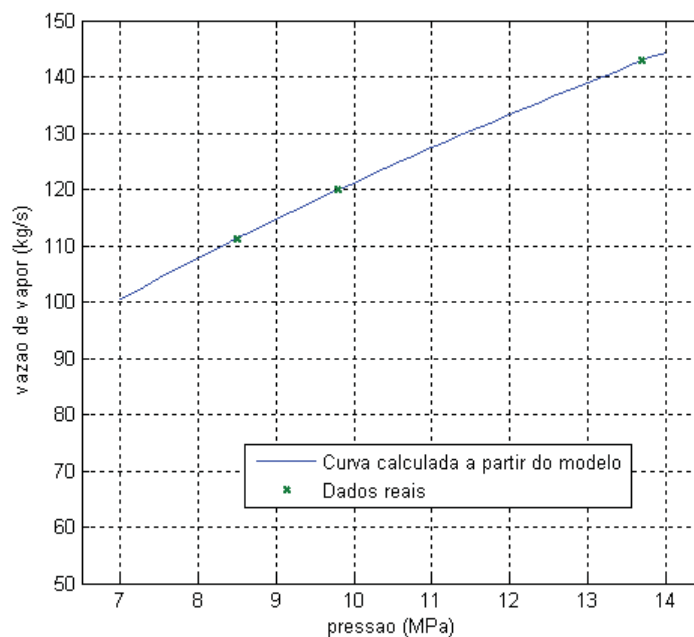


Figura 4.1 – Curva de vazão da turbina em função de variação da pressão de vapor ($z_{gov} = 80\%$).

meio externo são baixas, então, $s_{to} \cong s_{ch}$.

Partindo das considerações acima descritas e utilizando as equações dos modelos, para o programa de simulação, a posição inicial da válvula governadora é calculada (ou ajustada) para atender condição operacional de potência ativa inicial estabelecida para o gerador.

4.1.2.5 Turbina-Gerador Elétrico

Parâmetros considerados para o conjunto turbina-gerador:

- Momento de inércia das massas girantes (J): 8500 kg m^2 (¹⁴)
- Número de pólos do gerador (p): 2 (¹⁴);
- Freqüência nominal do sistema elétrico (f^*): 60 Hz (¹⁴)
- Potência ativa nominal do gerador (P_{enom}): 160 MW;
- Potência ativa máxima do gerador (P_{emax}): 170 MW (¹⁴).

4.1.3 Resumo

A Tabela 4.3 contém um resumo das condições de operação e parâmetros considerados para simulação da planta de 160 MW.

¹⁴ Valor arbitrado ou estimado, pois não há citação do valor de projeto nos artigos de referência para a planta considerada.

Tabela 4.3 – Resumo de parâmetros para simulação da central termelétrica de 160 MW

Condições de Operação		Parâmetros dos Superaquecedores	
$P_e(0)$	45,6 MW	V_{ps}	8,79 m ³
$p_d(0)$	8,50 MPa	V_{ds}	0,20 m ³
T_{ss}^*	530 °C	V_{ss}	12,11 m ³
T_f^*	234 °C	K_{aps}	$1,52 \cdot 10^{-3}$
$q_h(0)$	20,7 t/h	K_{ads}	$7,97 \cdot 10^{-4}$
Parâmetros da Caldeira		K_{ass}	$2,49 \cdot 10^{-3}$
V_d	40 m ³	K_{msp}	$2,53 \cdot 10^{-3}$
V_r	37 m ³	T_{ps}^*	432,53 °C
V_{dc}	11 m ³	T_{ds}^*	407,25 °C
m_t	300000 kg	T_{msp}^*	526,82 °C
m_r	160000 kg	Parâmetros da Turbina	
m_d	100000 kg	τ_{ch}	0,02 s
T_d	12 s	p_{to}	0,004 MPa
A_d	20 m ²	η_{st}	0,9561
A_{dc}	0,3809 m ²	C_1	138 MPa kg ⁻¹ s
c_m	0,550 kJ/(kg °C)	C_2	50,16 kg MPa ^{-1/2}
Parâmetros da Fornalha		w_{mt}^*	3600 rpm
C_{hl}	8200 kcal/kg	Σq_{ex}	= 5% de q_{st}
$máx.q_h$	80000 kg/h	h_{ex}	= $(h_{ch} + h_{toi})/2$
η_{hl}	0,4930	Conjunto Turbina-Gerador Elétrico	
τ_{hl}	3 s	J	8500 kg m ²
τ_{chl}	10 s	pl	2
-	-	f^*	60 Hz
-	-	P_{enom}	160 MW
-	-	P_{emax}	170 MW

4.2 LINEARIZAÇÃO DOS MODELOS

Nota-se que várias equações dos modelos apresentados no Capítulo 3 são não-lineares. Entretanto, a maioria das teorias de controle existentes está fundamentada sobre aplicações em sistemas lineares. Restringindo-se a faixa de operação de um sistema a determinados limites em torno de um ponto de operação específico, geralmente, as equações não-lineares podem ser aproximadas por equações lineares. Considerando a aplicação dos conceitos amplamente difundidos da teoria de sistemas lineares, a linearização dos modelos nos permite analisar as características dinâmicas predominantes de um sistema não-linear em um ponto de operação específico.

A seguir, são apresentadas linearizações dos principais modelos citados nas seções anteriores, utilizando o método de linearização de Jacobiano, também conhecido como linearização por expansão em séries de Taylor.

4.2.1 Modelo linearizado a parâmetros invariantes no tempo

Considerando como premissa que o modelo linearizado deva ser representativo do modelo não-linear apenas para uma faixa estreita de variação de carga em torno de um ponto de operação, então, os parâmetros dos modelos não deverão sofrer uma variação significativa em seus valores. Nesta condição, para simplificação, os parâmetros dos modelos podem ser considerados constantes.

4.2.1.1 Modelo de 3ª ordem da caldeira

As equações diferenciais não-lineares do modelo de 3ª ordem da caldeira podem ser escritas da seguinte maneira:

$$\bar{E} \dot{X}(t) = F(X(t), U(t)) \quad (4.2.1)$$

Onde:

$$\bar{E} = \begin{bmatrix} e_{11} & e_{12} & e_{13} \\ e_{21} & e_{22} & e_{23} \\ e_{31} & e_{32} & e_{33} \end{bmatrix}_{\substack{X=\bar{X} \\ U=\bar{U}}} \quad ; \quad \dot{X}(t) = \begin{bmatrix} dx_1(t)/dt \\ dx_2(t)/dt \\ dx_3(t)/dt \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} dp_d(t)/dt \\ dV_{wd}(t)/dt \\ d\alpha_r(t)/dt \end{bmatrix} ;$$

$$\dot{X}(t) = \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ x_3(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p_d(t) \\ V_{wd}(t) \\ \alpha_r(t) \end{bmatrix} \quad \text{e} \quad U(t) = \begin{bmatrix} u_1(t) \\ u_2(t) \\ u_3(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} q_f(t) \\ q_s(t) \\ \dot{Q}(t) \end{bmatrix} .$$

\bar{E} é a matriz de parâmetros do modelo. Se \bar{X} é um *ponto de equilíbrio* e se \bar{U} for uma *entrada de equilíbrio* para o sistema, então: $\dot{X}(\bar{X}, \bar{U}) = F(\bar{X}, \bar{U}) = 0$. Neste caso, se o sistema partir no instante t_0 no estado $X(t_0) = \bar{X}$ e for aplicada entrada constante $U(t) \equiv \bar{U}$, então o estado do sistema permanecerá fixo em $X(t) = \bar{X}$ para todo $t \geq t_0$ (PACKARD; et al., 2002).

As variáveis de desvio em relação aos pontos de equilíbrio são definidas como:

$$\delta X(t) = X(t) - \bar{X}$$

$$\delta U(t) = U(t) - \bar{U}$$

A linearização de Jacobiano do sistema não-linear original, em torno do ponto de equilíbrio (\bar{X}, \bar{U}) , é dada por:

$$\bar{E} \delta \dot{X}(t) = J_A \delta X(t) + J_B \delta U(t)$$

Sendo perfeitamente aplicável para pequenos desvios $\delta U(t)$ em relação à *entrada de equilíbrio*. As matrizes J_A e J_B são matrizes constantes e definidas como:

$$J_A := \frac{\partial F}{\partial X} \Big|_{\substack{X=\bar{X} \\ U=\bar{U}}} \quad \text{e} \quad J_B := \frac{\partial F}{\partial U} \Big|_{\substack{X=\bar{X} \\ U=\bar{U}}}.$$

Das equações (3.2.37), (3.2.38) e (3.2.39), tem-se que:

$$F(X(t), U(t)) = \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{Q} + q_f h_f - q_s h_s \\ q_f - q_s \\ \dot{Q} - \alpha_r h_c q_{dc} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u_3 + u_1 h_f - u_2 h_s \\ u_1 - u_2 \\ u_3 - x_3 h_c q_{dc} \end{bmatrix}. \quad (4.2.2)$$

A determinação do *ponto de equilíbrio* e das *entradas de equilíbrio* para a equação acima pode ser simplificada se for levado em consideração as características de projeto da caldeira e também as relações que regem os balanços de massa e energia para uma determinada condição de regime permanente.

Para uma caldeira qualquer a pressão e o nível de operação do tubulão são especificados pelo fabricante. Portanto, o *ponto de equilíbrio* $\bar{x}_1 = \bar{p}_d$ é conhecido. O volume de água no tubulão $\bar{x}_2 = \bar{V}_{wd}$ e a fração mássica da mistura água-vapor $\bar{x}_3 = \bar{\alpha}_r$, ambas no *ponto de equilíbrio*, podem ser obtidos por meio da solução conjunta das equações (3.2.22), (3.2.25), (3.2.31), (3.2.32) e (3.2.48).

Em estado de regime permanente as vazões mássicas de água de alimentação e de vapor de saída da caldeira devem ser iguais, ou seja, $\bar{u}_1 = \bar{q}_f = \bar{u}_2 = q_s$. A vazão requerida de vapor pode ser calculada por meio da equação (3.5.6), considerando o suprimento de potência mecânica exigida no eixo da turbina.

Então, resta determinar $\bar{u}_3 = \dot{Q}$, que representa a *entrada de equilíbrio* relativa à taxa de suprimento de calor. Em regime permanente, a eq. (3.2.8) se reduz a:

$$\dot{Q} + q_f h_f - q_s h_s = 0, \text{ então: } \bar{u}_3 = \dot{Q} = q_s h_s - q_f h_f.$$

A seguir, obtêm-se as derivadas parciais da eq. (4.2.2):

$$\frac{\partial f_1}{\partial x_1} = 0; \quad \frac{\partial f_1}{\partial x_2} = 0; \quad \frac{\partial f_1}{\partial x_3} = 0;$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial f_2}{\partial x_1} &= 0; & \frac{\partial f_2}{\partial x_2} &= 0; & \frac{\partial f_2}{\partial x_3} &= 0; \\ \frac{\partial f_3}{\partial x_1} &= 0; & \frac{\partial f_3}{\partial x_2} &= 0; & \frac{\partial f_3}{\partial x_3} &= -q_{dc} h_c - \alpha_r h_c \frac{\partial q_{dc}}{\partial \alpha_r}. \end{aligned}$$

Logo, a matriz J_A será dada por:

$$J_A = \frac{\partial F}{\partial X} \Big|_{\substack{X=\bar{X} \\ U=\bar{U}}} = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} & \frac{\partial f_1}{\partial x_2} & \frac{\partial f_1}{\partial x_3} \\ \frac{\partial f_2}{\partial x_1} & \frac{\partial f_2}{\partial x_2} & \frac{\partial f_2}{\partial x_3} \\ \frac{\partial f_3}{\partial x_1} & \frac{\partial f_3}{\partial x_2} & \frac{\partial f_3}{\partial x_3} \end{bmatrix} \Big|_{\substack{X=\bar{X} \\ U=\bar{U}}} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \left(-q_{dc} h_c - \alpha_r h_c \frac{\partial q_{dc}}{\partial \alpha_r} \right) \end{bmatrix} \Big|_{\substack{X=\bar{X} \\ U=\bar{U}}}.$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial f_1}{\partial u_1} &= h_f; & \frac{\partial f_1}{\partial u_2} &= -h_s; & \frac{\partial f_1}{\partial u_3} &= 1; \\ \frac{\partial f_2}{\partial u_1} &= 1; & \frac{\partial f_2}{\partial u_2} &= -1; & \frac{\partial f_2}{\partial u_3} &= 0; \\ \frac{\partial f_3}{\partial u_1} &= 0; & \frac{\partial f_3}{\partial u_2} &= 0; & \frac{\partial f_3}{\partial u_3} &= 1. \end{aligned}$$

Então, a matriz J_B será dada por:

$$J_B = \frac{\partial F}{\partial U} \Big|_{\substack{X=\bar{X} \\ U=\bar{U}}} = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial u_1} & \frac{\partial f_1}{\partial u_2} & \frac{\partial f_1}{\partial u_3} \\ \frac{\partial f_2}{\partial u_1} & \frac{\partial f_2}{\partial u_2} & \frac{\partial f_2}{\partial u_3} \\ \frac{\partial f_3}{\partial u_1} & \frac{\partial f_3}{\partial u_2} & \frac{\partial f_3}{\partial u_3} \end{bmatrix} \Big|_{\substack{X=\bar{X} \\ U=\bar{U}}} = \begin{bmatrix} h_f & -h_s & 1 \\ 1 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \Big|_{\substack{X=\bar{X} \\ U=\bar{U}}}$$

Para o modelo de terceira ordem linearizado da caldeira, sua equação de espaço de estados contínua será dada por:

$$\delta \dot{X}(t) = A \delta X(t) + B \delta U(t) \quad (4.2.3)$$

Onde:

$$A = \bar{E}^{-1} J_A;$$

$$B = \bar{E}^{-1} J_B; \text{ e}$$

$$X(t) = \bar{X} + \delta X(t).$$

A solução da eq. (4.2.3) é dada por (CHEN, 1999):

$$\delta X(t) = e^{At} X(0) + \int_0^t e^{A(t-\tau)} B \delta U(\tau) d\tau \quad (4.2.4)$$

Entretanto, para facilitar a implementação computacional, é desejável encontrar uma solução equivalente discretizada no tempo.

O modelo linearizado discreto no tempo é dado pela seguinte equação de espaço de estados discretizada:

$$\delta X((k+1)T) = A_d \delta X(kT) + B_d \delta U(kT), \text{ com } X(kT) = \bar{X} + \delta X(kT). \quad (4.2.5)$$

Onde k é o índice de iteração e T é o tempo de amostragem.

Neste caso, as matrizes A_d e B_d podem ser calculadas a partir de A e B , utilizando as seguintes transformações (CHEN, 1999):

$$A_d = e^{AT} \quad \text{e} \quad B_d = \left(\int_0^T e^{A\tau} d\tau \right) B = A^{-1} (A_d - I) B.$$

4.2.1.1.1 Matrizes do modelo linearizado de 3ª ordem da caldeira

Considerando a condição de operação estabelecida na Seção 4.1, as matrizes do modelo linearizado contínuo a parâmetros invariantes no tempo assumem a forma a seguir:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -20,16354 \\ 0 & 0 & -0,149087 \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} -65,6381 \cdot 10^{-6} & -423,078 \cdot 10^{-6} & 0,280816 \cdot 10^{-6} \\ 2,62891 \cdot 10^{-3} & 5,80606 \cdot 10^{-3} & 4,05285 \cdot 10^{-6} \\ 8,95887 \cdot 10^{-6} & 57,7454 \cdot 10^{-6} & 0,0274743 \cdot 10^{-6} \end{bmatrix}$$

Para o modelo discreto, tem-se¹⁵:

$$A_d = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -9,715171 \\ 0 & 0 & 0,928167 \end{bmatrix}$$

$$B_d = \begin{bmatrix} -32,81906 \cdot 10^{-6} & -211,539 \cdot 10^{-6} & 0,140408 \cdot 10^{-6} \\ 1,29242 \cdot 10^{-3} & 2,76104 \cdot 10^{-3} & 1,95887 \cdot 10^{-6} \\ 4,31655 \cdot 10^{-6} & 27,8228 \cdot 10^{-6} & 0,0132376 \cdot 10^{-6} \end{bmatrix}$$

As saídas do modelo serão as próprias variáveis de estado, a partir das quais é possível calcular as outras variáveis do sistema. Portanto, na equação $Y(t) = C X(t) + D U(t)$, onde Y contém as saídas do sistema, as matrizes C e D serão iguais a:

$$C = I_{(\text{posto}(A))} \text{ (matriz identidade)} \quad \text{e} \quad D_{(\text{dimensão}(B))} = \mathbf{0} \text{ (matriz de zeros)}.$$

A premissa acima também é considerada nos demais modelos linearizados.

4.2.1.1.2 Características do modelo linearizado de 3ª ordem da caldeira

A partir das matrizes do modelo linearizado é possível fazer uma análise preliminar de algumas características no modelo linearizado, tais como, estabilidade, controlabilidade e observabilidade, utilizando a teoria de sistemas lineares.

Os autovalores da matriz A são equivalentes aos pólos do sistema no domínio da frequência, e serão iguais a:

$$p_1 = -0,149087; \quad p_2 = 0,000000; \quad \text{e} \quad p_3 = 0,000000.$$

Então, no domínio da frequência, o modelo linearizado de 3ª ordem possui dois pólos na origem do plano S . Dessa forma, o sistema descrito pelo modelo de 3ª ordem é marginalmente estável em malha aberta e possui característica integradora.

A matriz controlabilidade $C = [B \quad AB \quad A^2B]$ possui posto completo (posto 3), portanto o sistema descrito pelo modelo de 3ª ordem é controlável.

A matriz observabilidade $O = [C \quad CA \quad CA^2]'$ possui posto completo (posto 3), portanto o sistema descrito pelo modelo de 3ª ordem é observável.

¹⁵ As matrizes do modelo linear discreto foram calculadas utilizando o programa *Matlab*®.

4.2.1.2 Modelo de 4ª ordem da caldeira

As equações diferenciais não-lineares do modelo de 4ª ordem da caldeira também podem ser escritas conforme a eq. (4.2.1). Aplicando o mesmo método descrito na seção anterior e levando em conta as equações (3.2.43), (3.2.44), (3.2.45) e (3.2.46) do modelo de quarta ordem, tem-se que:

$$F(X(t), U(t)) = \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ f_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} q_f - q_s \\ \dot{Q} + q_f h_f - q_s h_s \\ \dot{Q} - \alpha_r h_c q_{dc} \\ (\rho_s / T_d)(V_{sd0} - V_{sd}) + [(h_f - h_w) / h_c] q_f \end{bmatrix}.$$

$$\Rightarrow F(X(t), U(t)) = \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ f_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u_1 - u_2 \\ u_3 + u_1 h_f - u_2 h_s \\ u_3 - x_3 h_c q_{dc} \\ (\rho_s / T_d)(V_{sd0} - x_4) + [(h_f - h_w) / h_c] u_1 \end{bmatrix} \quad (4.2.6)$$

Os pontos de equilíbrio (\bar{V}_{wt} , \bar{p}_d , $\bar{\alpha}_r$ e \bar{V}_{sd}) para uma determinada condição de regime permanente podem ser encontrados levando em conta considerações similares às da seção anterior. Exemplos numéricos são apresentados nas seções adiante.

A seguir, são determinadas as derivadas parciais da eq. (4.2.6), para aplicação no modelo linearizado:

$$\begin{array}{llll} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} = 0; & \frac{\partial f_1}{\partial x_2} = 0; & \frac{\partial f_1}{\partial x_3} = 0; & \frac{\partial f_1}{\partial x_4} = 0; \\ \frac{\partial f_2}{\partial x_1} = 0; & \frac{\partial f_2}{\partial x_2} = 0; & \frac{\partial f_2}{\partial x_3} = 0; & \frac{\partial f_2}{\partial x_4} = 0; \\ \frac{\partial f_3}{\partial x_1} = 0; & \frac{\partial f_3}{\partial x_2} = 0; & \frac{\partial f_3}{\partial x_3} = -q_{dc} h_c - \alpha_r h_c \frac{\partial q_{dc}}{\partial \alpha_r} & \frac{\partial f_3}{\partial x_4} = 0; \\ \frac{\partial f_4}{\partial x_1} = 0; & \frac{\partial f_4}{\partial x_2} = 0; & \frac{\partial f_4}{\partial x_3} = 0; & \frac{\partial f_4}{\partial x_4} = \frac{-\rho_s}{T_d}. \end{array}$$

Logo, a matriz J_A será dada por:

$$J_A = \frac{\partial F}{\partial X} \Big|_{\substack{X=\bar{X} \\ U=\bar{U}}} = \begin{bmatrix} \partial f_1 / \partial x_1 & \partial f_1 / \partial x_2 & \partial f_1 / \partial x_3 & \partial f_1 / \partial x_4 \\ \partial f_2 / \partial x_1 & \partial f_2 / \partial x_2 & \partial f_2 / \partial x_3 & \partial f_2 / \partial x_4 \\ \partial f_3 / \partial x_1 & \partial f_3 / \partial x_2 & \partial f_3 / \partial x_3 & \partial f_3 / \partial x_4 \\ \partial f_4 / \partial x_1 & \partial f_4 / \partial x_2 & \partial f_4 / \partial x_3 & \partial f_4 / \partial x_4 \end{bmatrix} \Big|_{\substack{X=\bar{X} \\ U=\bar{U}}}$$

$$J_A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & (-q_{dc} h_c - \alpha_r h_c \partial q_{dc} / \partial \alpha_r) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & (-\rho_s / T_d) \end{bmatrix} \Big|_{\substack{X=\bar{X} \\ U=\bar{U}}}$$

$$\frac{\partial f_1}{\partial u_1} = 1; \quad \frac{\partial f_1}{\partial u_2} = -1; \quad \frac{\partial f_1}{\partial u_3} = 0;$$

$$\frac{\partial f_2}{\partial u_1} = h_f; \quad \frac{\partial f_2}{\partial u_2} = -h_s; \quad \frac{\partial f_2}{\partial u_3} = 1;$$

$$\frac{\partial f_3}{\partial u_1} = 0; \quad \frac{\partial f_3}{\partial u_2} = 0; \quad \frac{\partial f_3}{\partial u_3} = 1;$$

$$\frac{\partial f_4}{\partial u_1} = \frac{h_f - h_w}{h_c}; \quad \frac{\partial f_4}{\partial u_2} = 0; \quad \frac{\partial f_4}{\partial u_3} = 0.$$

Então, a matriz J_B será dada por:

$$J_B = \frac{\partial F}{\partial U} \Big|_{\substack{X=\bar{X} \\ U=\bar{U}}} = \begin{bmatrix} \partial f_1 / \partial u_1 & \partial f_1 / \partial u_2 & \partial f_1 / \partial u_3 \\ \partial f_2 / \partial u_1 & \partial f_2 / \partial u_2 & \partial f_2 / \partial u_3 \\ \partial f_3 / \partial u_1 & \partial f_3 / \partial u_2 & \partial f_3 / \partial u_3 \\ \partial f_4 / \partial u_1 & \partial f_4 / \partial u_2 & \partial f_4 / \partial u_3 \end{bmatrix} \Big|_{\substack{X=\bar{X} \\ U=\bar{U}}} = \begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 \\ h_f & -h_s & 1 \\ 0 & 0 & 1 \\ (h_f - h_w) / h_c & 0 & 0 \end{bmatrix} \Big|_{\substack{X=\bar{X} \\ U=\bar{U}}}$$

A equação de espaço de estados contínua do modelo de quarta ordem linearizado da caldeira, analogamente ao modelo de terceira ordem, será dada pela eq. (4.2.3). O modelo linear discreto será conforme eq. (4.2.5).

4.2.1.2.1 Matrizes do modelo linearizado de 4ª ordem da caldeira

Considerando a condição de operação estabelecida na Seção 4.1, as matrizes do modelo linearizado contínuo a parâmetros invariantes no tempo assumem a forma a seguir:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -0,149087 & 0 \\ 0 & 0 & -19,6160 & -0,0833333 \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 1,41725 \cdot 10^{-3} & -2,00382 \cdot 10^{-3} & 0,337043 \cdot 10^{-6} \\ -65,6381 \cdot 10^{-6} & -0,423078 \cdot 10^{-3} & 0,280816 \cdot 10^{-6} \\ 7,22236 \cdot 10^{-6} & 46,5525 \cdot 10^{-6} & 0,0349035 \cdot 10^{-6} \\ -2,95344 \cdot 10^{-3} & 0,0140481 & -0,666458 \cdot 10^{-6} \end{bmatrix}$$

Para o modelo discreto, são obtidas as matrizes:

$$A_d = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0,928167 & 0 \\ 0 & 0 & -9,25475 & 0,959189 \end{bmatrix}$$

$$B_d = \begin{bmatrix} 0,708625 \cdot 10^{-3} & -1,00191 \cdot 10^{-3} & 0,168521 \cdot 10^{-6} \\ -0,0328191 \cdot 10^{-3} & -0,211539 \cdot 10^{-3} & 0,140408 \cdot 10^{-6} \\ 3,47987 \cdot 10^{-6} & 22,4299 \cdot 10^{-6} & 0,0168172 \cdot 10^{-6} \\ -1,46341 \cdot 10^{-3} & 6,76991 \cdot 10^{-3} & -0,408723 \cdot 10^{-6} \end{bmatrix}$$

4.2.1.2.2 Características do modelo linearizado de 4ª ordem da caldeira

Os pólos do sistema no domínio da frequência serão iguais a:

$$p_1 = -0,149087; \quad p_2 = -0,0833333; \quad p_3 = 0,000000; \quad e \quad p_4 = 0,000000.$$

Portanto, no domínio da frequência, o modelo linearizado de 4ª ordem possui dois pólos na origem do plano S . Então, o sistema descrito pelo modelo de 4ª ordem é marginalmente estável em malha aberta e possui característica integradora.

A matriz controlabilidade $C = [B \quad AB \quad A^2B \quad A^3B]$ possui posto completo (posto 4), portanto o sistema descrito pelo modelo de 4ª ordem é controlável.

A matriz observabilidade $O = [C \quad CA \quad CA^2 \quad CA^3]'$ possui posto completo (posto 4), portanto o sistema descrito pelo modelo de 4ª ordem é observável.

4.2.1.3 Modelo dos superaquecedores

O modelo proposto é constituído por equações de espaço de estados lineares e também por equações algébricas não lineares. A linearização das equações algébricas não agrega valor para análise preliminar de características dinâmicas deste modelo.

4.2.1.4 Modelo da fornalha

As equações do modelo proposto são lineares.

4.2.1.5 Modelo da Turbina

O modelo proposto é constituído de equações algébricas não lineares e uma equação diferencial linear. A linearização das equações algébricas não agrega valor para análise preliminar de características dinâmicas deste modelo.

4.2.1.6 Modelo Turbina-Gerador

As equações do modelo proposto são não-lineares e podem ser escritas conforme a seguinte equação:

$$\dot{X}(t) = F(X(t), U(t)) \quad (4.2.7)$$

Aplicando o mesmo método descrito na Seção 4.2.1.1 e levando em conta as equações (3.5.13) e (3.5.14) do modelo do conjunto turbina-gerador, tem-se que:

$$F(X(t), U(t)) = \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} e_{11} \frac{u_1}{x_1} - e_{12} \frac{\text{sen}(x_2)}{x_1} \\ x_1 - u_2 \end{bmatrix}. \quad (4.2.8)$$

Note que x_1 e x_2 correspondem, respectivamente, às variáveis de estado w_{mt} e δ . E u_1 e u_2 correspondem, respectivamente, às variáveis P_m e w_s .

Os pontos de equilíbrio (\bar{x}_1, \bar{x}_2) para uma determinada condição de regime permanente são dados por:

$$\bar{x}_1 = \bar{u}_2 \quad \text{ou} \quad \bar{w}_{mt} = \bar{w}_s; \mathbf{e}$$

$$\bar{x}_2 = \bar{\delta} = \arcsen(P_e(0)/P_{\max}), \text{ conforme eq. (3.5.12).}$$

A seguir, são determinadas as derivadas parciais da eq. (4.2.8), para aplicação no modelo linearizado:

$$\frac{\partial f_1}{\partial x_1} = -\left(\frac{e_{11} u_1 - e_{12} \sen(x_2)}{x_1^2}\right); \quad \frac{\partial f_1}{\partial x_2} = -\frac{e_{12} \cos(x_2)}{x_1};$$

$$\frac{\partial f_2}{\partial x_1} = -u_2; \quad \frac{\partial f_2}{\partial x_2} = 0.$$

Logo, a matriz J_A será dada por:

$$J_A = \left[\begin{array}{cc} -\left(\frac{e_{11} u_1 - e_{12} \sen(x_2)}{x_1^2}\right) & -\frac{e_{12} \cos(x_2)}{x_1} \\ 1 & 0 \end{array} \right]_{\substack{X=\bar{X} \\ U=\bar{U}}} = A$$

$$\frac{\partial f_1}{\partial u_1} = \frac{e_{11}}{x_1}; \quad \frac{\partial f_1}{\partial u_2} = 0;$$

$$\frac{\partial f_2}{\partial u_1} = 0; \quad \frac{\partial f_2}{\partial u_2} = -1.$$

Então, a matriz J_B será dada por:

$$J_B = \left. \frac{\partial F}{\partial U} \right|_{\substack{X=\bar{X} \\ U=\bar{U}}} = \left[\begin{array}{cc} e_{11}/x_1 & 0 \\ 0 & -1 \end{array} \right]_{\substack{X=\bar{X} \\ U=\bar{U}}} = B$$

A equação do modelo linear contínuo e invariante no tempo do conjunto turbina-gerador será dada pela eq. (4.2.3). O modelo linear discreto será conforme eq. (4.2.5).

Para o modelo contínuo a matriz de transição de estados $e^{A t}$ será igual a:

$$e^{A t} = \begin{bmatrix} \frac{(r_1 - a_{11})e^{r_2 t} - (r_2 - a_{11})e^{r_1 t}}{r_1 - r_2} & \left(e^{r_1 t} - e^{r_2 t} \right) \frac{a_{12}}{r_1 - r_2} \\ \left(e^{r_1 t} - e^{r_2 t} \right) \frac{a_{21}}{r_1 - r_2} & \frac{(r_1 - a_{22})e^{r_2 t} - (r_2 - a_{22})e^{r_1 t}}{r_1 - r_2} \end{bmatrix} \quad (4.2.9)$$

Onde:

$$r_1 = \left(a_{11} - \sqrt{a_{11}^2 + 4 a_{12} a_{21}} \right) / 2$$

$$r_2 = \left(a_{11} + \sqrt{a_{11}^2 + 4 a_{12} a_{21}} \right) / 2$$

As soluções das matrizes da equação de espaço de estados discreta (4.2.5) são dadas por:

$$A_d = e^{AT}$$

$$B_d = \begin{bmatrix} i_{11} b_{11} + i_{12} b_{21} & i_{11} b_{12} + i_{12} b_{22} \\ i_{21} b_{11} + i_{22} b_{21} & i_{21} b_{12} + i_{22} b_{22} \end{bmatrix}$$

Onde:

$$i_{11} = \frac{(r_1 - a_{11}) \left(e^{r_2 T} - 1 \right)}{(r_1 - r_2)r_2} - \frac{(r_2 - a_{11}) \left(e^{r_1 T} - 1 \right)}{(r_1 - r_2)r_1}$$

$$i_{12} = \left[\frac{r_2 \left(e^{r_1 T} - 1 \right) - r_1 \left(e^{r_2 T} - 1 \right)}{(r_1 - r_2)r_1 r_2} \right] a_{12}$$

$$i_{21} = \left[\frac{r_2 \left(e^{r_1 T} - 1 \right) - r_1 \left(e^{r_2 T} - 1 \right)}{(r_1 - r_2)r_1 r_2} \right] a_{21}$$

$$i_{22} = \frac{(r_1 - a_{22}) \left(e^{r_2 T} - 1 \right)}{(r_1 - r_2)r_2} - \frac{(r_2 - a_{22}) \left(e^{r_1 T} - 1 \right)}{(r_1 - r_2)r_1}$$

4.2.1.6.1 Matrizes do modelo linearizado do conjunto turbina-gerador

Considerando a condição de operação estabelecida na Seção 4.1, as matrizes do modelo linearizado contínuo a parâmetros invariantes no tempo assumem a forma a seguir:

$$A = \begin{bmatrix} -1,2 \cdot 10^{-14} & -0,0511075 \\ 1 & 0 \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0,312068 \cdot 10^{-6} & 0 \\ 0 & -1 \end{bmatrix}$$

Para o modelo discreto, são obtidas as matrizes:

$$A_d = \begin{bmatrix} 0,993618 & -0,0254994 \\ 0,498936 & 0,993618 \end{bmatrix}$$

$$B_d = \begin{bmatrix} 0,155702 \cdot 10^{-6} & 6,38164 \cdot 10^{-3} \\ 0,0389670 \cdot 10^{-6} & -0,498936 \end{bmatrix}$$

4.2.1.6.2 Características do modelo linearizado do conjunto turbina-gerador

Os pólos do sistema no domínio da frequência serão iguais a:

$$p_1 = -6 \cdot 10^{-15} + 0,226070j; \quad p_2 = -6 \cdot 10^{-15} - 0,226070j.$$

Portanto, no domínio da frequência, o modelo linearizado de 2ª ordem do conjunto turbina-gerador possui todos os seus pólos no lado esquerdo plano S . Então, o sistema descrito pelo modelo é estável em malha aberta. Entretanto, seus pólos contêm parte real muito próxima da origem, o que conduz as partes imaginárias a se estabelecerem praticamente sobre o eixo imaginário jw . Isto confere ao modelo uma característica oscilatória.

A matriz controlabilidade $C = [B \quad AB]$ possui posto completo (posto 2), portanto o sistema descrito pelo modelo é controlável.

A matriz observabilidade $O = [C \quad CA]'$ possui posto completo (posto 2), portanto o sistema descrito pelo modelo é observável.

4.2.2 Modelo linearizado a parâmetros variantes no tempo

Num sistema real como o de uma caldeira, as propriedades da água e do vapor não são constantes, elas são dependentes da pressão (nos estados líquido, saturado e superaquecido) e da temperatura (nos estados líquido e superaquecido), portanto, em decorrência de possíveis alterações de pressão e de temperatura, os seus valores podem variar ao longo do tempo. Considerando essas condições, os valores dos parâmetros do modelo devem variar ao longo do tempo, desta maneira, a eq. (4.2.3) proposta para o modelo linearizado precisa ser reescrita da seguinte maneira:

$$\delta\dot{X}(t) = A(t) \delta X(t) + B(t) \delta U(t) \quad (4.2.10)$$

Assume-se que para cada estado inicial $\delta X(t_0)$ e cada entrada $\delta U(t)$, esta equação de estados possua uma solução única, pois cada elemento de $A(t)$ e $B(t)$ é uma função contínua de t .

No caso discreto, a eq. (4.2.5) assume a forma:

$$\delta X((k+1)T) = A_d(kT) \delta X(kT) + B_d(kT) \delta U(kT) \quad (4.2.11)$$

Esta é uma equação algébrica e suas soluções podem ser calculadas recursivamente, dados o estado inicial $\delta X(k_0T)$ e a entrada $\delta U(kT)$, para $kT > k_0T$. A solução da equação de estados discreta é muito mais simples do que a equação de estados contínua. Neste caso, em cada instante de tempo kT as matrizes A_d e B_d precisam ser recalculadas e atualizadas para que o modelo linearizado possa levar em conta possíveis variações dos parâmetros do sistema.

4.3 SIMULAÇÕES DE RESPOSTA AO DEGRAU

Para conhecimento do comportamento dinâmico dos modelos, são apresentadas simulações das respostas a variações em degrau nas entradas. Uma vez que existem várias entradas e várias variáveis de interesse, são destacadas apenas algumas respostas. Em cada simulação uma entrada é alterada enquanto as outras são mantidas constantes.

Estão disponíveis no mercado várias ferramentas de simulação voltadas para a modelagem de sistemas térmicos. O projeto *Modelica* tem sido bastante citado em publicações desta área, constituindo de uma associação sem fins lucrativos para o desenvolvimento de uma linguagem para modelagem, simulação e programação de sistemas e processos físicos (MODELICA ASSOCIATION, 2007). Relacionado ao projeto *Modelica*, existe um grupo formado por pesquisadores, estudantes e desenvolvedores de programas que se uniram para desenvolver um ambiente de programação, modelagem e simulação baseado em software livre, chamado *OpenModelica*. Existem também ambientes de programação completos para a linguagem *Modelica* e que são comercializados, dentre os quais alguns dos mais conhecidos são: *Dymola*, *MathModelica*, *Mosilab*, *SimulationX* e *Exite*. No entanto, para esta dissertação as simulações foram geradas por meio do programa *Matlab*® devido ao amplo conhecimento

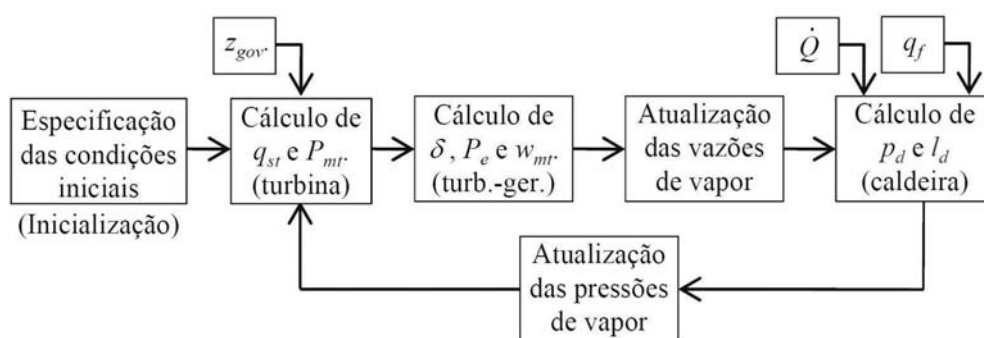


Figura 4.2 – Seqüência de execução do programa de simulação (esquema básico).

sobre o uso do mesmo e a sua disponibilidade na UFES. A seqüência de execução adotada para o programa de simulação segue basicamente o esquema mostrado na Figura 4.2.

4.3.1 Modelos da caldeira

A seguir são apresentados e comentados os resultados de simulações obtidos a partir dos modelos da caldeira descritos na Seção 3.

4.3.1.1 Mudanças na taxa de suprimento de calor

A partir das condições de operação definidas na Seção 4.1, no instante 50 s é aplicada uma variação na taxa de suprimento de calor (\dot{Q}) equivalente a 10 MW de potência. As respostas da pressão de vapor e do nível de água do tubulão¹⁶ a esta variação de potência térmica são mostradas na Figura 4.3, onde é possível observar as diferenças entre as respostas dos vários modelos da caldeira.

Nota-se que não há diferença significativa para a resposta dinâmica da pressão de vapor entre os modelos. Entretanto, para o nível do tubulão, há diferenças significativas entre as respostas dos modelos. O modelo de 2ª ordem se mostra bastante insensível à variação do suprimento de calor, apresentando uma mudança de nível de água muito lenta. No modelo de 3ª ordem, inicialmente, o nível sobe rapidamente, e após aproximadamente 15 segundos continua a subir, porém, lentamente. O modelo de 4ª ordem apresenta um comportamento bem diferente dos demais modelos, revelando a ocorrência de uma pequena subida do nível, segui-

¹⁶ Para comparação entre os modelos, subtrai-se o valor de nível inicial dos valores de nível instantâneos. Dessa forma, é possível observar a variação de nível em relação a uma mesma referência inicial (nível 0,00 m).

da por uma queda de nível por aproximadamente 40 segundos, e depois é notado um aumento contínuo do nível, conforme mostra o gráfico.

Comparando a resposta dos modelos de 3ª e 4ª ordens não lineares com os seus respectivos modelos linearizados, invariante (LTI¹⁷) e variante no tempo (LTV¹⁸), verifica-se que para um horizonte de tempo de até 20 segundos, os modelos lineares se aproximam muito bem dos modelos não lineares. Para este nível de variação de potência térmica, as diferenças entre as respostas dos modelos LTI e LTV não são significativas.

Outras variáveis importantes para análise da resposta dinâmica do sistema, obtidas via modelo de 4ª ordem da caldeira, são apresentadas na Figura 4.4. Observa-se que a pressão do tubulão (p_d) aumenta numa taxa aproximadamente constante, confirmando a característica

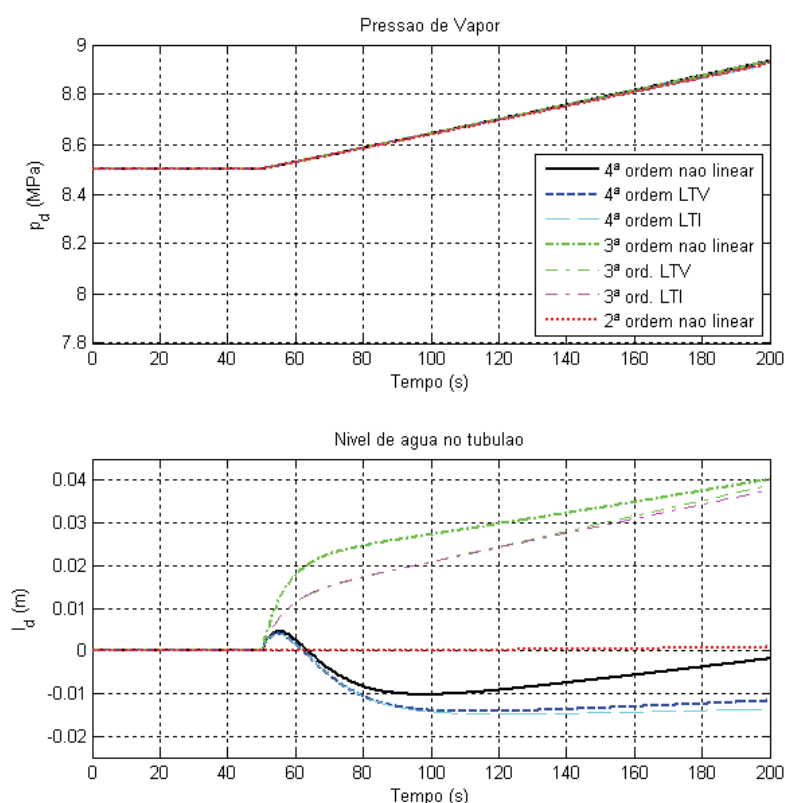


Figura 4.3 – Resposta a um degrau na taxa de suprimento de calor equivalente a 10 MW de potência.

¹⁷ LTI: termo derivado da língua inglesa, *Linear Time-Invariant*.

¹⁸ LTV: termo derivado da língua inglesa, *Linear Time-Varying*.

integradora do sistema, prevista por meio da análise do modelo linearizado da Seção 4.2.1.2.2. O volume total de água (V_{wt}) aumenta devido à condensação que ocorre, devido ao aumento da pressão (a alteração na vazão de condensado (q_{ct}) pode ser observada no gráfico da Figura 4.4). A fração mássica do vapor misturado à água (α_r) aumenta rapidamente num primeiro momento e em seguida continua a aumentar, porém, numa taxa de variação menor. O volume de vapor no tubulão (V_{sd}) cai devido à condensação do vapor. Os resultados obtidos indicam que as respostas dinâmicas calculadas das variáveis do processo apresentam comportamentos coerentes com o que aconteceria em um sistema real.

As respostas obtidas pelo modelo de 4ª ordem, mostradas na Figura 4.4, são similares às repostas obtidas na referência ÅSTRÖM & BELL (2000). Verificam-se diferenças em relação às inclinações das curvas, que ocorrem devido a possíveis diferenças entre condições de operação e parâmetros adotados para simulação, pois alguns dados como calor específico

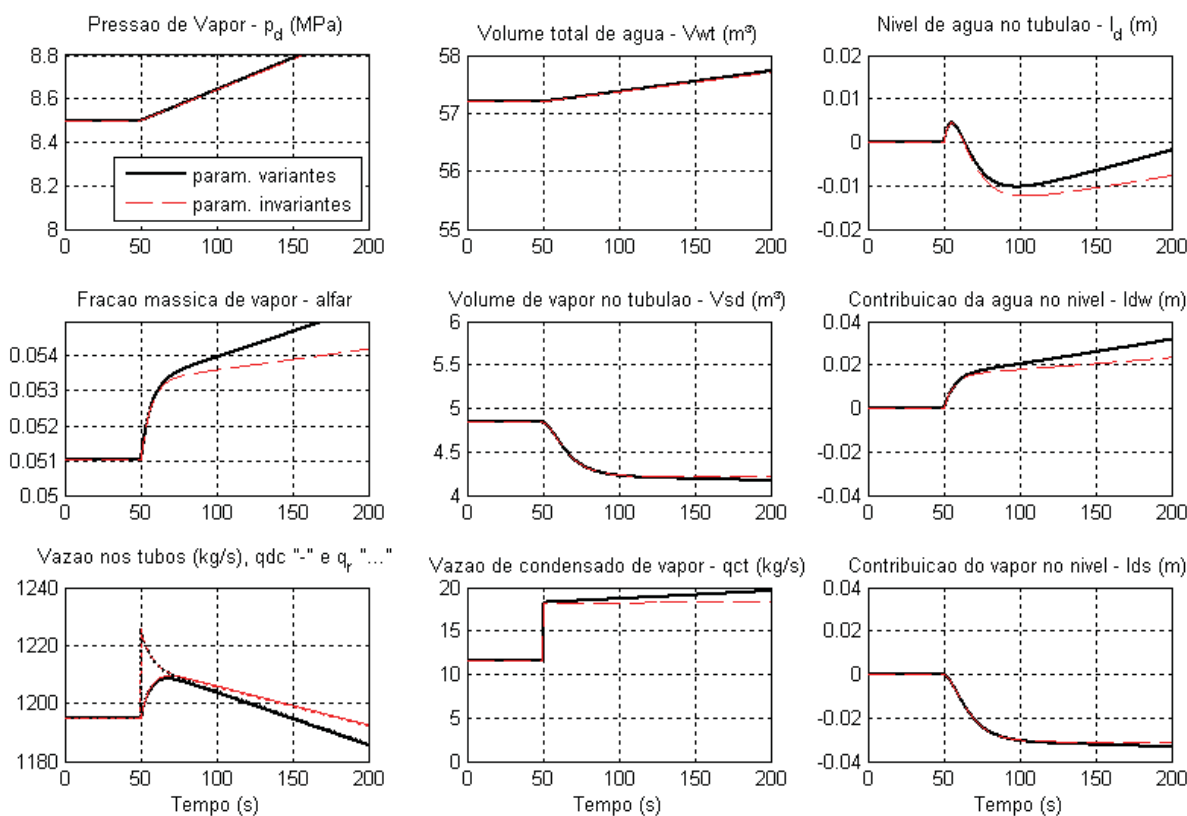


Figura 4.4 – Resposta do modelo não linear a um degrau de 10 MW na taxa de suprimento de calor.

do metal, vazão de vapor, temperatura e pressão da água de alimentação, dentre outros, não foram informados no artigo¹⁹ (veja as figuras C.1.1 e C.1.2 do Anexo C).

4.3.1.2 Mudanças na vazão de vapor

A Figura 4.5 mostra a resposta da pressão e do nível do tubulão a um aumento em degrau de 10 kg/s na vazão de vapor, para os vários modelos considerados. Da mesma forma que fôra observado na seção anterior, não há diferenças significativas entre as respostas de pressão do tubulão dos modelos. Para o nível do tubulão, as respostas de todos os modelos seguem um perfil parecido, considerando que em todas as respostas há inicialmente um au-

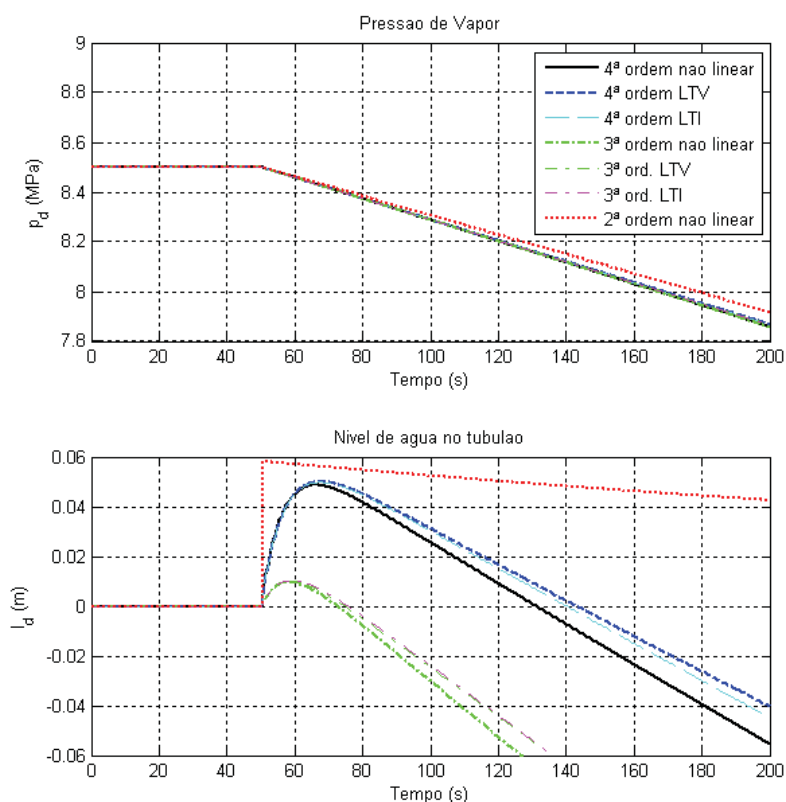


Figura 4.5 – Resposta a um aumento em degrau de 10 kg/s na vazão de vapor.

¹⁹ O Anexo C contém gráficos extraídos da referência ASTROM & BELL (2000), para comparação.

mento do nível, seguido por uma redução contínua do mesmo. Entretanto, são grandes as diferenças de amplitude das respostas de nível do tubulão entre os modelos de ordens diferentes. No momento da variação da vazão de vapor, o modelo de 2ª ordem responde com uma transição abrupta de nível, mas com uma amplitude bem próxima do modelo de 4ª ordem. Esta característica é interessante se a finalidade do modelo for para monitorar ou simular o comportamento da planta em longos intervalos de tempo, pois neste caso uma aproximação grosseira da variação de nível é suficiente. A resposta de nível do tubulão do modelo de 3ª ordem, apesar de traçar um perfil de variação similar ao de 4ª ordem, se distancia muito deste modelo em relação à amplitude dos valores instantâneos. Os modelos lineares de 4ª ordem se aproximam muito bem dos modelos não lineares para curtos horizontes de tempo, de até 20 segundos.

A Figura 4.6 mostra outras variáveis importantes para análise do processo, obtidas do modelo de 4ª ordem. Nota-se que a pressão de vapor do tubulão (p_d) cai de forma aproxi-

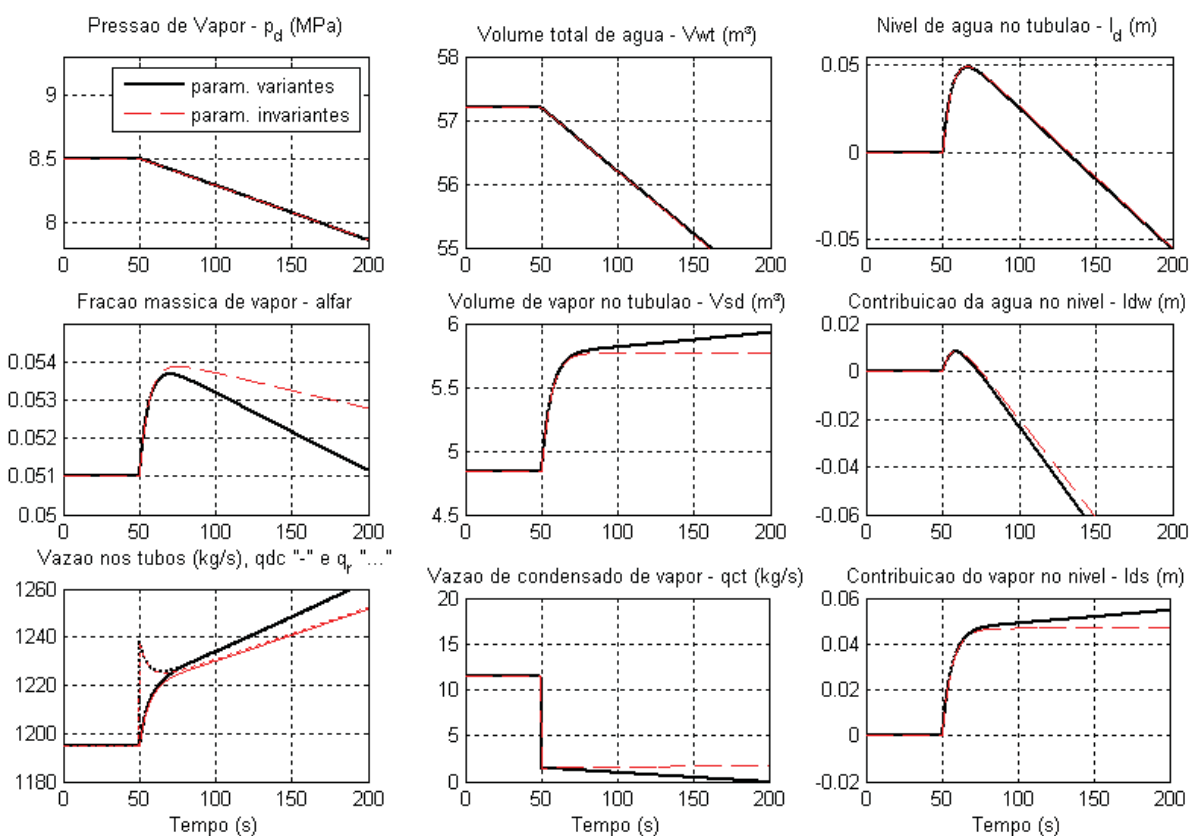


Figura 4.6 – Resposta do modelo não linear de 4ª ordem a um aumento em degrau de 10 kg/s na vazão de vapor.

madamente linear devido ao aumento no consumo de vapor. O volume de água (V_{wt}) também cai, pois a queda de pressão favorece ao aumento da ebulição da água, além disso, como a vazão de água de alimentação é mantida constante, há um desbalanço de massa no sistema. A fração mássica do vapor (α_r) inicialmente sobe rapidamente devido à queda da pressão, e a partir de certo instante começa a cair devido ao aumento gradativo da vazão de circulação nos tubos (q_{cd} e q_r). O volume de vapor no tubulão (V_{sd}) aumenta devido à queda de pressão, que propicia uma maior formação de bolhas de vapor. Este efeito causa um aumento momentâneo do nível do tubulão (l_d). As respostas da Figura 4.6, são similares às repostas obtidas na referência ÅSTRÖM & BELL (2000), conforme pode ser verificado nas figuras C.2.1 e C.2.2 do Anexo C.

Esta simulação mostra claramente os efeitos contraditórios de expansão e contração da água em uma caldeira. Uma vez que esteja ocorrendo a extração de massa do sistema, por meio do aumento da vazão de vapor, é de se esperar que ocorra uma queda do nível de água. Entretanto, isso não acontece imediatamente. Inicialmente, ocorre o aumento do nível do tubulão devido à expansão da mistura de água e vapor abaixo da superfície líquida do nível do tubulão, provocada pela queda de pressão. Somente em um intervalo de tempo mais adiante, devido à redução da condensação do vapor e a queda gradativa do volume de água, o nível de água começa a cair. O efeito contrário, ou seja, uma contração da mistura água-vapor com conseqüente queda do nível do tubulão, ocorreria momentaneamente se a vazão de vapor fosse reduzida. Um estudo deste comportamento característico de sistemas de fase não mínima da dinâmica do nível de água do tubulão de vapor da caldeira pode ser visto no texto de referência (KWANTNY; BERG, 1993).

4.3.1.3 Mudanças na vazão de água de alimentação

A Figura 4.7 mostra a resposta da pressão e do nível do tubulão a um aumento em degrau de 10 kg/s na vazão de água de alimentação da caldeira, para os vários modelos considerados. Nota-se que não há diferenças significativas entre os modelos nas respostas de pressão do tubulão. Quanto às respostas de nível do tubulão, há diferenças significativas de amplitude e de comportamento dinâmico. No modelo de 4ª ordem, inicialmente ocorre uma queda do nível por aproximadamente 11 segundos, e em seguida o nível começa a subir. Nos modelos de 2ª e 3ª ordens esta queda inicial do nível não ocorre.

Na Figura 4.8 podem ser vistas outras variáveis, que podem auxiliar a análise dos modelos. A introdução de água na caldeira, acima da quantidade necessária para atender a demanda de vapor provoca o resfriamento da água saturada da caldeira. Isto é evidenciado

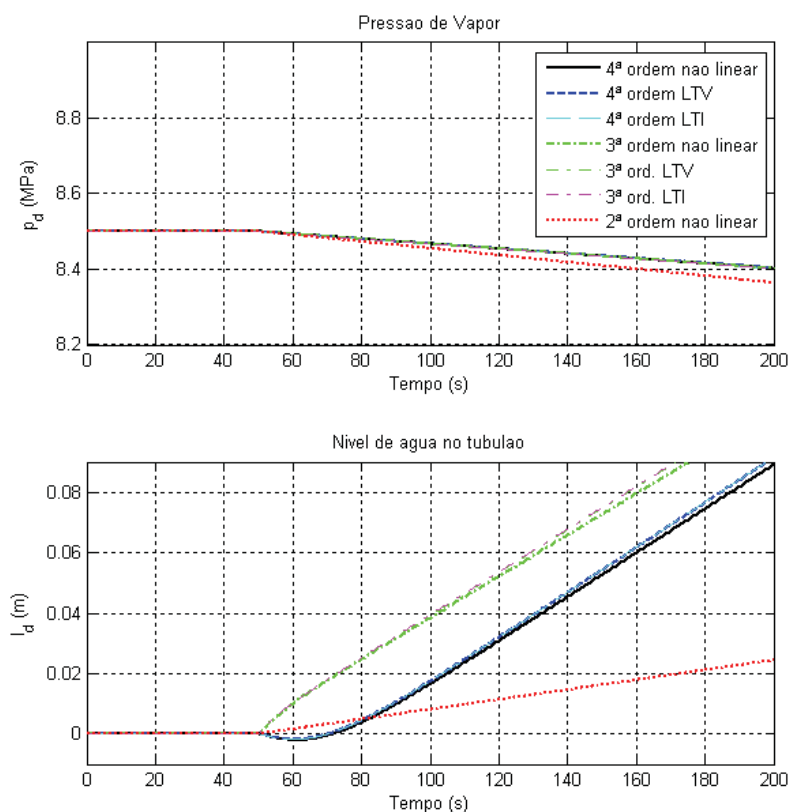


Figura 4.7 – Resposta a um aumento em degrau de 10 kg/s na vazão de água de alimentação.

pela queda da pressão do tubulão (p_d) e pela rápida redução de volume do vapor do tubulão (V_{sd}), que é responsável pela queda momentânea do nível do tubulão. A fração mássica do vapor (α_r) inicialmente tende a subir devido à queda da pressão, mas em seguida começa a cair, pois a injeção de água favorece o aumento da vazão de circulação de água nos tubos (q_{cd} e q_r), resfriando os mesmos. O volume de água total (V_{wt}) sobe de forma aproximadamente linear.

A injeção de água na caldeira pode ser uma estratégia a ser adotada, por exemplo, em situações onde ocorre uma grande rejeição de carga na planta, com redução significativa de vazão de vapor. Nessa situação, a pressão de vapor sobe e o nível do tubulão cai rapidamente. Se o sistema de controle da caldeira dispuser de uma lógica que detecte a ocorrência da rejeição de carga, a injeção momentânea de água de alimentação na caldeira pode ser pro-

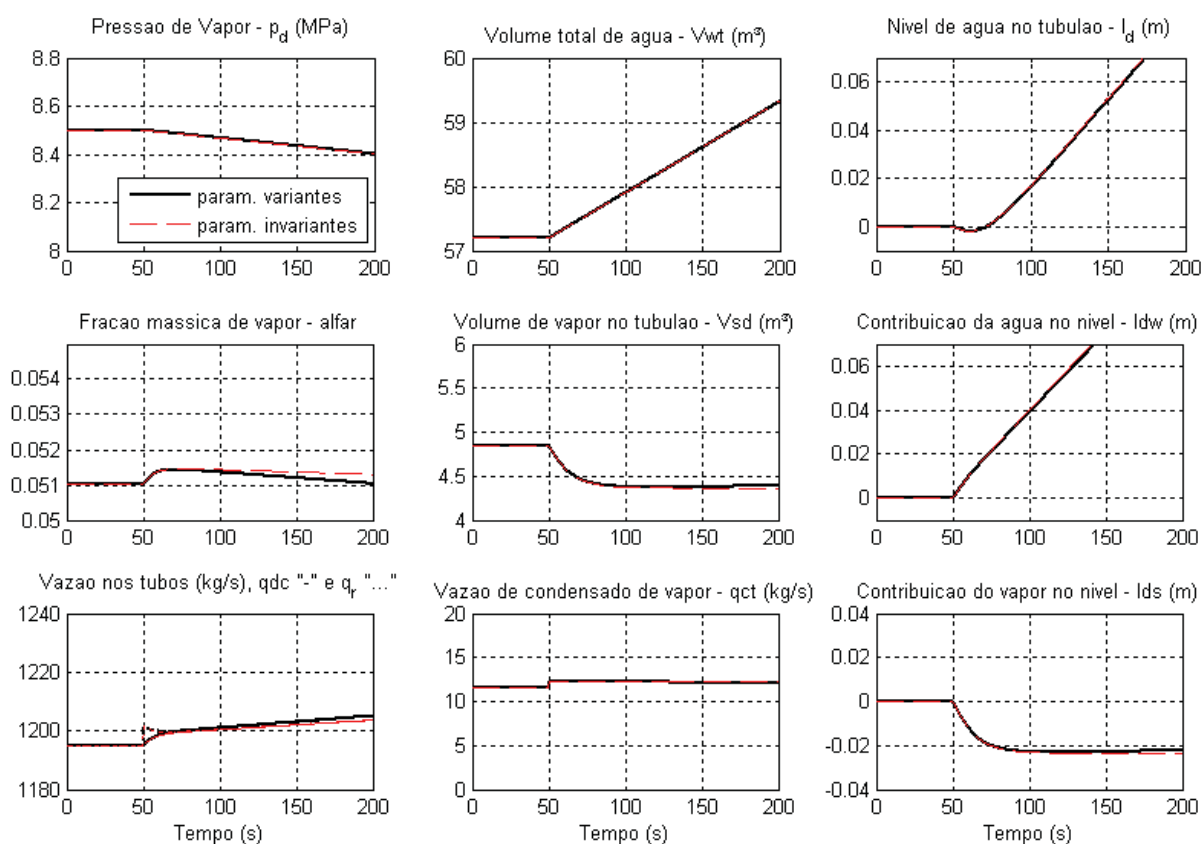


Figura 4.8 – Resposta do modelo de 4ª ordem a um aumento de 10 kg/s na vazão de água de alimentação.

gramada, evitando, assim, uma queda muito acentuada do nível do tubulão, que possui limites mínimo e máximo de operação.

4.3.2 Modelo dos superaquecedores

Para verificação da resposta dinâmica do modelo dos superaquecedores, é considerado que no tubulão de vapor da caldeira a pressão seja mantida em um valor constante. Esta condição é plausível uma vez que, tipicamente, a pressão de vapor é uma variável controlada pelo sistema de controle da caldeira.

A partir das condições de operação definidas na Seção 4.1, com o sistema em regime, no instante 50 s é aplicado um aumento em degrau de 10 kg/s na vazão de vapor para a turbina, na válvula governadora da turbina. Os efeitos provocados nas vazões e pressões de

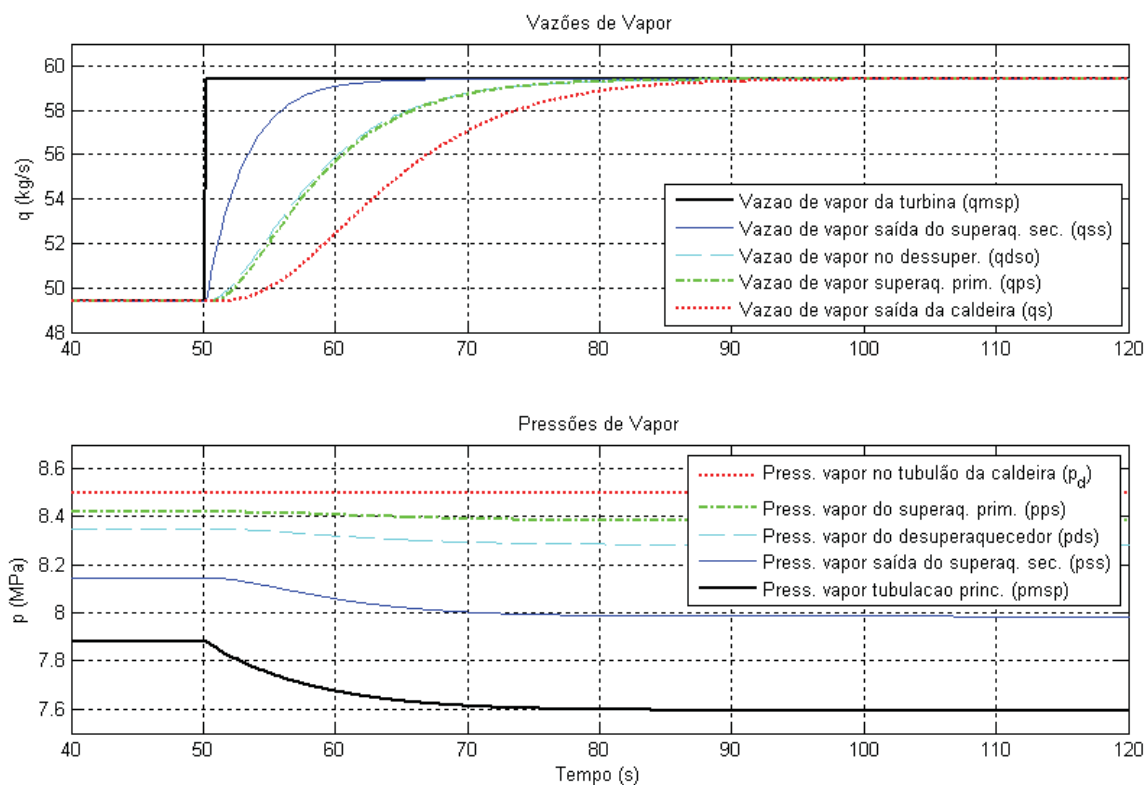


Figura 4.9 – Resposta do modelo dos superaquecedores a um degrau de 10 kg/s na vazão de vapor.

vapor dos volumes concentrados do superaquecedor primário, dessuperaquecedor, superaquecedor secundário e da tubulação principal de vapor da turbina são mostrados na Figura 4.9.

Nota-se que o superaquecedor secundário responde rapidamente à variação brusca de vazão na turbina, ocorrendo o aumento da vazão na saída deste vaso (q_{ss}) quase no mesmo instante da transição da vazão de vapor na entrada da válvula governadora da turbina (q_{msp}). O volume da tubulação principal de vapor supre imediatamente o vapor demandado à custa de uma queda de sua pressão. Na seqüência, os outros vasos vão respondendo ao aumento da vazão, e suas pressões também caem gradativamente até se estabilizarem em outros valores.

Devido ao pequeno volume do dessuperaquecedor, sua influência sobre as dinâmicas de vazão e pressão é praticamente desprezível. Isto é evidenciado pela curva de vazão de vapor na saída do dessuperaquecedor (q_{dso}) que quase se iguala à curva de vazão de vapor na saída do superaquecedor primário (q_{ps}). Portanto, o modelo poderia ser simplificado por meio da eliminação do volume concentrado do dessuperaquecedor.

4.3.3 Modelo da fornalha

Conforme comentado na Seção 3.4, o modelo proposto para a fornalha é bastante simplificado e visa capturar os efeitos associados à principal constante de tempo e ao atraso deste sistema.

A resposta característica deste modelo, considerando a aplicação das condições de operação e parâmetros definidos na Seção 4.1, pode ser vista na Figura 4.10. Nesta figura, no instante 50 s é aplicado um aumento em degrau na vazão de combustível equivalente a uma variação de potência térmica de 10 MW. No gráfico da Figura 4.10, a linha tracejada indica a vazão de combustível e a linha cheia a potência térmica fornecida à caldeira.

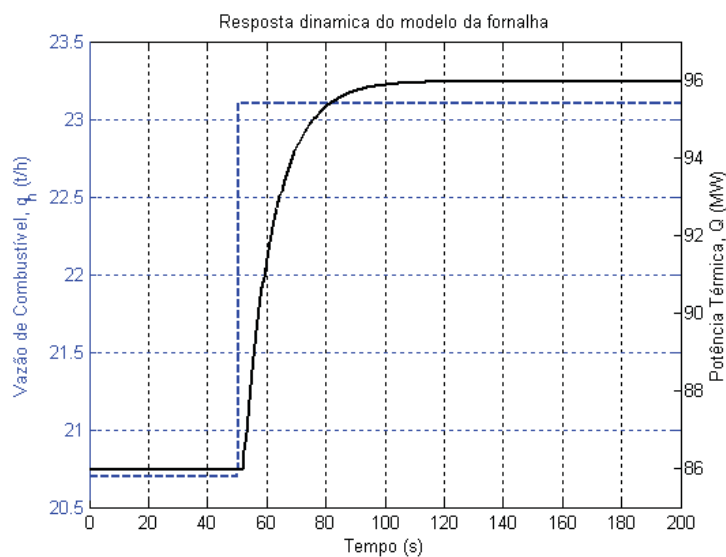


Figura 4.10 – Resposta do modelo da fornalha a um aumento em degrau na vazão de combustível.

A resposta dinâmica obtida é coerente com o modelo proposto. Três segundos após o aumento em degrau na vazão de combustível, dá-se início ao aumento da potência térmica, cuja variação de amplitude é amortecida devido à constante de tempo do processo.

4.3.4 Modelo da turbina

Conforme apresentado na Seção 3.5.1, a resposta dinâmica da turbina em relação ao tempo é governada basicamente por uma função de transferência de primeira ordem sem atraso de transporte, cuja constante de tempo está associada ao volume da câmara de vapor da turbina. Entretanto, a vazão e a pressão de vapor que entra na câmara são estabelecidas pela posição da válvula governadora, que possui uma característica não linear de vazão em função de sua posição. Além disso, a potência mecânica é dependente das propriedades do vapor superaquecido que passa pela turbina, e estas propriedades variam em função da pressão na câmara do vapor. Para compreender melhor estas variáveis e a influência da posição da válvula

governadora sobre a potência mecânica no eixo da turbina, veja os gráficos da Figura 4.11, que apresenta resultados teóricos, calculados a partir das equações do modelo.

Na Figura 4.11, o gráfico da esquerda mostra a curva de vazão de vapor (q_{st}) e potência mecânica (P_m) versus posição da válvula governadora (z_{gov}), e o gráfico da direita mostra a curva de vazão de vapor versus potência mecânica.

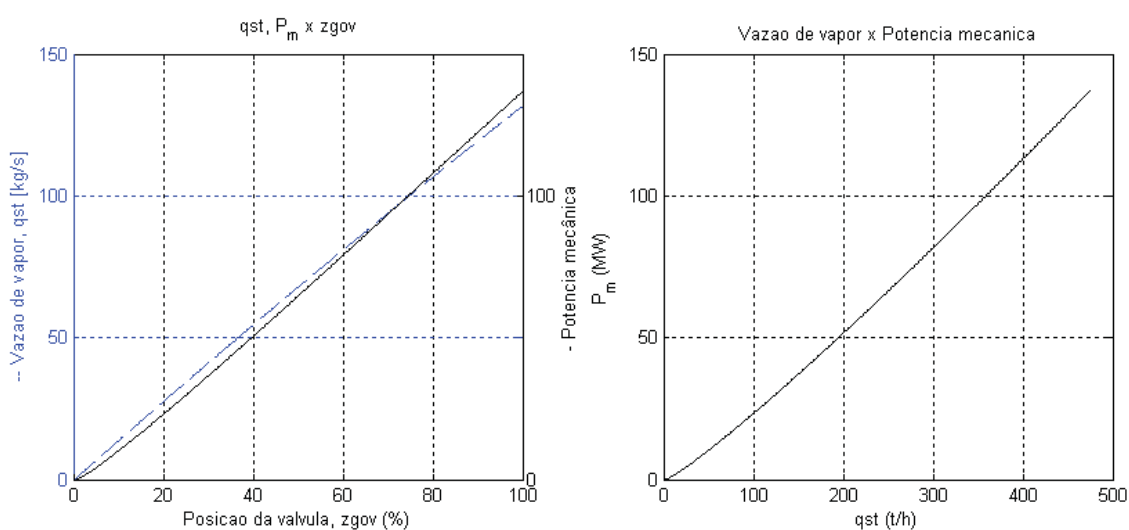


Figura 4.11 – Potência mecânica no eixo da turbina (curva teórica obtida pelo modelo): q_{st} (---); P_m (-).

A partir destes gráficos, observa-se que há uma pequena não linearidade no comportamento do sistema. Portanto, uma simplificação do modelo poderia ser realizada, substituindo as equações não lineares por equações linearizadas, sem prejuízo significativo para o modelo.

4.3.5 Modelo do conjunto turbina-gerador

A Figura 4.12 mostra a resposta do ângulo de potência (δ) e da velocidade da turbina (w_{mt}) a um aumento em degrau de 10 MW na potência mecânica (P_m) fornecida a eixo do

conjunto turbina-gerador para o modelo não linear e o modelo linearizado. Nesta simulação, a velocidade síncrona (w_s) é considerada constante e igual a 3600 rpm. Nota-se que não há diferença significativa entre as respostas do modelo linear e não linear para um horizonte de tempo de até 70 segundos.

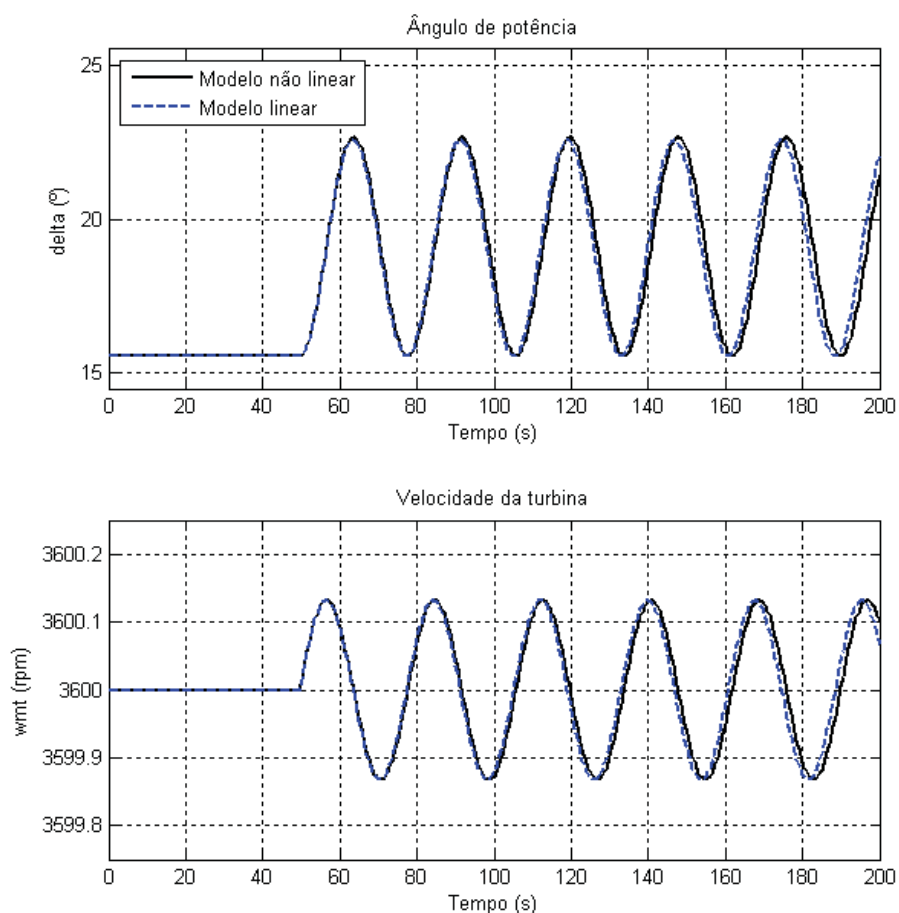


Figura 4.12 – Resposta a um aumento em degrau de 10 MW na potência mecânica entregue ao eixo.

Conforme previsto na análise do modelo linearizado, na Seção 4.2.1.6.2, o sistema possui uma característica oscilatória. As oscilações de baixa frequência observadas, correspondem à mesma velocidade angular (w) dos pólos conjugados do modelo linearizados, igual a 0,226070 rad/s, cujo período equivale a aproximadamente 27,79 s.

4.3.6 Resposta dinâmica geral

Um exemplo da resposta dinâmica geral da planta é mostrado na Figura 4.13. Nesta simulação, todos os modelos são postos a interagir entre si. Dos modelos apresentados, foram utilizados os modelos não lineares. Para a caldeira, utilizou-se o modelo de 4ª ordem.

Uma vez que os modelos estão em malha aberta (sem controlador), os valores das variáveis de entrada foram ajustados de forma a manter inicialmente todo o sistema em equilíbrio, em torno do ponto de operação da planta.

Do instante 200 s até o instante 300 s é provocada uma redução em degrau na vazão de combustível, equivalente a uma redução de 10 MW na taxa de transferência de calor. Nesta perturbação é possível notar uma queda da pressão de vapor e a influência da taxa de transferência de calor sobre a variação de nível de água do tubulão da caldeira. Inicialmente, o nível do tubulão sofre uma pequena queda (quase imperceptível), mas devido à queda significativa da pressão, passa então a subir até o momento em que a pressão para de cair. Observa-se também que o efeito da variação momentânea da potência térmica fornecida à caldeira não é tão significativo sobre a potência elétrica. Na prática, isto possibilita o acendimento e apagamento de alguns queimadores da caldeira sem grandes transtornos, por exemplo, para troca do tipo de combustível utilizado, em operação.

Do instante 2000 s até 2050 s é provocada uma redução em degrau de 2 kg/s na vazão de vapor para a turbina. Pode-se notar neste caso o aumento da pressão do tubulão, os efeitos de contração e expansão da água sobre o nível do tubulão e uma oscilação na potência elétrica (em conformidade com a equação de oscilação do eixo do conjunto turbina-gerador), decorrentes da variação brusca da vazão de vapor. Devido à oscilação de baixa frequência que ocorre no eixo, se o aumento da vazão de vapor para a turbina coincide com o aumento da potência elétrica, que está oscilando, então, os dois efeitos se somam, fazendo com que a amplitude das oscilações aumente. Isto ocorre no instante 2050 s.

Portanto, os resultados obtidos em simulação são coerentes com os resultados esperados de um sistema real como um todo.

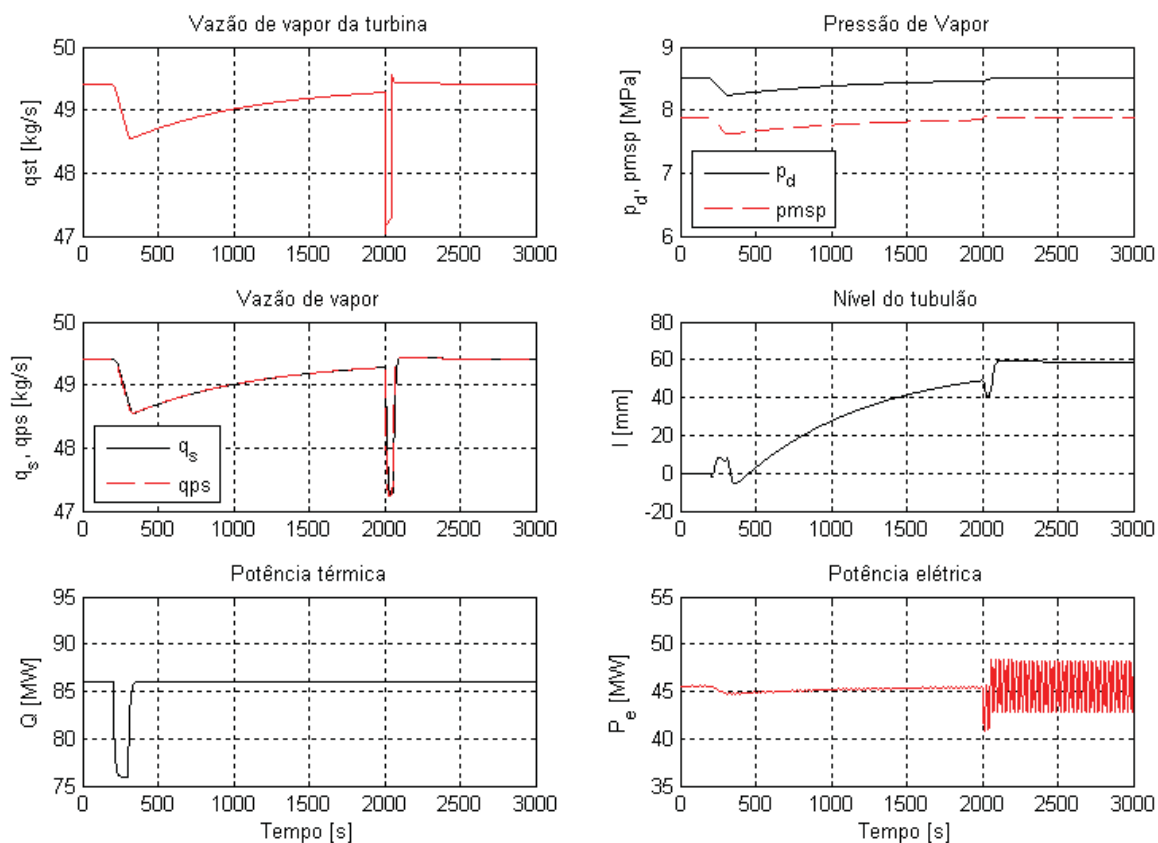


Figura 4.13 – Resposta do modelo de 4ª ordem a um aumento de 10 kg/s na vazão de água de alimentação.

4.4 VALIDAÇÃO

Para avaliação da qualidade dos modelos, foram utilizados dados reais obtidos de uma central termelétrica, com capacidade de geração de 75 MW, pertencente à ArcelorMittal Tubarão, usina siderúrgica²⁰, situada no município de Serra-ES. Esta usina siderúrgica possui geração própria de energia elétrica e realiza o reaproveitamento de subprodutos gerados nos

processos produtivos, utilizando os mesmos como combustíveis para geração de energia nas centrais termelétricas²¹. A usina conta com um parque de seis centrais termelétricas, com capacidade total de geração de 482 MW e uma turbina de recuperação de pressão de topo de alto-forno acoplada a um gerador elétrico de 16 MW.

Para comparação, os modelos apresentados foram ajustados com os parâmetros da central termelétrica nº 3 (CTE #3) da ArcelorMittal Tubarão. O registro das variáveis da planta foi obtido a partir do SDCD²² existente, utilizando um servidor OPC²³ também existente.

As saídas dos modelos foram geradas a partir das variáveis de entrada da planta, que foram utilizadas para alimentar os modelos. O percentual de ajuste dos modelos aos dados reais foi calculado utilizando a função *compare* do programa *Matlab*®, que também possui a facilidade de gerar automaticamente gráficos das respostas obtidas de diferentes modelos para comparação com a resposta real medida. Como esta função necessita de uma estrutura de modelo padronizada para comparação entre os dados medidos e o modelo, foi criada uma estrutura de modelo ARX²⁴ fazendo com que a saída do modelo ARX fosse igual a uma das entradas, sendo esta entrada selecionada alimentada com as saídas geradas pelos modelos (lineares e não lineares) apresentados nesta dissertação.

4.4.1 Coleta de dados reais para validação dos modelos

Para coleta de dados da CTE #3 foi necessário elaborar um Plano de Trabalho para colocar a planta em condições favoráveis, de maneira que os dados pudessem ser utilizados

²⁰ Anteriormente denominada Companhia Siderúrgica de Tubarão - CST

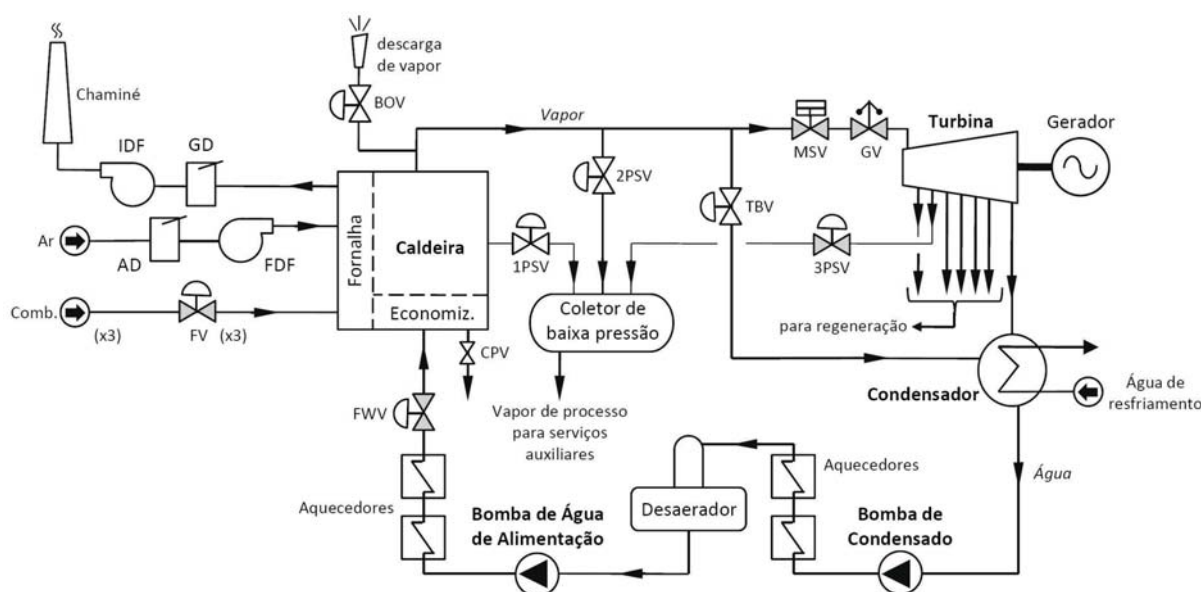
²¹ Combustíveis: gás de alto-forno, gás de coqueria, alcatrão e gás de aciaria.

²² SDCD: sistema digital de controle distribuído (termo em inglês: *DCS - distributed control system*).

²³ *OPC: Ole for process control* - sistema informatizado que possibilita a comunicação de dados entre equipamentos de fabricantes diferentes.

para validação dos modelos. Como qualquer outra planta similar, a CTE #3 possui válvulas de alívio de pressão, válvulas de purga, válvulas de segurança, válvulas de desvio (*by pass*) de vapor e derivações na tubulação principal de vapor para suprimento de vapor a equipamentos auxiliares. Todos estes itens correspondem a pontos de saída de vapor do sistema, entretanto, não medidos. Juntamente com o pessoal de operação e manutenção da central termelétrica foram avaliadas as medidas necessárias para reduzir ao mínimo os consumos não medidos de vapor, de forma a possibilitar a utilização dos dados medidos para a validação. Para melhor compreensão, a Figura 4.14 apresenta um fluxograma básico da CTE #3.

O Plano de Trabalho contemplou a realização de dois tipos de teste, o primeiro visando gerar excitação na planta para validação do modelo da caldeira, e o segundo visando capturar variações na caldeira e na turbina. Para informação, o conteúdo deste plano está dis-



Legenda:

AD: damper ou regulador de ar (*air damper*)
 GD: damper ou regulador de gás de chaminé (*flue gas damper*)
 FDF: ventilador de tiragem forçada (*forced draft fan*)
 IDF: ventilador de tiragem induzida (*induced draft fan*)
 FV: válvula de combustível (*fuel valve*)
 FWV: válvula de água de alimentação (*feed water valve*)
 CPV: válvula de purga contínua (*continuous purge valve*)

BOV: válvula de descarga (alívio) para a atmosfera (*blow-off valve*)
 MSV: válvula de bloqueio principal (*main stop valve*)
 GV: válvula reguladora de vapor ou governadora (*governor valve*)
 TBV: válvula de desvio de vapor da turbina (*turbine by pass valve*)
 1PSV: válvula de vapor de processo nº 1 (*#1 process steam valve*)
 2PSV: válvula de vapor de processo nº 2 (*#2 process steam valve*)
 3PSV: válvula de vapor de processo nº 3 (*#3 process steam valve*)

Figura 4.14 – Fluxograma básico da Central Termelétrica nº 3 da ArcelorMittal Tubarão.

²⁴ ARX: modelo autoregressivo com entradas exógenas (do inglês: *AutoRegressive with eXogenous inputs*).

ponível no **Anexo D**. A seqüência de operações descrita no plano foi realizada em 26 de maio de 2009. Após verificação dos dados, constatou-se que, devido a perturbações inerentes ao processo, o nível de excitação escolhido para o segundo teste não foi suficiente para provocar os resultados esperados. Dessa forma, apenas os dados do primeiro teste foram utilizados para a validação do modelo da caldeira. Dados anteriores e posteriores à execução dos testes programados foram utilizados para validação dos demais modelos, conforme descrito a seguir.

4.4.2 Condições de operação e parâmetros da CTE #3

A Tabela 4.4 apresenta os dados básicos de operação e os parâmetros físicos e construtivos da CTE #3 utilizados para a simulação e validação a partir dos dados reais medidos. Alguns destes parâmetros foram obtidos diretamente a partir de dados de projeto construtivo da caldeira. Outros parâmetros, não disponíveis de forma direta, foram calculados a partir de desenhos de montagem e manuais de manutenção²⁵.

Uma diferença existente na caldeira da CTE #3 em relação à caldeira da referência ÅSTRÖM & BELL (2000) é que a caldeira da CTE #3 possui tubulão de água (volume V_{dw}) e o volume do economizador (V_{eco}) foi incluído para compor o volume total de água, pois a medição de vazão existente se encontra antes do economizador da caldeira. Portanto, o volume total da caldeira CTE #3 foi calculado da seguinte maneira:

$$V_t = V_{st} + V_{wt} = V_d + V_r + V_{dc} + V_{dw} + V_{eco} \quad (4.4.1)$$

Outra diferença existente é que a caldeira da CTE #3 dispõe de três tipos de combustíveis para queima: (1) gás de alto-forno (*BFG*); (2) gás de coqueria (*COG*); e (3) alcatrão (*TAR*).

²⁵ Disponibilizados para consulta pela ArcelorMittal Tubarão, mediante termo de autorização.

Tabela 4.4 – Resumo de parâmetros da central termelétrica nº 3 da ArcelorMittal Tubarão

Condições de Operação		Parâmetros dos Superaquecedores	
$P_e(0)$	57,65 MW	V_{ps}	8,79 m ³
$p_d(0)$	10,47 MPa	V_{ds}	0,20 m ³
T_{ss}^*	543,0 °C	V_{ss}	12,11 m ³
T_f^*	265,9 °C	V_{msp}	8,97 m ³
$q_{h1}(0)$	44,794 m ³ /s	K_{aps}	$1,216 \cdot 10^{-4}$
$q_{h2}(0)$	1,456 m ³ /s	K_{ads}	$2,272 \cdot 10^{-3}$
$q_{h3}(0)$	0,000 kg/s	K_{ass}	$7,221 \cdot 10^{-4}$
Parâmetros da Caldeira		K_{msp}	$3,466 \cdot 10^{-3}$
V_d	15 m ³	T_{ps}^*	431,38 °C
V_r	33,8 m ³	T_{ds}^*	397,50 °C
V_{dc}	49,3 m ³	T_{msp}^*	540,31 °C
V_{dw}	5,8 m ³	Parâmetros da Turbina	
V_{eco}	19,5 m ³	τ_{ch}	0,05 s
m_t	351600 kg ⁽²⁶⁾	p_{to}	0,006532 MPa
m_r	80000 kg	η_{st}	0,8125
m_d	48660 kg	C_1	11,30 MPa kg ⁻¹ s
T_d	17 s	C_2	43,40 kg MPa ^{-1/2}
A_d	9,9584 m ²	w_{mt}^*	3600 rpm
A_{dc}	0,7349 m ²	Σq_{ex}	= $q_{ss} - q_{cond}$ kg/s
c_m	0,560 kJ/(kg °C)	h_{ex}	= $(h_{ch} + h_{toi})/2$
Parâmetros da Fornalha		Conjunto Turbina-Gerador Elétrico	
C_{h1}	753,71 kcal/m ³ (27)	J	4460 kg m ²
C_{h2}	4511,4 kcal/m ³ (25)	pl	2
C_{h3}	8200,0 kcal/kg	f^*	60 Hz
$máx. q_{h1}$	300000 m ³ /h	P_{enom}	75 MW

²⁶ Inclui o economizador.

²⁷ Volume normalizado às condições normais de pressão e temperatura (0°C e 1 atm), em base seca.

$máx.q_{h2}$	27500 m ³ /h	P_{emax}	80 MW
$máx.q_{h3}$	35000 kg/h	-	-
$\eta_{f1}, \eta_{f2}, \eta_{f3}$	0,5337 ⁽²⁸⁾	-	-
$\tau_{f1}, \tau_{f2}, \tau_{f3}$	~107 s ⁽²⁸⁾	-	-
$\tau_{c1}, \tau_{c2}, \tau_{c3}$	0 s ⁽²⁹⁾	-	-

4.4.3 Validação dos modelos da caldeira

Para validação dos modelos da caldeira as vazões de água e de vapor foram mantidas aproximadamente constantes e após determinado intervalo de tempo foi provocada uma variação na vazão de um dos combustíveis, equivalente a uma variação de potência térmica de 1,50 MW. As variáveis de entrada e de saída obtidos da planta são mostradas na Figura 4.15.

As variáveis de entrada medidas foram aplicadas aos modelos, considerando o mesmo intervalo de tempo da Figura 4.15. Como resultado, saídas foram geradas a partir dos modelos para comparação com a saída medida na planta real. A resposta dinâmica dos modelos e o percentual de ajuste de cada modelo aos dados reais são apresentados nas Figuras 4.16 e 4.17.

Observa-se na Figura 4.16 que os modelos não lineares produziram uma resposta dinâmica muito próxima da resposta real da planta para todo o intervalo de tempo considerado (5 minutos), com percentuais de ajuste superiores a 90,0 %. Entretanto, os modelos lineares produziram respostas satisfatórias apenas durante os primeiros 20 segundos.

Para a resposta dinâmica do nível do tubulão (Figura 4.17), o modelo de 4^a ordem apresentou melhor resultado, com 73,26% de ajuste em relação aos dados reais. As respostas dos demais modelos foram divergindo ao longo do tempo em relação à resposta dinâmica real.

²⁸ Variante com o tempo.

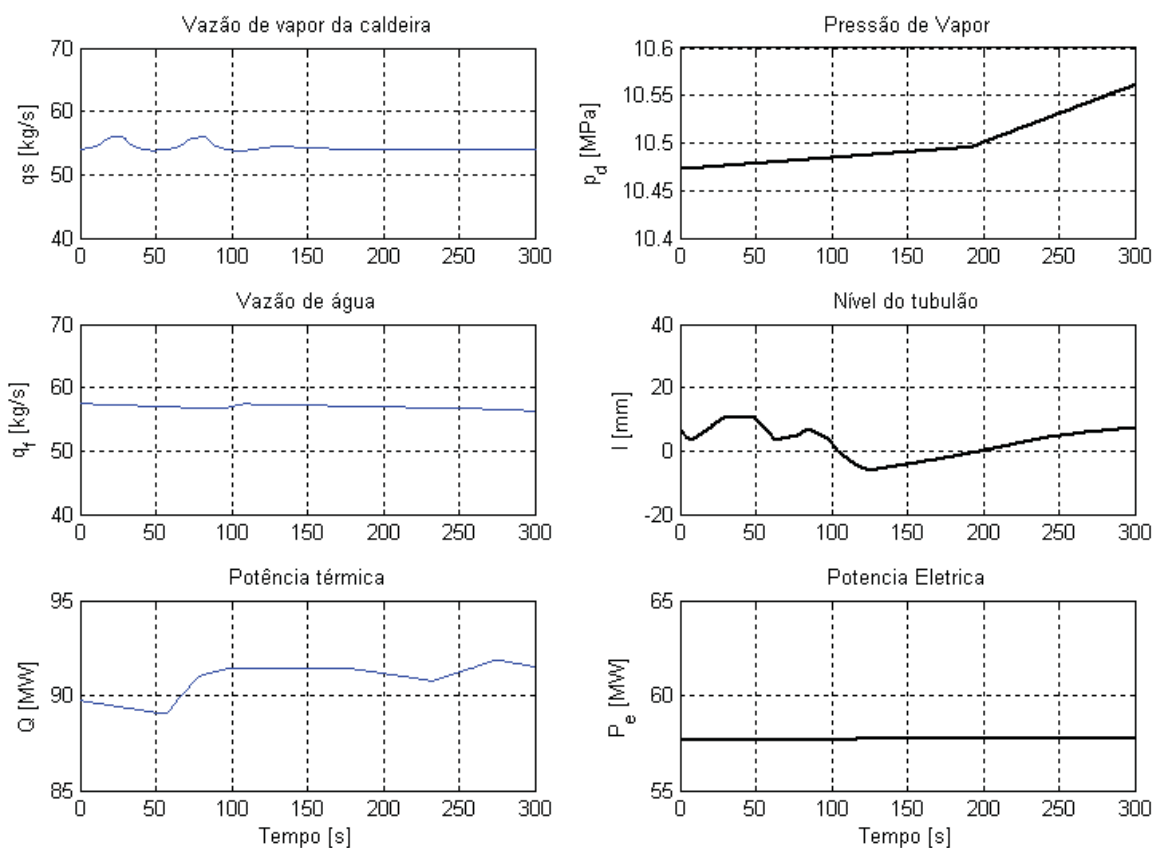


Figura 4.15 – Resposta real da caldeira (CTE #3) a um aumento de 1,5 MW na taxa de suprimento de calor.

Considerando que os modelos propostos podem ser utilizados para finalidade de predição, sugere-se que a análise da resposta dinâmica também seja feita em um horizonte de tempo menor, conforme mostrado na Figura 4.18, que apresenta o resultado da simulação para intervalo de tempo de 2 minutos. Neste caso, os modelos não lineares de 3^a e de 4^a ordem se aproximam relativamente bem da resposta real, com percentuais de ajuste de 40,41% e 56,14%, respectivamente. Na seqüência, o modelo linear de 4^a ordem obteve percentual de ajuste de 34,1%. O modelo linear de 3^a divergiu rapidamente ao longo do tempo em relação aos dados reais. Contudo, o modelo não linear de 2^a ordem se aproximou muito bem da resposta real durante os primeiros 25 segundos, instante a partir do qual sua resposta começa a se afastar progressivamente da resposta real medida.

²⁹ Parâmetro não identificado, variante com o tempo.

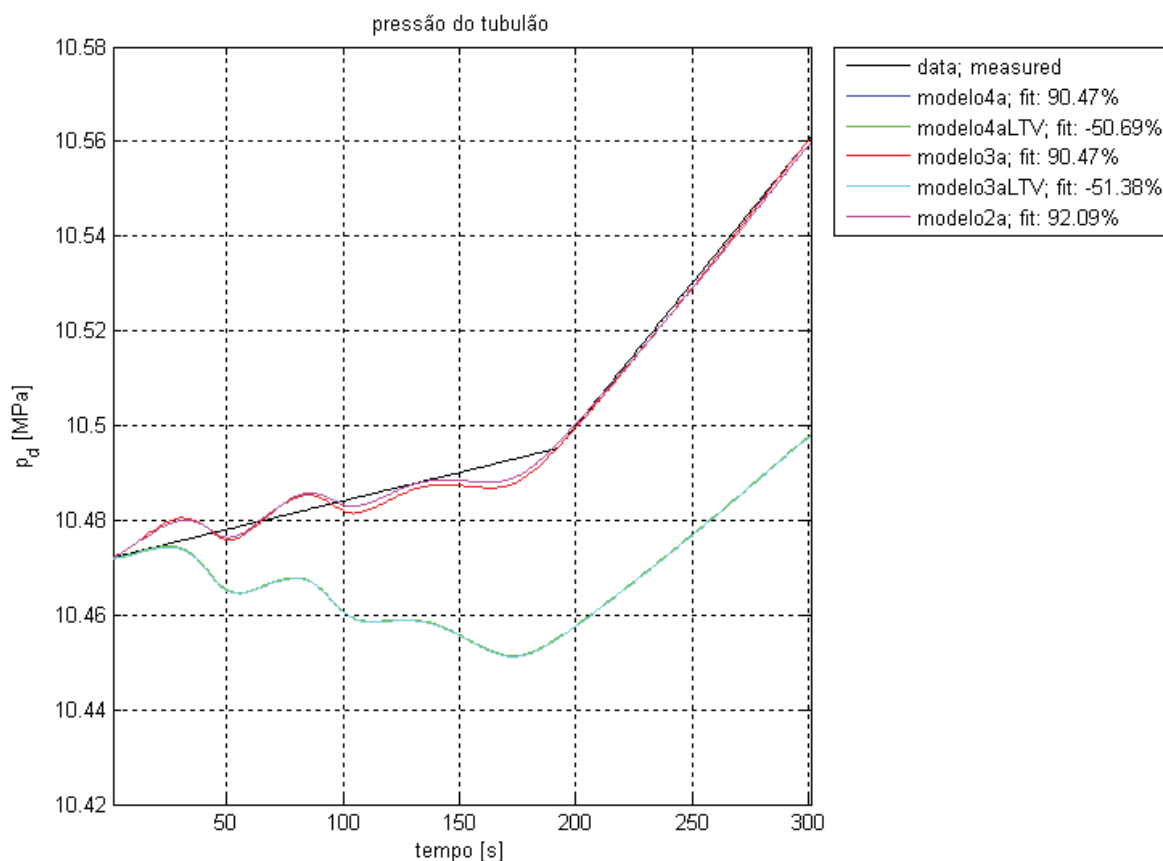


Figura 4.16 – Respostas simuladas a partir dos modelos e resposta real da pressão do tubulão da caldeira.

4.4.3.1 Dificuldades encontradas para ajuste dos dados e observações

Ao entrar com os dados brutos obtidos da planta e gerar as saídas dos modelos pela primeira vez, notou-se que havia um problema de balanço de massa, devido à vazão média de vapor medida estar com valor inferior à vazão de água de alimentação da caldeira. Para solucionar este problema foi necessário adicionar uma pequena vazão de vapor (aproximadamente 3,00 kg/s) à vazão de vapor medida. Acredita-se que esta diferença ocorre devido a possíveis vazamentos (passagem) de vapor através das válvulas de controle das tubulações auxiliares (descarga para atmosfera, vapor de processo, etc.). Atribuiu-se a esta quantidade o nome de vazão de vapor de vazamentos, q_{slk} . Observou-se também que alguns parâmetros da

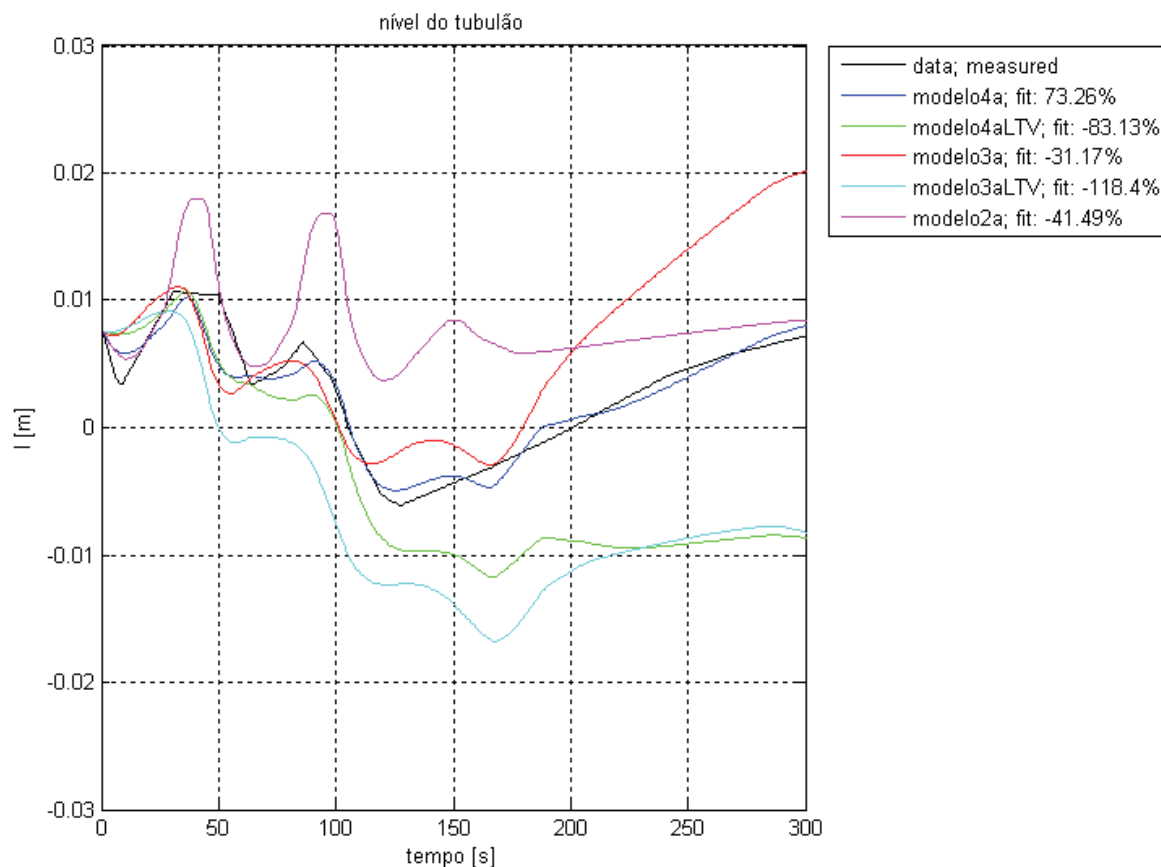


Figura 4.17 – Respostas simuladas a partir dos modelos e resposta real do nível do tubulão da caldeira.

fornalha são variantes com o tempo, por exemplo: a eficiência térmica, os atrasos e as constantes de tempo. Isso dificultou extremamente o ajuste dos dados, pois para cada intervalo de tempo escolhido se fez necessário reajustar estes parâmetros da fornalha e o valor da vazão de vazamentos (q_{silk}).

Devido ao motivo exposto acima, constata-se que é necessário melhorar e rever o modelo da fornalha para que as respostas dinâmicas do modelo da caldeira possam ser obtidas com maior exatidão. Entretanto, conforme mencionado nos capítulos anteriores, a modelagem da fornalha não fez parte do foco principal deste trabalho.

A vazão de vapor utilizada como entrada para o modelo da caldeira (q_s) foi gerada a partir do modelo dos superaquecedores, comentado a seguir, pois a medição de vazão de

vapor da caldeira da CTE #3 se encontra instalada após a saída do superaquecedor secundário (q_{ss}). Portanto, na validação dos modelos da caldeira, já está contemplada a interação dos mesmos com o modelo dos superaquecedores.

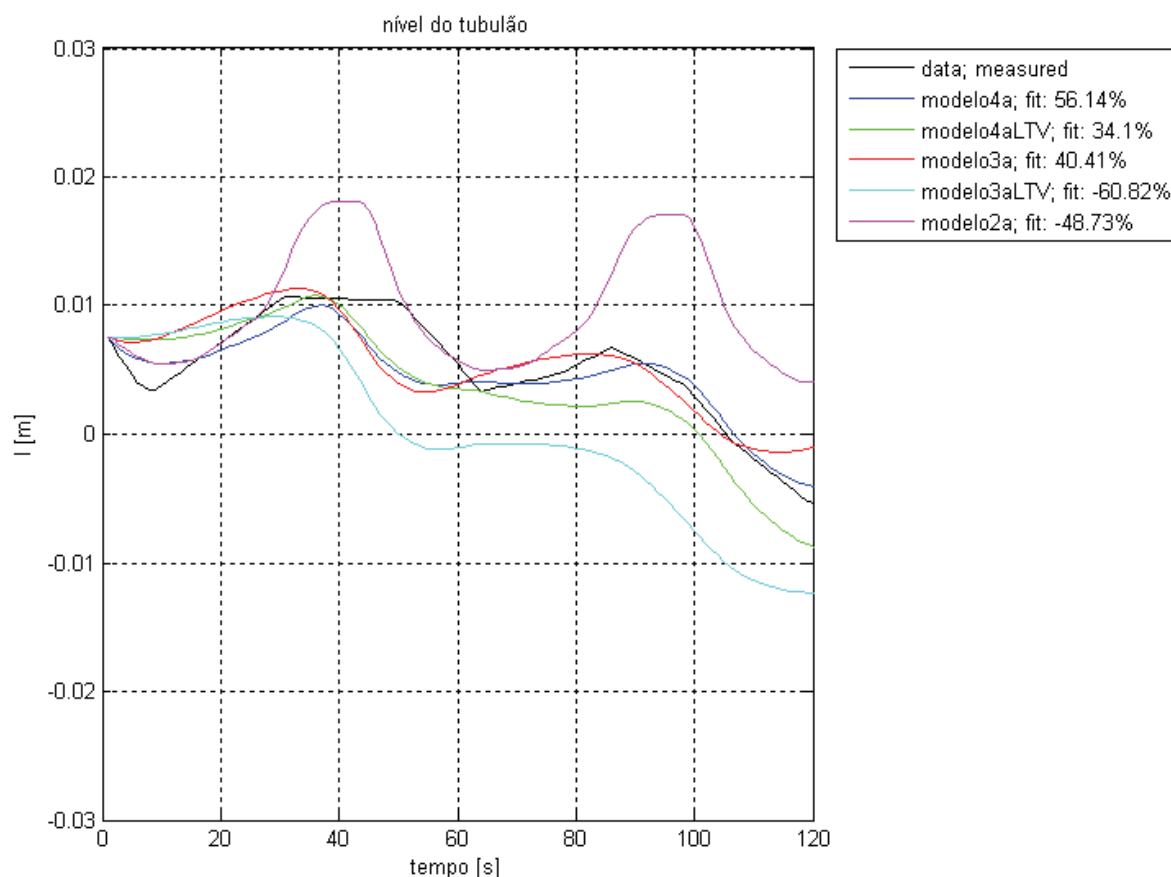


Figura 4.18 – Resposta de nível do tubulão da caldeira para um intervalo de tempo de 2 minutos.

4.4.4 Modelo dos superaquecedores

Para validação do modelo dos superaquecedores, um intervalo de tempo dos dados coletados da planta real foi selecionado para alimentar as entradas dos modelos e gerar as saídas dos mesmos para comparação com as saídas reais medidas. As variáveis de saída escolhidas para comparação foram a pressão de vapor na saída do superaquecedor secundário (p_{ss})

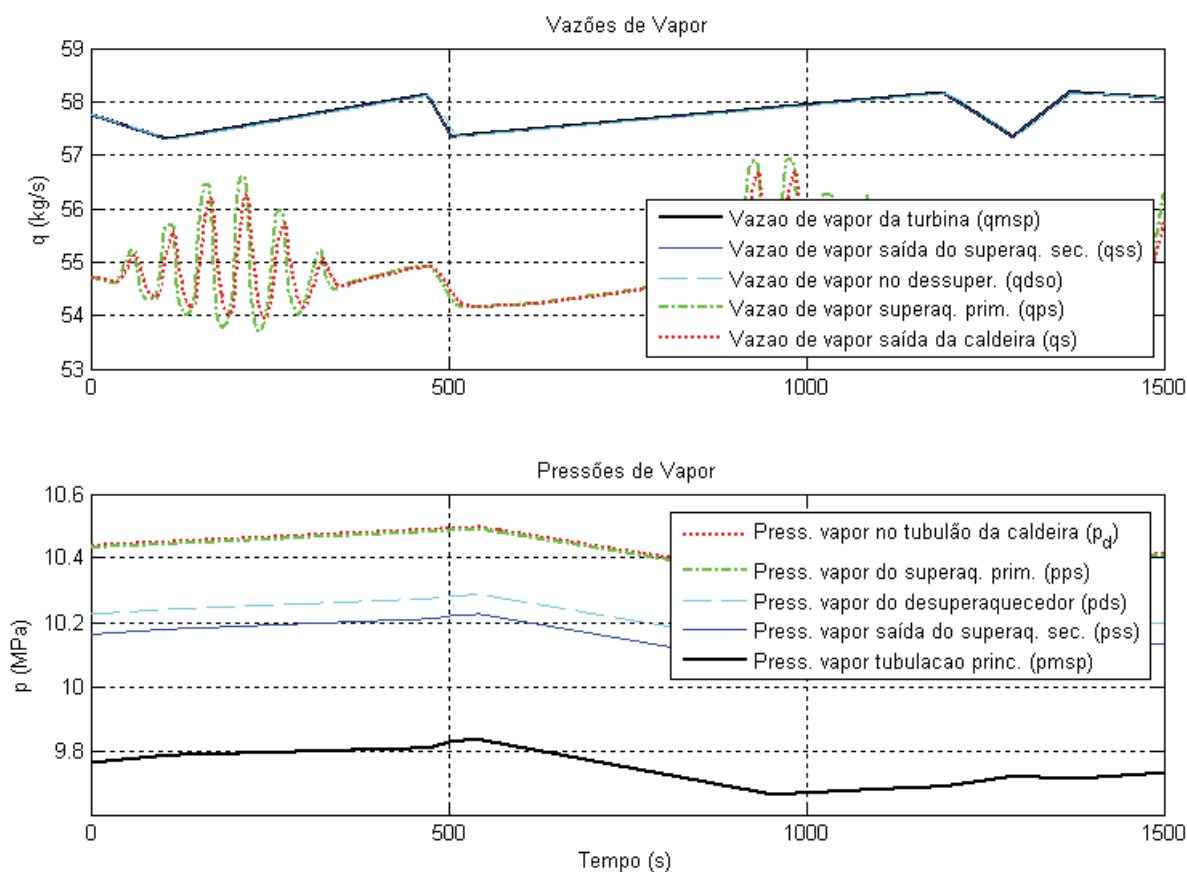


Figura 4.19 – Resposta do modelo dos superaquecedores geradas a partir de variáveis de entrada medidas.

e a pressão de vapor na extremidade final da tubulação principal de vapor (p_{msp}) - entrada da válvula governadora da turbina. Os volumes concentrados do modelo foram atribuídos a estes pontos devido à disponibilidade de instrumentos de medição nos mesmos.

Devido a medição de vazão existente estar localizada na saída do superaquecedor secundário (q_{ss}), a vazão de vapor na entrada da válvula governadora (q_{msp}) foi atribuída igual a q_{ss} . As respostas dinâmicas das variáveis do modelo são apresentadas na Figura 4.19. Foram utilizadas como entradas medidas a pressão do tubulão (p_d) e a vazão de vapor na saída do superaquecedor secundário (q_{ss}).

A Figura 4.20 contém o resultado da comparação entre a pressão medida na saída do superaquecedor secundário e a pressão equivalente calculada a partir do modelo (p_{ss}). E a Figura 4.21 apresenta o resultado para a pressão na tubulação principal de vapor (p_{msp}). Em

ambos os casos os percentuais de ajuste dos resultados gerados pelo modelo em relação aos dados reais medidos é satisfatório.

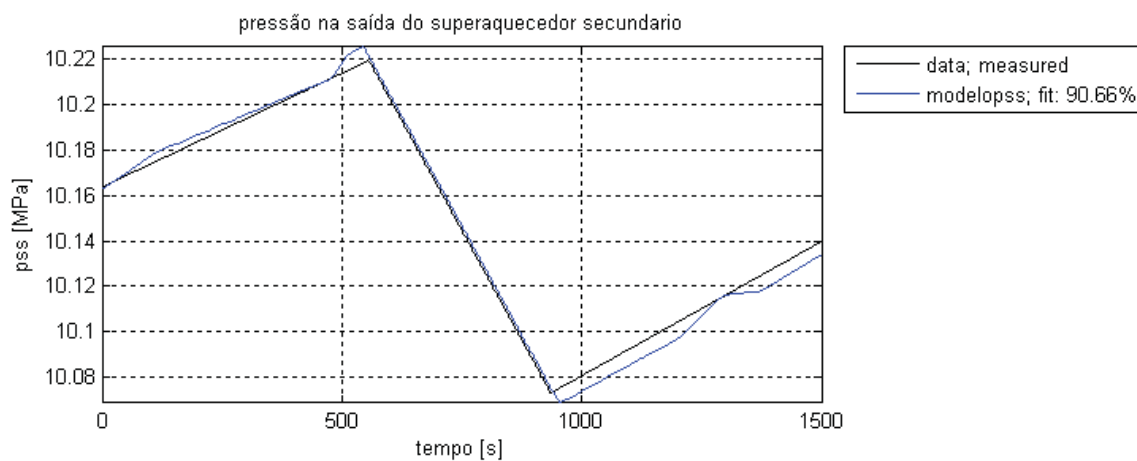


Figura 4.20 – Resposta dinâmica da pressão na saída do superaquecedor secundário.

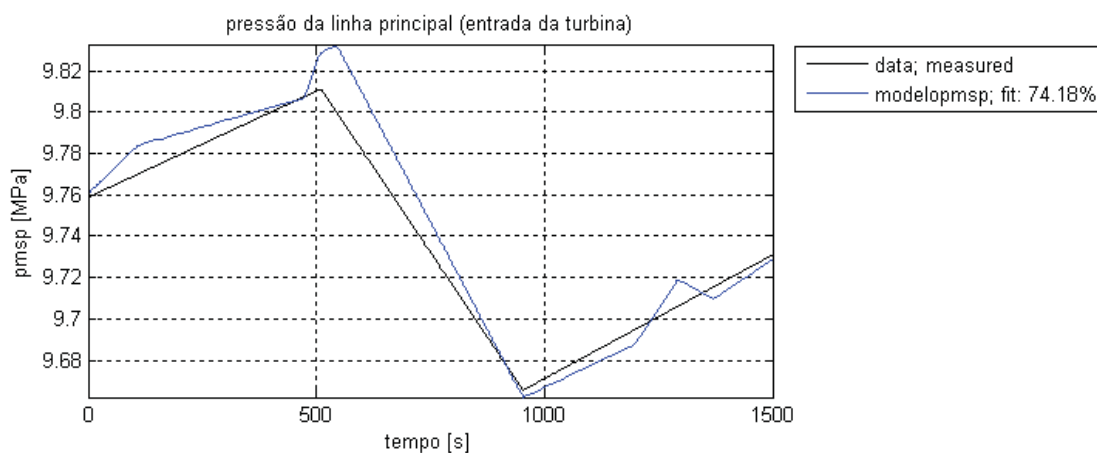


Figura 4.21 – Resposta dinâmica da pressão na tubulação principal (entrada da turbina).

4.4.5 Modelos da turbina e do conjunto turbina-gerador

Para o modelo da turbina, a única variável passível de comparação quantitativa é a pressão na câmara de vapor (p_{ch}), pois ela depende apenas da pressão a montante da válvula governadora e da posição da mesma.

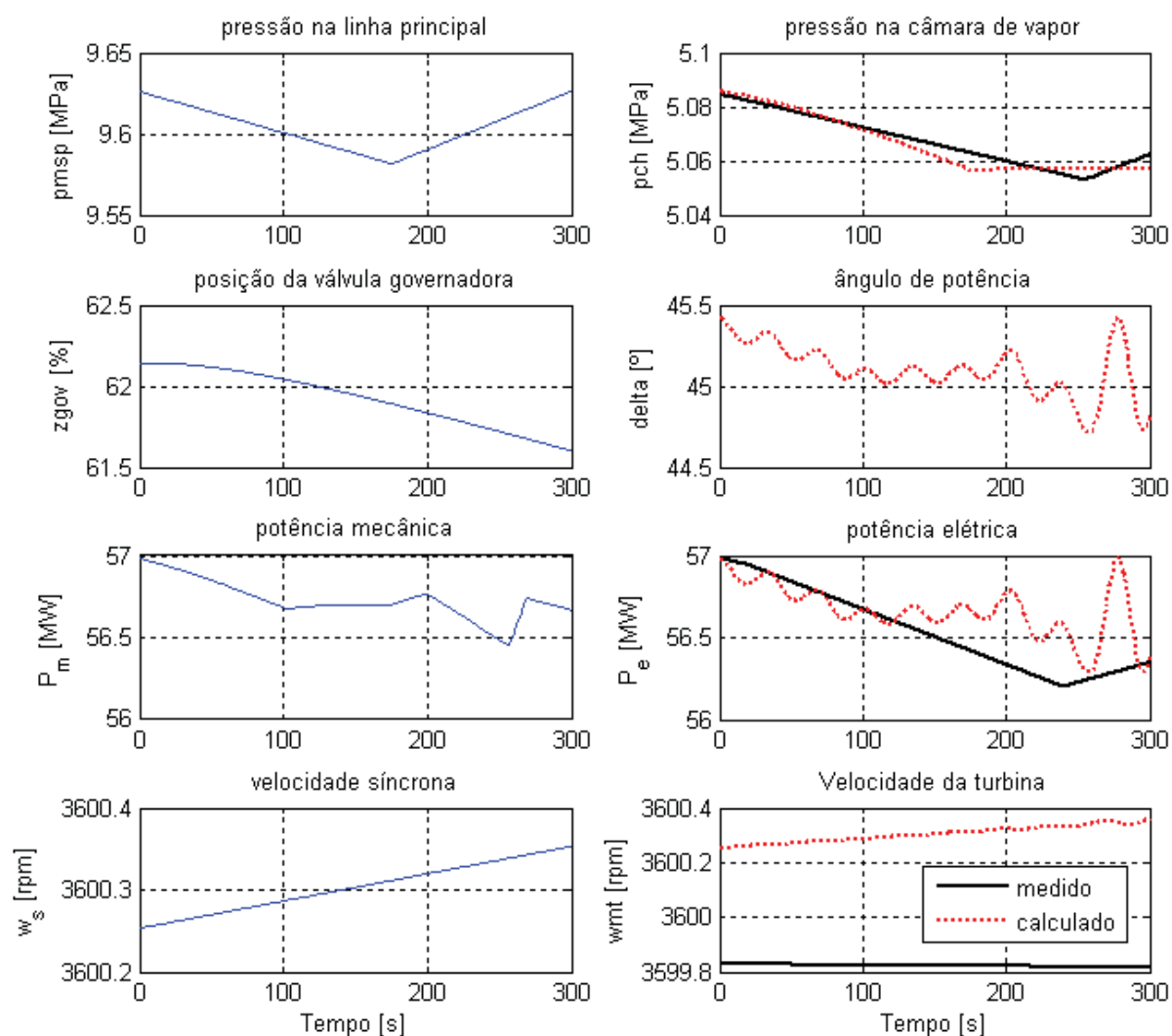


Figura 4.22 – Resposta dos modelos da turbina e do conjunto turbina gerador.

Devido às simplificações realizadas, a comparação para as demais variáveis de saída, tais como, o ângulo de potência, a potência elétrica e a velocidade da turbina, fica bastante prejudicada devido a ações de malhas de controle complexas do sistema governador da turbina e do sistema de excitação do gerador, que não foram modeladas.

A Figura 4.22 mostra em seu lado esquerdo as variáveis de entrada e em seu lado direito as variáveis de saída obtidas a partir dos modelos. O percentual de ajuste apurado para a pressão na câmara de vapor (p_{ch}) foi de 70,03 % no intervalo de tempo considerado, conforme pode ser visto na Figura 4.23. A potência elétrica calculada (P_e), obtida a partir do mo-

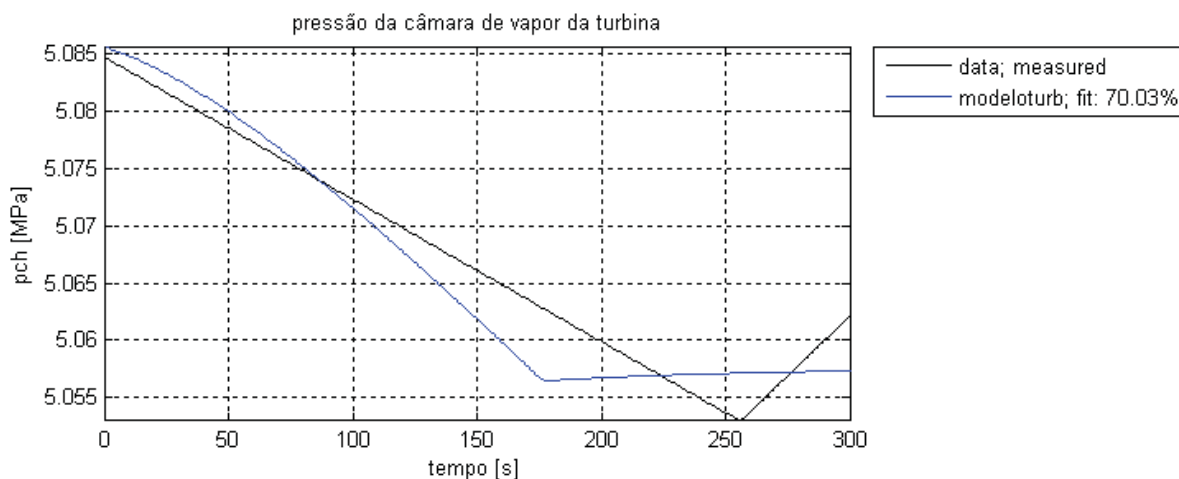


Figura 4.23 – Resposta dinâmica da pressão da câmara de vapor da turbina.

delo do conjunto turbina-gerador, apesar das oscilações observadas (por não estar sob efeito de controlador), acompanha a tendência de variação da potência elétrica medida. As demais variáveis calculadas (δ e w_{mi}) são apresentadas para informação.

4.5 COMENTÁRIOS GERAIS

A análise dos modelos revelou que os modelos propostos representam de forma satisfatória as principais dinâmicas do sistema estudado.

O modelo de 1ª ordem da caldeira pode ser indicado para estudos onde a variável de interesse seja apenas a pressão de vapor. O de 2ª ordem possui a mesma característica para a pressão do tubulão do modelo de 1ª ordem, porém fornece uma resposta grosseira para o nível do tubulão, cuja resposta dinâmica pode ser considerada boa para intervalos de tempo bem limitados. Para os modelos linearizados de modo geral, também cabe a mesma observação, pois o horizonte de predição dos mesmos se encontra limitado a valores próximos de dez a quinze segundos.

Os modelos não lineares de 3ª e 4ª ordem apresentaram respostas de pressão similares. Avaliando apenas as simulações em computador, o modelo de 3ª ordem apresentou uma resposta dinâmica para o nível do tubulão relativamente pobre quando comparada à resposta do modelo de 4ª ordem. Entretanto, ao utilizar os dados reais medidos como entrada do modelo de 3ª ordem, o mesmo apresentou respostas bem melhores para intervalo de tempo limitado em até 120 segundos. Por outro lado, o modelo não linear de 4ª ordem apresenta uma melhor resposta dinâmica para o nível do tubulão, mesmo para grandes horizontes de tempo (avaliado em até 300 segundos).

EBORN e SØRLIE (1997) desenvolveram estudos sobre os modelos de caldeira de terceira e de quarta ordem propostos por ÅSTRÖM e BELL em artigos publicados em 1988, 1993 e 1996. Eles utilizaram teste de hipótese estatística para análise dos modelos. Estes estudos comprovaram conclusivamente que o modelo de quarta ordem representa bem as dinâmicas de pressão e de nível do tubulão da caldeira. Segundo ÅSTRÖM e BELL (2000), o desenvolvimento de modelos de quinta ordem, com representação mais detalhada do tubulão, revelou que o aumento da complexidade não produz melhoria significativa em relação ao modelo de 4ª ordem da caldeira.

O modelo adotado para a fornalha necessitaria ser revisto, pois vários parâmetros do mesmo se mostraram variantes no tempo ao comparar os dados obtidos via modelo com dados reais medidos.

Apesar de não serem tratados como foco principal deste trabalho, os modelos dos superaquecedores, da turbina e do conjunto turbina-gerador apresentaram bons resultados.

A comparação das saídas dos modelos com os dados reais possibilitou identificar a representatividade das respostas de cada modelo em relação ao sistema real, por meio da avaliação quantitativa e qualitativa das respostas obtidas. Em síntese, a análise dos modelos

apresentada neste capítulo forneceu um conjunto de informações que poderão subsidiar a escolha de cada modelo para aplicações específicas no futuro.

5 CONCLUSÃO

A crescente preocupação com mudanças climáticas e previsões de escassez de água doce num futuro próximo implicam na busca pela utilização de fontes de energia elétrica que não sejam de origem hidráulica. Neste contexto, as unidades de geração termelétrica têm se destacado dentre as demais tecnologias devido à grande variedade de combustíveis que podem ser utilizados nas mesmas e ao seu custo de geração, que está se tornando cada vez mais competitivo.

No Brasil, o potencial de geração de energia elétrica proveniente de fonte hidráulica ainda é grande, entretanto, aspectos ambientais constituem a principal barreira para a construção de novas usinas hidrelétricas. Em estados do Sudeste, como o Espírito Santo, onde as fontes de energia hidráulica são escassas e existe grande oferta de gás natural, a termelétrica constitui uma opção estratégica para o desenvolvimento econômico e social do Estado. Nessa perspectiva, grandes investimentos em geração termelétrica têm sido realizados na região.

Devido ao crescimento da geração termelétrica no Espírito Santo, há um potencial em expansão de serviços que poderão ser explorados neste Estado. Atualmente empresas e instituições de referência no ramo de geração termelétrica estão concentradas em outros Estados (principalmente São Paulo, Rio de Janeiro e Minas Gerais).

A modelagem matemática do processo de geração termelétrica tem como vantagem a aplicação de parâmetros físicos (dados construtivos) da planta, o que minimiza a necessidade da realização de testes para estimação de parâmetros, como normalmente ocorre em outras técnicas de modelagem. Conforme ratificado por KIM & KWON (2003), na modela-

gem matemática, cada parâmetro e variável tem significado físico e, portanto, o sistema pode ser avaliado com segurança.

Os modelos apresentados podem ter aplicação em diversos tipos de trabalho, tais como: projeto de equipamentos e sistemas; otimizações do processo com vistas à redução de custos; melhoria de estabilidade dos sistemas de controle; diagnóstico e detecção de falhas e treinamento. Atualmente, existem várias publicações sobre estes tipos de aplicações. Uma aplicação prática e interessante, que integra a universidade às empresas do setor termelétrico, foi desenvolvida pela Universidade Federal de Itajubá (UNIFEI) com a implantação do Laboratório de Treinamento de Operadores de Centrais Termelétricas. Para implantá-lo, a universidade utilizou financiamento de recursos não reembolsáveis do CT-Energ, que é um Fundo Setorial de Energia Elétrica criado pelo Governo Federal, destinado ao desenvolvimento de programas e projetos na área de energia elétrica, com objetivo de apoiar o desenvolvimento científico e tecnológico nesta área (FINEP, 2009).

A modelagem matemática de caldeira aquatubular com circulação natural, que é um equipamento que tem grande influência sobre toda a dinâmica de uma central termelétrica a vapor, foi bastante explorada nesta dissertação. Para a caldeira, um apanhado de vários modelos foram apresentados e analisados. Os resultados obtidos apontaram um bom desempenho das respostas dinâmicas do modelo não linear de 4ª ordem e revelaram possíveis limitações para os demais modelos propostos para a caldeira.

A modelagem dos demais equipamentos do circuito de vapor (fornalha, superaquecedores, turbina-gerador) teve menor ênfase neste trabalho. Apesar do bom resultado apurado para os modelos dos superaquecedores e do conjunto turbina-gerador, os mesmos devem ser considerados como uma referência elementar. Portanto, é recomendado um estudo de modelos mais elaborados para esses equipamentos. Também como trabalho futuro, recomenda-se um estudo mais elaborado das dinâmicas da fornalha. Este componente tem grande importân-

cia no custo operacional de uma termelétrica, uma vez que é nele que é realizada a conversão da energia química dos combustíveis (principal insumo da planta) em energia térmica. Conforme comentado na seção sobre validação, o modelo básico proposto se mostrou inadequado, devido à forte variação dos parâmetros do mesmo no tempo.

Outra recomendação para estudos futuros é a utilização dos modelos apresentados para o estudo de estratégias de controle aplicadas a caldeiras. Estudos ou disciplinas específicas poderiam ser criados com o foco neste tema, visando a formação de alunos de graduação com conhecimentos para atuar na área de geração termelétrica.

REFERÊNCIAS

- ÅSTRÖM, Karl Johan; BELL, Rod D. **Drum-Boiler Dynamics**. Automatica, 2000, 36(2000): p. 363-378.
- ÅSTRÖM, Karl Johan; EKLUND, K. **A simple non-linear drum boiler model**. International Journal of Control, 1975, v.22, no.5, 739-740.
- ÅSTRÖM, Karl Johan; EKLUND, K. **A simplified non-linear model of a drum boiler-turbine unit**. International Journal of Control, 1972, v.16, no.1, 145-169.
- BERNARDES, Marco Aurélio dos Santos. **Notas das Aulas de Termodinâmica**. Departamento de Engenharia Mecânica - Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais (CEFET-MG). Disponível em: < <http://academicos.cefetmg.br/disciplinas.php?id=9>>. Acesso em: 02.05.2008.
- CHANGLIANG, Liu; JIZHEN, Liu; YUGUANG, Niu; WEIPING, Liang. **Nonlinear Boiler Model of 300 MW Power Unit for System Dynamic Performance Studies**. Proceedinds of IEEE International Symposium on Industrial Electronics, Pusan, 2001. vol. 2, p. 1296-1300.
- CHEN, Chi-Tsong. **Linear System Theory and Design**. 3th ed. New York: Oxford University Press, 1999.
- COLONNA, P.; VAN DER STELT, T.P. **FluidProp: a program for the estimation of thermo physical properties of fluids**. Energy Technology Section. Delft University of Technology. Holanda do Sul, 2004. Disponível em: < <http://www.FluidProp.com> >. Acesso em: 14.10.2007.
- DAVELAAR, F. e FAILLE, D. **Dynamic Modelling of a Once-Through 600 MW Subcritical CBF Boiler for Flexibility Optimization at Basic Design Stage**. Electricité de France - Delft University of Technology, ADMONI Project web site, 2004. Disponível em: < <http://www.3me.tudelft.nl/live/pagina.jsp?id=dc20a16a-87e9-4f0b-83f4-e9b2e134737a&lang=en> >. Acesso em: 13.01.2008.
- DE MELLO, F. P. **Boiler Models for System Dynamic Performance Studies**. IEEE/PES Summer Fleeting, Minneapolis, 1990. IEEE Transactions on Power Systems, 1991.vol. 6, No. 1.
- EBORN, Jonas. **On Model Libraries for Thermo-hydraulic Applications**. Lund: Bloms i Lund Tryckeri AB, 2001.
- EBORN, J.; SØRLIE, J. (1997). **Parameter optimization of a non-linear boiler model**. In Sydow, 15th IMACS world congress, Berlin, Germany: W & T Verlag. vol. 5, pp. 725-730.
- FINEP - Financiadora de Estudos e Projetos. **Notícias: UNIFEI tem primeiro simulador de usina termelétrica do Brasil**. Rio de Janeiro: FINEP, 2004. Publicado em 27.07.2004. Disponível em: < http://www.finep.gov.br/imprensa/noticia.asp?cod_noticia=397 >. Acesso em: 30.06.2009.
- FORUM CAPIXABA DE ENERGIA, 2008, Vitória. Apresentação da empresa concessionária ESCELSA, Tema: **Energia para o Desenvolvimento**. Governo do Estado do Espírito Santo, 2008. Disponível em: < <http://www.sedes.es.gov.br/default.asp?arq=apresentacaoenergia> >. Acesso em: 02.07.2008.
- HEUSSER, P. A. Modeling and Simulation of boiling channels with a general front tracking approach. San Diego: Society for Computer Simulation, 1996.
- KIM, Tae-Shin; KWON, Oh-Kyu. **A Study on Power Plant Modeling for Control System Design**. International Conference on Control, Automation and Systems, Gyeongju, 2003, ICCAS2003, p. 1449-1454.

KIM, Tae-Shin; KWON, Oh-Kyu. **Application of Model Based Predictive Control with Kalman Filter to Natural Circulation Water Tube Boiler**. International Conference on Control, Automation and Systems, Gyeonggi-Do, 2005, ICCAS2005, p. 1146-1151.

KOTHARI, D. P. e NAGRATH, I. J. **Modern Power System Analysis**. 3th ed. New Delhi: McGraw-Hill, 2003.

KWANTNY, H. G.; BERG, J. **Drum level regulation at all loads**. Preprints of IFAC 12th World Congress, Sydney, 1993, v.3, p. 405-408.

LINDSLEY, David. **Power-plant control and instrumentation – The control of boilers and HRSG systems**. Cambridge: Cambridge University Press, 2005. 222p.

LORA, Electo Eduardo Silva; NASCIMENTO, Marco Antonio Rosa do. **Geração Termelétrica - Planejamento, Projeto e Operação**. Rio de Janeiro: Interciência, 2004. 2v.

MME - MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. **Resenha Energética Brasileira - Exercício de 2006**. Brasília, 2006. 11 p. Disponível em: < <http://www.mme.gov.br/> >. Acesso em: 04.03.2008.

MME - MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. Secretaria de Planejamento e Desenvolvimento Energético. **Plano decenal de expansão de energia: 2007/2016**. Brasília, 2007. 2 v. Disponível em: < <http://www.mme.gov.br/> >. Acesso em: 26.02.2008.

MODELICA ASSOCIATION. **Modeling of Complex Physical Systems - Modelica Portal**. 2007. Disponível em: < <http://www.modelica.org/> >. Acesso em: 09.09.2007.

OLIVEIRA JUNIOR, Valter B.; SALLES, José L. F. **Modelagem de Central Termelétrica a Vapor para Simulação Dinâmica**. XVII Congresso Brasileiro de Automática, Juiz de Fora, 2008, CBA2008.

PACKARD, Andrew. POOLA, Kameshwar. HOROWITZ, Roberto. **Class Notes for ME 132 - Dynamic Systems and Feedback**. Department of Mechanical Engineering: University of California, 2002. Disponível em: < <http://www.cds.caltech.edu/~murray/courses/cds101/fa02/caltech/pph.html> >. Acesso em: 02.08.2008.

PERA, Hildo. **Geradores de Vapor: um compêndio sobre a conversão de energia com vistas à preservação da ecologia**. São Paulo: Ed. Fama, 1990. 605p.

PUC-RS - PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DO RIO GRANDE DO SUL. FENG – Faculdade de Engenharia / Departamento de Engenharia Mecânica e Mecatrônica. **Sistemas Fluidotérmicos**. Porto Alegre, 2004. 7 p. Disponível em: < www.ee.pucrs.br/~sergio/vapor/ >. Acesso em: 20.04.2008.

RAY, Asok. **Dynamic Modelling of Power Plant Turbines for Controller Design**. Applied Mathematical Modelling, 1980. vol. 4 (April).

SEDES - Secretaria de Estado de Desenvolvimento do Espírito Santo. **Oferta atual de energia**. Vitória, 2008. Disponível em: < <http://www.sedes.es.gov.br/default.asp?arq=ofertaenergia> >. Acesso em: 25.06.2008.

SOARES, Marco. **Termodinâmica V-40**. MSPC: Informações técnicas, dez. 2007. Disponível em: < <http://www.mspc.eng.br/termo/termod0540.shtml#intro> >. Acesso em: 13.04.2008.

STODOLA, Aurel B. **Steam and Gas Turbine: With a supplement on the prospects of thermal prime mover**. New York: Peter Smith, 1945. 2v.

STULTZ, Steven C.; KITTO, John B. **Steam/Its generation and use**. 41a ed. Barberton: The Babcock & Wilcox Company, 2005. 1040 p.

SURYANARAYANA, N. V.; ARICI, Ö. **Design & Simulation of Thermal Systems**. New York:

McGraw-Hill, 2003. 530p.

THOMAS, Philip. **Simulation of Industrial Processes for Control Engineers**. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1999. 390p.

UMBRIA, Fernando. **ANEEL: Agência Nacional de Energia Elétrica, Especialista de Regulação (Área 3), Conhecimento Específico**. Brasília: Vestcon Editora, 2006. 258p.

VAN PUTTEN, H.; COLONNA, P. **Dynamic Modeling of Steam Power Cycles: Part II: Simulation of a Small Simple Rankine Cycle System**. Applied Thermal Engineering, 2007. 27(2007): p. 2566-2582.

WBCSD - World Business Council for Sustainable Development. **Fatos e Tendências para 2050: Energia e Mudanças Climáticas**. Atar Roto Presse, 2005. Disponível em: <<http://www.bcsdportugal.org/>>. Acesso em: 15.09.2008.

ANEXO A - TÓPICOS DE TERMODINÂMICA

A.1 GASES IDEAIS, GASES REAIS E SUBSTÂNCIAS INCOMPRESSÍVEIS

Um *gás ideal* é definido como uma substância que satisfaz a equação (SURYANARAYANA; ARICI, 2003):

$$p V = R T \quad (\text{A.1.1})$$

Onde V é o *volume* ocupado pela substância (m^3), p é a *pressão* (kPa), R é a *constante específica do gás* [kJ/(kg K)] e T é a temperatura absoluta (K). Em baixas pressões, em relação à *pressão crítica*, uma substância na forma de vapor pode ser modelada como um *gás ideal*. A eq. (A.1.1) está escrita para uma unidade de massa. Considerando a massa total da substância, as formas alternativas da *equação do gás ideal* são:

$$p V = m R T \quad (\text{A.1.2})$$

$$p V = n \bar{R} T \quad (\text{A.1.3})$$

Nas equações (A.1.2) e (A.1.3), m é a massa (kg), n é o número de quilomoles [= m / \hat{M}] (kmol) da substância, R é a *constante específica do gás* na base de massa unitária [= \bar{R} / \hat{M}] [kJ/(kg K)], \bar{R} é a constante universal dos gases perfeitos (8,314 kJ/(kmol K)) e \hat{M} é a massa molar (kg/kmol).

A *equação do gás ideal* não é exata para *gases reais*, entretanto, em muitos problemas práticos, os *gases reais* podem ser considerados como *gases perfeitos*, admitindo-se uma pequena margem de erro.

Para um *gás real* a relação $(p v)/(R T) = Z$, é conhecida como *fator de compressibilidade*.

Para uma *substância incompressível* a massa específica é constante.

A.2 TRANSFERÊNCIA DE TRABALHO

Quando um corpo ou uma superfície é movido sobre ação de uma força, há transferência de trabalho. Existem dois tipos de forças: forças superficiais e forças corporais. Forças superficiais agem nas superfícies das substâncias. Forças corporais agem em cada elemento da substância. Exemplos de força superficiais são forças de pressão, forças devido à tensão (ou tração) superficial e forças de atrito. Forças gravitacionais, magnéticas e elétricas são forças corporais.

A.3 TRABALHO DE MOVIMENTO DE FRONTEIRA DEVIDO A FORÇAS DE PRESSÃO

Quando o volume de uma substância muda, trabalho é realizado pela (ou sobre) a substância como resultado de forças devidas à pressão exercida na substância. A transferência de trabalho devido a tais mudanças no volume é reversível. Se a pressão (p) é uniforme, a transferência de trabalho quando o volume muda de V_1 para V_2 é dada por:

$$W_{12} = \int_{V_1}^{V_2} p \, dV \quad (\text{A.3.1})$$

Para avaliar a integral na eq. (A.3.1), o relacionamento entre a pressão e volume deve ser conhecido. Expressões de transferência de trabalho para alguns casos são dadas na Tabela A.3.

Tabela A.3 - Trabalho de movimento de fronteira

Processo	Transferência de trabalho, W_{12}	
Volume constante	0	(A.3.2)
Pressão constante	$p (V_2 - V_1)$	(A.3.3)
$p V^n = c = p_1 V_1^n = p_2 V_2^n$	$\frac{p_2 V_2 - p_1 V_1}{1 - n}$	(A.3.4)
$p V = c = p_1 V_1 = p_2 V_2$	$p_1 V_1 \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)$	(A.3.5)

Fonte: SURYANARAYANA; ARICI, 2003, p.61.

Para sólidos e líquidos a variação da densidade é muito pequena – e, portanto, do volume também. Considerando o processo a volume constante, expresso pela eq. (A.3.2), a transferência de trabalho neste caso será desprezível.

As equações (A.3.3) até (A.3.5) são válidas para gases. Para processos reversíveis e adiabáticos (sem transferência de calor), considerando um volume de controle de um *gás ideal*, o expoente n na eq. (A.3.4) é igual a $k = c_p/c_v$. Onde c_p é o calor específico à pressão constante [kJ/(kg K)] e c_v é o calor específico a volume constante [kJ/(kg K)], que são descritos em maiores detalhes adiante, neste texto.

Para um volume de controle de um *gás ideal*, um processo isotérmico conduz a $p V = c$, onde c é um valor constante.

A.4 CONSERVAÇÃO DE MASSA

Conservação de massa ou balanço de massa é uma das leis de conservação universais. Para um volume de controle, com várias entradas e saídas, tem-se que:

$$\frac{dm_{cv}}{d\tau} + \sum_{saída} \dot{m} - \sum_{entr.} \dot{m} = 0 \quad (\text{A.4.1})$$

Onde: m representa massa em [kg]; \dot{m} representa a vazão mássica [kg/s]; e τ é o tempo em [s].

Em regime permanente, ou com fluidos de densidade constante preenchendo inteiramente um volume de controle rígido (de fronteiras bem definidas), o primeiro termo da eq. (A.4.1) é igual a zero.

A.5 PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA

A *primeira lei da termodinâmica* é uma declaração do princípio da conservação da energia. Ela pode também ser considerada como definidora de uma propriedade, a *energia interna*. A energia interna é toda energia associada a uma substância, excluindo as energias potencial e cinética. Ela é uma função do estado termodinâmico da substância. Quando há uma transferência de calor e de trabalho num processo qualquer, que parte de um estado inicial '1' até atingir um estado final '2', a diferença entre estas duas quantidades tem sempre um valor único (constante). Esta diferença está relacionada a uma propriedade em cada estado, esta propriedade é a *energia interna*. Portanto, na ausência de mudanças nas energias potencial e cinética, para uma massa de controle de uma substância simples que passa por um processo do estado '1' para o estado '2':

$$Q_{12} = U_2 - U_1 + W_{12} \quad (\text{A.5.1})$$

Onde:

Q_{12} = transferência de calor das vizinhanças para a substância;

U_1, U_2 = energia interna nos estados '1' e '2';

W_{12} = transferência de trabalho da substância para as vizinhanças.

Se as mudanças na energia cinética e potencial são significativas, a forma mais geral da *primeira lei da termodinâmica* para uma massa de controle é:

$$Q_{12} = E_2 - E_1 + W_{12} \quad (\text{A.5.2})$$

Onde E representa a soma das energias interna, cinética e potencial ($U + (m \cdot V^2/2) + m \cdot z \cdot g$), com V , z e g representando, respectivamente, a velocidade, a distância vertical em relação a uma origem arbitrária, e a aceleração da gravidade.

A primeira lei para um volume de controle estacionário e deformável é dada por:

$$\dot{Q} = \sum_{saída} \dot{m} \left(u + p \cdot v + \frac{V^2}{2} + g \cdot z \right) - \sum_{entr.} \dot{m} \left(u + p \cdot v + \frac{V^2}{2} + g \cdot z \right) + \dot{W}_{mec.} + \frac{dE}{d\tau} + p \frac{dV}{d\tau} \quad (\text{A.5.3})$$

Sendo que $W_{mec.}$ é a taxa de trabalho mecânico realizado pelo volume de controle.

O termo $dE/d\tau$ representa a taxa de armazenagem de energia no volume de controle e $p (dV/d\tau)$ é a taxa de trabalho de movimento da fronteira realizado pela deformação do vo-

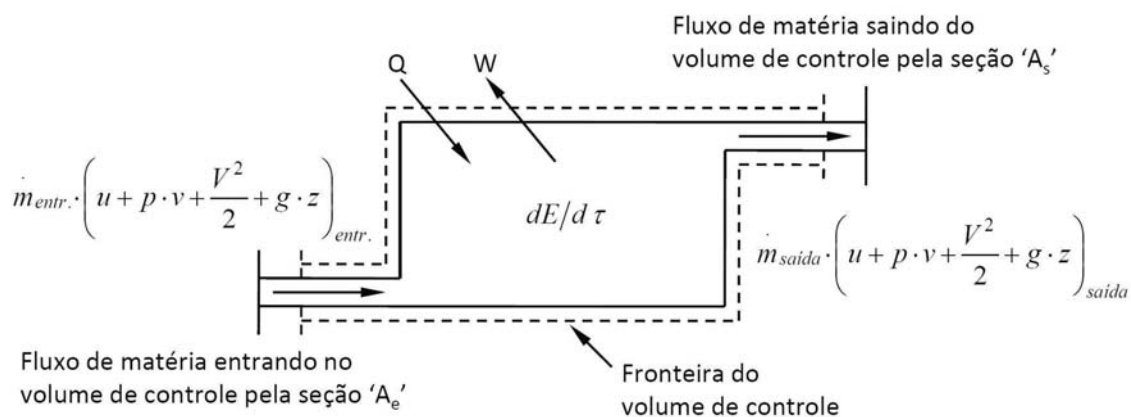


Figura A.5.1 – Esquema de um volume de controle em regime estacionário.

lume de controle, contudo, ambos os termos desaparecem quando em regime permanente (em regime: $dE/d\tau = dV/d\tau = 0$). Se o volume de controle for rígido, então, $dV/d\tau = 0$ (ver Figura A.5.1). O termo $u + p \cdot v$ equivale a uma propriedade termodinâmica chamada *entalpia* (h), que será descrita adiante.

A.5.1 Propriedade Termodinâmica: Energia Interna

A energia interna é uma propriedade extensiva (depende da massa do sistema), portanto energia cinética e potencial também são propriedades extensivas.

U é a energia interna de uma dada massa de uma substância (energia interna total).

u é a energia interna por unidade de massa (energia interna específica).

A *energia interna* de uma mistura líquido-vapor, com uma dada *qualidade* (x), é calculada de modo similar às expressões utilizadas para cálculo da entalpia, entropia e o volume específico:

$$u = u_f + x (u_g - u_f) = u_f + x u_{fg} \quad (\text{A.5.4})$$

Onde: $u_{fg} = u_g - u_f$.

A.5.2 Propriedade Termodinâmica: Entalpia

Para um sistema que passa por um processo quase-estático à pressão constante sem variações de energia cinética ou potencial o trabalho durante o processo está associado a movimento de fronteira, logo: $Q_{12} = U_2 - U_1 + W_{12}$ e $W_{12} = \int_1^2 p \, dV$.

Portanto: $Q_{12} = U_2 - U_1 + p_2 V_2 - p_1 V_1 = (U_2 + p_2 V_2) - (U_1 + p_1 V_1)$. Ou seja, a variação de calor durante o processo é igual à variação da quantidade $Q_{12} = (U_2 + p_2 V_2) - (U_1 + p_1 V_1)$ entre os estados inicial e final. Define-se, portanto, uma nova propriedade extensiva chamada *entalpia* (H), dada por:

$$H = U + p V \quad (\text{A.5.5})$$

Dividindo-se a eq. (A.5.5) pela massa do volume de controle, obtém-se a *entalpia específica* (h):

$$h = u + p v \quad (\text{A.5.6})$$

A entalpia, para um estado de saturação, pode ser calculada pelas relações:

$$h = h_f + x (h_g - h_f) \quad (\text{A.5.7})$$

Onde: $h_{fg} = h_g - h_f$.

A.5.3 Calores Específicos a Volume Constante e a Pressão Constante

Para uma substância de composição constante e fase única (sólida, líquida ou gasosa), o *calor específico* (c) é definido como a quantidade de calor necessária para elevar a temperatura em um grau por unidade de massa da substância considerada.

Desprezando-se variações de energias cinética potencial, admitindo que a substância é compressível e que o processo é quase estático, então:

$$\delta Q = dU + dW = dU + p dV .$$

Se o volume for constante, $p \cdot dV$ será nulo, então, o calor específico também será constante:

$$c_v = \frac{1}{m} \left(\frac{\delta Q}{\delta T} \right)_v = \frac{1}{m} \left(\frac{\delta U}{\delta T} \right)_v = \left(\frac{\delta u}{\delta T} \right)_v \quad (\text{A.5.8})$$

Se a pressão for constante, o termo de trabalho é integrável:

$$c_p = \frac{1}{m} \left(\frac{\delta Q}{\delta T} \right)_p = \frac{1}{m} \left(\frac{\delta U + p \delta V}{\delta T} \right)_p = \frac{1}{m} \left(\frac{\delta H}{\delta T} \right)_p = \left(\frac{\delta h}{\delta T} \right)_p \quad (\text{A.5.9})$$

Onde c_v e c_p denotam respectivamente o *calor específico a volume constante* e *calor específico a pressão constante*.

Das equações (A.5.8) e (A.5.9), conclui-se que para um *gás ideal* os calores específicos são funções da temperatura apenas. Há uma relação funcional entre os calores específicos e a temperatura de alguns gases ideais, dada por:

$$c_p - c_v = R \quad (\text{A.5.10})$$

Onde R é a *constante específica do gás*.

A relação entre os calores específicos a pressão e a volume constante é estabelecida pelo coeficiente k :

$$k = \frac{c_p}{c_v} \quad (\text{A.5.11})$$

Das equações (A.5.10) e (A.5.11), obtém-se:

$$c_p = \frac{R \cdot k}{k - 1} \quad (\text{A.5.12})$$

$$c_v = \frac{R}{k - 1} \quad (\text{A.5.13})$$

A.6 SEGUNDA LEI DA TERMODINÂMICA

Nas seções anteriores foram apresentados aspectos relativos à aplicação do princípio da conservação da energia, conhecido como a *primeira lei da termodinâmica*. Chama-se a atenção para o fato de não se conhecerem fenômenos físicos ou transformações que estejam em desacordo com esta lei. No entanto, o fato de uma dada transformação não violar a primei-

ra lei é necessário, mas não é suficiente, para garantir que essa transformação possa ocorrer. A seguir apresentam-se alguns exemplos de transformações que só se dão num determinado sentido, apesar das transformações que ocorressem em sentido inverso estarem de acordo com a primeira lei. Na prática, a experiência de todos os dias mostra que há uma direção determinada para os processos espontâneos (BERNARDES, 2008).

Por exemplo, se ligarmos aos terminais de uma bateria uma resistência (Figura A-6.1) constatamos que esta vai ser percorrida por uma corrente elétrica, a aquecendo. Como o ar na vizinhança se encontra à temperatura inferior, a resistência vai transferir para o ar, sob a forma de calor, a energia que lhe é fornecida pela bateria. Constata-se que a energia total se conserva, apenas mudou de forma. Nunca foi observada a transformação inversa desta em que aquecendo a resistência, se provocasse nela o aparecimento de uma corrente elétrica, voltando-se a carregar a bateria. No entanto, se tal ocorresse, ela não violaria a primeira lei.



Figura A.6.1 – Aquecimento de um condutor.

Considere também um reservatório contendo um fluido, onde está mergulhada uma roda de pás que é posta a rodar pela queda de um peso, agitando o fluido (ver Figura A-6.2). Devido ao atrito entre as várias camadas de fluido, a agitação provoca o seu aquecimento. Verifica-se então uma transferência de energia, através das paredes do reservatório, do fluido para o ar na vizinhança que está à temperatura inferior. Novamente houve transformação de uma forma de energia (energia potencial gravitacional do peso que cai) noutra forma (energia interna do fluido que depois foi transferida para a sua vizinhança). A energia total

conservou-se. A transformação inversa desta em que, aquecendo o fluido, fosse possível fazer girar a roda de pás em sentido inverso e levantar o peso não será nunca observado, apesar de não violar a primeira lei.

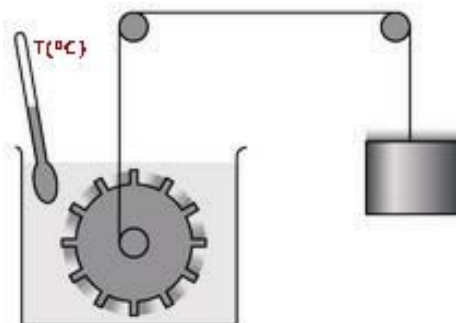


Figura A.6.2 – Desenho simplificado do experimento de James Joule (1818-1889), roda de pás (*paddle-wheel*).

Os dois exemplos descritos acima põem em evidência que as transformações espontâneas ocorrem sempre num determinado sentido e nunca em sentido contrário. A *primeira lei* não impõe qualquer restrição ao sentido das transformações. Foi necessário definir outro princípio que estabelecesse em que sentido as transformações que ocorrem na natureza podem acontecer, este princípio é a *segunda lei da termodinâmica*. Observou-se que uma transformação não é possível acontecer se não satisfizer tanto a *primeira lei* como a *segunda lei da termodinâmica*.

A *segunda lei da termodinâmica* é freqüentemente enunciada por dois enunciados clássicos: o enunciado de Clausius e o enunciado de Kelvin-Planck (LORA; NASCIMENTO, 2004).

Enunciado de Clausius: É impossível para qualquer sistema operar de tal modo que o único resultado seria a transferência de energia por calor de um corpo frio para um corpo quente espontaneamente.

Enunciado de Kelvin-Planck: É impossível para um sistema operar segundo um ciclo termodinâmico e entregar um trabalho líquido para sua vizinhança enquanto recebe energia por calor de um único reservatório térmico.

O enunciado de Clausius não exclui a possibilidade de transferir energia através do calor de um corpo frio para um corpo quente. Entretanto, para que isso ocorra é necessário haver outro efeito sobre o sistema.

O enunciado de Kelvin-Planck não exclui a possibilidade de o sistema realizar trabalho líquido retirando calor de uma única fonte. Ele somente nega a possibilidade do sistema realizar um ciclo termodinâmico, retirando calor de uma única fonte e realizar trabalho positivo.

A equivalência entre os enunciados de Clausius e Kelvin-Planck pode demonstrar que a violação de um enunciado implica na violação do outro.

A seguir são introduzidos dois conceitos importantes na termodinâmica:

Reservatório térmico, fonte térmica, fonte de calor, ou fonte quente: é um tipo de sistema fechado que sempre mantém a temperatura constante, mesmo que energia seja adicionada ou removida por transferência de calor.

Máquina térmica: é um dispositivo térmico que opera segundo um ciclo termodinâmico.

A *segunda lei* permite determinar os limites teóricos para o desempenho de máquinas térmicas, de refrigeradores e de bombas de calor.

A.6.1 Propriedade Termodinâmica: Entropia

Da mesma forma que a *primeira lei* define a propriedade *energia interna*, a *segunda lei* define outra propriedade, a *entropia* (s).

O conceito de *entropia* e sua manifestação na *segunda lei da termodinâmica* possibilitam prever os estados de equilíbrio e determinar se um processo é possível ou não. Admite-se que a *entropia* seja uma função da *energia interna* e do *volume específico*, ou seja, $s = s(u, v)$. Uma pequena mudança na *entropia específica* será dada por:

$$ds = \left. \frac{\partial s}{\partial u} \right|_v du + \left. \frac{\partial s}{\partial v} \right|_u dv \quad (\text{A.6.1})$$

Então, estabelece-se que a entropia satisfaça as relações:

$$\left. \frac{\partial s}{\partial u} \right|_v = \frac{1}{T} \quad \text{e} \quad \left. \frac{\partial s}{\partial v} \right|_u = \frac{p}{T} .$$

Portanto, substituindo as relações acima na eq. (A.6.1), obtém-se a seguinte equação, conhecida como *equação de Gibbs*:

$$ds = \frac{1}{T} du + \frac{p}{T} dv \quad (\text{A.6.2})$$

Aplicando a definição de entalpia à equação (A.6.2), obtém-se:

$$ds = \frac{1}{T} dh - \frac{p}{T} dv \quad (\text{A.6.3})$$

A entropia é uma propriedade relacionada com a desordem a nível microscópico e a não disponibilidade de energia interna. Desta maneira, pode-se afirmar que a entropia de um sistema isolado (ausência de transferência de massa e energia) somente pode se manter constante ou aumentar.

Esta última afirmação representa o conteúdo da *segunda lei da termodinâmica*. Se a entropia de um sistema isolado ($Q = 0$) permanece constante através de vários estados de um processo, pode-se dizer que o processo é reversível, caso aumente a entropia, então, o processo é irreversível. As causas das irreversibilidades nos processos são (LORA; NASCIMENTO, 2004):

- Fricção interna molecular ou entre os componentes do sistema, por exemplo, um fluido circulando por uma tubulação, um fluido passando pelas palhetas de uma turbina, etc.;
- Troca de calor através de uma diferença finita de temperatura;
- Expansão livre;
- Mistura de substâncias diferentes;
- Reação química espontânea;
- Deformação não-elástica.

A eq. (A.6.2) pode ser escrita como:

$$T dS = dU + p dV \quad (\text{A.6.4})$$

Aplicando a *primeira lei da termodinâmica* para substituição de dU , obtém-se:

$$T dS = \delta Q - \delta W + p dV$$

Para um processo reversível $p dV$ é igual a δW , então, a equação anterior se reduz a:

$$dS = \frac{\delta Q}{T} \quad (\text{A.6.5})$$

Se o processo for irreversível, então o trabalho útil produzido (δW) será menor que o trabalho realizado pelo sistema ($p \cdot dV$) e, desta maneira:

$$dS > \frac{\delta Q}{T} \quad (\text{A.6.6})$$

Em termos gerais, a aplicação da segunda lei a um sistema fechado é dada por:

$$dS \geq \frac{\delta Q}{T} \quad (\text{A.6.7})$$

Sendo que o sinal ‘=’ é aplicável a processos reversíveis, enquanto o sinal ‘>’ é aplicável a processos irreversíveis.

ANEXO B - CÁLCULO DAS PROPRIEDADES DA ÁGUA

As considerações adotadas para cálculo das propriedades da água neste trabalho são descritas a seguir.

B.1 DESCRIÇÃO GERAL

Devido a facilidade de utilização integrada ao programa *Matlab*, utilizado no desenvolvimento do programa aplicativo de simulação dos modelos, as propriedades termodinâmicas da água comprimida e do vapor superaquecido foram calculadas utilizando o programa *FluidProp*. As Tabelas B.1.1 e B.1.2 mostram alguns dados de propriedades da água gerados pelo *FluidProp* para os intervalos de interesse, de pressão e temperatura.

Devido à algumas restrições de cálculo do *FluidProp* e levando em conta que as propriedades da água saturada podem ser calculadas em função da pressão, para o cálculo das propriedades termodinâmicas do vapor saturado em torno do ponto de operação, foram determinadas aproximações por meio de funções polinomiais, considerando os dados das Tabela B.1.3, visando aplicação em programa de simulação. Os resultados obtidos dessas aproximações são mostrados na Figura B.2.1 e as funções obtidas para o cálculo de propriedades da água saturada estão relacionadas a seguir, válidas para o intervalo de pressão de 5,0 a 13,0 MPa:

$$T(p) = -0,3721 p^2 + 14,9577 p + 198,983 \quad (\text{B.1.1})$$

$$\rho_w(p) = 0,1546 p^2 - 20,0924 p + 873,621 \quad (\text{B.1.2})$$

$$\rho_s(p) = 0,1865 p^2 + 3,2172 p + 4,7485 \quad (\text{B.1.3})$$

$$h_w(p) = -1,2797 p^2 + 69,7071 p + 839,808 \quad (\text{B.1.4})$$

$$h_s(p) = -0,8692 p^2 - 0,9035 p + 2820,8 \quad (\text{B.1.5})$$

Tabela B.1.1 – Propriedades da água comprimida (líquido)

Pressão	6,00 MPa		8,00 MPa		10,00 MPa		12,00 MPa		
	Temp. (°C)	ρ (kg/ m ³)	h (kJ/kg)	ρ (kg/ m ³)	h (kJ/kg)	ρ (kg/ m ³)	h (kJ/kg)	ρ (kg/ m ³)	h (kJ/kg)
0		1002,82	6,04	1003,83	8,06	1004,82	10,07	1005,82	12,07
20		1000,89	89,55	1001,79	91,42	1002,69	93,29	1003,58	95,15
40		994,79	172,84	995,65	174,61	996,51	176,37	997,37	178,14
80		974,42	339,69	975,30	341,28	976,18	342,87	977,05	344,46
100		961,10	423,53	962,02	425,04	962,93	426,55	963,84	428,06
140		929,16	592,87	930,22	594,18	931,27	595,49	932,31	596,81
180		890,31	765,73	891,61	766,77	892,89	767,81	894,16	768,86
220		843,45	944,67	845,16	945,26	846,85	945,87	848,51	946,51
260		785,31	1134,61	787,84	1134,34	790,30	1134,13	792,70	1133,97
300		-	-	-	-	715,29	1343,10	719,55	1340,93

Fonte: COLONNA; VAN DER STELT, 2004.

Tabela B.1.2 – Propriedades do vapor de água superaquecido

Pressão	6,00 MPa		8,00 MPa		10,00 MPa		12,00 MPa		
	Temp. (°C)	ρ (kg/ m ³)	h (kJ/kg)	ρ (kg/ m ³)	h (kJ/kg)	ρ (kg/ m ³)	h (kJ/kg)	ρ (kg/ m ³)	h (kJ/kg)
300		27.631	2885.49	41.186	2786.38	-	-	-	-
340		24.309	3014.89	34.489	2953.87	46.53	2882.06	61.69	2793.47
360		23.075	3071.96	32.347	3020.57	42.87	2962.61	55.18	2895.87
400		21.087	3178.18	29.114	3139.31	37.82	3097.38	47.38	3051.90
440		19.515	3278.31	26.699	3247.26	34.31	3214.57	42.41	3180.07
480		18.217	3375.21	24.774	3349.53	31.62	3322.89	38.78	3295.25
520		17.116	3470.39	23.177	3448.64	29.44	3426.31	35.92	3403.37
560		16.161	3564.73	21.816	3546.00	27.62	3526.90	33.58	3507.41
600		15.322	3658.76	20.634	3642.42	26.06	3625.84	31.59	3609.02

Fonte: COLONNA; VAN DER STELT, 2004.

Tabela B.1.3 – Propriedades da água saturada (líquido-vapor)

Pressão (MPa)	Temp. (°C)	ρ_f (m ³ /kg)	ρ_g (m ³ /kg)	h_f (kJ/kg)	h_g (kJ/kg)
6,00	275,62	758,15	30,83	1213,33	2783,92
7,00	285,86	739,64	36,54	1266,98	2771,81
8,00	295,04	722,54	42,52	1316,58	2757,76
9,00	303,38	705,22	48,83	1363,12	2741,96
10,00	311,04	688,71	55,49	1407,31	2724,49
11,00	318,12	672,04	62,58	1449,71	2705,36
12,00	324,72	655,31	70,13	1490,78	2684,50

Fonte: SURYANARAYANA; ARICI, 2003.

Onde p é a pressão da água no estado líquido ou vapor (MPa); ρ_w é a massa específica da água líquida saturada (kg/m³); ρ_s é a massa específica do vapor de água saturado (kg/m³); h_w é a entalpia específica da água líquida saturada (kJ/kg) e h_s é a entalpia específica do vapor de água saturado (kJ/kg).

No programa de simulação elaborado, o cálculo das propriedades da água em seus vários estados é realizado para determinação das condições da mesma e de sua influência sobre cada componente do processo. A pressão da água de alimentação está relacionada à pressão de descarga da bomba de água de alimentação da caldeira. Por outro lado, a temperatura da água de alimentação está condicionada à configuração e da eficiência do(s) aquecedor(es) de alta-pressão e do economizador (ver a referência LORA & NASCIMENTO (2004) para informações sobre as funções estes equipamentos). As propriedades da água líquida saturada e do vapor de água saturado são dependentes da pressão da caldeira, que por sua vez é dependente de vários fatores, conforme mostrado nas equações dos modelos propostos para a caldeira. As propriedades do vapor superaquecido estão intimamente relacionadas com o desempenho dos superaquecedores e com as variações de pressão do vapor na tubulação principal que alimenta a turbina. Devido à interdependência existente entre as variáveis do processo,

recomenda-se que seja feita uma atualização continuada dos valores das propriedades da água durante a simulação dos modelos.

B.2 RESULTADO DAS APROXIMAÇÕES

Nos gráficos da Figura B.2.1 é possível notar que as aproximações por meio de funções de 2º grau para cálculo das propriedades da água saturada conduz a resultados satisfatórios.

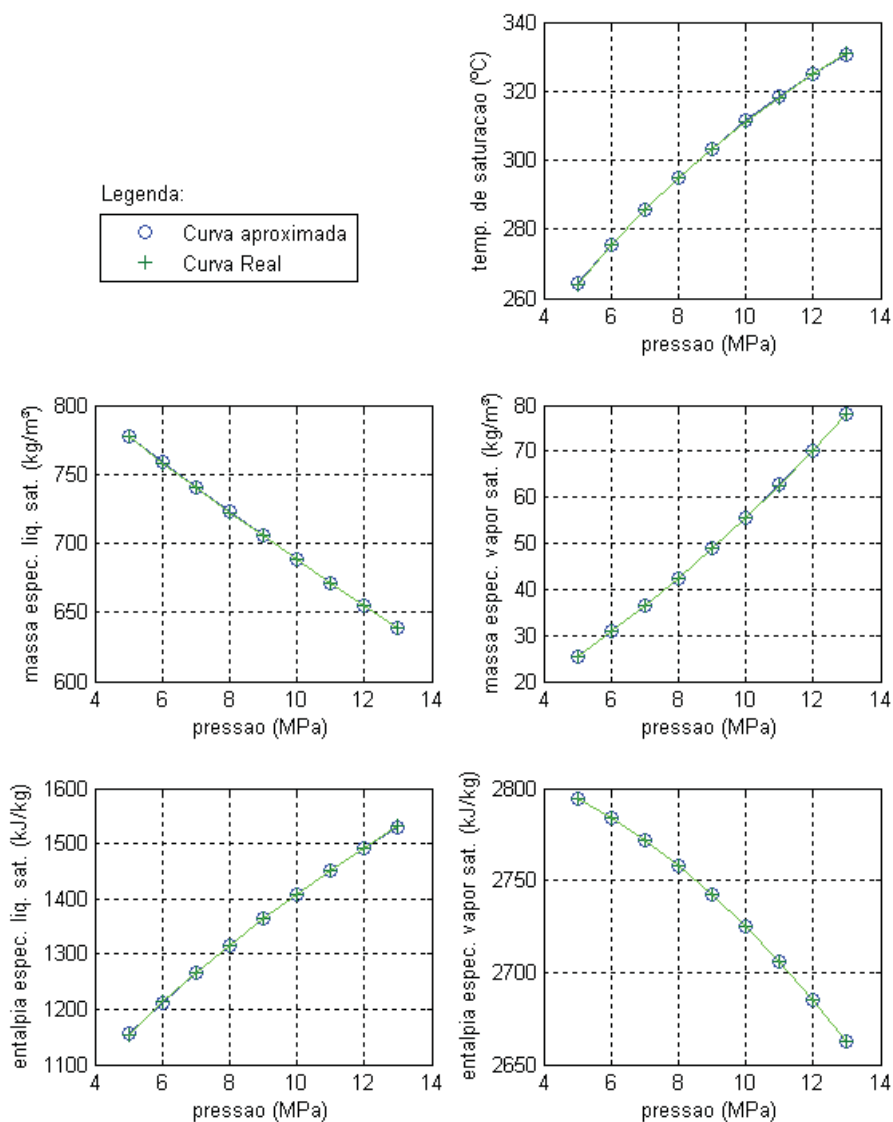


Figura B.2.1 - Aproximações por funções polinomiais para cálculo das propriedades da água saturada.

A partir dos gráficos de massa específica da água no estado líquido e do vapor de água mostrados na Figura B.2.1 é possível notar os efeitos contraditórios da variação de massa específica entre estes dois estados quando submetidos a variações de pressão. Para a água líquida observa-se uma redução de massa específica com o aumento da pressão, enquanto que para o vapor de água o efeito é contrário, a massa específica aumenta com o aumento da pressão. A combinação desses dois efeitos na mistura líquido-vapor existente na caldeira provoca não linearidades no comportamento dinâmico do nível de água líquida no tubulão de vapor da caldeira.

ANEXO C - GRÁFICOS PARA COMPARAÇÃO DOS MODELOS DA CALDEIRA

São apresentados a seguir gráficos extraídos da referência ÅSTRÖM & BELL (2000), apenas para comparação com os resultados obtidos nas simulações dos modelos da caldeira.

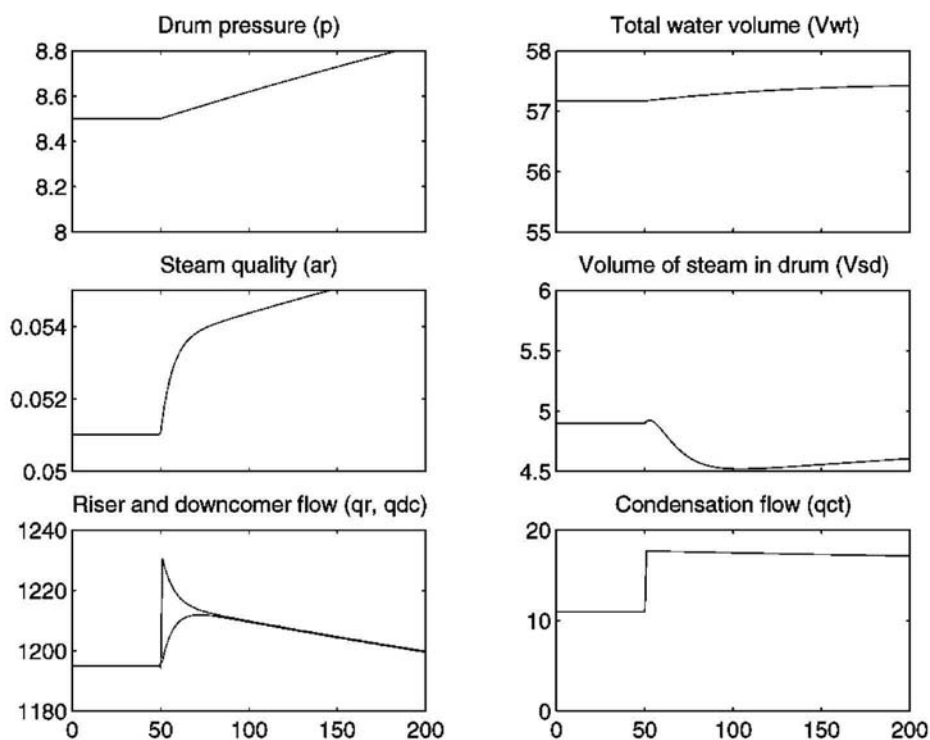


Figura C.1.1 - Resposta a um degrau na taxa de suprimento de calor equivalente a 10 MW de potência em carga média.

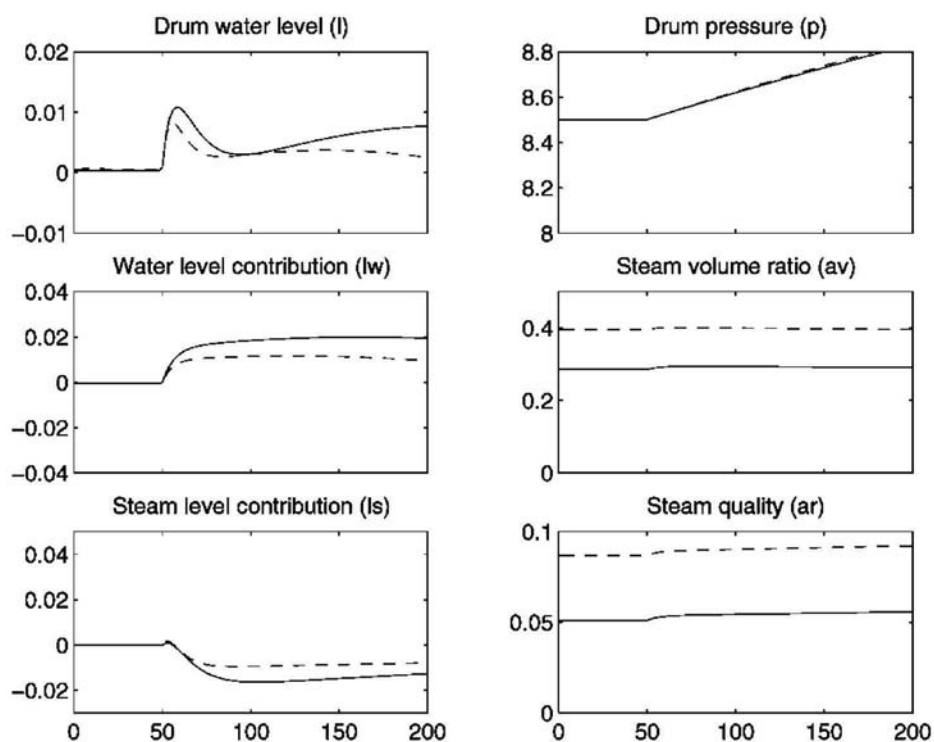


Figura C.1.2 - Resposta a um degrau na taxa de suprimento de calor equivalente a 10 MW de potência em carga média (linha cheia) e em carga alta (linha tracejada).

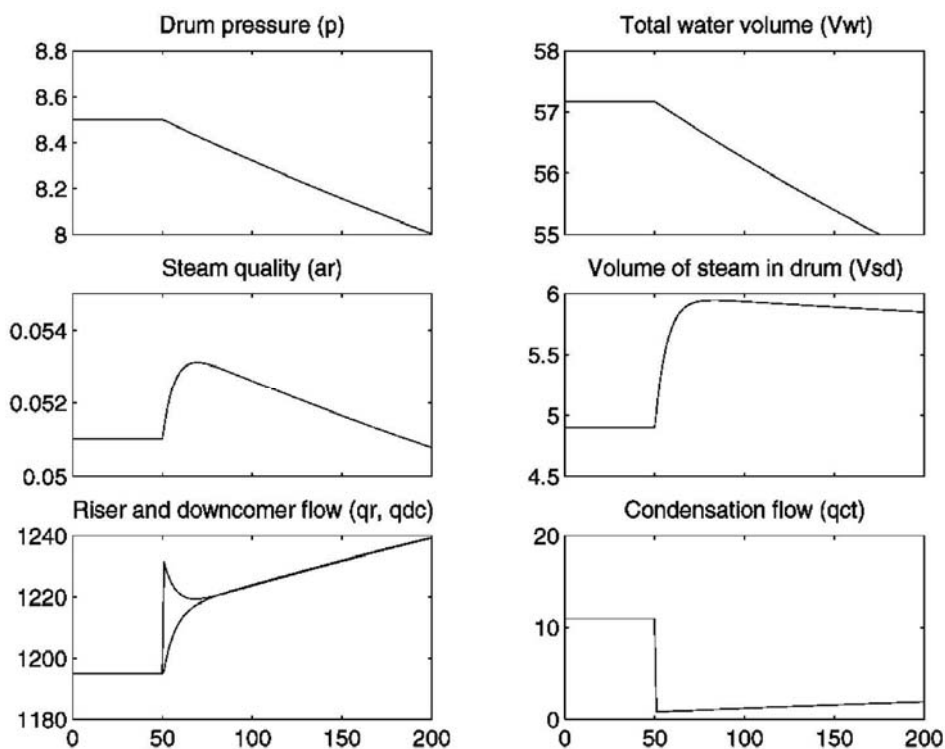


Figura C.2.1 - Resposta a um degrau de 10 kg/s na vazão de vapor em carga média.

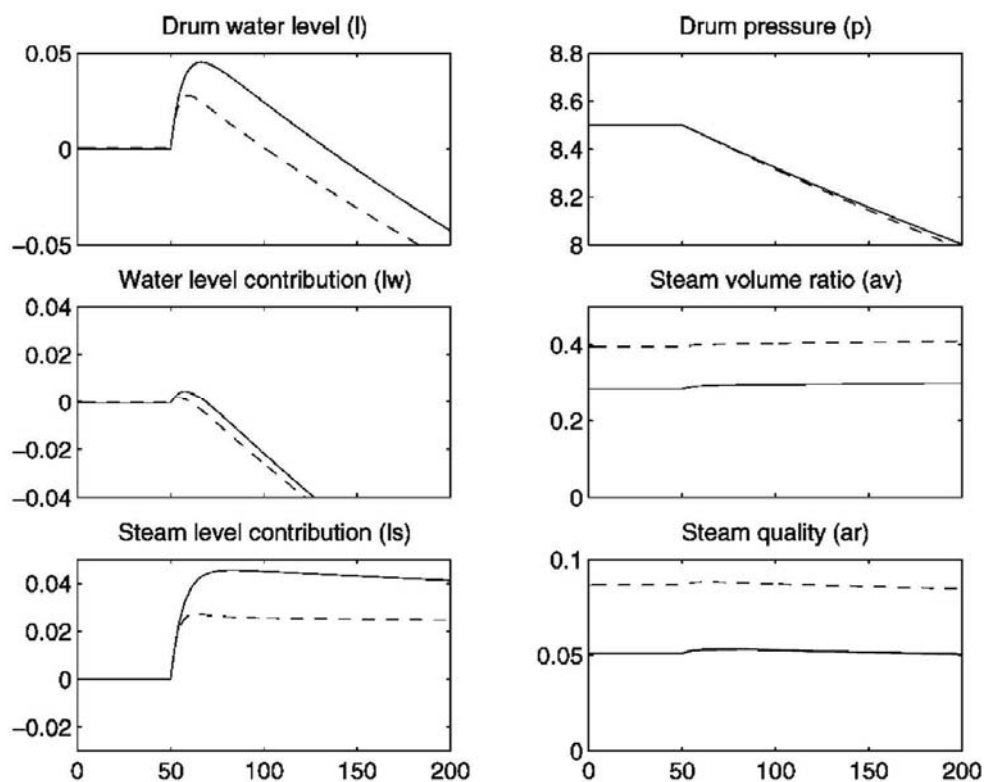


Figura C.2.2 - Resposta a um degrau de 10 kg/s na vazão de vapor em carga média (linha cheia) e em carga alta (linha tracejada).

ANEXO D - PLANO DE TRABALHO PARA COLETA DE DADOS DE VALIDAÇÃO**ATENÇÃO:**

O PLANO DE TRABALHO APRESENTADO A SEGUIR TEM CARÁTER APENAS INFORMATIVO SOBRE AS MEDIDAS REALIZADAS PARA GERAÇÃO DE DADOS ÚTEIS PARA A VALIDAÇÃO DOS MODELOS APRESENTADOS NA DISSERTAÇÃO, NÃO SENDO APLICÁVEL À OUTRA PLANTA SENÃO A PLANTA PARA A QUAL O MESMO FOI ESCRITO.

PLANO DE TRABALHO	
TÍTULO: Teste de comportamento dinâmico da caldeira da CTE #3	ELAB.: 18/05/09

Objetivo	
Realização de seqüência de operações pré-estabelecidas para registro de dados que possibilitem posteriormente comparar o comportamento dinâmico da CTE #3 com modelos físico-matemáticos do processo, com vistas ao desenvolvimento futuro das seguintes aplicações para as centrais termelétricas da Companhia: (1) otimização de controle de processos; (2) treinamento de operadores.	
Data prevista para execução deste Plano	
Início:	Término:

Preparado por	Órgão/Seção	Sigla	Ramal	Data	Visto
Valter Barbosa de Oliveira Junior	Engenharia	IUA			
Verificado por	Órgão/Seção	Sigla	Ramal	Data	Visto
	Engenharia	IUA			
	Manutenção	IGEE			
	Manutenção	IGEE			
	Operação	IGCE			
Aprovado por	Órgão/Seção	Sigla	Ramal	Data	Visto
	Operação	IGC			
	Operação	IGCE			

Comentários / Observações

Anexos
ANEXO – LISTA DE SINAIS PARA REGISTRO NO PIMS

ARCELORMITTAL TUBARÃO	ARQUIVO PLTR-2009-05-18_V0.doc	REVISÃO 0	FOLHA 1
-----------------------	-----------------------------------	--------------	------------

PLANO DE TRABALHO	
TÍTULO: Teste de comportamento dinâmico da caldeira da CTE #3	ELAB.: 18/05/09

ATIVIDADES

1 PREPARAÇÃO

1.1 Registro de dados no PIMS

Confirmar o registro das variáveis relacionadas no Anexo pelo sistema PIMS, conforme indicado na tabela deste anexo. Responsável: IUA.

1.2 Recurso de pessoal

Para realização dos testes são previstos os seguintes recursos de pessoal:

Especialidade	Órgão	Participação	Recursos
Operação da Casa de Força	IGCE	Execução	♂ ♀
Especialista de Automação	IUA	Coordenação	♂
TOTAL			03

Suporte técnico:

Especialidade	Órgão	Participação	Recursos
Manutenção de automação/instrumentação	IGEE	Apoio	♂
TOTAL			01

1.3 Esclarecimentos e início dos trabalhos

- a) Reunir o pessoal envolvido na execução das atividades para esclarecimentos de dúvidas sobre o Plano de Trabalho;
- b) Proceder a Autorização de Serviço junto à equipe de Operação da Casa de Força para iniciar a execução das atividades seguintes.

2 CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO

OBSERVAÇÕES:

- 1) OS PROCEDIMENTOS DESCRITOS A SEGUIR FORAM ELABORADOS CONSIDERANDO QUE INICIALMENTE A PLANTA ESTARÁ EM CONDIÇÕES NORMAIS DE OPERAÇÃO, OU SEJA, CALDEIRA, TURBINA E GERADOR ELÉTRICO FUNCIONANDO NORMALMENTE. CASO HAJA ALGUMA ANORMALIDADE EVIDENTE EM ALGUM DESTES EQUIPAMENTOS OU EM SEUS EQUIPAMENTOS AUXILIARES, O TESTE NÃO DEVERÁ SER REALIZADO.
- 2) A SEQUENCIA DE OPERAÇÕES CONTIDAS NESTE PLANO DE TRABALHO FOI ELABORADA DE FORMA A POSSIBILITAR A REALIZAÇÃO DOS TESTES SEM TRAZER RISCO DE PARADA À PLANTA.

ARCELORMITTAL TUBARÃO	ARQUIVO PLTR-2009-05-18_V0.doc	REVISÃO 0	FOLHA 2
-----------------------	-----------------------------------	--------------	------------

PLANO DE TRABALHO	
TÍTULO: Teste de comportamento dinâmico da caldeira da CTE #3	ELAB.: 18/05/09

3) AS CONDIÇÕES NECESSÁRIAS PARA INÍCIOS DOS TESTES, DESCRITAS A SEGUIR, DEVEM SER VERIFICADAS E ESTABELECIDAS ANTES DO INÍCIO DOS TESTES PROPRIAMENTE DITOS.

CONDIÇÕES NECESSÁRIAS PARA INÍCIO DO TESTE:

Item	Descrição	Visto
A	Caldeira em funcionamento, com geração de vapor em pressão entre 98 a 103 kgf/cm ² (PI-300), temperatura 543 °C (TI-300), e vazão de vapor maior ou igual a 78,0 t/h na saída da caldeira (FI-307).	[] OK
B	Controlador de pressão da caldeira PC-300-1 (<i>Boiler Master</i>) em AUTOMÁTICO, mantendo a pressão estável, conforme padrão de operação.	[] OK
C	Controle de nível do tubulão (FC-308) em modo CASCATA, conforme padrão de operação. Nesta condição, o controlador LC-300 é mantido automaticamente em modo AUTOMÁTICO.	[] OK
D	<i>Set-point</i> de nível do tubulão no controlador LC-300 ajustado em 0,0 mm.	[] OK
E	Controle de temperatura do vapor / <i>spray</i> (TC-300) em AUTOMÁTICO, mantendo a temperatura estável, conforme padrão de operação (543 °C).	[] OK
F	Válvula de escape de vapor para atmosfera (PCV-300) fechada, controlador PC-300-2 em modo AUTOMÁTICO, conforme padrão de operação (105 kgf/cm ²).	[] OK
G	Controle de vazão de ar de combustão em AUTOMÁTICO: PC-305, PC-306, FC-305, FC-306 e AC-300, conforme padrão de operação.	[] OK
H	Controle de pressão do coletor de baixa pressão sendo realizado pela válvula PCV-350 (extração de vapor da linha principal) ao invés da PCV-351 (extração de vapor da saída do desuperaquecedor).	[] OK
I	Válvula de purga contínua da caldeira fechada (durante o intervalo de tempo do teste).	[] OK
J	Válvula de by-pass da turbina (PCV-352) fechada, com controlador PC-340 em modo AUTOMÁTICO e <i>set-point</i> ajustado conforme padrão de operação (101 kgf/cm ²).	[] OK
K	Vácuo do condensador acima de 500 mmHg (PI-346 < -500 mmHg).	[] OK
L	Disjuntor do gerador 52-G3 fechado e disjuntor 52-100 fechado ou 52-900 fechado, ou seja, gerador elétrico em operação com sistema elétrico da Companhia interligado ao sistema elétrico da ESCELSA.	[] OK
M	Turbina em funcionamento, com sistema de controle do governador selecionado para CONTROLE DE CARGA.	[] OK
N	Pressão de vapor na entrada da turbina (PI-340) aproximadamente 98,5 ± 1,5 kg/cm ² .	[] OK
O	Nível do gasômetro de LDG (LI-801-1 ou LI-801-2) menor que 32000 m ³ . Nota: Indicação disponível na tela GR0028 da CTE #4.	[] OK
P	Estabelecer previamente um combustível cuja vazão possa ser aumentada, para execução dos passos 9 e 11 a seguir, da seqüência de operações do 1º teste.	[] OK

ARCELORMITTAL TUBARÃO	ARQUIVO PLTR-2009-05-18_V0.doc	REVISÃO 0	FOLHA 3
-----------------------	-----------------------------------	--------------	------------

PLANO DE TRABALHO		ELAB.: 18/05/09
TÍTULO: Teste de comportamento dinâmico da caldeira da CTE #3		

VISÃO GERAL DOS TESTES:

O teste de comportamento dinâmico da CTE #3 compreende a realização de dois testes com duração estimada de 4 minutos cada teste. Considerando o tempo necessário para as fases de preparação, estabelecimento das condições iniciais e realização de manobras auxiliares, o tempo total estimado para realização do teste de comportamento dinâmico é de 45 minutos. A figura a seguir fornece uma visão geral das variações do processo planejadas ao longo do tempo, contendo gráficos para exemplificar os tipos de variações esperadas das principais variáveis envolvidas.

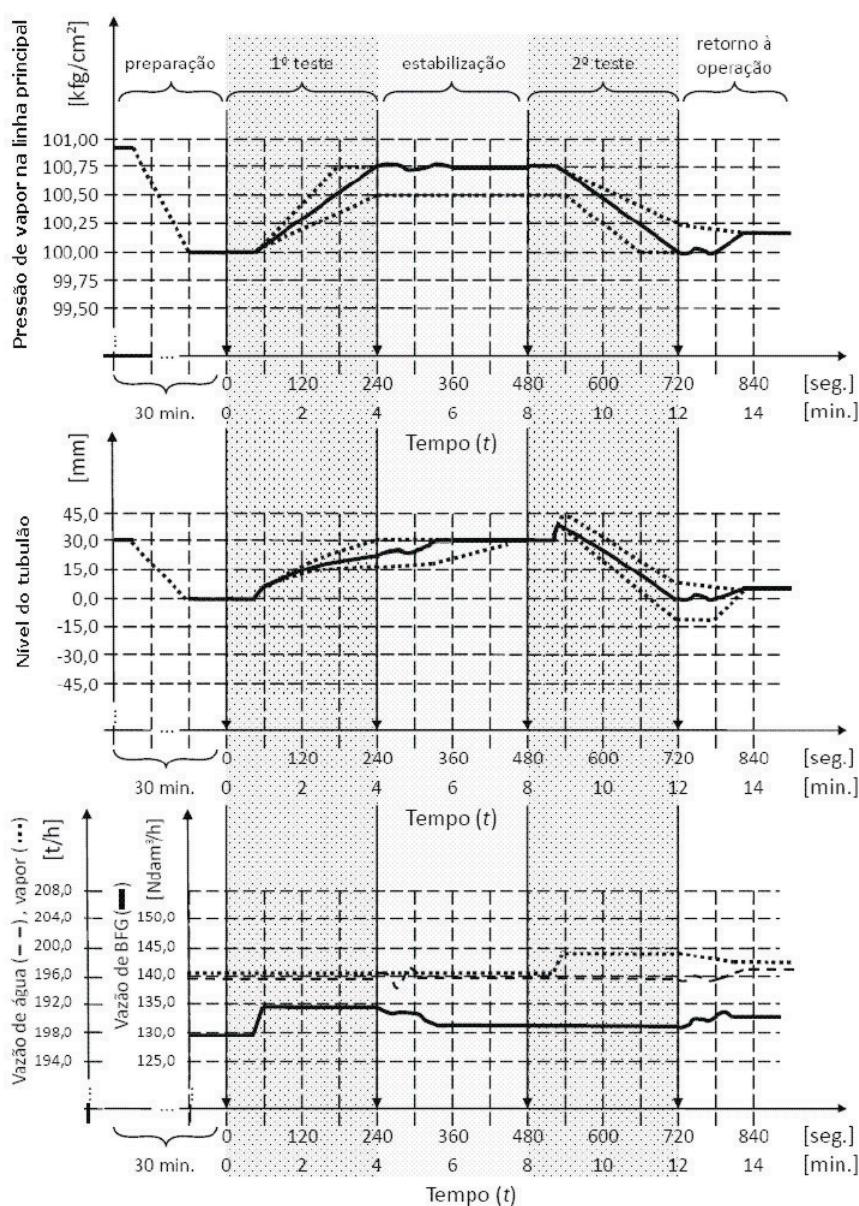


Figura 1 – Perfis de variação das variáveis do processo

ARCELORMITTAL TUBARÃO	ARQUIVO PLTR-2009-05-18_V0.doc	REVISÃO 0	FOLHA 4
-----------------------	-----------------------------------	--------------	------------

PLANO DE TRABALHO	
TÍTULO: Teste de comportamento dinâmico da caldeira da CTE #3	ELAB.: 18/05/09

3 TESTES

3.1 TESTE DE RESPOSTA À VARIAÇÃO DE VAZÃO DE COMBUSTÍVEL

Seqüência de operações para o 1º teste:

Passo	Descrição	Visto								
1	Na tela 'SISTEMA DE CONTROLE DO GOVERNADOR', clicar no botão 'POTÊNCIA HABILITAR/DESABILITAR'. Resultado: O frontal do seletor 01PBJ1637 se abrirá.	[] OK								
2	No frontal do seletor 01PBJ1637, clicar no botão 'HABILI' para habilitar o controle de potência do governador da turbina. Resultado: A geração de energia elétrica será mantida controlada pelo governador em valor constante.	[] OK								
3	Observar se a planta se mantém estável. Caso se mantenha estável, prosseguir com os passos seguintes. Caso contrário, corrigir os possíveis desvios e aguardar estabilização.	[] OK								
4	Anotar horário de início do teste: HORA _{INÍCIO} = ____ h ____ min ____ seg	[] OK								
5	Aguardar por 50 segundos.	[] OK								
6	Passar o controlador do combustível <i>master</i> , do modo CASCATA para o modo AUTOMÁTICO. Resultado: Os controladores de vazão de combustível FC-302, FC-303A, FC-304A e FC-304B deverão permanecer em modo AUTOMÁTICO.	[] OK								
7	Passar o controlador de pressão da caldeira (<i>Boiler Master</i>), PC-300-1 para MANUAL. Nota: As vazões de combustível devem permanecer constantes.	[] OK								
8	Passar o controlador de nível do tubulão (FC-308) para AUTOMÁTICO. A vazão de água de alimentação deve ser mantida em valor constante, com o nível em aproximadamente 0,0 mm.	[] OK								
9	Conforme disponibilidade de combustível e número de queimadores acesos, escolher um combustível para aumento de sua vazão. <table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th style="text-align: left; border-bottom: 1px dashed black;">Se opção escolhida for</th> <th style="text-align: left; border-bottom: 1px dashed black;">Alterar set-point de vazão para</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1) BFG</td> <td>(Vazão atual)+4800 Nm³/h</td> </tr> <tr> <td>2) COG</td> <td>(Vazão atual)+900 Nm³/h</td> </tr> <tr> <td>3) ALCATRÃO</td> <td>(Vazão atual)+0,45 t/h</td> </tr> </tbody> </table>	Se opção escolhida for	Alterar set-point de vazão para	1) BFG	(Vazão atual)+4800 Nm ³ /h	2) COG	(Vazão atual)+900 Nm ³ /h	3) ALCATRÃO	(Vazão atual)+0,45 t/h	[] OK
Se opção escolhida for	Alterar set-point de vazão para									
1) BFG	(Vazão atual)+4800 Nm ³ /h									
2) COG	(Vazão atual)+900 Nm ³ /h									
3) ALCATRÃO	(Vazão atual)+0,45 t/h									
10	ANOTAR: <ul style="list-style-type: none"> • Pressão de vapor do tubulão: (PI-311)_{INICIAL} = _____ kgf/cm² • Nível do tubulão: (LI-300A/ B)_{INICIAL} = _____ mm • Vazão de vapor na saída da caldeira: (FI-307)_{INICIAL} = _____ t/h 	[] OK								
11	Entrar com o novo valor de <i>set-point</i> de vazão no controlador de vazão do combustível escolhido (BFG, ou COG ou Alcatrão).	[] OK								
12	Resultados esperados no decorrer de 4 minutos: 1) Aumento gradativo e lento da pressão de vapor (PI-311); 2) Variação de nível do tubulão de aproximadamente 0 a +30 mm (LI-300A/B). (veja os gráficos a seguir e seguir os passos nº 13 e 14)	[] OK								

ARCELORMITTAL TUBARÃO	ARQUIVO PLTR-2009-05-18_V0.doc	REVISÃO 0	FOLHA 5
-----------------------	-----------------------------------	--------------	------------

PLANO DE TRABALHO	
TÍTULO: Teste de comportamento dinâmico da caldeira da CTE #3	ELAB.: 18/05/09

Passo	Descrição	Visto
	<p>Exemplo: (ver gráficos a seguir)</p> <p>Pressão de vapor da linha principal</p> <p>Nível do Tubulão</p>	
13	Caso seja observada instabilidade no processo ou condição de risco à planta, proceder a execução do encerramento deste teste, conforme passos 15 a 20.	[] OK
14	<p>O 1º teste estará concluído quando:</p> <p>1) a pressão do tubulão aumentar em no máximo 0,75 kgf/cm² do valor inicial, "(PI-311)_{INICIAL}"; ou</p> <p>2) após 4 minutos do início do teste, "HORA_{INICIO}".</p>	[] OK

CONTINGÊNCIA: CASO SEJAM PERCEBIDAS INSTABILIDADES NO PROCESSO OU CONDIÇÃO DE RISCO À PLANTA, INTERROMPER O TESTE E REALIZAR A SEQUENCIA DE TÉRMINO DO TESTE A SEGUIR.

ARCELORMITTAL TUBARÃO	ARQUIVO PLTR-2009-05-18_V0.doc	REVISÃO 0	FOLHA 6
-----------------------	-----------------------------------	--------------	------------

PLANO DE TRABALHO	
TÍTULO: Teste de comportamento dinâmico da caldeira da CTE #3	ELAB.: 18/05/09

Término do teste de resposta à variação de vazão de combustível:

Passo	Descrição	Visto
15	Passar o controlador de nível do tubulão para CASCATA (FC-308). Nesta condição, o controlador LC-300 é comutado automaticamente para o modo AUTOMÁTICO.	[] OK
16	Ajustar gradativamente o <i>set-point</i> de nível do controlador de nível do tubulão, LC-300, para o valor +30,0 mm, utilizando o comando de <i>increase/decrease</i> (Δ / ∇) do teclado de operação.	[] OK
17	Passar o controlador do combustível <i>master</i> , do modo AUTOMÁTICO para o modo CASCATA.	[] OK
18	Passar o controlador de pressão PC-300-1 (<i>Boiler Master</i>) para AUTOMÁTICO, para estabilização da pressão.	[] OK
19	Observar se ocorre o ajuste automático de <i>set-point</i> de vazão de combustível por meio do <i>Boiler Master</i> , para controle da pressão. Um dos combustíveis (BFG, COG ou Alcatrão) deverá estar selecionado para <i>Boiler Master</i> .	[] OK
20	Aguardar a vazão do combustível <i>master</i> e o nível do tubulão se estabilizarem. Quando a vazão do combustível <i>master</i> se estabilizar e o nível do tubulão se estabilizar no valor +30,0 mm, iniciar a próxima seqüência de instruções do 2º teste (item 3.2).	[] OK

CONTINGÊNCIA: CASO OCORRA DESINTERLIGAÇÃO REPENTINA ENTRE O SISTEMA ELÉTRICO DA COMPANHIA E O SISTEMA ELÉTRICO DA ESCELSA, ENCERRAR TESTES E REESTABELEÇER AS CONDIÇÕES DA PLANTA CONFORME PADRÕES DE OPERAÇÃO. NESTE CASO, O GORVENADOR DEVERÁ SER COMUTADO AUTOMATICAMENTE PARA **CONTROLE DE CARGA**.

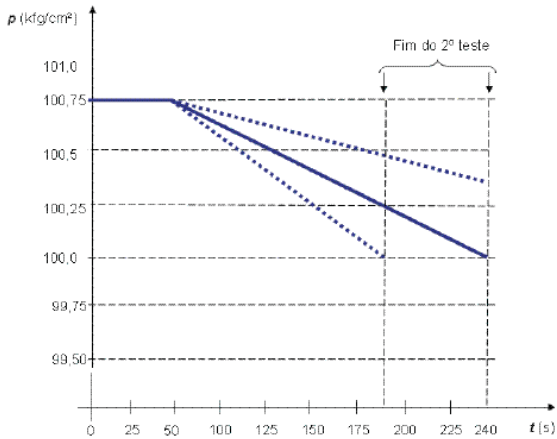
3.2 TESTE DE RESPOSTA À VARIAÇÃO DE VAZÃO DE VAPOR

Seqüência de operações para o 2º teste:

Passo	Descrição	Visto
21	Observar se a planta se mantém estável. Caso se mantenha estável, prosseguir com os passos seguintes. Caso contrário, corrigir os possíveis desvios e aguardar estabilização.	[] OK
22	Anotar horário de início do teste: HORA _{INÍCIO} = ___ h ___ min ___ seg	[] OK
23	Aguardar por 50 segundos.	[] OK
24	Passar o controlador do combustível <i>master</i> , do modo CASCATA para o modo AUTOMÁTICO. Resultado: Os controladores de vazão de combustível FC-302, FC-303A, FC-304A e FC-304B deverão permanecer em modo AUTOMÁTICO.	[] OK
25	Passar o controlador de pressão da caldeira PC-300-1 (<i>Boiler Master</i>) para MANUAL. As vazões de combustível devem permanecer constantes.	[] OK

ARCELORMITTAL TUBARÃO	ARQUIVO PLTR-2009-05-18_V0.doc	REVISÃO 0	FOLHA 7
-----------------------	-----------------------------------	--------------	------------

PLANO DE TRABALHO	
TÍTULO: Teste de comportamento dinâmico da caldeira da CTE #3	ELAB.: 18/05/09

Passo	Descrição	Visto
26	Passar o controlador FC-308 de nível do tubulão para AUTOMÁTICO. A vazão de água de alimentação deve ser mantida em valor constante, com o nível em aproximadamente +30,0 mm.	[] OK
27	ANOTAR: <ul style="list-style-type: none"> • Pressão de vapor do tubulão: $(PI-311)_{INICIAL} = \text{_____ kgf/cm}^2$ • Nível do tubulão: $(LI-300A/ B)_{INICIAL} = \text{_____ mm}$ • Vazão de vapor na saída da caldeira: $(FI-307)_{INICIAL} = \text{_____ t/h}$ 	[] OK
28	Na tela 'SISTEMA DE CONTROLE DO GOVERNADOR', clicar em 'POTÊNCIA DE REFERÊNCIA'. Resultado: o frontal do instrumento 'XI-300-31 (MW REMOTO)' se abrirá.	[] OK
29	Entrar com novo valor de <i>set-point</i> de potência no instrumento XI-300-31 do governador, igual ao valor atual mais 0,95 MW. Ou seja: (NOVO SP) = (SP ATUAL) + 0,95 MW. Estima-se que esta variação de <i>set-point</i> produza um aumento na vazão de vapor na saída da caldeira (FI-307) de aproximadamente +3,75 t/h.	[] OK
30	Resultados esperados no decorrer de 4 minutos: 1) Redução gradativa e lenta da pressão de vapor; 2) Aumento momentâneo do nível do tubulão, seguido por uma queda gradual e lenta, com variações de aproximadamente -10 a +40 mm. (veja os gráficos a seguir e seguir os passos nº 30 e 31) Exemplo: Pressão de vapor da linha principal 	[] OK

ARCELORMITTAL TUBARÃO	ARQUIVO PLTR-2009-05-18_V0.doc	REVISÃO 0	FOLHA 8
-----------------------	-----------------------------------	--------------	------------

PLANO DE TRABALHO		[REDACTED]
TÍTULO: Teste de comportamento dinâmico da caldeira da CTE #3		ELAB.: 18/05/09

Passo	Descrição	Visto
	<p>Nível do Tubulão</p>	
31	Caso seja observada instabilidade no processo ou condição de risco à planta, proceder a execução do encerramento deste teste, conforme passos 33 a 40.	[] OK
32	<p>O 2º teste estará concluído quando:</p> <p>1) a pressão do tubulão reduzir em no máximo 0,75 kgf/cm² do valor inicial, "(PT-311)_{INICIAL}"; ou</p> <p>2) após 4 minutos do início do teste, "HORA_{INICIO}".</p>	[] OK

CONTINGÊNCIA: CASO SEJAM PERCEBIDAS INSTABILIDADES NO PROCESSO OU CONDIÇÃO DE RISCO À PLANTA, INTERROMPER O TESTE E REALIZAR A SEQUENCIA DE TÉRMINO DO TESTE A SEGUIR.

CONTINGÊNCIA: CASO OCORRA DESINTERLIGAÇÃO REPENTINA ENTRE O SISTEMA ELÉTRICO DA COMPANHIA E O SISTEMA ELÉTRICO DA ESCLSA, ENCERRAR TESTES E REESTABELECER AS CONDIÇÕES DA PLANTA CONFORME PADRÕES DE OPERAÇÃO. NESTE CASO, O GORVENADOR DEVERÁ SER COMUTADO AUTOMATICAMENTE PARA **CONTROLE DE CARGA**.

Término do teste de resposta à variação de vazão de vapor:

Passo	Descrição	Visto
33	Passar o controle de nível do tubulão (FC-308) para CASCATA. Nesta condição, o controlador LC-300 é comutado automaticamente para o modo AUTOMÁTICO.	[] OK
34	Ajustar gradativamente o <i>set-point</i> de nível do controlador de nível do tubulão (LC-300) para o valor normal de operação, utilizando o comando de <i>increase/decrease</i> (Δ / ∇) do teclado de operação, até alcançar o nível de operação (+30 mm).	[] OK
35	Passar o controlador do combustível <i>master</i> , do modo AUTOMÁTICO para o modo CASCATA.	[] OK

[REDACTED]	ARCELORMITTAL TUBARÃO	ARQUIVO PLTR-2009-05-18_V0.doc	REVISÃO 0	FOLHA 9
------------	-----------------------	-----------------------------------	--------------	------------

PLANO DE TRABALHO	
TÍTULO: Teste de comportamento dinâmico da caldeira da CTE #3	ELAB.: 18/05/09

Passo	Descrição	Visto
36	Passar o controlador de pressão PC-300-1 (<i>Boiler Master</i>) para AUTOMÁTICO, para estabilização da pressão.	[] OK
37	Na tela 'SISTEMA DE CONTROLE DO GOVERNADOR', clicar no botão 'POTÊNCIA HABILITAR/DESABILITAR'. Resultado: O frontal do seletor 01PBJ1637 se abrirá.	[] OK
38	No frontal do seletor 01PBJ1637, clicar no botão 'DESABILI' para desabilitar o controle de potência do governador da turbina. Resultado: A geração de energia elétrica será mantida controlada pelo governador conforme referência de velocidade e variações de carga.	[] OK
39	Quando o nível do tubulão se estabilizar no seu valor normal de operação, restabelecer os status e <i>set-points</i> dos controladores conforme os padrões de operação.	[] OK
40	Encerrar os testes.	[] OK

3.3 Encerramento dos testes

- a) Registrar a finalização dos testes, preenchendo os campos a seguir.


Encerramento em:

Data: ___/___/___

Hora: ___ h ___ min ___ seg

Executante: _____

- b) Proceder ao encerramento da Autorização de Serviço (AS) junto à equipe de Operação da Casa de Força, concluindo a execução das atividades;
- c) Verificar e gravar os dados registrados no PIMS. Responsável: IUA.

 ARCELORMITTAL TUBARÃO	ARQUIVO PLTR-2009-05-18_V0.doc	REVISÃO 0	FOLHA 10
---	-----------------------------------	--------------	-------------

ANEXO E - REFERÊNCIAS COMPLEMENTARES RECOMENDADAS

ADAM, Eduardo Jose; MARCHETTI, Jacinto Luis. **Dynamic Simulation of Large Boilers with natural Recirculation**. Computers and Chemical Engineering, 1999. 23(1999): p. 1031-1040.

BEGA, Egídio Alberto. **Instrumentação Aplicada ao Controle de Caldeiras**. 2a ed. Reimpressão. New York: ISA, 1998.

CAMPOS, Mario Cesar M. Massa de; TEIXEIRA, Hebert C. G. **Controles típicos de equipamentos e processos industriais**. 1a ed. São Paulo: Blucher, 2006. 396p.

CERVO, Amado L.; BERVIAN, Pedro A.; SILVA, Roberto da. **Metodologia Científica**. 6a ed. São Paulo: Pearson Education, 2007. 176p.

DOS SANTOS, Nelson Oliveira. **Termodinâmica Aplicada às Termelétricas – Teoria e Prática**. 2a ed. Rio de Janeiro: Interciência, 2006. 154p.

DUTRA, Alessandro Francisco Araujo. **Padronização de Modelos Matemáticos de Turbinas Térmicas em Ciclo Combinado para Estudos de Transitórios Eletromecânicos**. 2006. 230f. Dissertação (Mestrado em Ciências em Engenharia Elétrica) - Programa de Pós-Graduação da Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2006.

SIEMENS. **Siemens Power Generation: Press Pictures Energy**. 2008. Disponível em: < <http://www.powergeneration.siemens.com/press/press-pictures/> >. Acesso em: 19.05.2008.

WEG. **Artigo Técnico: DT-5 – Características e Especificações de Geradores**. Disponível em: < <http://www.catalogo.weg.com.br/> >. Acesso em: 31.05.2008.

WOODWARD GOVERNOR COMPANY. Reference Manual: Governing Fundamentals and Power Management. Fort Collins, 2004. Disponível em: < <http://www.woodward.com/> >. Acesso em: 04.05.2008.

Livros Grátis

(<http://www.livrosgratis.com.br>)

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)
[Baixar livros de Matemática](#)
[Baixar livros de Medicina](#)
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)
[Baixar livros de Meteorologia](#)
[Baixar Monografias e TCC](#)
[Baixar livros Multidisciplinar](#)
[Baixar livros de Música](#)
[Baixar livros de Psicologia](#)
[Baixar livros de Química](#)
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)
[Baixar livros de Serviço Social](#)
[Baixar livros de Sociologia](#)
[Baixar livros de Teologia](#)
[Baixar livros de Trabalho](#)
[Baixar livros de Turismo](#)