TESE
30168

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Tese de Doutorado

SIMULAÇÃO DO ESQUEMA TÉRMICO DE CENTRAIS TERMELÉTRICAS PARA ESTUDOS PARAMÉTRICOS, MONITORAÇÃO E DIAGNÓSTICO PRELIMINAR DO DESEMPENHO

FELIPE RAÚL PONCE ARRIETA

UNIFEI - BIBLIOTECA MAUÁ
NÃO DANIFIQUE ESTA ETIQUETA

ITAJUBÁ - 2006

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
Biblioteca
MAUÁ
BIM
UNIFEI

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

TESE DE DOUTORADO

Simulação do Esquema Térmico de Centrais Termelétricas para Estudos Paramétricos, Monitoração e Diagnóstico Preliminar do Desempenho

Autor: **Felipe Raúl Ponce Arrieta**
Orientador: **Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora**
Co-orientador: **Prof. Dr. Marco Antônio Rosa do Nascimento**

Curso: **Doutorado em Engenharia Mecânica**
Área de concentração: **Conversão de Energia**

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica como parte dos requisitos para a obtenção do Título de Doutor em Engenharia Mecânica

Itajubá 2006
M. G. – Brasil

Este exemplar corresponde à redação final da Tese/Dissertação defendida por Felipe Raul Ponce Arrieta e aprovada pela Comissão Julgadora em 13 de abril de 2006.

Orientador

CLASS. .....
CUTTER. .....
.....
TOMBO. T-30168

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
Biblioteca
MAUÁ
IEM
UNIFEI

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

TESE DE DOUTORADO

Simulação do Esquema Térmico de Centrais Termelétricas para Estudos Paramétricos, Monitoração e Diagnóstico Preliminar do Desempenho

Autor: **Felipe Raúl Ponce Arrieta**
Orientador: **Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora**
Co-orientador: **Prof. Dr. Marco Antônio Rosa do Nascimento**

Composição da Banca Examinadora:

Prof. Dr. José Luz Silveira – FEG/UNESP
Prof. Dr. Rolando Nonato de Oliveira Lima – DCTEF/UFSJ
Prof. Dr. Marco Antônio Rosa do Nascimento, Co-orientador – IEM/UNIFEI
Prof. Dr. Osvaldo José Venturini – IEM/UNIFEI
Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora, Orientador – IEM/UNIFEI
Prof. Dr. Rogério José da Silva – IEM/UNIFEI

Ministério da Educação
UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
Criada pela Lei 10.435, de 24 de abril de 2002

FOLHA DE JULGAMENTO DA COMISSÃO EXAMINADORA DE TESE DE DOUTORADO

Título da Tese: "Simulação do Esquema Térmico de Centrais Termelétricas para Estudos Paramêtricos, Monitoração e Diagnóstico Preliminar do Desempenho"

Autor : Felipe Raul Ponce Arrieta

JULGAMENTO

Examinadores	Conceito	Rubrica
1º	A	
2º	A	
3º	A	
4º	A	
5º	A	
6º	A	

Resultado Médio: A ou seja, aprovado

Observações: _____

Itajubá,13 de abril de 2006.

Prof. Dr. José Luz Silveira
1º Examinador - UNESP/FEG

Prof. Dr. Rolando Nonato de Oliveira Lima
2º Examinador – UFSJ

Prof. Dr. Osvaldo José Venturini
3º Examinador - UNIFEI

Prof. Dr. Rogério José da Silva
4º Examinador – UNIFEI

Prof. Dr. Marco Antônio Rosa do Nascimento
5º Examinador – Co-Orientador - UNIFEI

Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora
6º Examinador – Orientador – UNIFEI

Prof. Dr. Waldir de Oliveira
Presidente da Banca – UNIFEI

Dedicatória

À minha esposa Giselene Benedetti Ponce Arrieta,
à minhas filhas Amanda e Naile,
à minha mãe, Maria del Pilar Arrieta Medina (in memorian), quem me deu a "vida",
ao meu avô Raúl Arrieta Ortiz (in memorian), sem ele teria sido impossível,
a minha avó Ramona González González (in memorian), sentirei saudades,
ao meu tio Raúl Arrieta Medina (in memorian), te lembrarei sempre, coño!
ao meu pai pelo apoio, a força e a compreensão, mesmo estando longe,
e à toda minha família em Cuba, que ainda resiste às saudades.

Agradecimentos

São tantas as pessoas a quem agradecer que tenho desde já a certeza de que alguém muito querido será esquecido. A essa (s) pessoa (s) desde já me desculpo.

Aos amigos, colegas, professores e funcionários do NEST, do IEM, da UNIFEI, por terem feito desta universidade a minha casa... Sempre lembrarei com saudades. Em especial gostaria de agradecer ao meu orientador Prof. Dr. Electo E. S. Lora, e meu co-orientador Marco A. R. do Nascimento, por terem aceitado participar ao meu lado da execução deste trabalho, e ao mesmo tempo buscar as alternativas através de CNPq e FINEP, que permitiram criar a estrutura necessária para o desenvolvimento do mesmo, sem vossa participação e a destas instituições, este trabalho não teria chegado ao final. Muito obrigado! Particularmente agradeço ao Prof. Dr. Osvaldo José Venturini pela troca de idéias e sempre estar disposto, quando foi necessário, a acudir a minha família durante os períodos das viagens às usinas, e ao Eng. Cláudio Ferreira de Morais, com o qual teve a oportunidade de dividir os muitos quilômetros de estrada que percorremos durante a etapa de levantamento de dados nas centrais termelétricas. Um grande abraço meus caros!

Aos colegas do CIRCE, da universidade de Zaragoza, em Espanha, em especial a: os professores Dr. Antonio Valero, Dr. Luis Serra, Dr. Javier Uche e Dr. Luis Correas, e tantos outros que durante a minha breve estância nessa instituição colaboraram para a minha compreensão do método de diagnóstico empregado na tese. Também agradeço a Ernesto Esperanza e a Nuria Pinilla por me acolherem em sua casa como mais um membro da família quando visitei Zaragoza.

A todo o pessoal das centrais termelétricas que fizeram parte dos estudos de caso utilizados nesta tese. Minha gratidão vai dirigida tanto aos presidentes, diretores, e gerentes de operação, quanto aos operadores, secretarias e funcionários em geral. Sem a participação, colaboração e ajuda de todos eles este trabalho nunca poderia ter sido realizado. Muito obrigado! E às minhas desculpas por qualquer incômodo que possa ter ocasionado.

Resumo

ARRIETA, F. R. P. (2006), *Simulação do Esquema Térmico de Centrais Termelétricas para Estudos Paramétricos, Monitoração e Diagnóstico Preliminar do Desempenho*, Itajubá, 242p, Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Instituo de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Representou o ponto de partida deste trabalho o objetivo de estabelecer uma metodologia para a simulação do esquema térmico e definir seu modelo de diagnóstico, visando à monitoração e o diagnóstico preliminar do desempenho de duas centrais termelétricas que foram objeto de estudos de caso: uma de ciclo combinado e outra de ciclo a vapor. Os resultados da metodologia foram expostos através do processo de elaboração e o ajuste dos modelos de simulação, e do estudo paramétrico da influência de diferentes variáveis nos indicadores de desempenho destes tipos de unidades geradoras. Os resultados dos modelos de diagnóstico de desempenho do ciclo térmico que foram estabelecidos para cada central são mostrados mediante exemplos numéricos. Duas ferramentas computacionais foram criadas em Microsoft® Office Excel 2003 SP1 para a monitoração e o diagnóstico preliminar do desempenho, uma para cada central objeto de estudo de caso.

Palavras-chave

Centrais termelétricas, Simulação do Esquema Térmico, Monitoração de Desempenho, Diagnóstico de Desempenho, Ferramenta Computacional.

Abstract

ARRIETA, F. R. P. (2006), *Thermal scheme simulation of thermal power planst for parametric studies preliminary performance monitoring and diagnosis*, Itajubá, 242p, Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Instituo de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

To prescribe a methodology for the simulation of the thermal scheme and to define its diagnosis model of two thermal power plants: a combined cycle and a steam cycle one, for the performance monitoring and preliminary diagnosis, was the main purpose of this work. The results obtained with application of the methodology for the simulation of the thermal scheme were exposed with the procedure for the elaboration and validation of the simulation models, and with parametric studies of the influence of several variables in thermal power plant performance indexes. The results of the created performance diagnosis models were exposed using numerical examples. Two computational tools were elaborated in Microsoft® Office Excel 2003 SP1 for the performance monitoring and preliminary diagnosis, both were customized for each of the thermal power plants which participated as a study cases.

Keywords

Thermal Power Plant, Thermal Scheme Simulation, Performance Monitoring, Performance Diagnosis, Computational Tool.

Sumário

SUMÁRIO ..... **I**
LISTA DE FIGURAS ..... **V**
LISTA DE TABELAS ..... **X**
SIMBOLOGIA ..... **XII**
LETRAS LATINAS ..... **XII**
LETRAS GREGAS ..... **XIV**
SOBRESCRITOS ..... **XIV**
SUBSCRITOS ..... **XV**
ABREVIATURAS ..... **XVII**
SIGLAS ..... **XVIII**
CAPÍTULO 1 ..... **21**
INTRODUÇÃO **21**
1.1. Motivação e justificativas 25
1.2. Estruturação 28
CAPÍTULO 2 ..... **29**
ESTADO DA ARTE DAS TECNOLOGIAS DE GERAÇÃO TERMELÉTRICA. TENDÊNCIAS NO BRASIL **29**
2.1. Estado da arte das tecnologias de geração termelétrica. 29
2.1.1 Ciclos combinados comerciais de diferentes fabricantes 31
2.1.2 Geração termelétrica empregando carvão 32
2.1.3 Centrais termelétricas a carvão convencionais 33
2.2. Tendências das tecnologias de geração termelétrica no Brasil 37
2.2.1 Central termelétrica Termobahia 37
2.2.2 Central termelétrica Fortaleza S. A 39
2.2.3 Central termelétrica Jorge Lacerda C (Unidade 7 do complexo Jorge Lacerda) 40
2.3. Estado Atual, Oportunidades e Barreiras da Geração Termelétrica no Brasil 41
CAPÍTULO 3 ..... **47**

ESTADO DA ARTE DAS TECNOLOGIAS DE MONITORAÇÃO E DIAGNÓSTICO DO DESEMPENHO 47

3.1. Monitoração do desempenho 49

3.2. Diagnóstico do desempenho 50

3.3. Otimização do desempenho 53

3.4. Tecnologias de monitoração e diagnóstico do desempenho 54

3.4.1 Gteye® da Thermoflow, Inc. 58

3.4.2 Efficiency-map® da General Electric Co. 59

3.4.3 Performance Monitor e RTO da Emerson Process Management Co. 61

3.4.4 PEPSE® e Pmax® da Scientech, Inc. 63

3.4.5 Otimax performance® 65

3.4.6 TDG® do CIRCE na Universidade de Zaragoza 67

3.5. A respeito das tecnologias de monitoração e diagnóstico de desempenho 68

CAPÍTULO 4 70

MÉTODOS DE DIAGNÓSTICO 70

4.1. Diagramas de funcionamento ou curvas de desempenho 70

4.2. Tabelas de diagnóstico 72

4.3. Árvores lógicas e árvores de decisão 72

4.4. Redes neurais 74

4.5. Lógica Fuzzi 77

4.6. Algoritmos genéticos 80

4.7. Métodos lineares e não lineares 81

4.8. Entrada/Perdas 82

4.9. Termoeconômico 83

4.10. Aplicações do diagnóstico de desempenho reportadas na literatura 85

4.11. A respeito da importância da monitoração e o diagnóstico do desempenho para o gerenciamento das centrais termelétricas 91

CAPÍTULO 5 94

METODOLOGIA DE SIMULAÇÃO E ESTUDOS PARAMÉTRICOS EM CENTRAIS TERMELÉTRICAS 94

5.1. Formulação do problema de simulação 94

5.2. Modelo de simulação dos principais equipamentos de uma central termelétrica 99

5.2.1 Turbina a gás 99

5.2.2 Caldeira de recuperação 106

5.2.3 Caldeira convencional 112

5.2.4 Turbina a vapor 115
5.2.5 Condensador 118
5.2.6 Aquecedor regenerativo fechado 119
5.2.7 Torres de resfriamento 120
5.2.8 Bombas 121
5.2.9 Geradores elétricos 122
5.3. Resultados da simulação do desempenho 122
5.3.1 Metodologia para a elaboração e o ajuste dos modelos de simulação da condição de referência e real da operação 123
5.3.2 Resultados da elaboração e o ajuste dos modelos de simulação para a central termelétrica de ciclo combinado 125
5.3.3 Resultados da elaboração e o ajuste dos modelos de simulação para a central termelétrica de ciclo a vapor 127
5.3.4 Sobre a elaboração e o ajuste dos modelos de simulação 129
5.3.5 Método para a realização dos Estudos Paramétricos 129
5.3.6 Resultados dos Estudos Paramétricos para a central termelétrica de ciclo combinado estudo de caso 133
5.3.7 Resultados dos Estudos Paramétricos para a central termelétrica de ciclo a vapor estudo de caso 141
5.3.8 Sobre os Estudos Paramétricos 149
CAPÍTULO 6 150
METODOLOGIA PARA O DIAGNÓSTICO PRELIMINAR 150
6.1. Método das Restrições Vetoriais Formuladas em Séries de Taylor de Ordem Um 150
6.2. Exemplo de implementação 154
6.3. Considerações sobre o Método das Restrições Vetoriais Formuladas em Séries de Taylor de Ordem Um 156
6.4. Variáveis para a realização do diagnóstico 159
6.5. Resultados do diagnóstico preliminar para a central de ciclo combinado 162
6.5.1 Resultados do diagnóstico preliminar da central termelétrica de ciclo combinado 174
6.6. Resultados do diagnóstico preliminar para a central de ciclo a vapor 175
6.6.1 A respeito dos resultados do diagnóstico preliminar da central termelétrica de ciclo a vapor 186
CAPÍTULO 7 187
CONCLUSÕES, CONTRIBUIÇÕES, RECOMENDAÇÕES 187
7.1. Conclusões 187

7.2. Contribuições 190
7.3. Recomendações para trabalhos futuros 191
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS 192
APÊNDICE A 203
ESQUEMA TÉRMICO DA CENTRAL DE CICLO COMBINADO ESTUDO DE CASO SIMULADO NO SOFTWARE GATE CYCLE® 203
APÊNDICE B 205
ESQUEMA TÉRMICO DA CENTRAL DE CICLO A VAPOR ESTUDO DE CASO SIMULADO NO SOFTWARE GATE CYCLE® 205
ANEXO 1 207
RESULTADOS DO AJUSTE DOS MODELOS DE SIMULAÇÃO DO ESQUEMA TÉRMICO DA CENTRAL TERMELÉTRICA DE CICLO COMBINADO ESTUDO DE CASO 207
ANEXO 2 214
RESULTADOS DO AJUSTE DOS MODELOS DE SIMULAÇÃO DO ESQUEMA TÉRMICO DA CENTRAL TERMELÉTRICA DE CICLO A VAPOR ESTUDO DE CASO 214
ANEXO 3 219
FERRAMENTAS COMPUTACIONAIS PARA A MONITORAÇÃO E O DIAGNÓSTICO PRELIMINAR DO DESEMPENHO 219
ANEXO 4 225
MODELO DE DIAGNÓSTICO, DADOS DE ENTRADA, E RESULTADOS DO EXEMPLO NUMÉRICO DE APLICAÇÃO PARA CENTRAL TERMELÉTRICA DE CICLO COMBINADO OBJETO DE ESTUDO DE CASO 225
ANEXO 5 232
MODELO DE DIAGNÓSTICO, DADOS DE ENTRADA, E RESULTADOS DO EXEMPLO NUMÉRICO DE APLICAÇÃO PARA CENTRAL TERMELÉTRICA DE CICLO A VAPOR OBJETO DE ESTUDO DE CASO 232

Lista de figuras

FIGURA 2.1 CONSUMO ESPECÍFICO DE CALOR DAS INSTALAÇÕES DE TURBINAS A GÁS E CENTRAIS DE CICLO COMBINADO. ADAPTADA DE NAJJAR (2001).....31

FIGURA 2.2 ESQUEMA TÉRMICO DE UMA CENTRAL COM CICLO A VAPOR. CEMIG (2001).....34

FIGURA 2.3 PARÂMETROS DO VAPOR DE ALGUMAS CENTRAIS TERMELÉTRICAS MODERNAS CONSTRUÍDAS RECENTEMENTE NA ALEMANHA. ZORNER (1994).....35

FIGURA 2.4 PROGNÓSTICOS DAS PERSPECTIVAS DE AUMENTO DA EFICIÊNCIA TÉRMICA DAS CENTRAIS TERMELÉTRICAS COM CICLO A VAPOR MEDIANTE O AUMENTO DOS PARÂMETROS INICIAIS E DA EFICIÊNCIA DE PROCESSOS E COMPONENTES. SEITER (1997).....36

FIGURA 2.5 VARIANTE DE ESQUEMA TÉRMICO DE UMA CENTRAL TERMELÉTRICA DE PARÂMETROS ULTRA-SUPERCRÍTICOS. THOMSEN ET AL (1998).....36

FIGURA 2.6 ESQUEMA TÉRMICO DA CENTRAL TERMELÉTRICA TERMOBAHIA. ALSTOM (2003).....38

FIGURA 2.7 ESQUEMA TÉRMICO DA CENTRAL TERMELÉTRICA FORTALEZA S. A. ARRIETA (2004).....39

FIGURA 3.1 POSICIONAMENTO DO SISTEMA DE MONITORAÇÃO DA CONDIÇÃO DO DESEMPENHO (*CMS*) NA PIRÂMIDE DE AUTOMAÇÃO DA CENTRAL TERMELÉTRICA. USÓN (2001).....55

FIGURA 3.2 ESQUEMA GENÉRICO DE UM SISTEMA DE MONITORAÇÃO DE DESEMPENHO E SUAS PRINCIPAIS COMPONENTES. BOYCE ET AL (1994).....56

FIGURA 3.3 APLICAÇÃO DO *EFFICIENCY - MAP*, TELA DO BALANÇO DE ENERGIA. GAY ET AL (1999).....60

FIGURA 3.4 INTERFACE GRÁFICA DO PEPSE® PARA A CONSTRUÇÃO DE MODELOS DETALHADOS DE CENTRAIS TERMELÉTRICAS. SCIENTECH (2004A).....64

FIGURA 3.5 INTERFACE DO *PMAX*® NUMA APLICAÇÃO DE ANÁLISE DE DESEMPENHO EM LINHA DE UMA CENTRAL TERMELÉTRICA COM CICLO A VAPOR. SCIENTECH (2004B).....65

FIGURA 3.6 IMPACTO DAS DIFERENTES CAUSAS DE DESVIO NO CUSTO GLOBAL DE GERAÇÃO. ABB AUTOMATION (2000).....66

FIGURA 3.7 TELA DE VISUALIZAÇÃO DO DIAGNÓSTICO NO SISTEMA *TDG®*. *TDG* DEMO (2003). 68

FIGURA 4.1 CURVAS DE DESEMPENHO PARA CARACTERIZAR AS PERDAS NA CALDEIRA DE UMA CENTRAL TERMELÉTRICA A CARVÃO. ASME PTC-PM (1993). 71

FIGURA 4.2 DIAGRAMA PRINCIPAL DA ARVORE LÓGICA DO CONSUMO ESPECÍFICO DE CALOR PARA UMA CENTRAL TERMELÉTRICA DE CICLO A VAPOR. ASME PTC-PM (1993) 73

FIGURA 4.3 ILUSTRAÇÃO DA ARVORE DE DECISÃO CONCEBIDA PARA INVESTIGAR OS DESVIOS NO INDICADOR DE DESEMPENHO. ASME PTC-PM (1993). 74

FIGURA 4.4 ESTRUTURA TÍPICA DE UMA REDE NEURAL AUTO-ASSOCIATIVA. EL-SHARKAWI (1999). 75

FIGURA 4.5 TELA DE PARÂMETROS MONITORADOS. ROEMER ET AL (2000). 80

FIGURA 4.6 DIAGNÓSTICO DE EFICIÊNCIA COM BASE NA LINHA DE EXPANSÃO DA TURBINA A VAPOR – REAL E DE REFERÊNCIA. GARDZILEWICZ ET AL (2003). 85

FIGURA 4.7 VARIAÇÃO DA TEMPERATURA E DA UMIDADE RELATIVA APÓS O PROCEDIMENTO DE PARADA MODIFICADO. SEIPP ET AL (2003). 86

FIGURA 4.8 VARIAÇÃO NO TEMPO DO FLUXO DE CALOR EM DIFERENTES ZONAS DE UMA FORNALHA DE UMA CALDEIRA QUE QUEIMA CARVÃO MINERAL. TIPPKOTTER ET AL (2003). 87

FIGURA 4.9 IMPACTO NO PARÂMETRO MEDIDO DO CICLO DEVIDO À MÁXIMA DEGRADAÇÃO ASSUMIDA NA RUGOSIDADE DA SUPERFÍCIE DAS PÁS. GLUCH & KRZYZANOWSKI (2000). 88

FIGURA 4.10 VARIAÇÃO NO TEMPO DOS ÍNDICES DE DIAGNÓSTICO DA CAPACIDADE DE VAZÃO DO COMPRESSOR E DO EXPANSOR. TSALAVOUTAS ET AL (2000). 89

FIGURA 4.11 COMPORTAMENTO DO RENDIMENTO DA CALDEIRA. JAMES (2000). 89

FIGURA 4.12 COMPARAÇÃO DA ABSORÇÃO DE CALOR NORMALIZADA E O ÍNDICE DE *FOULING* DURANTE O MÊS DE JUNHO DE 1999. THOMPSON ET AL (2000). 90

FIGURA 4.13 EVOLUÇÃO DO CONSUMO ESPECÍFICO DE CALOR AO LONGO DA VIDA ÚTIL DE UMA CENTRAL TERMELÉTRICA. 92

FIGURA 4.14 EVOLUÇÃO DO CONSUMO ESPECÍFICO DE CALOR PARA UM INTERVALO ENTRE CICLOS DE MANUTENÇÃO. 92

FIGURA 5.1 VOLUME DE CONTROLE PARA O BALANÇO DE ENERGIA NO COMPRESSOR. 103

FIGURA 5.2 VOLUME DE CONTROLE PARA O BALANÇO DE ENERGIA NO EXPANSOR. 106

FIGURA 5.3 PERFIL DE TEMPERATURAS TÍPICO NO EVAPORADOR. 107

FIGURA 5.4 VOLUME DE CONTROLE PARA O BALANÇO DE ENERGIA NO ATEMPERADOR E SUPERAQUECEDOR. 110

FIGURA 5.5 SISTEMA PARA O CONTROLE DE TEMPERATURA DOS GASES NA SAÍDA DA CALDEIRA. 111

FIGURA 5.6 FATOR DE EFETIVIDADE DA PAREDE DE ÁGUA. GATE CYCLE© (2003). 114

FIGURA 5.7 GRÁFICO PARA O CÁLCULO DAS PERDAS POR RADIAÇÃO. GATE CYCLE© (2003). 114

FIGURA 5.8 PROCESSOS E ZONAS DOS AQUECEDORES REGENERATIVOS. 119

FIGURA 5.9 RESULTADO DA ELABORAÇÃO E O AJUSTE DOS MODELOS DE SIMULAÇÃO. 125

FIGURA 5.10 RESULTADO DA ELABORAÇÃO E O AJUSTE DOS MODELOS DE SIMULAÇÃO. 127

FIGURA 5.11 INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA AR AMBIENTE (SRE – SEM RESFRIADOR EVAPORATIVO EM OPERAÇÃO) NOS PARÂMETROS DE DESEMPENHO DO CICLO COMBINADO. 137

FIGURA 5.12 INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA AR AMBIENTE (CRE – COM RESFRIADOR EVAPORATIVO EM OPERAÇÃO) NOS PARÂMETROS DE DESEMPENHO DO CICLO COMBINADO. 138

FIGURA 5.13 INFLUÊNCIA DA CARGA DA TURBINA A GÁS NOS PARÂMETROS DE DESEMPENHO DO CICLO COMBINADO. 139

FIGURA 5.14 INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA NA DESCARGA DO COMPRESSOR NOS PARÂMETROS DE DESEMPENHO DO CICLO COMBINADO. 140

FIGURA 5.15 INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA DE EXAUSTÃO DA TURBINA A GÁS NOS PARÂMETROS DE DESEMPENHO DO CICLO COMBINADO. 141

FIGURA 5.16 INFLUÊNCIA DO PODER CALORÍFICO INFERIOR NOS PARÂMETROS DE DESEMPENHO DO CICLO A VAPOR. 145

FIGURA 5.17 INFLUÊNCIA DA CARGA DA TURBINA A VAPOR NOS PARÂMETROS DE DESEMPENHO DO CICLO A VAPOR. 146

FIGURA 5.18 INFLUÊNCIA DA PRESSÃO DO VAPOR SUPERAQUECIDO NOS PARÂMETROS DE DESEMPENHO DO CICLO A VAPOR. 147

FIGURA 5.19 INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA DO VAPOR SUPERAQUECIDO NOS PARÂMETROS DE DESEMPENHO DO CICLO A VAPOR. 147

FIGURA 5.20 INFLUÊNCIA DA PRESSÃO DO VAPOR RE-AQUECIDO NOS PARÂMETROS DE DESEMPENHO DO CICLO A VAPOR. 148

FIGURA 5.21 INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA DO VAPOR RE-AQUECIDO NOS PARÂMETROS DE DESEMPENHO DO CICLO A VAPOR. 149

FIGURA 6.1 ESQUEMA REPRESENTATIVO DA BOMBA. 154

FIGURA 6.2 ESQUEMA TÉRMICO DA CENTRAL TERMELÉTRICA DE CICLO COMBINADO ESTUDO DE CASO PARA O DIAGNÓSTICO PRELIMINAR. 163

FIGURA 6.3 IMPACTO, EM KG/S, DO DESVIO DAS VARIÁVEIS INDEPENDENTES REFERIDAS À TURBINA A GÁS NO DESVIO DA VARIÁVEL DEPENDENTE DO CICLO COMBINADO – CONSUMO DE COMBUSTÍVEL. 169

FIGURA 6.4 IMPACTO, EM KW, DO DESVIO DAS VARIÁVEIS INDEPENDENTES REFERIDAS À TURBINA A GÁS NO DESVIO DA VARIÁVEL DEPENDENTE DO CICLO COMBINADO – POTÊNCIA DA TURBINA A GÁS E/OU POTÊNCIA DO CICLO COMBINADO. 170

FIGURA 6.5 IMPACTO, EM KJ/KWH, DO DESVIO DAS VARIÁVEIS INDEPENDENTES REFERIDAS À TURBINA A GÁS NO DESVIO DA VARIÁVEL DEPENDENTE DO CICLO COMBINADO – CONSUMO ESPECÍFICO DE CALOR. 170

FIGURA 6.6 IMPACTO, EM KW, DO DESVIO DAS VARIÁVEIS INDEPENDENTES REFERIDAS À CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO NO DESVIO DA VARIÁVEL DEPENDENTE DO CICLO COMBINADO – POTÊNCIA DA TURBINA A VAPOR E/OU POTÊNCIA DO CICLO COMBINADO. 171

FIGURA 6.7 IMPACTO, EM KJ/KWH, DO DESVIO DAS VARIÁVEIS INDEPENDENTES REFERIDAS À CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO NO DESVIO DA VARIÁVEL DEPENDENTE DO CICLO COMBINADO – CONSUMO ESPECÍFICO DE CALOR. 172

FIGURA 6.8 IMPACTO, EM KW, DO DESVIO DAS VARIÁVEIS INDEPENDENTES REFERIDAS À TURBINA A VAPOR E O CONDENSADOR NO DESVIO DA VARIÁVEL DEPENDENTE DO CICLO COMBINADO – POTÊNCIA DA TURBINA A VAPOR E/OU POTÊNCIA DO CICLO COMBINADO. 173

FIGURA 6.9 IMPACTO, EM KJ/KWH, DO DESVIO DAS VARIÁVEIS INDEPENDENTES REFERIDAS À TURBINA A VAPOR E O CONDENSADOR NO DESVIO DA VARIÁVEL DEPENDENTE DO CICLO COMBINADO – CONSUMO ESPECÍFICO DE CALOR. 174

FIGURA 6.10 ESQUEMA TÉRMICO DA CENTRAL TERMELÉTRICA DE CICLO A VAPOR ESTUDO DE CASO PARA O DIAGNÓSTICO PRELIMINAR. 176

FIGURA 6.11 IMPACTO, EM KG/S, DO DESVIO DAS VARIÁVEIS INDEPENDENTES REFERIDAS À CALDEIRA NO DESVIO DA VARIÁVEL DEPENDENTE DO CICLO A VAPOR – CONSUMO DE COMBUSTÍVEL. 181

FIGURA 6.12 IMPACTO, EM KW, DO DESVIO DAS VARIÁVEIS INDEPENDENTES REFERIDAS À CALDEIRA NO DESVIO DA VARIÁVEL DEPENDENTE DO CICLO A VAPOR – POTÊNCIA DA TURBINA A VAPOR. 182

FIGURA 6.13 IMPACTO, EM KJ/KWH, DO DESVIO DAS VARIÁVEIS INDEPENDENTES REFERIDAS À CALDEIRA NO DESVIO DA VARIÁVEL DEPENDENTE DO CICLO A VAPOR – CONSUMO ESPECÍFICO DE CALOR. 182

FIGURA 6.14 IMPACTO, EM KW, DO DESVIO DAS VARIÁVEIS INDEPENDENTES REFERIDAS À TURBINA A VAPOR NO DESVIO DA VARIÁVEL DEPENDENTE DO CICLO A VAPOR – POTÊNCIA DA TURBINA A VAPOR. 183

FIGURA 6.15 IMPACTO, EM KJ/KWH, DO DESVIO DAS VARIÁVEIS INDEPENDENTES REFERIDAS À TURBINA A VAPOR NO DESVIO DA VARIÁVEL DEPENDENTE DO CICLO A VAPOR – CONSUMO ESPECÍFICO DE CALOR. 184

FIGURA 6.16 IMPACTO, EM KW, DO DESVIO DAS VARIÁVEIS INDEPENDENTES REFERIDAS AOS AQUECEDORES REGENERATIVOS E O CONDENSADOR NO DESVIO DA VARIÁVEL DEPENDENTE DO CICLO A VAPOR – POTÊNCIA DA TURBINA A VAPOR. 185

FIGURA 6.17 IMPACTO, EM KJ/KWH, DO DESVIO DAS VARIÁVEIS INDEPENDENTES REFERIDAS AOS AQUECEDORES REGENERATIVOS E O CONDENSADOR NO DESVIO DA VARIÁVEL DEPENDENTE DO CICLO A VAPOR – CONSUMO ESPECÍFICO DE CALOR. 185

Lista de tabelas

TABELA 2.1 CICLOS COMBINADOS COMERCIAIS DE DISTINTOS FABRICANTES PARA A GERAÇÃO DE ELETRICIDADE A UMA FREQÜÊNCIA DE 60 HZ (LORA & NASCIMENTO, 2004). 32

TABELA 2.2 INFORMAÇÕES PRINCIPAIS DE DIVERSAS CENTRAIS TERMELÉTRICAS CONVENCIONAIS EXISTENTES NO MUNDO (WORLD BANK, 2004)..... 34

TABELA 2.3 ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DOS EQUIPAMENTOS PRINCIPAIS DA CENTRAL TERMELÉTRICA TERMOBAHIA. ALSTOM (2003)..... 38

TABELA 2.4 ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DOS EQUIPAMENTOS PRINCIPAIS DA CENTRAL TERMELÉTRICA FORTALEZA S.A. TAVARES (2003)..... 40

TABELA 2.5 ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DOS EQUIPAMENTOS PRINCIPAIS DA CENTRAL TERMELÉTRICA JORGE LACERDA C. GERASUL (S.D). 41

TABELA 2.6 TERMELÉTRICAS DO PPT PREVISTAS ATÉ DEZEMBRO DE 2002. MME (2002A). 42

TABELA 2.7 PROGNÓSTICO DA CAPACIDADE DE GERAÇÃO TERMELÉTRICA QUE SERÁ INSTALADA PARA O ANO DE 2012. MME (2002B)..... 43

TABELA 3.1 APLICAÇÃO DAS DIFERENTES TÉCNICAS DO DIAGNÓSTICO A UMA CENTRAL DE CICLO COMBINADO E SEUS PRINCIPAIS COMPONENTES. REBIZZO ET AL (2003). 48

TABELA 4.1 DIAGNÓSTICO DO CONDENSADOR DE VAPOR DE SUPERFÍCIE. ASME PTC-PM (1993). 72

TABELA 5.1 RESUMO DE RESULTADOS DO ESTUDO PARAMÉTRICO PARA A CENTRAL TERMELÉTRICA DE CICLO COMBINADO. 134

TABELA 5.2 RESUMO DE RESULTADOS DO ESTUDO PARAMÉTRICO PARA A CENTRAL TERMELÉTRICA DE CICLO A VAPOR. 142

TABELA 6.1 RESULTADOS DA ANÁLISE DO DESEMPENHO DA BOMBA. 154

TABELA 6.2 INDICADORES NA CALDEIRA CONVENCIONAL..... 159

TABELA 6.3 INDICADORES NA CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO. 160

TABELA 6.4 INDICADORES NA TURBINA A GÁS. 160

TABELA 6.5 INDICADORES NA TURBINA A VAPOR..... 161

TABELA 6.6 INDICADORES NO CONDENSADOR..... 161

TABELA 6.7 INDICADORES NAS BOMBAS. 161

TABELA 6.8 INDICADORES NOS AQUECEDORES REGENERATIVOS.....161

TABELA 6.9 DESVIO DOS INDICADORES DE DESEMPENHO NO EXEMPLO NUMÉRICO DE APLICAÇÃO DO DIAGNÓSTICO PRELIMINAR À CENTRAL TERMELÉTRICA DE CICLO COMBINADO.....166

TABELA 6.10 VARIÁVEIS DE MAIOR INFLUÊNCIA NOS INDICADORES DE DESEMPENHO DA CENTRAL TERMELÉTRICA DE CICLO COMBINADO.....168

TABELA 6.11 DESVIO DOS INDICADORES DE DESEMPENHO NO EXEMPLO NUMÉRICO DE APLICAÇÃO DO DIAGNÓSTICO PRELIMINAR À CENTRAL TERMELÉTRICA DE CICLO A VAPOR. 179

TABELA 6.12 VARIÁVEIS DE MAIOR INFLUÊNCIA NOS INDICADORES DE DESEMPENHO DA CENTRAL TERMELÉTRICA DE CICLO A VAPOR.....180

Simbologia

Letras Latinas

$\dot{m}$	Vazão mássica	kg/s
a	Área de superfície de contato	m^2/m^3
A	Área	m^2
angulo	Ângulo de posicionamento das palhetas guias	°
C	Capacidade térmica	kJ/°C
C1	constante em função do diâmetro externo do tubo e a velocidade da água pelo interior do tubo	
C2	fator de correção para a temperatura da água de resfriamento	
C3	constante que depende do material do tubo e sua espessura	
CEC	Consumo Específico de Calor	kJ/kWh
CF	Constante de fuga	$kg^2/h^2kPa/m^3/kg$
cp	Calor específico a pressão constante	kJ/kg°C
Cq	Coeficiente de fluxo	$kg/s/(kPa/m^3kg)^{0,5}$
C_r	Relação de capacidades térmicas	
ct	Condutividade térmica	kJ/smK
d	Diâmetro	m
DTT	Diferença Terminal de Temperaturas	°C
exp	Constante exponencial	
f	Função	
F	Número de fases	
FC	Fator de correção	
FCA	Fator de correção da área	

FCTE	Fator de correção da temperatura de entrada	
FCVAP	Fator de correção do ângulo das palhetas guias	
FEP	Fator de efetividade da parede	
FF	Fator de fouling	Km^2s/kJ
FL	Fator de limpeza	
FPE	Fator de perda de energia	
FPTG	Fator de peso da temperatura do gás	
FPTP	Fator de peso da temperatura da parede	
FR	Fração de vazão mássica de re-circulação	
g	Constante da gravidade	m/s^2
g(x)	Função de restrição genérica	
g1, g2, .., gn	Identificação da equação de restrição	
h	Entalpia específica	kJ/kg
hc	coeficiente de transferência de calor por convecção	kJ/sm^2K
I	Impacto	
J	Jacobiano	
K	Coeficiente de transferência de massa	kg/sm^2
k	Constante de verificação da condição de entupimento	$(kmol/kgm)^{0,5}$
k^*	Fator de impacto	
L	Número de propriedades intensivas	
M	Matriz complementar	
Me	Número de Merkel	
MM	Massa Molar	kg/kmol
MW	Mega Watts	
N	Matriz complementar	
n	Número de variáveis	
ne	Número de estágios	
NUT	Número de unidades de transferência	
p	Pressão	kPa
PCI	Poder Calorífico Inferior	kJ/kg
PCS	Poder Calorífico Superior	kJ/kg

Q	Fluxo de Calor	kJ/s
R	Constante do gás	kJ/kmolK
r	Relação de pressões ou ar / água na torre de resfriamento	
RPE	Relação de pressões do estágio	
rpm	Velocidade de rotação	rpm
T	Temperatura absoluta	K
t	Temperatura	°C
TAD	Temperatura de Aproximação no Dreno	°C
U	Coeficiente global de transferência de calor	kJ/sm^2K
V	Volume ativo	m^3
v	Volume específico	m^3/kg
W	Potência	kW
x	Variável	
Z	matriz complementar	

Letras Gregas

χ	Número de espécies químicas	
π	Constante 3.1416...	
σ	Constante de Radiação de Stefan-Boltzman	5673E-11 kJ/sm^2K
∂	Derivada parcial	
Δ	Diferença	
ε	Efetividade	
Φ	Fator de fluxo	m^2
γ	Relação de capacidades específicas	
η	Rendimento	

Sobrescritos

*	relativo à condição crítica
0	relativo à condição de referência
1	relativo à condição de real
T	transposta de uma matriz

Subscritos

1	Aquecedor de Baixa Pressão 1
2	Aquecedor de Baixa Pressão 2
3	Aquecedor de Baixa Pressão 3
5A	Aquecedor de Alta Pressão 5A
5B	Aquecedor de Alta Pressão 5B
6A	Aquecedor de Alta Pressão 6A
6B	Aquecedor de Alta Pressão 6B
A	Refere-se aos pontos no Lado A dos aquecedores de Alta Pressão
adb	refere-se à temperatura adiabática
ar_resf	relativo ao ar de resfriamento da turbina a gás
aux	Refere-se aos parâmetros do vapor auxiliar
B	Refere-se aos pontos no Lado B dos aquecedores de Alta Pressão
BU	relativo à temperatura de Bulbo úmido
c	relativo ao compressor da turbina a gás ou ao combustível
ca	relativo à câmara de admissão de vapor na turbina
comb	refere-se ao rendimento da combustão na turbina a gás
dep	relativo ao número de variáveis dependentes
ecc	Elétrica Ciclo Combinado
ef	refere-se à temperatura efetiva
emtv	Eletro-Mecânico Turbina a Vapor
ent	relativo às condições na entrada
eqs	relativo ao número de equações
equip	relativo ao equipamento
esp	relativo às espécies químicas presentes numa mistura de gases
etg	Elétrica Turbina a Gás
etv	Elétrica Turbina a Vapor

ex	refere-se ao expansor da turbina a gás
ext	relativo ao lado exterior dos tubos
gtg	Gerador Turbina a Gás
i	Contador
indep	relativo ao número de variáveis independentes
int	relativo ao lado interior dos tubos
isen	relativo a isentrópico
j	contador
máx	máximo
mec	refere-se ao rendimento mecânico
medidas	relativo ao número de variáveis medidas
mín	mínimo
ml	relativo à média logarítmica
mtg	Mecânico Turbina a Gás
p	refere-se à condição de projeto
par	refere-se às paredes de água na caldeira convencional
pc	refere-se ao rendimento politrópico do compressor
pex	refere-se ao rendimento politrópico do expansor
rad	relativo ao mecanismo de transmissão de calor por radiação
resf	relativo à vazão de água de resfriamento do condensador
rest	relativo ao número de restrições
s	relativo às condições de saturação
sai	relativo às condições à saída
susp	relativo as partículas que estão em suspensão
t	refere-se à carga térmica de operação da caldeira convencional
tg	relativo à turbina a gás
v	relativo ao rendimento volumétrico

var	relativo ao número de variáveis
tv	relativo à turbina a vapor
gtv	relativo ao gerador da turbina a vapor
m	refere-se ao valor médio
1, 2, , n	relativos aos números numa determinada figura ou esquema

Abreviaturas

5A	Refere-se ao Aquecedor de Alta Pressão 5 Lado A
5B	Refere-se ao Aquecedor de Alta Pressão 5 Lado B
6A	Refere-se ao Aquecedor de Alta Pressão 6 Lado A
6B	Refere-se ao Aquecedor de Alta Pressão 6 Lado B
B&W	Babcock & Wilcox Corporation
C. Recuperação	Caldeira de Recuperação
Co.	Corporation
ET0	Erro Tipo 0
ET1	Erro Tipo 1
ET2	Erro Tipo 2
ET3	Erro Tipo 3
M. G.	Minas Gerais
n. d.	Não Disponível
n. f. o.	Na Faixa de Operação
Pot.	Potência
Rend. Cald.	Rendimento Caldeira
Rend. Comb.	Rendimento Combustão
Rend. EM.	Rendimento Eletro-Mecânico
Rend. Ger.	Rendimento Gerador
Rend. Mec.	Rendimento Mecânico
s.d	Sem data de publicação

S.p.A	Sociedade por Ações

Siglas

ABB	Asea Brown Boveri
AMS	Advanced Monitoring System
ANEEL	Agência Nacional de Energia ELetrica
AP	Alta Pressão
AP5A	Aquecedor de Alta Pressão 5 Lado A
AP5B	Aquecedor de Alta Pressão 5 Lado B
AP6A	Aquecedor de Alta Pressão 6 Lado A
AP6B	Aquecedor de Alta Pressão 6 Lado B
APG	Ângulo das Paletas Guias
AR	Água de Resfriamento
ASME	Americam Society of Mechanical Enginering
BP	Baixa Pressão
BP1	Aquecedor de Baixa Pressão 1
BP2	Aquecedor de Baixa Pressão 2
BP3	Aquecedor de Baixa Pressão 3
CEC	Consumo Específico de Calor
CECD	Cold End Corrosion Diagnostic
CEMIG	Companhia Energética de Minas Gerais
CER	Com o Resfriador Evaporativo em Operação
CHAT	Cascade Humidified Air Turbine
CIRCE	Centro de Investigación de Recursos y Consumos Energéticos
DA	Desaerador
DCS	Distributed Control System
DCTEF	Departamento de Ciências Térmicas e Fluídos
DLN	Dry Low NOx
DNA	Ácido DesoxirriboNucléico
DOE	United State Department of Energy
ECO	ECOnomizador
ECOAP1	ECOnomizador de Alta Pressão número 1

ECOAP2	ECOnomizador de Alta Pressão número 2
ECOBP	ECOnomizador de Baixa Pressão
ECOMP	ECOnomizador de Média Pressão
ECOS	Efficiency, Cost, Optimization and Environmental Impact of Energy Systems
EVAPAP	EVAporador de Alta Pressão
EVAPBP	EVAporador de Baixa Pressão
EVAPMP	EVAporador de Média Pressão
FEG	Faculdade de Engenharia de Guaretinguetá
GE	General Electric Corporation
GICC	Integrated Gasification Combined Cycle
GT	Gas Turbine
GUD	Gas Und Dampf
HEI	Heat Exchange Institute
IBH	Inlet Bleed Heat
ICAD-HAT	InterCooled AeroDerivative Humidified Air Turbine
IEA	International Energy Agency
IEM	Instituto de Engenharia Mecânica
IGV	Inlet Guide Vanes
ISO	International Organization for Standartization
LIMS	Laboratory Information Management System
MIS	Management Information System
MME	Ministério das Minas e Energia
MP	Média Pressão
NEST	Núcleo de Excelência em Geração Termelétrica e Distribuída
OPPD	On-line Performance Plant Diagnosis
OSS	Operation Support Systems
PG	Power Generation
PIMS	Performance Information Management System
PLC	Programmable Logic Controller
PM	Performance Monitoring

PPT	Plano Prioritário de Termeletricidade
PTC	Performance Test Codes
RA1	Ré-Aquecedor de Alta Pressão número 1
RA2	Ré-Aquecedor de Alta Pressão número 2
RN	Rede Neural
RTO	Real-Timer Optimizer
SAAP1	SuperAquecedor de Alta Pressão número 1
SAAP2	SuperAquecedor de Alta Pressão número 2
SABP	SuperAquecedor de Baixa Pressão
SAMP	SuperAquecedor de Média Pressão
SER	Sem o Resfriador Evaporativo em Operação
SP 1	Service Pack 1
STAG	STeam And Gas
TAG	Designação da Estrutura de Marcação
TDG	Thermoeconomic DiaGnosis
TG	Turbina a Gás
TV	Turbina a Vapor
TVAP	Turbina a Vapor seção de Alta Pressão
TVBP	Turbina a Vapor seção de Baixa Pressão
TVMP	Turbina a Vapor seção de Média Pressão
UFSJ	Universidade Federal de São João del Rei
UNESP	Universidade Estadual Paulista Julho Mesquita Filho
UNIFEI	Universidade Federal de Itajubá
UR	Umidade Relativa do ar
W_TG	Potência Turbina a Gás
W_TV	Potência Turbina a Vapor

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
Biblioteca MAUÁ BIM
UNIFEI

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

O trabalho teve como objetivo inicial estabelecer uma metodologia para a simulação do esquema térmico e definir seu modelo de diagnóstico, visando à monitoração e o diagnóstico preliminar do desempenho de duas centrais termelétricas que foram objeto de estudos de caso: uma de ciclo combinado e outra de ciclo a vapor. A metodologia de simulação, com base na informação disponível de projeto dos equipamentos e limitando-se a instrumentação instalada na central, condicionou-se a ser tal que permitisse elaborar os modelos de simulação da condição de referência e a real da operação, e ao mesmo tempo pudesse ser implementada utilizando o software Gate Cycle®. O modelo de diagnóstico condicionou-se a ser tal que permitisse quantificar o impacto de parâmetros operacionais sobre indicadores de desempenho do ciclo térmico, e foi definido com base no método de diagnóstico das "Restrições Vetoriais Formuladas em Séries de Taylor de Ordem Um", para utilizar os resultados das simulações como dados de entrada.

A central termelétrica de ciclo combinado que participou como estudo de caso foi a Ibiritermo S.A, com capacidade de geração projetada de 150 MW na turbina a gás e 85 MW na turbina a vapor. A unidade número 3 do complexo Jorge Lacerda, com capacidade de geração projetada de 66 MW, participou como estudo de caso da central termelétrica de ciclo a vapor. Solicitações de sigilo, com base nas cláusulas estabelecidas pelos fabricantes a respeito da propriedade dos equipamentos, feitas por ambas as centrais, impediram mostrar qualquer informação numérica referente aos dados de operação e projeto dos mesmos, e levaram a configurar a apresentação dos resultados em termos relativos.

A condição de referência pode ser definida de diversas maneiras (dia zero, estado limpo, etc.), porém com relação aos objetivos dos modelos de simulação ter-se-á que:

- O modelo de simulação da condição de referência é o elaborado a partir do balanço de massa e energia do ciclo na condição nominal de operação e a documentação

disponível dos equipamentos principais, segundo a informação de projeto da instalação. Os resultados dos cálculos com este modelo representam o comportamento esperado (de referência) do sistema;

- O modelo de simulação da condição real é o que calcula os balanços de massa e energia do ciclo a partir de parâmetros obtidos mediante a instrumentação disponível na instalação, levando em consideração os limites operacionais, características geométricas e, os materiais dos principais equipamentos conforme a informação de projeto dos mesmos. Os resultados dos cálculos com este modelo representam o comportamento real do sistema.

A simulação do esquema térmico vem sendo amplamente utilizada para a monitoração e o diagnóstico de desempenho de centrais termelétricas. O uso do software Gate Cycle® para programar e executar os modelos de simulação, por estar disponível no Centro de Excelência em Geração Termelétrica e Distribuída – NEST, da UNIFEI, evitou que se desenvolvesse um simulador próprio para realizar este trabalho, concentrando parte do tempo na elaboração de uma ferramenta computacional em Microsoft® Office Excel 2003 SP1 para a monitoração e o diagnóstico do desempenho. Optou-se pela montagem dos modelos simulação neste software por que ele é de caráter geral, permitindo a modelagem de esquemas térmicos de diversos tipos, desde que se crie um modelo representativo da planta real, além disso, o software pode ser executado desde o Microsoft® Office Excel 2003 SP1, o que é feito via o Cycle Link®. Por outro lado, o software oferece diferentes alternativas de dados de entrada e métodos de cálculo dos distintos tipos de equipamentos, sendo que o usuário escolhe dentre as alternativas disponíveis. O trabalho de modelagem que foi desenvolvido no Gate Cycle®, para cada um dos dois estudos de caso, incluiu:

- Montagem do esquema térmico na interface gráfica do Gate Cycle®. Esta etapa foi realizada com base num estudo detalhado do esquema térmico da instalação, e das inter-relações que se estabelecem entre os principais equipamentos do ciclo, visando manter a maior quantidade de equipamentos principais do ciclo com o propósito de ter a maior fidelidade do modelo com relação ao esquema térmico real;
- Definição e introdução dos dados de entrada nos diferentes equipamentos para a corrida dos modelos. Para a definição dos dados de entrada foi realizado um levantamento detalhado da documentação de projeto e, um aprofundado estudo da instrumentação disponível na instalação. A introdução de alguns dados de entrada foi feita de maneira direta, a de outros foi de maneira indireta, criando sub-rotinas (macros

segundo a terminologia usada pelo software) para manter, por exemplo, as características geométricas conforme os dados de projeto;

- Seleção da metodologia de cálculo para cada equipamento e/ou desenvolvimento das sub-rotinas necessárias para a modelagem dos mesmos, por exemplo, usar correlações de parâmetros com a carga de operação do sistema;
- Ajuste dos modelos de simulação atendendo à informação disponível, e verificação da operação dos mesmos para as faixas de operação de parâmetros desejados visando atender os objetivos da monitoração e o diagnóstico de desempenho;
- Elaboração de planilhas em Microsoft® Office Excel 2003 SP1 para executar a partir delas os modelos de simulação, e recolher nas mesmas os resultados dos cálculos.

As planilhas que foram elaboradas constituem ferramentas computacionais que foram desenvolvidas para a realização periódica da monitoração e o diagnóstico preliminar do desempenho de ambas as centrais termelétricas que foram objetos de estudos de caso. Nas mesmas foram implementadas as seguintes interfaces:

- Aquisição dos dados da operação;
- Validação dos dados de entrada;
- Execução dos cálculos de simulação com os modelos da condição de referência e real da operação;
- Saída de resultados dos balanços de massa e energia;
- Cálculos para a realização do diagnóstico;
- Saída de resultados do diagnóstico;
- Verificação e atualização dos modelos de simulação.

As planilhas, que serão disponibilizadas para ambas as centrais termelétricas que participaram como estudos de caso, constituem um subproduto importante desta tese. Foi com tais planilhas que se obtiveram os resultados apresentados. Vale destacar que, mesmo quando estas planilhas estão longe de competir com as ferramentas comerciais existentes para o mesmo propósito, elas podem vir a ser um primeiro passo, embora modesto, na elaboração de sistemas de origem nacional para a monitoração e o diagnóstico preliminar do desempenho das centrais termelétricas brasileiras.

Dos diferentes métodos de diagnóstico que se revisaram na literatura, optou-se por utilizar o método de diagnóstico das "Restrições Vetoriais Formuladas em Séries de Taylor de Ordem Um" atendendo aos seguintes quesitos:

- Possui um fundamento matemático sólido e de fácil programação, reduzindo assim o esforço de modelagem matemática e de cálculo computacional. O mais importante a este respeito era possibilidade de programar em Microsoft® Office Excel 2003 SP1 o modelo de diagnóstico definido, integrando-o num livro de cálculo de Excel com as planilhas de execução dos modelos de simulação. Assim foi possível criar uma ferramenta computacional em Microsoft® Office Excel 2003 SP1 para a monitoração e o diagnóstico do desempenho;
- O modelo de diagnóstico, estabelecido no sistema de equações de restrições, é definido com base nos princípios das leis da termodinâmica, o que garante fundamento aos resultados e à interpretação que possa vir a ser feita dos mesmos;
- Permite que o modelo de diagnóstico, durante a definição do sistema de equações de restrições, se atenha à instrumentação disponível na instalação, evitando despesas adicionais com instrumentação para a realização do diagnóstico do desempenho;
- Permite formular um sistema de equações de restrições, que contenha equações compatíveis com as existentes nas normas de testes de desempenho;
- Os resultados do diagnóstico podem ser comparados com os dos testes de desempenho (obtidos da aplicação das normas da ASME-PTCs), complementando os resultados dos testes, o que melhora a qualidade da análise que se possa derivar dos mesmos.

Utilizar o método de diagnóstico das "Restrições Vetoriais Formuladas em Séries de Taylor de Ordem Um" gerou um ponto de originalidade à tese. Este é dado pelo modelo de diagnóstico, estabelecido para cada central estudo de caso a partir do sistema de equações de restrições, e que foi definido visando quantificar de maneira direta o impacto que provocam os desvios nos parâmetros da operação, no desvio dos indicadores de desempenho (potência gerada, vazão de combustível e consumo específico de calor). Desta forma atendeu-se o objetivo de, a partir da informação disponível, focalizar o diagnóstico nas variáveis medidas nos diferentes pontos do esquema térmico da central (pressão, temperaturas vazões, etc.), e não em variáveis "secundarias" como, por exemplo, a entalpia, das quais se tem menos noção quando analisada a operação. Os modelos de diagnóstico constituem a principal contribuição desta tese.

O objetivo do trabalho é cumprido mediante:

- A breve abordagem do estado da arte das tecnologias de geração termelétricas, concentrando esforços nas tecnologias de ciclo combinado e ciclo a vapor, e a sua situação no Brasil;
- A síntese do estado da arte das tecnologias de monitoração e diagnóstico do desempenho de centrais termelétricas;
- A recopilação dos diferentes métodos de diagnóstico reportados na literatura;
- A definição de uma metodologia para a simulação do esquema térmico de centrais termelétricas e, o emprego a mesma para estudar o efeito de diferentes parâmetros sobre os indicadores de desempenho;
- A análise, mediante o emprego de ferramentas de simulação através de estudos paramétricos, do efeito da variação de variáveis do tipo ambiental e do tipo operacional, sobre o desempenho de centrais termelétricas;
- A exposição das ferramentas computacionais que foram criadas para a realização periódica da monitoração e o diagnóstico preliminar do desempenho de ambas as centrais termelétricas que foram objeto de estudo de caso;
- A formulação do modelo de diagnóstico preliminar do desempenho do ciclo térmico, para cada uma das centrais termelétricas objeto de estudos de casos, visando quantificar o impacto dos desvios das variáveis operacionais medidas nos desvios dos indicadores de desempenho do ciclo. O potencial que possuem ambos os modelos de diagnóstico se expõe a partir de dois exemplos numéricos.

1.1. Motivação e justificativas

Na data de início deste trabalho, em março de 2001, em pleno racionamento de energia, estava em auge o PPT e prevalecia uma consciência no país de que as centrais termelétricas teriam um papel importante para reduzir o risco hidrológico e que viriam para ficar no setor elétrico. Foi nestas circunstâncias que surgiu a idéia de realizar o trabalho dentro do tema de monitoração e diagnóstico do desempenho de centrais termelétricas no cenário energético brasileiro, que teve como base, as seguintes motivações:

- Falta de pessoal nacional com experiência na operação de centrais termelétricas com tecnologia moderna, particularmente nas centrais de ciclo combinado. Isto faz com

que ferramentas para a monitoração e diagnóstico do desempenho se tornem aliadas importantes no gerenciamento eficiente destas unidades geradoras;

- Amplo campo de aplicação. Estará garantida a aplicação dos resultados deste trabalho. Os princípios da monitoração e diagnóstico do desempenho podem ser implementados nas centrais termelétricas que já se encontram em operação, assim como nas futuras centrais a serem instaladas, sendo extensivos também às unidades de geração de energia elétrica (e/ou térmica) de diferentes indústrias (química, petroquímica, papel e celulose, têxtil, etc.);
- Mesmo que algumas empresas possuam algumas ferramentas, em geral percebe-se a inexistência de um produto nacional para a monitoração e o diagnóstico do desempenho. Os sistemas comerciais existentes normalmente são todos produzidos no exterior, e sua aquisição e implementação são feitas a um preço elevado. Em muitas ocasiões, devido alto investimento que representam, opta-se por prescindir destes sistemas;
- No Brasil este é um tema praticamente inexplorado. Atualmente o Núcleo de Excelência em Geração Termelétrica e Distribuída – NEST, da Universidade Federal de Itajubá – UNIFEI, consta com uma linha de pesquisa focada neste assunto. No mundo relativamente poucos centros de pesquisa se ocupam do tema, o qual é principalmente desenvolvido por corporações e empresas do ramo da energia que lucram com a venda desses produtos.

As principais justificativas que podem ser apontadas para o desenvolvimento do tema de monitoração e o diagnóstico do desempenho são:

- As informações encontradas sobre a implementação de sistemas de diagnóstico e métodos de diagnóstico possuem, principalmente, um enfoque comercial. Geralmente disponibilizam-se informações relativas às economias obtidas mediante a adoção de medidas operacionais, as quais foram sugeridas a partir do uso de um sistema de diagnóstico. Em outros casos, mostra-se mediante exemplos, o potencial de um determinado sistema de diagnóstico, etc.;
- Relativamente pouca literatura científica reportada sobre o assunto. Poucos artigos científicos destacam e explanam o método de diagnóstico que é empregado, a maioria refere-se aos resultados que são alcançados com a aplicação do diagnóstico;
- O tema possui um caráter interdisciplinar. Disciplinas como termodinâmica, mecânica de fluidos, transferência de calor, vibrações, materiais, química, física,

economia, estatística, etc. fazem parte do tema de monitoração e diagnóstico do desempenho de centrais termelétricas;

- O problema a ser resolvido é extremamente complexo. O funcionamento de uma central termelétrica em essência já é um problema complexo, o que se deve tanto aos processos que acontecem à elevada temperatura e pressão, quanto às inter-relações que tem lugar entre os equipamentos e subsistemas que conformam a central. Porém, a monitoração e o diagnóstico do desempenho também é um problema complexo, ao final, o mesmo vai além da compreensão do funcionamento, sendo o objetivo principal sinalizar os problemas que nele estão acontecendo e indicar soluções de correção e melhora;
- Os dados são tomados da instrumentação da planta. Este ponto representa uma dificuldade adicional da realização da monitoração e o diagnóstico do desempenho. Em primeiro lugar por que não é possível medir tudo o que é desejado. Em segundo lugar por que existem pontos na planta que possuem redundância de medidas, e outros, com medidas insuficientes. Em terceiro lugar por que as medidas realizadas precisam ser processadas e seus erros estimados. O desafio do sistema de monitoração de desempenho e diagnóstico da operação é cumprir seu propósito de maneira confiável, a partir da instrumentação disponível, evitando ter que colocar instrumentação adicional (o que acarreta um custo extra na implantação do sistema);
- O resultado final deve conduzir a soluções rápidas e se traduzir em ações fáceis de serem levadas à prática. Os métodos para a realização da monitoração e o diagnóstico são variados e podem ser desde muito simples, como o uso de curvas de correção, até bem complexos, como o emprego de métodos de otimização, de algoritmos genéticos, etc. Deve-se desenvolver um sistema de monitoração e diagnóstico em específico para cada central termelétrica. É assim, personalizando o sistema da maneira mais adequada, em função dos objetivos que se pretendem com a monitoração e o diagnóstico, e da informação disponível que pode ser obtida do funcionamento da planta (via a instrumentação), que se podem conseguir soluções rápidas e se indicar ações fáceis a realizar.

Para finalizar, é extremamente importante ressaltar a atualidade do tema de monitoração e diagnóstico do desempenho de centrais termelétricas. Com as ferramentas disponíveis hoje, através das tecnologias da informação, é possível processar dados obtidos da operação da

planta, e obter conclusões em momentos oportunos, permitindo criar oportunidades de melhora e aproveitar vantagens em termos competitivos.

1.2. Estruturação

O conteúdo principal deste trabalho está condensado em cinco capítulos que seguem a seqüência desde o Capítulo 2 até o Capítulo 6:

- Os Capítulos 2, 3 e 4 estão dedicados a tratar, mediante a pesquisa bibliográfica, dos temas do estado da arte das tecnologias de geração termelétricas, do estado da arte das tecnologias de monitoração e diagnóstico, e dos diferentes métodos de diagnóstico, respectivamente;
- O Capítulo 5 está dedicado a estabelecer a metodologia de simulação do esquema térmico de centrais termelétricas que foi implementada no software Gate Cycle®, visando elaborar os modelos de simulação da condição de referência e a real da operação que são utilizados para a monitoração de desempenho, sendo os seus resultados usados como dados de entrada para a realização do diagnóstico preliminar do desempenho. Estudos paramétricos foram realizados para mostrar a variação de indicadores de desempenho do ciclo térmico perante a mudança de diversos parâmetros;
- O Capítulo 6 está dedicado estabelecer a metodologia para a realização do diagnóstico preliminar, o que é feito mediante modelos de diagnóstico criados a partir de um dos métodos matemáticos de diagnóstico encontrados na literatura: o "Método das Restrições Vetoriais Formuladas em Séries de Taylor de Ordem". Dois exemplos numéricos, um para cada central objeto de estudo de caso, mostram a aplicabilidade e o potencial dos modelos de diagnóstico que foram criados para realizar o diagnóstico preliminar do desempenho do ciclo térmico de cada uma das centrais.

- A estrutura do trabalho é complementada com o Capítulo 7: dedicado às conclusões, às contribuições, e às recomendações. Ao final listam-se as referências bibliográficas, e se podem consultar os Apêndices e os Anexos. Especificamente no Anexo 3 apresentam-se as ferramentas computacionais que foram criadas para a realização da monitoração e o diagnóstico preliminar do desempenho das centrais termelétricas que foram objeto de estudo de caso. A apresentação destas ferramentas é feita mediante a explanação resumida do seu algoritmo de funcionamento, ilustrando-se a tela inicial das mesmas.

Capítulo 2

Estado da arte das tecnologias de geração termelétrica. Tendências no Brasil

A geração de energia elétrica a nível mundial é feita, predominantemente, a partir de combustíveis de origem fóssil e em unidades de geração termelétrica. Este fato é destacado no estudo realizado por BÖHM (1994), que mostra os dados do consumo mundial de energia por fontes do ano 1990. Neste ano, 63% da energia elétrica era gerada a partir de: carvão (39%), óleo combustível (12%) e gás natural (12%); enquanto que 17% era gerada com combustível nuclear, 19% via hidroeletricidade e 1% a partir de fontes renováveis. Nas previsões de geração de energia elétrica por fontes realizadas por este autor para os anos 2010 e 2020, é mantida a percentagem de participação dos combustíveis fósseis, com particular atenção ao carvão, que continuará sendo a principal fonte de geração de energia, e ao gás natural que possui tendência a aumentar sua participação na matriz mundial de geração. Após quase uma década mantinham-se as predições feitas no citado estudo, conforme mostram as estatísticas da geração de energia elétrica por fonte entre 1971 e 2003 apresentadas pela International Energy Agency IEA (2006).

2.1. Estado da arte das tecnologias de geração termelétrica.

Os ciclos combinados a gás e vapor começaram a serem cogitados seriamente desde os anos 1950 e 1960. Naquela época os ciclos a vapor eram os mais utilizados para a geração de potência, sendo que as pesquisas para o seu aperfeiçoamento eram intensas. No entanto, na mesma época, os fundamentos termodinâmicos e as vantagens dos ciclos combinados, em termos de eficiência, já eram conhecidos, porém, havia barreiras tecnológicas que impediam seu desenvolvimento.

Reporta-se na literatura que no ano de 1949 entrou em operação a primeira central de ciclo combinado da GE nos Estados Unidos (MASLAK & TOMLINSON, 1996, e BALLING

et al 2002). Em 1971 foram viabilizadas as primeiras instalações de ciclo combinado na Europa, pela ABB (HORLOCK, 1992). As primeiras instalações estadunidenses tinham uma capacidade de geração entre 15 MW e 40 MW, sendo que uma das maiores foi a da planta química de Dow, no Texas, com 63 MW, dos quais 43 MW eram gerados com a turbina a gás e os restantes com a turbina vapor. Na Europa a instalação "Koneuburg - A" foi a de maior capacidade (75 MW) que operou naquele ano. A eficiência global desta última instalação era de 32,6%.

Na antiga União Soviética, durante a década de 1970, apareceram as primeiras centrais termelétricas de ciclo combinado. Reporta-se por KOZTIUK & FROLOV (1985) os dados principais referentes a uma instalação de ciclo combinado de 200 MW que entrou em operação em 1973.

A partir dos anos 1970 e 1980, com o desenvolvimento tecnológico, acontece a expansão no mercado de geração de eletricidade com emprego dos ciclos combinados. O desenvolvimento que teve lugar nestas duas décadas foi mostrado por WUNSCH (1978) e DAVIDSON & KEELEY (1990). Desde os anos 90, faz-se extensiva a instalação de centrais de ciclo combinado, que utilizam gás natural como combustível, para a geração de eletricidade em centrais de grande porte.

Com relação ao desenvolvimento, em termos de Consumo Específico de Calor (CEC), ou *Heat Rate* como utilizado na língua inglesa, das instalações de turbinas a gás e centrais de ciclo combinado, na Figura 2.1 mostra-se a melhora contínua que se tem conseguido nos últimos 40 anos. Observa-se, nesta figura, que o ciclo combinado com turbinas aeroderivativas, aplicável em instalações com capacidade na faixa entre 20 e 70 MW, permitirá a geração de energia elétrica com um consumo específico de calor de 7200 kJ/kWh. Por outro lado, as instalações de ciclo combinado compostas por turbinas aeroderivativas com resfriamento para instalações com capacidade na faixa entre 100 e 150 MW, terão um consumo específico de calor de aproximadamente 6545 kJ/kWh. Na Figura 2.1 apresenta-se também que com as turbinas a gás industriais comerciais pode-se gerar energia elétrica numa faixa de capacidade entre 100 - 250 MW por unidade, com um consumo específico de calor, em ciclo simples, da ordem de 9000 kJ/kWh, sendo que nas instalações de ciclo combinado com estas máquinas, pode diminuir para 6545 kJ/kWh, ou menos, caso se utilizem turbinas industriais tipo 'G' com capacidade de até 350 MW por unidade. As turbinas a gás industriais tipo 'H' e avançadas, com potência de 400 - 450 MW por unidade, são propostas para atingir patamares no consumo específico de calor, operando em ciclo combinado, de aproximadamente 6000 kJ/kWh. Segundo NAJJAR (2001), as instalações com ciclo CHAT

(*Cascade Humidified Air Turbine*) com turbinas a gás industriais, poderão operar numa faixa de capacidade entre 250 e 400 MW com um consumo específico de calor entre 6545 e 7200 kJ/kWh, sendo que um valor abaixo de 6000 kJ/kWh será conseguido na instalações ICAD-HAT (*InterCooled AeroDerivative Humidified Air Turbine*).

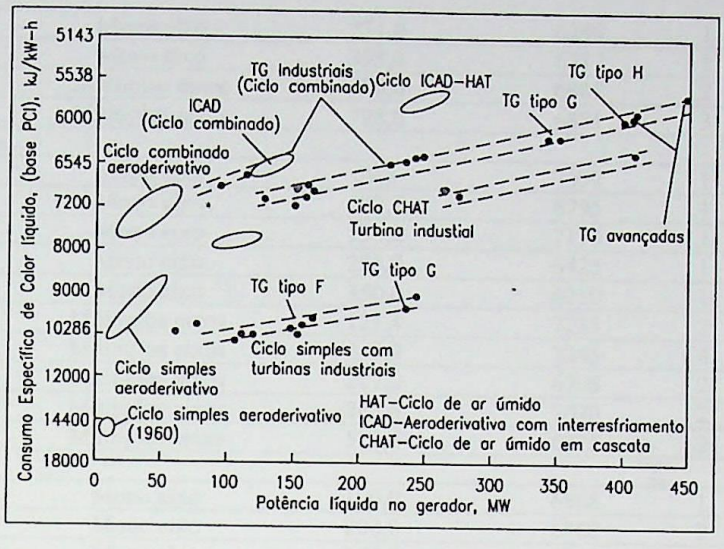


Figura 2.1 Consumo específico de calor das instalações de turbinas a gás e centrais de ciclo combinado. Adaptada de NAJJAR (2001).

2.1.1 Ciclos combinados comerciais de diferentes fabricantes

Os ciclos combinados a gás e vapor podem ser utilizados para a geração de energia elétrica em uma ampla faixa de potências, desde alguns kW até milhares de kW. Ao redor do mundo existem diferentes fabricantes de centrais termelétricas de ciclos combinados a gás e vapor, sendo os mesmos fornecedores da central completa, adaptando o projeto às condições específicas do ambientes de operação. Dados gerais de alguns ciclos comerciais são apresentados na Tabela 2.1, segundo a configuração de acoplamento das máquinas (mono eixo e múltiplos eixos). Maiores informações sobre centrais termelétricas de ciclo combinado podem ser consultadas em LORA & NASCIMENTO (2004). Os valores de potência e consumo específico de calor apresentados na tabela estão referidos as condições ISO com o uso de gás natural como combustível. Na literatura em Inglês, e particularmente a General Electric Co., utiliza a letra S, para referir-se ao termo STAG (*STeam And Gas*) relacionado com as centrais termelétricas de ciclo combinado a gás e vapor. O termo GUD (*Gas Und Dampf*), utilizado na literatura em Alemão, refere-se a centrais termelétricas de ciclo combinado a gás e vapor, e é usado geralmente pela Siemens AG.

Tabela 2.1 Ciclos combinados comerciais de distintos fabricantes para a geração de eletricidade a uma freqüência de 60 Hz (LORA & NASCIMENTO, 2004).

Modelo	Configuração	Potência Total	CEC	Turbinas a gás	
		MW	kJ/kWh	N°	Modelo
ALSTOM					
KA 24-1	Mono eixo	271,0	6249	1	GT24
KA 26-1	Mono eixo	393,0	6217	1	GT 26
KA 13E2-2	Múltiplos eixos	480,0	6881	2	GT13E2
KA 13E2-3	Múltiplos eixos	728,0	6881	3	GT13E2
General Electric Co.					
S106B	Mono eixo	59,8	7390	1	PG6551B
S106FA	Mono eixo	107,1	6795	1	PG6551FA
S107EA	Mono eixo	130,2	7175	1	PG7121EA
S107FA	Mono eixo	258,8	6425	1	PG7231EA
S107G	Mono eixo	350,0	6210	1	PG7321G
S206B	Múltiplos eixos	121,4	7285	2	PG6551B
S406B	Múltiplos eixos	243,9	7245	4	PG6551B
S206FA	Múltiplos eixos	217,0	6705	2	PG6551FA
S207EA	Múltiplos eixos	263,6	7070	2	PG7121EA
S207FA	Múltiplos eixos	521,6	6375	2	PG7231EA
Siemens AG					
GUD 1S.V64.3A	Mono eixo	100,0	6868	1	V64.3A
2 GUD 1S.V64.3A	Mono eixo	200,0	6868	2	V64.3A
GUD 1S.W501G	Mono eixo	365,0	6203	1	W501G
3 GUD 1S.W501G	Mono eixo	1095,0	6203	3	W501G
GUD 2.W501F	Múltiplos eixos	550,0	6457	2	W501F
GUD 2.W501G	Múltiplos eixos	730,0	6203	2	W501G

Nota: As centrais termelétricas de ciclo combinado a gás e vapor estão compostas por instalações de turbinas a gás e turbinas a vapor ligadas através de uma caldeira de recuperação. O termo mono eixo refere-se a instalação onde a turbina a gás e a turbina a vapor estão acopladas a um mesmo gerador elétrico. O termo múltiplos eixos a instalação onde quando cada máquina tem seu próprio gerador.

2.1.2 Geração termelétrica empregando carvão

Estima-se que o consumo anual de energia no mundo atingirá os 572 EJ no ano 2015, com crescimento de 60% em relação a 1997. Espera-se que o carvão cubra 25% dessa demanda. Para 2015 estima-se que o mercado mundial de geração de eletricidade será da ordem de US$ 1 trilhão, ou seja, 250 bilhões estarão vinculados às tecnologias com carvão (United State Department of Energy - DOE, 1998).

A geração de energia elétrica no mundo a partir de carvão é realizada, majoritariamente, com a tecnologia de ciclo a vapor, ou tecnologia convencional de geração, termo comumente utilizado. A tecnologia convencional de geração tem como tendência principal de desenvolvimento o aumento dos parâmetros do vapor, mantendo o superaquecimento com um ou dois estágios de reaquecimento do vapor.

Uma pequena parte da geração a partir de carvão é realizada atualmente com duas tecnologias modernas: a de Gaseificação Integrada em Ciclo Combinado e a de Caldeira de Leito Fluidizado Pressurizado. Ambas as tecnologias encontram-se em fase de desenvolvimento, porém existem algumas instalações que operam comercialmente. A tendência de uso destas tecnologias deve aumentar, chegando a predominar no futuro, pois a eficiência térmica conseguida com as mesmas supera consideravelmente os valores obtidos com a tecnologia convencional. Maiores informações sobre estas tecnologias podem ser encontradas em LORA & NASCIMENTO (2004). Um novo impulso estão ganhando estas tecnologias nos Estados Unidos devido à recente subida dos preços do petróleo.

Na seqüência serão resumidas as principais características das centrais convencionais que empregam carvão como combustível, assim como a sua principal tendência de desenvolvimento.

2.1.3 Centrais termelétricas a carvão convencionais

Os elementos principais que conformam o esquema térmico de uma central termelétrica a vapor convencional são mostrados na Figura 2.2. A principal vantagem que tem esta tecnologia é sua altíssima flexibilidade em relação ao combustível, ela pode operar tanto com combustíveis nobres, como o gás natural, quanto com carvões de baixo valor calórico e alto teor de cinzas, ou qualquer outro tipo de combustível sólido.

Neste tipo de instalação, geralmente, apenas uma caldeira é empregada visando gerar a quantidade de vapor necessária para acionar o turbogerador. O carvão é transportado até os moinhos pulverizadores, logo uma corrente de ar quente o leva por tubulações até os queimadores e é introduzido à fornalha, onde acontece sua combustão. O calor liberado do processo de combustão é absorvido nas paredes de tubos de água, onde é produzida a maior parte do vapor gerado. No caso da instalação da Figura 2.2, o vapor é separado no tambor, mas, nas caldeiras de circulação contínua, a separação do vapor acontece dentro dos tubos. O vapor gerado passa pelo superaquecedor antes de ser fornecido à turbina de alta pressão (o processo de superaquecimento geralmente tem lugar em vários estágios, que são divididos pela forma principal de transferência de calor em: radiante, radiante-convectivo e convectivo). Após a expansão na turbina de alta, o vapor retorna à caldeira para se reaquecer, antes de expandir-se nas turbinas intermediária (comumente chamada de média) e baixa. Após a condensação, num condensador resfriado a água ou a ar, o condensado é bombeado de volta à caldeira, passando antes por uma série de pré-aquecedores regenerativos, onde se pré-aquece

a água com vapor extraído de diferentes pontos na turbina (o numero de pré-aquecedores pode ser de até 8, dependendo da instalação). A caldeira na maioria das vezes possui superfícies recuperadoras (economizador, pré-aquecedor de ar) que aumentam a eficiência da instalação, e dispositivos de limpeza do gás de combustão (filtros eletrostáticos, por exemplo) que diminuem as emissões de poluentes.

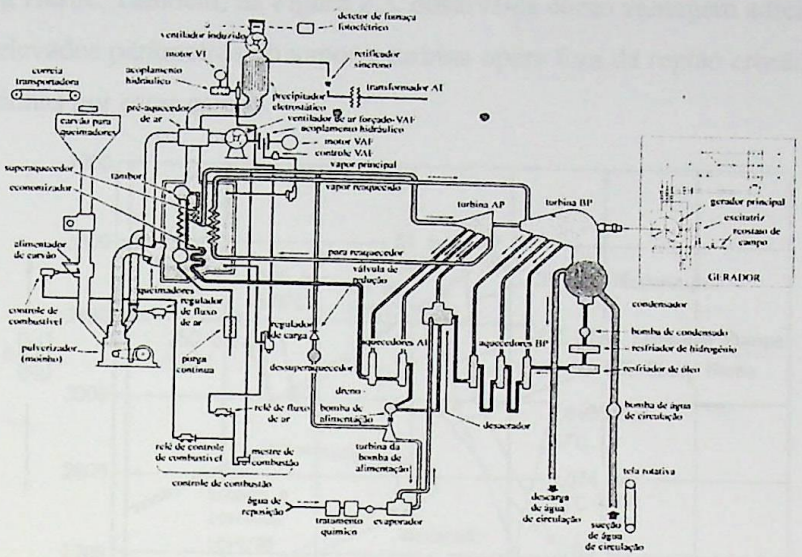


Figura 2.2 Esquema térmico de uma central com ciclo a vapor. CEMIG (2001).

A evolução, em termos de eficiência térmica, pode ser acompanhada nos exemplos mostrados na Tabela 2.2, onde se observa a tendência de aumento dos parâmetros do vapor em função de atingir valores cada vez maiores de eficiência térmica. Observa-se nesta tabela, o esforço da Dinamarca, fundamentalmente na década de 1990, para aumentar a eficiência térmica de suas instalações de geração, a partir de carvão mineral, com tecnologia convencional. Merece destaque o valor da eficiência térmica de 46% base PCS (48% base PCI), que é atingida na central de Aalborg, operando com parâmetros ultra-supercríticos do vapor.

Tabela 2.2 Informações principais de diversas centrais termelétricas convencionais existentes no mundo (WORLD BANK, 2004).

Nome da unidade	Início da operação	Parâmetros do vapor	Potência	Eficiência
	Ano	Bar/°C/°C/°C	MWe	Base PCS, %
Mundo – Padrão	1967	160/540/540	350	37,0
Studstrup	1984	240/540/540	352	40,5
Averdore	1990	240/540/540	n.r	41,5
Fynsvaerket	1991	240/540/540	387	42,5
Esbjerg	1992	240/560/560	375	44,0
Aalborg	1997	300/580/580/580	n.r	46,0

Nota: n.r – Não reportado. As unidades colocadas na tabela são todas da Dinamarca.

Outro país que vem aperfeiçoando a tecnologia de geração convencional é a Alemanha. O caminho seguido neste país também baseia-se o aumento dos parâmetros do vapor, operando a pressões supercríticas e ultra-supercríticas com temperaturas de até 576 °C. Na Figura 2.3, a modo de exemplo, mostram-se os parâmetros do vapor em três centrais termelétricas modernas em operação neste país: central RWE Niederauben, VEAG Schwarze Pumpe e Steag Herne. Também, na Figura 2.3, observa-se como vantagem adicional, que com a operação a elevados parâmetros do vapor a turbina opera fora da região erosão e corrosão, o que reduz as falhas por estas causas.

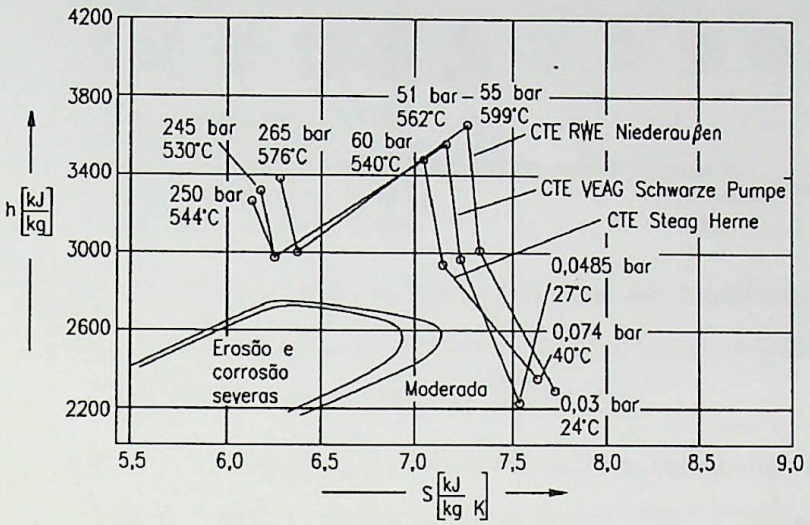


Figura 2.3 Parâmetros do vapor de algumas centrais termelétricas modernas construídas recentemente na Alemanha. ZORNER (1994).

O aumento da temperatura do vapor nas centrais termelétricas está limitado pela resistência e custo dos aços tipo austenítico, os quais são os que conseguem operar a temperaturas superiores a 600 °C. Assim, nas usinas comerciais mais modernas, pode-se encontrar parâmetros iniciais do vapor na faixa de 245 a 265 Bar e 540 a 576 °C, conforme mostrado na Tabela 2.2 e na Figura 2.3. Como conseqüência dos altos investimentos necessários, a implementação de centrais termelétricas com altos parâmetros do vapor, somente torna-se viável em unidades de alta capacidade. Prognósticos realizados pela empresa Siemens AG indicam que o desenvolvimento de novos materiais permitirá, no futuro, aumentar consideravelmente os parâmetros iniciais do vapor (SEITER, 1997). Este fato, conjuntamente com o aumento da eficiência dos estágios da turbina, e aliado a uma mudança para esquemas com dois estágios de reaquecimento intermediário e outras implementações, irá permitir, conforme mostrado na Figura 2.4, o aumento da eficiência térmica das centrais termelétricas com ciclo a vapor dos atuais 43% para 50,5%.

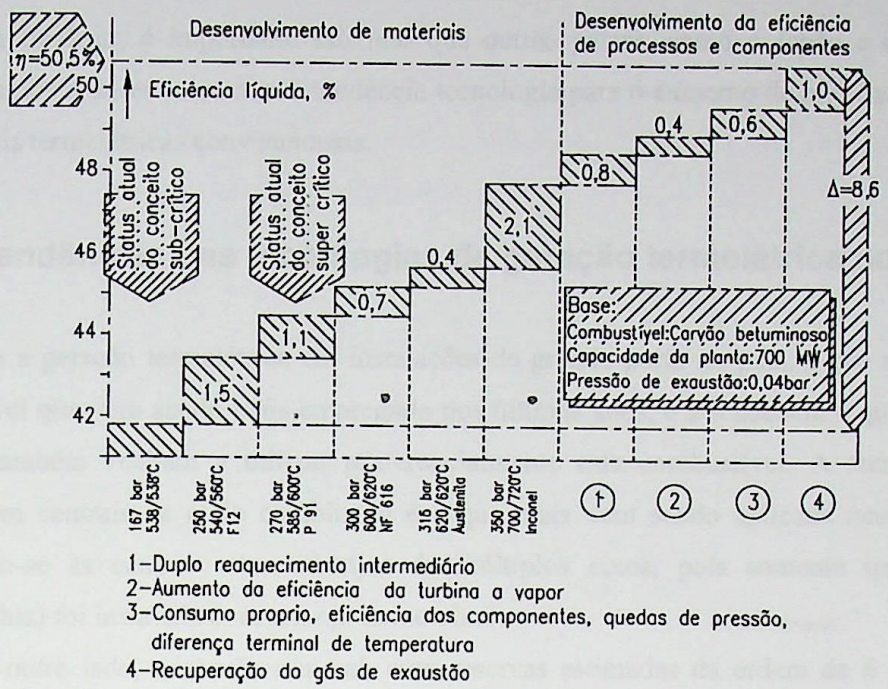


Figura 2.4 Prognósticos das perspectivas de aumento da eficiência térmica das centrais termelétricas com ciclo a vapor mediante o aumento dos parâmetros iniciais e da eficiência de processos e componentes. SEITER (1997).

A Figura 2.5 mostra um dos esquemas a ser implementado no projeto da Comunidade Econômica Européia "*Advanced* (700 °C) *Pulverized Fuel Power Plant*" (THOMSEN et al, 1998). A eficiência térmica esperada situa-se entre 52 e 55% e a previsão é que esta central termelétrica entre em operação no ano 2008.

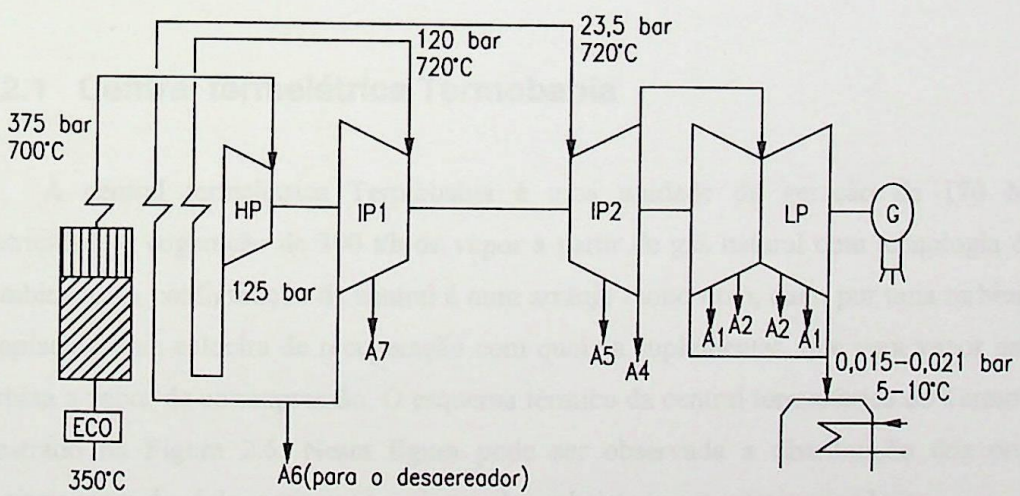


Figura 2.5 Variante de esquema térmico de uma central termelétrica de parâmetros ultra-supercríticos. THOMSEN et al (1998).

Para finalizar, é importante salientar que outros países, como o Japão e os Estados Unidos, também desenvolvem esta tendência tecnologia para o aumento de eficiência térmica das centrais termelétricas convencionais.

2.2. Tendências das tecnologias de geração termelétrica no Brasil

Para a geração termelétrica em instalações de grande porte no país, o gás natural é o combustível que vem sendo mais empregado nos últimos anos, e a tendência é que as novas centrais também venham a utilizar preferencialmente este combustível. A tecnologia de geração em centrais de ciclo combinado é a que mais vem sendo aplicada neste sentido, destacando-se as centrais com arranjos de múltiplos eixos, pois somente uma central (Termobahia) foi instalada com arranjo mono eixo.

Por outro lado, o carvão mineral, com reservas estimadas da ordem de 6 bilhões de toneladas, pode chegar a ser uma fonte importante de geração de eletricidade para o país.

Atualmente o complexo termelétrico Jorge Lacerda é o principal consumidor de carvão para fins termelétricos. Neste complexo existem unidades com 20 anos ou mais de geração, que em alguns anos, para continuarem a operar, deverão de modernizadas. Duas tecnologias candidatas para a modernização destas plantas são a de Gaseificação Integrada em Ciclo Combinado e a de Caldeira de Leito Fluidizado Pressurizado, mencionadas anteriormente.

Na seqüência são resumidas as características de algumas centrais termelétricas representativas das tecnologias de geração existentes no Brasil.

2.2.1 Central termelétrica Termobahia

A central termelétrica Termobahia é uma unidade de geração de 170 MW de eletricidade e cogeração de 390 t/h de vapor a partir de gás natural com tecnologia de ciclo combinado. A configuração da central é num arranjo mono-eixo, dado por uma turbina a gás, acoplada a uma caldeira de recuperação com queima suplementar, que gera vapor para uma turbina a vapor de contrapressão. O esquema térmico da central termelétrica de Termobahia é mostrado na Figura 2.6. Nesta figura pode ser observada a distribuição dos principais equipamentos do ciclo, assim como alguns dos subsistemas auxiliares da planta.

Os 170 MW líquidos da eletricidade gerada são obtidos mediante a geração de 150 MW na turbina a gás e 20 MW na turbina a vapor. As 390 t/h de vapor são obtidas após a contrapressão da turbina e/ou diretamente da caldeira de recuperação passando por uma

válvula redutora de pressão mais o fluxo de água de atemperamento. O consumo dos auxiliares é de aproximadamente 4 MW. Na Tabela 2.3 resumem-se as especificações técnicas, para as condições locais (1 bar, 25 °C e 80% de UR), dos equipamentos principais que conformam a central termelétrica Termobahia.

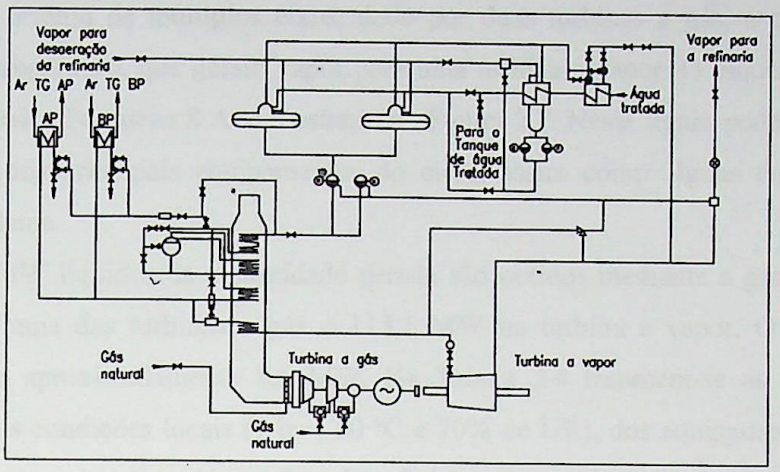


Figura 2.6 Esquema térmico da central termelétrica Termobahia. ALSTOM (2003).

Tabela 2.3 Especificações técnicas dos equipamentos principais da central termelétrica Termobahia. ALSTOM (2003).

Equipamento - Especificação	Valores
Turbina a gás:	
Quantidade	01
Tipo	Alstom / GT24
Combustor	Tuboanular-Anular
Número de estágios na turbina de alta	01
Número de estágios na turbina de baixa	04
Temperatura de saída da turbina	630 °C
Vazão de gases de exaustão	391 kg/s
Rotação	3600 rpm
Gerador único:	
Quantidade	01
Tipo	Sincrônico - Resfriado a ar
Tensão/Potência aparente/Fator de potência/Freqüência	21 kV / 300 MVA / 0,85 / 60 Hz
Caldeira de recuperação:	
Quantidade	01
Tipo	Vertical com queima suplementar
Número de níveis de pressão	01
Vapor de alta pressão	124,4 bar / 567,7 °C/ 350t/h
Máxima temperatura do gás após a queima suplementar	794 °C
Máxima vazão de gás quente	399,4 kg/s
Turbina a vapor:	
Quantidade	01
Tipo	HD1-C (1 Pressão) de contrapressão
Vapor de escape	42,3 bar
Rotação	3.600 rpm
Geração	20 MW

2.2.2 Central termelétrica Fortaleza S. A

A central termelétrica Fortaleza S.A. é uma unidade de geração de 310 MW de eletricidade a partir de gás natural com tecnologia de ciclo combinado. A configuração da central é num arranjo de múltiplos eixos, dado por duas turbinas a gás, acopladas a duas caldeiras de recuperação, que geram vapor para uma turbina a vapor. O esquema térmico da central termelétrica Fortaleza S.A. é mostrado na Figura 2.7. Nesta figura pode ser observada a distribuição dos principais equipamentos do ciclo, assim como alguns dos subsistemas auxiliares da planta.

Os 310 MW líquidos da eletricidade gerada são obtidos mediante a geração de 102,7 MW em cada uma das turbinas a gás e 113,1 MW na turbina a vapor. O consumo dos auxiliares é de aproximadamente 8,5 MW. Na Tabela 2.4 resumem-se as especificações técnicas, para as condições locais (1 bar, 30 °C e 70% de UR), dos equipamentos principais que conformam a central termelétrica Fortaleza S.A.

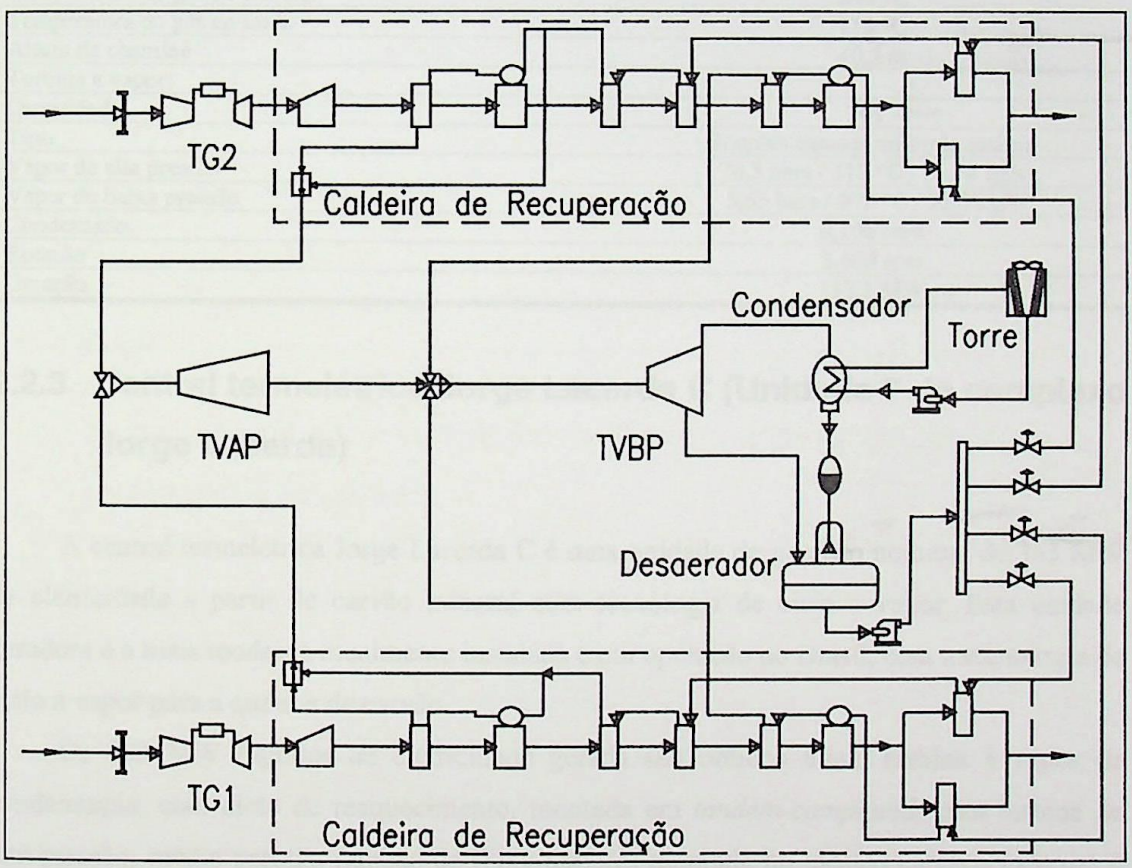


Figura 2.7 Esquema térmico da central termelétrica Fortaleza S. A. ARRIETA (2004).

Tabela 2.4 Especificações técnicas dos equipamentos principais da central termelétrica Fortaleza S.A. TAVARES (2003).

Equipamento - Especificação	Valores
Turbina a gás:	
Quantidade	02
Tipo	Alstom / GT11N2 - EV
Combustor	Simples silo (baixo NO_X < 25 ppm)
Temperatura de entrada na turbina	1085 °C
Temperatura de saída da turbina	546 °C
Vazão de gases de exaustão	376,4 kg/s
Rotação	3.600 rpm
Gerador da turbina a gás:	
Quantidade	02
Tipo	Alstom / Resfriado a ar
Tensão/Corrente/Fator de potência/Freqüência	13,8 kV / 5.506 A / 0,85 / 60 Hz
Geração	102,7 MW
Caldeira de recuperação:	
Quantidade	02
Tipo	Horizontal sem queima suplementar
Número de níveis de pressão	02
Vapor de alta pressão	73 bara / 520 °C / 47,37 kg/s
Vapor de baixa pressão	5,89 bara / 205 °C / 11,025 kg/s
Temperatura do gás de entrada	546 °C
Temperatura do gás na saída	118 °C
Altura da chaminé	40,5 m
Turbina a vapor:	
Quantidade	01
Tipo	Simples carcaça múltiplo estágio
Vapor de alta pressão	70,5 bara / 517 °C / 94,74 kg/s
Vapor de baixa pressão	5,65 bara / 202 °C / 22,5 kg/s
Condensado	0,106 bara
Rotação	3.600 rpm
Geração	113,1 MW

2.2.3 Central termelétrica Jorge Lacerda C (Unidade 7 do complexo Jorge Lacerda)

A central termelétrica Jorge Lacerda C é uma unidade de geração nominal de 363 MW de eletricidade a partir de carvão mineral com tecnologia de ciclo a vapor. Esta unidade geradora é a mais moderna atualmente instalada e em operação no Brasil, com a tecnologia de ciclo a vapor para a queima de carvão.

Os 363 MW líquidos da eletricidade gerada são obtidos numa turbina a vapor de condensação, com ciclo de reaquecimento, montada em *tandem-compound*, com turbina de alta pressão, média pressão (ambas de fluxo simples montada na mesma carcaça externa) e baixa pressão (fluxo duplo). Na Tabela 2.5 resumem-se as especificações técnicas, segundo (GERASUL, s.d), relativas aos equipamentos principais que conformam a central termelétrica Jorge Lacerda C.

Tabela 2.5 Especificações técnicas dos equipamentos principais da central termelétrica Jorge Lacerda C. GERASUL (s.d).

Equipamento - Especificação	Valores
Turbina a vapor:	
Quantidade	01
Tipo	Condensação com reaquecimento e extrações
Número de estágios	18
Número de extrações	07
Potência nominal	363 MW
Parâmetros do vapor superaquecido	170 bar / 538
Parâmetros do vapor reaquecido	35 bar / 538 °C
Pressão após o último estágio	7,09 kPa
Condensador	Resfriamento circuito fechado torre úmida
Rotação	3.600 rpm
Gerador:	
Quantidade	01
Tipo	SKODA / H 660912 / 2VH
Tensão/Corrente/Fator de potência/Freqüência	20 kV / 11.887 A / 0,85 / 60 Hz
Caldeira:	
Quantidade	01
Fabricante	Benson-SKODA
Tipo	Duplo passe, aquotubular, circulação forcada e queima frontal
Capacidade nominal	1.005 t/h
Capacidade máxima contínua	1.038 t/h
Pressão vapor superaquecido	179 bar
Temperatura vapor superaquecido	540 °C
Pressão vapor reaquecido	35,7 bar
Temperatura vapor reaquecido	540 °C
Temperatura água de alimentação	245 °C
Sopradores de fuligem – Quantidade total	134
Queimadores carvão e óleo diesel	24
Moinhos Quantidade / Tipo	01 / MPS-225 (rolos) Capacidade 63 t/h
Ventiladores de tiragem induzida e forçada	2 de cada
Precipitadores	2

2.3. Estado Atual, Oportunidades e Barreiras da Geração Termelétrica no Brasil

No Brasil, por muitos anos, a hidroeletricidade tem sido a principal fonte de geração de energia, sendo diferente da maioria dos países do mundo neste quesito. Ao final do século XX, aproximadamente 90% da energia elétrica era gerada em centrais hidroelétricas. A baixa freqüência das chuvas no fim do século passado e início do atual, entre outros fatores, levaram o governo, em 2001, a decretar o racionamento de energia elétrica em grande parte do país. Neste contexto foi lançado o Plano Prioritário de Termeletricidade – PPT, que tinha entre seus principais objetivos instalar mais de quarenta centrais de geração termelétrica que utilizariam gás natural como combustível. Mesmo quando o PPT não foi cumprido na sua totalidade,

pode-se dizer que hoje é expressiva a geração termelétrica no Brasil, conforme é possível inferir das informações apresentadas no parágrafo seguinte. Com informação do Ministério das Minas e Energia – MME, na Tabela 2.6 se mostram as principais termelétricas do PPT previstas até Dezembro de 2002. Muitos destes empreendimentos estão terminados, alguns, em termos de potência instalada prevista, não estão ou não serão terminados por enquanto, outros nem sequer estão começados.

Tabela 2.6 Termelétricas do PPT previstas até Dezembro de 2002. MME (2002a).

Nome	Potência instalada prevista (MW)	Projeto
Fortaleza (Ceará)	307	Ciclo combinado
Termoceará	270	Ciclo combinado
Termoaçu	325	Ciclo simples
Paraíba	150	Ciclo combinado
Coteminas	90	Não disponível
Termopernambuco	500	Não disponível
Bongi	150	Ciclo simples
Termoalagoas	150	Não disponível
Termosergipe	90	Não disponível
Fafen	54	Não disponível
Termobahia	450	Ciclo combinado
Camaçari	300	Ciclo simples
Ibiritermo	600	Ciclo combinado
Juiz de Fora	103	Não disponível
Norte Capixaba	250	Não disponível
Eletrobolt	350	Não disponível
São Gonçalo	193	Ciclo combinado
Macaé Merchant	870	Ciclo simples
Termorio	1.036	Ciclo combinado
Campos	80	Não disponível
Norte Fluminense	778	Ciclo combinado
Santa Cruz	350	Ciclo combinado
Paracambi	500	Ciclo combinado
Nova Piratininga	600	Ciclo combinado
Cubatão	440	Ciclo combinado
Duke Energy (D1)	500	Ciclo combinado
Carioba II	945	Ciclo combinado
Anhanguera	270	Não disponível
DSG Paulínia II	552	Não disponível
DSG-Mogi Mirim	890	Não disponível
Ribeirão Moinho	520	Ciclo combinado
Termogaúcha	500	Ciclo combinado
Canoas	500	Não disponível
Araucária	480	Ciclo combinado
Campo Grande	237	Ciclo combinado
Três Lagoas	240	Não disponível
Corumbá	90	Ciclo simples
Arjona	120	Ciclo simples
Termonorte I e II	404	Não disponível

Nota da Tabela 2.6: O combustível na maioria das plantas é gás natural, exceto nos seguintes casos: Coteminas, que é gás natural/óleo pesado/óleo diesel; Arjona, que é gás natural/óleo diesel; Termonorte I e II que é gás natural/óleo combustível.

Dados de domínio público da Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL), 2006, servem de base para avaliar o estado atual da geração termelétrica no Brasil, estes mostram que para as unidades termelétricas a potência outorgada é da ordem de 23,967 GW, sendo que a potência fiscalizada atinge 20,135 GW, representando 21,54% dos empreendimentos em operação. A mesma fonte informa que os 16 empreendimentos de unidades termelétricas que se encontram em fase de construção têm potência outorgada de 616 MW, o que representa 13,96% da potência outorgada total nos empreendimentos em construção. Por outro lado, entre 1998 e 2005, 97 empreendimentos de unidades termelétricas outorgados pela ANEEL somavam 9,676 GW, representando 41,07% da potência total outorgada com empreendimentos que ainda, na data de publicação destes dados, não iniciaram a sua construção. A Tabela 2.7 apresenta a previsão da potência instalada em termelétrica até 2012 para diversos cenários.

As informações expostas no parágrafo acima permitem afirmar que não é mais possível desconsiderar a participação da geração termelétrica de eletricidade na matriz energética do país. Adicionalmente deve-se entender que esta forma de geração de energia elétrica possui uma grande importância para o sistema elétrico brasileiro, uma vez que a mesma pode vir a socorrer o país em períodos de estiagem, reduzindo o risco hidrológico, e a manter os reservatórios em níveis confortáveis no final do período das secas, assim como fornecer energia elétrica em regiões isoladas, como é o caso da região norte, onde a geração termelétrica com motores alternativos é predominante.

Tabela 2.7 Prognóstico da capacidade de geração termelétrica que será instalada para o ano de 2012. MME (2002b).

Cenário econômico	MW instalado 31/12/2002	MW instalado 31/12/2012
Mercado Baixo – Cenário de Oferta A	9.980	16.772
Mercado Baixo – Cenário de Oferta B		11.877
Mercado de Referência – Cenário de Oferta A		17.072
Mercado de Referência – Cenário de Oferta B		17.872
Mercado Alto – Cenário de Oferta A		22.072
Mercado Alto – Cenário de Oferta B		28.422

Nota da Tabela 2.7 Mercado Alto, definido por um crescimento anual médio de 6,0%; Mercado de Referência, com taxa anual média de 5,1% ao ano; e Mercado Baixo, com taxa anual média de 3,2%. Cenário de Oferta A ("Legal") — que incorpora os empreendimentos segundo informações e compromissos oficiais determinados por decisões de governo e regulamentação junto à ANEEL, e Cenário de Oferta B ("Necessário") — que inclui apenas as usinas "existentes" (em operação, motorização, construção e/ou aguardando outorga), acrescentando as demais nas datas em que se tornam necessárias para ajustar oferta e demanda, sob o critério de equilíbrio entre os custos marginais de operação e de expansão do setor.

Apesar de ser interessante ao país por trazer estes e outros benefícios, o futuro da geração termelétrica no Brasil não se encontra bem definido. Para compreender melhor o porquê desta indefinição, são expostas na seqüência as principais barreiras que desaceleram, e podem vir a estagnar, a participação da geração termelétrica na matriz energética brasileira, elas são:

- A operação de grandes centrais hidrelétricas já amortizadas. Estas unidades geram eletricidade a um custo muito baixo o que dificulta a competitividade das novas centrais termelétricas. Mas estas instalações estão envelhecidas o bastante para deixar de funcionar a qualquer momento, tornando-se necessário realizar novos investimentos;
- Baixos valores, praticados no mercado, das tarifas de energia elétrica. Esta é uma das questões mais delicadas e contraditórias relativas ao setor elétrico. Por um lado é interessante manter tarifas baixas, pois assim se diminuem custos de produção no setor industrial e se afeta pouco o consumidor residencial. Por outro, se prejudicam os investimentos no setor, uma vez resulta difícil garantir rentabilidade econômica dos novos empreendimentos, ao passo em que se dificulta a criação da infra-estrutura necessária para garantir o desenvolvimento do país. Esse é um assunto que será resolvido no médio e longo prazo;
- Alto preço do gás natural. A principal fonte de fornecimento deste combustível, para a geração termelétrica nas regiões sul e sudeste, que são onde se concentra o maior mercado consumidor do país, tem origem importada, seja da Bolívia ou da Argentina, e seu preço é cotado em dólar;
- A grande maioria dos contratos de consumo de gás são feitos com critérios de "*take-or-pay*". Para se ter rentabilidade nos empreendimentos com contratos de combustível que possuam esta cláusula, é preciso garantir durante o maior número de horas possível, o despacho de uma potência de geração, tal que, o consumo de combustível seja sempre maior ao mínimo imposto pela cláusula de "*take-or-pay*". Em outras palavras, os contratos de despacho devem levar este fato em consideração;
- Complexo processo de licenciamento dos empreendimentos de geração termelétrica. As diferentes etapas de licenciamento dos novos empreendimentos em ocasiões se tornam processos suficientemente demorados para que investidores e parceiros se retirem do empreendimento;
- Necessidade de capital externo para a realização dos empreendimentos em geração termelétrica. O país no possui fundos de investimentos suficientes para desenvolver esta atividade;

- Relativamente pouca experiência no país na atividade de geração termelétrica. Mesmo quando existem empresas com mais de 20 anos de operação de centrais termelétricas, não existe uma experiência consolidada a nível nacional tanto em matéria de tecnologia, quanto de operação e manutenção;
- Dependência tecnológica do país na área de geração termelétrica. Pode-se afirmar que o Brasil é tecnologicamente dependente nesta atividade, sobre tudo quando se trata de tecnologias e sistemas modernos de geração, em particular aqueles que envolvem sistemas com turbinas a gás e ciclos combinados.

De outra parte, se vislumbram oportunidades que podem vir a acelerar e incentivar a participação da geração termelétrica na matriz energética brasileira, elas são:

- Potencial hidráulico de geração longe dos grandes mercados consumidores. Isto faz mais atrativa a geração termelétrica, uma vez que as centrais termelétricas podem ser instaladas perto dos grandes centros consumidores, evitando grandes investimentos em redes de transmissão de longo alcance, as quais por sua vez produzem grandes perdas de energia;
- Descoberta de grandes reservas de gás no país. O Brasil possui reservas de gás natural que estão estimadas em 30 bilhões de m^3, importante é o recente descobrimento da reserva de Santos, que se localiza no maior pólo de consumo do país, e que pode começar a ser explorado a partir de 2008;
- Aumento da demanda de energia elétrica. O aumento da demanda de energia elétrica é um resultado do crescimento econômico e social de qualquer país. O Brasil precisará da geração termelétrica como forma alternativa de geração de eletricidade para poder garantir o seu crescimento econômico;
- Interesse nacional e internacional na definição das regras que regulamentarão o setor elétrico. Uma vez definidas as regras através do novo modelo do setor elétrico (aprovado em 2004), são eliminadas muitas causas de risco nos empreendimentos de geração termelétricas, ficando criadas as condições para a captação do capital externo que se precisa para levar adiante os mesmos;
- Elevado desenvolvimento das tecnologias de geração termelétricas. As tecnologias disponíveis para a geração termelétrica em centrais de ciclo combinado a gás natural contam com uma elevada eficiência térmica, disponibilidade e confiabilidade. Estas unidades podem atingir patamares de eficiência acima de 50%, com valores reportados entre 58-60%, e de disponibilidade e confiabilidade da ordem de

90% e 95%, respectivamente (valores para unidades que operam na base a maior parte do ano). Estas características aumentam consideravelmente a competitividade de empreendimentos com esta tecnologia, uma vez que a maior parcela do custo de geração é a que está associada ao custo com combustível. Por outro lado, nestas unidades, são conseguidas as menores emissões especificas de CO_2, e os patamares de emissão de NO_x, que é o principal poluente emitido, chegam a ser inferiores a 9 ppm, valor considerado permissível por qualquer legislação ambiental vigente atualmente no mundo;

- Interesse nacional no desenvolvimento de parcerias internacionais para a pesquisa e o desenvolvimento de tecnologias de geração termelétrica no país. Com o estabelecimento destas parcerias o Brasil minimizará o efeito da dependência tecnológica que atualmente possui na atividade de geração termelétrica.

Mesmo quando questões de peso possam vir a adiar a participação da geração termelétrica na matriz energética do Brasil, foram as suas oportunidades que impulsionaram a idéia de desenvolver este trabalho.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
Biblioteca
MAUÁ
BIM
UNIFEI

Capítulo 3

ESTADO DA ARTE DAS TECNOLOGIAS DE MONITORAÇÃO E DIAGNÓSTICO DO DESEMPENHO

No setor elétrico mundial, a monitoração da operação das centrais termelétricas vem adquirindo cada vez maior importância nestes últimos 15 anos. Este fato pode ser confirmado pelo aparecimento no mercado de diferentes empresas e produtos industriais que se dedicam ao assunto, assim como também, pela publicação por parte da ASME de uma norma para a monitoração do funcionamento de plantas de potência. Um outro fato importante é a abertura de seções específicas sobre o tema em diversos congressos internacionais, por exemplo, Power Gen, International Joint Power Generation Conference, e ECOS. A norma ASME PTC-PM (1993) é dedicada à monitoração do desempenho de centrais termelétricas de ciclo a vapor, porém idéias contidas nela podem ser utilizadas para desenvolver sistemas de monitoração de centrais termelétricas com outros tipos de ciclos de potência.

É necessário deixar claro que se reconhecem dois grandes grupos de técnicas de monitoração aplicadas a plantas de geração de energia elétrica. Estes grupos foram bem definidos por RUIJTER (1994):

- Monitoração da condição termodinâmica. Baseiam-se na degradação do desempenho obtida com a medição de variáveis de processo e com suporte nas relações termodinâmicas entre elas, de forma tal que seus resultados são do tipo melhora nos indicadores de desempenho, por exemplo, redução da parcela de custo com combustível ou redução da perda de potência;
- Monitoração da condição mecânica. Baseiam-se na identificação do estado mecânico dos equipamentos, de forma tal que seus resultados são a previsão de falhas mecânicas e o aumento da disponibilidade da central. Dentre estes grupos destacam-se as técnicas baseadas na medição de vibrações.

O trabalho de MACISAAC (1981), aplicado as turbinas a gás, mostra uma comparação entre monitoração termodinâmica e mecânica, destacando algumas das técnicas usadas nesta última, por exemplo, registro de vibrações e analise acústica, análise de poluentes por espectrometria do óleo, registro de temperaturas, etc.

Na Tabela 3.1 relaciona-se, de forma simples e clara, como as diferentes técnicas de diagnóstico podem vir a ser empregadas numa ação global integrada de monitoração. A tabela, referida para uma central de ciclo combinado, mostra em quais componentes críticos da planta podem ser aplicadas as diferentes técnicas de monitoração e diagnóstico da operação e seu impacto, levando em conta os critérios de eficiência e confiabilidade, assim como os diferentes efeitos positivos que podem ter lugar em longo prazo, como são: desempenho, disponibilidade, custo com manutenção, competitividade, etc.

Tabela 3.1 Aplicação das diferentes técnicas do diagnóstico a uma central de ciclo combinado e seus principais componentes. REBIZZO et al (2003).

	Componentes críticos					Impacto na operação		
	Gerador	Turbina a gás	Turbina a vapor	Caldeira de recuperação	Ação global integrada de monitoração	Eficiência	Confiabilidade	Efeitos positivos Longo prazo
Especialidades do diagnóstico		X	X	X	Desempenho	X		
	X	X	X		Vibrações		X	
		X			Ruído		X	
			X	X	Deformação a quente e fadiga			X
	X				Parâmetros térmicos do gerador		X	
	X				Descargas elétricas parciais			X
	X				Voltagem e corrente de eixo		X	
	X				Testes de fluxo magnético		X	
			X	X	Análise química da água		X	X
	X	X	X		Análise de óleos		X	X
	X	X	X	X	Análise do sistema de comando		X	

Segundo os autores deste trabalho a forma mais adequada de implementar uma estratégia global integrada de monitoração e diagnóstico da operação deve:

- Considerar a central na sua totalidade;

- Realizar uma seleção de componentes com base em seu impacto sobre a disponibilidade e indicadores de desempenho globais;
- Analisar a confiabilidade dos componentes e seus pontos fracos;
- Verificar para cada componente se o mesmo possui instrumentação suficiente para atingir os objetivos que se pretendam alcançar com a monitoração e o diagnóstico.

De agora em diante se fará referência, principalmente, à monitoração e diagnóstico da condição termodinâmica do desempenho, ficando fora do alcance deste trabalho qualquer aspecto relativo às técnicas de monitoração da condição mecânica.

3.1. Monitoração do desempenho

Segundo a norma ASME PTC-PM (1993) a monitoração do desempenho é o esforço global a longo prazo para medir, manter e melhorar os indicadores de desempenho, por exemplo, o consumo específico de calor, capacidade de geração, custo da eletricidade gerada e planejamento da manutenção. São partes fundamentais deste processo a qualificação do pessoal, a instrumentação, as formas de aquisição de dados e as diferentes técnicas para a análise e interpretação dos dados.

A decisão de implementar um sistema de monitoração do desempenho vai além do estudo das ofertas e especificações dos produtos disponíveis no mercado, sendo necessário, em primeiro lugar, que os objetivos a serem alcançados com a monitoração do desempenho estejam claramente definidos. Geralmente, quando conseguido o objetivo de disponibilidade da central, a convicção da gerência de que é possível melhorar o desempenho, o conhecimento de experiências semelhantes e a identificação das áreas de melhora, impulsionam o estabelecimento de um programa de monitoração do desempenho. CORTEZ (1992) resume as diferentes funções dos programas de monitoração de desempenho visando uma gestão energética eficaz, elas são:

- Auditoria energética em contínuo. Persegue fornecer aos operadores parâmetros coerentes que permitam interpretar variações do processo em curto prazo. Em outras palavras, é uma monitoração contínua da eficiência energética relativa, tendo em vista que é mais importante se ela aumenta ou diminui, do que seu valor em si;
- Auditoria energética periódica. Enquadra-se nas práticas corporativas convencionais, como por exemplo, relatórios diários, semanais ou mensais de produção

e funcionamento de cada um dos principais equipamentos e sistemas que compõem a central;

- Testes de desempenho. São de caráter mais restrito e visam determinar valores absolutos exatos do desempenho. Para sua realização requere-se, normalmente, de instrumentação calibrada e da aplicação de normas rigorosas durante sua execução.

A melhora do desempenho, por exemplo, mediante a maximização da geração ou a minimização do custo de geração ou, dito de outra forma, a detecção do seu desvio e o diagnóstico de suas causas, é o objetivo genérico que se estabelece ao implementar qualquer método de monitoração de desempenho. Tradicionalmente a metodologia utilizada para a localização dos desvios é a observação das perdas, que são geralmente classificadas em controláveis e incontroláveis, segundo o grau intervenção do operador. GAY et al (1999) assinala que o operador é capaz de perceber desvios de 3%, ou maiores, pelo que o objetivo dos sistemas de monitoração é detectar e responder perante desvios bem menores, da ordem de 0,25-3%. Detectar desvios menores é bastante complicado devido à incerteza da instrumentação. Por outro lado, é irreal pretender localizar e relacionar as causas de todos os efeitos que podem acontecer simultaneamente, devido à complexidade das inter-relações que tem lugar num ciclo de potência. Ante este fato utiliza-se o conceito de perdas contabilizadas e não contabilizadas, sendo que o procedimento de sucesso na localização das perdas deve seguir o caminho de reduzir ao máximo as perdas não contabilizadas.

3.2. Diagnóstico do desempenho

Segundo ASME PTC-PM (1993), a meta do processo de diagnóstico é descobrir as causas raízes da degradação do desempenho. Um adequado processo de diagnóstico do desempenho de uma central termelétrica deve possuir as seguintes propriedades genéricas:

- Ter natureza dedutiva baseando-se nos sintomas observados;
- Ter determinado grau de flexibilidade, recomendando, se necessário, a realização de outros testes e análises mais específicos que permitam isolar a causa do desvio;
- Além disto, o processo de diagnóstico deve ser capaz de estabelecer se estes testes e analises são viáveis em termos de custos.

Varias etapas são comuns a todas as metodologias de diagnóstico, as quais são resumidas a seguir:

- Identificação dos componentes e os sintomas de degradação;
- Descrição destes sintomas de forma tal que diferenciem o problema de maneira unívoca;
- Postulação dos mecanismos de deterioro ou degradação, e por último, sua causa raiz;
- Validação e verificação das conclusões.

Como resultado do processo de diagnóstico persegue-se dar recomendações especificas de mudanças na operação, ações de manutenção, modificações nos equipamentos, e inclusive a substituição dos mesmos se necessário. Um sistema de monitoração e diagnóstico em linha produz uma quantidade muito grande de informação, se ele for efetivo deve ser capaz de convertê-la num formato apropriado à tomada de decisões nos distintos níveis, de forma tal que possa ser usada eficazmente:

- Os operadores precisam de dados em tempo real relativos aos parâmetros sobre os quais têm controle;
- O analista de resultados necessita de dados históricos, tanto brutos como de parâmetros de funcionamento;
- Os engenheiros da manutenção precisam de informações para definir as prioridades de seu planejamento;
- A gerência de operação deve ter informações sobre a relação custo / benefícios de implementação e mudanças na operação e das ações de manutenção;
- A máxima direção da central deve ser provida de relatórios que reflitam tendências, resumos mensais, percentagens de redução de custos e cumprimento das metas de melhoras.

Isto implica que um processo de diagnóstico do desempenho, no estado atual da arte, requer de um sistema de monitoração em linha que forneça dados validados e coerentes.

Também é necessário definir uma referência para comparação. O estado de referência a ser adotado não é único, sendo que depende do alcance e a utilidade que se pretenda com o próprio diagnóstico:

- Em testes de aceitação a referência será o projeto garantido pelo fabricante, adaptado as condições ambientais do dia de realização do teste;
- Em testes de desempenho posteriores, pode-se tomar como referência o teste de aceitação ou, um simulador adaptado às condições de execução do mesmo;

- Para um teste de desempenho após uma parada programada para inspeção e reparos, deverá tomar-se como referência o último teste de desempenho realizado anterior à parada;
- No caso de avaliar o funcionamento a cargas parciais, deve-se empregar um teste de desempenho anterior considerado ótimo, ou um simulador com capacidade de predição da operação em condições fora do ponto de projeto.

A condição de referência pode ser definida de diversas maneiras (dia zero, estado limpo, etc.), porém com relação aos objetivos dos modelos de simulação desenvolvidos neste trabalho ter-se-á que:

- O modelo de simulação da condição de referência é aquele elaborado a partir do balanço de massa e energia do ciclo na condição nominal de operação e a documentação disponível dos equipamentos principais, segundo a informação de projeto da instalação. Os resultados dos cálculos com este modelo representam o comportamento esperado (de referência) do sistema;
- O modelo de simulação da condição real é aquele que calcula os balanços de massa e energia do ciclo a partir de parâmetros obtidos mediante a instrumentação disponível na instalação, levando em consideração os limites operacionais e as características geométricas e os materiais dos principais equipamentos conforme a informação de projeto dos mesmos. Os resultados dos cálculos com este modelo representam o comportamento real do sistema.

Com os resultados da comparação são determinados:

- Os desvios num conjunto de parâmetros relevantes, previamente escolhidos, que caracterizam o desempenho dos equipamentos individualmente e da planta a nível global, como por exemplo, pressão no condensador, pressão antes das válvulas de regulagem da turbina a vapor, rendimentos isentrópicos de turbomáquinas, etc.;
- Os desvios nos objetivos de custos que foram definidos, e que podem se expressar de forma equivalente em quanto a um determinado indicador de desempenho global, por exemplo, o custo de produção, o custo específico de produto, ou o consumo específico de calor.

Os parâmetros que servem de base ao diagnóstico devem, de alguma forma, ser indicativos dos sintomas da degradação. Está claro, por exemplo, que uma degradação da

capacidade de transferência de calor só acontece através de um processo físico ou químico, tal como o tamponamento de tubos ou defeito de limpeza das superfícies. Por tanto, é conveniente determinar o limite na busca da causa raiz, que pode vir motivado por:

- Fenômenos observáveis com a instrumentação existente;
- Nível da modelagem dos processos físicos. Existe uma fronteira na desagregação do sistema térmico estudado que define a passagem de uma modelagem termodinâmica a uma fluidodinâmica. Nesta última, a validação dos modelos não pode basear-se na instrumentação normalmente disponível numa instalação que não seja experimental. Por exemplo, uma turbina a vapor poderia se considerar, num modelo termodinâmico, com um único processo de expansão do fluido de trabalho; ao passo em que num modelo fluidodinâmico requerer-se-ia que o processo fosse separado por estágios;
- Nível da tomada de decisões. Alertar sobre o custo da degradação genérica de um equipamento pode ser informação suficiente que leve a realização de uma análise posterior para determinar a causa raiz, requerendo de medições ou equipamentos específicos, o que pode vir a ser um procedimento oneroso.

Generalizando, pode-se dizer que, mesmo quando existem a motivação e os meios para o desenvolvimento de sistemas de monitoração e diagnóstico, devem ser consideradas questões importantes para a sua implementação, entre elas, a seleção dos parâmetros de diagnóstico, o nível de definição das causas, e o método de quantificação da degradação em termos de eficácia e custos.

3.3. Otimização do desempenho

Após a realização do diagnóstico, segue a otimização do desempenho definindo uma função objetivo. A atividade empresarial geralmente coloca um objetivo econômico para a otimização, no caso da geração termelétrica duas abordagens podem ser consideradas:

- Procura do equilíbrio entre a perda de desempenho devido à degradação e custos de manutenção, geralmente pode-se encontrar um ótimo econômico nas ações de manutenção. Vários exemplos refletem esta abordagem, como são, as lavagens em linha e fora de linha do compressor da turbina a gás, inspeções periódicas nas turbinas a gás e nas turbinas a vapor, e a sopragem das superfícies nas caldeiras a carvão (ver VALERO & CORTES, 1996, CORTES et al, 1993, e WILLIAMS, 1981). Esta abordagem é

válida em qualquer contexto de mercado, e está relacionada de alguma forma com a disponibilidade da planta;

- Em situações de mercado livre, com receitas variáveis no tempo e incertas, objetiva-se maximizar pontualmente a diferencia entre preço de venda da eletricidade gerada e custo de geração. Em momentos de preços altos pode ser mais conveniente aumentar a geração sacrificando desempenho, já em ocasiões de preços baixos, pode-se decidir por minimizar o custo de geração, ou os custos com manutenção, ou inclusive optar por não manter a planta em funcionamento (LOZANO, 1999, GRIFFIN et al, 1999).

A monitoração, o diagnóstico e a otimização, vistos como ferramentas de objetivo continuado para complementar, melhorar e aperfeiçoar à operação de centrais termelétricas, podem ser implementadas através de diferentes métodos aplicados a equipamentos específicos, ou mediante processos contínuos que abrangem toda a central. Esta última forma de implementação constitui, atualmente, a tendência atual das tecnologias neste campo, existindo aplicações altamente integradas com sistemas de informação em tempo real.

3.4. Tecnologias de monitoração e diagnóstico do desempenho

Atualmente as tecnologias de monitoração e diagnóstico possuem maturidade suficiente como para ter identidade e espaço próprios como parte da informática industrial do setor energético.

Várias são as empresas que lideram o sub-setor de sistemas de suporte à tomada de decisões na operação de centrais termelétricas. Nos últimos anos, a concentração sucedida neste sub-setor tem resultado na absorção das pequenas empresas independentes e altamente especializadas, por grupos empresariais maiores que oferecem soluções globais. São normais as fusões e alianças entre empresas que se complementam visando introduzir no mercado produtos de maior robustez e competitividade, que vão desde os aplicativos de aquisição de dados (tipo *PIMS – Plant Information Management System* ou *LIMS – Laboratory Information Management System*), até simuladores e otimizadores em linha. Neste sentido pode-se citar o exemplo da General Electric Co., que absorveu completamente à Enter Software. Outras grandes empresas têm optado por criar departamentos dedicados a estes assuntos, este é o caso da Siemens AG, por exemplo.

Alternativamente, as empresas dedicadas ao controle e automação da operação podem oferecer suas próprias soluções de diagnóstico e suporte à tomada integrada de decisões, com a grande vantagem das mesmas serem acopladas e funcionar de maneira integrada ao sistema de controle. Nestes casos, são ferramentas oferecidas como parte dos pacotes comerciais do sistema de controle, o que minimiza seu custo de investimento, instalação e ajuste.

Segundo RUIJTER (1994), o sistema de monitoração da condição do desempenho (*CMS – Conditioning Monitoring System*) vem fazer parte do sistema de processamento de informação, ocupando um segundo nível na pirâmide de automação da planta, posicionando-se entre o Sistema de Controle Distribuído (*DCS – Distributed Control System*) e o escalão do Sistema de Gerenciamento de Informações (*MIS – Management Information System*), ver Figura 3.1. O conjunto completo de ferramentas que conformam este segundo escalão é conhecido com o nome genérico de Sistemas de Suporte à Operação (*OSS – Operation Support Systems*), que além de monitorar o desempenho, se encarregam de tarefas como a otimização do processo, planejamento da manutenção e monitoração do ciclo de vida dos equipamentos que compõem a central, etc.

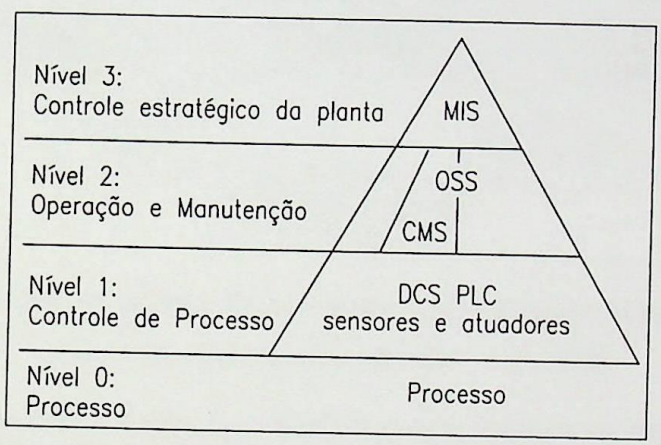


Figura 3.1 Posicionamento do sistema de monitoração da condição do desempenho (*CMS*) na pirâmide de automação da central termelétrica. USÓN (2001).

Na Figura 3.2 ilustra-se o esquema genérico de um sistema de monitoração do desempenho e suas principais componentes. Os fabricantes desses sistemas prometem reduções de até 5% no consumo específico, e exaltam outras qualidades e possibilidades que se resumem em:

- Registros contínuos da operação, produção, consumos e indicadores de desempenho;
- Detecção prematura, por reconhecimento dos indicadores de degradação, das mudanças no desempenho e possível antecipação de efeitos graves;

- Possibilidade de registrar e avaliar as causas dos desvios dos indicadores de desempenho. Conseqüentemente pode-se otimizar algum aspecto da operação ou da manutenção;
- Oportunidade de oferecer, com conhecimento de causa, o custo real da eletricidade gerada.

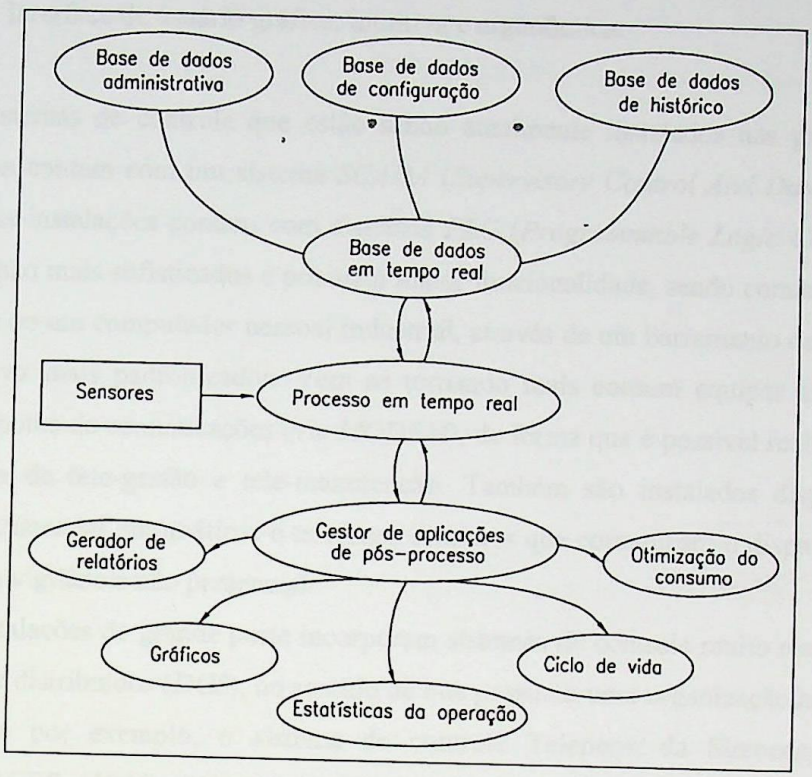


Figura 3.2 Esquema genérico de um sistema de monitoração de desempenho e suas principais componentes. BOYCE et al (1994).

Os diferentes produtos para a realização da monitoração do desempenho em linha incorporam, na maioria dos casos, os seguintes elementos constitutivos:

- Interface com sistemas de controle comerciais ou com um sistema de aquisição de dados comercial de ampla aceitação no mercado;
- Funções de representação, tratamento e apresentação de dados brutos;
- Validação de dados brutos incorporando, em muitos dos casos, métodos de reconciliação dos mesmos;
- Cálculo de indicadores de desempenho de equipamentos mediante procedimentos normalizados;
- Comparação dos parâmetros calculados com os seus valores esperados, em geral refere-se a aqueles que são corrigidos a determinadas condições de referência. Os

valores corrigidos usualmente são denominados de "dia padrão", "estado limpo", "condições ISO", segundo for o caso, ou o equipamento que está sendo monitorado;

- Avaliação econômica dos desvios com relação ao valor esperado para determinados parâmetros de funcionamento. Em ocasiões não são causas controláveis, por exemplo, pressão de operação do condensador;
- Interface de usuário gráfica, intuitiva e ergonômica.

Os sistemas de controle que estão sendo atualmente instalados nas grandes centrais termelétricas contam com um sistema *SCADA* (*Supervisory Control And Data Acquisition*). As pequenas instalações contam com sistemas *PLC* (*Programmable Logic Controller*), que atualmente são mais sofisticados e possuem maior funcionalidade, sendo comandados por um *PLC* mestre ou um computador pessoal industrial, através de um barramento de campo (*field-bus*) cada vez mais padronizados. Vem se tornando mais comum equipar as plantas com sistemas remotos de comunicações (via *MODEM*), de forma que é possível realizar operações centralizadas de tele-gestão e tele-manutenção. Também são instalados dispositivos com funções de chamadas automáticas e telefones celulares que comunicam o disparo de alarmes, permitindo a vigilância não presencial.

As instalações de grande porte incorporam sistemas de controle muito mais complexos, normalmente distribuídos (*DCS*), no sentido de que possuem uma organização hierárquica por níveis, como por exemplo, o sistema de controle Teleperm da Siemens, WETZL & OTTENBURGER (1996). Num nível superior encontram-se os elementos com interação humana, conectados com as unidades de processo por meio de barramentos de campo. Estes elementos chegam aos terminais dos operadores que configuram o sistema de operação e gestão, assim como os sistemas de engenharia (funções de configuração) e diagnóstico (gestão de alarmes). A maior vantagem dos sistemas hierarquizados é que se minimiza a informação que se transfere entre os distintos níveis. Os sistemas estão tão sofisticados que continuamente incorporam mais funções, como por exemplo, a otimização das partidas e paradas.

É importante salientar que os fabricantes têm uma visão própria da monitoração do desempenho dos equipamentos que eles fornecem, muitas vezes com o objetivo de gerar bases de conhecimento a partir das experiências de seus usuários. Esta informação serve de base ao fabricante para verificar, melhorar e aperfeiçoar seu projeto, e aplicar técnicas de identificação de falhas que certamente virão a aperfeiçoar o seu produto.

A seguir caracterizam-se algumas das ferramentas informáticas disponíveis no mercado para a realização da monitoração e diagnóstico do desempenho.

3.4.1 Gteye® da Thermoflow, Inc.

A empresa Thermoflow, Inc. tem se dedicado principalmente a produção de softwares para a realização do projeto de ciclo térmicos de diversos tipos, entre eles, ciclos a gás, ciclos a vapor, ciclos combinados e de cogeração. O *Gteye®* é atualmente seu único produto dedicado ao tema de monitoração e diagnóstico do desempenho, e está concebido para ser aplicado a turbinas a gás que operem em circuito aberto ou em ciclo combinado. O *Gteye®* é um software simples, que não requer de altos investimentos para a sua implementação. Ele é projetado para realizar as seguintes tarefas (THERMOFLOW, 2004):

- Determinar continuamente com que freqüência a lavagem do compressor deve ser realizada. Para isto monitora-se continuamente o desempenho do compressor e a carga da máquina, determinando uma programação de lavagem tal que otimiza o balanço entre o desempenho da máquina e o custo da lavagem, fazendo com que o mesmo nunca deixe de ser feito (pois é um procedimento operativo necessário) ou que seja feito com uma freqüência excessiva;
- Determinar continuamente com que freqüência os filtros devem ser trocados. Para isto monitora-se continuamente a degradação em qualquer tipo de sistema de filtros de entrada do ar. O software prediz o melhor momento para realizar a troca de filtros a partir do balanço, feito com o histórico de operação, entre o custo da troca e os seus benefícios em termos de consumo específico de calor e geração de eletricidade;

Entre algumas das vantagens e/ou facilidades do *Gteye®* podem-se comentar as seguintes (THERMOFLOW, 2004):

- É facilmente configurável pelo usuário permitindo que o mesmo introduza os dados de desempenho de sua máquina e sua experiência de operação;
- É compatível com a maioria dos sistemas de controle (*DCS*) existentes atualmente nas centrais termelétricas;
- É simples seu acoplamento ao *DCS* permitindo sua rápida implementação e confiável leitura de dados;
- Oferece relatórios, tendências e tabelas que permitem ao usuário mostrar históricos de dados ou informação em tempo real, o que facilita a elaboração e apresentação de relatórios em quaisquer intervalos especificados: horários, diários, semanais, mensais ou anuais.

3.4.2 Efficiency-map® da General Electric Co.

A Enter-Software da General Electric Co., tem desenvolvido com sucesso produtos voltados para a análise de ciclos térmicos, o Gate Cycle®, e monitoração do desempenho, especificamente o *Efficiency – Map*®. Este software permite monitorar, diagnosticar e otimizar a operação de diversos tipos de centrais termelétricas, entre elas, as de ciclo simples com turbinas a gás, as de ciclo combinado, os ciclos a vapor e centrais nucleares, para fazê-lo baseia-se na reconciliação de dados e conecta-se a um modulo de otimização próprio.

Entre algumas das vantagens e comodidades do *Efficiency – Map*® podem-se comentar as seguintes (GENERAL ELECTRIC, 2004):

- Otimiza a operação da planta maximizando a rentabilidade;
- Avalia o desempenho e determina a degradação;
- Valida a instrumentação usando modelos baseados em balanços de massa e energia;
- Adquire valores medidos em tempo real e os arquiva de forma que possam ser usados futuramente de maneira rápida e fácil;
- Atinge e mantém níveis de exatidão da ordem de 1%;
- Sugere em quais parâmetros de controle deve-se atuar e para quanto mudar seu valor a fim de maximizar a rentabilidade;
- Diminui a degradação nos equipamentos mediante um plano de monitoração de desempenho;
- Identifica sensores e instrumentos defeituosos;
- Atinge e mostra resultados de maneira rápida.

O módulo de otimização maximiza a rentabilidade da operação no lugar da eficiência térmica da central, isto é realizado combinando os balanços de massa e energia com um modelo financeiro (GAY et al, 2000). Permite, após o cálculo da degradação individual de cada componente, visualizar a solução mais viável. Entre as vantagens do módulo de otimização do *Efficiency – Map*® podem-se citar as seguintes (GENERAL ELECTRIC, 2004):

- Sugere em quais parâmetros de controle deve-se atuar e para quanto mudar seu valor a fim de maximizar a rentabilidade;

- Incrementa a rentabilidade operacional da planta estabelecendo fluxos de caixa em meses e não em anos;
- Determina valores de custo de geração em tempo real permitindo melhor interação com o mercado;
- Melhora a sensibilidade dos operadores com relação aos parâmetros de desempenho mais críticos.

O *Efficiency – Map*® funciona coletando dados de medições de campo para calcular balanços de massa e energia coerentes. Estes servem de entrada aos modelos físicos dos equipamentos individuais (ver Figura 3.3), com seus resultados pode-se comparar o estado real da operação com um resultado esperado teórico (referência), que é o de projeto extrapolado para as condições reais de trabalho (GAY, et al, 1999). Como resultado é obtido o desvio em consumo específico de combustível, custos de operação, ou potência gerada para uma série de causas.

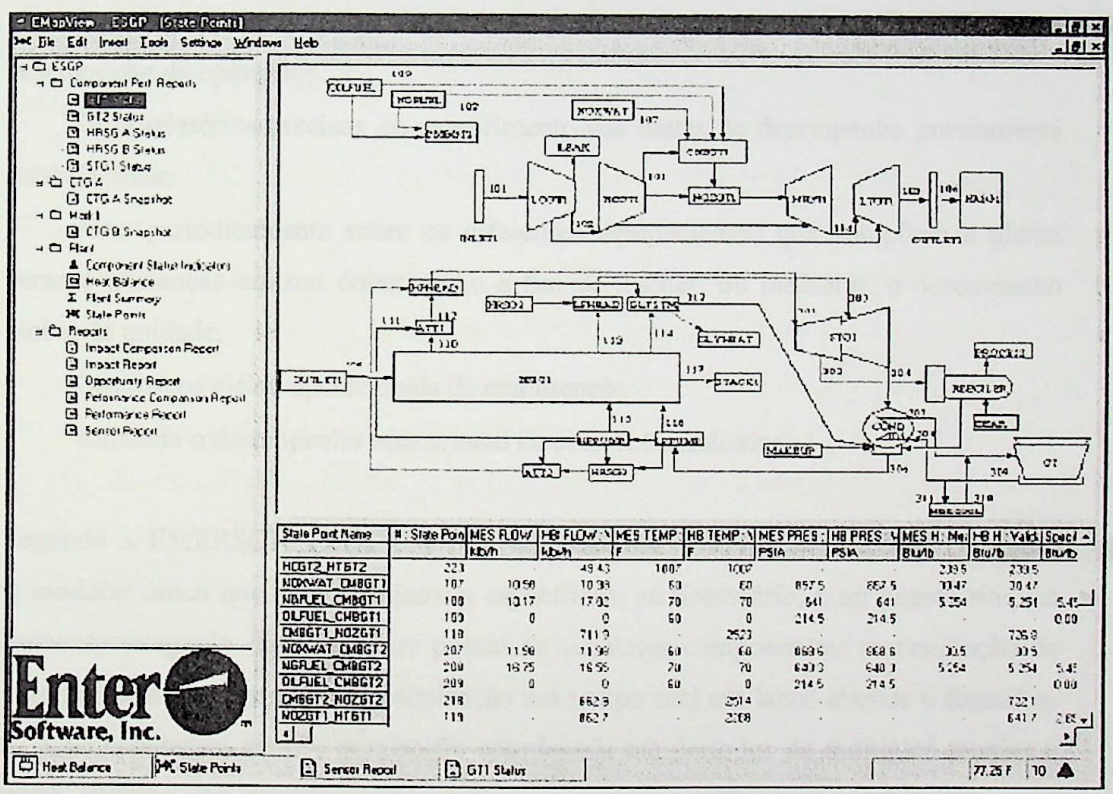


Figura 3.3 Aplicação do *Efficiency - Map*, tela do balanço de energia. GAY et al (1999).

3.4.3 Performance Monitor e RTO da Emerson Process Management Co.

A Emerson Process Management Co. oferece um pacote de produtos destinados à monitoração e otimização da operação de centrais termelétricas: *Advanced Monitoring System AMS – Performance Monitor* é o software dedicado à monitoração do desempenho, e *AMS – RTO* (*Real-Time Optimizer*) é o voltado para a otimização da operação.

Segundo a EMERSON PROCESS MANAGEMENT (2004a), O *AMS – Performance Monitor* opera na Internet realizando a monitoração do desempenho. O software é projetado para maximizar a disponibilidade e minimizar as paradas imprevistas. Baseia-se em rigorosos modelos físicos dos principais equipamentos da central termelétrica, a reconciliação de dados, cálculos de validação e estimativa de parâmetros. As principais vantagens e/ou facilidades deste software são:

- Compara o desempenho da unidade com outras semelhantes;
- Permite, desde qualquer lugar no mundo, via Internet, o acesso remoto ao desempenho da operação;
- Gera relatórios precisos do cumprimento das metas de desempenho previamente estabelecidas;
- Atua periodicamente sobre os diferentes equipamentos que compõem a planta perante mudanças em seu desempenho a fim de manter, ou melhorar, o desempenho global da unidade;
- Otimiza os ciclos operacionais de manutenção;
- Aumenta o desempenho operacional da central termelétrica.

Segundo a EMERSON PROCESS MANAGEMENT (2004b), o *AMS – RTO* é um sistema modular único que atende objetivos específicos, se necessário, num pacote simples mas altamente integrado. Este software possui as seguintes componentes: reconciliação de dados, monitoração de desempenho, otimização em tempo real em laços abertos e fechados, estudos "Que acontecerá se...?", otimização coordenada em períodos de múltiplos tempos e otimização seletiva de equipamentos. Adicionalmente permite seu acoplamento com aplicativos informáticos de amplo uso como, por exemplo, o Microsoft® Office Excel. DORMER (1999) comenta aplicações práticas deste software a sistemas de cogeração,

reportando economias de energia de até 6% e períodos de retorno de investimento inferiores aos dois anos. As principais vantagens e/ou facilidades deste software são:

- Corridas rápidas e confiáveis do modelo de otimização;
- Biblioteca de recursos de otimização capazes de otimizar tanto equipamentos independentes quanto conjuntos dos mesmos;
- Ambiente de modelagem aberto, o que permite trabalhar junto com outros pacotes de simulação cujos resultados poderiam servir de base para a otimização;
- Fácil controle e automação das corridas de simulação desde o Excel. Também possui fácil configuração para usar esta aplicação;
- Apropriada formulação do problema de otimização, permitindo uma sólida integração com o controle da central e a rápida reposta ante a dinâmica do processo;
- Possibilidade de realização de estudos de prognósticos;
- Melhora a rentabilidade em aproximadamente 3-5%;
- Controla a central para atingir a máxima geração;
- Monitora à degradação e os seus mecanismos em longo prazo;
- Pode ser implementado em curto intervalo de tempo.

Os softwares da Emerson Process Management Co. baseiam-se em modelos ajustados à operação em tempo real (chamados de estado de "Dia zero" ou "Estado Limpo"), nos quais os fatores de ajuste representam, na verdade, eficiências relativas ao projeto. O custo da degradação é obtido por comparação dos diferentes estados. Também se consideram na análise os custos de manutenção e os derivados da não geração de energia durante uma parada, visando um ótimo planejamento da operação e da manutenção. A solução final da análise é composta de três elementos, o modelo (de simulação e diagnóstico), o módulo de otimização (inteira mista) e o atualizador do modelo (que perante discrepâncias nos resultados, alerta se há perda de fidelidade ou trata-se de erros de medição). Segundo USÓN (2001), a necessidade de adaptar continuamente os modelos representa a desvantagem principal desta ferramenta, pois pode acarretar problemas na interpretação dos resultados e um gasto de tempo imprevisto.

3.4.4 PEPSE® e Pmax® da Scientech, Inc.

A Scientech, Inc., tem desenvolvido produtos voltados para a análise de ciclos térmicos (o *PEPSE*® e *PEPSE-GT*®) e a monitoração do desempenho, especificamente o *Pmax*®. Com estes softwares é possível monitorar, diagnosticar e otimizar a operação de diversos tipos de centrais termelétricas, entre elas, as de ciclo simples com turbinas a gás, as de ciclo combinado, os ciclos a vapor e centrais nucleares.

O *PEPSE*® possui bibliotecas dos principais equipamentos que conformam as centrais termelétricas, sendo possível construir modelos detalhados de plantas (ver Figura 3.4). Segundo SCIENTECH (2004a) este software pode ser utilizado para:

- Projeto de equipamentos e plantas. Esta aplicação visa determinar os balanços de massa e energia no projeto de centrais termelétricas, calculando a potência e o consumo específico de calor do esquema térmico adotado, e as capacidades dos diferentes equipamentos;
- Verificação e predição de dados. Esta aplicação visa processar dados da operação das centrais termelétricas facilitando a compilação de informações de testes de desempenho e/ou a elaboração de relatórios de geração;
- Avaliação de desempenho. Esta aplicação permite a análise do desempenho de centrais termelétricas existentes, ou a análise de desempenho de equipamentos isolados, apontando os níveis de degradação existentes e as suas causas;
- Avaliação de modificação de plantas. Esta aplicação permite determinar qual, ou quais equipamentos precisam ser trocados numa central termelétrica devido ao seu mau funcionamento ou a sua perda de desempenho.

O uso do *Pmax*® mostrando a alocação de perda de potência por causa do aumento das perdas controláveis foi apresentado por LOPEZ (1995). Este software, a partir da comparação com um valor de referência, apresenta os resultados diretamente em termos econômicos, expressos em termos de potência não gerada devido às variações de determinados parâmetros. Segundo SCIENTECH (2004b) este software faz em linha cálculos detalhados de desempenho de unidades termelétricas. Estes cálculos são baseados nos procedimentos estabelecidos pelos *PTC* (*Performance Test Codes*) da *ASME*, com o apoio de sub-rotinas para determinar propriedades de líquidos e gases (ver Figura 3.5). O *Pmax*® melhora o desempenho da operação de centrais termelétricas a partir da:

- Realização da análise dos balanços de massa e energia da planta, permitindo avaliar a operação e detectar e corrigir problemas;

- Detecção a perda na capacidade de geração e otimização o processo;
- Apresentação gráfica dos valores das perdas controláveis, representado suas metas, desvios e custos associados;
- Estudos e análises do tipo "O que acontecerá se...?";
- Providenciar métodos para avaliar se o desempenho dos equipamentos fornecidos pelo fabricante coincide com as especificações que foram estabelecidas;
- Representação das tendências de desempenho dos equipamentos críticos, permitindo monitorar a degradação em cada componente, otimizar a manutenção e minimizar as paradas por avarias;
- Análises do histórico da operação;
- Providenciando dados confiáveis de maneira periódica e com baixa freqüência durante os ciclos de testes de desempenho nos equipamentos principais da central;
- Geração de relatórios de caráter gerencial com as informações da operação, isto é, insumos, consumo de combustível, geração, etc.

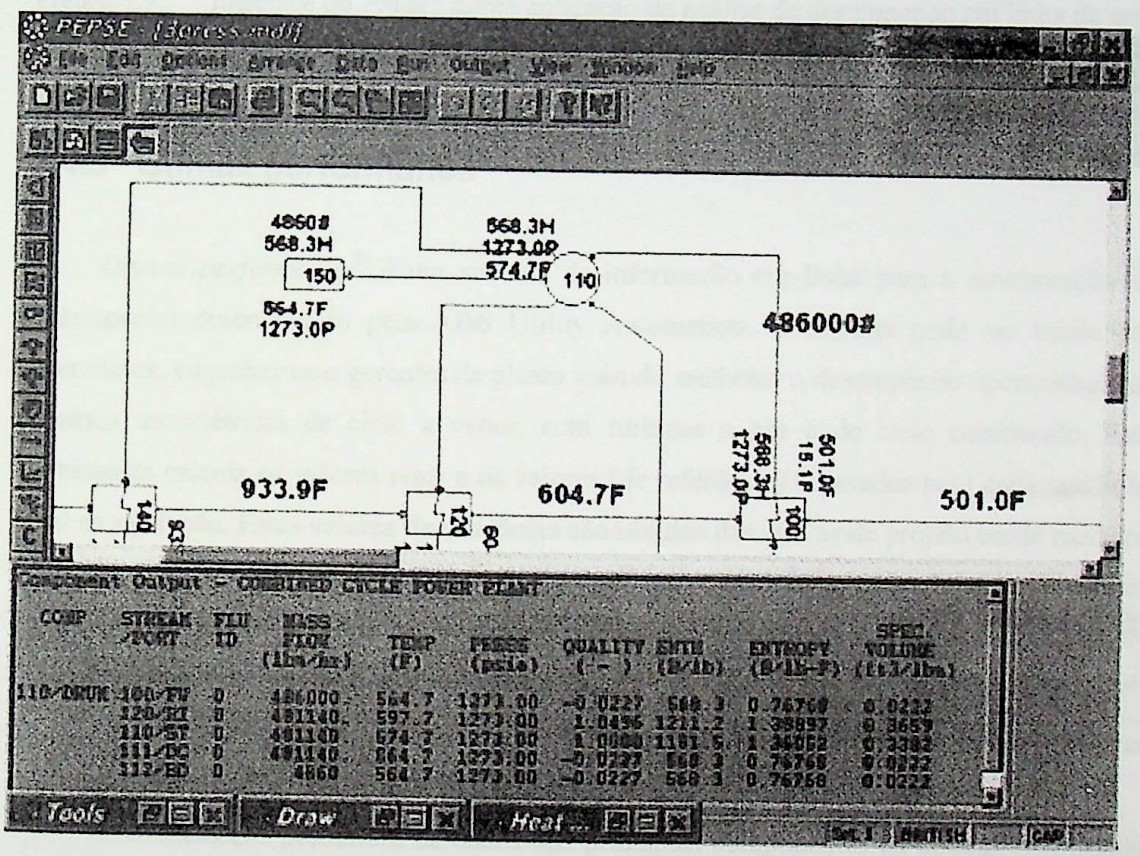


Figura 3.4 Interface gráfica do PEPSE® para a construção de modelos detalhados de centrais termelétricas. SCIENTECH (2004a).

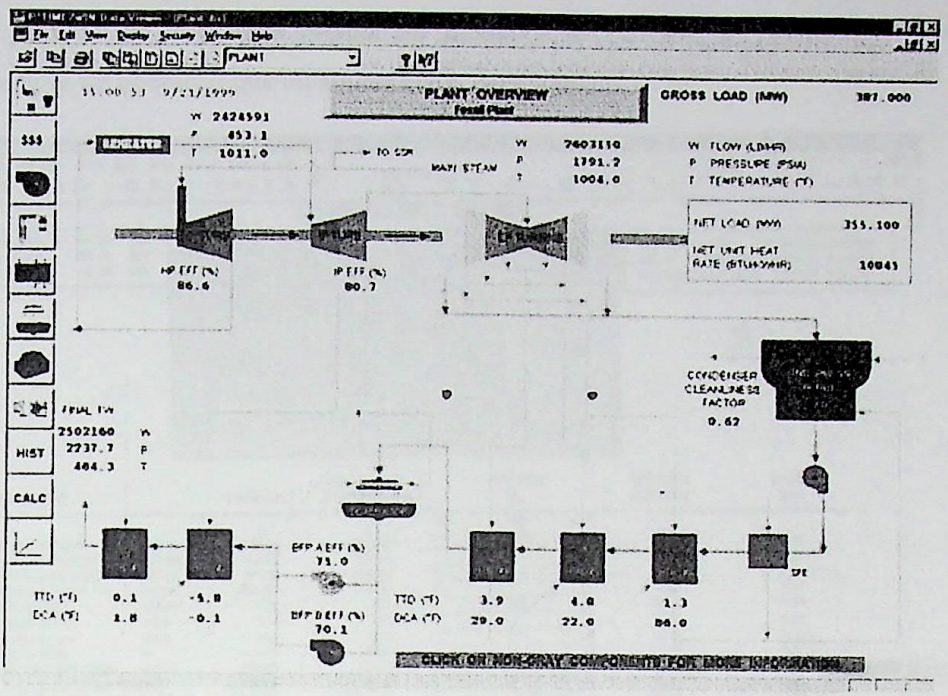


Figura 3.5 Interface do *Pmax*® numa aplicação de análise de desempenho em linha de uma central termelétrica com ciclo a vapor. SCIENTECH (2004b).

3.4.5 Otimax performance®

Otimax performance® é um sistema de informação em linha para a monitoração do desempenho desenvolvido pela ABB Utility Automation. O sistema pode ser usado por operadores, engenheiros e gerentes de planta visando melhorar o desempenho operacional das centrais termelétricas de ciclo a vapor, com turbinas a gás e de ciclo combinado. Esta ferramenta calcula os valores reais e os valores (de referência) esperados para cada condição real de operação. Estes valores de referência são obtidos das curvas de projeto ou de modelos que representem o processo. Qualquer desvio detectado é apresentado visual e numericamente como seu impacto no custo de geração (ver Figura 3.6). Segundo ABB AUTOMATION (2000) as principais vantagens deste sistema são:

- Detecção de erros na operação sugerindo correções que visem otimizar determinados indicadores de desempenho;
- Detecção prematura de danos nos principais componentes da central, permitindo tomar decisões que aumentem a disponibilidade;
- Propõe diversas alternativas ao operador que melhoram o desempenho;

- Simula os diferentes modos de operação da central, permitindo estabelecer estratégias de operação que aumentem o desempenho.

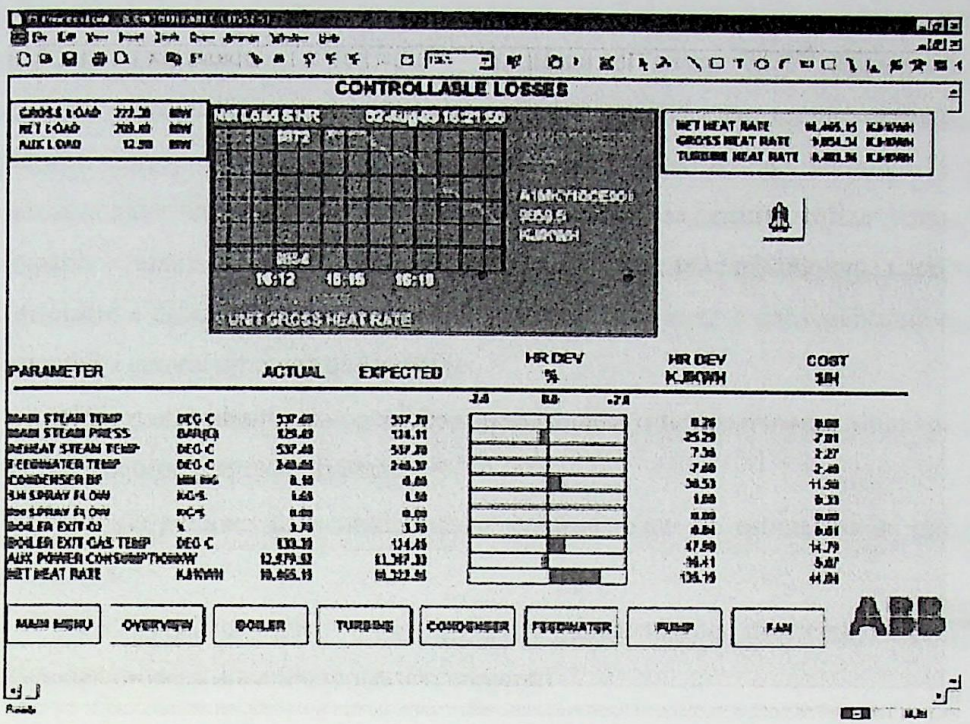


Figura 3.6 Impacto das diferentes causas de desvio no custo global de geração. ABB AUTOMATION (2000).

Esta forma de apresentação do desvio no custo global de geração permite ao operador reconhecer rapidamente quando a operação não está acontecendo na sua condição ótima, fazendo com que o mesmo possa iniciar ações corretivas que levem à melhoria do desempenho.

Otimax performance emprega dados reais da operação para realizar análises de desempenho (desvio no consumo específico de calor). O sistema foi projetado para permitir a máxima flexibilidade na re-configuração ou modificação de parâmetros, mesmo quando está em funcionamento. A forma de realização dos cálculos é interativa, e permite ao engenheiro criar, modificar, testar, ou apagar sub-rotinas de cálculo sem interferir ou interromper atividades que estejam em execução. A função de bibliotecas permite ao usuário criar suas próprias metodologias de cálculo de desempenho. Os resultados dos cálculos são armazenados num sistema *PIMS* que permite sua visualização na sala de controle, ou em qualquer outro lugar através do acesso via rede. Informações como tendências de desempenho dos diferentes equipamentos e parâmetros de diagnóstico são fornecidas, facilitando a elaboração de relatórios sobre a operação.

3.4.6 TDG® do CIRCE na Universidade de Zaragoza

A Elcogas S.A. e o *CIRCE* da Universidade de Zaragoza desenvolveram, para ser aplicado à central termelétrica *GICC* de Puerto Llano, o sistema *TDG*® (*Thermoeconomic DiaGnosis*), que é uma ferramenta para caracterizar a operação em regime permanente. O *TDG*® permite recuperar dados de sinais e calcular um balanço térmico completo. O *TDG*® possui um simulador termodinâmico de estado estacionário que permite realizar comparações do desempenho e análises do tipo "O que acontecerá se...?", e uma metodologia específica de cálculo de custos e diagnóstico da operação. O sistema TDG® ajuda a conseguir uma operação mais eficiente da central uma vez que permite:

- Que os engenheiros da operação supervisionem o funcionamento global da central e de seus equipamentos individuais;
- Que os gerentes da central revisem continuamente as estratégias de operação e manutenção;
- Que se conheça melhor o funcionamento global visando aperfeiçoar o projeto dos diferentes processos e a integração do conjunto.

O sistema *TDG*® consta com uma interface gráfica sofisticada e uma ampla flexibilidade operacional. O processo de monitoração em contínuo detecta o modo de operação e filtra os dados de operação em regime estacionário, gerando um conjunto de dados a cada cinco minutos que logo são tratados por processo de validação e testes de desempenho. O sistema possui interfaces específicas para outras fontes de dados complementares.

O processo de validação detecta sinais fora da faixa estatisticamente provável para o modo de operação, gerando um registro de alertas na base de dados de históricos e um valor substituto adequado. O processo de teste de desempenho calcula o balanço térmico a cada cinco minutos, a partir de um conjunto de dados validados, também todos os parâmetros de funcionamento globais e individuais dos equipamentos, por exemplo, eficiências de processos e da planta, custo de geração, etc. Os resultados podem ser visualizados e/ou armazenados nas bases de dados de históricos junto com as medições. A comparação frente ao modelo de Estado de Referência, numa análise fora de linha, permite efetuar o diagnóstico econômico da operação, na Figura 3.7 mostra-se um exemplo de visualização de resultados do *TDG*®.

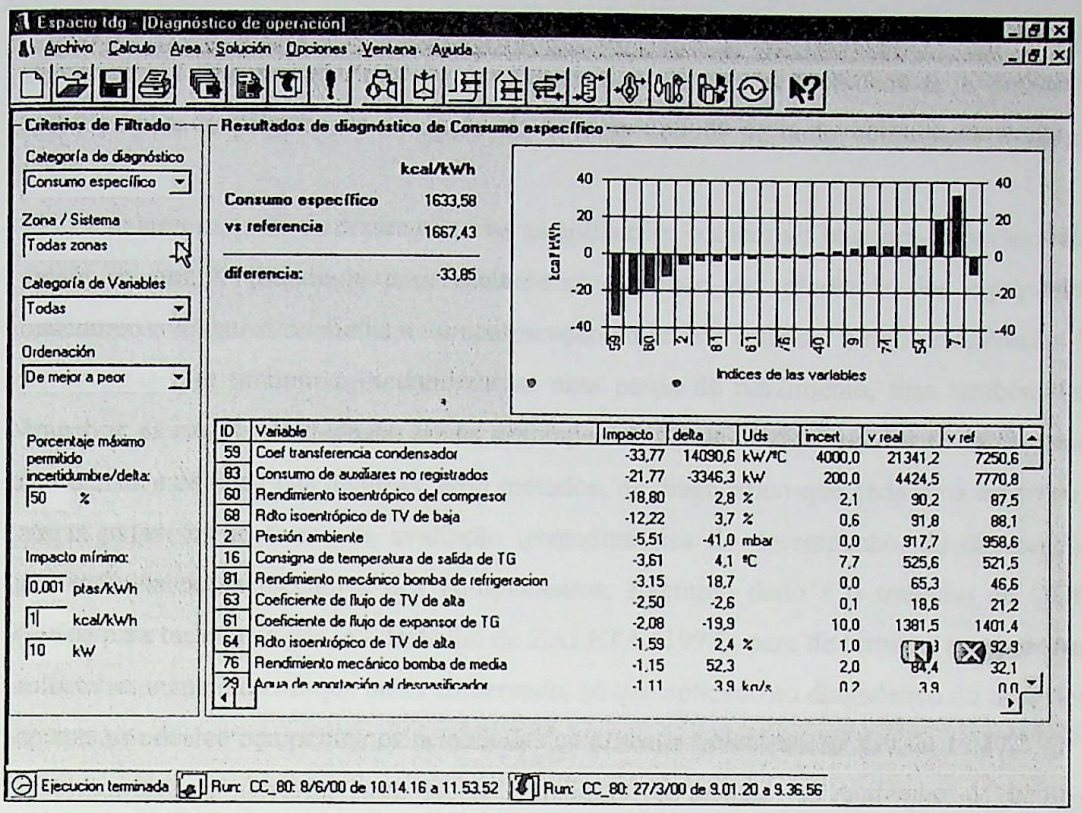


Figura 3.7 Tela de visualização do diagnóstico no sistema *TDG*®. *TDG* DEMO (2003).

A metodologia implementada de diagnóstico avançado baseia-se na segunda lei da termodinâmica, e realiza uma comparação entre o estado real e o estado de referência (ou objetivo). O estado real calcula-se a partir de um conjunto de dados de instrumentação adquiridos mediante o *DCS*. O estado de referência pode ser uma condição determinada de funcionamento (teste de aceitação, "dia zero" depois de uma parada programada), ou gerada a partir de modelos físicos (modelo do estado de referência) contidos no simulador, para as mesmas condições de contorno que as do estado real. A comparação mediante o método de diagnóstico encontra as causas dos desvios na forma de custo, eficiência e potência, quantificando as contribuições de cada uma no desvio total do indicador de desempenho selecionado.

3.5. A respeito das tecnologias de monitoração e diagnóstico de desempenho

Poderiam ser mencionadas outras aplicações informatizadas de sistemas de monitoração, diagnóstico e otimização do desempenho de centrais termelétricas, veja-se, por

exemplo, o artigo de KAIKKO et al (2003), onde se expõe o software da ALSTOM *On-line Power Plant Diagnostics (OPPD)* para estes fins. Neste artigo mostra-se o potencial do software para o diagnóstico da operação de uma central de ciclo combinado existente na Finlândia.

Em síntese, pode-se dizer que todas as aplicações comerciais baseiam-se em modelos de maior ou menor fidelidade para estabelecer o estado de referência dos equipamentos, realizando o diagnóstico mediante a comparação entre este estado e o real de operação. Estas ferramentas não se limitam a contabilizar uma perda de rendimento, mas também tentam descobrir as causas da degradação do desempenho. A maior diferença entre as ferramentas comerciais está dada nas técnicas, e/ou métodos, de diagnóstico que cada uma emprega. Em outras palavras, na forma da avaliação termodinâmica do desempenho, da observação da condição física ou mecânica dos equipamentos. Exemplo disto é o trabalho de DUPUIS (1986) para turbinas a gás, e o trabalho de ZALETA (1997), para de turbinas a vapor. Ambos os autores seguem o enfoque antes comentado, só que aplicado ao diagnóstico do desempenho de apenas um dos equipamentos principais das centrais termelétricas. O uso do *PEPSE®* tem sido reportado por vários autores na realização da análise de desempenho de centrais termelétricas. SULLIVAN (1992) mostrou os resultados da análise de desempenho de uma central nuclear empregando a segunda lei da termodinâmica. SLANINA (1998) utilizou este software para realizar a análise de desempenho de uma central de ciclo combinado.

Capítulo 4

Métodos de diagnóstico

Em ASME PTC-PM (1993) se apresentam vários métodos que ajudam ao diagnóstico, como são:

- Diagramas ou ábacos de funcionamento, que relacionam variáveis com eficiências mediante um "mapa" do processo;
- Tabelas de diagnóstico que descrevem, detalhadamente, para cada causa, os efeitos visíveis, locais e colaterais, a forma de aparição e os padrões para sua identificação;
- Árvores lógicas e árvores de decisão que, partindo de uma observação, estabelecem uma ligação de seleções dicotômicas baseando-se numa avaliação qualitativa de algum parâmetro também observável.

Estes e outros métodos de diagnóstico da operação são brevemente comentados na seqüência.

4.1. Diagramas de funcionamento ou curvas de desempenho

Diagramas de funcionamento ou curvas de desempenho indicam as tendências gerais do diagnóstico de desempenho. Parâmetros objetivos, na forma de curvas de operação, são plotados e comparados com uma determinada condição de referência. Os desvios observados devem ser interpretados como causados por mudanças no modo de operação, mal-funções, ou falhas nos equipamentos. A Figura 4.1 ilustra o exemplo genérico de uma curva de desempenho. As curvas de desempenho são, geralmente, de natureza qualitativa, e oferecem os princípios fundamentais que regem as condições específicas de uma dada unidade. Elas

fornecem de maneira simples, e a um baixo custo-efetividade, a caracterização do desempenho do equipamento através de um processo dedutivo.

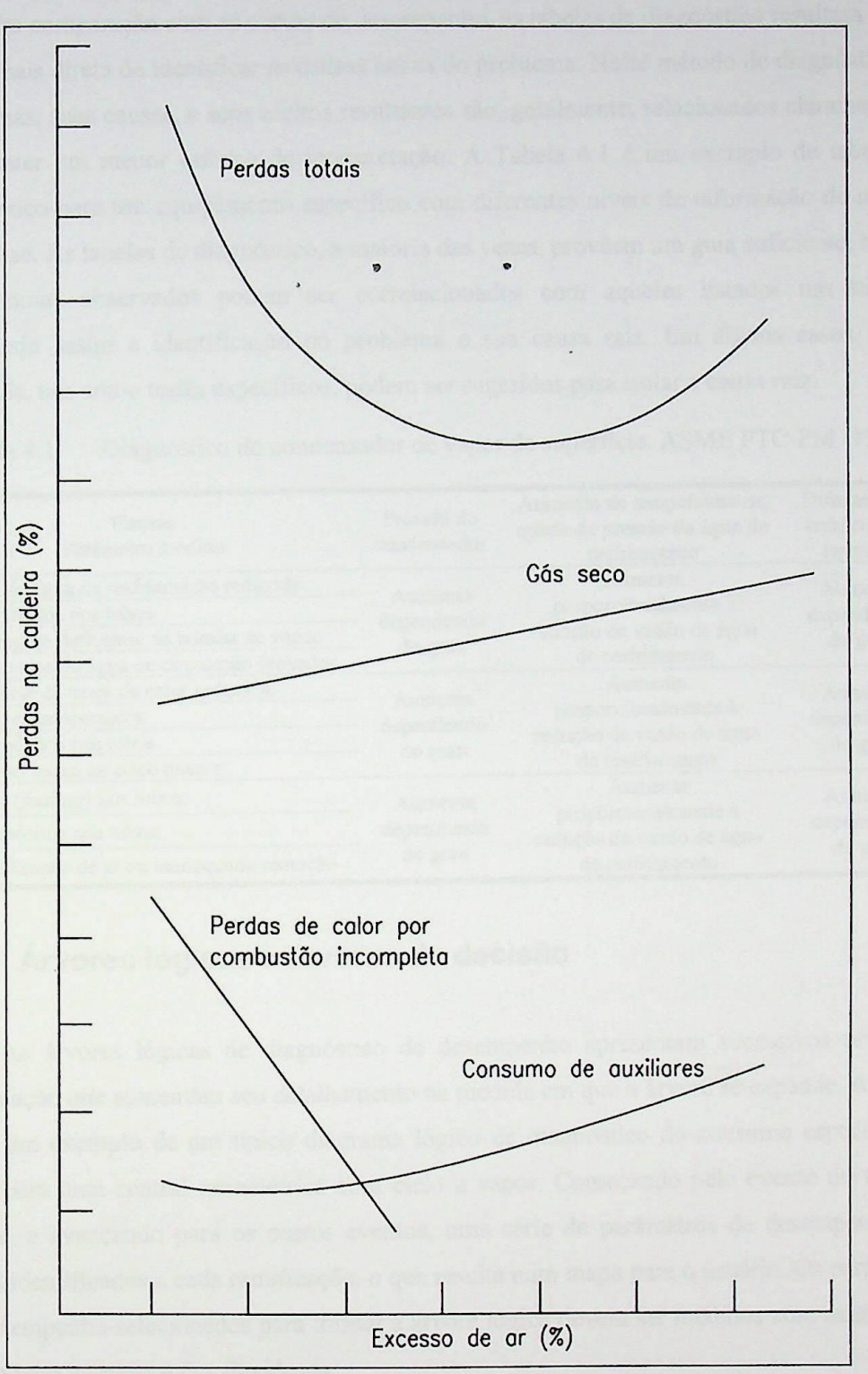


Figura 4.1 Curvas de desempenho para caracterizar as perdas na caldeira de uma central termelétrica a carvão. ASME PTC-PM (1993).

4.2. Tabelas de diagnóstico

Em comparação com as curvas de desempenho, as tabelas de diagnóstico resultam numa forma mais direta de identificar as causas raízes do problema. Neste método de diagnóstico os problemas, suas causas, e seus efeitos resultantes são, geralmente, relacionados claramente, o que requer um menor esforço de interpretação. A Tabela 4.1 é um exemplo de tabela de diagnóstico para um equipamento específico com diferentes níveis de informação de partida na análise. As tabelas de diagnóstico, a maioria das vezes, provêem um guia suficiente, tal que os sintomas observados podem ser correlacionados com aqueles listados nas tabelas, mostrando assim a identificação do problema e sua causa raiz. Em alguns casos, ações especiais, tais como testes específicos, podem ser sugeridos para isolar a causa raiz.

Tabela 4.1 Diagnóstico do condensador de vapor de superfície. ASME PTC-PM (1993).

Causas Parâmetro medido	Pressão do condensador	Aumento de temperatura ou queda de pressão da água de resfriamento	Diferença de temperatura terminal
Vazão de água de resfriamento reduzida:	Aumenta dependendo do grau	Aumenta proporcionalmente à redução da vazão de água de resfriamento	Aumenta dependendo do grau
(1) Depósitos nos tubos			
(2) Selagem deficiente na bomba de vácuo			
(3) Válvulas de água de circulação fechadas			
Superfície de troca de calor reduzida:	Aumenta dependendo do grau	Aumenta proporcionalmente à redução da vazão de água de resfriamento	Aumenta dependendo do grau
(1) Tubos tamponados			
(2) Depósitos nos tubos			
(3) Nível baixo no poço quente			
Sujeira (*fouling*) nos tubos:	Aumenta dependendo do grau	Aumenta proporcionalmente à redução da vazão de água de resfriamento	Aumenta dependendo do grau
(1) Depósitos nos tubos			
(2) Infiltração de ar ou inadequada remoção			

4.3. Árvores lógicas e árvores de decisão

As árvores lógicas de diagnóstico de desempenho apresentam sucessivos níveis de informação que aumentam seu detalhamento na medida em que a árvore se expande. A Figura 4.2 é um exemplo de um típico diagrama lógico de diagnóstico do consumo específico de calor para uma central termelétrica com ciclo a vapor. Começando pelo evento no topo da árvore, e avançando para os outros eventos, uma série de parâmetros de desempenho vão sendo identificados a cada ramificação, o que resulta num mapa para o usuário. Os parâmetros de desempenho selecionados para formar a árvore lógica devem ser medidos com exatidão tal que evitem interpretações duvidosas.

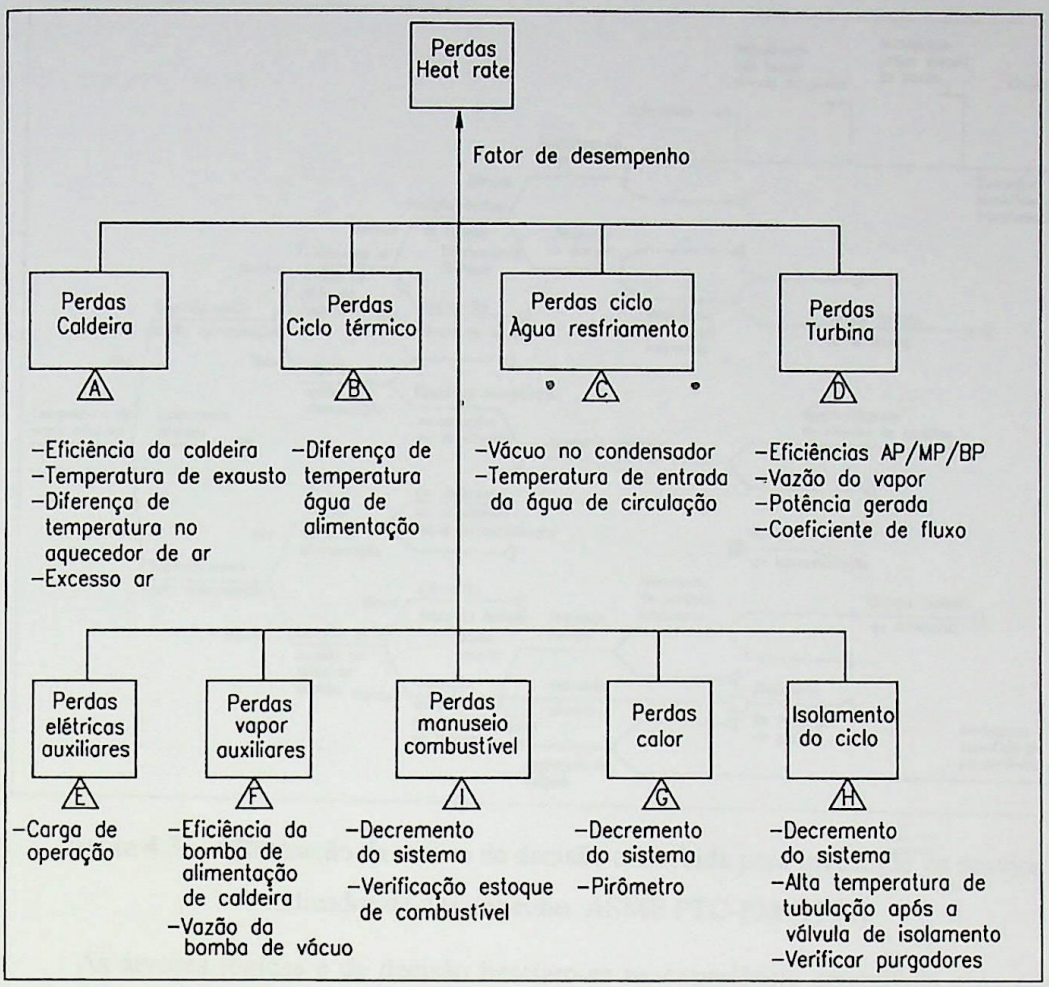


Figura 4.2 Diagrama principal da arvore lógica do consumo específico de calor para uma central termelétrica de ciclo a vapor. ASME PTC-PM (1993).

Estreitamente relacionados estão as árvores lógicas com as árvores de decisão, em quanto as primeiras não requerem critérios de decisão nas ramificações, as segundas requerem.

Focalizando nos sintomas da planta que são utilizados na operação e controle da unidade, as árvores de decisão são modelos usados como guias para determinar as causas raízes dos desvios nos indicadores de desempenho. A estrutura da árvore de decisão é tal que melhora a eficácia de identificação da causa potencial de desvio do desempenho. A concepção da árvore de desempenho deve maximizar o uso dos registros históricos de operação da unidade, permitindo que esta experiência seja incorporada nos futuros processos de decisões. A Figura 4.3 exemplifica uma árvore de decisão concebida para investigar os desvios da temperatura do vapor superaquecido final, com relação a seu valor objetivo, numa central termelétrica com ciclo vapor.

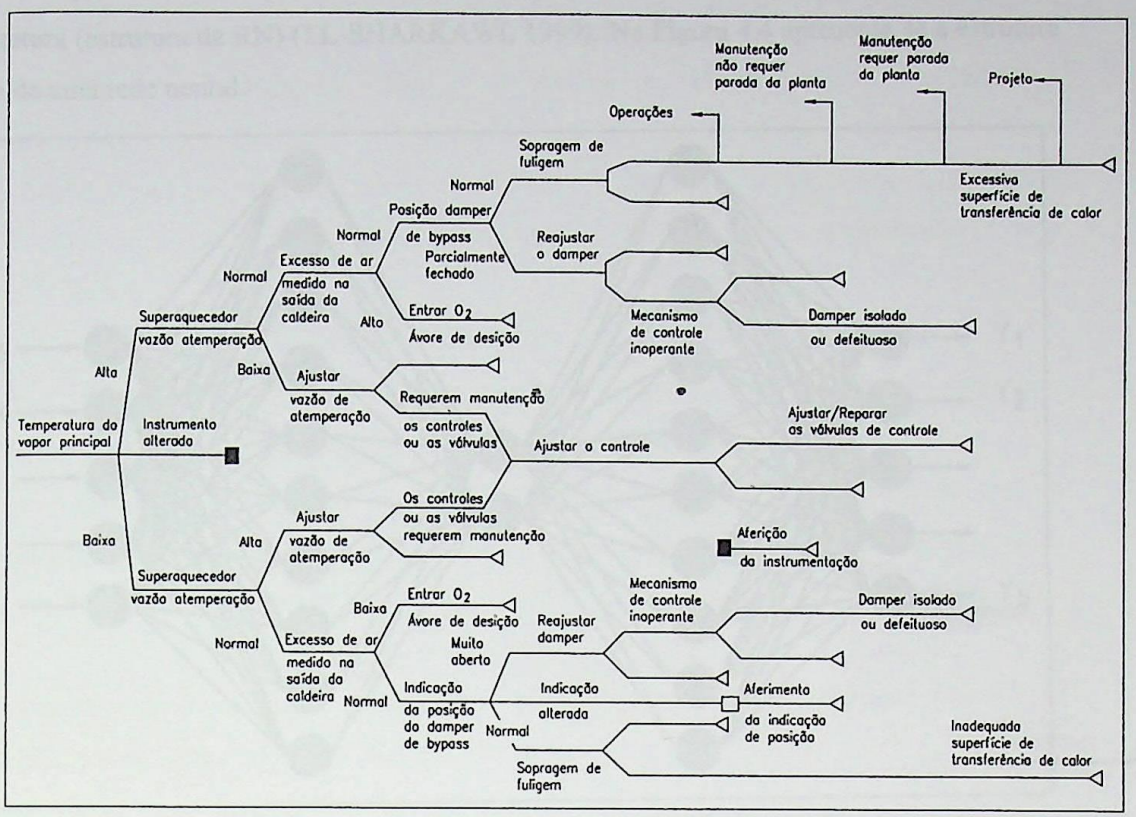


Figura 4.3 Ilustração da arvore de decisão concebida para investigar os desvios no indicador de desempenho. ASME PTC-PM (1993).

As árvores lógicas e de decisão baseiam-se na experiência acumulada e na confiança que se pode ter com relação aos mecanismos de identificação das causas que são equivalentes em plantas similares. As técnicas modernas de inteligência artificial têm encontrado um verdadeiro campo de aplicação no desenvolvimento de novas árvores para sistemas carentes de suficiente experiência acumulada. De outra parte, a automação da sistemática se apóia em funções de lógica difusa para avaliar as comparações de termos qualitativos como "alto", "baixo" e "normal". O sistema experto resultante pretende facilitar, ou guiar, o modelo mental do operador, que é, em última instância, quem valida o cenário diagnosticado e desencadeia as ações corretivas. Algumas das técnicas de inteligência artificial, que têm sido utilizadas para o diagnóstico, são comentadas a seguir.

4.4. Redes neurais

Uma rede neural (RN) pode ser definida como uma matriz de elemento processadores (ou neurônios) conectados, onde algoritmos (de diferentes tipos) são habilitados sobre sua

arquitetura (estrutura da RN) (EL-SHARKAWI, 1999). Na Figura 4.4 apresenta-se a estrutura típica de uma rede neural.

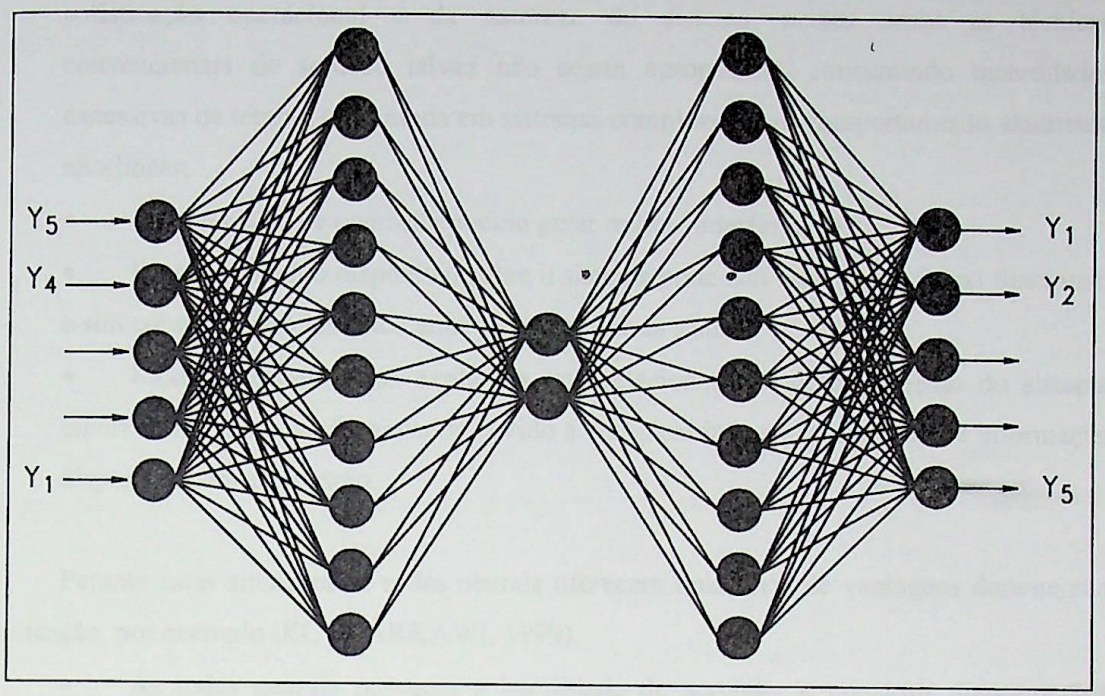


Figura 4.4 Estrutura típica de uma rede neural auto-associativa. EL-SHARKAWI (1999).

Redes neurais estimam funções de entrada-saída, sem a necessidade de conhecer o modelo matemático que relaciona as variáveis de entrada com as de saída. Por possuir esta característica pode-se dizer que as RN são estimadoras de modelos-livres. Elas "aprendem da experiência" com amostras de dados numéricos, e às vezes, lingüísticos (KOSKO, 1992). Diferentes tipos de arquiteturas de RN têm sido propostos para serem usados em aplicações de diagnóstico, entre elas: a rede neural perceberdora, a rede neural de filtro linear, a rede neural progressiva, a rede neural de quantização do vetor de aprendizagem e a rede neural de auto-organização. Um resumo e comparação sobre os tipos de redes neurais mencionados anteriormente pode ser visto em HASSAN et al (2003). Estes autores mostraram que as redes neurais perceberdoras e as redes neurais de quantização do vetor de aprendizagem foram melhores que as três restantes neste tipo de aplicação. Outros tipos de arquiteturas de RN não mencionadas aqui, da mesma forma que as anteriores, também podem ser aplicadas ao diagnóstico, por exemplo, as RN recursivas ou as associativas.

Um grande número de problemas, que possuem características comuns, pode ser resolvido empregando redes neurais, EL-SHARKAWI (1999), devido aos seus seguintes atributos:

- Os problemas do sistema necessitam ser resolvidos repetitivamente durante a operação e o controle em linha. A freqüência de solução depende do nível de sofisticação operacional e da natureza do sistema, nestes casos as técnicas convencionais de solução talvez não sejam apropriadas, consumindo quantidades excessivas de tempo, mais ainda em sistemas complexos com comportamento altamente não-linear;
- As condições de operação podem gerar muita "interferência";
- O conhecimento disponível sobre o sistema pode não estar numa forma funcional, e sim como registro histórico entre as entradas e as saídas;
- Modelos matemáticos explícitos que relacionem o comportamento do sistema talvez não possam ser formulados devido à complexidade e a quantidade de informação disponível sobre o mesmo.

Perante estas situações as redes neurais oferecem uma série de vantagens durante sua aplicação, por exemplo (EL-SHARKAWI, 1999):

- As redes neurais possuem a habilidade de aprender e construir mapeamentos complexos não-lineares a partir de exemplos entrada saída. A arquitetura da rede neural permite um treinamento simples sem a necessidade de um modelo estruturado;
- Variáveis de entrada podem ser facilmente adicionadas ou apagadas. Dados correlacionados e não-correlacionados podem ser utilizados;
- A rede neural possui alta capacidade de rejeição de interferência, podendo lidar de maneira efetiva com os processos reais;
- Executam muito rapidamente em tempo real, pois a maior parte dos cálculos é realizada durante o treinamento da rede neural, o qual é feito fora de linha.

Diferentes autores têm empregado recentemente as técnicas de redes neurais para a identificação das causas raízes e distintos tipos de falhas. Na seqüência citam-se de maneira resumida, algumas aplicações que, neste sentido, têm sido reportadas na literatura.

CAMPOREALE et al (2003) empregaram redes neurais progressivas para detectar as causas raízes da degradação de desempenho numa central termelétrica de ciclo combinado. DAMBROSIO et al (2002) destacaram as vantagens e propuseram o emprego de redes neurais progressivas como ferramentas de diagnóstico em turbinas a gás do tipo industrial. ROMESSIS et al (2001) propuseram o uso de redes neurais probabilísticas combinadas com redes neurais progressivas para integrar a informação estatística sobre falhas em máquinas

térmicas e como ferramenta de monitoração. PONG et al (2001) empregaram as redes neurais recursivas para a avaliação do diagnóstico de falhas em máquinas térmicas e como ferramentas de monitoração. LU et al (2001) utilizaram as redes neurais para isolar causas raízes em falhas presentes em turbinas a gás do tipo aeroderivativas. ROEMER & KRACPRZYNSKI (2000) introduziram elementos finitos baseados em redes neurais para o diagnóstico de falhas em maquinarias. Estes autores empregaram modelos de elementos finitos em mancais de rotor para gerar dados que treinaram as redes neurais para a identificação de falhas a partir da medição de vibrações. LI & FAN (1999) descreveram um método baseado em redes neurais para o diagnóstico das falhas mais freqüentes que acontecem num compressor tipo parafuso. Neste caso os autores combinaram redes neurais progressivas para identificar a dinâmica do compressor, com redes neurais recursivas para quantificar qualitativa e quantitativamente as falhas no sistema. DEPOLD et al (1999) empregaram as redes neurais progressivas para o diagnóstico de falhas em turbinas a gás a partir da detecção automatizada de tendências de falhas. GLUCH (1997) propôs a aplicação de redes neurais recursivas para a análise de diagnóstico num grupo de estágios de turbinas a vapor. GLUCH & KRZYZANOWSKI (1996) propuseram a aplicação de redes neurais recursivas para a identificação de perdas de eficiência em componentes de centrais de ciclo combinado.

É importante salientar que existe um outro ramo de aplicação das redes neurais no sub-setor da geração de eletricidade. Estas técnicas contam atualmente com ampla aplicação no desenvolvimento dos sistemas modernos de controle automático da operação de centrais termelétricas.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
Biblioteca
MAUÁ
BIM

4.5. Lógica Fuzzi

Existe uma semelhança muito grande entre as Redes Neurais e a Lógica Fuzzi, enquanto a primeira trabalha com neurônios a segunda trabalha com set (conjuntos). Um set de n - neurônios define uma família de n - dimensões de conjuntos Fuzzi. Ambos os métodos processam informações de maneira imprecisa. As Redes Neurais definem modelos de comportamento sem explicitar regras, porém a Lógica Fuzzi estima funções e sistemas de controle com uma descrição parcial do comportamento do sistema (KOSKO, 1992).

A Lógica Fuzzi foi proposta pela primeira vez por ZADEH (1965), como um modelo geral das incertezas encontradas nos sistemas de engenharias. As incertezas na Lógica Fuzzi são tipicamente tratadas como ambigüidades ou conflitos, que não podem ser representados

naturalmente por conceitos probabilísticos. A incerteza pode surgir numa ampla variedade de formas, e é encontrada em muitos problemas que se apresentam na geração termelétrica, entre eles, a medição de parâmetros, as flutuações em parâmetros, as variações de carga, etc. Na prática, a incerteza verifica-se em todo o processo de geração, desde o conhecimento do desempenho do sistema, até os objetivos a serem alcançados durante a operação. A Lógica Fuzzi pode ser empregada na solução dos problemas de incertezas que se apresentam na geração termelétrica por possuir as seguintes características (TOMOSOVIC, 1999):

- Permite métodos de apresentação das declarações em linguajem natural;
- Permite a modelagem das incertezas onde a estatística não é aplicável ou imprecisa, por exemplo, quando se trata de intervalos de probabilidades;
- Permite elaborar modelos quando a informação está disponível na forma de declarações subjetivas (medições fuzzi de comportamento e possibilidades);
- Permite realizar medições de qualidade das declarações subjetivas (medição de ambigüidade e confusão);
- Permite a integração de métodos lógicos e numéricos;
- Permite criar modelos para resolver problemas com objetivos múltiplos conflitantes;
- Possui um forte fundamento matemático.

No campo da avaliação subjetiva de incertezas para a tomada de decisões no contexto da geração termelétrica a Lógica Fuzzi pode ser aplicada para:

- Medição de interferências;
- Avaliação de erros;
- Estimativa de tempo de ocorrência de eventos;
- Predição da demanda;
- Estimativa de riscos;
- Definição dos objetivos econômicos;
- Estabelecimento dos limites de operação;
- Estabelecimento dos limites de cargas dos equipamentos;
- Etc.

As técnicas de Lógica Fuzzi contam com maior aplicação nos sistemas baseados em regras. Nestes casos as incertezas estão associadas com regras específicas estabelecidas no

sistema. Isto faz à Lógica Fuzzi extremamente interessante para resolver problemas de diagnóstico, uma vez que chega a ser oneroso desenvolver modelos numéricos precisos para determinar todos os tipos de falhas. Neste sentido podem-se citar as seguintes aplicações:

- Análises de contingências;
- Monitoração e diagnóstico;
- Controle de freqüência;
- Despacho de geração;
- Gerenciamento de carga;
- Controle de voltagem e potência reativa;
- Etc.

O artigo apresentado por ROEMER et al (2000) exemplifica a aplicação prática da Lógica Fuzzi, num sistema de monitoração desenvolvido para a seção de alta pressão de uma turbina a vapor de 700 MW que opera a parâmetros supercríticos. Segundo estes autores, o algoritmo de monitoração e diagnóstico está formado por cinco sub-algoritmos principais:

- Seleção dos parâmetros de desempenho. Os parâmetros de desempenho foram selecionados sobre a base de garantir um nível de redundância suficiente que garanta a validação do algoritmo sem complexidade adicional;
- Correção de dados. Calcula valores equivalentes aos dados registrados nas medições para a condição de operação;
- Validação de dados. Testes de validação de dados são aplicados para detectar anomalias nas leituras;
- Análise das tendências estatísticas. São empregadas para detectar indícios de falhas de desempenho, e trabalham com os valores médios dos parâmetros de desempenho validados e corrigidos;
- Aplicação da Lógica Fuzzi. É utilizada para, a partir de todas as informações obtidas anteriormente, processar os desvios e pré-dizer a causa raiz da degradação do desempenho.

Na Figura 4.5 mostra-se uma das telas do software de monitoração e diagnóstico apresentado por ROEMER et al (2000). Cabe destacar que o sistema é projetado para funcionar via Internet.

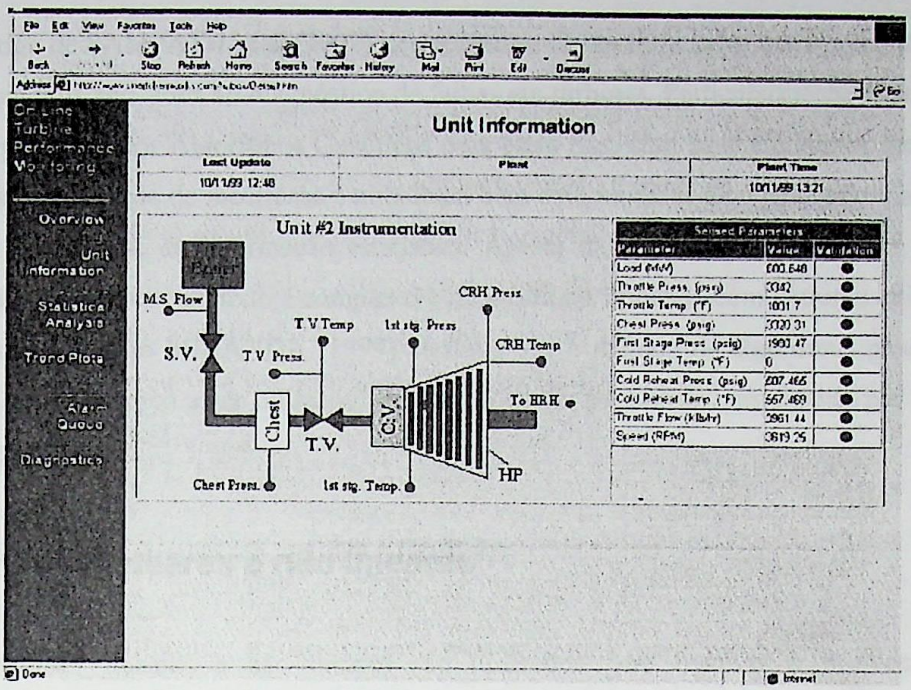


Figura 4.5 Tela de parâmetros monitorados. ROEMER et al (2000).

4.6. Algoritmos genéticos

As técnicas de Algoritmos Genéticos podem vir a complementar às de Lógica Fuzzi. As técnicas de Algoritmos Genéticos são modelos de uma máquina de aprendizagem, os quais se derivam de metáforas de alguns mecanismos evolutivos existentes na natureza (MIRANDA, 1999). Isto é feito pela criação, dentro de uma máquina, de uma população de indivíduos representados por cromossomos, em essência um conjunto de fios de caracteres que são semelhantes à base de 4 cromossomos que há no DNA humano. Os indivíduos da população movem-se num processo similar de evolução. Os Algoritmos Genéticos mais usados empregam comprimento fixo do fio de caracteres. Na prática o modelo genético se implementa em matrizes de bits ou caracteres que representam os cromossomos. As operações de manipulação de um simples bit permitem realizar, quando combinadas, outras mais complexas como reprodução, mutação, etc. Quando o Algoritmo Genético é implementado a maioria das vezes percorre o seguinte ciclo: avaliação da capacidade de adaptação de todos os indivíduos da população, criação de uma nova população, criação, a partir dos indivíduos avaliados, de uma nova população realizando operações de seleção, reprodução, adaptação, criação de novos indivíduos, descarte da velha população, e iteração empregando a nova população.

No artigo de SAMPATH et al (2002) descrevem-se as oportunidades que apresentam os métodos modernos aplicados ao diagnóstico de falhas em turbinas. Particularmente os autores destacam o potencial dos Algoritmos Genéticos para estes fins, com base em que os mesmos são robustos na avaliação de incertezas e trabalham bem com modelos altamente não-lineares, requerendo um mínimo de informação estatística. Apesar das vantagens encontradas, estes autores assinalam que este método é complexo e necessita ser aplicado com extremo cuidado. Neste sentido, o próprio MIRANDA (1999) atestava que o método de algoritmos genéticos devia ser o último recurso a ser utilizado na solução destes problemas, justamente por causa da sua complexidade.

4.7. Métodos lineares e não lineares

Os métodos lineares e não-lineares são utilizados para resolver o problema de diagnóstico seguindo a idéia de que os desvios nos indicadores de desempenho são determinados a partir de dados medidos. As medições são comparadas com valores de referência (dia zero, estado limpo, etc.). A solução do problema consiste em determinar os desvios nos indicadores de desempenho, a partir de suas medições, e avaliar o estado do equipamento com base nesta estimativa.

As primeiras técnicas, propostas por URBAN (1972), baseavam-se na formulação de um sistema de equações lineares que relacionavam medições e desvios de parâmetros. O autor partia do principio em que os valores preditos dos parâmetros de desempenho estão muito perto dos possíveis valores das medições. O sistema é linear por que assume pequenos desvios nos parâmetros, permitindo a simplificação dos termos de ordem superior. Esta formulação básica tem mostrado sucesso na prática, sendo usada em diversos sistemas comerciais desenvolvidos por fabricantes de turbinas a gás. Mais informações sobre estes sistemas comerciais podem ser consultados em DOEL (1994), URBAN & VOLPONI (1992) e BARWEL (1987).

Paralelamente aos métodos lineares de diagnóstico têm-se desenvolvido também os métodos não-lineares. A não linearidade consiste no fato em que as variáveis medidas são relacionadas aos parâmetros de desempenho através de modelos termodinâmicos altamente não-lineares. Nestes métodos mantêm-se a mínima diferença entre os valores preditos e os valores medidos. Para a solução formula-se um problema de minimização empregando diversas expressões ou abordagens. Uma função objetivo do tipo soma de quadrados, minimizada com algoritmos numéricos convencionais foi usada por STAMATIS et al (1990).

Uma matriz Jacobiana foi empregada por ESCHER & SING (1995) para formular um algoritmo de cálculo não-linear, composto de sucessivas aplicações lineares. A soma dos valores absolutos, minimizada através de um Algoritmo Genético, foi a estratégia usada por ZEDDA & SINGH (1999). A exploração de informação de pontos de operação individuais, visando avaliar o estado da máquina empregando um algoritmo genético como otimizador, foi investigada por GRONSTEDT (2002). Uma abordagem estatística, com uma função objetivo combinando funções quadráticas e modulares foi usada por GRODENT & NAVEZ (2001). O uso de uma função objetivo, incorporando soma de quadrados e valores absolutos, foi proposto por MATHIOUDAKIS et al (2002). Uma abordagem combinatória, resolvendo o mínimo possível de combinações de parâmetros e variáveis, e logo selecionado as soluções mais apropriadas foi proposto por ARETAKIS (2002).

Desenvolver e testar um procedimento de identificação de falhas, na seção de fluxo de uma turbina a gás, com um modelo dinâmico não linear foi o principal objetivo do trabalho publicado por YEPIANOF & LOBODA (2003). Estes autores aplicam um procedimento estatístico para analisar as possibilidades de diagnóstico do procedimento desenvolvido.

Uma comparação entre os métodos lineares e não-lineares foi realizada por KAMBOUKOS & MATHIODAKIS (2003). Os autores verificaram a tendência à precisão reduzida dos métodos lineares, mas demonstraram que a influência sobre a exatidão é diferente para os distintos parâmetros de diagnóstico. Neste sentido observaram que os parâmetros com taxas de variação lineares são altamente precisos e sua estimação por métodos lineares é muito exata. A inexatidão é observada substancialmente em parâmetros com taxas de variação de comportamento não-linear, como por exemplo, a temperatura de entrada da turbina.

4.8. Entrada/Perdas

A detecção do desvio num determinado indicador de desempenho e o diagnóstico das causas do mesmo é o objetivo genérico que se estabelece ao implementar qualquer método de monitoração e diagnóstico de desempenho. A maneira mais tradicional de localizar estes desvios é a observação das perdas que acontecem durante a operação da central termelétrica. O método Entradas/Perdas constitui esta forma de realização do diagnóstico do desempenho. Este método consiste em estabelecer, ou adotar, métodos padronizados que determinam as entradas à planta, principalmente com combustível, o que permite quantificar a quantidade de energia consumida. Logo se estabelecem as relações matemáticas (balanços de energia, por

exemplo) entre as variáveis de monitoração e os indicadores de desempenho, permitindo monitorar os desvios nestes últimos e calcular as perdas de energia de entrada equivalentes a cada uma delas.

O trabalho de RODGERS et al (2002) apresenta a aplicação do método Entrada/Perdas à monitoração e o diagnóstico de uma central termelétrica a carvão com ciclo a vapor. Os autores conseguiram aumentar a eficiência térmica da planta aplicando o método de monitoração e identificação de perdas na caldeira. A relação matemática principal estabelecida relacionou a eficiência da caldeira como um múltiplo da eficiência de combustão com a eficiência de absorção de calor. Por sua vez, ambas as eficiências foram relacionadas às variáveis de monitoração. No caso da eficiência de combustão, utilizou-se à energia de entrada com o combustível e às concentrações dos gases de combustão. No caso da eficiência de absorção aos calores sensíveis das saídas, entre elas, energia do vapor, calor perdido nas cinzas, pulverização do combustível, sopragem de fuligem, etc.

No caso do trabalho de GAMBINI e VELHINI (2002) trata-se da aplicação do método Entrada/Perdas para a elaboração de um programa de monitoração de desempenho numa central termelétrica de ciclo combinado. Neste caso a relação matemática que se estabeleceu foi o balanço de energia para cada componente e em toda a central, comparando-se em tempo real indicadores de desempenho da planta com valores de referência previamente definidos para a condição de operação.

O trabalho apresentado por SCHMIT (1999), aplicado a centrais termelétricas de ciclo combinado, focaliza a aplicação do método Entradas/Perdas mediante a execução de testes de desempenho seguindo os procedimentos indicados nas normas da ASME PTCs. Neste sentido o autor aborda extensivamente os diferentes problemas que se podem apresentar com a instrumentação, sugerindo diversos instrumentos de medição como alternativas em medições complicadas, por exemplo, vazão de ar no compressor da turbina a gás. Outro aporte interessante do trabalho são os parâmetros indicadores de desempenho que o autor sugere que sejam utilizados. Complementa este trabalho, o artigo apresentado por PRATT & PRUDÊNCIO (1999), que no sentido das aplicações da Norma ASME PTC 46, concentra-se em determinar os fatores de correção dependentes de múltiplas variáveis.

4.9. Termoeconômico

A Termoeconomia combina os fundamentos da termodinâmica com os da economia para a solução de problemas. A aplicação da Termoeconomia pode recorrer apenas ao uso da

primeira lei da termodinâmica, porém, a tendência atual é a do uso da segunda lei e da propriedade exergia. Nesta segunda tendência, nos últimos anos, tem-se verificado o potencial desta ferramenta para a solução do problema de diagnóstico em centrais termelétricas, tanto mediante a localização de irreversibilidades nos diferentes equipamentos que conformam a central, quanto mediante a identificação de mal-funções intrínsecas ou induzidas.

A aplicação do método Termoeconômico ao diagnóstico da operação de centrais termelétricas tem sido apresentada por diversos autores. VALERO et al (1995b) mostram a estrutura de um sistema de diagnóstico quantitativo que opera em intervalos de cinco minutos, realizando o diagnóstico mediante a comparação das condições reais de operação com metas de operação pré-estabelecidas. O sistema é aplicado a uma central termelétrica a carvão com o ciclo a vapor de 350 MW de capacidade de operação. O procedimento de diagnóstico termoeconômico avalia as mal-funções nos diferentes componentes e quantifica o impacto em insumos que as mesmas acarretam. Esta mesma linha de raciocínio foi aplicada por LOZANO et al (1994). Métodos para determinar mal-funções intrínsecas e induzidas são apresentados por ZALETA et al (1997). Os autores trabalham com parâmetros internos e as temperaturas de dissipação, aplicando a metodologia a uma central termelétrica com ciclo a vapor com reaquecimento.

CORREAS et al (1999) reporta a aplicação da metodologia de diagnóstico termoeconômico a uma central termelétrica de ciclo combinado com capacidade de geração de 280 MW, mostrando-se o diagnóstico de desempenho com resultados obtidos a partir da coleta de dados reais da operação. Os resultados alcançados pelos autores indicam que a reconciliação de dados garante exatidão suficiente para a realização da análise termoeconômica, e como o impacto em insumo estimado pode ser associado com causas físicas de degradações.

O artigo apresentado por VALERO et al (1995a) introduz os princípios da Termoeconomia e explica de maneira detalhada como os mesmos são aplicados no sistema *TDG*® (*Thermoeconomic DiaGnosis*) apresentado no capítulo anterior.

Outros métodos de diagnóstico como, por exemplo, os Filtros de Kalmam, podem ser encontrados na literatura e não serão tratados aqui. Outros trabalhos publicados sobre o diagnóstico de funcionamento de centrais termelétricas são oportunamente referenciados no item a seguir.

4.10. Aplicações do diagnóstico de desempenho reportadas na literatura

O objetivo principal deste item é de relacionar resumidamente algumas aplicações dos diferentes métodos de diagnóstico que foram encontradas durante a revisão bibliográfica, enfatizando uma vez mais a atualidade do tema. Na seqüência mencionam-se os aspectos tratados em diversos artigos técnicos relativos ao tema diagnóstico de funcionamento e os seus métodos.

GARDZILEWICZ et al (2003) apresentam um sistema de diagnóstico para a central termelétrica a vapor de Turow. O sistema emprega o método termoeconômico de diagnóstico avaliando, a partir da primeira lei da termodinâmica, a degradação nos diferentes componentes e prognostica, com base em indicadores econômicos, as ações de monitoração a serem executadas. O diagnóstico é feito com base na comparação entre um estado de referência e um estado real, tal como se apresenta na Figura 4.6, onde se ilustra o diagnóstico da linha de expansão da turbina a vapor. Em algarismos romanos são indicados os pontos onde são feitas as extrações. Nesta figura se observam perdas de rendimento nas seções de alta e baixa pressão da turbina a vapor, indicadas pelo aumento de entropia nos diferentes pontos da expansão real.

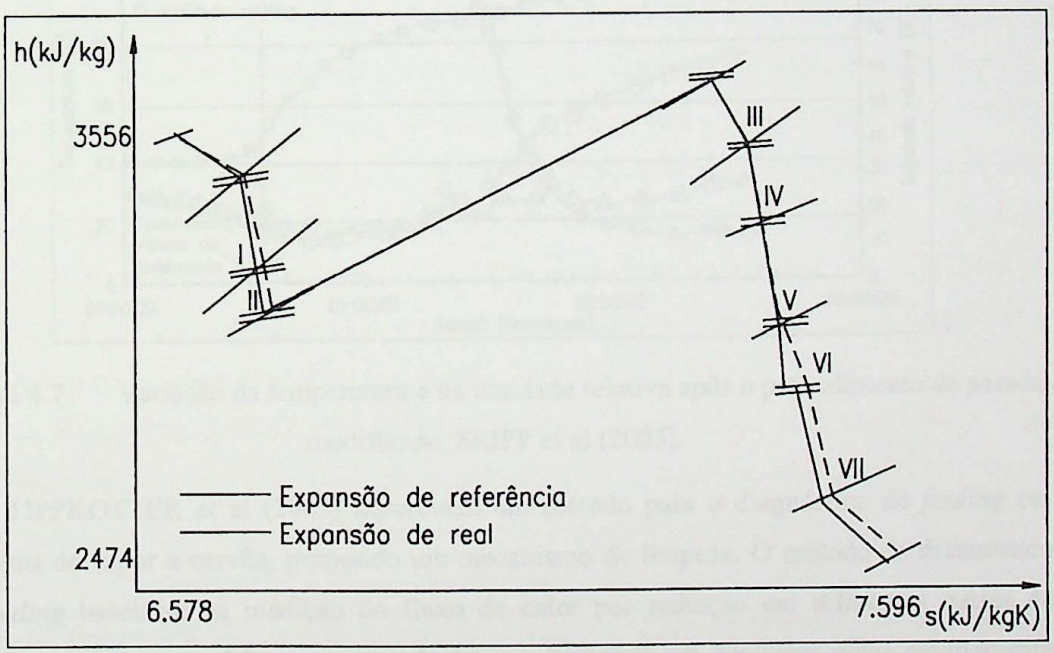


Figura 4.6 Diagnóstico de eficiência com base na linha de expansão da turbina a vapor – real e de referência. GARDZILEWICZ et al (2003).

DEWALLEF & LÉONARD (2003) visam a monitoração do desempenho em linha de um turbofan. Os autores aplicam o método dos Filtros de Kalmam estendido à análise da seção de fluxo no interior da máquina, a partir de sua instrumentação característica. Como parte da análise os autores avaliam a degradação durante o transiente da turbina a gás.

SEIPP et al (2003) estabelecem um procedimento de diagnóstico da corrosão em turbinas a vapor de baixa pressão a partir da análise de medições de variáveis termodinâmicas. O método chamado de *CECD* (*Cold End Corrosion Diagnostic*) foi desenvolvido pela ALSTOM e estabelece os procedimentos analíticos e define a instrumentação necessária para identificar as causas de corrosão na área de exaustão da turbina a vapor. A aplicação deste método permite modificar os procedimentos de parada da turbina a vapor perante o desligamento por curtos períodos de tempo (finais de semana, por exemplo). Na Figura 4.7 se mostram as curvas de temperatura e umidade relativa depois da parada da unidade 4 da central termelétrica de Elverlingsen, no dia 26 de agosto de 2000. Com base nesta figura pode-se observar como, depois de controlar o excesso de refluxo de condensado durante a parada, conseguiu-se diminuir, em menos de duas horas, a umidade relativa até valores inferiores a 40%, minimizando assim a corrosão na área de exaustão da turbina.

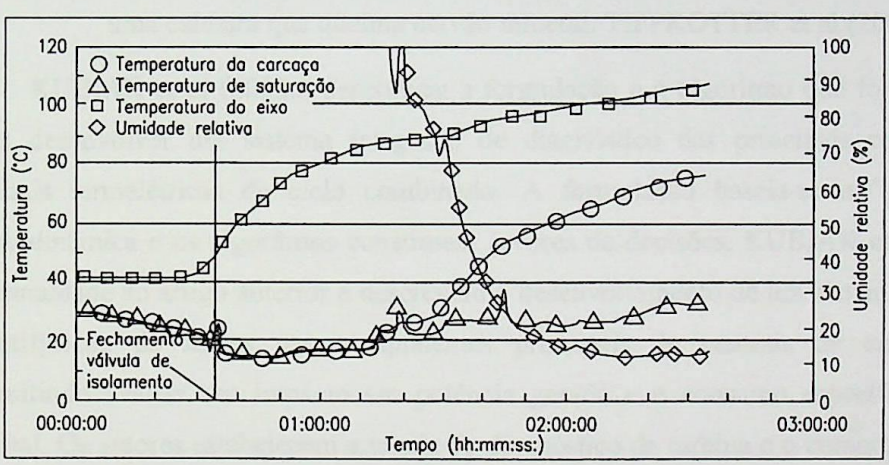


Figura 4.7 Variação da temperatura e da umidade relativa após o procedimento de parada modificado. SEIPP et al (2003).

TIPPKOTTER et al (2003) descrevem um método para o diagnóstico de *fouling* em caldeiras de vapor a carvão, propondo um mecanismo de limpeza. O método de diagnóstico do *fouling* baseia-se na medição do fluxo de calor por radiação em diferentes partes da Fornalha. A limpeza é feita com jatos de água pulverizada em pequenas gotas devidamente direcionadas. Na Figura 4.8 os autores mostram a variação do fluxo de calor no tempo. É interessante destacar como se indica presença de *fouling* com base na figura. Observe-se que

nos intervalos "a" e "c" o fluxo de calor é praticamente constante, porém com uma tendência leve de queda. No intervalo "b" onde se observa uma queda súbita do valor do fluxo de calor, é o início do *fouling*, o que pode ser interpretado devido à variação do sinal captada pelo sensor.

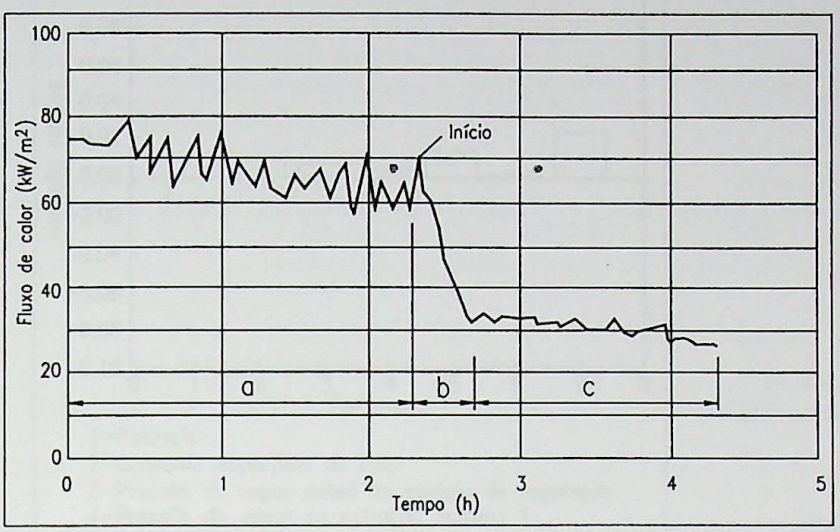


Figura 4.8 Variação no tempo do fluxo de calor em diferentes zonas de uma fornalha de uma caldeira que queima carvão mineral. TIPPKOTTER et al (2003).

KUBIAK et al (2002a) descrevem a formulação e o algoritmo que foram empregados para desenvolver um sistema integrado de diagnóstico das principais componentes das centrais termelétricas de ciclo combinado. A formulação baseia-se na primeira lei da termodinâmica e os algoritmos constituem árvores de decisões. KUBIAK et al (2002b) dão continuidade ao artigo anterior e descrevem o desenvolvimento de um sistema experto para a identificação de falhas nas componentes principais de centrais de ciclo combinado, permitindo avaliar seu impacto em potência gerada e o consumo específico de calor da central. Os autores estabelecem a tabela de diagnóstico da turbina e o compressor associando as falhas com os sintomas e suas causas.

GLUCH & KRZYZANOWSKI (2000), fazendo uso das técnicas de simulação, investigam como as causas da degradação na turbina de alta pressão de uma central termelétrica a vapor de 200 MW afetam o desempenho do ciclo. Um dos resultados da simulação apresentado pelos autores se ilustra na Figura 4.9, onde se mostra o desvio dos parâmetros medidos no ciclo devido a máxima degradação assumida da rugosidade na superfície das paletas no primeiro estágio. É conveniente destacar a sensibilidade do sistema para capturar o impacto da degradação nos diferentes parâmetros termodinâmicos que são monitorados. Todos os resultados analisados permitiram aos autores indicar os principais

tipos de degradação à entrada da turbina a vapor de alta pressão que são, a princípio, mais influentes na economia operacional da turbina, são eles: selagem da caixa de bocais, sistema de selagem interno das pás e turbulência na saída das pás.

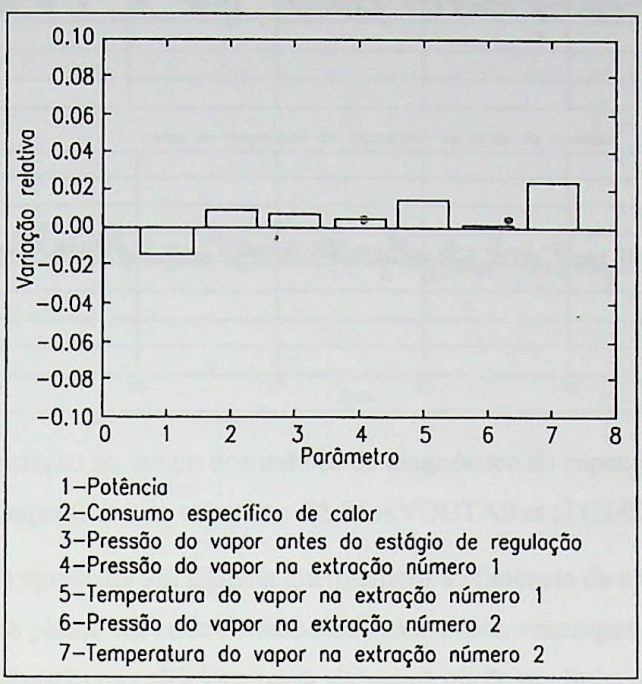


Figura 4.9 Impacto no parâmetro medido do ciclo devido à máxima degradação assumida na rugosidade da superfície das pás. GLUCH & KRZYZANOWSKI (2000).

ROEMER & KACPRZYNSKI (2000) fazem uma coletânea das diferentes tecnologias e métodos que podem ser empregados para a realização do diagnóstico e do prognóstico do desempenho.

TSALAVOUTAS et al (2000) apresentam um sistema para a monitoração e o diagnóstico do desempenho de turbinas a gás em tempo real. O sistema baseia-se no método termoeconômico localizando mal-funções a partir de dados coletados em medições de campo. Como resultados se reportam os desvios nos indicadores de desempenho monitorados, se indicando limites permissíveis para a tomada de ações corretivas. Um exemplo dos resultados que podem se obter com este sistema se ilustra na Figura 4.10. Na mesma se apresentam os resultados da monitoração dos índices de diagnóstico da capacidade de vazão do compressor e do expansor de uma turbina a gás. É interessante comentar dois aspectos a partir destes resultados: (i) a alta sensibilidade que precisa ter o sistema para captar as pequenas variações destes indicadores, e (ii) como ambos os indicadores variam muito pouco ao longo do tempo, o que é típico de turbinas a gás que operam queimando gás natural, em lugares com alta qualidade do ar e que possuem um sistema eficiente de filtragem do ar.

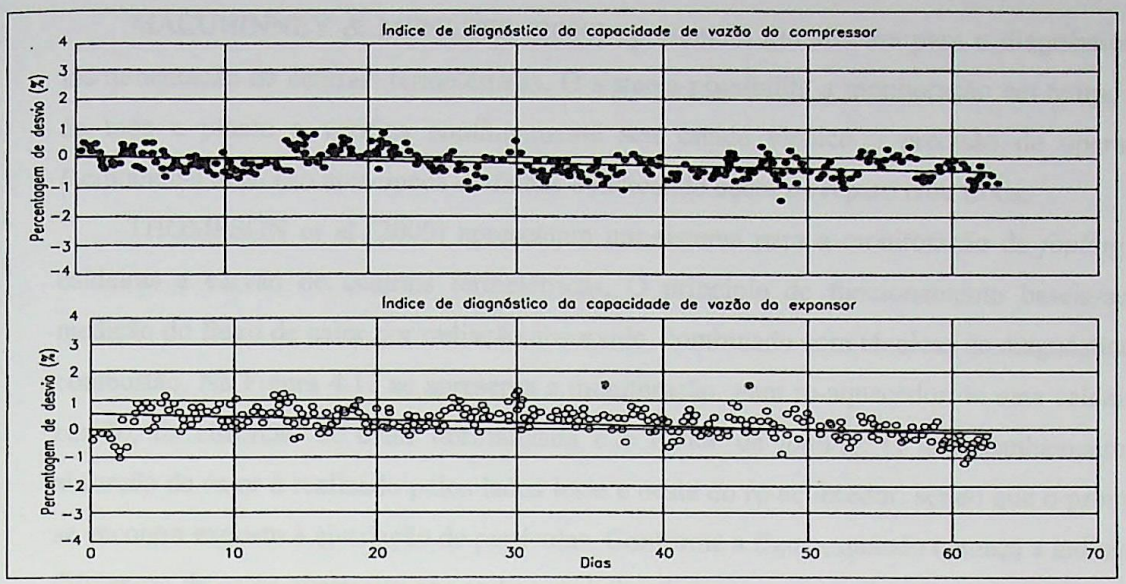


Figura 4.10 Variação no tempo dos índices de diagnóstico da capacidade de vazão do compressor e do expansor. TSALAVOUTAS et al (2000).

JAMES (2000) apresenta um sistema que melhora a eficiência de caldeiras e o consumo específico de calor da planta em centrais termelétricas a vapor, empregando a otimização com redes neurais da combustão na caldeira a partir da monitoração em linha de O_2, CO e NO_x. Os resultados da monitoração do rendimento da caldeira onde foi implementado o sistema são apresentados na Figura 4.11. A linha de tendência mostrada na figura indica o aumento conseguido com a entrada de operação do sistema a partir do mês de maio. O sistema segue o objetivo de maximizar o rendimento da caldeira mantendo nos limites permissíveis as concentrações de CO e NOx, o que é conseguido controlando o ar de combustão e a injeção de amônia.

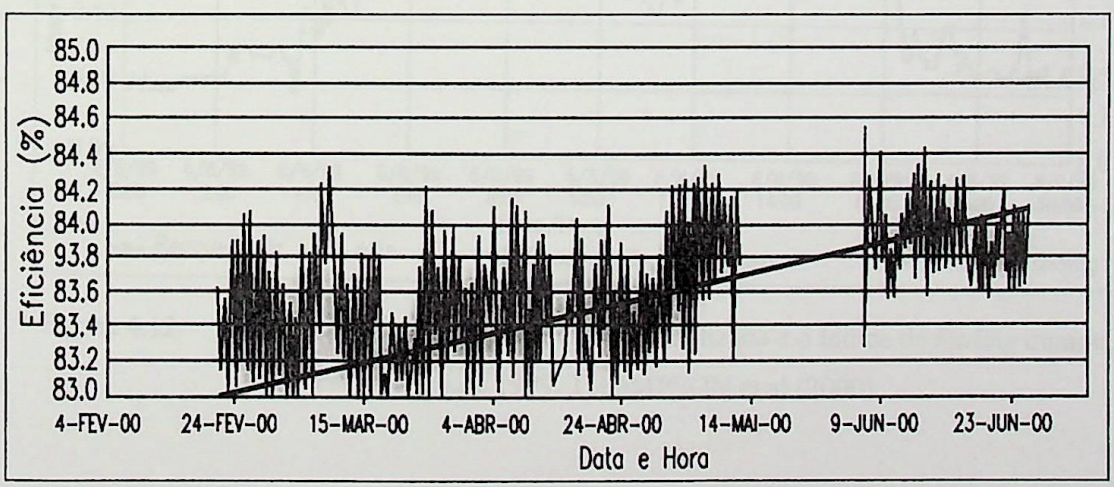


Figura 4.11 Comportamento do rendimento da caldeira. JAMES (2000).

MACUHINNEY & MENEZES (2000) apresentam um sistema para o diagnóstico da instrumentação de centrais termelétricas. O sistema possibilita a monitoração em tempo real de toda a planta e verifica continuamente seu estado técnico e precisão de operação, facilitando a detecção antecipada de falhas e indicando ações de reparo e/ou troca.

THOMPSON et al (2000) apresentam um sistema para a monitoração de *fouling* em caldeiras a carvão de centrais termelétricas. O principio de funcionamento baseia-se na medição do fluxo de calor por radiação absorvido, combinado com técnicas de diagnóstico da combustão. Na Figura 4.12 se apresenta a monitoração, num re-aquecedor de uma caldeira a carvão, da absorção de calor normalizada e o índice de *fouling*. O acompanhamento da absorção de calor é realizado pelos lados leste e oeste do re-aquecedor, sendo que o primeiro se encontra exposto à elutriação de partículas. Conforme a figura, quando começa a indicar-se diferenças de calor absorvido em ambos os lados do re-aquecedor, há aumento do índice de *fouling* o que se deve ao depósito do material arrastado sobre a superfície dos tubos. Com base nesta informação, o software indica ao operador algumas ações que podem ser executadas para reduzir o potencial de *fouling*, entre elas: sopragem agressiva de fuligem, aumento de excesso de ar (se possível), remover um ou mais queimadores de serviço, etc.

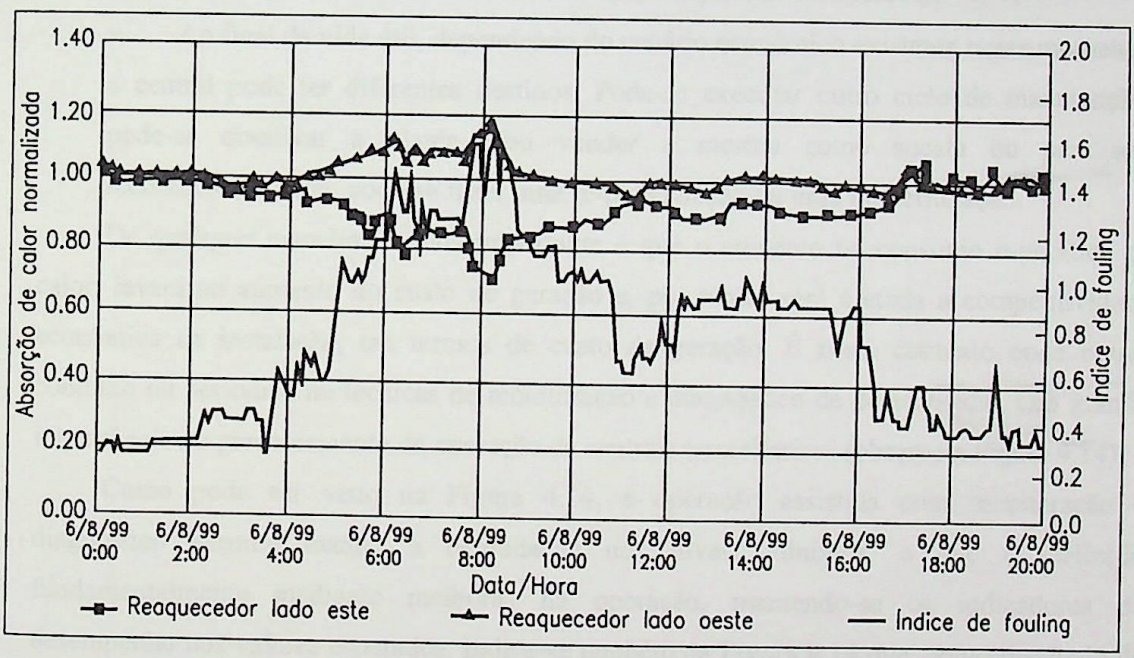


Figura 4.12 Comparação da absorção de calor normalizada e o índice de *fouling* durante o mês de junho de 1999. THOMPSON et al (2000).

4.11. A respeito da importância da monitoração e o diagnóstico do desempenho para o gerenciamento das centrais termelétricas

Deve-se entender que numa central termelétrica que opere dentro dos limites de operação normal, é comum que se desvie do seu desempenho previsto o que pode ser ocasionado por múltiplas causas. Observe-se, por exemplo, na Figura 4.13 a tendência de evolução do consumo específico de calor ao longo da vida útil da instalação, a partir da qual podem-se fazer algumas colocações importantes:

- Entre ciclos de manutenção existe uma forte degradação do consumo específico de calor;
- Após uma manutenção de grande porte, que tem lugar tipicamente a cada cinco anos (40.000 horas), recupera-se parte da degradação, porém é economicamente inviável eliminá-la completamente;
- Este processo degradativo - recuperativo tem caráter cíclico, onde a degradação adquire sempre níveis maiores com o passar dos anos (observe na Figura 4.13 o ΔCEC cinco, dez e quinze anos e a tendência da degradação não recuperada);
- Ao final da vida útil, dependendo do cenário econômico existente nesse momento, a central pode ter diferentes destinos. Pode-se executar outro ciclo de manutenção, pode-se desativar a planta e/ou vender a mesma como sucata ou para seu recondicionamento, pode-se fazer uma re-potenciação ou uma modernização.

De qualquer maneira, o mais importante é que o aumento no consumo específico de calor, levará ao aumento do custo de geração e, por tanto, será afetada a competitividade econômica da instalação, em termos de custo de geração. É neste contexto onde o uso contínuo ou periódico de técnicas de monitoração e diagnóstico de desempenho, tem grande importância no gerenciamento da operação de centrais termelétricas (observe a Figura 4.14).

Como pode ser visto na Figura 4.14, a operação assistida com monitoração e diagnóstico permite manter a degradação nos níveis mínimos, o que é realizado fundamentalmente mediante melhoras na operação, mantendo-se os indicadores de desempenho nos valores esperados. Indica-se também na Figura 4.14 que, como resultado de uma menor degradação, os custos para recuperar o consumo específico de calor são menores quando se emprega a monitoração e o diagnóstico da operação.

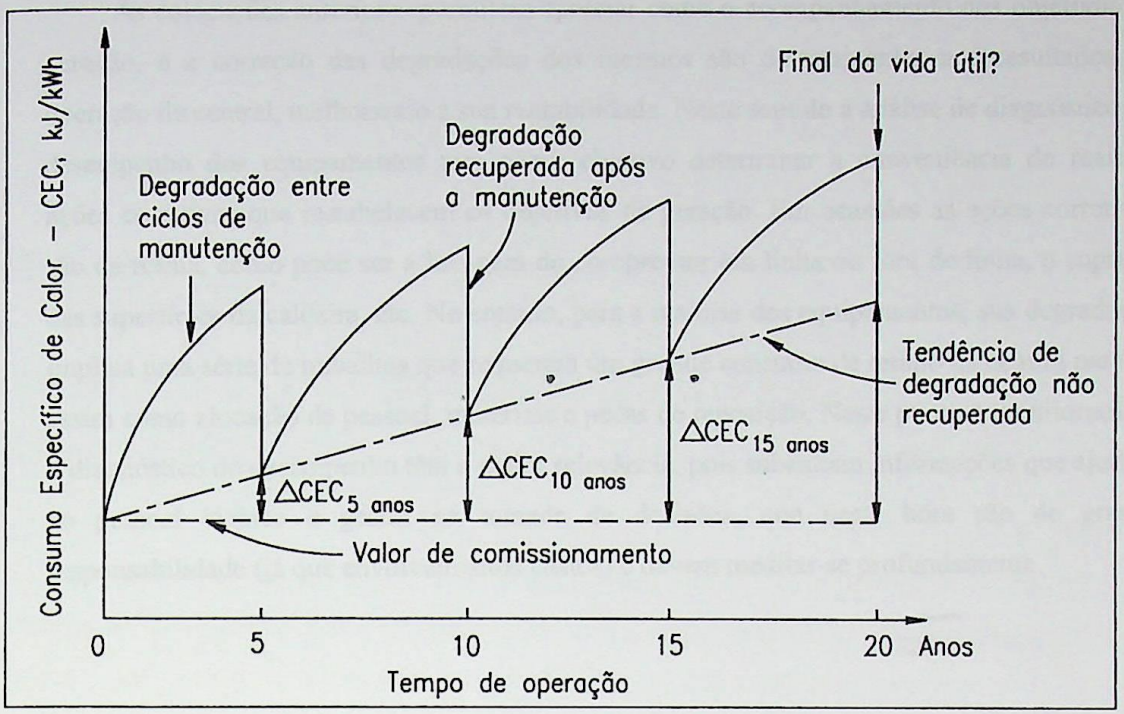


Figura 4.13 Evolução do consumo específico de calor ao longo da vida útil de uma central termelétrica.

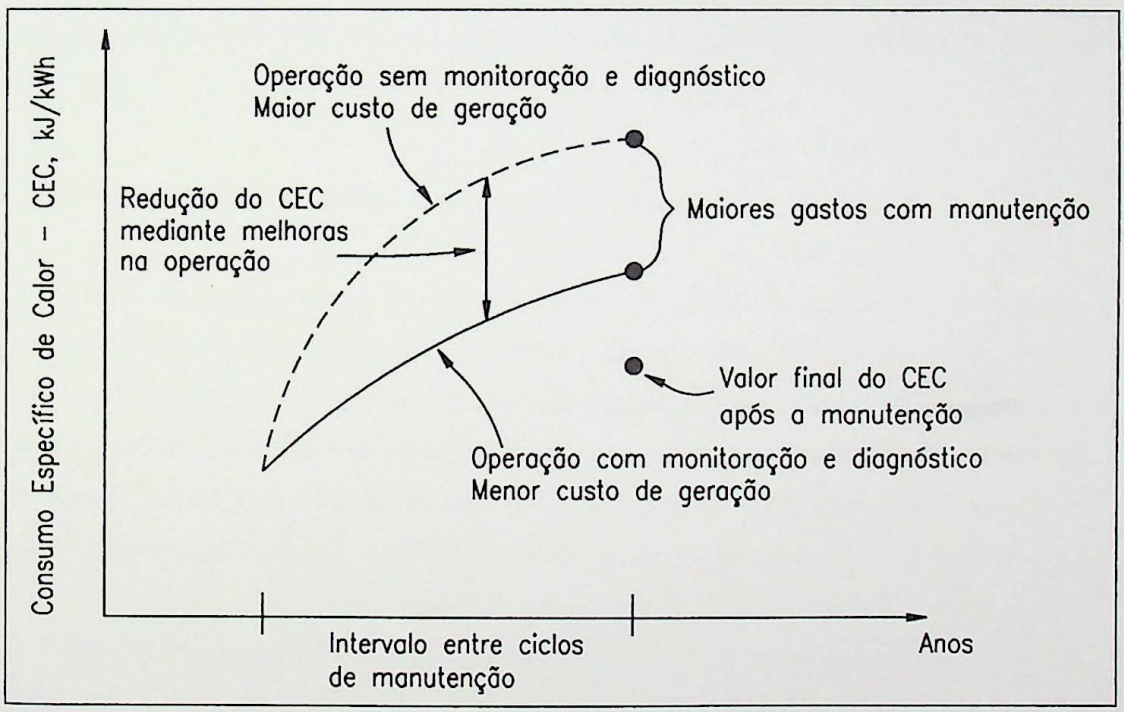


Figura 4.14 Evolução do consumo específico de calor para um intervalo entre ciclos de manutenção.

As colocações anteriores permitem apreciar como o acompanhamento dos objetivos de geração, e a correção das degradações dos mesmos são determinantes nos resultados da operação da central, melhorando a sua rentabilidade. Neste sentido a análise de diagnóstico do desempenho dos equipamentos tem como objetivo determinar a conveniência de realizar ações corretivas que restabelecem os objetivos de geração. Em ocasiões as ações corretivas são de rotina, como pode ser a lavagem do compressor em linha ou fora de linha, o soprado das superfícies da caldeira, etc. No entanto, para a maioria dos equipamentos, sua degradação implica uma série de trabalhos que requerem um grande consumo de tempo da central parada, assim como alocação de pessoal, materiais e pecas de reposição. Neste ponto a monitoração e o diagnóstico do desempenho têm a maior relevância, pois subsidiam informações que ajudam ao pessoal técnico e gestor na tomada de decisões, que nesta hora são de grande responsabilidade (já que envolvem altos custos) e devem meditar-se profundamente.

Capítulo 5

METODOLOGIA DE SIMULAÇÃO E ESTUDOS PARAMÉTRICOS EM CENTRAIS TERMELÉTRICAS

Na seqüência apresenta-se a metodologia de simulação do esquema térmico e estudos paramétricos de centrais termelétricas. Começando pela formulação do problema de simulação, definem-se os modelos de simulação dos principais equipamentos das centrais termelétricas. Ao final se analisam os resultados da simulação para dois estudos de caso: uma central termelétrica de ciclo combinado e uma central termelétrica de ciclo a vapor. Comenta-se a respeito da elaboração e o ajuste dos modelos de simulação, e analisa-se o efeito de diferentes variáveis nos indicadores de desempenho do ciclo mediante a realização de estudos paramétricos.

5.1. Formulação do problema de simulação

A análise do funcionamento de sistemas térmicos completos, como é o caso das centrais termelétricas, torna-se um problema de grande complexidade, levando em conta o alto número de componentes e a grande quantidade de informação importante que deve ser considerada. Usualmente uma central termelétrica possui dezenas de equipamentos principais e centenas de instrumentos de medição contínua. Para o pessoal responsável pela operação da central é interessante conhecer a operação do sistema perante mudanças no ambiente, na forma de operação ou aumento (diminuição de carga), mantendo as margens de segurança.

Devido à grande complexidade que envolve a análise do funcionamento das centrais termelétricas, os seguintes princípios e suposições gerais tornam-se necessários para a formulação dos modelos de simulação do seu esquema térmico:

- Os problemas são abordados em regime permanente;

- Evita-se uma formulação com abordagem fluidodinâmica de excessiva complexidade para o tratamento simultâneo de um sistema térmico completo e, definem-se os problemas termodinâmicos mediante modelos que se expressem exclusivamente com equações algébricas em geral, e não através de equações diferenciais;
- Não se considera a problemática ligada a aquisição e tratamento de dados em tempo real;
- A metodologia e as ferramentas computacionais criadas no desenvolvimento desta tese foram elaboradas sob o princípio de que o tempo de resposta não tem um papel importante, sendo úteis apenas para realizar análises fora de linha (*off-line*).

Em termos gerais pode-se dizer que se supõe que os sistemas térmicos podem ser discretizados como um conjunto de processos que trocam matéria e energia em diversas formas. Esta hipótese facilita grandemente a modelagem do sistema, uma vez que diminui o número de possíveis variáveis a um número finito e reduzido. A discretização que foi realizada, e que pode ser vista ao longo dos próximos tópicos deste capítulo, define volumes de controle em nível de componentes ou equipamentos individuais, sendo que cada um dos mesmos têm uma função determinada dentro do sistema. Como os equipamentos trocam matéria e energia entre eles e o meio ambiente, estas trocas também se assemelham a entidades discretas. Desta forma é possível converter o sistema real num diagrama de elementos discretos, no qual os nós são os equipamentos e as correntes são as trocas de matéria e energia. Uma caracterização termodinâmica completa das correntes é suficiente para determinar o estado do sistema. Cada corrente é termodinamicamente definida por uma grandeza extensiva (vazão mássica ou volumétrica se há troca de matéria, ou um fluxo de energia em caso contrário) e tantas intensivas como estabelece a regra das fases de Gibbs:

$$L = \chi - F + 2 \tag{5.1}$$

Segundo esta equação, o número de propriedades intensivas 'L' necessário é igual ao número de espécies químicas 'χ' menos o número de fases 'F' mais dois. Desta forma podem-se escolher livremente as funções de estado, porém com vantagens e desvantagens na hora de formular as restrições dos modelos. Por exemplo, a seleção da pressão e a temperatura como magnitudes intensivas dirige a formulação na ênfase da instrumentação e mais ao

sentimento do operador, de outra parte, a entalpia específica facilita a formulação dos balanços de energia, que adotam uma forma quase linear.

Em nível de volume de controle de cada equipamento as restrições que sempre se devem ser satisfeitas são:

- Balanço de massa: global e/ou por espécies moleculares ou atômicas, dependendo se existe ou não processos de mistura ou reações químicas;
- Balanço de energia: devem-se cumprir conforme postulado na primeira lei da termodinâmica na ausência de transmutações nucleares;
- Irreversibilidade dos processos: significa que o balanço de entropia deve ser positivo ou nulo, conforme estabelece a segunda lei da termodinâmica.

Eventualmente cada equipamento pode admitir a formulação de outras restrições adicionais, dadas por:

- Mecanismos de controle que limitem ou determinem o valor de variáveis;
- Relações do tipo entrada/saída nas quais aparecem variáveis associadas à capacidade do equipamento de realizar sua função, alguns exemplos destas variáveis são: o rendimento interno (ou isentrópico), relação de pressões, coeficientes de transferências de calor, etc. e que podem ser chamados de parâmetros característicos dos equipamentos. Estas variáveis seguem uma definição em função das entradas e saídas, e independentemente destas, podem-se obter a partir de funções em termos próprios de cada equipamento, tais como, dimensões, materiais, geometria, etc.

Diferentes enfoques de análises podem ser aplicados a um mesmo sistema térmico a partir das diversas combinações dos conjuntos de restrições, seleção de variáveis dependentes ou independentes, determinação ou sobre determinação do problema, ou otimização de uma função objetivo. Porém, todos os enfoques têm a mesma meta, que é determinar os valores de um mesmo conjunto de variáveis e que estabelecem a caracterização termodinâmica do sistema (caracterização das correntes) e parâmetros de funcionamento (associados a equipamentos ou grupos destes).

Em termos práticos, e de forma bastante resumida, a caracterização termodinâmica do sistema mediante a sua simulação consiste em designar valores a 'n_{var}' compreendendo um conjunto de 'n_{rest}' restrições de igualdade que sejam independentes com '$n_{var} > n_{rest}$'. Para que o sistema de equações formado tenha solução, é necessário fixar (a priori) valores a ($n_{var} - n_{rest}$)

variáveis, que são as variáveis independentes do problema. Matematicamente o sistema tem a forma:

$$\begin{cases} f(x) = 0 \\ x_{indep} = x^{0}_{indep} \end{cases} \tag{5.2}$$

Onde as variáveis independentes geralmente são:

- Condições ambientais, isto é, as propriedades intensivas das correntes de entrada ao sistema, porém, geralmente, não as extensivas;
- Objetivo (ou meta) de geração. De maneira excludente, fluxo de combustível;
- Valores de ajuste (*set-point*) de operação, como pressões, temperaturas e vazão das correntes envolvidas nas estratégias de controle.

Por sua vez as restrições adicionais que se formulam são as definições dos parâmetros de equipamentos, e a sua parametrização, que se equacionam junto com os obrigatórios balanços de massa e energia. Em resumo o sistema de equações pode ser reescrito como:

$$\begin{cases} f(x) = 0 \rightarrow \begin{cases} \text{Balanço de massa} \\ \text{Balanço de energia} \\ \text{Definições de equipamento} \\ x_{equip} = f_{equip}(x, \text{geometria, materiais, etc.}) \end{cases} \\ x_{indep} = x^{0}_{indep} \rightarrow \begin{cases} x_{ambiente} \\ x_{valordeajuste} \\ x_{objetivo} \end{cases} \end{cases} \tag{5.3}$$

O desafio maior desta tese é formular uma metodologia de simulação tal que seja possível determinar o estado termodinâmico da central termelétrica a partir exclusivamente dos dados obtidos com a da instrumentação da planta. Isto leva a um cálculo exaustivo que determine cada corrente em fluxo e as suas propriedades intensivas necessárias. Uma vez disponível a caracterização termodinâmica de todas as correntes do sistema será possível analisar qualquer outro parâmetro. Sendo assim, as variáveis independentes são todas do tipo valores medidos, e as equações de restrições aplicáveis são aquelas que garantem a coerência física: balanços de massa e energia, e eventuais restrições de desigualdade que garantam o cumprimento da segunda lei da termodinâmica. Como na instrumentação acontece que:

- Existe instrumentação redundante, o sistema de equações acima ficaria sobre determinado. Nesta situação (típica de uma central de ciclo combinado moderna) opta-

se por desconsiderar tantas medidas quanto necessário para obter um sistema determinado, para isto pode-se empregar o critério de desconsiderar numa primeira filtragem aquelas medidas de maior incerteza;

- Falta instrumentação localmente, isto impõe aplicar restrições adicionais como resultados simplificados.

Com base nestes critérios o sistema de equações ficará finalmente determinado como:

$$\begin{cases} f(x)=0 \rightarrow \begin{cases} \text{Balanço de massa} \\ \text{Balanço de energia} \\ \text{Definições de equipamento} \end{cases} \\ x_{indep} = \{x_{medidas}\}_{min} \end{cases} \tag{5.4}$$

Onde se deve cumprir que, o número mínimo de medidas, seja menor ou igual que a diferença entre o número de variáveis e o número de equações:

$$\{n_{min}\}_{medidas} \leq (n_{\text{var}} - n_{eqs}) \tag{5.5}$$

Formular apropriadamente e resolver o sistema de equações (5.4) têm a grande vantagem que é encontrar a solução para o diagnóstico quantitativo, pois é possível determinar o impacto de cada desvio num parâmetro de funcionamento no desvio total do indicador de desempenho, estabelecendo-se não somente as causas, pois ocorrem várias delas simultaneamente, senão também seu peso no desvio total, de forma tal que se podem priorizar ações corretivas (USÓN, 2001).

Na seqüência apresentam-se a modelagem adotada para a simulação dos principais equipamentos das centrais termelétricas. A mesma está limitada aos equipamentos principais das centrais termelétricas que foram estudos de caso desta tese. Uma central de ciclo combinado que queima gás natural com uma turbina a gás, uma caldeira de recuperação com três níveis de pressão e desaerador integrado sem queima suplementar, e uma turbina a vapor com condensador, torre de resfriamento e demais auxiliares. O esquema térmico desta central é mostrado no Apêndice A. A outra central estudada foi uma central a vapor que queima carvão mineral com um ciclo a vapor com reaquecimento e regeneração com seis extrações na turbina, condensador e demais auxiliares. O esquema térmico desta central é mostrado no Apêndice B.

5.2. Modelo de simulação dos principais equipamentos de uma central termelétrica

Os cálculos de simulação do esquema térmico das centrais termelétricas que são estudos de caso nesta tese, tanto para a condição de referência, quanto para a condição de operação, foram realizados no software Gate Cycle® e a modelagem explicada a seguir foi a que neste programa se implementou para os principais equipamentos, visando a realização dos cálculos. É importante salientar que o uso do Gate Cycle® evitou desenvolver um simulador dos esquemas térmicos das centrais termelétricas que foram objeto de estudo de caso, o que permitiu concentrar parte do tempo na elaboração de ferramentas computacionais para a monitoração e o diagnóstico do desempenho das mesmas. Porém, nada impede que os modelos de simulação que são expostos sejam implementados num simulador próprio criado com o propósito semelhante ao do uso que se fez do Gate Cycle®.

Com relação aos objetivos dos modelos de simulação ter-se-á que:

- O modelo de simulação da condição de referência é o elaborado a partir do balanço de massa e energia do ciclo na condição nominal de operação e a documentação disponível dos equipamentos principais, segundo a informação de projeto da instalação. Os resultados dos cálculos com este modelo representam o comportamento esperado (de referência) do sistema;
- O modelo de simulação da condição real é o que calcula os balanços de massa e energia do ciclo a partir de parâmetros obtidos mediante a instrumentação disponível na instalação, levando em consideração os limites operacionais e as características geométricas e os materiais dos principais equipamentos conforme a informação de projeto dos mesmos. Os resultados dos cálculos com este modelo representam o comportamento real do sistema.

5.2.1 Turbina a gás

Fabricada pela General Electric Co., a turbina a gás constitui um ciclo Brayton simples, em circuito aberto e não regenerativo. Sendo assim, é composto por três processos principais: o de compressão, o de combustão e o de expansão para a produção de trabalho mecânico, do qual se deduz o necessário para acionar o compressor. No estudo de caso aplicam-se as seguintes considerações:

- A turbina gera energia elétrica na velocidade de rotação constante que, na ausência de um mecanismo redutor, coincide com a freqüência da rede elétrica (60 Hz) a 3.600 rpm;
- A turbina é mono eixo;
- Utiliza-se o modelo de mistura de gases ideais para o cálculo das funções de estado termodinâmicas nas condições de pressão e temperatura que acontecem na turbina a gás. A indisponibilidade de informações sobre o escoamento do fluido nas diferentes seções da turbina a gás, faz com que se desconsidere o efeito da velocidade no valor das propriedades termodinâmicas;
- Os componentes de relevância considerados são: filtro de ar de entrada do compressor, resfriador evaporativo (*Evaporative Cooler*), compressor com palhetas guias (*IGV – Inlet Guide Vanes*) e sangrias para o resfriamento de bocais e palhetas da turbina (ou expansor), sistema de sangria de aquecimento do ar de entrada (*IBH – Inlet Bleed Heat*), combustor, turbina com resfriamento, sistema de by-pass dos gases e duto de saída até a caldeira de recuperação;
- São desconsideradas outros componentes e sistemas importantes, porém de pouca relevância termodinâmica ou que trabalham em transientes, como por exemplo, sistema de lubrificação de mancais, sistema de purgas do compressor (para a operação estável em partidas e paradas), monitoração de chama, e sistema de limpeza e drenos.

Em essência o modelo de simulação deverá predizer parâmetros termodinâmicos como a pressão de descarga do compressor, e na entrada e na saída da turbina, vazão de combustível, potência elétrica gerada e vazão de ar, pois estes parâmetros são, a princípio, os mais importantes para a monitoração e o diagnóstico preliminar do desempenho. A modelagem abordada exclui o enfoque aerodinâmico e o uso de curvas do fabricante. O primeiro pela falta de dados construtivos para este tipo de modelagem, e o segundo por que representa um modelo do conjunto da turbina a gás e não de seus componentes separados. Mesmo com esta desvantagem foi implementado o modelo da turbina a gás a partir das curvas do fabricante com o intuito de conferir eventualmente alguns resultados do modelo.

Filtro de ar, by-pass dos gases, e duto até a caldeira de recuperação

A modelagem destes equipamentos considera principalmente a queda de pressão. Inicialmente considera-se o valor reportado pelo fabricante para o filtro novo, por tanto:

$$\Delta p = \Delta p_p \tag{5.6}$$

A equação anterior vale quando as condições de operação do filtro se correspondem com as de projeto. A equação que calcula a queda de pressão para condições diferentes das de projeto vem dada por, GATE CYCLE© (2003):

$$\Delta p = \Delta p_p \cdot \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_p}\right)^{1,84} \cdot \left(\frac{T}{T_p}\right) \cdot \left(\frac{p_p}{p}\right) \tag{5.7}$$

Esta equação pode ser utilizada para o duto de gases até a caldeira de recuperação por que o fluido de trabalho é praticamente o mesmo que o ar e a vazão também e semelhante. O modelo do by-pass dos gases somente destaca se os gases passam pela caldeira ou não, ou seja, aberto ou fechado.

Resfriador evaporativo

A modelagem dos resfriador evaporativo considera basicamente a eficiência de saturação, que é um dado do fabricante GE POWER SYSTEMS (2001), para calcular a temperatura e a umidade relativa do ar na saída do mesmo, a partir das condições de entrada do ar. A eficiência de saturação é dada por:

$$\eta_s = \frac{t_0 - t_1}{t_0 - t_{BU}} \tag{5.8}$$

Por ser desprezível a queda de pressão neste equipamento a mesma é desconsiderada. Na central termelétrica do estudo de caso este equipamento somente entra em operação quando a turbina opera em carga base.

Compressor

Pelo fato do compressor ser uma máquina volumétrica, enquanto o mesmo possua geometria fixa, a vazão volumétrica será constante. Sendo conhecida esta e as condições do ar de entrada, é possível conhecer a vazão mássica, ou calcular este a partir de um valor conhecido para determinadas condições de referência, a partir da seguinte equação:

$$\dot{m} = \dot{m}_p \cdot \left(\frac{rpm_p}{rpm}\right) \cdot \left(\frac{T_p}{T}\right) \cdot \left(\frac{p}{p_p}\right) \cdot \left(1 + FCTE \cdot \frac{T - T_p}{T_p}\right) \tag{5.9}$$

A equação anterior somente vale para a condição de geometria fixa, que tem lugar quando as palhetas guias se encontrem nas posições limites. Nas posições intermediarias das palhetas guias a equação acima modifica-se:

$$\dot{m} = \dot{m}_p \cdot \left(\frac{rpm_p}{rpm}\right) \cdot \left(\frac{T_p}{T}\right) \cdot \left(\frac{p}{p_p}\right) \cdot \left(1 + FCTE \cdot \frac{T - T_p}{T_p}\right) \cdot (1 - \text{angulo} \cdot \text{FCVAP}) \tag{5.10}$$

Onde o 'ângulo' é o valor do ângulo das palhetas guias e *FCVAP* é o fator de correção da vazão para o ângulo das palhetas guias. Para aplicar esta equação se emprega uma parametrização do ângulo das palhetas guias com a potência gerada levantada pelo autor a partir de dados da operação.

Conhecendo os parâmetros do ar na entrada e na saída, o rendimento isentrópico do compressor calcula-se considerando o rendimento politrópico (COHEN et al, 1996):

$$\eta_C = \frac{\left(\frac{p_{sai}}{p_{ent}}\right)^{\frac{(\gamma_{ar}-1)}{\gamma_{ar}}} - 1}{\left(\frac{p_{sai}}{p_{ent}}\right)^{\frac{(\gamma_{ar}-1)}{\gamma_{ar} \cdot \eta_{pc}}} - 1} \tag{5.11}$$

A potência do compressor é calculada aplicando o balanço de energia. Com o esquema do compressor ilustrado na Figura 5.1, se estabelece o balanço de energia como:

$$Wc = \dot{m}_1 \cdot cp_1 \cdot t_1 + \dot{m}_8 \cdot cp_8 \cdot t_8 - \dot{m}_3 \cdot cp_3 \cdot t_3 - \dot{m}_4 \cdot cp_4 \cdot t_4 - \dot{m}_6 \cdot cp_6 \cdot t_6 - \dot{m}_7 \cdot cp_7 \cdot t_7 \tag{5.12}$$

Ou empregando as entalpias:

$$Wc = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_8 \cdot h_8 - \dot{m}_3 \cdot h_3 - \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_6 \cdot h_6 - \dot{m}_7 \cdot h_7 \tag{5.13}$$

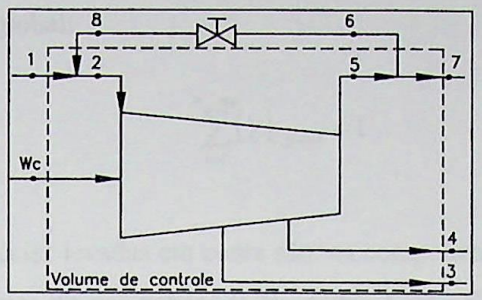


Figura 5.1 Volume de controle para o balanço de energia no compressor.

Complementam o modelo de simulação do compressor dados construtivos, geométricos e termodinâmicos fornecidos pelo fabricante GE POWER SYSTEMS (2001), ou obtidos da base de dados do programa GATE CYCLE© (2003).

Câmara de combustão

O combustor deve manter uma chama estável com uma distribuição uniforme de temperatura, a combustão mais completa possível, com a mínima queda de pressão num volume limitado. Mesmo quando alguns autores (COHEN et al, 1996) estabelecem equações para o cálculo da queda de pressão no combustor, seu valor não ultrapassa 1-3% (BOYCE, 2002) e não é medido, pelo que pode ser considerada ou assumida constante. Sendo assim, do ponto de vista termodinâmico, a modelagem do combustor considera o balanço de energia e a estequiometria da combustão, que são equações de caráter geral. No balanço de energia considera-se o rendimento do processo de combustão por ser um dado do fabricante GE POWER SYSTEMS (2001), que engloba os incombustos e as perdas de energia ao meio ambiente (seu valor e da ordem de 0,1%), sendo assim, tem-se:

$$\eta_{comb} \cdot \dot{m}_{\text{combustível}} \cdot (PCI + h_{\text{combustível}}) + \dot{m}_{ar} \cdot h_{ar} + \dot{m}_{água/vapor} \cdot h_{água/vapor} = \dot{m}_{gases} \cdot h_{gases} \quad (5.14)$$

Onde o termo que considera a injeção de vapor ou água é eliminado da equação por que não se aplica ao estudo de caso.

Para fechar o balanço de massa por espécie química envolvida no processo de combustão, se escrevem tantas equações como o número de espécies existentes menos uma, e mais uma equação que é o balanço global, desta forma:

$$\frac{\dot{m}_{gases}}{MM_{gases}} \cdot [\chi]_{i,gases} = \frac{\dot{m}_{ar}}{MM_{ar}} \cdot [\chi]_{i,ar} + \frac{\dot{m}_{\text{combustível}}}{MM_{\text{combustível}}} \cdot [\chi]_{i,\text{combustível}} \quad (5.15)$$

Sendo o balanço global:

$$\sum_{i=1}^{n-esp} [\chi]_{i,gases} = 1 \tag{5.16}$$

As principais espécies levadas em conta são: os componentes do ar (N_2, O_2, CO_2, H_2O e Argônio), os componentes do gás natural (CH_4, C_2H_6, C_3H_8, C_4H_{10i}, C_4H_{10n}, C_5H_{12i}, C_5H_{12n}, C_5H_{12neo}, CH_6H_{14}), e as componentes do gás produto da combustão que são as mesmas do ar.

O combustor da turbina a gás do estudo de caso é do tipo *DLN* (*Dry Low NOx*). Detalhes sobre a operação e funcionamento deste sistema de combustão e outras informações de interesse sobre o mesmo podem ser consultadas em VANDERVORT (2001).

Sangria de aquecimento do ar de entrada

A modelagem deste sistema pretende calcular a vazão de ar re-circulado à entrada do compressor a partir de medições de parâmetros operacionais e das características da válvula de re-circulação. A equação para o cálculo da vazão de ar re-circulado, e as informações para o uso da mesma, são estabelecidas pelo fabricante GE POWER SYSTEMS (2001). Segundo ele, a vazão re-circulada não ultrapassa 5% da vazão de ar de entrada do compressor e este sistema ajuda na proteção de surge do compressor e a operação do sistema de combustão por que garante uma vazão mínima de ar escoando pelo compressor e evita a extinção da chama. Observações da operação feitas pelo autor indicam que o sistema de re-circulação opera até 75% da carga.

Turbina ou expansor

O modelo da turbina considera quatro aspectos principais: cálculo da pressão de entrada, cálculo do sistema de resfriamento de bocais e palhetas, cálculo da temperatura de saída, e cálculo da pressão na saída. Além do cálculo do rendimento isentrópico e da potência gerada.

O cálculo da pressão de entrada parte do princípio de que o fator de fluxo é constante, segundo GATE CYCLE© (2003):

$$\Phi = \frac{\dot{m} \cdot (T_{ent})^{0,5}}{k \cdot A_{Bocal} \cdot p_{ent}} \tag{5.17}$$

A condição de fluxo sônico no bocal de entrada depende do cálculo, que considera a relação de pressões. Para não assumir a condição de entupimento a priori, '*k*' calcula-se conforme STREETER et al (1997):

$$k = \left\{ g \cdot \frac{2}{R_{gás}} \cdot \frac{\gamma_{gás}}{\gamma_{gás} - 1} \cdot \left(\frac{p_{sai}}{p_{ent}} \right)^{\frac{2}{\gamma_{gás}}} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{sai}}{p_{ent}} \right)^{\frac{\gamma_{gás}+1}{\gamma_{gás}-1}} \right] \right\}^{0,5} \tag{5.18}$$

O cálculo do sistema de resfriamento de bocais e palhetas tem como objetivo determinar a vazão de ar empregada para estes fins, a relação usada para este cálculo é, segundo GATE CYCLE© (2003) :

$$\dot{m}_{ar_resf} = \dot{m}_{ar_resf,p} \cdot \left(\frac{p_{ar_resf}}{p_p} \right) \cdot \left(\frac{T_p}{T_{ar_resf}} \right)^{0,5} \tag{5.19}$$

A vazão de ar de resfriamento de bocais e palhetas, usada como parâmetro de projeto, foi calculada a partir de dados do Gate Cycle® para uma turbina semelhante.

O cálculo da temperatura de saída considerou uma parametrização deste parâmetro feita pelo autor que relaciona a potência gerada e a temperatura de entrada do ar ao compressor, desta forma:

$$t_{sai,tg} = t_{sai,tg}(MW) + FC \cdot \left[\frac{t_{ent} + 460}{t_{ent,p} + 460} - 1 \right] \tag{5.20}$$

Por ser a origem da informação em sistema inglês de unidades a temperatura 't' tem que ser fornecida em Fahrenheit. A parametrização Potência, em MW, versus Temperatura, em °F, de saída foi feita pelo autor a partir de dados da operação, e é valida exclusivamente para a turbina a gás em questão. O valor do fator de correção '*FC*' foi determinado a partir da análise das curvas do fabricante.

Para o cálculo da pressão de saída do gás não se faz nenhuma consideração particular, pois a mesma depende da pressão atmosférica e das quedas de pressão no duto de gás, na caldeira de recuperação e na chaminé.

Conhecendo os parâmetros do ar na entrada e na saída, o rendimento isentrópico do expansor calcula-se considerando o rendimento politrópico (COHEN et al, 1996):

$$\eta_{ex} = \frac{1-\left(\frac{p_{sai}}{p_{ent}}\right)^{\frac{\eta_{pex}\cdot(\gamma_{gás}-1)}{\gamma_{gás}}}}{1-\left(\frac{p_{sai}}{p_{ent}}\right)^{\frac{(\gamma_{gás}-1)}{\gamma_{gás}}}} \tag{5.21}$$

A potência de eixo líquida obtida no expansor é calculada aplicando o balanço de energia, considerando o rendimento mecânico segundo o fabricante GE POWER SYSTEMS (2001). Com o esquema do expansor ilustrado na Figura 5.1, se estabelece o balanço de energia como:

$$Wex = \eta_{mec} \cdot \left(\dot{m}_1 \cdot cp_1 \cdot t_1 + \dot{m}_2 \cdot cp_2 \cdot t_2 + \dot{m}_3 \cdot cp_3 \cdot t_3 - \dot{m}_4 \cdot cp_4 \cdot t_4\right) \tag{5.22}$$

Ou empregando as entalpias:

$$Wex = \eta_{mec} \cdot \left(\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 - \dot{m}_4 \cdot h_4\right) \tag{5.23}$$

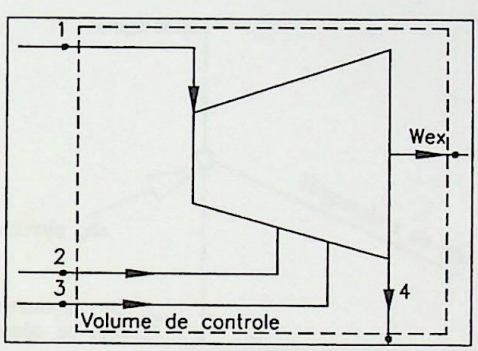


Figura 5.2 Volume de controle para o balanço de energia no expansor.

Na modelagem dos componentes da turbina foram comparadas as informações disponíveis do fabricante GE POWER SYSTEMS (2001) com a do programa Gate Cycle®, complementando-se umas com as outras.

5.2.2 Caldeira de recuperação

Fabricada pela STF S.p.A. Costruzione Impianti Industriali, a caldeira de recuperação, que foi modelada como parte de um dos estudos de caso, é aquotubular, subcrítica, de circulação natural, e consta de três níveis de pressão distribuídos em 13 bancos de tubos e

desaerador integrado ao tambor de baixa pressão, e sistema de re-circulação de água para o controle de temperatura de saída dos gases. Também fazem parte da caldeira de recuperação os atemperadores de vapor. A água é o fluido de trabalho.

Bancos de tubos (superaquecedores, evaporadores e economizadores)

A modelagem da caldeira de recuperação é feita banco a banco com um balanço de energia e uma equação de transferência de calor, dominada pelo mecanismo da convecção e regulada pelo coeficiente de transferência de calor. O modelo de cada banco de tubos também considera as quedas de pressão do lado da água e do lado do gás. Para um banco de tubos que opera sem mudança de fase (como são os superaquecedores e os economizadores), conhecendo-se a vazão e a temperatura de entrada, se obtêm a temperatura de saída. Nos evaporadores, que é onde acontece a mudança de fase, conhecendo-se a temperatura de entrada, a vazão do lado do gás, e a pressão de operação, se determinam a temperatura de saída e a vazão de vapor gerado. O processo que tem lugar no evaporador pode ser visto na Figura 5.3, a seguir.

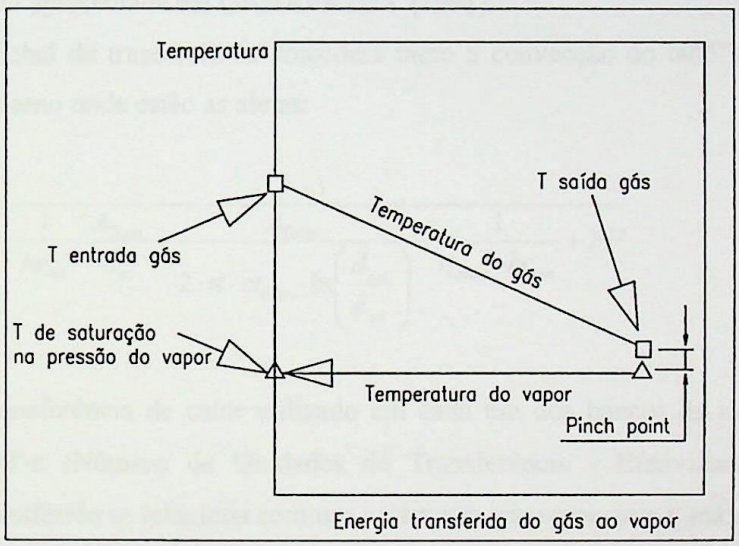


Figura 5.3 Perfil de temperaturas típico no evaporador.

A equação do balanço de energia para um banco de tubos qualquer estabelece que a energia cedida pelo gás é igual a absorvida pela água mais as perdas de energia do processo (principalmente ao meio ambiente), sendo assim:

$$Q_{gás} = Q_{vapor} + Q_{perdas} \tag{5.24}$$

Onde:

$$Q_{gás} = \dot{m}_{gás} \cdot cp_{gás} \cdot \left(t_{gás,ent} - t_{gás,sai}\right) \tag{5.25}$$

$$Q_{vapor} = \dot{m}_{vapor} \cdot \left[h\left(t_{vapor,sai}, p_{vapor,sai}\right) - h\left(t_{vapor,ent}, p_{vapor,ent}\right)\right] \tag{5.26}$$

$$Q_{perdas} = FPE \cdot Q_{gás} \tag{5.27}$$

Sendo '*FPE*' a fração de perda de energia, que normalmente não ultrapassa 1% em caldeiras de recuperação modernas.

A modelagem dos bancos de tubos os supõe de fluxo cruzado, com mistura do lado do gás, e vários passes do lado da água. O número de passes adotado em cada banco depende das características construtivas do mesmo. A área total de transferência de calor é um dado do fabricante conferido com base nos detalhes construtivos da cada banco de tubos (dimensões das aletas dos tubos, espaçamento entre aletas, diâmetros do tubo, número de passes, etc.), e seguindo a metodologia apresentada em GANAPATHY (1991).

O coeficiente global de transferência considera tanto a convecção do lado interno do tubo, como do lado externo onde estão as aletas:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{hc_{\text{int}}} \cdot \frac{A_{Total}}{A_{\text{int}}} + \frac{A_{Total}}{2 \cdot \pi \cdot ct_{tubo} \cdot \ln\left(\frac{d_{ext}}{d_{\text{int}}}\right)} + \frac{1}{\eta_{aleta} \cdot hc_{ext}} + FF} \tag{5.28}$$

O modelo de transferência de calor utilizado em cada um dos bancos de tubos foi o conhecido como NUT-ε (Número de Unidades de Transferência - Efetividade). Nesta modelagem o calor transferido se relaciona com um parâmetro que representa o máximo calor que poderia ser transferido com relação ao calor realmente transferido, ou seja:

$$Q = \varepsilon \cdot Q_{máx} \tag{5.29}$$

Sendo:

$$Q_{máx} = C_{mín} \cdot \left(t_{gás,ent} - t_{vapor,ent}\right) \tag{5.30}$$

$$C_{mín} = mín\left(\dot{m}_{gás} \cdot cp_{gás}, \dot{m}_{vapor} \cdot cp_{vapor}\right) \tag{5.31}$$

Onde a corrente que possui a menor capacidade térmica '*C*', é a que limita a quantidade de calor ideal que se pode transferir. A efetividade segue na equação que depende especificamente da configuração do trocador de calor (MILLS, 1998). No caso dos bancos de tubos sem mudança de fase (superaquecedores e economizadores) a relação NUT-ε vem dada por:

$$\varepsilon = \left(\frac{1}{C_r}\right) \cdot \left\{1 - \exp\left[-C_r \cdot \left(1 - e^{NUT}\right)\right]\right\} \tag{5.32}$$

Para um banco de tubos com mudança de fase (evaporadores) a relação NUT-ε vem dada por:

$$\varepsilon = \left(1 - e^{-NUT}\right) \tag{5.33}$$

Em ambas as equações acima 'C_r' é a relação de capacidades térmicas e '*NUT*' é o número de unidades de transferência que se calculam como:

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{máx}} \tag{5.34}$$

$$NUT = \frac{U \cdot A}{C_{mín}} \tag{5.35}$$

Na simulação, para cada banco de tubos, se ajusta o balanço de energia corrigindo-se o valor do coeficiente global de transferência de calor, de forma tal que se corresponda o valor calculado da superfície de transferência com a reportada pelo fabricante. A queda de pressão se ajusta conforme dado do fabricante para a condição de projeto. Como resultado do cálculo tem-se a carga térmica do banco, *NUT*, e o balanço de energia de um modo mais geral.

Para a operação fora do ponto de projeto o cálculo do coeficiente global de transferência de calor e a queda de pressão dependem das relações a seguir, GATE CYCLE© (2003):

$$U = U_p \cdot \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_p}\right)^{0,8} \tag{5.36}$$

- Para a queda de pressão do lado do gás:

$$\Delta p = \Delta p_p \cdot \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_p}\right)^{1,84} \cdot \left(\frac{T}{T_p}\right) \cdot \left(\frac{p_p}{p}\right) \tag{5.37}$$

- Para a queda de pressão do lado do vapor:

$$\Delta p = \Delta p_p \cdot \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_p}\right)^{1,98} \cdot \left(\frac{v}{v_p}\right) \tag{5.38}$$

Atemperadores

Todos os atemperadores presentes na caldeira de recuperação são intermediários, isto é, se encontram entre estágios de superaquecimento do vapor. A modelagem dos mesmos pretende calcular, mediante o balanço de energia, a vazão de água de atemperação necessária para manter, no valor desejado, a temperatura do vapor na saída do superaquecedor que está colocado à seqüência do atemperador.

O esquema do atemperador e o superaquecedor ilustrado na Figura 5.4 permite estabelecer o balanço de energia no volume de controle para calcular a vazão mássica de água de atemperação pela equação:

$$\dot{m}_1 = \frac{[\dot{m}_3 \cdot h_3(p_3, t_3) - \dot{m}_2 \cdot h_2(p_2, t_2)] - [\dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_5 \cdot h_5]}{h_1(p_1, t_1)} \tag{5.39}$$

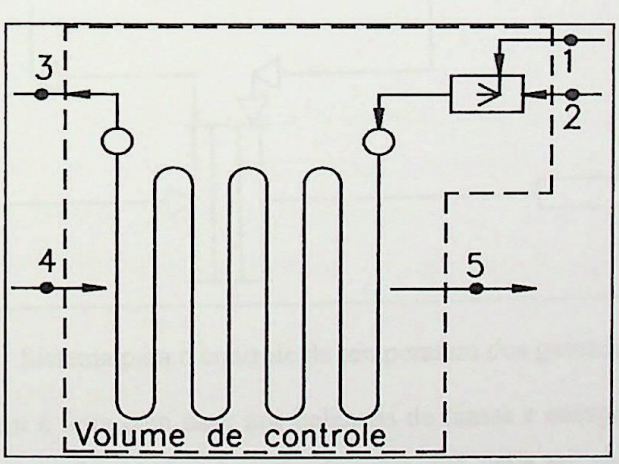


Figura 5.4 Volume de controle para o balanço de energia no atemperador e superaquecedor.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ Biblioteca MAUÁ BIM UNIFEI

Desaerador

No desaerador a energia contida no fluxo de vapor que entra é empregada para desarear a água de alimentação da caldeira. Paralelamente o desaerador aquece a água até o ponto de saturação para as condições de operação, é com base neste critério que se estabelece o balanço de energia no desaerador. A intenção do modelo empregado é calcular a que pressão deve operar o desaerador para uma determinada quantidade de energia entrando e saindo do mesmo.

Sistema de re-circulação de água

O sistema de re-circulação de água tem como propósito manter a temperatura dos gases na saída da caldeira de recuperação num certo patamar, definido pelo projeto, o que é conseguido aumentando a temperatura de entrada da água ao economizador de baixa pressão. O esquema do sistema, como pode ser visto na Figura 5.5, é composto por uma tubulação de derivação da água na saída do economizador, uma bomba para vencer a perda de carga, e o retorno à tubulação da água de alimentação.

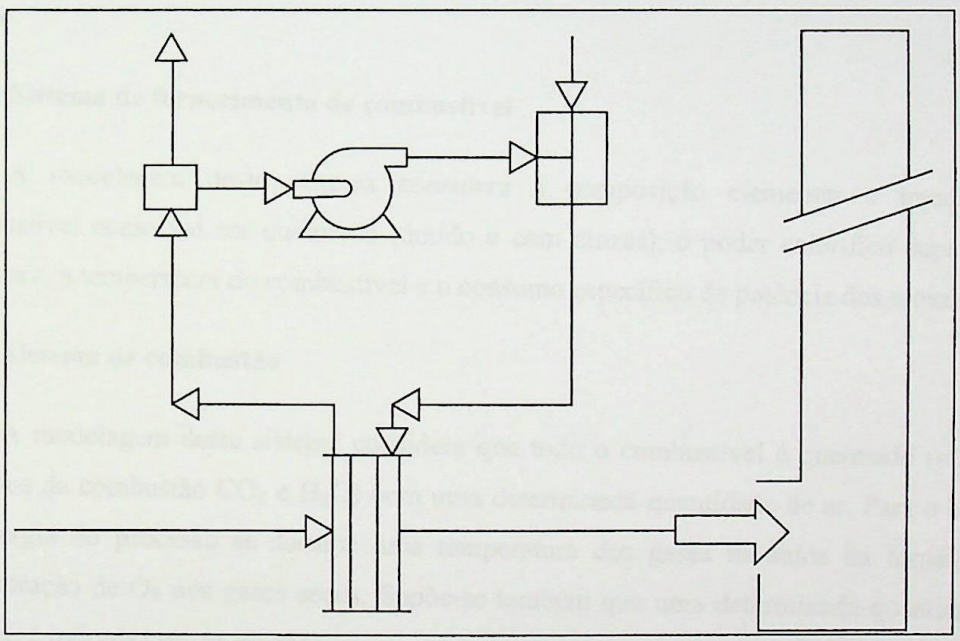


Figura 5.5 Sistema para o controle de temperatura dos gases na saída da caldeira.

A modelagem é feita com base nos balanços de massa e energia, que determinam para as condições de operação, qual é a vazão de água que deve ser re-circulada para ter uma temperatura de entrada da água no economizador, tal que se garanta uma desejada temperatura do gás.

5.2.3 Caldeira convencional

Fabricada por Ansaldo Nucleare e B&W, a caldeira convencional, que foi modelada como parte do estudo de caso do ciclo a vapor, é do tipo aquotubular de tubos verticais, circulação natural, subcrítica, com fornalha do tipo radiante e tiragem balanceada. O dispositivo de separação mecânica do tambor garante um titulo de 90% do vapor saturado e através do superaquecedor primário é conseguido um superaquecimento. A caldeira garante o reaquecimento do vapor, possibilitando a recuperação integral da temperatura do vapor. Atemperadores intermediários controlam a temperatura final do vapor. O combustível principal é carvão mineral. O mesmo é fornecido à fornalha através de quatro moinhos, sendo que um deles sempre se encontra de reserva em carga nominal.

A caldeira possui como superfícies recuperadoras um economizador e pré-aquecedores de ar do tipo rotativo. Para situações de operação muito específicas a caldeira consta com um sistema de re-circulação dos gases no interior da fornalha e pré-aquecedores de ar a vapor. O sistema de extração das cinzas é distribuído em três seções: na fornalha, após o economizador e num precipitador eletrostático, sendo neste último onde se recolhe a maior quantidade de cinzas.

Sistema de fornecimento de combustível

A modelagem deste sistema considera a composição elementar e imediata do combustível como vai ser queimado (úmido e com cinzas), o poder calorífico superior em base seca, a temperatura do combustível e o consumo específico de potência dos moinhos.

Sistema de combustão

A modelagem deste sistema considera que todo o combustível é queimado (sendo os produtos da combustão CO_2 e H_2O) com uma determinada quantidade de ar. Para o balanço de energia do processo se assume uma temperatura dos gases na saída da fornalha e a concentração de O_2 nos gases secos. Supõe-se também que uma determinada quantidade de carbono é retirada com as cinzas.

Sistema de controle de carga

A modelagem deste sistema permite, para determinadas condições de operação, calcular a quantidade de combustível necessária para conseguir a carga desejada na turbina a vapor.

Processos de transferência de calor

A modelagem de processos de transferência de calor que acontece nas superfícies da caldeira, que são: o economizador, o superaquecedor primário e o re-aquecedor, segue os mesmo princípios que os já explicados para os bancos de tubos da caldeira de recuperação onde não há mudança de fase. No caso da fornalha e os superaquecedores radiantes, a quantidade de calor transferida para a água vem dada por:

$$Q = FCA \cdot A_{Total} \cdot U_{rad} \cdot \sigma \cdot \left(T_{gás,ef}^4 - T_{par,ef}^4\right) \tag{5.40}$$

O coeficiente de transferência de calor, que considera a troca de calor por convecção e radiação é dado por:

$$U_{rad} = \frac{1}{\frac{1}{FEP \cdot \varepsilon_{par}} + \frac{1}{\varepsilon_{gás}} - 1} + \frac{FEP \cdot hc}{4 \cdot \sigma \cdot T_{par,ef}^4} \tag{5.41}$$

As temperaturas efetivas do gás e as paredes de água são:

$$T_{gás,ef} = FPTG \cdot T_{gás,sai} + (1 - FPTG) \cdot T_{adb} \tag{5.42}$$

$$T_{par,ef} = FPTP \cdot T_{par,sai} + (1 - FPTP) \cdot T_{par,ent} \tag{5.43}$$

A emissividade do gás no interior da fornalha é função da geometria desta, da temperatura do gás e das pressões parciais do CO_2 e da H_2O:

$$\varepsilon_{gás,susp} = 1 - \left(1 - \varepsilon_{gás}\right) \cdot \left(1 - \varepsilon_{fuligem}\right) \cdot \left(1 - \varepsilon_{carvão}\right) \tag{5.44}$$

O fator '*FEP*' que é o quanto das paredes da fornalha está revestido por paredes de água determina-se conforme a Figura 5.6.

Para qualquer condição de operação, como resultado do cálculo tem-se, entre outros parâmetros, as cargas térmicas das paredes de água, do superaquecedor e re-aquecedor radiante, o coeficiente global de transferência de calor e para cada uma das seções, de forma tal que se tenham as superfícies de troca de calor destas superfícies especificadas pelo fabricante. A geometria da fornalha é especificada em termos de relações adimensionais com relação à profundidade. O superaquecedor radiante é especificado com base na relação

adimensional de sua altura com relação à profundidade da fornalha, considerando também o número de painéis.

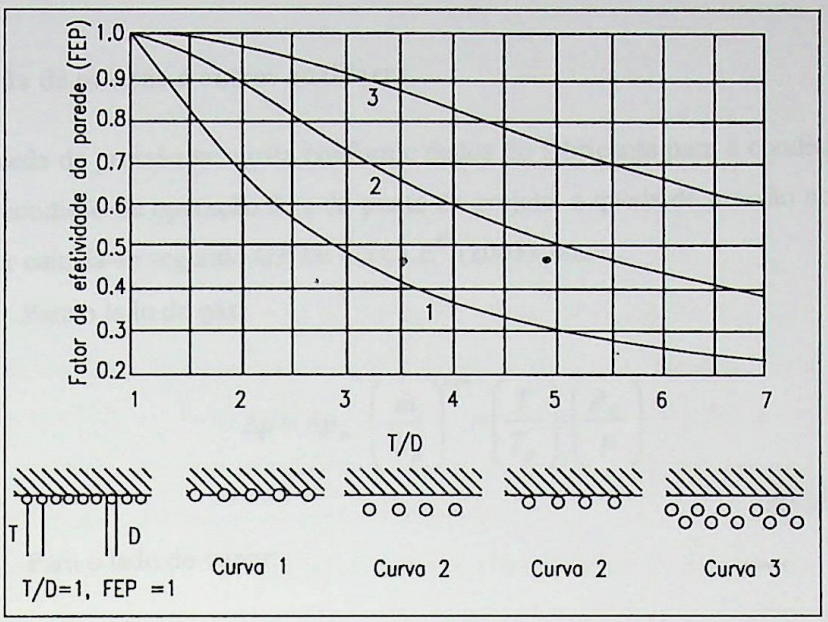


Figura 5.6 Fator de efetividade da parede de água. GATE CYCLE© (2003).

A perda de calor por radiação para o meio ambiente calcula-se conforme a Figura 5.7 a seguir:

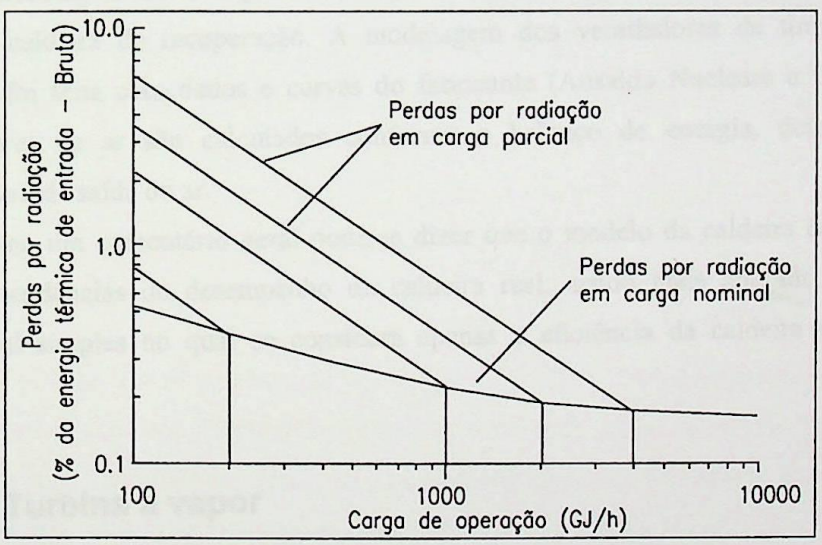


Figura 5.7 Gráfico para o cálculo das perdas por radiação. GATE CYCLE© (2003).

Para a condição de operação fora do ponto de projeto, a perda de calor por radiação estima-se a partir da carga térmica da caldeira segundo GATE CYCLE© (2003), como:

$$Q_{perdas,rad} = Q_{perdas,rad,p} \cdot \left(\frac{Q_t}{Q_{t,p}} \right)^{-1,353478} \tag{5.45}$$

Queda de pressão e outros auxiliares

A queda de pressão se ajusta conforme dados do fabricante para a condição de projeto. Para uma condição de operação fora do ponto de projeto, a queda de pressão nos circuitos de gás e vapor calcula-se segundo GATE CYCLE© (2003), como:

- Para o lado do gás:

$$\Delta p = \Delta p_p \cdot \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_p} \right)^{1,84} \cdot \left(\frac{T}{T_p} \right) \cdot \left(\frac{p_p}{p} \right) \tag{5.46}$$

- Para o lado do vapor:

$$\Delta p = \Delta p_p \cdot \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_p} \right)^{1,75} \cdot \left(\frac{T}{T_p} \right) \cdot \left(\frac{p_p}{p} \right) \tag{5.47}$$

A modelagem dos atemperadores segue os mesmo princípios que os já explicados para estes na caldeira de recuperação. A modelagem dos ventiladores de tiragem forçada e induzida foi feita com dados e curvas do fabricante (Ansaldo Nucleare e B&W). Os pré-aquecedores de ar são calculados conforme o balanço de energia, determinando-se a temperatura de saída do ar.

Como um comentário geral pode-se dizer que o modelo da caldeira representa muito bem as tendências de desempenho da caldeira real, sendo mais apurado que o modelo tradicional simples no qual se considera apenas a eficiência da caldeira e o balanço de energia.

5.2.4 Turbina a vapor

A turbina a vapor da central termelétrica de ciclo combinado objeto de estudo de caso foi fabricada pela FRANCO TOSI Meccânica, e a da central termelétrica com ciclo a vapor por Ansaldo Nucleare. A modelagem de ambas as turbinas a vapor seguiu o algoritmo sugerido por SPENCER et al (1974). Nesta referência pode ser consultado o algoritmo

original de maneira detalhada. Em COTTON (1998) é sugerido para diversas aplicações num enfoque mais global. Foi selecionado o uso deste algoritmo por que o mesmo permite a modelagem detalhada, estágio por estágio, de cada uma das seções da turbina a vapor a partir de dados do fabricante e dos balanços de massa e energia do ciclo.

Para a simulação do projeto, na seção de alta pressão considera-se o número de válvulas de controle e as características construtivas do estágio governante, a queda de pressão nas válvulas de controle, a pressão na saída da seção e a velocidade angular.

Para a simulação do projeto da turbina de pressão intermediaria e de baixa pressão se considera que não existem válvulas de controle (conforme os fabricantes das turbinas a vapor dos estudos de caso), empregando-se como dados de partida as pressões de entrada, em cada uma das extrações, se houverem, e na saída da seção, e a velocidade angular. No caso particular da seção de baixa pressão calculam-se as perdas de energia na exaustão com base nas características construtivas do último estágio.

Em cada seção calcula-se o número de estágios conforme a equação:

$$RPE = \left(\frac{p_{sai}}{p_{ent}} \right)^{\frac{1}{ne}} \tag{5.48}$$

Torna-se necessário ajustar a relação de pressão por estágios até que o número de estágios calculado coincida com o real da seção da turbina.

No cálculo de cada seção de turbina fora do ponto de projeto se emprega a lei da elipse de Stodola modificada, na qual:

$$\dot{m} = Cq \cdot \left(\frac{p_{ca,ent}}{v_{ca,ent}} \right)^{0,5} \cdot \left[1 - \left(\frac{r - r^*}{1 - r^*} \right) \right]^{0,5} \tag{5.49}$$

Na equação acima o valor do coeficiente de fluxo 'Cq' é empregado num cálculo iterativo que determina a distribuição de pressões em cada seção da turbina. Dados a pressão de saída, a temperatura de entrada e 'Cq' é calculada a pressão de entrada. Na equação acima a relação de pressões crítica calcula-se como:

$$r^* = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \tag{5.50}$$

O desenvolvimento matemático para chegar à equação acima pode ser consultado em ASME PTC 6S REPORT (1988).

A vantagem do uso do método de Spencer-Cotto-Cannon, para a modelagem de cada seção da turbina a vapor é o número importante de informações resultantes do cálculo. Além do resultado dos balanços de massa e energia disponibiliza-se a relação de pressões, a eficiência, e a função de fluxo para cada um dos grupos de estágios e para a seção.

A função de fluxo é calculada por:

$$\Phi = cte \cdot \dot{m} \cdot \left(\frac{p}{v} \right)^{-0,5} \tag{5.51}$$

A constante no início da equação (5.51) é para a conversão de unidades. A função de fluxo, assim como a eficiência, são parâmetros importantes na monitoração do desempenho e o diagnóstico da seção da turbina a vapor.

Sistema de selagem da turbina a vapor

O sistema de selagem da turbina a vapor evita a perda de vapor para a atmosfera e que entre ar do ambiente, o que dificultaria a troca de calor no condensador e provocaria a corrosão no sistema. A selagem é feita com vapor, o que supõe uma perda de potência gerada. A modelagem do sistema de selagem que foi utilizada segue o princípio da equação proposta por Martin, que pode ser consultada em SPENCER et al (1974) apud MARTIN (1919). Para a condição de projeto o modelo admite a vazão de selagem conforme os balanços de massa e energia reportados pelo fabricante, calculando-se as constantes de fuga nos selos pela expressão:

$$CF = \dot{m}_{vapor,selo} \cdot \left(\frac{p_{vapor,ent}}{v_{vapor,ent}} \right)^{-0,5} \tag{5.52}$$

Na condição de operação fora do ponto de projeto utiliza-se o valor da constante de fuga '*CF*' para o cálculo do consumo de vapor em função dos parâmetros de entrada do vapor. Nos estudos de caso (e nas centrais termelétricas em geral) os selos não estão instrumentados e não são relevantes quanto a perdas de vapor e energia, porém um modelo ajustado do esquema térmico deve considerá-los.

5.2.5 Condensador

Os fabricantes do condensadores para cada central termelétrica objeto de estudo de caso, são os mesmos fabricantes das turbinas a vapor. O método de modelagem do condensador corresponde com o publicado na edição do Heat Exchange Institute - HEI (1995), onde podem ser consultados os seus detalhes. Este método determina o coeficiente global de transferência de calor com base na expressão:

$$U = 0{,}00567826 \cdot C1 \cdot C2 \cdot C3 \cdot FL \tag{5.53}$$

Na equação acima, '*C1*' é uma constante função do diâmetro externo do tubo e a velocidade da água de resfriamento pelo interior dos tubos, '*C2*' é um fator de correção para a temperatura da água de resfriamento, '*C3*' é uma constante que depende do material do tubo e a sua espessura, e '*FL*' é o fator de limpeza. O uso desta equação requer dados do fabricante referentes ao projeto do condensador, e assim fora levantado nos estudos de caso. O número no início do lado direito da equação é para realizar a conversão de unidades e obter o valor do coeficiente de transferência no sistema internacional de unidades. O cálculo do coeficiente global de transferência de calor é usado para determinar o *NUT* nas condições de operação fora do ponto de projeto:

$$NUT = \frac{U \cdot A}{cp \cdot \dot{m}_{resf,p}} \tag{5.54}$$

Tendo-se o *NUT*, calcula-se a pressão do vapor no condensador, ajustada para as condições de projeto, a partir da temperatura de saturação do vapor:

$$T_{vapor,sat} = \frac{T_{resf,sai} - T_{resf,sai} \cdot e^{-NUT}}{\left(1 - e^{-NUT}\right)} \tag{5.55}$$

Um parâmetro importante, para a monitoração de desempenho e o diagnóstico, é o fator de limpeza, que é calculado como:

$$FL = \frac{U}{U_p} \tag{5.56}$$

Na equação acima, o coeficiente global de transferência de calor, para as condições de operação e projeto, deve ser calculado com base nas mesmas referências (ver detalhes em ASME PTC 12.2 1998).

5.2.6 Aquecedor regenerativo fechado

Os aquecedores regenerativos foram fabricados pela Ansaldo Nucleare. Na simulação da condição de projeto a modelagem visa, a partir das temperaturas de aproximação e o coeficientes de transferência de calor, calcular a demanda de vapor, a superfície de troca de calor e a efetividade nas diferentes zonas do trocador de calor (ver Figura 5.8).

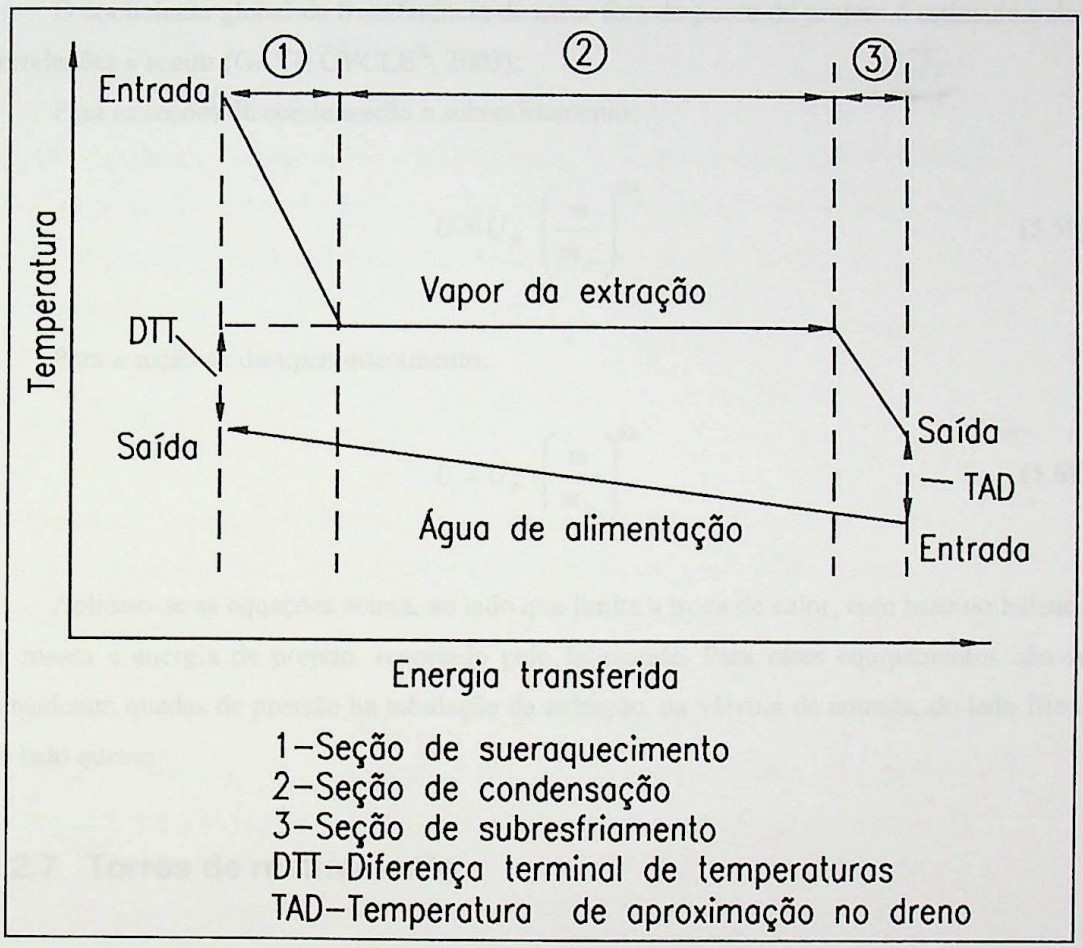


Figura 5.8 Processos e zonas dos aquecedores regenerativos.

Na modelagem fora do ponto de projeto emprega-se a metodologia de ASME PTC 12.1 (2000), calculando-se o valor das temperaturas de aproximação e a efetividade. Cada seção do

superaquecedor é analisada separadamente, a efetividade das seções de desuperaquecimento e sub-resfriamento calculam-se por:

$$\varepsilon = \frac{1-\exp[(NUT)\cdot(C_r-1)]}{1-C_r\cdot\exp[(NUT)\cdot(C_r-1)]} \tag{5.57}$$

Onde C_r é a relação de capacidades térmicas entre o lado da água e o do vapor. A efetividade da seção de condensação é calculada por:

$$\varepsilon = 1-\exp(NUT) \tag{5.58}$$

O coeficiente global de transferência de calor fora do ponto de projeto é estimado pelas correlações a seguir (GATE CYCLE©, 2003):

Para as seções de condensação e subresfriamento:

$$U = U_p \cdot \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_p}\right)^{0,4} \tag{5.59}$$

Para a seção de desuperaquecimento:

$$U = U_p \cdot \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_p}\right)^{0,6} \tag{5.60}$$

Aplicam-se as equações acima, ao lado que limita a troca de calor, com base no balanço de massa e energia de projeto, reportado pelo fabricante. Para estes equipamentos não se consideram quedas de pressão na tubulação da extração, na válvula de entrada, do lado frio e do lado quente.

5.2.7 Torres de resfriamento

Na ausência de curvas de operação reportadas pelo fabricante (MARLEY COOLING TOWERS S.P.A), a modelagem da torre de resfriamento baseou-se na equação de Merkel. O desenvolvimento matemático para a obtenção desta equação, e exemplos de cálculo podem ser consultados em LI & PRIDDY (1985). A troca de calor na torre depende da diferença de entalpias específicas entre o ar saturado e o ar nas condições do interior da torre:

$$Me = \frac{K \cdot a \cdot V}{\dot{m}} \cdot \int_{T_1}^{T_2} \frac{cp_{água}}{h_{ar,s} - h_{ar}} \cdot dT \tag{5.61}$$

Onde 'K' e o coeficiente de transferência de massa e 'V' o volume ativo de resfriamento. A equação de Merkel resolve-se para a condição de projeto, com dados construtivos da torre de resfriamento e as condições do ar de entrada, calculando-se a carga térmica da torre, a quantidade de água evaporada a relação ar-água e o número de Merkel. Na condição de operação fora do ponto de projeto emprega-se a condição que relaciona o número de Merkel com a relação ar-água, GATE CYCLE© (2003):

$$Me = Me_p \cdot \left(r_{ar-água}\right)^{0,65} \tag{5.62}$$

A umidade relativa do ar na saída da torre, as perdas com arraste, os ciclos de concentração e o número de ventiladores em operação são usados como dados de entrada na simulação fora do ponto de projeto. Recalculados o número de Merkel para nova condição de operação pela equação acima se dispõe das condições de saída da água, a nova carga térmica e as perdas por evaporação.

5.2.8 Bombas

As bombas a serem modeladas são as de alimentação de caldeira, extração de condensado, resfriamento do condensador e re-circulação de condensado (outras bombas auxiliares têm consumo desprezível). Nos estudos de caso analisados todas as bombas operam em rotação constante, sendo assim a modelagem é feita com base em dados e curvas características fornecidas pelo fabricante (que são diversos para as bombas das centrais termelétricas objetos de estudos de caso) da bomba para uma determinada velocidade, e que relacionam o acréscimo de pressão e a eficiência com a vazão através de expressões do tipo:

$$p_{sai} = p_{ent} + \Delta p(\dot{m}) \tag{5.63}$$

$$\eta_{isen} = \eta(\dot{m}) \tag{5.64}$$

O consumo de potência da bomba é obtido com base nestes resultados:

$$W = \frac{\dot{m} \cdot (1 + FR) \cdot v \cdot \Delta p}{\eta_{mec} \cdot \eta_{isen}} \tag{5.65}$$

Onde '*FR*' e a fração da vazão re-circulada com relação à vazão total. O salto entálpico e a temperatura de descarga são obtidos do balanço de energia:

$$W \cdot \eta_{mec} = \dot{m} \cdot (1 + FR) \cdot \Delta h \tag{5.66}$$

O consumo de energia das bombas é descontado da potência gerada no sistema para calcular a geração líquida.

5.2.9 Geradores elétricos

A modelagem dos geradores elétricos na condição de projeto é feita com base na eficiência elétrica calculada a partir do balanço de energia fornecido pelo fabricante (que são os mesmo fornecedores da turbina a gás e das turbinas a vapor). Para as condições de operação fora do ponto de projeto, as perdas que acontecem no gerador são simuladas com base nas suas características construtivas e de operação (potência, fator de potência, sistema de resfriamento e pressão do fluido de resfriamento, tipo de armadura, etc.), a partir das curvas apresentadas por SPENCER et al (1974).

5.3. Resultados da simulação do desempenho

Neste tópico são abordados os aspectos relativos aos resultados da simulação que foram obtidos para ambas as centrais termelétricas objeto de estudos de caso. Os resultados que se apresentam na seqüência dividiram-se em duas partes que se complementam. A primeira parte está relacionada com a elaboração dos modelos de simulação do esquema térmico da central e o ajuste dos mesmos. A segunda parte refere-se aos estudos paramétricos que foram realizados visando observar o efeito de diferentes variáveis nos indicadores de desempenho da central.

5.3.1 Metodologia para a elaboração e o ajuste dos modelos de simulação da condição de referência e real da operação

Dois modelos de simulação do esquema térmico foram elaborados visando a sua utilização para a monitoração e o diagnóstico preliminar do desempenho. O modelo que simula a condição de referência, elaborado a partir do balanço de massa e energia do ciclo na condição nominal de operação e a documentação disponível sobre os equipamentos principais, segundo a informação de projeto da instalação. O modelo que simula a condição real de operação elaborado para fazer os cálculos dos balanços de massa e energia do ciclo a partir de parâmetros obtidos mediante a instrumentação disponível na instalação, levando em consideração os limites operacionais e as características geométricas dos principais equipamentos do ciclo, conforme a informação de projeto da instalação. O modelo que simula a condição real de operação é utilizado para a monitoração do desempenho, os resultados da simulação obtidos com este modelo permitem construir históricos de operação, gráficos de acompanhamento de indicadores de desempenho, etc., oferecendo aos operadores e aos gerentes de operação informações valiosas para a tomada de decisões a fim de melhorar o desempenho da instalação. Para a realização do diagnóstico preliminar do desempenho são utilizados os resultados obtidos com ambos os modelos de simulação, para o mesmo conjunto de dados de entrada, pois o diagnóstico é feito a partir da comparação entre estes resultados.

A elaboração dos modelos de simulação foi dividida em várias etapas:

- Levantamento da documentação técnica do esquema térmico das instalações e de cada um dos seus equipamentos principais. Esta etapa levou a um cuidadoso trabalho de revisão de documentos impressos, em meio eletrônico, e na forma de desenhos técnicos. Este trabalho foi feito para um volume considerável de informação, e o mesmo permitiu selecionar as informações técnicas necessárias para a elaboração dos modelos dos equipamentos e do esquema térmico;
- Levantamento da documentação técnica da instrumentação disponível na instalação. Esta etapa levou a um estudo detalhado do posicionamento dos instrumentos nos diferentes pontos do esquema térmico, assim como ao levantamento das características técnicas dos mesmos;
- Revisão da documentação técnica dos equipamentos e da instrumentação. Esta etapa visa selecionar a informação a ser utilizada na implementação e o ajuste dos modelos de simulação no Gate Cycle®, atendendo às exigências de dados de entrada e parâmetros requeridos na metodologia de simulação estabelecida;

- Montagem do esquema térmico da instalação na interface gráfica do Gate Cycle®. Esta etapa levou a um estudo detalhado do esquema térmico da instalação, e sobre as inter-relações entre os diferentes equipamentos do ciclo, visando manter a maior quantidade de equipamentos principais do ciclo com o propósito de ter a maior fidelidade do modelo em relação ao esquema térmico real;
- Introdução dos dados de entrada nos diferentes ícones de equipamentos incorporados ao esquema térmico montado na interface gráfica do Gate Cycle®. Os dados introduzidos foram aqueles que se selecionaram na etapa de revisão da documentação;
- Corrida dos modelos de simulação e verificação do funcionamento dos mesmos para as faixas de operação de parâmetros desejados visando atender os objetivos da monitoração e o diagnóstico preliminar do desempenho.

O processo de ajuste dos modelos de simulação foi realizado em várias etapas:

- Seleção dos equipamentos para o processo de ajuste. Consideraram-se os equipamentos mais importantes do esquema térmico;
- Seleção dos parâmetros verificadores que em cada equipamento serão utilizados durante o processo de ajuste. A seleção destes parâmetros requer extrema atenção, já que tanto a documentação de projeto dos equipamentos, quanto a informação disponibilizada pelo Gate Cycle® uma vez feita a simulação, é diferente para cada equipamento. Outra dificuldade é a forma em que é apresentada a informação referente à documentação de projeto, por exemplo, se informa um valor que se encontra numa delimitada faixa, ou que o valor deve ser, ou maior ou menor, que um valor específico. Por outro lado, se informam valores que o Gate Cycle® não calcula diretamente, ou ao contrario, o Gate Cycle® calcula o valor para um determinado parâmetro e o mesmo não esta disponível na documentação de projeto;
- Elaboração do procedimento de ajuste dos modelos de simulação. Atendendo às dificuldades acima mencionadas foi necessário estabelecer critérios de comparação das informações disponíveis que se aplique tanto aos parâmetros quanto ao tipo de informação. Empregaram-se três critérios: (i) se para o parâmetro verificador o valor numérico é fixo, então se compara o valor da simulação com o da documentação de projeto, (ii) se o valor do parâmetro verificador é dado na forma de uma faixa delimitada, então observa-se se o resultado da simulação se encontra dentro dos limites

de valores, o mesmo princípio aplica-se quando o parâmetro verificador é dado na forma de "valor maior que" ou "valor menor que", (iii) quando o parâmetro verificador não se dispõe na documentação, e sim no resultado da simulação, ou vice versa, então se sinaliza "não disponível";

- Ajuste dos modelos de simulação. Foram feitas inúmeras corridas dos modelos de simulação num processo iterativo que levou a criação de macros que serviram para o ajuste de parâmetros, demarcação dos valores na faixa desejada, etc.

5.3.2 Resultados da elaboração e o ajuste dos modelos de simulação para a central termelétrica de ciclo combinado

Na Figura 5.9 se sintetiza o resultado da elaboração dos modelos de simulação do esquema térmico da central termelétrica de ciclo combinado estudo de caso. O esquema térmico montado na interface gráfica do Gate Cycle® é idêntico para ambos os modelos de simulação, a Figura 5.9 encontra-se ampliada no Apêndice A. Os resultados da simulação obtidos a partir da documentação disponível de projeto da instalação, mostradas no canto superior esquerdo da figura, referentes aos valores líquidos de Potência, Consumo Específico de Calor e Eficiência foram obtidos com o modelo da condição de referência. Estes resultados para o modelo da condição real são: 234,75 MW, 6485,35 kJ/kWh, e 55,51%, respectivamente. As pequenas diferenças numéricas observadas são decorrentes da tolerância de 0,0001 exigida para a convergência dos cálculos após cada iteração e, que o modelo da condição de referência funciona em modo de fora de projeto, e o modelo da condição real funciona em modo de projeto.

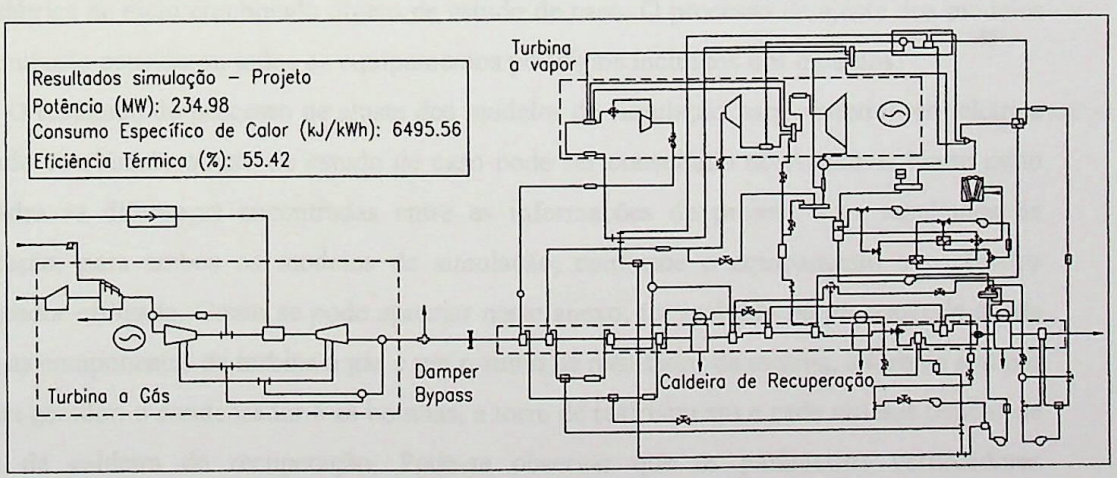


Figura 5.9 Resultado da elaboração e o ajuste dos modelos de simulação.

Na Figura 5.9 são destacados apenas os principais subsistemas do esquema térmico da central de ciclo combinado estudo de caso, que são: a turbina a gás com o seu gerador elétrico e o damper by-pass dos gases, a caldeira de recuperação e a turbina a vapor. Outras informações a respeito do modelo de simulação mostrado na Figura 5.9 que merecem ser comentados são:

- A turbina a gás é modelada em componentes separados (filtro de ar, resfriador evaporativo, compressor, combustor e expansor), permitindo assim a monitoração mais detalhada do desempenho de cada componente. O mesmo acontece com a turbina a vapor, que é dividida em seções (de alta, de média e de baixa pressão). E com a caldeira de recuperação que é separada por bancos de tubos (13 no total, considerando todos os superaquecedores, re-aquecedores evaporadores e economizadores dos circuitos de alta, média e baixa pressão);
- Está incluído o sistema de filtragem e pré-aquecimento de gás natural;
- Está incluído o sistema de selagem da turbina a vapor;
- O sistema de by-pass de vapor de média e baixa pressão, permitindo a simulação a cargas parciais;
- O sistema de condensação de vapor com seu sistema de arrefecimento formado por uma torre úmida com cinco cédulas de tiragem mecânica;
- O sistema de resfriamento fechado;
- O sistema de bombas para a extração de condensado, a alimentação da caldeira de recuperação, e para o controle de temperatura dos gases na saída da caldeira.

Desta forma conseguiu-se um modelo representativo do esquema térmico da central termelétrica de ciclo combinado objeto de estudo de caso. O processo de ajuste dos modelos de simulação considerou todos os equipamentos principais incluídos nos modelos.

O resultado do processo de ajuste dos modelos de simulação para a central termelétrica de ciclo combinado objeto de estudo de caso pode ser consultado no Anexo 1. Neste estão tabeladas as diferenças encontradas entre as informações de projeto e os resultados da simulação, para ambos os modelos de simulação, conforme o equipamento e parâmetro verificador utilizado. Como se pode apreciar neste anexo, foi incluído no processo de ajuste todas as componentes da turbina a gás e um resumo de resultados da mesma, a turbina a vapor e o seu gerador, o condensador e as bombas, a torre de resfriamento e cada um dos bancos de tubos da caldeira de recuperação. Pode-se observar que os parâmetros verificadores empregados foram diversos, dependendo do tipo de equipamento.

5.3.3 Resultados da elaboração e o ajuste dos modelos de simulação para a central termelétrica de ciclo a vapor

Na Figura 5.10 se mostra o resultado da elaboração dos modelos de simulação do esquema térmico da central termelétrica de ciclo a vapor objeto de estudo de caso. O esquema térmico montado na interface gráfica do Gate Cycle® é idêntico para ambos os modelos de simulação, a Figura 5.10 encontra-se ampliada no Apêndice B. Os resultados da simulação obtidos a partir da documentação disponível de projeto da instalação, mostradas na parte superior da figura, referentes aos valores líquidos de Potência, Consumo Específico de Calor e Eficiência foram obtidos com o modelo da condição de referência. Estes resultados para o modelo da condição real são: 61,58 MW, 10155,30 kJ/kWh, e 35,45%, respectivamente. As pequenas diferenças numéricas observadas devem-se, em parte, à tolerância pré-estabelecida para os cálculos (0,0001) e, por outro lado, a que o modelo da condição de referência executa os cálculos em modo de fora de projeto o que leva a um menor número de variáveis para o controle do ajuste.

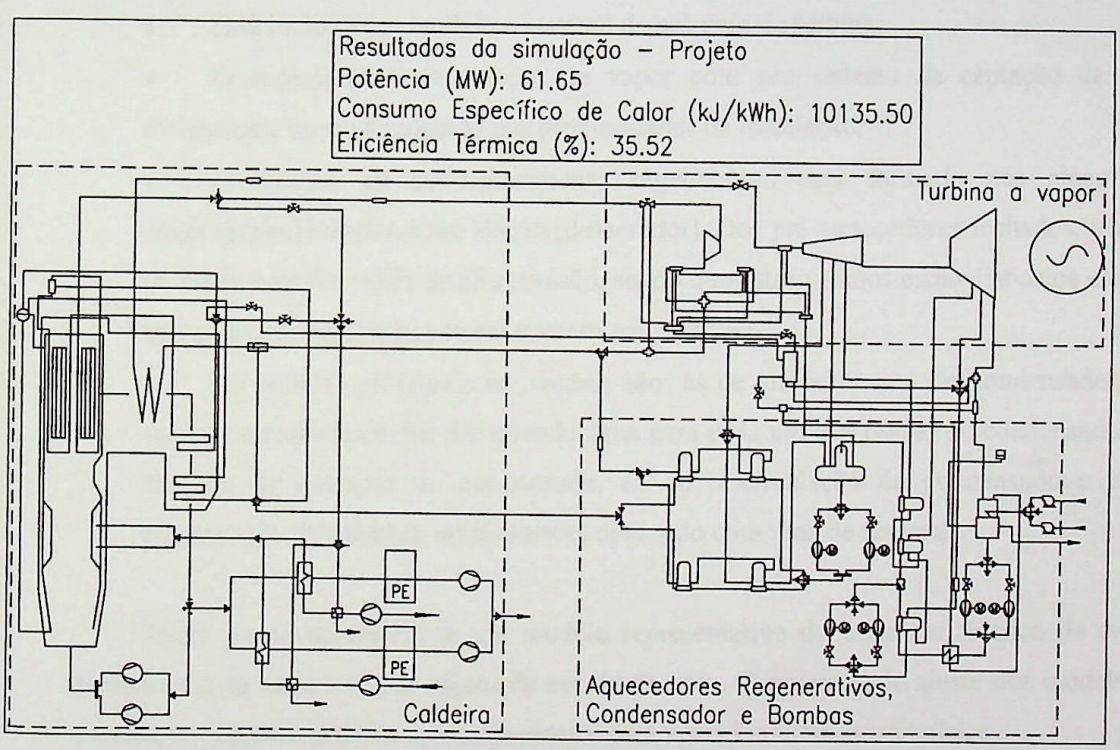


Figura 5.10 Resultado da elaboração e o ajuste dos modelos de simulação.

Na Figura 5.10 são destacados apenas os principais subsistemas do esquema térmico da central termelétrica de ciclo a vapor objeto de estudo de caso, que são: a caldeira, a turbina a vapor e o seu gerador elétrico, os aquecedores regenerativos, o condensador e as bombas. Informações importantes a respeito dos modelos de simulação mostrado na Figura 5.10, que merecem ser comentados são:

- A caldeira é modelada simulando diferentes componentes em separado: a fornalha com as paredes de água e o superaquecedor e o re-aquecedor radiante, as superfícies convectivas, que incluem um superaquecedor e um re-aquecedor, e as superfícies recuperadoras, formadas pelo economizador e os pré-aquecedores de ar. No modelo da caldeira foram incluídos os pré-aquecedores de ar a vapor e o sistema de re-circulação de gases para a fornalha, porém eles, no momento, não estão habilitados para a simulação já que são muito raramente utilizados na operação normal da unidade. Completam o modelo da caldeira os modelos dos ventiladores de tiragem forçada e induzida, sendo dois de cada tipo que operam normalmente;
- A turbina a vapor é modelada dividida em seções de alta, média e baixa pressão;
- Está incluído no modelo o sistema de selagem da turbina;
- O sistema de condensação de vapor com seu sistema de captação de água diretamente do rio localizado nas proximidades da instalação;
- O sistema de pré-aquecimento regenerativo está formado por cinco pré-aquecedores fechados e um aberto (desaerador). Dos pré-aquecedores fechados, três são de baixa pressão e dois de alta pressão, sendo que estes últimos estão dispostos em dois ramais que na operação normal operam em paralelo;
- As bombas principais do sistema são: as de arrefecimento do condensador, que operam simultaneamente fornecendo água para cada um dos passes do condensador. As bombas de extração de condensado, as de re-circulação de condensado e as de alimentação de caldeira, normalmente operando com uma de reserva.

Desta forma conseguiu-se um modelo representativo do esquema térmico da central termelétrica de ciclo a vapor objeto de estudo de caso. O processo de ajuste dos modelos de simulação considerou todos os equipamentos principais incluídos nos modelos.

O resultado do processo de ajuste dos modelos de simulação para a central termelétrica de ciclo a vapor objeto de estudo de caso pode ser consultado no Anexo 2. Neste estão tabeladas as diferenças encontradas entre as informações de projeto e os resultados da simulação, para ambos os modelos de simulação, conforme o equipamento e parâmetro

verificador utilizado. Como se pode apreciar neste anexo, foi incluído no processo de ajuste todas as componentes do modelo da caldeira, as bombas de alimentação da caldeira, a bomba de extração de condensado e a bomba de arrefecimento do condensador, a turbina a vapor e o seu gerador, assim como todos os aquecedores regenerativos de baixa e alta pressão. Pode-se observar que os parâmetros verificadores empregados foram diversos, dependendo do tipo de equipamento.

5.3.4 Sobre a elaboração e o ajuste dos modelos de simulação

Considerando que em todos os parâmetros verificados em ambos os estudos de caso, para um conjunto único de resultados da simulação e com diversas fontes de comparação, a diferença nunca ultrapassa 3%, sendo que a maioria das vezes são valores bem menores que este, chegando a atingir o valor de zero em muitas ocasiões, pode-se afirmar que o ajuste dos modelos de simulação é excelente, garantindo-se a confiabilidade dos sues resultados. A seqüência do trabalho de simulação prosseguiu com a realização de estudos paramétricos que foram feitos visando observar o efeito de diferentes variáveis nos indicadores de desempenho da central.

5.3.5 Método para a realização dos Estudos Paramétricos

Visualizar e compreender o efeito que, sobre os indicadores de desempenho da central termelétrica, é causado pela mudança de diferentes parâmetros, constituiu o principal objetivo dos estudos paramétricos que foram realizados. Como existe um grande número de parâmetros que podem afetar os indicadores de desempenho dos tipos de centrais termelétricas estudos de caso, uma seleção foi feita entre eles, visando centrar a análise naqueles que são considerados de maior relevância. Os parâmetros selecionados, com base na norma da ASME PTC 46 (1996), foram divididos em dois grupos: o formado por parâmetros que representam condições de contorno, por exemplo, condições do ar ambiente, características do combustível, carga, etc., e o formado por parâmetros que são internos da planta, por exemplo, pressões, temperaturas e vazões nos diferentes pontos do esquema térmico.

Os parâmetros que representam condições de contorno para a central termelétrica de ciclo combinado, e que foram considerados nos estudos paramétricos, são:

- Poder Calorífico Inferior do gás natural, dado por diferentes composições químicas;
- Temperatura do ar ambiente, considerando que a turbina a gás opera sem o resfriador evaporativo em funcionamento;
- Temperatura do ar ambiente, considerando que a turbina a gás opera com o resfriador evaporativo em funcionamento;
- Pressão atmosférica;
- Umidade relativa do ar;
- Vazão mássica da água de resfriamento do condensador;
- Temperatura de entrada da água de resfriamento do condensador;
- Carga da turbina a gás.

Os parâmetros que representam àqueles que são internos da central termelétrica de ciclo combinado, e que foram considerados nos estudos paramétricos, são:

- Temperatura na descarga do compressor;
- Temperatura de exaustão da turbina a gás;
- Pressão do vapor de alta pressão;
- Pressão do vapor de média pressão;
- Pressão do vapor de baixa pressão;
- Temperatura do vapor de alta pressão;
- Temperatura do vapor de média pressão;
- Temperatura do vapor de baixa pressão;
- Vazão mássica de vapor de alta pressão;
- Vazão mássica de vapor de média pressão;
- Vazão mássica de vapor de baixa pressão.

Os indicadores de desempenho considerados nos estudos paramétricos da central termelétrica de ciclo combinado são:

- Potência gerada na turbina a gás;
- Potência gerada na turbina a vapor;
- Consumo específico de calor.

Os parâmetros que representam condições de contorno para a central termelétrica com ciclo a vapor, e que foram considerados nos estudos paramétricos, são:

- Poder Calorífico Inferior do carvão mineral. Dado por diferentes composições químicas;
- Temperatura do ar ambiente;
- Pressão atmosférica;
- Umidade relativa do ar;
- Pressão de exaustão da turbina a vapor. Provocada pela variação da temperatura de entrada da água de resfriamento do condensador;
- Carga da turbina a vapor.

Os parâmetros que representam aqueles que são internos da central termelétrica de ciclo a vapor, e que foram considerados nos estudos paramétricos, são:

- Vazão de atemperação do vapor superaquecido;
- Vazão de atemperação do vapor re-aquecido;
- Pressão do vapor superaquecido;
- Temperatura do vapor superaquecido;
- Pressão do vapor re-aquecido;
- Temperatura do vapor re-aquecido;
- Diferença terminal de temperaturas do aquecedor de baixa pressão BP1;
- Diferença terminal de temperaturas do aquecedor de baixa pressão BP2;
- Diferença terminal de temperaturas do aquecedor de baixa pressão BP3;
- Diferença terminal de temperaturas dos aquecedores de alta pressão AP5A e/ou AP5B;
- Diferença terminal de temperaturas dos aquecedores de alta pressão AP6A e /ou AP6B;
- Aproximação de temperaturas no dreno do aquecedor BP2;
- Aproximação de temperaturas no dreno do aquecedor BP3;
- Aproximação de temperaturas no dreno dos aquecedores de alta pressão AP5A e/ou AP5B;
- Aproximação de temperaturas no dreno dos aquecedores de alta pressão AP6A e/ou AP6B.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
Biblioteca
MAUÁ
BIM
CMPEI

Os indicadores de desempenho considerados nos estudos paramétricos da central termelétrica de ciclo a vapor são:

- Potência gerada na turbina a vapor;
- Consumo específico de calor;

Para a realização dos estudos paramétricos foram utilizados ambos os modelos de simulação que foram elaborados: o que simula a condição de referência e o que simula a condição real. O primeiro foi utilizado nos estudos paramétricos que representam condições de contorno já que o modelo que simula a condição de referência determina o estado interno da planta perante mudanças destes tipos de parâmetros. Isto permite analisar a resposta do sistema perante as variações nas condições de contorno, e particularmente o impacto das mesmas nos indicadores de desempenho. O modelo que simula a condição real foi utilizado nos estudos paramétricos que representam àqueles que são internos da planta, uma vez que o mesmo permite analisar o efeito da mudança num parâmetro interno do sistema nos indicadores de desempenho.

O expresso anteriormente permite fazer dois esclarecimentos que ajudam a compreender os resultados dos estudos paramétricos que são apresentados a seguir. Mesmo quando durante os cálculos se variou um parâmetro de cada vez, deve-se comentar que:

- O impacto sobre os indicadores de desempenho devido às mudanças nos parâmetros que representam as condições de contorno é conseqüência de uma cadeia de eventos que acontece devido à reação interna do sistema perante as variações das condições de contorno;
- O impacto sobre os indicadores de desempenho devido às mudanças nos parâmetros que representam os internos da planta é conseqüência do evento isolado que acontece devido à reação interna do sistema perante a mudança de um de seus parâmetros internos. É importante salientar que nestes casos, durante os cálculos sempre se usaram as mesmas condições de contorno, e se mantiveram constantes os parâmetros internos restantes, exceto em alguns casos que, pelo sentido físico e real da simulação, serão oportunamente comentados;
- Os resultados numéricos apresentados são utilizados para as condições que foram pré-estabelecidas para os cálculos e as centrais termelétricas que participaram como estudos de caso, não devendo ser generalizados para outras unidades geradoras.

5.3.6 Resultados dos Estudos Paramétricos para a central termelétrica de ciclo combinado estudo de caso

Os resultados dos estudos paramétricos que foram realizados para a central termelétrica de ciclo combinado se encontram resumidos na Tabela 5.1. Na mesma se mostra o impacto da variação do parâmetro (ou da variável independente), tanto das que representam condições de contorno, quanto àquelas que representam parâmetros internos da planta. Os valores expostos na Tabela 5.1 estão expressos em unidades percentuais, indicando assim a variação relativa com relação a um valor base (estabelecido após o ajuste de ambos os modelos de simulação). Na primeira coluna de valores da tabela apresenta-se a variação relativa mínima e máxima, de cada parâmetro com relação ao valor de referência, que foi utilizada nos estudos paramétricos. Nas colunas restantes registra-se a variação relativa mínima e máxima obtida para cada um dos indicadores de desempenho. Esclarecimentos das abreviaturas e siglas usadas na tabela e outros comentários importantes podem ser consultados nas notas colocadas no pé da mesma.

Analisando os resultados apresentados na Tabela 5.1 podem-se expressar as seguintes conclusões:

- Embora se tenham analisado diferentes composições volumétricas do gás natural, a variação do Poder Calorífico que se registrou foi muito pequena, levando a uma variação desprezível nos indicadores de desempenho. O impacto maior na potência gerada na turbina a vapor deve-se a que, para manter constante a temperatura de entrada na turbina a gás consome-se mais combustível se o Poder Calorífico for menor, aumentando a vazão de gases que passa pela caldeira de recuperação, gerando-se mais vapor e consequentemente mais potência na turbina a vapor. Note-se que mesmo quando se registram pequenos aumentos em ambas as turbinas, o efeito da diminuição do Poder Calorífico do gás natural leva ao aumento do consumo específico de calor;
- A turbina a gás em carga base funciona com o resfriador evaporativo em operação, o que minimiza o impacto negativo que possa ter qualquer aumento na temperatura ambiente no local onde se encontre instalada a central termelétrica de ciclo combinado estudo de caso. Em cargas parciais não se opera a turbina a gás com o resfriador evaporativo em funcionamento, o que pode levar a um impacto maior nos indicadores de desempenho perante mudanças na temperatura ambiente, decorrente da variação da densidade do ar;

Tabela 5.1 Resumo de resultados do Estudo Paramétrico para a central termelétrica de ciclo combinado.

Variação do parâmetro com relação ao valor de referência			Variação no indicador de desempenho		
			Pot. TG	Pot. TV	CEC
Poder Calorífico Inferior	Mínimo	-0,56%	0,0045%	0,0121%	0,0005%
	Máximo	0,00%	0,0000%	0,0000%	0,0000%
Temperatura ar ambiente (SRE)	Mínimo	-60,00%	8,1000%	1,3473%	-0,0487%
	Máximo	40,00%	-4,3429%	-1,5393%	0,4328%
Temperatura ar ambiente (CRE)	Mínimo	-60,00%	7,0224%	0,9407%	-0,0466%
	Máximo	40,00%	-3,7891%	-1,2808%	0,4144%
Pressão atmosférica	Mínimo	-4,35%	-0,1751%	-0,0014%	-0,0025%
	Máximo	8,70%	0,2943%	0,0059%	0,0102%
Umidade relativa (SER)	Mínimo	-50,00%	-0,6270%	-0,5554%	-0,0320%
	Máximo	50,00%	0,6057%	0,3869%	0,0902%
Vazão de água de resfriamento do condensador	Mínimo	-20,00%	0,0000%	-0,1702%	0,0591%
	Máximo	0,00%	0,0000%	0,0000%	0,0000%
Temperatura de entrada da AR do condensador	Mínimo	-18,01%	0,0000%	0,1540%	-0,0543%
	Máximo	6,58%	0,0000%	-0,1630%	0,0575%
Carga da turbina a gás	Mínimo	-21,15%	-21,1546%	-23,4688%	4,4071%
	Máximo	0,00%	0,0000%	0,0000%	0,0000%
Temperatura na descarga do compressor	Mínimo	-1,00%	1,0366%	0,0000%	-0,3093%
	Máximo	2,50%	-2,5969%	0,0000%	0,6703%
Temperatura de exaustão da turbina a gás	Mínimo	-1,27%	2,3627%	-1,8349%	-0,8764%
	Máximo	2,02%	-3,7869%	3,1506%	1,3616%
Pressão do vapor de Alta Pressão	Mínimo	-15,45%	0,0000%	-1,1514%	0,4072%
	Máximo	0,71%	0,0000%	0,1603%	-0,0564%
Pressão do vapor de Média Pressão	Mínimo	-14,03%	0,0000%	-1,1687%	0,4133%
	Máximo	0,00%	0,0000%	0,0000%	0,0000%
Pressão do vapor de Baixa Pressão	Mínimo	-19,36%	0,0000%	-1,1937%	0,4224%
	Máximo	0,00%	0,0000%	0,0000%	0,0000%
Temperatura do vapor de Alta Pressão	Mínimo	-3,70%	0,0000%	-0,3213%	0,1134%
	Máximo	1,85%	0,0000%	0,0135%	-0,0048%
Temperatura do vapor de Média Pressão	Mínimo	-3,52%	0,0000%	-0,5296%	0,1870%
	Máximo	2,04%	0,0000%	0,2681%	-0,0944%
Temperatura do vapor de Baixa Pressão	Mínimo	-4,56%	0,0000%	-0,0140%	0,0049%
	Máximo	3,73%	0,0000%	0,0129%	-0,0045%
Vazão do vapor de Alta Pressão	Mínimo	-1,29%	0,0000%	-0,1501%	0,0529%
	Máximo	2,58%	0,0000%	0,2855%	-0,1005%
Vazão do vapor de Média Pressão	Mínimo	-1,57%	0,0000%	-0,0411%	0,0145%
	Máximo	12,49%	0,0000%	0,3108%	-0,1094%
Vazão do vapor de Baixa Pressão	Mínimo	0,00%	0,0000%	0,0000%	0,0000%
	Máximo	15,69%	0,0000%	0,4885%	-0,1719%

Notas: SRE – Sem Resfriador Evaporativo, CER – Com Resfriador Evaporativo, AR – Água de Resfriamento, Pot. TG – Potência da Turbina a Gás, Pot. TV – Potência da Turbina a Vapor, CEC – Consumo Específico de Calor, A variação da pressão do vapor nos níveis de alta, média e baixa pressão é considerada somente no ponto de entrada da turbina, A variação da temperatura do vapor foi considerada na saída do último superaquecedor de alta pressão, no último re-aquecedor e na saída do superaquecedor de baixa pressão, para os níveis de alta, média e baixa pressão, A variação da geração de vapor foi feita mantendo a geração de vapor constante nos outros dois.

- O estudo paramétrico do impacto da mudança na umidade relativa do ar foi realizado com a turbina a gás operando em carga base sem o funcionamento do resfriador evaporativo. Note-se que a influência desta variável nos indicadores de desempenho é, em geral, desprezível, já que a variação que a mesma provoca na

densidade do ar é muito pequena. A baixa umidade relativa do ar leva a uma maior densidade do ar, o que aumenta a vazão mássica de ar que escoa pelo compressor. Com um ar mais seco utiliza-se menos combustível para manter a mesma temperatura de entrada na turbina, resultando numa menor vazão de gases produto da combustão e uma menor geração de potência na turbina a gás. Com uma menor vazão de gases passando pela caldeira de recuperação, reduz-se a quantidade de vapor gerado e a potência gerada na turbina a vapor. O menor consumo de combustível compensa a queda de geração, diminuindo o consumo específico de calor. Em dias muito secos, gerando em carga base, a turbina a gás opera com o resfriador evaporativo em funcionamento minimizando a queda de geração, porém o consumo específico de calor deve aumentar se for mantida constante a temperatura de entrada na turbina. Com um ar mais seco a torre de resfriamento opera com maior arraste e evaporação afetando o desempenho da turbina a vapor em dependência do valor da temperatura do ar, pois se pode afetar o vácuo existente no condensador;

- Mudanças na temperatura da água de resfriamento do condensador levam a variação no vácuo e por tanto, na potência gerada na turbina a vapor. Menor temperatura da água de circulação faz com que se tenha um maior vácuo, e consequentemente, uma maior geração e menor consumo específico de calor na central termelétrica de ciclo combinado, e vice versa. As mudanças no vácuo devem-se às alterações na capacidade de transferência de calor que acontecem no condensador devido às variações da temperatura da água de circulação;
- A vazão de água de resfriamento do condensador é um parâmetro que se identifica somente com o desempenho do ciclo a vapor da central termelétrica de ciclo combinado, pelo que não provoca nenhum impacto na geração da turbina a gás. Geralmente os ciclos a vapor das centrais termelétricas são projetados para operar com vazão constante da água de circulação, e por proteção se prevê que perdas de 50% da vazão de projeto não afetem de maneira extrema o vácuo de operação, embora nesta condição seja necessário reduzir a carga. No estudo realizado, uma redução de 20% na vazão mássica de água de circulação do condensador levou a uma pequena queda na potência da turbina a vapor, ocasionada pela perda de vácuo decorrente da perda na capacidade de transferência de calor. Esta queda de potência na turbina a vapor conduz a um leve aumento no consumo específico de calor da central termelétrica de ciclo combinado, porém este efeito não é diretamente proporcional, já que a turbina a vapor é responsável por somente 35% da geração total da central;

- As mudanças nas pressões, temperaturas e vazões, nos diferentes níveis de pressão da caldeira de recuperação por serem inerentes somente ao ciclo a vapor da central termelétrica de ciclo combinado, afetarão unicamente à geração na turbina a vapor e o consumo específico de calor. Em geral nota-se um pequeno impacto de todos estes parâmetros nos indicadores antes mencionados. Como tendência geral se observa o que era esperado, maiores valores destes parâmetros levam ao aumento da geração na turbina a vapor e à queda do consumo específico de calor, e vice versa. Como nas simulações variou-se um destes parâmetros por vez, mantendo o valor constante dos restantes, é de se esperar que na realidade aconteça uma cadeia de eventos quando um destes parâmetros varie, mudando os valores do impacto nos indicadores de desempenho apresentados nestes resultados;
- Dos parâmetros que foram considerados nos estudos paramétricos, mostraram-se mais influentes nos indicadores de desempenho: a temperatura ambiente, a carga de operação da turbina a gás, a temperatura na descarga do compressor e a temperatura de exaustão da turbina a gás. A continuação trata-se dos mesmos com a ajuda dos gráficos que se mostram a seguir.

O efeito da temperatura ambiente num central termelétrica de ciclo combinado já tinha sido estudado por ARRIETA & LORA (2005) como parte do trabalho desenvolvido na execução desta tese. Embora a central termelétrica considerada nesse estudo possui uma configuração diferente da considerada nos estudos de caso, os autores mostraram a forte influência que este parâmetro tem no desempenho deste tipo de unidade geradora. Na Figura 5.11 se ilustra a variação relativa dos indicadores de desempenho com a mudança da temperatura ambiente do ar, com a turbina a gás operando em carga base e sem o resfriado evaporativo em funcionamento. A mudança da densidade do ar com a temperatura reflete sensivelmente na potência gerada na turbina a gás devido à variação na vazão mássica de ar que escoa pela máquina (mantendo a temperatura de entrada na turbina constante). Quando maior a temperatura do ar, menor a densidade do ar e, por tanto, menor vazão mássica de ar levando a uma menor geração na turbina a gás, e vice versa. Registrou-se uma variação total na geração da ordem de 12,4 pontos percentuais, para uma mudança na temperatura ambiente na faixa dos 10 aos 35 °C.

Uma queda de geração também se observa na turbina a vapor, embora num menor grau que para a turbina a gás. Duas são as causas que levam a queda na geração da turbina a vapor com o aumento da temperatura ambiente, e vice versa. Mesmo quando a temperatura de

exaustão da turbina a gás aumenta com o aumento da temperatura ambiente, a diminuição da vazão de gases de exaustão devida à menor vazão mássica de ar, levam a uma menor energia total disponível para a geração de vapor na caldeira de recuperação. Por outro lado, com o aumento da temperatura do ar ambiente, também aumenta a temperatura da água de resfriamento no condensador, provocando queda no vácuo. Ambas as causas combinadas resultam numa variação da ordem de 2,9 pontos percentuais para a faixa de temperaturas antes mencionada. Embora para manter a mesma temperatura de entrada na turbina a gás se precise de menos combustível, devido a diminuição da vazão mássica de ar com o aumento da temperatura do ar, o efeito negativo da queda de geração prevalece, registrando-se um aumento do consumo específico de calor da ordem de 4,4 pontos percentuais para o maior valor de temperatura do ar ambiente base. A tendência de comportamento do consumo específico de calor é observada em outras unidades de configuração semelhante, consultar LORA & NASCIMENTO (2004), capítulo 16 página 982. Para uma temperatura ambiente muito baixa o aumento no consumo de combustível para manter constante a temperatura na entrada da turbina, supera o ganho de geração, levando ao aumento do consumo específico de calor.

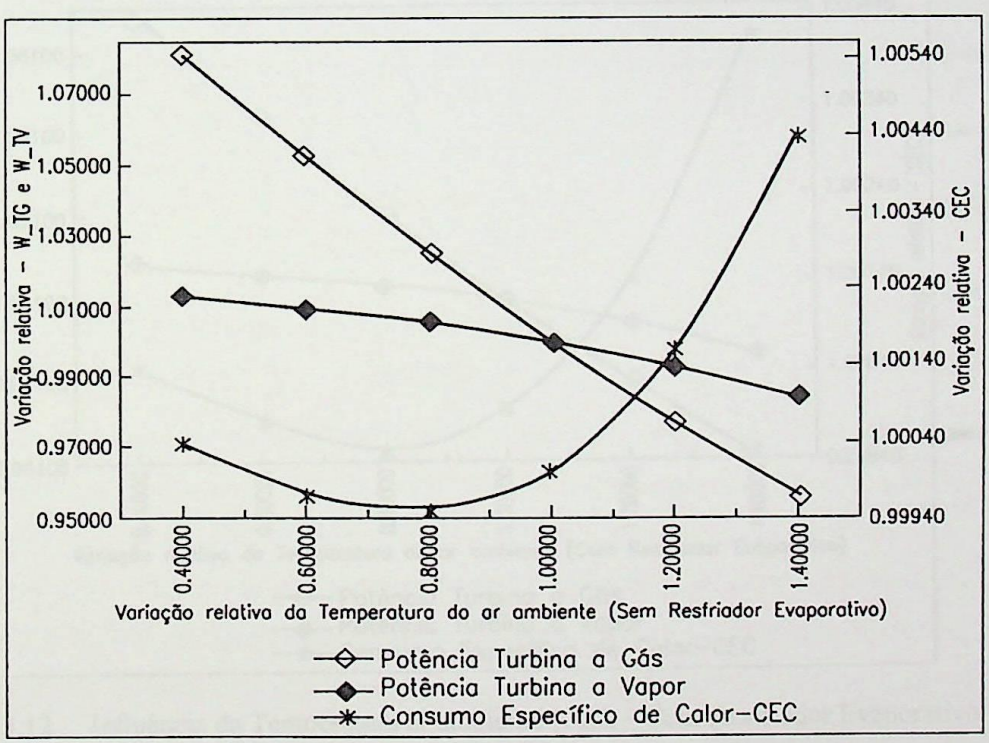


Figura 5.11 Influência da Temperatura ar ambiente (SRE – Sem Resfriador Evaporativo em operação) nos parâmetros de desempenho do ciclo combinado.

Com a turbina a gás em carga base com o resfriador evaporativo em funcionamento a eficiência de saturação constante, as tendências de comportamento dos indicadores de desempenho são semelhantes devido as razoes já comentadas. Porém, o uso do resfriador evaporativo atenua os efeitos da queda de geração devida ao aumento da temperatura ambiente, pois a injeção de água que nele se realiza reduz a temperatura do ar na entrada do compressor, ao passo em que compensa a perda de vazão mássica de ar. A variação total registrada na turbina a gás foi de 10,8 pontos percentuais (dois a menos se comparado à operação sem o resfriador evaporativo). A variação total da turbina a vapor foi de 2,2 pontos percentuais, somente 0,7 pontos percentuais a menos, pois a perda de vácuo não pode ser corrigida com o funcionamento do resfriador evaporativo. A injeção de água aumenta o consumo de combustível na turbina a gás para manter a temperatura de entrada na turbina constante, embora com a mesma tendência de queda perante o aumento da temperatura do ar. O efeito positivo da diminuição da queda de geração é praticamente anulado pelo aumento do consumo, resultando num aumento similar do consumo específico de calor de 4,4 pontos percentuais para o maior valor de temperatura do ar ambiente analisado (35 °C).

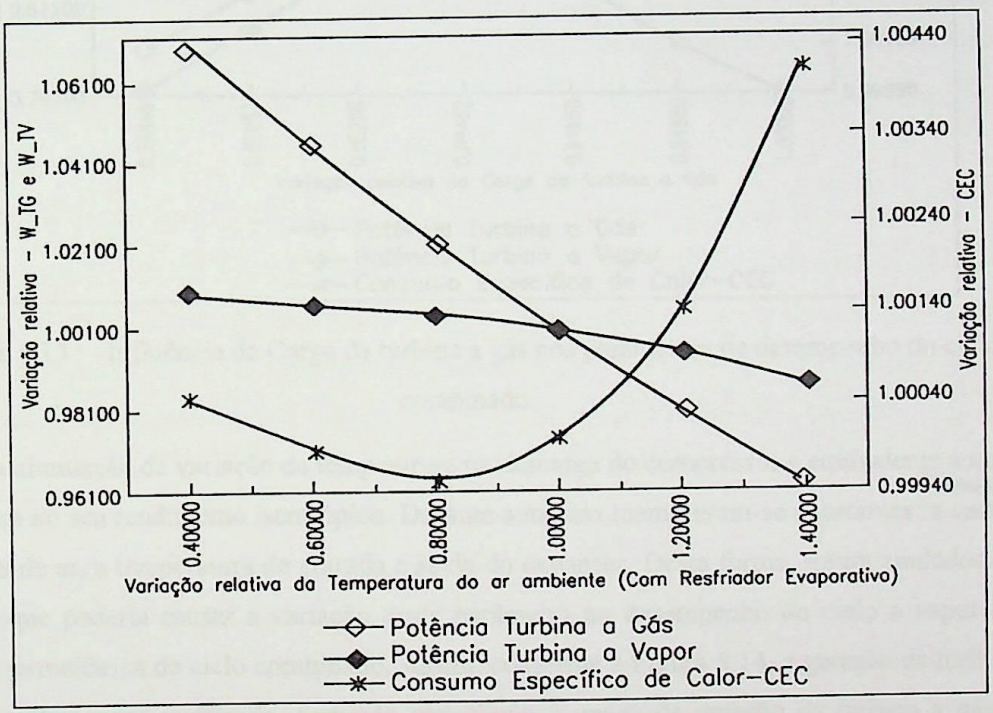


Figura 5.12 Influência da Temperatura ar ambiente (CRE – Com Resfriador Evaporativo em operação) nos parâmetros de desempenho do ciclo combinado.

A variação da carga de operação da turbina a gás afeta proporcionalmente os indicadores de desempenho da central termelétrica de ciclo combinado, conforme pode-se

observar na Figura 5.13. Menor carga da turbina a gás leva a uma menor energia nos gases de exaustão para a geração de vapor na caldeira de recuperação, havendo uma queda na potência gerada na turbina a vapor. Embora com menos carga se consuma menos combustível em termos absolutos, as ineficiências dos componentes do ciclo aumentam devido à operação fora da condição nominal, resultando num aumento do consumo específico de calor. Uma redução de carga de 21,15% na turbina a gás produz uma queda de geração de 23,48% na turbina a vapor e um aumento no consumo específico de calor de 4,4%.

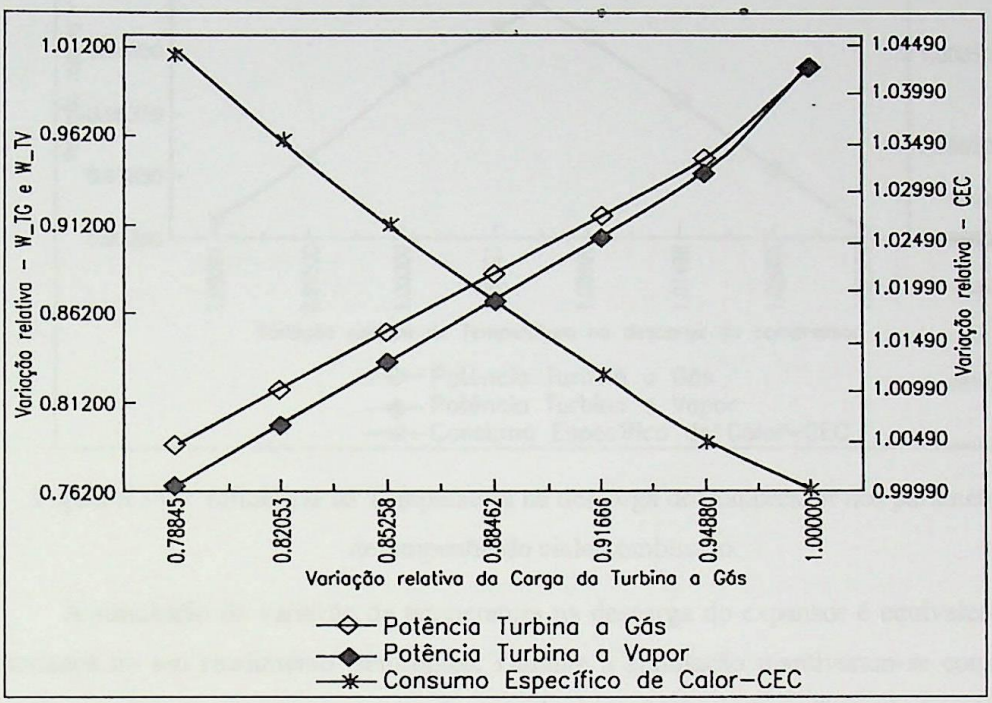


Figura 5.13 Influência da Carga da turbina a gás nos parâmetros de desempenho do ciclo combinado.

A simulação da variação da temperatura na descarga do compressor é equivalente a uma mudança no seu rendimento isentrópico. Durante a mesma mantiveram-se constantes: a vazão mássica de ar, a temperatura de entrada e saída do expansor. Desta forma, foram anulados os efeitos que poderia causar a variação deste parâmetro no desempenho do ciclo a vapor da central termelétrica de ciclo combinado. Assim, conforme a Figura 5.14, a geração da turbina a vapor permanece inalterada. Segundo esta figura a queda da geração da turbina a gás é diretamente proporcional ao aumento na temperatura na descarga do compressor, o que se explica pelo aumento no consumo de potência do compressor. Um desvio de 3,5 pontos percentuais neste parâmetro leva a uma variação na potência da 3,6 pontos percentuais. Embora com uma temperatura de descarga maior se necessite de menos combustível para

manter a mesma temperatura, o efeito final é negativo, resultado num aumento do consumo específico de calor.

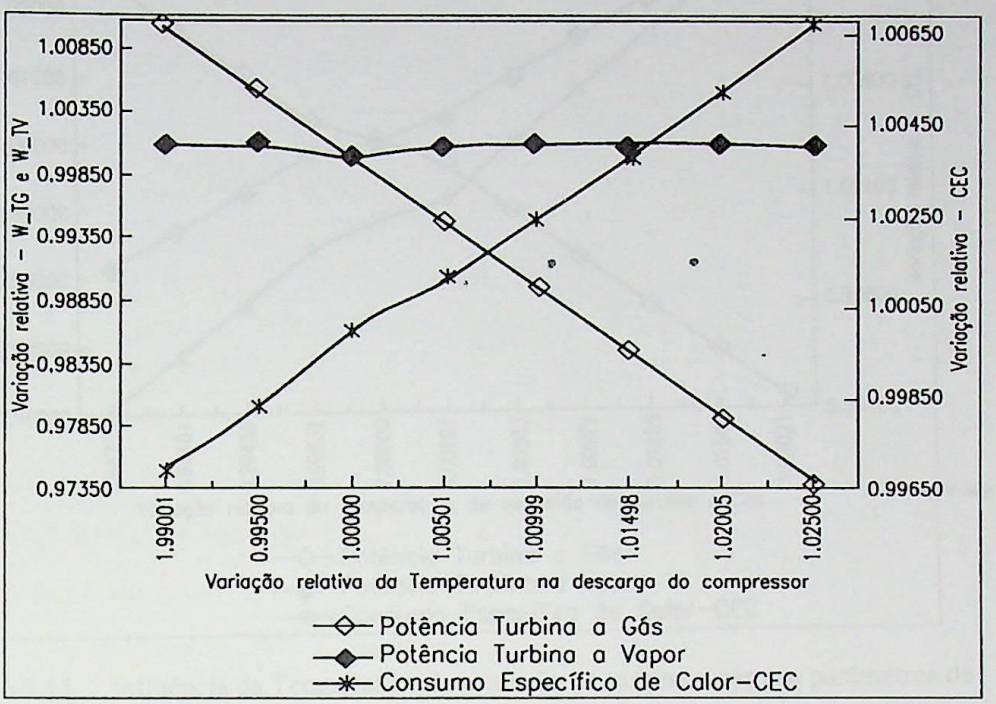


Figura 5.14 Influência da Temperatura na descarga do compressor nos parâmetros de desempenho do ciclo combinado.

A simulação da variação da temperatura na descarga do expansor é equivalente a uma mudança no seu rendimento isentrópico. Durante a simulação mantiveram-se constantes: a vazão mássica de ar, a temperatura de entrada na turbina, e o rendimento do compressor. Segundo a Figura 5.15 o aumento da temperatura na saída do expansor, diminui a geração na turbina a gás e aumentam a geração na turbina a vapor e o consumo específico de calor. A queda na geração da turbina a gás deve-se à diminuição de potência gerada no expansor (pela redução do salto entálpico) para o mesmo consumo de potência no compressor. O aumento na geração da turbina a vapor deve-se a uma maior temperatura de saída do expansor, existe mais energia para a geração de vapor na caldeira de recuperação. Como na central termelétrica de ciclo combinado a turbina a gás é responsável por mais de 60% da geração total, o efeito final resultante sobre o consumo específico de calor é negativo, registrando-se um aumento do mesmo. Um aumento de 2 pontos percentuais na temperatura de saída do expansor, conduz a uma que de 4 pontos percentuais na geração da turbina a gás, e a um aumento de aproximadamente 0,03 e 0,012 pontos percentuais na geração da turbina a vapor e do consumo específico de calor, respectivamente.

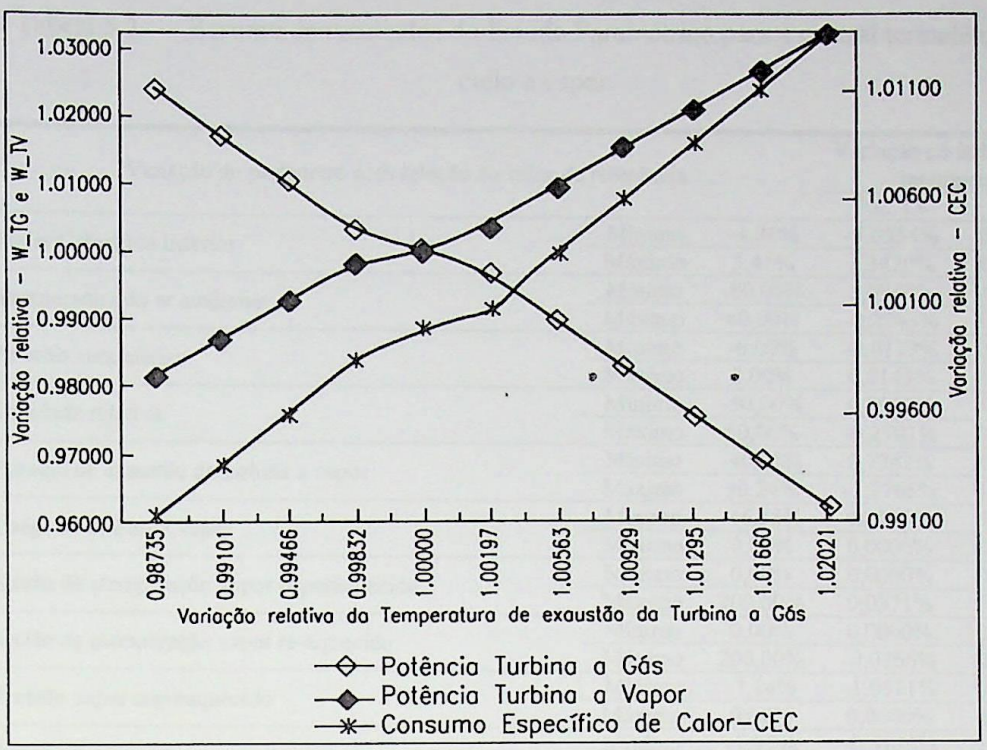


Figura 5.15 Influência da Temperatura de exaustão da turbina a gás nos parâmetros de desempenho do ciclo combinado.

5.3.7 Resultados dos Estudos Paramétricos para a central termelétrica de ciclo a vapor estudo de caso

Os resultados dos estudos paramétricos que foram realizados para a central termelétrica de ciclo a vapor se encontram resumidos na Tabela 5.2. Na mesma mostra-se o impacto da variação do parâmetro (ou da variável independente), tanto das que representam condições de contorno, quanto àquelas que representam parâmetros internos da planta. Os valores expostos na Tabela 5.2 estão expressos em unidades percentuais, indicando assim a variação relativa com relação a um valor base (estabelecido após o ajuste de ambos os modelos de simulação). Na primeira coluna de valores da tabela apresenta-se a variação relativa mínima e máxima, de cada parâmetro com relação ao valor de referência, que foi utilizada nos estudos paramétricos. Nas colunas restantes se registra a variação relativa mínima e máxima obtida para cada um dos indicadores de desempenho. Esclarecimentos das abreviaturas e siglas usadas na tabela e outros comentários importantes podem ser consultados nas notas colocadas no pé da mesma.

Tabela 5.2 Resumo de resultados do Estudo Paramétrico para a central termelétrica de ciclo a vapor.

Variação do parâmetro com relação ao valor de referência			Variação no indicador de desempenho	
			Pot. TV	CEC
Poder Calorífico Inferior	Mínimo	-4,26%	-5,0554%	0,8350%
	Máximo	3,41%	3,3420%	0,0000%
Temperatura do ar ambiente	Mínimo	-80,00%	0,0949%	-0,0948%
	Máximo	40,00%	-0,2743%	0,2751%
Pressão atmosférica	Mínimo	-6,00%	-0,0179%	0,0179%
	Máximo	2,00%	0,0143%	-0,0143%
Umidade relativa	Mínimo	-50,00%	0,2969%	-0,2960%
	Máximo	50,00%	-0,2701%	0,2708%
Pressão de exaustão da turbina a vapor	Mínimo	-40,65%	0,7382%	-0,7328%
	Máximo	30,24%	-1,2765%	1,2930%
Carga da turbina a vapor	Mínimo	-46,15%	-46,1506%	5,8040%
	Máximo	0,00%	0,0000%	0,0000%
Vazão de atemperação vapor superaquecido	Mínimo	0,00%	0,0000%	0,0000%
	Máximo	200,00%	0,0371%	0,4287%
Vazão de atemperação vapor re-aquecido	Mínimo	0,00%	0,0000%	0,0000%
	Máximo	200,00%	-0,0366%	0,6697%
Pressão vapor superaquecido	Mínimo	-7,14%	-1,0511%	0,2839%
	Máximo	0,00%	0,0000%	0,0000%
Temperatura vapor superaquecido	Mínimo	-1,85%	-0,5186%	1,2149%
	Máximo	0,00%	0,0000%	0,0000%
Pressão vapor re-aquecido	Mínimo	-21,31%	-2,1613%	2,2092%
	Máximo	0,00%	0,0000%	0,0000%
Temperatura vapor re-aquecido	Mínimo	-1,85%	-0,9312%	0,9422%
	Máximo	0,00%	0,0000%	0,0000%
Diferença Terminal de Temperaturas - BP1	Mínimo	-21,74%	0,0253%	-0,0186%
	Máximo	17,39%	-0,0106%	0,0136%
Diferença Terminal de Temperaturas - BP2	Mínimo	-21,74%	0,0053%	-0,0085%
	Máximo	17,39%	-0,0076%	0,0059%
Diferença Terminal de Temperaturas - BP3	Mínimo	-21,74%	0,0066%	-0,0049%
	Máximo	17,39%	-0,0094%	0,0053%
Diferença Terminal de Temperaturas - AP5A ou AP5B	Mínimo	-21,74%	0,0000%	-0,0007%
	Máximo	17,39%	-0,0110%	0,0026%
Diferença Terminal de Temperaturas - AP6A ou AP6B	Mínimo	-21,74%	-0,0168%	-0,0009%
	Máximo	17,39%	0,0072%	0,0012%
Aproximação de Temperaturas no Dreno - BP2	Mínimo	-18,18%	-0,3595%	0,3080%
	Máximo	22,73%	0,0051%	-0,0009%
Aproximação de Temperaturas no Dreno - BP3	Mínimo	-18,18%	0,0081%	-0,0010%
	Máximo	22,73%	-0,0085%	0,0027%
Aproximação de Temperaturas no Dreno - AP5A ou AP5B	Mínimo	-18,18%	0,0111%	-0,0017%
	Máximo	22,73%	-0,0006%	0,0016%
Aproximação de Temperaturas no Dreno - AP6A ou AP6B	Mínimo	-18,18%	-0,2977%	0,2510%
	Máximo	22,73%	0,0000%	0,0000%

Notas: BP1 – Aquecedor regenerativo de Baixa Pressão número 1, BP2 – Aquecedor regenerativo de Baixa Pressão número 2, BP3 – Aquecedor regenerativo de Baixa Pressão número 3, AP5A – Aquecedor regenerativo de Alta Pressão número 5 Lado A, AP5B – Aquecedor regenerativo de Alta Pressão número 5 Lado B, AP6A – Aquecedor regenerativo de Alta Pressão número 6 Lado A, AP6B – Aquecedor regenerativo de Alta Pressão número 6 Lado B, Pot. TV – Potência da Turbina a Vapor, CEC – Consumo Específico de Calor, A variação da pressão e temperatura do vapor, tanto para o vapor superaquecido, quanto o re-aquecido, é considerada somente na entrada da turbina a vapor, A variação da pressão de exaustão da turbina, embora possa ser considerado um parâmetro interno do ciclo, tratou-se como uma condição de contorno, pois a variação da mesma foi provocada pela mudança da temperatura da água de arrefecimento.

Analisando os resultados apresentados na Tabela 5.2, podem-se expressar as seguintes conclusões:

- Os parâmetros do ambiente (temperatura do ar, pressão atmosférica e umidade relativa do ar) praticamente não influenciam o desempenho da central termelétrica de ciclo a vapor. Os pequenos impactos mostrados na tabela devem-se a um valor constante da vazão de combustível, temperatura dos gases na saída da fornalha e teor de oxigênio neste ponto, as mudanças da densidade do ar, provocadas pelas mudanças pelos parâmetros do ambiente, levam a variações pequenas na quantidade de vapor gerado, e conseqüentemente a variações da potência gerada e do consumo específico de calor;
- A variação da pressão de exaustão da seção condensante da turbina a vapor influi sensivelmente na potência gerada e no consumo específico de calor, o que se deve à variação do salto entálpico. Maior vácuo garante maior salto entálpico, gerando-se mais potência, diminuindo o consumo específico de calor, e vice versa. A alteração do vácuo operando em carga constante deve-se a perda de capacidade de transferência de calor no condensador, o que pode ser associado com mudanças na temperatura da água de arrefecimento, menor vazão de água de circulação, sujeira no interior dos tubos, etc.;
- A vazão de água de atemperação do vapor superaquecido e do vapor re-aquecido, geralmente representa um valor pequeno se comparado à vazão de vapor. Por este motivo a sua influência nos indicadores de desempenho é desprezível. Vazamentos excessivos de água de atemperação por defeito nas válvulas de controle de vazão podem levar à forte queda na temperatura do vapor piorando o desempenho do ciclo, pois é um parâmetro que precisa ser constantemente monitorado;
- Como tendência geral na medida em que aumenta a diferença terminal de temperatura nos aquecedores regenerativos, diminui a extração de vapor feita na turbina a vapor para o aquecimento da água de alimentação, o que a princípio deve aumentar a geração de potência. Nas simulações foram mantidas constantes as diferenças terminais de temperaturas e as temperaturas de saída da água de alimentação para todos os aquecedores, exceto para aquele objeto de variação. Em função disto, para todos os aquecedores regenerativos, com exceção dos números 6A e 6B, o efeito foi contrario ao esperado. Em geral com maior diferença terminal de temperatura é menor a extração de vapor, tendo-se uma menor temperatura da água de alimentação faz com que o aquecedor que se encontra na sua seqüência a demande mais vapor para manter a temperatura de saída constante. A medida que se aquece a água de alimentação o vapor

usado é de melhor qualidade energética, está explicado por que se registra uma queda na geração que leva ao aumento do consumo específico de calor;

- O aumento da aproximação de temperaturas no dreno é o resultado de um pior aproveitamento da energia do vapor, conseqüência da diminuição do coeficiente global de transferência de calor no aquecedor regenerativo, conduzindo ao aumento do consumo de vapor extraído da turbina. No caso do aquecedor BP2 o aumento da aproximação de temperatura do dreno disponibiliza maior energia para o aquecimento da água de alimentação em BP1, diminuindo consideravelmente a extração de vapor para o mesmo, fazendo com que o efeito resultante seja positivo aumentando-se a geração com leve redução do consumo específico de calor. Semelhante ao caso do aquecedor BP3, o aumento da extração da turbina, acarretado pelo aumento da temperatura de aproximação no dreno, acaba disponibilizando energia para os aquecedores BP2 e BP1, diminuindo as extrações para ambos, fazendo com que os indicadores de desempenho permaneçam relativamente constantes. Nos aquecedores 5A e 5B o aumento da temperatura no dreno, com o aumento da vazão na extração, leva à queda da geração e ao aumento do consumo específico de calor, e vice versa, já que muito pouco da energia disponível no dreno é aproveitada no desaerador. Nos aquecedores 6A e 6B, o aumento da vazão de vapor acarretado pelo aumento na aproximação de temperaturas no dreno, disponibiliza mais energia para os aquecedores precedentes, o que compensa o efeito negativo. Nestes casos, o efeito positivo do menor consumo de vapor pela diminuição da temperatura de aproximação no dreno, foi superado pelo efeito negativo de aumento no consumo de vapor nos aquecedores 5Ae 5B e no desaerador, resultando em queda da geração e aumento do consumo específico de calor;
- Dos parâmetros que foram considerados nos estudos paramétricos, mostram-se mais influentes nos indicadores de desempenho: o Poder Calorífico Inferior do carvão, a carga da turbina a vapor, assim como as pressões e temperaturas do vapor superaquecido e do vapor re-aquecido. A seguir abordam-se os resultados dos estudos paramétricos referentes aos mesmos separadamente com o suporte dos gráficos que se mostram a continuação.

A composição do carvão mineral e o seu Poder Calorífico Inferior não são objeto de grande variação ao longo do tempo. A simulação foi feita com três composições encontradas em revisão da documentação da usina estudo de caso. Mantendo constante a vazão mássica de

combustível alimentado à caldeira, a temperatura dos gases na saída da fornalha e o teor de oxigênio nos gases de combustão, na medida em que aumenta o Poder Calorífico Inferior do carvão, se introduz mais energia à caldeira, aumentando-se a geração de vapor e consequentemente, a potência gerada na turbina a vapor, conforme pode ser observado na Figura 5.16. O efeito resultante da variação do Poder Calorífico Inferior sobre o consumo específico de calor segue uma tendência conforme a figura mencionada, que depende da relação final entre a energia fornecida à caldeira e a variação de potência gerada.

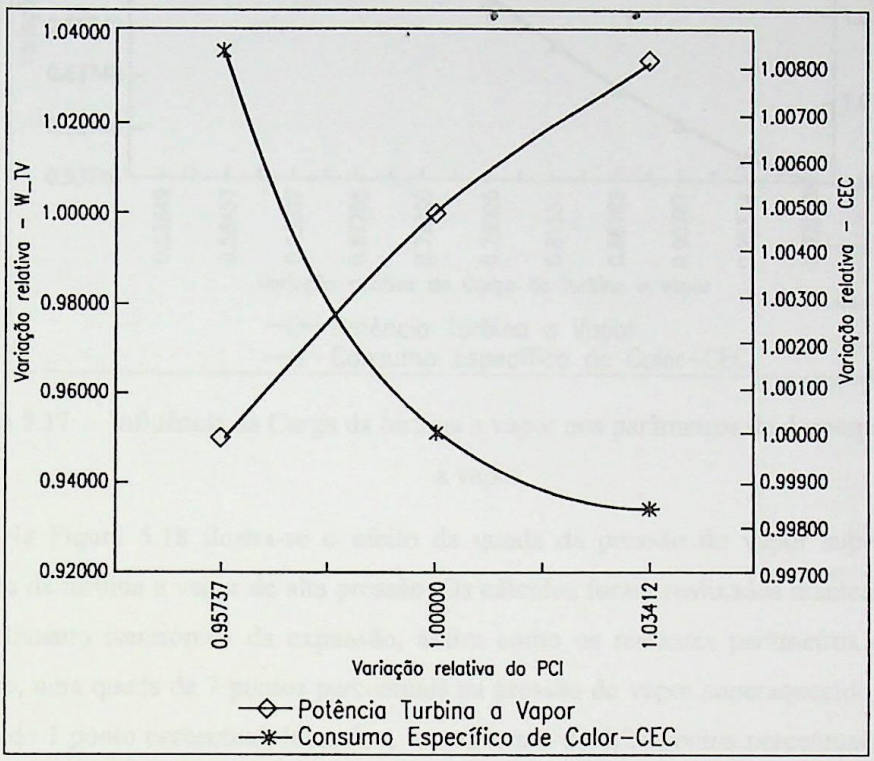


Figura 5.16 Influência do Poder Calorífico Inferior nos parâmetros de desempenho do ciclo a vapor.

Segundo a Figura 5.17 a operação a cargas parciais provoca um aumento diretamente proporcional no consumo específico de calor. O aumento no consumo específico de calor deve-se as quedas de rendimento nas diferentes componentes do ciclo devido a sua operação fora da condição nominal. Na realidade desvios maiores do consumo específico de calor podem ser esperados como conseqüência do próprio envelhecimento dos equipamentos, entre outras causas, por exemplo, alteração da geométrica dos equipamentos mediante o tamponamento de tubos, desgaste excessivo nos selos da turbina a vapor, etc.

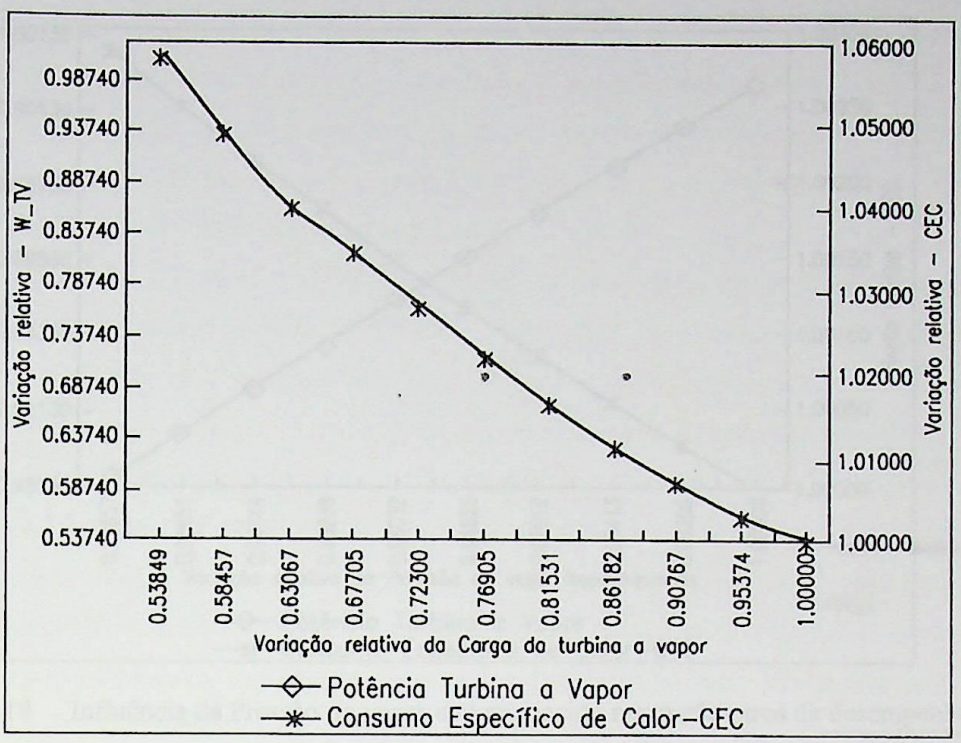


Figura 5.17 Influência da Carga da turbina a vapor nos parâmetros de desempenho do ciclo a vapor.

Na Figura 5.18 ilustra-se o efeito da queda da pressão do vapor superaquecido na entrada da turbina a vapor de alta pressão. Os cálculos foram realizados mantendo constante: o rendimento isentrópico da expansão, assim como os restantes parâmetros do ciclo. Em resumo, uma queda de 7 pontos percentuais na pressão do vapor superaquecido acarreta uma queda de 1 ponto percentual, levando a um aumento de 0,28 pontos percentuais no consumo específico de calor, o que se deve principalmente à diminuição do salto entálpico da turbina a vapor. O efeito não é tão visível por que a seção de alta pressão responde apenas por 25% da geração total da turbina. O efeito real da queda da pressão do vapor superaquecido deve ser maior do que o mostrado na figura já que deve piorar o rendimento isentrópico da expansão, afetando-se também a geração nas seções de média e baixa pressão da turbina a vapor.

Na Figura 5.19 ilustra-se o efeito da variação da temperatura do vapor superaquecido na entrada da turbina a vapor. Os cálculos foram feitos com as mesmas suposições adotadas para a pressão do vapor superaquecido.

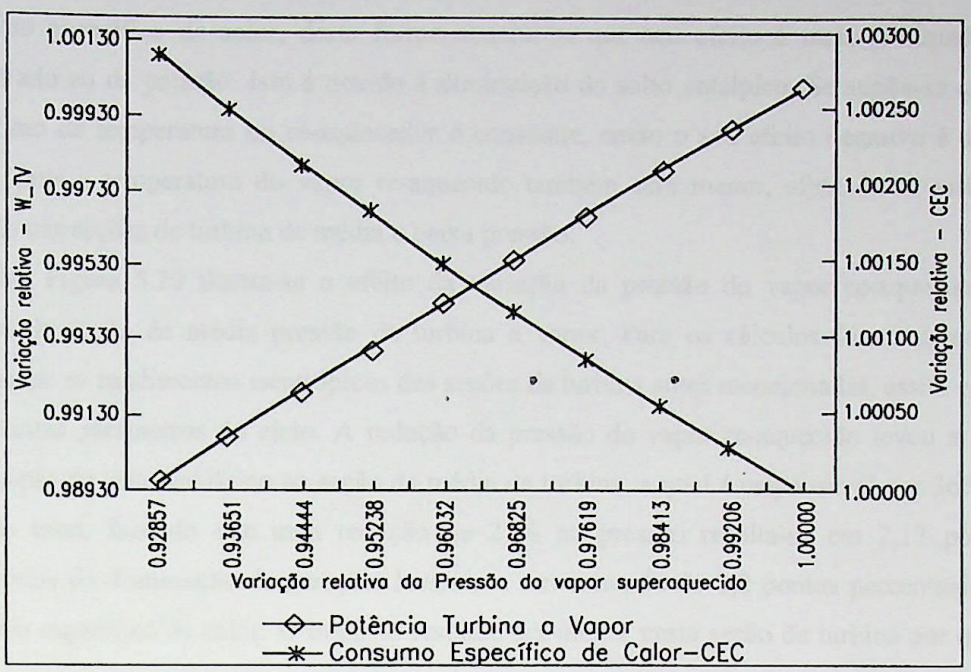


Figura 5.18 Influência da Pressão do vapor superaquecido nos parâmetros de desempenho do ciclo a vapor.

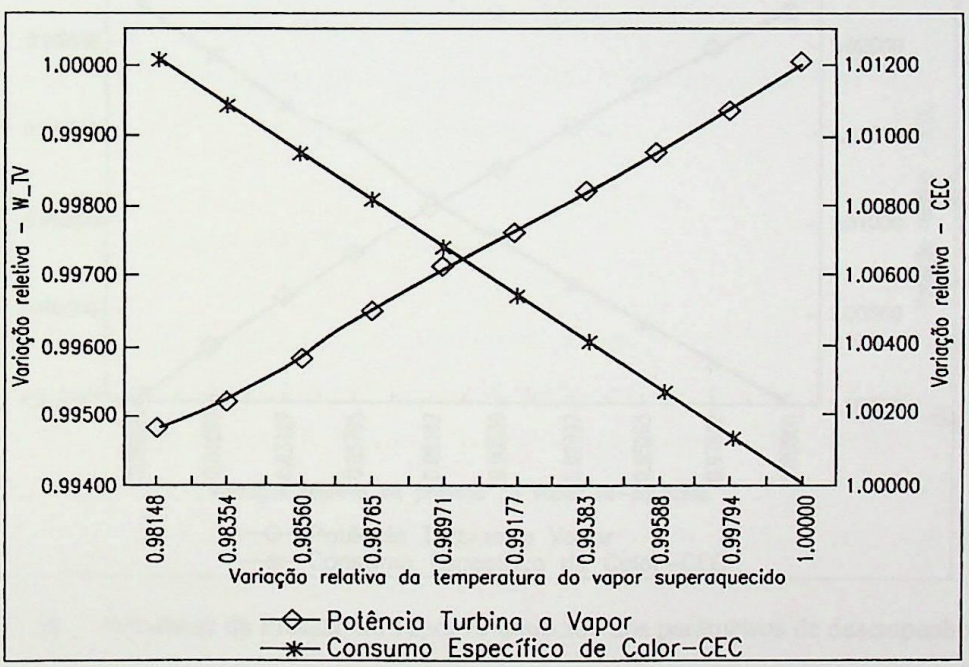


Figura 5.19 Influência da Temperatura do vapor superaquecido nos parâmetros de desempenho do ciclo a vapor.

Segundo mostrado na Figura 5.19, uma queda de 1,85% na temperatura do vapor superaquecido leva a uma perda de 0,5% na potência gerada e a um aumento de 1,21% do

consumo específico de calor, desta forma conclui-se que seu efeito é mais acentuado se comparado ao da pressão. Isto é devido à diminuição do salto entálpico. Se supõe-se que o acréscimo de temperatura no re-aquecedor é constante, então o seu efeito negativo é ainda maior, pois a temperatura do vapor re-aquecido também será menor, afetando-se assim a geração nas seções de turbina de média e baixa pressão.

Na Figura 5.20 ilustra-se o efeito da variação da pressão do vapor re-aquecido na entrada da seção de média pressão da turbina a vapor. Para os cálculos foram mantidos constantes: os rendimentos isentrópicos das seções da turbina antes mencionadas, assim como os restantes parâmetros do ciclo. A redução da pressão do vapor re-aquecido levou a uma diminuição do salto entálpico na seção de média da turbina, a qual é responsável por 36% da geração total, fazendo que uma redução de 21% na pressão resulta-se em 2,17 pontos percentuais de diminuição da geração, levando a um aumento de 2,2 pontos percentuais no consumo específico de calor. O impacto resultou ser menor nesta seção de turbina por que a mesma possui um rendimento isentrópico maior, se comparado ao da seção de alta pressão.

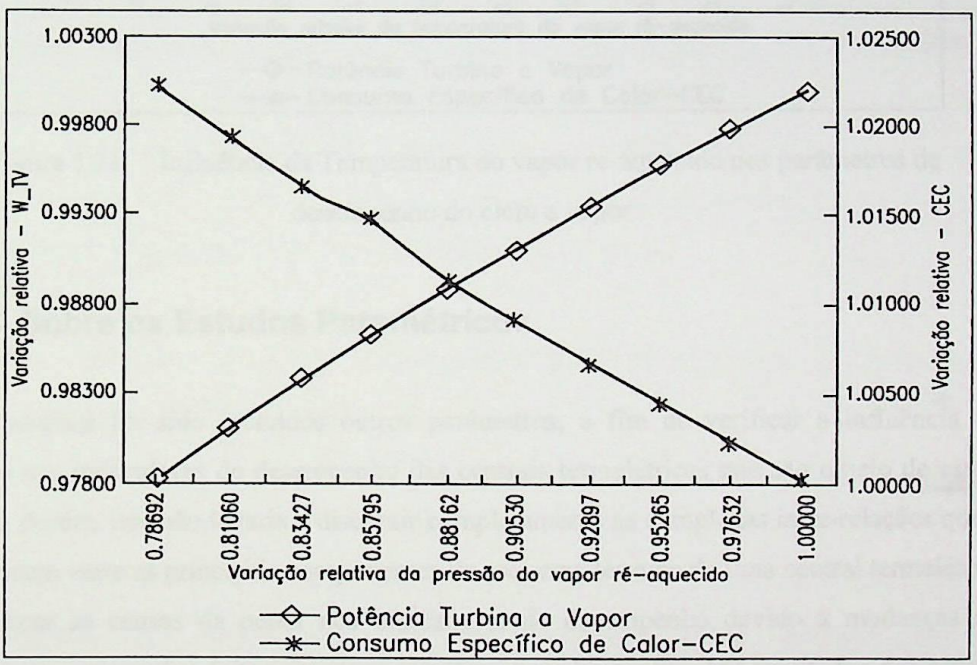


Figura 5.20 Influência da Pressão do vapor re-aquecido nos parâmetros de desempenho do ciclo a vapor.

Na Figura 5.21 ilustra-se o efeito da variação de temperatura do vapor re-aquecido na entrada da turbina de média pressão. As suposições adotadas para a realização dos cálculos assemelham-se às que se consideraram para a pressão do vapor re-aquecido. Uma queda de 1,85% na temperatura do vapor re-aquecido levou a uma perda de 0,93% na potência gerada e

a um aumento de no consumo específico de calor de 0,94%, assim nota-se que seu efeito é bem mais acentuado que o da pressão do vapor re-aquecido. A diminuição do salto entálpico não chega a ser tão relevante devido ao maior rendimento isentrópico desta seção de turbina.

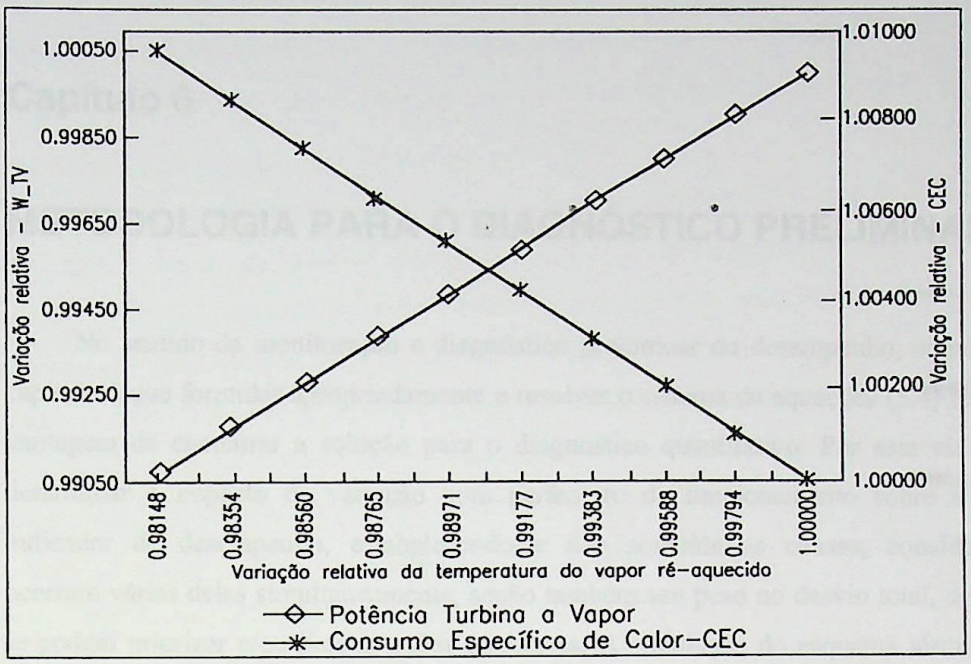


Figura 5.21 Influência da Temperatura do vapor re-aquecido nos parâmetros de desempenho do ciclo a vapor.

5.3.8 Sobre os Estudos Paramétricos

Poderiam ter sido incluídos outros parâmetros, a fim de verificar a influência dos mesmos nos indicadores de desempenho das centrais termelétricas que são objeto de estudo de caso. Porém, isto não levaria a discernir completamente as complexas inter-relações que se estabelecem entre as principais componentes do esquema térmico de uma central termelétrica, ou explicar as causas da perda nos indicadores de desempenho devido a mudanças nos mesmos. As colocações feitas anteriormente com base na análise dos resultados dos estudos paramétricos realizados permitem apreciar o grau de influência de um determinado parâmetro nos indicadores de desempenho, e inclusive estabelecer uma classificação dos mesmos com base em seu grau de influência. Uma melhor compreensão das causas de perda de desempenho em um dos componentes do esquema térmico de uma central termelétrica pode ser feita se for realizado o seu diagnóstico preliminar.

Capítulo 6

METODOLOGIA PARA O DIAGNÓSTICO PRELIMINAR

No sentido da monitoração e diagnóstico preliminar do desempenho, comentou-se no capítulo 5 que formular apropriadamente e resolver o sistema de equações (5.4) têm a grande vantagem de encontrar a solução para o diagnóstico quantitativo. Por esta via é possível determinar o impacto da variação num parâmetro de funcionamento sobre o desvio do indicador de desempenho, estabelecendo-se não somente as causas, considerando que ocorrem várias delas simultaneamente, senão também seu peso no desvio total, de forma que se podem priorizar e/ou indicar ações corretivas. A simulação do esquema térmico, com os resultados para a condição de referência e a condição real da operação, conforme a metodologia apresentada no capítulo 5, resulta o ponto de partida para a formulação do modelo de diagnóstico e solução pelo método quantitativo.

6.1. Método das Restrições Vetoriais Formuladas em Séries de Taylor de Ordem Um

O método exposto por USÓN (2001) indica que seja $f(x)$ o parâmetro objetivo, por exemplo, custo específico de geração, e seja $f^0(x^0)$ o valor deste parâmetro num momento determinado que se chame de referência. Quando comparada qualquer outra situação, caracterizada pelo conjunto de variáveis x^1 se obterá um resultado $f^1(x^1)$ chamado de real. A diferença $\Delta f = f^1(x^1) - f^0(x^0)$ deve-se a variações individuais no conjunto de variáveis que determinam o processo. O objetivo do método de diagnóstico quantitativo é encontrar os valores que satisfazem a equação abaixo:

$$\Delta f = \sum_{i=1}^{n_{causas}} I_{custo}(\Delta x_i, x^0, x^1) = \sum_{i=1}^{n_{causas}} k^{\bullet}_{custo}(x^0, x^1) \cdot \Delta x_i \qquad (6.1)$$

Ou seja, que a diferença no parâmetro objetivo se expresse como uma soma, onde cada termo I_{custo} está relacionado com uma variável que se denomina 'impacto em custo' devido à variável 'i'. Cada termo é proporcional ao desvio em sua respectiva variável, segundo um termo que geralmente não é constante, senão função avaliada para os conjuntos de valores x^0 e x^1. O objetivo do algoritmo de solução é encontrar o conjunto de fatores de impacto '$k^*_{custo,i}$' que aproximam o desvio no parâmetro objetivo.

A metodologia de diagnóstico consiste, por tanto, em estabelecer relações quantitativas entre um valor, o desvio da variável dependente (que é um indicador de desempenho por preferência), e um conjunto de valores, formado pelas relações que, para cada variável independente, se estabelecem entre o desvio da variável independente com relação à dependente, e o desvio dela com relação a si própria. O parâmetro de diagnóstico pode ser, a princípio, qualquer um que admita uma definição como expressão em termos termodinâmicos. Para que o diagnóstico tenha sentido para o sistema completo, o parâmetro objetivo deve ser global, no nível de todo o sistema, e deve ter uma relação com fins da operação técnica ou econômica do sistema, por exemplo:

- A eficiência térmica ou suas definições equivalentes como consumo específico de combustível ou de calor;
- Capacidade de geração do sistema. Energia elétrica, no caso das termelétricas dos estudos de caso;
- Custo específico de geração.



Todos os parâmetros anteriores formulam-se mediante uma expressão termodinâmica em função das entradas e saídas do sistema, e que são de uso comum em todos os níveis de operação e manutenção numa central termelétrica, por exemplo, o consumo específico de calor:

$$CEC = \frac{3600 \cdot \dot{m}_{combustível} \cdot PCI}{W_{liquida}} \tag{6.2}$$

Na definição anterior a potência líquida gerada é uma decisão consciente da operação (set point), ao passo em que o *PCI* do combustível é determinado pelo fornecedor e a sua vazão consumida dependerá da eficiência de processos internos, portanto não é uma variável válida para diagnosticar.

Suponha-se que se classifiquem todas as variáveis termodinâmicas que descrevem a central termelétrica seguindo o conceito de variáveis livres ou independentes e variáveis dependentes. De igual forma, todas as variáveis se relacionam mediante um conjunto de equações de restrições $g(x)=0$, que em geral, vai ser implícito nas variáveis dependentes. Para cada equação de restrição adicional, o número de variáveis dependentes aumenta em um. Logicamente, o número total de variáveis continua sendo o necessário para a descrição termodinâmica completa do sistema térmico. Assim, o parâmetro objetivo com o desvio que se pretende diagnosticar segue a expressão geral:

$$f(x)=f(x_{dep},x_{indep}) \tag{6.3}$$

Se comparado o valor do parâmetro objetivo em determinadas condições, reais ou fictícias, perante o valor em determinadas condições de referências, tratar-se-á de encontrar uma expressão $\Delta f(x)$ em função de Δx_{dep} e Δx_{indep}. Formulado a expressão em séries de Taylor da definição de $f(x)$ na equação acima, para pequenos desvios ao redor das condições de referência:

$$f(x)=f(x^0)+\sum_{i=1}^{n_{var}}\frac{\partial f}{\partial x_i}\cdot dx_i+\sum_{i=1}^{n_{var}}\sum_{j=1}^{n_{var}}\frac{\partial^2 f}{\partial x_i\cdot\partial x_j}\cdot dx_i\cdot dx_j+\ldots \tag{6.4}$$

Desprezando os termos de ordem superior, obtêm-se a expressão do parâmetro objetivo:

$$\Delta f\approx\sum_{i=1}^{n_{var}}\frac{\partial f}{\partial x_i}\cdot\Delta x_i=\sum_{i=1}^{n_{var,indep}}\frac{\partial f}{\partial x_{indep,i}}\cdot\Delta x_{indep,i}+\sum_{j=1}^{n_{var,dep}}\frac{\partial f}{\partial x_{dep,j}}\cdot\Delta x_{dep,j} \tag{6.5}$$

Seja $k_i^*=\dfrac{\partial f}{\partial x_i}$ o fator de impacto do desvio no parâmetro de funcionamento 'i', a expressão anterior pode-se escrever matricialmente como:

$$\Delta f=k^{*T}\cdot\Delta x=k^{*T}\cdot\begin{bmatrix}\Delta x_{indep}\\ \Delta x_{dep}\end{bmatrix} \tag{6.6}$$

Estabelecendo um conjunto de $n_{var,dep}$ de equações de restrições $g(x)=0$, pode-se integrar esta informação para obter uma valoração de Δx_{dep} em função de Δx_{indep}. Com base

nas equações (5.3) e (5.4) o conjunto de restrições e variáveis independentes fica definido para a realização do diagnóstico como:

$$\begin{cases} g(x)=0 \rightarrow \begin{cases} \text{Balanço de massa} \\ \text{Balanço de energia} \\ \text{Definição de equipamento} \end{cases} \\ x_{indep} \rightarrow \begin{cases} x_{ambiente} \\ x_{valorajuste} \\ x_{equipamentos} \\ x_{objetivo} \end{cases} \end{cases} \tag{6.7}$$

Expande-se, pela sua vez, o conjunto de restrições em séries de Taylor e desprezando os termos de ordem superior a um, tem-se:

$$g(x)=g(x^0)+J(x)|_{x^0}\cdot\Delta x \tag{6.8}$$

Tanto os vetores 'x' como 'x^0' satisfazem o conjunto de equações de restrições, pois ambos são soluções do mesmo por serem condições reais ou simuladas e representativas do funcionamento. Por tanto, da equação anterior, vem:

$$J(x)|_{x^0}\cdot\Delta x=0 \tag{6.9}$$

O sistema de equações de $(n_{\text{var}}\times n_{\text{var},dep})$ se complementa com outras equações de restrições para que tenha solução:

$$\begin{bmatrix} J(x)|_{x^0} \\ Z \quad 0 \end{bmatrix}\cdot\begin{bmatrix} \Delta x_{indep} \\ \Delta x_{dep} \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} 0 \\ \Delta x_{indep} \end{bmatrix} \tag{6.10}$$

Ao inverter-se a matriz, se obtêm a relação buscada de alocação do impacto:

$$\begin{bmatrix} \Delta x_{indep} \\ \Delta x_{dep} \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} 0 \quad Z \\ M \quad N \end{bmatrix}\begin{bmatrix} 0 \\ \Delta x_{indep} \end{bmatrix}\rightarrow \Delta x_{dep}=N\cdot\Delta x_{indep} \tag{6.11}$$

6.2. Exemplo de implementação

A seguir exemplifica-se como implementar o método das "Restrições Vetoriais Formuladas em Séries de Taylor de Ordem Um". A exemplificação será feita usando um equipamento existente não apenas nas centrais termelétricas, como também em indústrias, hospitais, hotéis, residências, etc. Suponha-se uma bomba, representada pelo esquema da Figura 6.1, à qual após uma avaliação de desempenho obtiveram-se os resultados apresentados na Tabela 6.1.

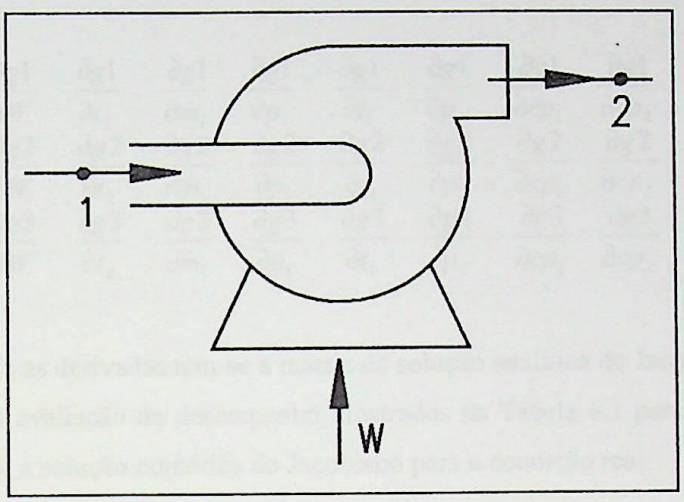


Figura 6.1 Esquema representativo da bomba.

Tabela 6.1 Resultados da análise do desempenho da bomba.

Variável tipo	Variável Número	Parâmetro	Valor Real	Valor Referência	Δx	Unidade
Variáveis Dependentes	1	m_2	49,617	49,207	0,410	kg/s
	2	W	43,794	40,137	3,657	kW
	3	t_2	146,071	146,341	-0,270	C
Variáveis Independentes	4	m_1	49,617	49,207	0,410	kg/s
	5	p_1	1645,000	1664,160	-19,160	kPa
	6	t_1	145,940	146,224	-0,284	°C
	7	p_2	2193,812	2168,325	25,487	kPa
	8	cp_1	4,217	4,217	-0,00024	kJ/kg°C
	9	cp_2	4,219	4,219	-0,00019	kJ/kg°C
	10	v_1	0,001	0,001	0,00000	m^3/kg
	11	η_v	0,674968	0,671139	0,00383	-

Na Tabela 6.1 as informações foram dispostas convenientemente e é possível observar que existem onze variáveis decorrentes da avaliação do desempenho, sendo três delas dependentes e oito independentes. Interessa determinar quanto o desvio de cada variável independente é responsável pelo desvio observado em cada uma das variáveis dependentes.

O sistema de equações de restrições está formado por três equações, conforme o número de variáveis dependentes, e está dado por:

$$\begin{cases} g1 \rightarrow \dot{m}_1 - \dot{m}_2 = 0 \\ g2 \rightarrow W \cdot \eta_v - \dot{m}_1 \cdot v_1 \cdot (p_2 - p_1) = 0 \\ g3 \rightarrow (\dot{m}_2 \cdot cp_2 \cdot t_2 - \dot{m}_1 \cdot cp_1 \cdot t_1) \cdot \eta_v - \dot{m}_1 \cdot v_1 \cdot (p_2 - p_1) = 0 \end{cases} \tag{6.12}$$

Estabelecendo analiticamente o fator de impacto do desvio, tem-se a matriz do Jacobiano:

$$\begin{cases} \frac{\partial g1}{\partial \dot{m}_2} & \frac{\partial g1}{\partial W} & \frac{\partial g1}{\partial t_2} & \frac{\partial g1}{\partial \dot{m}_1} & \frac{\partial g1}{\partial p_1} & \frac{\partial g1}{\partial t_1} & \frac{\partial g1}{\partial p_2} & \frac{\partial g1}{\partial cp_1} & \frac{\partial g1}{\partial cp_2} & \frac{\partial g1}{\partial v_1} & \frac{\partial g1}{\partial \eta_v} \\ \frac{\partial g2}{\partial \dot{m}_2} & \frac{\partial g2}{\partial W} & \frac{\partial g2}{\partial t_2} & \frac{\partial g2}{\partial \dot{m}_1} & \frac{\partial g2}{\partial p_1} & \frac{\partial g2}{\partial t_1} & \frac{\partial g2}{\partial p_2} & \frac{\partial g2}{\partial cp_1} & \frac{\partial g2}{\partial cp_2} & \frac{\partial g2}{\partial v_1} & \frac{\partial g2}{\partial \eta_v} \\ \frac{\partial g3}{\partial \dot{m}_2} & \frac{\partial g3}{\partial W} & \frac{\partial g3}{\partial t_2} & \frac{\partial g3}{\partial \dot{m}_1} & \frac{\partial g3}{\partial p_1} & \frac{\partial g3}{\partial t_1} & \frac{\partial g3}{\partial p_2} & \frac{\partial g3}{\partial cp_1} & \frac{\partial g3}{\partial cp_2} & \frac{\partial g3}{\partial v_1} & \frac{\partial g3}{\partial \eta_v} \end{cases} \tag{6.13}$$

Calculando as derivadas tem-se a matriz da solução analítica do Jacobiano. Substituindo os resultados da avaliação do desempenho mostrados na Tabela 6.1 para a condição real de operação, tem-se a solução numérica do Jacobiano para a condição real:

$$\begin{cases} 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0{,}67 & 0 & -0{,}59 & 0{,}05 & 0 & -0{,}05 & 0 & 0 & -27230 & 43{,}79 \\ 415{,}98 & 0 & 141{,}3 & -415{,}98 & 0{,}05 & -141{,}2 & -0{,}05 & -4887 & 4891 & -27230 & 43{,}79 \end{cases} \tag{6.14}$$

Da mesma maneira, substituindo os resultados da avaliação do desempenho para a condição de referência, tem-se a solução numérica do Jacobiano para a condição de referência:

$$\begin{cases} 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0{,}67 & 0 & -0{,}55 & 0{,}05 & 0 & -0{,}05 & 0 & 0 & -24808 & 40{,}13 \\ 414{,}03 & 0 & 139{,}3 & -414{,}40 & 0{,}05 & -139{,}7 & -0{,}05 & -4829 & 4891 & -24808 & 40{,}13 \end{cases} \tag{6.15}$$

Determinando a solução numérica do Jacobiano para o valor médio tem-se:

$$\begin{cases} 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0{,}67 & 0 & -0{,}57 & 0{,}05 & 0 & -0{,}05 & 0 & 0 & -26019 & 41{,}96 \\ 415{,}19 & 0 & 140{,}3 & -415{,}19 & 0{,}05 & -140{,}3 & -0{,}05 & -4858 & 4862 & -26019 & 41{,}96 \end{cases} \tag{6.16}$$

Forma-se a matriz ampliada para que o sistema de equações tenha solução. Esta matriz ao se multiplicar pelo vetor do desvio das variáveis, permite formar o sistema de equações que finalmente deve ser resolvido:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0{,}67 & 0 & -0{,}57 & 0{,}05 & 0 & -0{,}05 & 0 & 0 & -26019 & 42{,}96 \\ 415{,}19 & 0 & 140{,}3 & -415{,}19 & 0{,}05 & -140{,}3 & -0{,}05 & -4858 & 4862 & -26019 & 42{,}96 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \Delta \dot{m}_2 \\ \Delta W \\ \Delta t_2 \\ \Delta \dot{m}_1 \\ \Delta p_1 \\ \Delta t_1 \\ \Delta p_2 \\ \Delta cp_1 \\ \Delta cp_2 \\ \Delta \nu_1 \\ \Delta \eta_v \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \Delta \dot{m}_1 \\ \Delta p_1 \\ \Delta t_1 \\ \Delta p_2 \\ \Delta cp_1 \\ \Delta cp_2 \\ \Delta \nu_1 \\ \Delta \eta_v \end{bmatrix} \tag{6.17}$$

Invertendo a matriz ampliada e reconstruindo o sistema de equações colocando as variáveis dependentes em função das independentes, tem-se a solução de alocação do impacto, obtendo-se os resultados quantitativos para a análise de diagnóstico:

$$\begin{aligned} &\Delta \dot{m}_2 = \Delta \dot{m}_1 = 0{,}410 \\ &\Delta W = 0{,}849 \cdot \Delta \dot{m}_1 - 0{,}08 \cdot \Delta p_1 + 0{,}08 \cdot \Delta p_2 + 35658 \Delta \nu_1 - 623 \cdot \Delta \eta_v = 3{,}657 \\ &\Delta t_2 = -0{,}0004\, \Delta p_1 + 0{,}99 \cdot \Delta t_1 + 0{,}0004\, \Delta p_2 + 346 \cdot \Delta cp_1 - 346 \cdot \Delta cp_2 + 1854 \cdot \Delta \nu_1 - 0{,}29 \cdot \Delta \eta_v = -0{,}270 \end{aligned} \tag{6.18}$$

Observe como todas as variáveis do modelo possuem um determinado grau de inter-relação, o qual somente pode ser estabelecido com exatidão desenvolvendo o sistema em derivadas parciais. Usar termos de maior ordem da expansão em séries de Taylor melhora a exatidão quando se estabelecem restrições com menor linearidade. Porém o emprego das mesmas torna-se inviável quando se compara a melhoria observada com o aumento da complexidade no desenvolvimento e a implementação dos modelos, assim como no tempo de cálculo computacional requerido para a solução dos mesmos.

6.3. Considerações sobre o Método das Restrições Vetoriais Formuladas em Séries de Taylor de Ordem Um

USÓN (2001) deixa explicitamente dito que o método exposto anteriormente é essencialmente aproximado, pois se consideram apenas os termos de primeira ordem da expansão em séries. O método seria exato se tanto as definições do parâmetro objetivo como as restrições fossem funções homogêneas de ordem um. Nos sistemas térmicos que

caracterizam as centrais termelétricas as equações são em geral não lineares, sendo que em determinadas restrições, como os balanços de energia, aparecem funções não lineares da temperatura e da pressão como é o caso da entalpia. Mesmo assim para pequenos desvios entre as condições reais e de referência o método oferece uma adequada exatidão.

É importante destacar que, conforme a equação (6.7), o conjunto de restrições inclui no caso mais geral os balanços de massa e energia, a definição das variáveis de equipamentos e suas parametrizações, mais as eventuais restrições para criar um sistema de equações que seja determinado e possua solução. Deve-se entender a diferença que existe entre definição e parametrização das variáveis de equipamento, a primeira é uma expressão de aceitação geral, independente do sistema concreto, ao qual se aplica e se formula em função das variáveis externas ao equipamento unicamente (entradas e saídas). Já a parametrização refere-se a expressões particulares que são válidas somente para o sistema específico que é objeto de análise, e a sua avaliação é feita, de uma forma ou de outra, a partir de parâmetros internos do equipamento, como é o caso da geometria e os materiais. O conceito de variáveis de equipamento, ou parâmetros de funcionamento de equipamento, no contexto desta tese, são os que:

- Podem ser todos aqueles que respondam a uma definição em função da caracterização termodinâmica das correntes e eventualmente outras variáveis de equipamento;
- Seu valor pode-se predizer, a partir de uma função, correlação ou parametrização baseada na própria geometria e matérias dos equipamentos, assim como das entradas do mesmo;
- São parâmetros convencionalmente usados para descrever o funcionamento dos equipamentos.

Alguns exemplos de variáveis de equipamentos que podem ser citados são: coeficientes de transferência de calor, rendimentos de turbomáquinas, coeficiente de fluxo, vazões nominais, eficiências, entre outros.

Para aplicar o método de diagnóstico, os parâmetros de funcionamento sobre os que se analisa vão a ser variáveis independentes do sistema de restrições que se formule, e que são denominadas de variáveis lineares de diagnóstico. Mesmo quando estas variáveis sejam independentes no âmbito do sistema de restrições equacionado, pode ser que na realidade as mesmas não representem as verdadeiras variáveis lineares, pois se omitiram, devido a algum motivo, as restrições (equações) que as relacionam. Um motivo forte para "deixar de fora"

certas restrições é a carência de informações a respeito do sistema que está sendo analisado. Um exemplo disto pode ser observado quando se supõe que num trocador de calor aconteceu um desvio do coeficiente de transferência de calor, estimado pela conhecida expressão:

$$Q = (U \cdot A) \cdot \Delta T_{ml} \tag{6.19}$$

O coeficiente de transferência de calor depende de aspectos que não mudam, tais como: a geometria, a condutividade dos materiais, mas também do ponto de operação, pois se sabe que existe uma equação para o cálculo do coeficiente de transferência onde aparece o número de Reinolds, o qual é afetado pelas vazões e em menor grau pela temperatura. Uma diminuição da vazão levará a uma diminuição do coeficiente de transferência de calor, embora esteja claro que uma degradação da capacidade de transferência de calor independente do ponto de funcionamento somente acontece por meio de algum processo físico ou químico inerente ao próprio trocador de calor, como pode ser o tamponamento de tubos ou a afetação da limpeza das superfícies.

A qualidade do processo de diagnóstico estará fortemente influenciada pela verificação da condição de independência física entre as variáveis de diagnóstico, porém, a excessiva complexidade da formulação das restrições aumenta a dificuldade de implementação, solução, e interpretação. Impõe-se por tanto, estabelecer um consenso, onde o nível de detalhe pode ser definido por:

- Nível de agregação dos processos físicos. Existe uma fronteira que define a passagem de uma modelagem termodinâmica para uma fluidodinâmica, na qual a verificação não pode basear-se na observação de comportamento real com a instrumentação usualmente encontrada no processo;
- Nível de instrumentação. A informação do diagnóstico deve basear-se em fenômenos observáveis, constatados a partir da instrumentação em campo;
- Nível de modelagem da agregação. Os modelos, mesmo termodinâmicos, quando mais complicados forem, maior o número de fatores de ajuste que requerem. Não tem sentido buscar as causas da degradação nestes fatores de ajuste, pois eles são, na verdade, compromissos entre a física do processo e a estatística dos dados de operação;
- Nível da tomada de decisões. Alertar a respeito do custo da degradação genérica de um equipamento, pode ser informação suficiente para considerar uma análise posterior que determine as causas físicas.

As colocações anteriores fazem com que o modelo de diagnóstico seja um modelo termodinâmico (no lugar de um fluido dinâmico) com um nível de agregação de equipamento ou processo, no qual os desvios nos parâmetros objetivo devam relacionar-se com indicadores definidos sobre cada processo termodinâmico, de forma tal que possam ser determinados a partir da instrumentação disponível, evitando modelos físicos ou estatísticos. Além disto, mesmo quando não é imprescindível, é conveniente que os indicadores tenham uma definição universal visando sua facilidade de interpretação. Exemplos de indicadores universais são: o rendimento isentrópico de compressão e expansão de fluidos, o coeficiente de transferência de calor ou a efetividade, e o NUT para processos de transferência de calor. A modelagem estabelecida no capítulo 5 se condiciona perfeitamente a estes conceitos, e foi com esta idéia que a mesma foi desenvolvida, é por isto que a mesma complementa a de diagnóstico e/ou faz parte dela.

Com base nas considerações expostas, e existindo a possibilidade de incluir restrições de caráter econômico ao modelo de diagnóstico, o método de diagnóstico das "Restrições vetoriais formuladas em séries de Taylor de ordem um", pode ser classificado dentro do grupo dos métodos termoeconômicos para o diagnóstico do desempenho.

6.4. Variáveis para a realização do diagnóstico

As informações apresentadas por VALERO et al (2004a,b) e ASME PTC PM (1993) permitiram elaborar: a Tabela 6.2, a Tabela 6.3, a Tabela 6.4, a Tabela 6.5, a Tabela 6.6, a Tabela 6.7 e a Tabela 6.8: Estas tabelas são mostradas a seguir, onde se detalham indicadores, sua origem e efeito sobre o desempenho de diferentes equipamentos principais de centrais termelétricas. Estes representam as variáveis principais a serem consideradas para a realização do diagnóstico.

Tabela 6.2 Indicadores na caldeira convencional.

Parâmetro	Descrição
Composição do combustível	Origem: fornecimento e/ou manuseio de combustível.
	Efeito no desempenho: redução no PCI e PCS representará um aumento na vazão a ser consumida mantendo constante a quantidade de calor a fornecer à fornalha.
Composição dos gases produto da combustão	Origem: desajustes nos queimadores ou no sistema de controle da combustão com medição da concentração de O_2.
	Efeito no desempenho: o aumento do excesso de ar provoca aumento na perda de calor com os gases de escape, e/ou aumento de incombusto nas cinzas e nos gases.
Fator de limpeza das superfícies de troca de calor	Origem: depósitos de fuligem nas superfícies de transferência de calor e/ou aumento no teor de cinzas do combustível.
	Efeito no desempenho: diminuição do coeficiente global de transferência de calor, diminuição da temperatura do vapor.

Tabela 6.3 Indicadores na caldeira de recuperação.

Parâmetro	Descrição
Queda de pressão do lado do gás	Origem: sujeira, erosão, sedimentos, destruição de dispositivos internos, mudanças no projeto, problemas nos ventiladores.
	Efeito no desempenho: aumento da queda de pressão do lado do gás reduz a relação de pressões no expansor.
Demanda de auxiliares	Origem: problemas em ventiladores, bombas, e sistemas elétricos ou eletrônicos.
	Efeito no desempenho: aumento na demanda de potência dos auxiliares.
Eficiência NUT-ε, por banco de tubo	Origem: sujeira, redução da superfície efetiva de transferência de calor, mudanças da queda de pressão em tubulações (lado do vapor).
	Efeito no desempenho: queda na geração e nos parâmetros do vapor.

Tabela 6.4 Indicadores na turbina a gás.

Parâmetro	Descrição
Pressão atmosférica Temperatura ambiente Umidade relativa do ar	Origem: efeitos meios ambientais.
	Efeito no desempenho: afeta diretamente o volume específico do ar na entrada, quando este aumenta se reduz a capacidade de compressão do compressor, afetando os seguintes aspectos: redução do fluxo mássico de ar, aumento do trabalho específico de compressão, queda da pressão de descarga, redução da vazão de combustível devido ao laço de controle entre o combustor e a válvula.
Composição do combustível	Origem: sistema de fornecimento e manuseio de combustível.
	Efeito no desempenho: redução no poder calorífico representará um aumento na vazão mássica para manter constante o calor fornecido ao combustor.
Sistema de resfriamento do ar de entrada	Origem: problemas no desempenho do sistema de resfriamento de ar de entrada.
	Efeito no desempenho: os efeitos são semelhantes aos do aumento da temperatura do ar de entrada.
Queda de pressão no filtro de ar	Origem: sujeira e presença de partículas sólidas no filtro.
	Efeito no desempenho: o efeito é similar ao da redução da pressão do ar de entrada.
Função de fluxo mássico na entrada do compressor (APG constante)	Origem: mudança na função de fluxo significa alteração na área efetiva de admissão do compressor dada por erosão, sedimentos, sujeira, ou mudanças no projeto.
	Efeito no desempenho: diminuição da função de fluxo reduz o desempenho do compressor.
Eficiência do compressor	Origem: sujeira, erosão, sedimentos.
	Efeito no desempenho: aumento da temperatura de descarga e do consumo específico de potência, assim como tendência de reduzir a vazão de combustível devido ao laço de controle no combustor.
Queda de pressão no combustor	Origem: sujeira, erosão, sedimentos.
	Efeito no desempenho: aumento na pressão de descarga do compressor.
Valor de ajuste da temperatura de entrada à turbina	Origem: desajuste do laço de controle entre a válvula de combustível e a condição de admissão da turbina.
	Efeito no desempenho: um aumento da pressão de descarga do compressor é detectado devido ao aumento da queda de pressão no combustor.
Função de fluxo mássico na entrada da turbina	Origem: sujeira, erosão, sedimentos.
	Efeito no desempenho: redução da função de fluxo significa diminuição da pressão de admissão no expansor e, conseqüentemente, redução na relação de pressões do compressor.
Eficiência do expansor	Origem: sujeira, erosão, sedimentos.
	Efeito no desempenho: diminuição da eficiência do expansor representa aumento na demanda de potência específica e no fluxo de gás à caldeira.
Perdas mecânicas e elétricas	Origem: aumento do atrito nos mancais ou falhas no sistema de resfriamento do gerador. Velocidade de rotação e potência estão fora de garantia.
	Efeito no desempenho: aumento das perdas de potência.

Tabela 6.5 Indicadores na turbina a vapor.

Parâmetro	Descrição
Temperatura do vapor de admissão	Origem: condições fora de garantia da caldeira ou controle de temperatura na caldeira desajustado.
	Efeito no desempenho: afeta o salto entálpico da turbina e a eficiência da caldeira.
Pressão do vapor de admissão (com válvulas de controle na admissão)	Origem: desajuste no laço de controle entre as válvulas de controle e a bomba de água de alimentação.
	Efeito no desempenho: alteração na pressão de admissão e no salto entálpico da seção de turbina.
Função de fluxo mássico (turbina sem controle na admissão)	Origem: mudança de área no estágio de regulação, erosão, ou sedimentos nos primeiros bocais, alteração da relação de pressões da seção de turbina.
	Efeito no desempenho: alteração na pressão de admissão e no salto entálpico da seção de turbina.
Eficiência na seção, relação de fluxo mássico AP-MP da Caldeira de recuperação	Origem: desajuste no laço de controle entre as válvulas de controle de alimentação de água aos tambores de media e baixa pressão e a bomba de alimentação.
	Efeito no desempenho: mudança nas relações de pressão nas seções de turbina.
Água de reposição	Origem: aumento na vazão de água de reposição por perdas no ciclo.
	Efeito no desempenho: perdas de calor do ciclo.
Perdas mecânicas e elétricas	Origem: aumento do atrito nos mancais ou falhas no sistema de resfriamento do gerador. Velocidade de rotação e potência fora do valor de garantia.
	Efeito no desempenho: aumento das perdas de potência.

Tabela 6.6 Indicadores no condensador.

Parâmetro	Descrição
Vácuo	Origem: as condições do ambiente induzem a mudança no desempenho do sistema de resfriamento, principalmente com torres de resfriamento, mudanças na turbina ou equipamento com drenos ao condensador, que o façam sair das condições de garantia.
	Efeito no desempenho: redução do salto entálpico na seção de baixa pressão da turbina.
Temperatura de resfriamento no condensador (poço quente)	Origem: as condições do ambiente induzem a mudança no desempenho do sistema de resfriamento, principalmente com torres de resfriamento, mudanças na turbina ou equipamento com drenos ao condensador, que o façam sair das condições de garantia.
	Efeito no desempenho: a redução de temperatura do condensado causa perda de calor no ciclo a vapor.
Fator de limpeza	Origem: diminuição da área efetiva de transferência de calor, depósitos na superfície de troca de calor, variação de carga da turbina a vapor, diminuição da velocidade de passagem da água pelos tubos.
	Efeito no desempenho: diminuição do coeficiente global de transferência de calor, diminuição do vácuo e perda de potência na seção de baixa pressão da turbina a vapor.

Tabela 6.7 Indicadores nas bombas.

Parâmetro	Descrição
Eficiência	Origem: danos nas partes internas por causa de erosão, sedimentos, rugosidades, relação de pressões fora de garantia, presença de válvulas desajustadas no sistema.
	Efeito no desempenho: mudança no valor de potência consumido, aumento na temperatura do fluido na saída da bomba.

Tabela 6.8 Indicadores nos aquecedores regenerativos.

Parâmetro	Descrição
Diferença terminal de temperaturas	Origem: diminuição da área efetiva de troca de calor, alteração do coeficiente de transferência de calor, mudanças nos parâmetros do vapor e da água de alimentação.
	Efeito no desempenho: aumento na diferença terminal de temperaturas causa perda de calor no ciclo.

6.5. Resultados do diagnóstico preliminar para a central de ciclo combinado

Os resultados do diagnóstico preliminar foram obtidos com a ferramenta computacional desenvolvida para este fim (ver anexo 3), a partir da análise das diferenças encontradas nas variáveis de diagnóstico, com base da simulação do esquema térmico para a condição de referência e real de operação. O método das Restrições Vetoriais Formuladas em Séries de Taylor de Ordem Um foi empregado para o diagnóstico preliminar da central termelétrica de ciclo combinado objeto de estudo de caso. Através de um exemplo numérico será observado o impacto de variáveis, que representam condições de contorno e parâmetros internos do ciclo, sobre os indicadores de desempenho do ciclo combinado, que são: consumo de combustível, potência gerada na turbina a gás, potência gerada na turbina a vapor, potência gerada no ciclo combinado e consumo específico de calor.

A Figura 6.2 ilustra o esquema térmico da central termelétrica de ciclo combinado estudo de caso, que foi definido para a realização do diagnóstico preliminar. Este esquema térmico é um resumo de àquele que foi utilizado para a simulação, apresentado no Apêndice A. O objetivo de sintetizar o esquema térmico é reduzir o número de variáveis, do total da simulação, àquelas que são mais importantes, considerando que:

- Sejam, na sua maioria, parâmetros que são medidos com a instrumentação existente na central, ou possam ser calculados a partir destes;
- Possam ter influência nos indicadores de desempenho, conforme se mostrou durante a análise dos resultados dos estudos paramétricos;
- Permitam definir o sistema de equações de restrições necessário para a implementação do método das Restrições Vetoriais Formuladas em Séries de Taylor de Ordem Um, visando à realização do diagnóstico preliminar. Este sistema de equações constitui o modelo de diagnóstico preliminar do esquema térmico da central termelétrica de ciclo combinado.

Pode-se afirmar que, o fato de levar em consideração os critérios anteriores na síntese do esquema térmico, é uma tarefa da maior complexidade, pois se deve conseguir estabelecer um consenso onde não se complique a formulação do modelo de diagnóstico, aproveitando-se ao máximo o melhor que existe das informações disponíveis.

A síntese do esquema térmico que foi realizada e o modelo de diagnóstico que foi formulado caracterizam a originalidade do trabalho, uma vez que permitem quantificar o impacto da variação dos parâmetros operacionais nos indicadores de desempenho do ciclo.

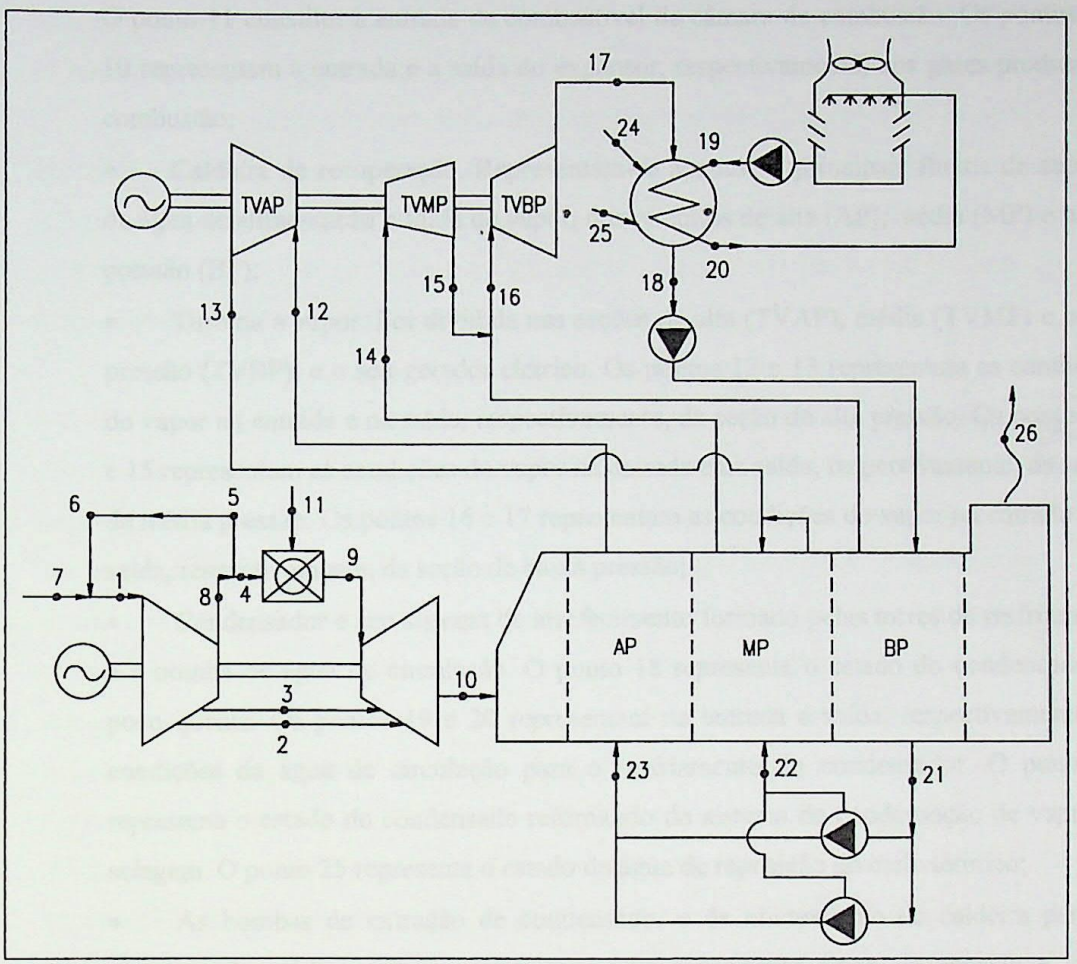


Figura 6.2 Esquema térmico da central termelétrica de ciclo combinado estudo de caso para o diagnóstico preliminar.

Na Figura 6.2, utilizada na formulação do modelo de diagnóstico, se reúnem os principais equipamentos e correntes do esquema térmico da central termelétrica de ciclo combinado, que são:

- Turbina a gás. Foi separada em seus componentes principais: compressor, combustor, expansor e gerador elétrico. O ponto 7 define o estado do ar após a passagem do mesmo pelo filtro e o resfriador evaporativo. O ponto 1 é o que corresponde de fato ao estado do ar na entrada do compressor. Os pontos 2 e 3 representam os fluxos de ar para o resfriamento das palhetas e bocais, respectivamente.

Descarga do compressor tem-se o ponto 8. Os pontos 5 e 6 correspondem ao estado do ar na entrada e na saída, respectivamente, da válvula da sangria de re-circulação de ar à entrada do compressor. O ponto 4 corresponde ao fluxo de ar a ser usado no combustor. O ponto 11 constitui a entrada de combustível da câmara de combustão. Os pontos 9 e 10 representam a entrada e a saída do expansor, respectivamente, dos gases produto da combustão;

- Caldeira de recuperação. Representam-se apenas os principais fluxos de entrada da água de alimentação e saída de vapor, dos circuitos de alta (AP), média (MP) e baixa pressão (BP);
- Turbina a vapor. Foi dividida nas seções de alta (TVAP), média (TVMP) e baixa pressão (TVBP), e o seu gerador elétrico. Os pontos 12 e 13 representam as condições do vapor na entrada e na saída, respectivamente, da seção de alta pressão. Os pontos 14 e 15 representam as condições do vapor na entrada e na saída, respectivamente, da seção de média pressão. Os pontos 16 e 17 representam as condições do vapor na entrada e na saída, respectivamente, da seção de baixa pressão;
- Condensador e seu sistema de arrefecimento formado pelas torres de resfriamento e a bomba de água de circulação. O ponto 18 representa o estado do condensado no poço quente. Os pontos 19 e 20 representam na entrada e saída, respectivamente, as condições da água de circulação para o resfriamento do condensador. O ponto 24 representa o estado do condensado retornando do sistema de condensação de vapor de selagem. O ponto 25 representa o estado da água de reposição do ciclo térmico;
- As bombas de extração de condensado, e de alimentação de caldeira para os circuitos de média a alta pressão com seus respectivos fluxo de entrada e saída, completam a relação de equipamentos e correntes do esquema térmico da central termelétrica de ciclo combinado utilizado para a formulação do modelo de diagnóstico.

A Figura 6.2 está incorporada ao Anexo 4, onde pode ser consultada a simbologia utilizada na formulação do sistema de equações do método das Restrições Vetoriais Formuladas em Séries de Taylor de Ordem Um, para a realização do diagnóstico preliminar da central termelétrica de ciclo combinado. Além do sistema de equações de restrições, que constitui o modelo de diagnóstico, no Anexo 3 pode ser consultado:

- A Tabela A4-1, que contem os dados de entrada utilizados no exemplo numérico. A primeira coluna desta tabela identifica o número dado a cada um dos parâmetros considerados no modelo de diagnóstico, os quais se mostram na segunda coluna. A

numeração das variáveis ajudou na implementação do procedimento para solucionar o modelo de diagnóstico. A partir da numeração estabelecida pode-se dizer que o modelo de diagnóstico para a realização do diagnóstico preliminar está constituído por 54 variáveis, sendo cinco delas independentes (que são os indicadores de desempenho) e 49 dependentes (que representam as condições de contorno e os parâmetros internos do ciclo). A terceira coluna da tabela recolhe os valores utilizados para resolver o modelo de diagnóstico, para cada variável estes valores são: a diferença calculada entre os valores resultantes das simulações realizadas com os modelos de simulação da condição de referência e real de operação, para um mesmo conjunto de dados de entrada. A ultima coluna da tabela mostra as unidades de cada parâmetro;

- A Tabela A4-2, que apresenta os resultados do diagnóstico preliminar da central termelétrica de ciclo combinado, mostrando o impacto em valores percentuais, do desvio das variáveis independentes no desvio dos indicadores de desempenho. A primeira coluna indica a qual equipamento (ou ao ambiente) está associado cada uma das variáveis independentes da segunda coluna. A regra empregada para associar a variável ao equipamento é: "Se a variável é de uma corrente que sai do equipamento (ambiente), ou é um parâmetro característico do mesmo (o rendimento, por exemplo), então, a variável pertence ao citado equipamento". A terceira coluna mostra o desvio de cada variável independente. As colunas restantes da tabela mostram o impacto, em valores percentuais, do desvio das variáveis independentes no desvio dos indicadores de desempenho. Os valores expressos em unidades percentuais foram calculados da seguinte forma: calculou-se o valor absoluto positivo de cada desvio e somaram-se, determinando-se um valor absoluto total positivo. Depois se usou um critério de lógica, para o consumo de combustível e as potências estabeleceu-se que: se o valor do desvio era menor que zero, então se multiplica por "-1" a divisão entre o valor absoluto positivo do desvio e o valor absoluto total positivo, se não se multiplica por "+1". Para o consumo específico de calor a lógica empregada é a mesma, porém valendo se os valores do desvio for maior ou igual a zero. Esta maneira simples de expressar os resultados do diagnóstico preliminar permite identificar facilmente a variável que causa o maior ou o menor impacto no desvio do indicador de desempenho, pois será àquela que terá o maior valor no sentido positivo ou no negativo;
- A Tabela A4-3 apresenta em suas últimas 5 colunas os resultados do diagnóstico preliminar da central termelétrica de ciclo combinado mostrando o impacto, em unidades técnicas, do desvio das variáveis independentes no desvio dos indicadores de

desempenho, isto é, em kg/s para o desvio da vazão mássica de combustível, em kW para as potências, e em kJ/kWh para o consumo específico de calor. As três primeiras colunas são idênticas as da Tabela A4-2, sendo válidos os comentários antes mencionados a respeito das mesmas.

O exemplo numérico da aplicação do diagnóstico preliminar à central termelétrica de ciclo combinado consiste em identificar quais as possíveis variáveis e as possíveis causas que levaram ao desvio dos indicadores de desempenho mostrados na Tabela 6.9. Estes desvios foram determinados a partir da simulação do esquema térmico da central termelétrica de ciclo combinado, para um mesmo conjunto de dados de entrada, com os modelos de simulação elaborados para a condição de referência e real de operação. Os desvios foram conseguidos introduzindo no modelo da condição real uma pequena diminuição na vazão mássica de ar que entra ao compressor, e representa uma condição fictícia de operação, usada somente com o propósito de ilustrar os resultados proporcionados pelo modelo de diagnóstico. A carga de operação da central é a nominal.

Tabela 6.9 Desvio dos indicadores de desempenho no exemplo numérico de aplicação do diagnóstico preliminar à central termelétrica de ciclo combinado.

Parâmetro	Diferença (Valor Real – Valor de Referência)	Unidade
m_c	-0,054	kg/s
W_{etg}	-184,890	kW
W_{etv}	-820,741	kW
Wecc	-1005,631	kW
CEC	-12,895	kJ/kWh

Segundo a Tabela 6.9 há uma piora nos indicadores de desempenho onde se deseja que exista um comportamento positivo e, que são as potências geradas. Por outro lado observa-se uma melhora nos indicadores de desempenho que possuem tendência de comportamento negativo, e que são o consumo de combustível e o consumo específico de calor. O modelo de diagnóstico e os resultados de sua aplicação a este exemplo numérico são apresentados no Anexo 4. Com base nas tabelas de resultados mostrados no mencionado anexo, e alguns gráficos complementares será feita a análise decorrente do diagnóstico preliminar.

Da Tabela A4-2 com os resultados do diagnóstico preliminar expressos em percentagem, pode-se concluir que:

- As variáveis que provocam um maior desvio no consumo de combustível são aquelas que estão relacionadas com a turbina a gás;

- As variáveis que levam a um desvio maior na potência gerada na turbina a gás são, principalmente, parâmetros internos da própria máquina, porém algumas variáveis do ambiente induzem ao desvio deste indicador de desempenho;
- As variáveis que impactam no desvio da potência gerada na turbina a vapor são na sua maioria relacionadas aos equipamentos do ciclo a vapor, porém algumas variáveis da turbina a gás e do ambiente induzem ao desvio deste indicador de desempenho;
- Sendo a potência da central termelétrica de ciclo combinado dependente da potência gerada em ambas as turbinas, e sendo maior a queda de potência registrada na turbina a gás, são as variáveis relativas a este equipamento que levam ao maior desvio deste indicador de desempenho;
- Tanto os parâmetros que se relacionam ao ciclo a gás, quanto aqueles relacionados ao ciclo a vapor e ao ambiente induzem ao desvio observado no consumo específico de calor.

Com o auxilio da Tabela A4-2 também se pode estabelecer quais são as variáveis independentes que levam ao maior desvio dos indicadores de desempenho. São elas:

- Queda no consumo de combustível: redução da temperatura de entrada na turbina (t_9). Aumento no consumo de combustível: queda na temperatura na descarga do compressor (t_4);
- Queda na potência gerada na turbina a gás: redução da temperatura de entrada na turbina a gás (t_9). Aumento na geração da turbina a gás: queda na temperatura na descarga do compressor (t_4) e na temperatura de exaustão da turbina a gás (t_{10});
- Queda na potência gerada na turbina a vapor: redução da geração de vapor nos três níveis de pressão da caldeira de recuperação (m_{12}, m_{14} e m_{16}). Aumento da geração na turbina a vapor: queda nas vazões de descarga nas seções da turbina a vapor (m_{13} e m_{15}) e queda na temperatura da água de arrefecimento do condensador (t_{20});
- Na potência gerada na central termelétrica de ciclo combinado refletem-se os desvios que acontecem nas turbinas da central. A queda deve-se à redução da temperatura de entrada na turbina (t_9) e a redução da geração de vapor nos três níveis de pressão da caldeira de recuperação (m_{12}, m_{14} e m_{16}). O aumento deve-se a queda na temperatura de exaustão da turbina a gás (t_{10}) e nas vazões de descarga nas seções da turbina a vapor (m_{13} e m_{15});
- O impacto negativo (entenda-se aumento) no consumo específico de calor vem dado pela queda nas vazões de vapor de alta pressão e vapor re-aquecido (m_{12} e m_{14}) e

da temperatura de entrada na turbina (t_9). O impacto positivo (entenda-se diminuição) no consumo específico de calor é provocado principalmente pela queda da temperatura de exaustão da turbina a gás (t_{10}) e nas vazões de descarga da turbina a vapor (m_{13} e m_{15}).

Na Tabela 6.10, mostrada a seguir, resumem-se as variáveis que provocam o maior impacto, e a ordem de grandeza do mesmo, expresso em %, nos indicadores de desempenho considerados para o exemplo numérico analisado. O impacto em kg/s, kW e kJ/kWh nos indicadores de desempenho das variáveis citadas nesta tabela, assim como o das restantes consideradas no modelo de diagnóstico, podem ser consultados na Tabela A4-3.

Tabela 6.10 Variáveis de maior influência nos indicadores de desempenho da central termelétrica de ciclo combinado.

Equipamento	Variável Independente	Variação	m_c	W_{etg}	W_{etv}	W_{ecc}	CEC
			%	%	%	%	%
Turbina a Gás	t_4	-1,808 C	15,9671	9,9878	0,0000	4,1616	2,0730
Turbina a Gás	t_9	-7,485 C	-80,2705	-49,9268	0,0000	-20,8030	-10,2822
Turbina a Gás	t_{10}	-4,750 C	0,0010	32,5968	0,0000	13,5821	15,9794
C. Recuperação	m_{12}	-0,618 kg/s	0,0000	0,0000	-24,0112	-14,0064	-16,4788
Turbina a Vapor	m_{13}	-0,618 kg/s	0,0000	0,0000	21,8993	12,7745	15,0295
C. Recuperação	m_{14}	-0,450 kg/s	0,0000	0,0000	-17,8916	-10,4367	-12,2790
Turbina a Vapor	m_{15}	-0,450 kg/s	0,0000	0,0000	15,3700	8,9658	10,5484
C. Recuperação	m_{16}	-0,274 kg/s	0,0000	0,0000	-9,3535	-5,4562	-6,4193

Na Figura 6.3 pode-se observar o impacto, em kg/s, do desvio das variáveis independentes referidas à turbina a gás no desvio do indicador de desempenho consumo de combustível. A leve queda na vazão mássica de ar na entrada aumenta a relação de pressões do compressor na condição real se comparada com a condição de referência, se observando uma redução na temperatura na descarga do compressor. Ambas as variáveis (m_1 e t_4) representam uma menor energia de entrada com o ar ao combustor, indicando a necessidade de queimar mais combustível para conseguir manter a temperatura na entrada da turbina. Porém, uma menor pressão de descarga do compressor altera o laço de controle entre o combustor e a válvula de injeção de combustível, o que é bem caracterizado pela queda da temperatura na entrada da turbina a gás (t_9). O efeito resultante é a diminuição no consumo de combustível.

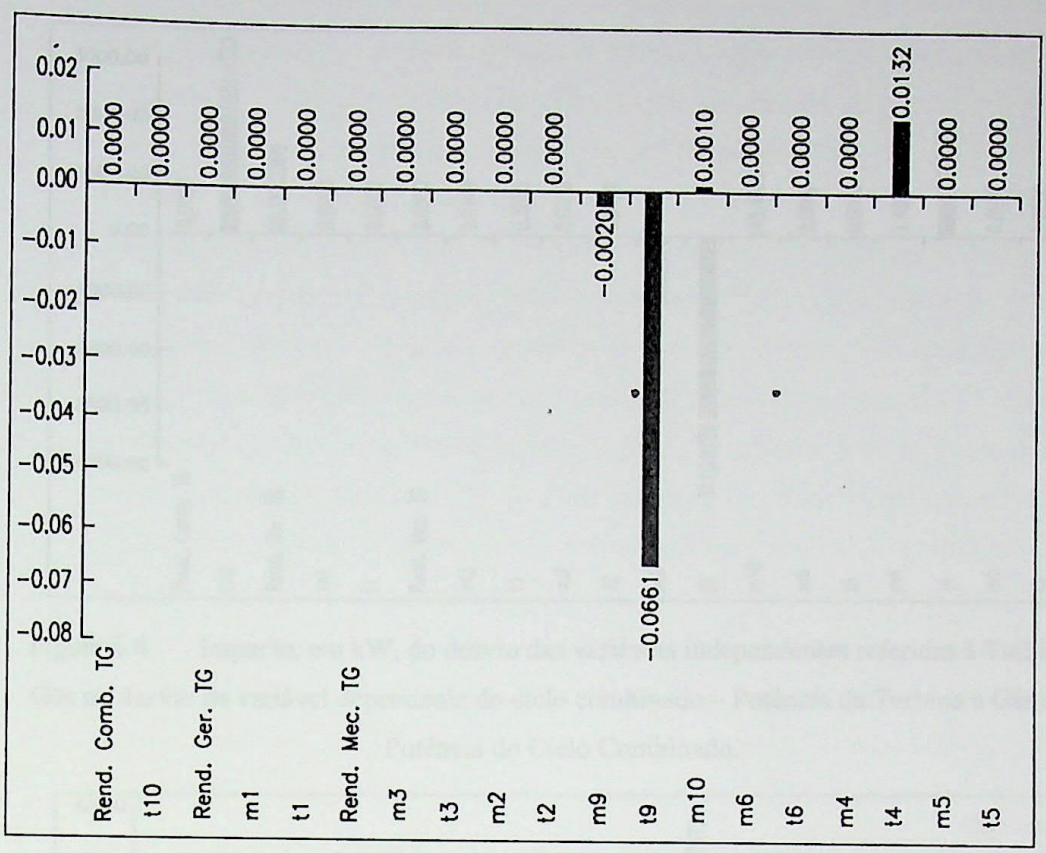


Figura 6.3 Impacto, em kg/s, do desvio das variáveis independentes referidas à Turbina a Gás no desvio da variável dependente do ciclo combinado – Consumo de Combustível.

O desvio na geração da turbina a gás provocado pelas variáveis independentes referidas a ela, corresponde-se exatamente com o desvio ocasionado por estas variáveis na potência gerada na central termelétrica de ciclo combinado, conforme se mostra na Figura 6.4. Segundo esta figura a queda da temperatura à entrada da turbina a gás (t_9) e da vazão de gases (m_9), pelos motivos já comentados levam ao efeito negativo preponderante de queda na geração na turbina a gás e na central termelétrica de ciclo combinado. As quedas nas temperaturas na descarga do compressor (t_4) e na saída do expansor (t_{10}) indicam aumento de geração na turbina a gás por representar diminuição do consumo de potência no compressor e aumento do trabalho produzido no expansor. De qualquer forma prevalece o impacto negativo dado pela queda na temperatura de entrada na turbina (t_9).

Como pode ser visto na Figura 6.5, o impacto sobre o consumo específico de calor provocado pelos desvios de cada uma das variáveis relacionadas à turbina a gás, é de sentido contrário ao que se reflete para a potência da central, porém as causas do desvio são as mesmas anteriormente comentadas.

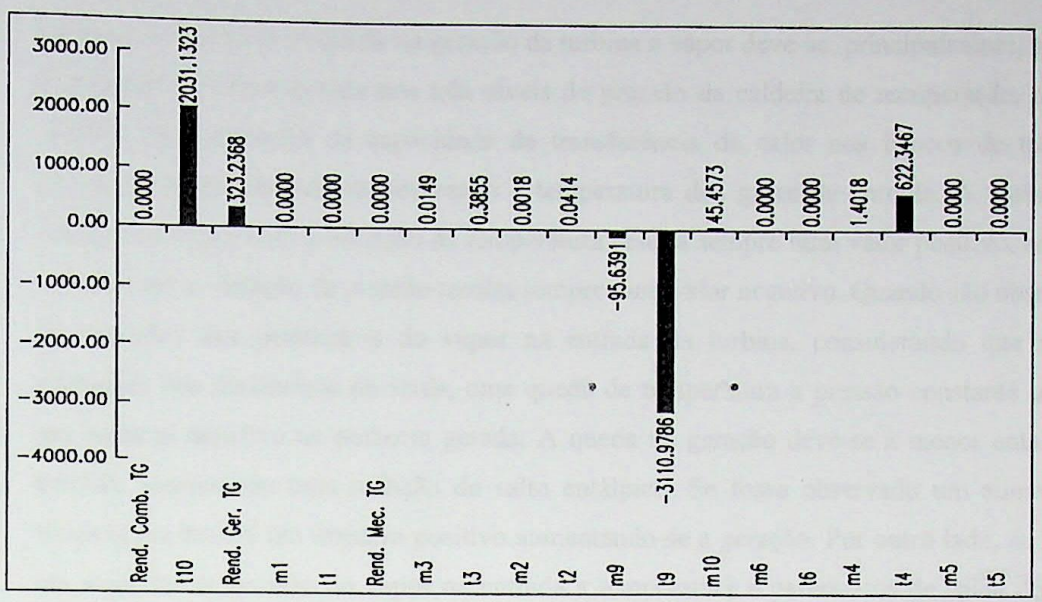


Figura 6.4 Impacto, em kW, do desvio das variáveis independentes referidas à Turbina a Gás no desvio da variável dependente do ciclo combinado – Potência da Turbina a Gás e/ou Potência do Ciclo Combinado.

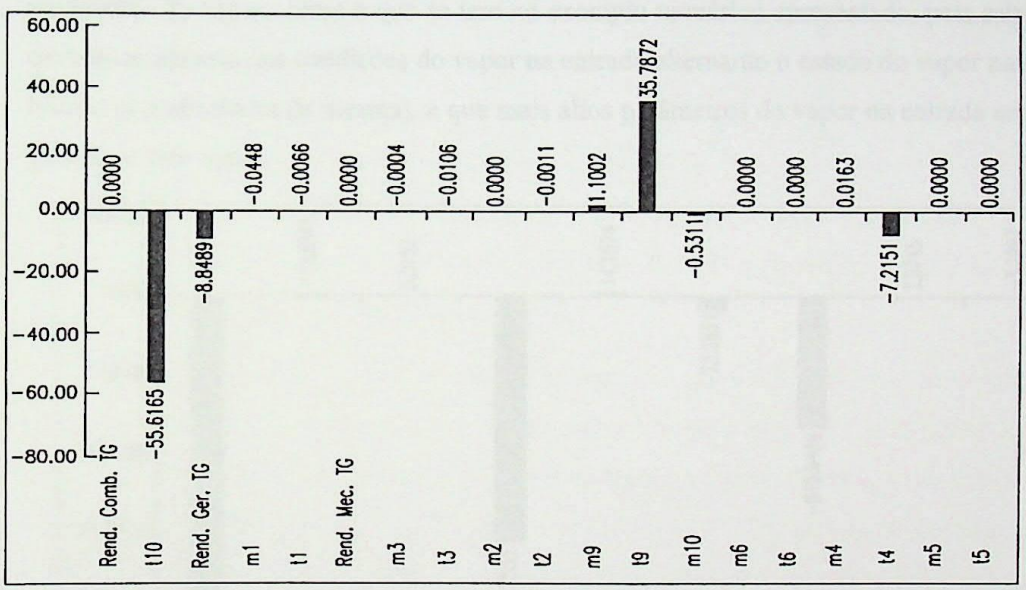


Figura 6.5 Impacto, em kJ/kWh, do desvio das variáveis independentes referidas à Turbina a Gás no desvio da variável dependente do ciclo combinado – Consumo Específico de Calor.

O desvio na geração da turbina a vapor provocado pelas variáveis independentes relacionadas à caldeira de recuperação, correlaciona-se exatamente com o desvio ocasionado por estas variáveis na potência gerada na central termelétrica de ciclo combinado, como se

mostra na Figura 6.6. A queda na geração da turbina a vapor deve-se, principalmente, à menor quantidade de vapor gerado nos três níveis de pressão da caldeira de recuperação, o que é causado pela alteração da capacidade de transferência de calor nos bancos de tubos da caldeira, ocasionada pela menor vazão e temperatura dos gases de entrada. A variação da entalpia do vapor com a variação da temperatura resulta sempre num valor positivo, ao passo em que com a variação da pressão resulta sempre num valor negativo. Quando são observadas as variações dos parâmetros do vapor na entrada da turbina, considerando que não há alterações nos parâmetros de saída, uma queda de temperatura a pressão constante indicará um impacto negativo na potência gerada. A queda na geração deve-se à menor entalpia na entrada, acarretando uma redução do salto entálpico. Se fosse observado um aumento de temperatura haverá um impacto positivo aumentando-se a geração. Por outro lado, se houver um aumento na pressão do vapor na entrada a temperatura e parâmetros de saída do vapor constantes, se indicará um impacto negativo na geração já que diminuirá a entalpia de entrada, levando à redução do salto entálpico, e vice versa, uma queda na pressão indicará um impacto positivo na geração. A explicação anterior é valida para variações relativamente pequenas dos parâmetros do vapor, como a que se tem no exemplo numérico apresentado, pois sabe-se que grandes mudanças nas condições do vapor na entrada alternarão o estado do vapor na saída da turbina (e a eficiência da mesma), e que mais altos parâmetros do vapor na entrada uma maior geração e vice versa.

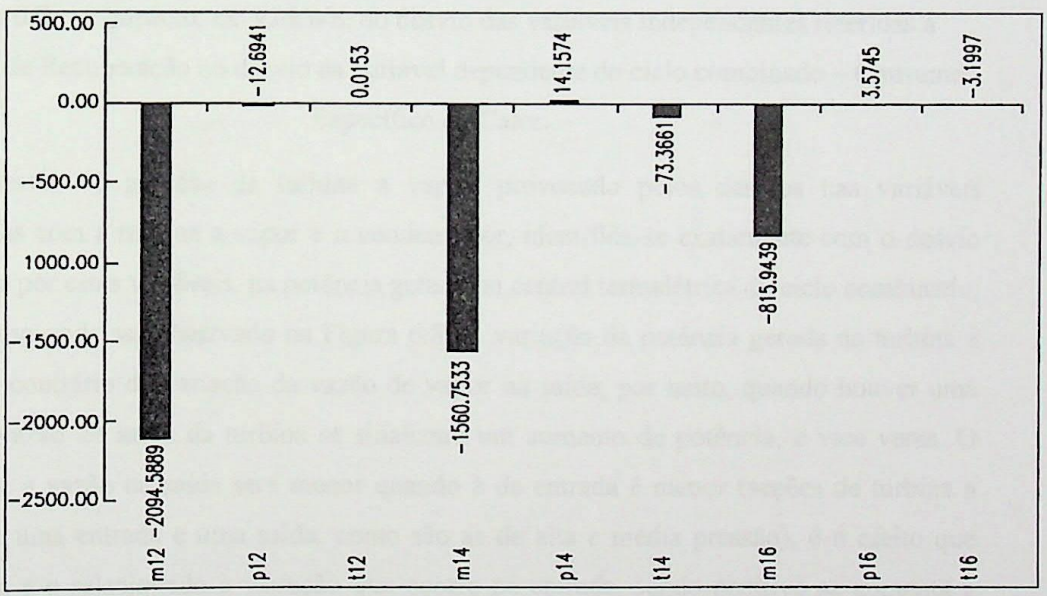


Figura 6.6 Impacto, em kW, do desvio das variáveis independentes referidas à Caldeira de Recuperação no desvio da variável dependente do ciclo combinado – Potência da Turbina a Vapor e/ou Potência do Ciclo Combinado.

Como se ilustra na Figura 6.7 o impacto sobre o consumo específico de calor, devido aos desvios de cada variável relacionada com a caldeira de recuperação, é de sentido contrário ao mostrado na figura anterior para a potência da central, porém as causas dos desvios continuam a ser as mesmas que anteriormente se comentaram.

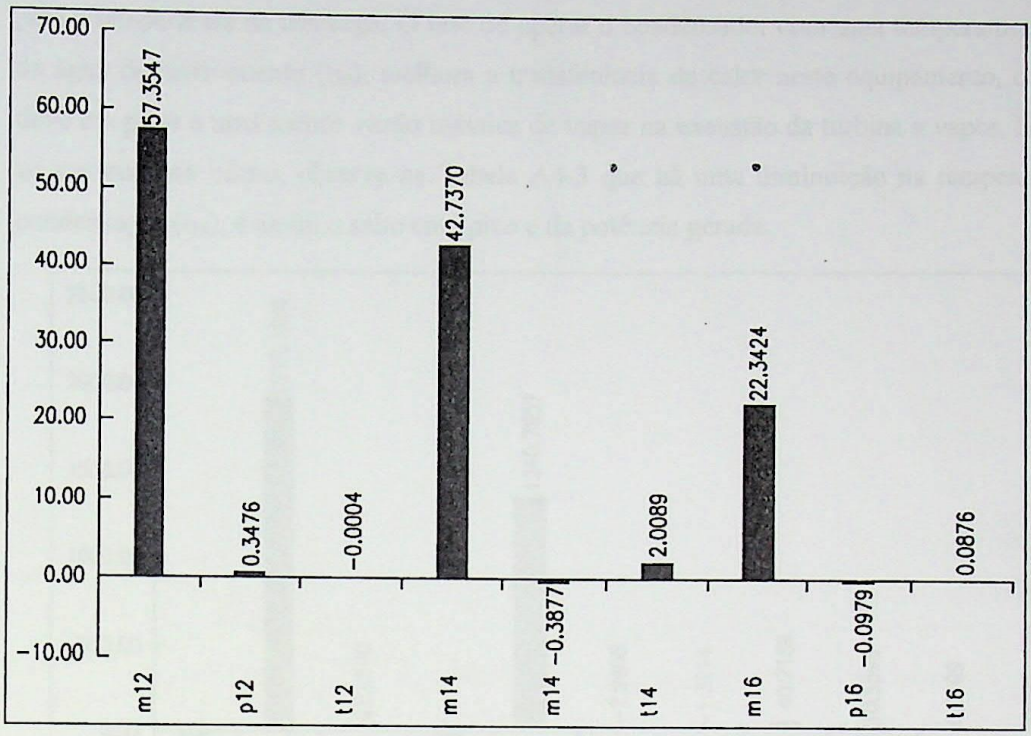


Figura 6.7 Impacto, em kJ/kWh, do desvio das variáveis independentes referidas à Caldeira de Recuperação no desvio da variável dependente do ciclo combinado – Consumo Específico de Calor.

O desvio da geração da turbina a vapor, provocado pelos desvios nas variáveis relacionadas com a turbina a vapor e o condensador, identifica-se exatamente com o desvio ocasionado por estas variáveis, na potência gerada na central termelétrica de ciclo combinado, tal que como pode ser observado na Figura 6.8. A variação da potência gerada na turbina é sempre ao contrário da variação da vazão de vapor na saída, por tanto, quando houver uma queda na vazão de saída da turbina se sinalizará um aumento de potência, e vice versa. O certo é que a vazão na saída será menor quando à de entrada é menor (seções de turbina a vapor com uma entrada e uma saída, como são as de alta e média pressão), é o efeito que prevalecerá e o relacionado à variação que ocorre na entrada, sendo positivo se aumenta a vazão e negativo se ela diminui. Aumento na temperatura do vapor na saída leva à redução do salto entálpico e da geração na seção da turbina. A temperatura na saída e parâmetros do vapor na entrada constantes, o aumento da pressão na saída de seções de turbina a vapor que

são não condensantes, leva à queda na entalpia, aumentando o salto entálpico e a geração. Neste tipo de seção de turbina (alta e média pressão), a queda de pressão na saída, leva ao aumento da entalpia e da redução do salto entálpico, diminuindo-se a geração de potência. Na seção condensante o efeito da variação de pressão segue o mesmo comportamento explicado para a temperatura na descarga. O fato de operar o condensador com uma temperatura menor da água de resfriamento (t_{20}), melhora a transferência de calor neste equipamento, o que se deve em parte a uma menor vazão mássica de vapor na exaustão da turbina a vapor. Isto leva ao aumento do vácuo, observe na Tabela A4-3 que há uma diminuição na temperatura de condensação (t_{18}), e assim o salto entálpico e da potência gerada.

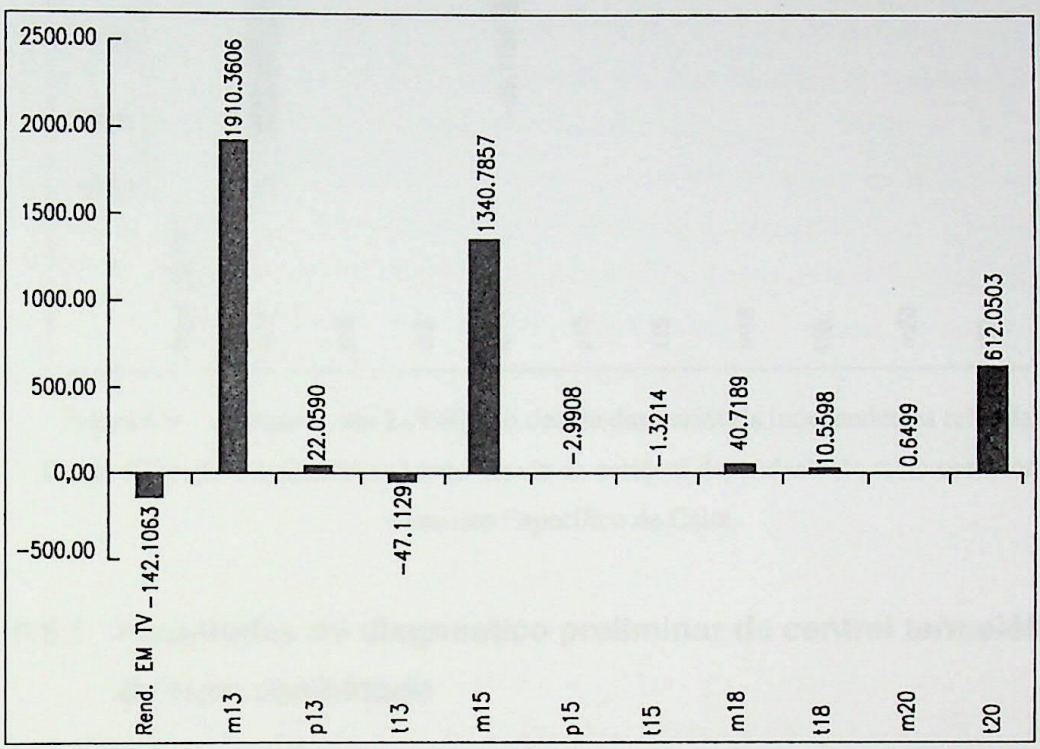


Figura 6.8 Impacto, em kW, do desvio das variáveis independentes referidas à Turbina a Vapor e o Condensador no desvio da variável dependente do ciclo combinado – Potência da Turbina a Vapor e/ou Potência do Ciclo Combinado.

Conforme é visualizado na Figura 6.9, o impacto sobre o consumo específico de calor provocado pelos desvios de cada uma das variáveis relacionada à turbina a vapor e ao condensador, é de sentido contrario ao exposto para a potência da central termelétrica de ciclo combinado, porém as causas dos desvios continuam a ser as mesmas anteriormente comentadas.

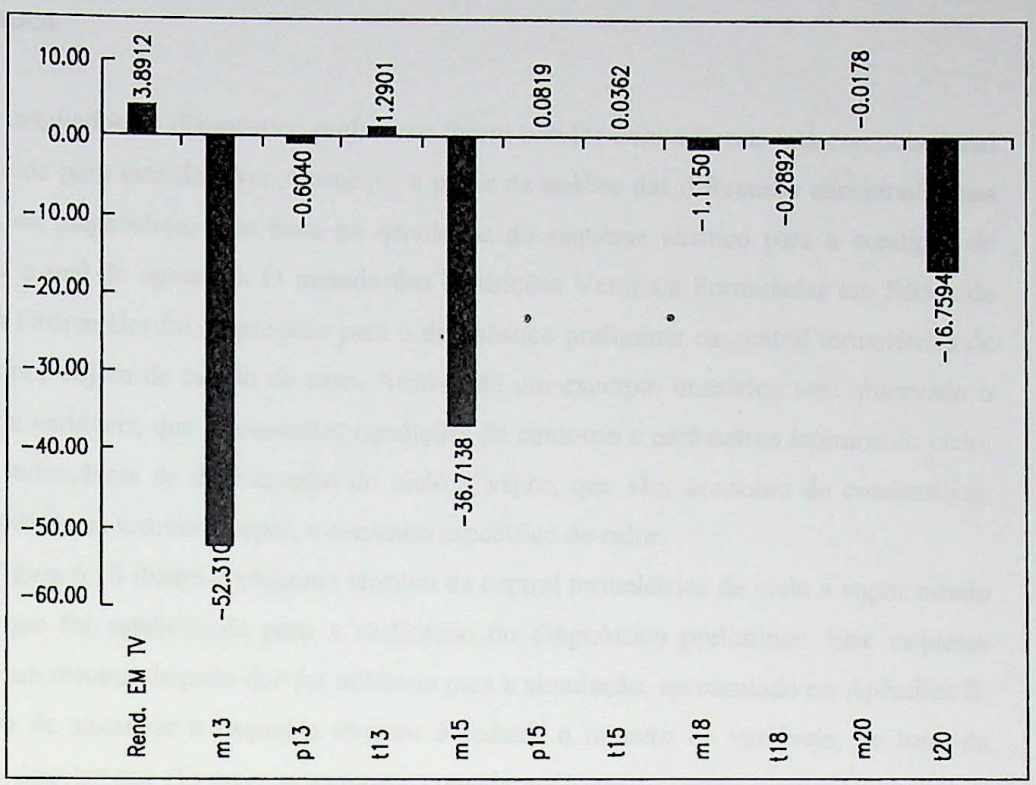


Figura 6.9 Impacto, em kJ/kWh, do desvio das variáveis independentes referidas à Turbina a Vapor e o Condensador no desvio da variável dependente do ciclo combinado – Consumo Específico de Calor.

6.5.1 Resultados do diagnóstico preliminar da central termelétrica de ciclo combinado

Com base nos resultados apresentados através do exemplo numérico pode-se estabelecer o potencial do modelo de diagnóstico que foi desenvolvido. Nele ficaram recolhidas as principais variáveis operacionais da central termelétrica de ciclo combinado objeto de estudo de caso, sendo possível quantificar o impacto da variação de um parâmetro operacional no desvio de um dos indicadores de desempenho da central. A partir desta informação podem-se estabelecer as causas que levam a tais desvios, como também uma classificação em função da magnitude do impacto, visando buscar soluções durante a operação, ou na hora de realizar a manutenção, que levem a uma melhora nos indicadores de desempenho.

6.6. Resultados do diagnóstico preliminar para a central de ciclo a vapor

Os resultados do diagnóstico preliminar foram obtidos com a ferramenta computacional desenvolvida para este fim (ver Anexo 3), a partir da análise das diferenças encontradas nas variáveis de diagnóstico, com base na simulação do esquema térmico para a condição de referência e real de operação. O método das Restrições Vetoriais Formuladas em Séries de Taylor de Ordem Um foi empregado para o diagnóstico preliminar da central termelétrica de ciclo a vapor objeto de estudo de caso. Através de um exemplo numérico será observado o impacto de variáveis, que representam condições de contorno e parâmetros internos do ciclo, sobre os indicadores de desempenho do ciclo a vapor, que são: consumo de combustível, potência gerada na turbina a vapor, e consumo específico de calor.

A Figura 6.10 ilustra o esquema térmico da central termelétrica de ciclo a vapor estudo de caso, que foi estabelecida para a realização do diagnóstico preliminar. Este esquema térmico é um resumo daquele que foi utilizado para a simulação, apresentado no Apêndice B. O objetivo de sintetizar o esquema térmico é reduzir o número de variáveis, do total da simulação, àquelas que são mais importantes, considerando que:

- Sejam, na sua maioria, parâmetros que são medidos com a instrumentação existente na central, ou possam ser calculados a partir destes;
- Possam ter influência nos indicadores de desempenho, conforme se mostrou durante a análise dos resultados dos estudos paramétricos;
- Permitam definir o sistema de equações necessário para a implementação do método das Restrições Vetoriais Formuladas em Séries de Taylor de Ordem Um, visando à realização do diagnóstico preliminar. Este sistema de equações constitui o modelo de diagnóstico preliminar do esquema térmico da central termelétrica de ciclo a vapor.

Pode-se afirmar que o fato de levar em consideração os critérios anteriores na síntese do esquema térmico, é uma tarefa da maior complexidade, pois deve-se conseguir estabelecer um consenso onde não se complique a formulação do modelo de diagnóstico, aproveitando-se ao máximo o melhor que existe das informações disponíveis.

A síntese do esquema térmico que foi realizada e o modelo de diagnóstico que foi formulado caracterizam a originalidade do trabalho, uma vez que permitem quantificar o impacto da variação dos parâmetros operacionais nos indicadores de desempenho do ciclo.

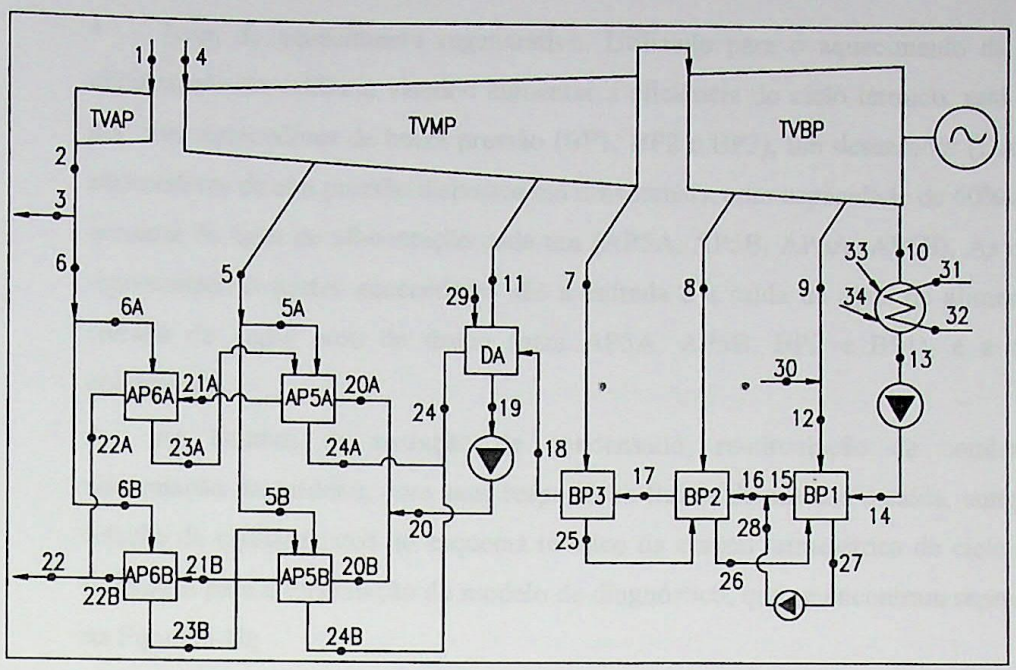


Figura 6.10 Esquema térmico da central termelétrica de ciclo a vapor estudo de caso para o diagnóstico preliminar.

Na Figura 6.10, utilizada para a formulação do modelo de diagnóstico, se reúnem os principais equipamentos e correntes do esquema térmico da central termelétrica de ciclo a vapor, que são:

- Turbina a vapor. Foi dividida nas seções de alta (TVAP), média (TVMP) a baixa pressão (TVBP) e o seu gerador elétrico. Os pontos 1 e 2 correspondem às condições do vapor na entrada e na saída, respectivamente da seção de alta pressão. O ponto 4 corresponde à condição do vapor re-aquecido na entrada da seção de média, os pontos 5, 11 e 7 correspondem as extrações para o aquecimento da água de alimentação, a extração no ponto 7 é feita na saída da seção de média. Os pontos 8 e 9 correspondem às extrações, na seção de baixa pressão, para o aquecimento da água de alimentação, o ponto 10 corresponde à saída do vapor para o condensador;
- Condensador e seu sistema de arrefecimento, que é feito por captação direta da água do rio mediante bombas de água de circulação que não estão representadas na figura. Os pontos 31 e 32 correspondem à entrada e à saída, respectivamente, da água de circulação para o arrefecimento do condensador. O ponto 33 corresponde ao estado do condensado retornando do sistema de condensação de vapor de selagem. O ponto 34 corresponde ao estado da água de reposição do ciclo térmico;

- Trem de aquecimento regenerativo. Utilizado para o aquecimento da água de alimentação da caldeira, visando aumentar a eficiência do ciclo térmico, está formado por: três aquecedores de baixa pressão (BP1, BP2 e BP3), um desaerador (DA), e dois aquecedores de alta pressão dispostos em dois ramais, com capacidade de 60% da vazão nominal de água de alimentação cada um (AP5A, AP5B, AP6A, AP6B). As correntes representativas nestes aquecedores são a entrada e a saída da água de alimentação, a entrada de vapor e/ou do dreno (para AP5A, AP5B, BP2 e BP1), e a saída do condensado;
- As bombas de extração de condensado, re-circulação de condensado e alimentação da caldeira, com seus respectivos fluxos de entrada e saída, completam a relação de equipamentos do esquema térmico da central termelétrica de ciclo a vapor, utilizados para a formulação do modelo de diagnóstico, que se encontram representados na Figura 6.10;
- A caldeira, que não esta representada na figura, recebe água de alimentação na condição do ponto 22, e vapor re-aquecido frio na condição do ponto 3. O carvão utilizado como combustível permite elevar a temperatura do vapor superaquecido e do vapor re-aquecido, até as condições dos pontos 1 e 4, respectivamente. Consumos de vapor para auxiliares na caldeira podem acontecer para o pré-aquecimento, com vapor, do ar para a combustão, porém esta é uma opção operacional muito raramente utilizada. Mesmo assim considerou-se na formulação do modelo de diagnóstico.

A Figura 6.10 está incorporada ao Anexo 5, onde pode ser consultada a simbologia utilizada na formulação do sistema de equações do método das Restrições Vetoriais Formuladas em Séries de Taylor de Ordem Um, para a realização do diagnóstico preliminar da central termelétrica de ciclo a vapor. Além do sistema de equações de restrições, que constitui o modelo de diagnóstico, no Anexo 4 pode ser consultado:

- A Tabela A5-1, que contem os dados de entrada utilizados no exemplo numérico. A primeira coluna desta tabela identifica o número dado a cada um dos parâmetros considerados no modelo de diagnóstico, os quais se mostram na segunda coluna. A numeração das variáveis ajudou na implementação do procedimento para solucionar o modelo de diagnóstico. A partir da numeração estabelecida pode-se dizer que o modelo para a realização do diagnóstico preliminar está constituído por 84 variáveis, sendo três delas independentes (que são os indicadores de desempenho) e 81 dependentes (que representam as condições de contorno e os parâmetros internos do ciclo), sendo que as

variáveis 4 até 13 se encontram expressas através das equações de restrições g4 até g13. A terceira coluna da tabela recolhe os valores utilizados para resolver o modelo de diagnóstico, para cada variável estes valores são: a diferença calculada entre os valores resultantes das simulações realizadas com os modelos de simulação da condição de referência e real de operação, para um mesmo conjunto de dados de entrada. A última coluna da tabela mostra as unidades de cada parâmetro;

- A Tabela A5-2, que apresenta os resultados do diagnóstico preliminar da central termelétrica de ciclo a vapor, mostrando o impacto em valores percentuais, do desvio das variáveis independentes no desvio dos indicadores de desempenho. A primeira coluna indica a qual equipamento (ou ao ambiente) está associado cada uma das variáveis independentes da segunda coluna. A regra empregada para associar a variável ao equipamento foi a mesma utilizada na central termelétrica de ciclo combinado: "Se a variável é de uma corrente que sai do equipamento (ambiente), ou é um parâmetro característico do mesmo (o rendimento, por exemplo), então, a variável pertence ao citado equipamento". A terceira coluna mostra o desvio de cada variável independente. As colunas restantes da tabela mostram o impacto, em valores percentuais, do desvio das variáveis independentes no desvio dos indicadores de desempenho. Os valores expressos em unidades percentuais foram calculados da seguinte forma: calculou-se o valor absoluto positivo de cada desvio e somaram-se, determinando-se um valor absoluto total positivo. Depois se usou um critério de lógica, para o consumo de combustível e a potência estabeleceu-se que: se o valor do desvio era menor que zero, então se multiplica por "-1" a divisão entre o valor absoluto positivo do desvio e o valor absoluto total positivo, se não se multiplica por "+1". Para o consumo específico de calor a lógica empregada é a mesma, porém valendo se os valores do desvio for maior ou igual a zero. Como se havia comentado no estudo de caso da central termelétrica de ciclo combinado, esta maneira simples de expressar os resultados do diagnóstico preliminar permite identificar facilmente a variável que causa o maior ou o menor impacto no desvio do indicador de desempenho, pois será àquela que terá o maior valor no sentido positivo ou no negativo;
- A Tabela A5-3apresenta em suas últimas três colunas os resultados do diagnóstico preliminar da central termelétrica de ciclo a vapor mostrando o impacto, em unidades técnicas, do desvio das variáveis independentes no desvio dos indicadores de desempenho, isto é, em kg/s para o desvio da vazão mássica de combustível, em kW para a potência, e em kJ/kWh para o consumo específico de calor. As três primeiras

colunas são idênticas as da Tabela A5-2, sendo válidos os comentários antes mencionados a respeito das mesmas.

O exemplo numérico da aplicação do diagnóstico preliminar à central termelétrica de ciclo a vapor consiste em identificar quais as possíveis variáveis e as possíveis causas que levaram ao desvio dos indicadores de desempenho mostrados na Tabela 6.11. Estes desvios foram determinados a partir da simulação do esquema térmico da central termelétrica de ciclo a vapor, para um mesmo conjunto de dados de entrada, com os modelos de simulação elaborados para a condição de referência e real de operação. Os desvios foram conseguidos diminuindo os coeficientes de transferência de calor na fornalha e nas superfícies radiantes da caldeira, simulando assim uma condição de aumento do *fouling*. Buscou-se ainda ultrapassar numa pequena quantidade a geração nominal de vapor da caldeira (sem chegar ao máximo contínuo permitido) induzindo a uma leve sobre carga, representando uma situação de operação não verdadeira com o intuito de verificar os resultados fornecidos pelo modelo de diagnóstico. A carga de operação da central é a nominal.

Tabela 6.11 Desvio dos indicadores de desempenho no exemplo numérico de aplicação do diagnóstico preliminar à central termelétrica de ciclo a vapor.

Parâmetro	Diferença (Valor Real – Valor de Referência)	Unidade
m_c	1,339	kg/s
W_{etv}	683,227	kW
CEC	1233,342	kJ/kWh

Segundo a Tabela 6.11 mostrada anteriormente, há uma melhora no indicador de desempenho onde se deseja que exista um comportamento positivo, que é a potência gerada. Por outro lado observa-se uma piora nos indicadores de desempenho que possuem tendência de comportamento negativo, que são o consumo de combustível e o consumo específico de calor. O modelo de diagnóstico e os resultados de sua aplicação a este exemplo numérico são apresentados no Anexo 5. Com base nas tabelas de resultados mostrados no mencionado anexo, e alguns gráficos complementares será feita a análise decorrente do diagnóstico preliminar.

Da Tabela A5-2 com os resultados do diagnóstico preliminar expressos em percentagem, pode-se concluir que:

- As variáveis que provocam o maior desvio no consumo de combustível são aquelas relacionadas com caldeira;

- As variáveis relacionadas a todos os equipamentos da central, e principalmente o rendimento da máquina, influenciam no desvio da potência gerada na turbina a vapor;
- As variáveis relacionadas com a caldeira provocam o maior desvio no consumo específico de calor; porém observa-se a influência de variáveis relacionadas a outros equipamentos do ciclo.

Com auxílio da Tabela A5-2 também é possível classificar as variáveis independentes que levam ao maior desvio nos indicadores de desempenho. São elas:

- Aumento no consumo de combustível: queda da eficiência na caldeira (Rend. Cald.) e aumento na geração de vapor (m_1). Os restantes parâmetros praticamente não levam a redução alguma no consumo de combustível;
- Aumento na potência gerada na turbina a vapor: aumento da vazão de vapor (m_1) e da água de alimentação (m_{22}). Queda na geração de potência: perda de rendimento da turbina (Rend. EM. TV.) e aumento na temperatura da água de resfriamento na saída do condensador (t_{32});
- O impacto negativo no consumo específico de calor vem dado principalmente pela queda do rendimento da caldeira (Rend. Cald.) e da turbina a vapor (Rend. EM. TV.), assim como pelo aumento na temperatura da água de resfriamento na saída do condensador (t_{32}).

Na Tabela 6.12, mostrada a seguir, se resumem as variáveis que provocam o maior impacto, e a ordem de grandeza do mesmo, expresso em %, nos indicadores de desempenho considerados para o exemplo numérico analisado. O impacto em kg/s, kW e kJ/kWh nos indicadores de desempenho das variáveis citadas nesta tabela, assim como o das restantes consideradas no modelo de diagnóstico, podem ser consultados na Tabela A5-3.

Tabela 6.12 Variáveis de maior influência nos indicadores de desempenho da central termelétrica de ciclo a vapor.

Equipamento	Variável Independente	Variação	m_c	W_{etv}	CEC
			%	%	%
Caldeira	m_1	0,494 kg/s	7,3211	16,196	4,8880
Aquecedor AP6A/B	m_{22}	0,430 kg/s	-2,0207	21,142	12,942
Condensador	t_{32}	0,075 C	0,0000	-7,3295	-4,0900
Caldeira	Rend. Cald.	-0,103447	82,934	0,0000	-47,190
Turbina a vapor	Rend. EM. TV.	-0,019392	0,0000	-14,292	-7,9796

Segundo a Figura 6.11 a principal causa do aumento no consumo de combustível, descontando o aumento de carga, é a queda na eficiência da caldeira, que pode estar dada por: afetação do coeficiente global de transferência de calor devido ao deposito de fuligem, e/ou desajuste nos queimadores e no controle da combustão. Uma analise dos produtos da combustão e/ou a inspeção das diferentes seções da caldeira, permitirá estabelecer a causa predominante. Normalmente o depósito de fuligem nas superfícies de transferência termina sendo a causa mais freqüente da queda de eficiência, devido aos efeitos que tem no coeficiente global de transferência de calor. Estabelecer os ciclos adequados de atuação dos sopradores de fuligem é a medida operacional mais efetiva para minimizar as conseqüências decorrentes do depósito de fuligem.

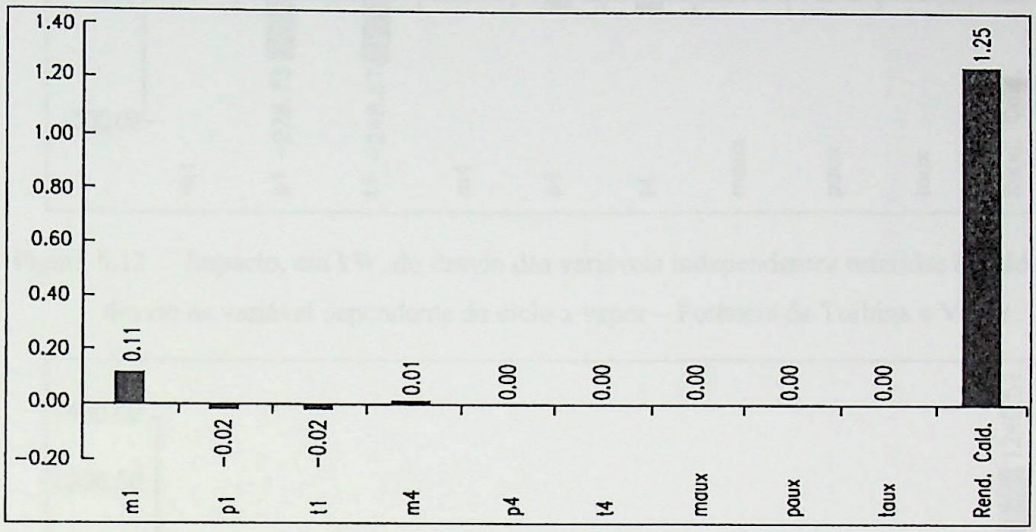


Figura 6.11 Impacto, em kg/s, do desvio das variáveis independentes referidas à Caldeira no desvio da variável dependente do ciclo a vapor – Consumo de Combustível.

Das variáveis relacionadas à caldeira, segundo a Figura 6.12, o aumento das vazões de vapor superaquecido e re-aquecido levam ao aumento da potência gerada na turbina a vapor. O aumento da pressão e a queda na temperatura, registrados através de pequenas variaçõestanto para o vapor superaquecido, quanto para o vapor re-aquecido, levam à diminuição da entalpia na entrada da turbina, provocando a queda do salto entálpico e da geração de potência, se considerados praticamente constantes os parâmetros do vapor na saída.

Como se ilustra na Figura 6.13, o impacto sobre o consumo específico de calor devido aos desvios de cada variável relacionada à caldeira, é no sentido contrário ao da potência gerada na turbina a vapor, porém as causas dos desvios continuam a ser as mesmas que já foram comentadas.

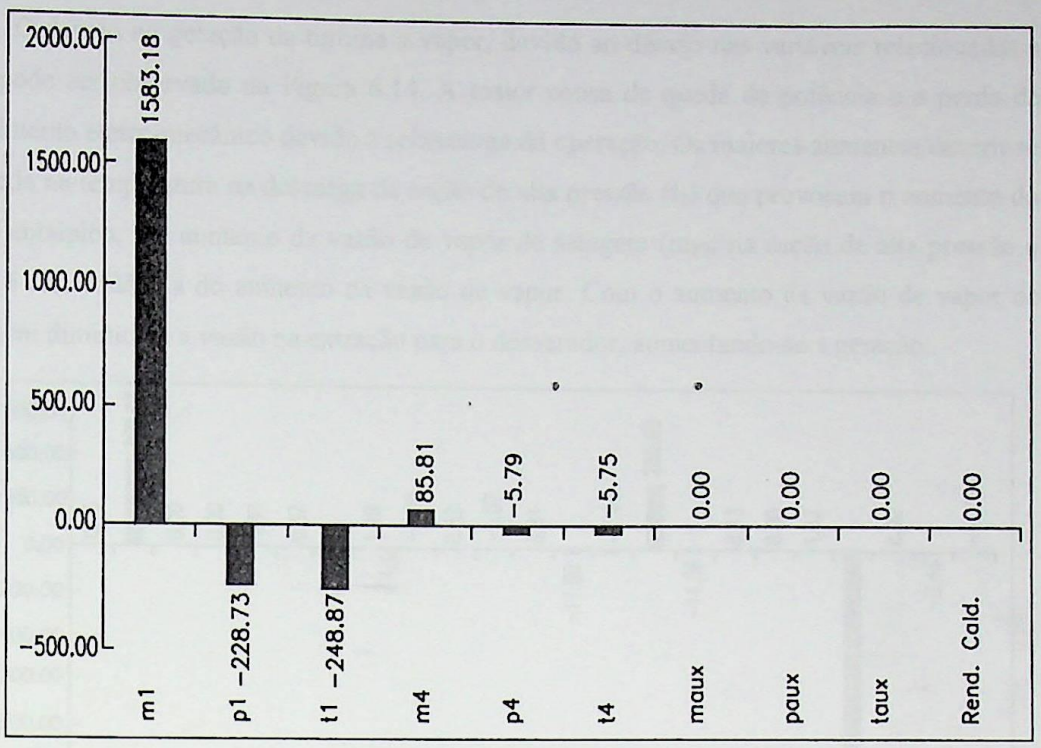


Figura 6.12 Impacto, em kW, do desvio das variáveis independentes referidas à Caldeira no desvio da variável dependente do ciclo a vapor – Potência da Turbina a Vapor.

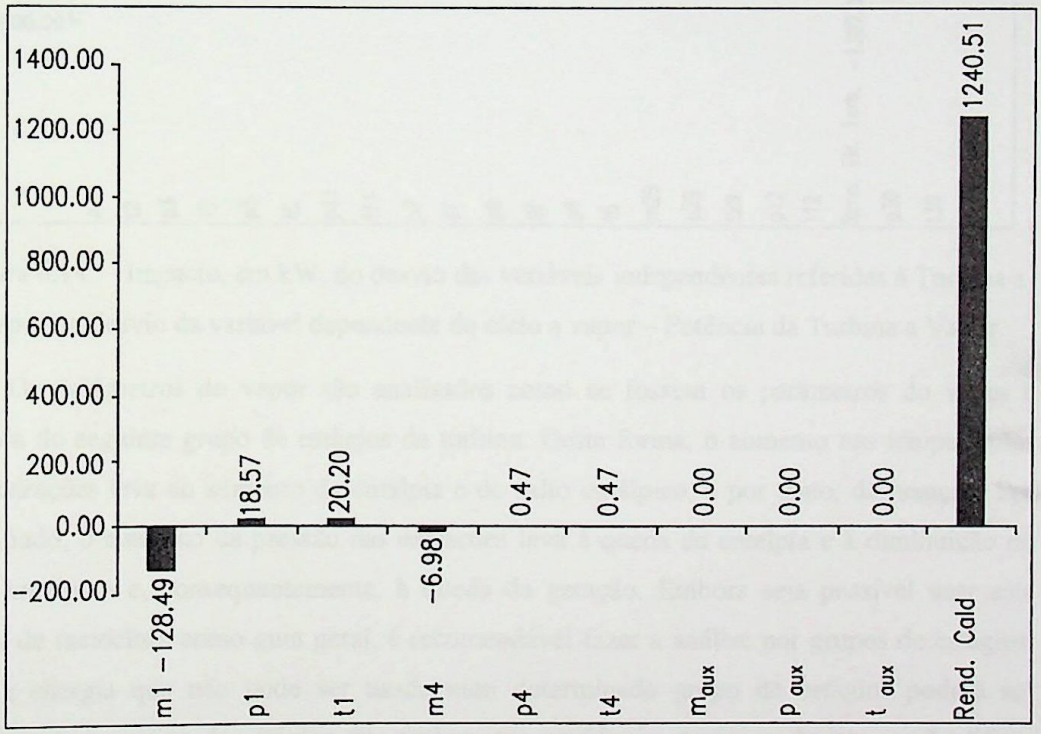


Figura 6.13 Impacto, em kJ/kWh, do desvio das variáveis independentes referidas à Caldeira no desvio da variável dependente do ciclo a vapor – Consumo Específico de Calor.

O desvio na geração da turbina a vapor, devido ao desvio nas variáveis relacionadas a ela, pode ser observado na Figura 6.14. A maior causa de queda de potência e a perda de rendimento eletro-mecânico devido à sobrecarga de operação. Os maiores aumentos devem-se à queda na temperatura na descarga da seção de alta pressão (t_2) que provocam o aumento do salto entálpico, e o aumento da vazão de vapor de selagem (m_{29}) na seção de alta pressão o qual é conseqüência do aumento da vazão de vapor. Com o aumento da vazão de vapor de selagem diminui-se a vazão na extração para o desaerador, aumentando-se a geração.

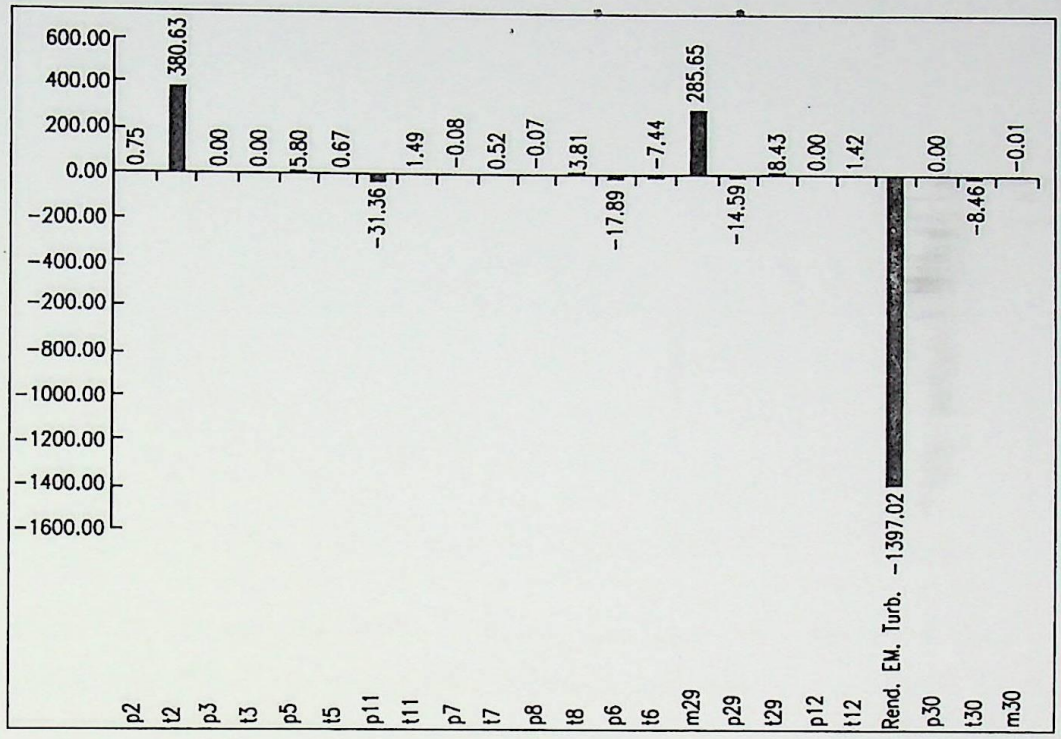


Figura 6.14 Impacto, em kW, do desvio das variáveis independentes referidas à Turbina a Vapor no desvio da variável dependente do ciclo a vapor – Potência da Turbina a Vapor.

Os parâmetros do vapor são analisados como se fossem os parâmetros do vapor à entrada do seguinte grupo de estágios da turbina. Desta forma, o aumento nas temperaturas das extrações leva ao aumento da entalpia e do salto entálpico, e por tanto, da geração. Por outro lado, o aumento da pressão nas extrações leva à queda da entalpia e à diminuição do salto entálpico e, consequentemente, à queda da geração. Embora seja possível usar esta forma de raciocínio como guia geral, é recomendável fazer a análise por grupos de estágios, pois a energia que não pode ser usada num determinado grupo de estágios poderá ser aproveitada no grupo de estágios que está na sua seqüência. Assim poderiam se identificar eventuais problemas num grupo de estágios em particular.

O desvio na geração da turbina a vapor, devido ao desvio nas variáveis relacionadas a ela, pode ser observado na Figura 6.14. A maior causa de queda de potência e a perda de rendimento eletro-mecânico devido à sobrecarga de operação. Os maiores aumentos devem-se à queda na temperatura na descarga da seção de alta pressão (t_2) que provocam o aumento do salto entálpico, e o aumento da vazão de vapor de selagem (m_{29}) na seção de alta pressão o qual é conseqüência do aumento da vazão de vapor. Com o aumento da vazão de vapor de selagem diminui-se a vazão na extração para o desaerador, aumentando-se a geração.

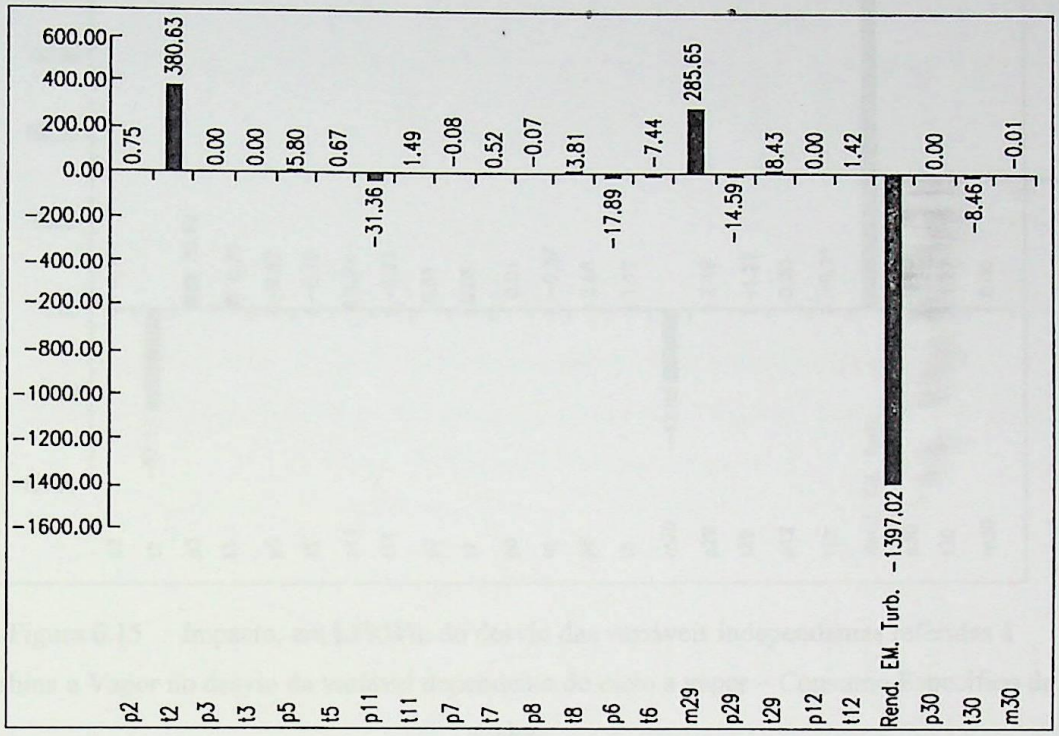


Figura 6.14 Impacto, em kW, do desvio das variáveis independentes referidas à Turbina a Vapor no desvio da variável dependente do ciclo a vapor – Potência da Turbina a Vapor.

Os parâmetros do vapor são analisados como se fossem os parâmetros do vapor à entrada do seguinte grupo de estágios da turbina. Desta forma, o aumento nas temperaturas das extrações leva ao aumento da entalpia e do salto entálpico, e por tanto, da geração. Por outro lado, o aumento da pressão nas extrações leva à queda da entalpia e à diminuição do salto entálpico e, consequentemente, à queda da geração. Embora seja possível usar esta forma de raciocínio como guia geral, é recomendável fazer a análise por grupos de estágios, pois a energia que não pode ser usada num determinado grupo de estágios poderá ser aproveitada no grupo de estágios que está na sua seqüência. Assim poderiam se identificar eventuais problemas num grupo de estágios em particular.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
Biblioteca
MARA
EIM

Conforme visualizado na Figura 6.15, o impacto sobre o consumo específico de calor, provocado pelos desvios de cada uma das variáveis relacionadas à turbina a vapor, é no sentido contrario ao apreciado para a potência gerada, porém as causas dos desvios continuam a ser as mesmas anteriormente comentadas.

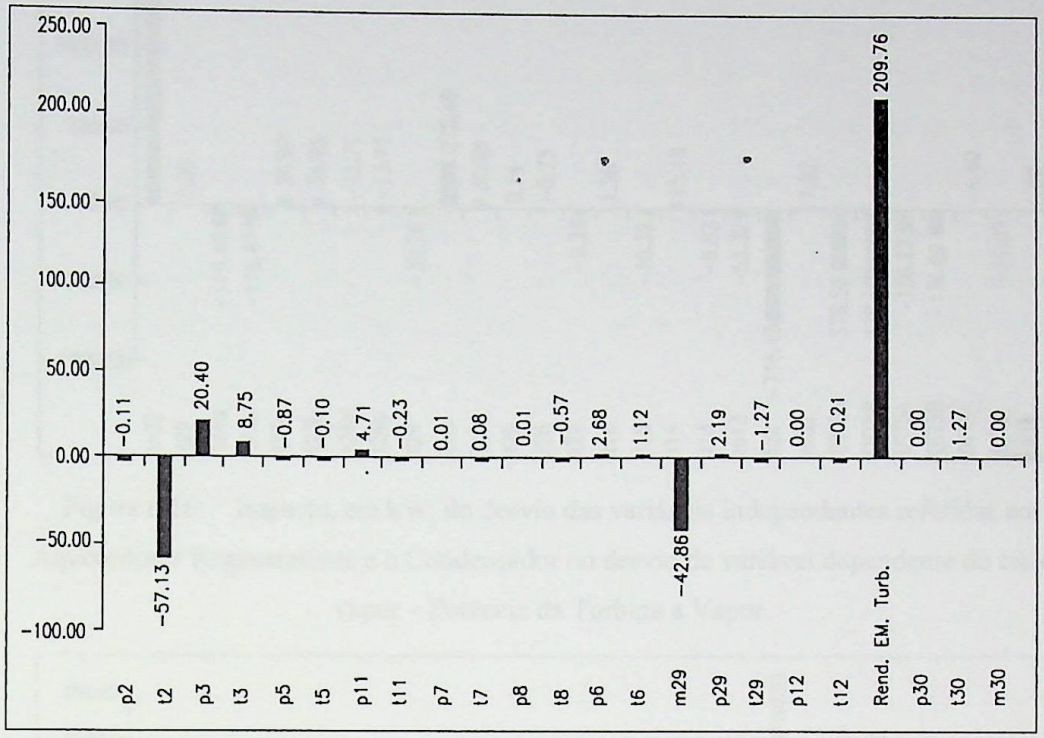


Figura 6.15 Impacto, em kJ/kWh, do desvio das variáveis independentes referidas à Turbina a Vapor no desvio da variável dependente do ciclo a vapor – Consumo Específico de Calor.

Segundo a Figura 6.16, o aumento nas diferenças terminais de temperaturas leva à perda de calor no ciclo ocasionando a queda na geração. Quedas de temperatura da água de alimentação na saída dos aquecedores também conduzem à perda de calor no ciclo, provocando a redução de potência gerada. O aumento da temperatura dos drenos reduz as extrações na turbina a vapor aumentando a geração, e vice versa. O aumento de temperatura da água de resfriamento na saída do condensador indica a perda da capacidade de troca de calor do mesmo, o que leva à perda do vácuo e consequentemente da geração.

Conforme é mostrado na Figura 6.17, o impacto sobre o consumo específico de calor ocasionado pelos desvios de cada uma das variáveis relacionadas aos aquecedores regenerativos e ao condensador, possui sentido contrario ao observado para a potência gerada, porém as causas dos desvios continuam a ser as mesmas que foram comentadas.

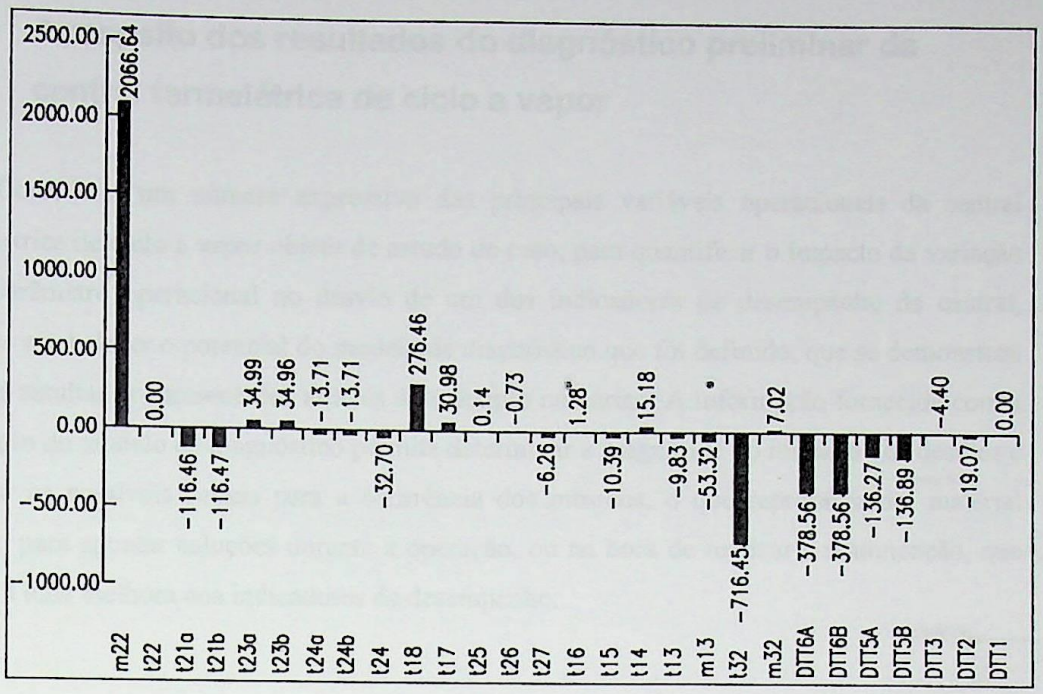


Figura 6.16 Impacto, em kW, do desvio das variáveis independentes referidas aos Aquecedores Regenerativos e o Condensador no desvio da variável dependente do ciclo a vapor – Potência da Turbina a Vapor.

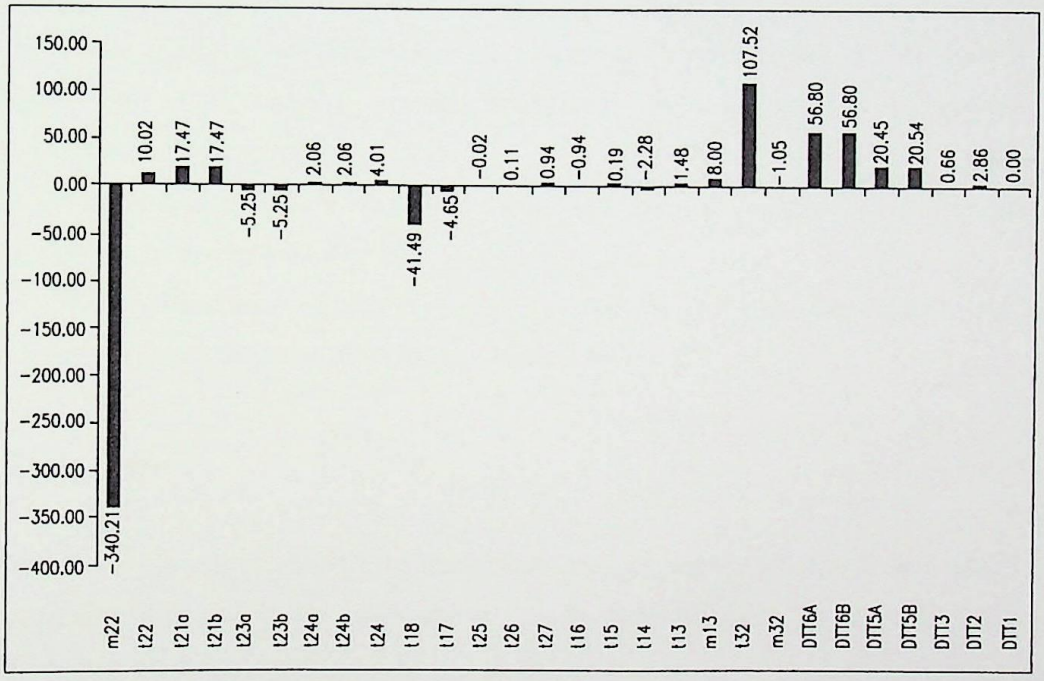


Figura 6.17 Impacto, em kJ/kWh, do desvio das variáveis independentes referidas aos Aquecedores Regenerativos e o Condensador no desvio da variável dependente do ciclo a vapor – Consumo Específico de Calor.

6.6.1 A respeito dos resultados do diagnóstico preliminar da central termelétrica de ciclo a vapor

Considerar um número expressivo das principais variáveis operacionais da central termelétrica de ciclo a vapor objeto de estudo de caso, para quantificar o impacto da variação num parâmetro operacional no desvio de um dos indicadores de desempenho da central, permite estabelecer o potencial do modelo de diagnóstico que foi definido, que se demonstrou com os resultados apresentados através do exemplo numérico. A informação fornecida com a aplicação do modelo de diagnóstico permite determinar a magnitude do impacto dos desvios e orientar as possíveis causas para a ocorrência dos mesmos, o que representa um material valioso para apontar soluções durante a operação, ou na hora de realizar a manutenção, que levem a uma melhora nos indicadores de desempenho.

Capítulo 7

CONCLUSÕES, CONTRIBUIÇÕES, RECOMENDAÇÕES

Para as duas centrais termelétricas que foram objeto de estudos de caso, uma de ciclo combinado e outra de ciclo a vapor, tem-se que:

- Ficou estabelecida uma metodologia para a simulação do esquema térmico que foi implementada utilizando o software Gate Cycle®, visando a simulação da condição de referência e real da operação;
- Realizou-se a análise, mediante o emprego de ferramentas de simulação através de estudos paramétricos, do efeito da variação de parâmetros operacionais sobre os indicadores de desempenho;
- Foram desenvolvidas ferramentas computacionais personalizadas, em Microsoft® Office Excel SP 1, visando a realização periódica da monitoração e diagnóstico preliminar do desempenho;
- Definiu-se o modelo de diagnóstico para a monitoração e diagnóstico preliminar do desempenho do esquema térmico;
- Ficou evidenciada a relevância ou não das variáveis em função dos objetivos que se queiram estabelecer como condição operacional desejada.

7.1. Conclusões

Com relação aos modelos que foram implementados utilizando o Software Gate Cycle®, para a simulação da condição de referência e real da operação, para ambas as centrais termelétricas pode-se concluir que:

- O esquema térmico simulado é representativo do real. Em ambos os casos a representatividade está dada pelo alto grau de detalhe com que se implementou o modelo do esquema térmico, considerando não somente os equipamentos principais do

ciclo, como também diferentes sistemas auxiliares importantes para a operação das centrais estudadas, como por exemplo, sistema de vapor de selagem da turbina a vapor, circuito fechado de água de resfriamento, preparação do combustível, etc.;

- A modelagem dos equipamentos realizou-se com alto nível de desagregação, permitindo obter um volume considerável de informações a respeito do desempenho dos mesmos, resultando numa maior qualidade do processo de monitoração;
- Os modelos foram projetados para realizar simulações a partir de dados de entrada obtidos mediante a instrumentação disponível na central, e funcionar corretamente para a faixa de operação usual das centrais termelétricas (50% a 100% de carga);
- Conseguiu-se um adequado nível de ajuste dos modelos de simulação, constatado isso uma vez que para todos os parâmetros verificados e, para um conjunto único de resultados da simulação, os erros chegaram a atingir o valor de zero na maioria das ocasiões.

Os estudos paramétricos realizados visando compreender o efeito que, sobre os indicadores de desempenho da central termelétrica é causado pela mudança de diferentes variáveis, consideraram um elevado número de variáveis características das centrais objetos de estudos de caso. Com base nas suposições feitas para a realização dos cálculos e a faixa de variação em que foi analisado cada parâmetro foi possível concluir que:

- Para a central termelétrica de ciclo combinado as variáveis mais influentes nos indicadores de desempenho são: a temperatura ambiente (para uma variação entre 10-35 °C, registraram-se mudanças de 12,4 pontos percentuais na potência da turbina a gás, 2,9 pontos percentuais na potência gerada pela turbina a vapor e 4,4 pontos percentuais no consumo específico de calor), a carga de operação da turbina a gás (uma redução de carga de 21,5% leva a uma queda na geração da turbina a vapor de 23,48%, e a um aumento de 4,4 pontos percentuais no consumo específico de calor), a temperatura na descarga do compressor (um desvio neste parâmetro leva a um outro equivalente na potência gerada na turbina a gás) e a temperatura na exaustão da turbina a gás (um aumento de 2% neste parâmetro conduz a uma queda de 4 pontos percentuais na potência da turbina a gás e a um aumento de 0,03 e 0,012 na potência da turbina a vapor e no consumo específico de calor, respectivamente);
- Para a central termelétrica de ciclo a vapor as variáveis mais influentes nos indicadores de desempenho foram o Poder Calorífico Inferior do carvão, a carga de operação da turbina a vapor (é o parâmetro mais influente, uma redução de 50% pode

levar a um aumento no consumo específico de calor de 8 pontos percentuais), assim como as pressões e temperaturas do vapor superaquecido e re-aquecido, respectivamente.

As ferramentas computacionais desenvolvidas de maneira personalizada para cada uma das centrais termelétricas permitiram obter os resultados apresentados na tese. A respeito das mesmas pode-se concluir que:

- Possuem uma interface de dados de entrada adaptada aos procedimentos de coleta de dados da operação existentes nas centrais para as quais foram desenvolvidas;
- Os dados de entrada para realizar os cálculos de simulação podem ser validados com quatro critérios de erros diferentes;
- O módulo de cálculo funciona acoplado à interface de dados de entrada da operação, realizando as simulações com os modelos da condição de referência e real da operação que foram implementados utilizando o Software Gate Cycle®;
- O modelo de diagnóstico encontra-se analiticamente programado, permitindo realizar o diagnóstico preliminar do desempenho automaticamente depois de terminados os cálculos de simulação da condição de referência e real da operação;
- Diferentes interfaces de saída de resultados dos cálculos possibilitam a análise dos resultados obtidos;
- Diversos controles e botões de navegação, exibição e impressão dos resultados compõem um ambiente amigável para quem utiliza a Ferramenta Computacional.

O modelo de diagnóstico do esquema térmico das centrais termelétricas foi definido para atender o objetivo de quantificar o impacto do desvio das variáveis medidas na operação, no desvio dos indicadores de desempenho da central. Neste sentido pode-se concluir que:

- Para a central termelétrica de ciclo combinado o modelo de diagnóstico permite quantificar o impacto de 49 variáveis medidas na operação no desvio de 5 indicadores de desempenho da central;
- Para a central termelétrica de ciclo a vapor o modelo de diagnóstico permite quantificar o impacto de 81 variáveis medidas na operação no desvio de 3 indicadores de desempenho da central;
- O alto número de variáveis medidas considerado nos modelos de diagnóstico permite ter um registro bem caracterizado do diagnóstico dos diferentes equipamentos que compõem o esquema térmico, assim como quantificar o impacto dos desvios das

variáveis relacionadas a ele no desvio de seus indicadores de desempenho e, a relevância ou não, dessas variáveis em função do objetivo operacional a ser escolhido.

Os exemplos numéricos criados permitiram visualizar o potencial dos modelos de diagnóstico que foram definidos para cada central termelétrica objeto de estudo de caso. Para cada exemplo foi possível classificar as variáveis independentes que levaram aos maiores desvios em cada indicador de desempenho, quantificar a magnitude de seu impacto e, a partir desta informação, relacionar as possíveis causas para os mesmos acontecerem.

7.2. Contribuições

Nas ferramentas computacionais desenvolvidas para cada uma das centrais termelétricas constituem um subproduto importante deste trabalho. Embora elas estejam longe de competir com os sistemas comerciais existentes, nelas se reúne todo o conhecimento teórico exposto na tese. Ambas as centrais termelétricas terão ao seu dispor de um produto que permitirá realizar periodicamente a monitoração e o diagnóstico do desempenho com base nos modelos de simulação e diagnóstico do desempenho a partir de dados reais da operação. As contribuições que se podem comentar são:

- A abordagem dada à solução do problema de simulação para definir os modelos da condição de referência e real da operação do esquema térmico das centrais termelétricas visando à utilização de softwares comerciais;
- Como criar procedimentos de ajuste dos modelos de simulação que considerem simultaneamente um elevado número de parâmetros e quais critérios se podem estabelecer com base na informação disponível;
- Os modelos de diagnóstico definidos e implementados nas ferramentas computacionais para cada central termelétrica recolhem a maior contribuição desta tese. A qual está dada pelo fato de que com os mesmos é possível quantificar o impacto da variação de um parâmetro operacional medido no desvio dos diferentes indicadores de desempenho do ciclo. Isto focaliza o diagnóstico no nível da operação sinalizando em quais equipamentos, instrumentos e sistemas em particular estão acontecendo as maiores degradações, agilizando à tomada de decisões em nível operacional. Porém, as informações do diagnóstico decorrentes do uso destes modelos, também permitem aos gestores da operação tomar decisões relevantes, uma vez que eles poderão orientar os operadores visando a melhoria do desempenho, assim como saber onde devem

concentrar os recursos da manutenção, ou se for preciso fazer algum teste mais específico para buscar a causa final do problema que está sendo sinalizado. A visualização dos resultados em unidades percentuais ou em unidades técnicas facilita a localização das variáveis que provocam os maiores impactos e a quantificação dos mesmos.

7.3. Recomendações para trabalhos futuros

O tema da simulação do esquema térmico das centrais termelétricas para estudos paramétricos, monitoração e o diagnóstico preliminar do desempenho é um campo fértil para a pesquisa e o desenvolvimento. Neste sentido recomenda-se:

- Incorporar algumas sub-rotinas adicionais nos modelos de simulação implementados utilizando o Software Gate Cycle®, visando melhorar ainda mais a exatidão dos cálculos;
- Realizar estudos de sensibilidade do modelo de diagnóstico comparando seus resultados aos obtidos de registros de históricos da operação;
- Abordar o problema do tratamento dos dados da operação em tempo real. Neste sentido, recomenda-se pesquisar o uso de métodos de reconciliação de dados, e/ou de análise estatística, visando definir métodos padronizados ou de maior robustez para este fim;
- Realizar uma análise comparativa, baseada numa aplicação prática simples, dos diferentes métodos de diagnóstico reportados na literatura, visando esclarecer questões referentes à facilidade de aplicação, fundamentos e solidez matemática, potencial de utilização, entre outros critérios de interesse, que permitam definir qual método de diagnóstico é mais apropriado a um problema de diagnóstico de desempenho em particular;
- Introduzir estudos de impacto econômico, sob a análise da relação custo benefício, da implementação do modelo e, principalmente, das ações de engenharia a serem efetivadas quando houver indicações resultantes nesse sentido;
- O próprio fato de desenvolver, ou não, um software para a simulação dos esquemas térmicos das diferentes centrais termelétricas existentes no Brasil, eliminando assim à dependência dos softwares comerciais existentes, mesmo com todas as dificuldades que possam se apresentar neste sentido, é uma questão que ficará em aberta para futura decisão e objeto de pesquisa.

Referências bibliográficas

ABB Automation. **Optimax®** Catalogo disponível em formato eletrônico pdf. 2000. 36 p.

ALSTOM Power Turbo-Systems. **Termobahia GT24 plant: Helping Brazil reduce its reliance on rain**. Article Reprinted From Modern Power Systems. November 2003.

ANEEL. **Capacidade de geração no Brasil, BIG – Banco de informações de geração**. Disponível em : <http://www.aneel.gov.br/aplicacoes>. Acesso em 15 fev. 2006.

ARETAKIS, N.; MATHIOUDAKIS, K.; STAMATIS, A. **Non- Linear Engine Component Fault Diagnosis From a Limited Number of Measurements using a Combinatorial Approach**. ASME. paper GT-2002-30031. 2002.

ARRIETA, F. R. P. **Curso Centrais Termelétricas de ciclo combinado e Estudos Paramétricos**. Itajubá. Universidade Federal de Itajubá. 2004.

ARRIETA, F.R.P; LORA, E. E. S. **Influence of ambient temperature on combined-cycle power-plant performance**. Applied Energy. 80. 2005. p. 261-272.

ASME PTC 12.1. **Performance Test Code on Closed Feedwater Heaters**: Revision of ANSI/ASME PTC 12.1 1978 (R 1987). American Society of Mechanical Engineers. New York. 2000.

ASME PTC 12.2. **Performance Test Code on Steam Surface Condensers**: Revision of ANSI/ASME PTC 12.2 1983. American Society of Mechanical Engineers. New York. 1998.

ASME PTC 46. **Performance Test Code on Overall Plant Performance.** American Society of Mechanical Engineers. New York. 1988.

ASME PTC 6S REPORT. **Performance Test Code on Procedures for Routine Performance Tests of Steam Turbines**: Not intended for acceptance Testing. American Society of Mechanical Engineers. New York. 1988.

ASME PTC PM. **Performance Monitoring Guidelines for Steam Power Plants. Performance Test Codes**. American Society of Mechanical Engineers. New York. 1993.

BALLING, L.; TERMUEHLEN, H.; BAUMGARTNER, R. **Forty Years of Combined Cycle Power Plants.** Proceedings of IJPGC.02 2002 International Joint Power Generation Conference Phoenix. AZ. USA. June 24-26. IJPGC2002-2611. 2002.

BARWEL, M.J. **COMPASS**: Ground Based Engine Monitoring Program for General Applications. S.A.E. Technical paper 871734. 1987.

BÖHM, H. **Fossil-Fired Power Plants.** VGB Kraftwerkstechnik. number 3/94. Reprinted. 1994.

BOYCE, M. P. **Handbook for Cogeneration and Combined Cycle Power Plants**. ASME PRESS. 2002. 557 p.

BOYCE, M. P.; LAKSHMINARASIMHA, A. N.; MOTIWALA, H. et al. **Condition monitoring and optimization of a re-powered combined cycle plant**: part I – design. Advances in Steam Turbine Technology for the Power Generation Industry. PWR-Vol. 26. ASME. 1994.

BRDAR, D. & REUTHER, B. **PFBC and IGCC Power Generation Technologies-Status and Opportunities**. Proceedings Of The Advanced Coal-Fired Power Systems'96. Morgantown Energy Technology Center. Morgantown . USA. July 16. 1996.

CAMPOREALE, S.; DAMBROSIO, L.; MILELLA, A. et al. **Fault diagnosis of combined cycle gas turbine components using feed forward neural networks**. Proceedings of ASME Turbo Expo 2003. Power for Land. Sea. and Air. June 16-19Atlanta. Georgia. USA. 2003.

CEMIG, 2001. **Fundamentos de usina térmica**. Companhia de Energética de Minas Gerais. Gerência das Usinas Térmicas – GE/UT. Usina Térmica Igarapé. Seção de Operação. Agosto. 2001.

COHEN, H.; RODGERS, G. F. C.; SARAVANAMUTTOO, H. I. H. **Gas Turbine Theory**. 4th Edition. Edited by Longam Group Limited. 1996. 442 p.

CORREAS, L.; MARTÍNEZ, A.; VALERO, A. **Operation diagnosis of a combined cycle based on the structural theory of thermoeconomics**. PWR. 1999. Joint Power Generation Conference. Vol. 2. ASME. 1999.

CORTÉS, C.; BELLA, O.; VALERO, A. et al. **Ash fouling monitoring and sootblowing optimisation in a pulverised coal fired utility boiler**. Proceedings of the Tenth Annual International Pittsburgh Coal Conference. Pittsburgh. September 20-24. 1993.

CORTÉS, C.; VALERO, A.; TORRES, C.; TOMÁS, A. **Benefits of computer systems integration for energy management in coal power stations**. Thermodynamics and the

Design. Analysis and Improvements of Energy Systems. AES – Vol. 27. pp. 91-99. R. F. Boehem ed. Book No. G00717-1992. ASME. 1992.

COTTON, K. C. **Evaluating and Improving Steam Turbine Performance – Includes Cogeneration and Combined Cycles**. Second Edition. Edited by Cotton Fact Inc. 1998. 536 p.

DAMBROSIO, L.; BOMBA, M.; CAMPOREALE, S. et al. **Feed Forward Neural Network-Based Diagnostic Tool for Gas Turbine Power Plant**. ASME Turboexpo 2002. Amsterdam - The Netherlands. 2002.

DAVIDSON, B. J. & KEELEY, K. R. **The thermodynamics of practical combined cycles**. Combined Cycle Gas Turbine Seminar. Proceedings of International Mechanical Engineering Seminar. p. 23-50. 1990.

DELLOMO, M. R. **Helicopter Gearbox Fault Detection: A Neural Network Based Approach**. ASME. Journal of Vibration and Acoustics. 121. 1999. p. 265-270.

DEPOLD, H.; GLASS, F.D. **The Application of Expert System and Neural Networks to Gas Turbine Prognostics and Diagnostics**. Journal of Engineering for Gas Turbine and Power. Vol.121. No.4. 1999. p. 607-612.

DEWALLEF, P. & LEONARD, O. **On-line performance monitoring and engine diagnostic using robust Kalman filtering techniques**. Proceedings of ASME Turbo Expo 2003. Power for Land, Sea, and Air. June 16-19. Atlanta. Georgia. USA. GT2003-38379. 2003.

DOE. **Clean Coal Technology Demonstration Program, Project Fact Sheet**. Report Of Assistant Secretary For Fossil Energysection Of U. S. Departament Of Energy. Document number DOE/FE-0369. Washington. DC 2085. February. 1998.

DOEL. D. **TEMPER**: a Gas Path Analysis Tool for Commercial Jet Engines. Transaction of the ASME. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. Jan 1994. Vol. 116 p. 82-89.

DORMER, A. **CHP management through a performance monitoring and optimisation system**. Proceedings of PowerGen Europe 1999. PennWell. 1999.

DUPUIS, R. J.; SARAVANAMUTTOO, H. I. H.; RUDNITSKI, D. M. **Modelling of Component Faults and Application to On-Condition Health Monitoring**. International Gas Turbine Conference and Exhibit. Düsseldorf. Germany. June 8-12. 1986. ASME paper No. 86-GT-153. 1986.

EL-SHARKAWI, M. A. **Neural Networks Applications to Power Systems**. Chapter 3 of Short Course on Current Trend and The State of the Art in Intelligent Systems

Applications to Power Systems. ISAP99 - International Conference on Intelligent Systems Applications To Power Systems. Editor Kwong Y. Lee. Rio de Janeiro. Brazil. April 04-08. 1999.

EMERSON PROCESS MANAGEMENT. **AMS Suite: Equipment Performance Monitor**. Disponível em : <http://www.mdctech.com/products/eqpperfmon.htm>. Acess em : 17 mar. 2004a.

EMERSON PROCESS MANAGEMENT. **AMS Suite: Real Time Optimizer.** Disponível em : <http://www.mdctech.com/products/rto.htm>. Aceso em : 17 mar. 2004b.

ESCHER, P.C.; SINGH R. **An Object-Oriented Diagnostics Computer Program Suitable for Industrial Gas Turbines**. United 21st International Congress of Combustion Engines (CIMAC). Interlaken. Switzerland. May 15-18. 1995.

GAMBINI, M.; VELLINI, M. **Performance monitoring systems for power plants:** general features and application models. Proceedings of IJPGC.02 2002 International Joint Power Generation Conference Phoenix. AZ. USA. June 24-26. IJPGC2002-26074. 2002.

GANAPATHY, V. **Waste Heat Boiler Deskbook**. USA. Ed. The Fairmont Press. Inc. USA. 1991. 399 p.

GARDEZILEWICZ, A.; GLUCH, J.; BOGULICZ, M. **Experience in application of thermal diagnostics in the Turrow Power Station**. Proceedings of the IJPGC03 2003 International Joint Power Generation Conference. June 16-19. Atlanta. Georgia. USA. IJPGC2003-40017. 2003.

GATE CYCLE. **Gate Cycle for Windows Version 5.51.r:** Copyright© 1989-2003. The General Electric Company. All rights reserved. 2003. 1 CD-ROM.

GAY, R. **Application of on-line optimization technology to plant operation**. Proceedings of ASME TURBOEXPO 2000. May 8-11. 2000. Munich Germany. 2000-GT-58. 2000.

GAY, R.; MACFARLAND, M.; DIVINNEY D. **Model-based performance monitoring and optimization**. Proceedings of the OSI Conference. 1999.

GE POWER SYSTEMS. GEK 107467. **Operation and Maintenance Manual**. 2001. 2 CD-ROM.

GENERAL ELECTRIC CORP. **Optimizer™ Module for EfficiencyMapTM Software.** Disponivel em : http://www.gepower.com/prod_serv/products/plant_perf_software>. Acesso em 17 mar. 2004.

GERASUL. **Ficha técnica.** Complexo Termelétrico Jorge Lacerda. GERASUL. /s.d/ 6p.

GLUCH, J. & KRZYZANOWSKI, J. **Application of incomplete measurement data to thermal diagnostics of complex power systems components**. Proceedings of ASME TURBOEXPO 2000 May 8-11. Munich Germany 2000-GT-56. 2000.

GLUCH J. **Flow and heat diagnostic analysis for a group of steam turbine stages. 2nd Europe Conference on Turbomachines**. March 5-7. 1997.

GLUCH, J. & KRZYZANOWSKI, J. **Searching for inefficient components of combined power systems**. ASME paper. 98-GT-76. 1996.

GRIFFIN, P.; JIA, G.; GIELEN, M.; DALSTRA, N. **Simulation and Optimized Dispatch of a Complex Cogenerating Combined Cycle in a Competitive Market**. Proceedings of PowerGen Europe 1999. PennWell. 1999.

GRODENT, M. & NAVEZ, A. **Engine Physical Diagnosis Using a Robust Parameter Estimation Method**. AIAA paper. AIAA 2001-3768. 2001.

GRONSTEDT, T.U.J. **Identifiability in Multipoint Gas Turbine Parameter Estimation Problems**. A.S.M.E. paper GT-2002-30020. 2002.

HASSAN, T.A.F.; EL-SHAFEI, A.; ZEYADA, R. Y. N. **Comparison of neural network architectures for machinery fault diagnosis**. Proceedings of ASME Turbo Expo 2003. Power for Land, Sea, and Air. June 16-19Atlanta. Georgia. USA. 2003.

HEI. **Standards for Steam Surface Condensers**. 9 ed. Heat Exchange Institute. 1995.

HORLOCK, J. H. **Combined Power Plants: Including Cicle Gas Turbine (CCGT) Plants**. 1 ed. Pregamon Press Ltd. New York. USA. 1992. 288 p.

IEA. Evolution of electricity generation by fuel from 1971 to 2003. Disponível em : <http://www.iea.statist/index.htm> Acesso em 06 mar. 2006.

JAMES, R. **Optimization with ProcessLink™ at the Roanoke Valley Energy Facility**. Proceedings of the PowerGen 2000. November 14-16. Orlando. Florida. USA. 2000.

KAIKKO, J.; TALONPOIKA, T.; SARKOMAA, P. **Remote on-line monitoring and diagnostics of a power plant**. AlSTOM Finland Ou. 2003.

KAMBOUKOS, Ph. & MATHIOUDAKIS, K. **Comparison of linear and non-linear gas turbine performance diagnostics**. Proceedings of ASME Turbo Expo 2003. Power for Land, Sea, and Air, June 16-19Atlanta. Georgia. USA. GT-2003-38518. 2003.

KOSKO, B. **Neural Networks and Fuzzy Systems – A dynamical approach to machine intellegence**. Prentice Hall International Editions. USA. 1992. 449 p.

KOSTIUK, A. G. & FROLOV, S. **Turbinas a gás e vapor**. 1ed. Energoatomizdat. 1985. Em russo.

KUBIAK, J.; GARCIA-GUTIERREZ, A.; URQUIZA, G.; GONZALEZ, G. **Integrated diagnostic system for the equipment of power plants:** Part I – Formulation and Algorithms. Proceedings of IJPGC.02 2002 International Joint Power Generation Conference Phoenix. AZ. USA. June 24-26. 2002 IJPGC2002-26051. 2002a.

KUBIAK, J.; GARCIA-GUTIERREZ, A.; URQUIZA, G.; GONZALEZ, G. **Integrated diagnostic system for the equipment of power plants:** Part II – The expert systems. Proceedings of IJPGC.02 2002 International Joint Power Generation Conference Phoenix. AZ. USA. June 24-26. 2002 IJPGC2002-26051. 2002b.

LI, J. C. & FAN, Y. **Recurrent Neural Networks for Fault Diagnosis and Severity Assessment of a Screw Compressor**. Transactions of the ASME. Journal of Dynamic Systems. Measurements. and Control. 121. 1999. p. 724-729.

LI, K. W. & PRIDDY, A. P. **Power Plant Design**. Edited By John Wiley & Sons. 1985. 641 p.

LÓPEZ, N. **Development of PMAX On-line Performance Monitoring at Velilla Unit 2 (Spain).** Scientech User's Group Meeting. Kansas City. MO. June 20-23. 1995.

LORA, E. E. S. & NASCIMENTO, M. A. R. **Geração Termelétrica:** Planejamento, Projeto e Operação. Volume I. Editora Interciência. 2004. Coordenadores: Lora, E. E. S.; Nascimento. M. A. R. ISBN: 85-7193-105-4. 1265 p.

LOZANO, M. A. **Operación Optima de una Planta de Cogeneración**. Información Tecnológica. Vol. 8. No. 4. 1999. p. 11-18.

LOZANO, M. A.; BARTOLOMÉ, J.L.; VALERO, A.; REINI, M. **Thermoeconomic diagnosis of energy systems**. Flowers'94. Florence World Energy Research Symposium. July 6-8. Florence. Italy. 1994.

LU, P.J.; ZHANG, M.C.; HSU, T.C.; ZHANG, J. **An Evaluation of Engine Faults Diagnostics Using Artificial Neural Networks**. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. Vol. 123. No.2. 2001. pp.240-246. 2001.

MACISAAC, B. D. A **Review of Major Engine Health Monitoring Techniques**. Fourth Symposium on Gas Turbine Operations and Maintenance. National Research Council of Canada. Toronto. September 21-22. 1981.

MARTIN, H. M. **Articles on leakage of steam through dummy piston**. Engineering. Jan 3. 1919. Also see Kent's Mechanical Engineering Handbook.

MASLAK, C. E. & TOMILNSON, L. O. **GE combined cycle experience**. 39th GE Turbine State-Of-The-Art Technology Seminar. GER-3651E. USA. August. 1996.

MATHIOUDAKIS, K.; KAMBOUKOS, Ph.; STAMATIS, A. **Turbofan performance deterioration tracking using non-linear models and optimization techniques**. ASME paper 2002-GT-30026. 2002.

MAWHINNEY, S. & MENEZES, M. **Utilizing advanced measurement diagnostics to improve powerhouse / power plant availability**. Proceedings of the PowerGen 2000. November 14-16. Orlando. Florida. USA. 2000.

MILLS, A. F. **Heat Transfer.** 2 ed. Prentice Hall. 1998. 954 p.

MIRANDA, V. & PROENÇA, L. M. **Genetic/Evolutionary Algorithm Applications to power systems**. Chapter 4 of Short Course on Current Trend and The State of the Art in Intelligent Systems Applications to Power Systems. ISAP99 - International Conference on Intelligent Systems Applications To Power Systems. Editor Kwong Y. Lee. Rio de Janeiro. Brazil. April 04-08. 1999.

MME. **Descrição das Usinas do PPT**. Ministério das Minas e Energia. Disponível em : http://www.mme.gov.br. Aceso em : Dez. 2002a.

MME. **Plano Decenal de expansão**: Sumário executivo do Plano Decenal de Expansão 2003/2012. Comitê Coordenador do Planejamento da Expansão de Sistemas Elétricos – CCPE. Ministério das Minas e Energia. Dezembro. 2002b.

NAJJAR, Y. S. H. **Efficient use of energy by utilizing gas turbine combined systems**. Applied Thermal Energy. Vol 21. 2001. p. 407-438.

PONG, J. L.; MING, C. Z.; TZU C. H. et al. **An evaluation of engines fault diagnostics using artificial neural networks**. Proceedings of ASME TURBOEXPO 2000. 2000-GT-29. 2000.

PRATT, G.H. & PRUDENCIO, N.E.; **Multivariate correction factors in ASME PTC 46 overall plant performance tests**. PWR- Vol. 33. 1998. Joint Power Generation Conference. Vol. 2. ASME. 1998. pp. 391-397.

REBIZZO, A.; PEACOCK, R.; OLDRATI, A.; BITTARRELLO R. **Which factors are relevant to monitoring and diagnostics success for effective predictive maintenance applications?**. Proceedings of the PowerGen Europe. 2003.

RODGERS, D. A.T.; FRED P.E.; LANG, P.E. **Performance improvements at the boardman coal plant as a result of testing and input/loss monitoring**. Proceedings of IJPGC.02 2002 International Joint Power Generation Conference Phoenix. AZ. USA. June 24-26. IJPGC2002-26026. 2002.

ROEMER, M. J. & KACPRZYNSKI, G. J. **Advanced Diagnostic and Prognostic Technologies for Gas Turbine Engine Risk Assessment**. Proceedings of ASME TURBOEXPO 2000 May 8-11. Munich Germany 2000-GT-30. 2000.

ROEMER, M. J.; ORSAGH, R. F.; HESLER, S. **A web-based turbine performance health monitoring system.** Proceedings of the PowerGen 2000. November 14-16. Orlando. Florida. USA. 2000.

ROMESSIS, C.; STAMATIS, A.; MATHIOUDAKIS, K. **A parametric investigation of the diagnostic ability of probabilistic neural networks on turbofan engines**. ASME TURBOEXPO 2001. New Orleans - Lousiana. 2001.

RUIJTER, J.; MEIRING, F.; van DER WAL, F. (1994). **Thermodynamic Condition Monitoring of Condensers**. ASME Joint International Power Generation Conference. Phoenix. Arizona. 2-6 October. 1994.

SAMPATH, S.; OGAJI, S. O.T.; SINGH, R. **Improving power plant availability through advanced engine diagnostic techniques**. Proceedings of IJPGC'02. 2002 International Joint Power Generation Conference. Phoenix. AZ. USA. June 24-26. IJPGC2002-26080. 2002.

SCHMITT, T. P. **Combined cycle thermal performance diagnostic testing**. PWR. 1999. Joint Power Generation Conference. Vol. 2. ASME. 1999.

SCIENTECH Inc.; 2004a. **SCIENTECH Thermal Power Plant Applications – PEPSE**. Disponível em <http://www.pepse.com/pepse.html>. Acess em : 17 mar. 2004.

SCIENTECH Inc.; 2004b. **SCIENTECH Thermal Power Plant Applications – PMAX**. Diponível em : <http://www.pepse.com/pmax.html>. Acesso em 17 mar. 2004.

SEIPP, H.; LEIDICH, F.; FREUND, E. **Identifying the influential factors in corrosive process on the LP shaft of the Elverlingsen E4 Turbo-generator set during unit shutdownprocedures**. Proceedings of the PowerGen Europe. 2003.

SEITER, C. **Advanced steam power plant concepts with optimized life-cycle costs: A new approach for maximum customer benefit**. Siemens AG. 1997.

SPENCER, R. C.; COTTON, K. C.; CANNON, C. N. **A method for predicting de performance of steam turbine generators... 16.500 kW and larger**. Documento Genral Electric. GER-2007C. versão revisada em julho de 1974.

STAMATIS, A.; MATHIOUDAKIS, K.; PAPAILIOU, K.D. **Adaptive Simulation of Gas Turbine Performance**. Journal of Engineering for Gas Turbine and Power. April 1990. vol. 112. p. 168-175.

STREETER, V. L.; WYLIE, B. E.; BEDFORD, K. W. **Fluid Mechanics**. 9 ed. McGraw-Hill Companies. 1997. 752 p.

SULLIVAN, C. S. **Using the second law of thermodynamics to analyze power plant performance**. Proceedings of PowerGen Europe 1999. PennWell. 1999.

TAVARES, L. E. F. **UTE – Fortaleza – Ciclo Combinado – 310,7 MW Líquidos** PECÉM – CEARÁ, CGTF – Central Geradora Termelétrica Fortaleza. AS. 2003. 16 Slides. color.

TDG Demo. **Demo do Software Termoecnonomic DiaGnostic**. CIRCE. Universidade de Zaragoza. Junho de 2003.

THERMOFLOW Inc. **GTeye: Bottom-Line Oriented Gas Turbine Performance Monitoring Software**. Disponível em <http://www.thermoflow.com/gteye.htm>. Acesso em : 7 mar. 2004.

THOMPSON, R. & FANG, T. **Development of a fouling monitor and alarm software**. Proceedings of the PowerGen 2000. November 14-16. Orlando. Florida. USA. 2000.

TIPPKOTTER, T.; WESSEL, B.; BARTELS, F.; SIMON, S.; FRACH, M. **Significant increase in boiler performance gained by using advanced and intelligent solutions for selective on-load cleaning in the furnace**. Proceedings of the PowerGen Europe. 2003.

TOHOMSEN, F.; HANSEN, C. M.; KJAER, S. **Danish experiences from new USC Plants at Skaerbaerknaerket and Nordjyllandsvaerket**. Presented at the Power Gen 98 Conference. Milano. Italy. 9-11 June. 1998. p.15-26.

TOMSOVIC, K. **Fuzzy Systems Applications to Power Systems**. Chapter 4 of Short Course on Current Trend and The State of the Art in Intelligent Systems Applications to Power Systems. ISAP99 - International Conference on Intelligent Systems Applications To Power Systems. Editor Kwong Y. Lee. Rio de Janeiro. Brazil. April 04-08. 1999.

TREVIÑO, M. C. **Gasificación del carbón para la generación eléctrica: La Central Térmica GICC de Puerto Llano, España demuestra una elevada capacidad en el manejo de combustibles difíciles y un excelente comportamiento medioambiental**. POTENCIA. Revista Latinoamericana de Electricidad. Enero-Febrero. Año 6. Ed. 1. 2000.

TSALAVOUTAS, A.; ARETAKIS, N.; MATHIOUDAKIS, K.; STAMATIS, A. **Combining advanced data analysis methods for the constitution of an integrated gas turbine condition monitoring a diagnostics system**. Proceedings of ASME TURBOEXPO 2000 May 8-11. Munich Germany 2000-GT-56. 2000.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
Biblioteca
MAUÁ
BIM
UNIFEI

URBAN, L.A. **Gas Path Analysis Applied to Turbine Engine condition Monitoring** AIAA/SAE 8th Joint Propulsion Specialist Conference. AIAA paper 72-1082. December 1972.

URBAN, L.A.; VOLPONI A.J.; 1992. **Mathematical Methods of Relative Engine Performance Diagnostics**. S.A.E. technical paper 922048. Journal of Aerospace Transactions vol. 101. 1992.

USÓN, L. C. C. **Diagnóstico Termoeconómico de la operación de un ciclo combinado**. Memoria presentada en la Universidad de Zaragoza para la Obtención del grado de Doctor. Zaragoza. Julio. 2001.

VALERO, A.; CORREAS, L.; ZALETA, A. et al. **On the thermoeconomic approach to the diagnosis of energy system malfunctions. Part 1:** the TADEUS problem. Energy. vol. 29. 2004a. p. 1875-1887.

VALERO, A.; CORREAS, L.; ZALETA, A. et al. **On the thermoeconomic approach to the diagnosis of energy system malfunctions. Part 2:** Malfunction definitions and assessment. Energy. vol. 29. 2004b. p. 1889-1907.

VALERO, A.; CORREAS, L.; SERRA, L. **On-line thermoeconomic diagnosis of thermal power plants**. Documento em formato pdf. CIRCE. Universidad de Zaragoza. 1995a.

VALERO, A.; LOZANO, M. A.; BARTOLOMÉ, J.L. **On-line monitoring of power plants performance, using exergetic cost techniques**.Ref. Av/rv-v 1.4 (15.08.1995). 1995b.

VALERO, A. & CORTÉS, C. **Ash fouling in coal-fired utility boilers. Monitoring and optimization of on-load cleaning**. Prog. Energy Comb. Sci. Vol 22. 1996. pp.189-200.

VANDERVORT, C. L. **9 ppm NOx/CO Combustion System for 'F' Class industrial turbine**. Journal of Engineering for Gas Turbine and Power. April 2001. Vol 123. p. 317 – 321.

WETZL, R. & OTTENBURGER, U. **High efficiency in power plant operation through high advanced DCS technology**. Proceedings of PowerGen Europe 1996. PennWell. 1996.

WILLIAMS, L. J. **The Optimization of Time between Overhauls for Gas Turbine Compressor Units**. Fourth Symposium on Gas Turbine Operations and Maintenance. National Research Council of Canada. Toronto. Canada. 1981.

WORLD BANK. **Pulverized Fuel Fired Boiler Plant – Thermal Efficiency**. Disponíel em : <http://www.worldbank.org;html//fdp/em/power/EA/mitigatn/pul4.stm>. Acesso em : 03 mar. 2004.

WUNSCH, A. **Combined Gas/Steam turbine power plants – The present stage of progress and future developments**. Brown Boveri Review. 65. 10. 1978. p. 646-655

YEPIFANOV, S.V. & LOBODA, I. I. **Gas path model identification as an instrument of gas turbine diagnosing**. Proceedings of ASME Turbo Expo 2003. Power for Land, Sea, and Air. June 16-19. Atlanta. Georgia. USA. GT2003-38365. 2003.

ZADEH, L. A. **Fuzzy Sets**. Information and Control. vol. 8. p. 338-353. 1965.

ZALETA, A.; RIESCO, M. A.; ROYO, J. et al. **Análisis y evaluación de malfunciones en una planta termoenergética**. Documento em formato pdf. CIRCE. Universidad de Zaragoza. 1997.

ZALETA, A. **Conceptos sobre el Diagnóstico y la Evaluación Termoecónomica de Turbinas de Vapor**. Tesis Doctoral. Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad de Zaragoza. 1997.

ZEDDA, M. & SINGH, R. **Gas Turbine and Sensor Diagnostics**. I.S.A.B.E. paper 99-7238. 1999.

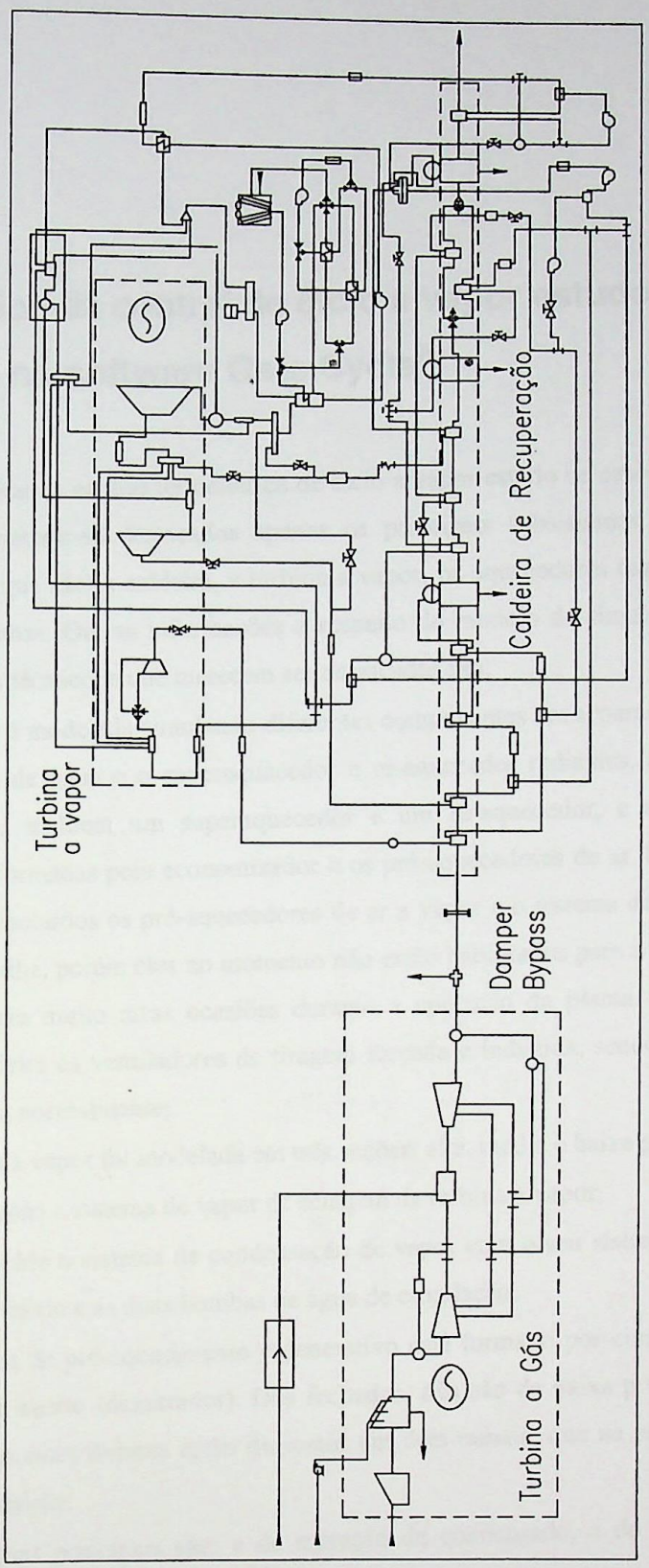
ZORNER, W. Steam **turbines for power plants employing advanced steam conditions**. Siemens Power Generation. 1994.

Apêndice A

Esquema térmico da central de ciclo combinado estudo de caso simulado no software Gate Cycle®

O esquema térmico da central termelétrica de ciclo combinado estudo de caso ilustra-se na página seguinte. Encontram-se destacados apenas os principais subsistemas do esquema térmico desta central, que são: a turbina a gás com seu gerador elétrico, o damper by-pass dos gases, a caldeira de recuperação e a turbina a vapor. Outras informações a respeito do modelo de simulação que são mostradas no esquema térmico, e que merecem ser destacadas são:

- A turbina a gás é modelada em componentes separadas, filtro de ar, resfriador evaporativo, compressor, combustor e expansor, permitindo assim a monitoração mais detalhada de cada um de seus componentes. O mesmo acontece com a turbina a vapor, que é dividida em seções de alta, média e baixa pressão, e com a caldeira de recuperação que é dividida em bancos de tubos: 13 em total, contando todos os superaquecedores, evaporadores e economizadores, dos circuitos de alta, média e baixa pressão;
- Está incluído o sistema de filtragem e pré-aquecimento de gás natural;
- Está incluído o sistema de vapor de selagem da turbina a vapor;
- Estão incluídos os sistemas de by-pass de vapor de média e baixa pressão da turbina a vapor, permitindo a simulação a cargas parciais;
- Está incluído o sistema de condensação de vapor com o seu sistema de arrefecimento formado por uma torre úmida de cinco cédulas e a bomba de água de circulação;
- Está incluído o sistema de resfriamento fechado;
- Está incluído o sistema de bombas de extração de condensado, alimentação de caldeira, e a bomba do sistema de re-circulação para o controle de temperatura dos gases de exaustão na saída da caldeira de recuperação.

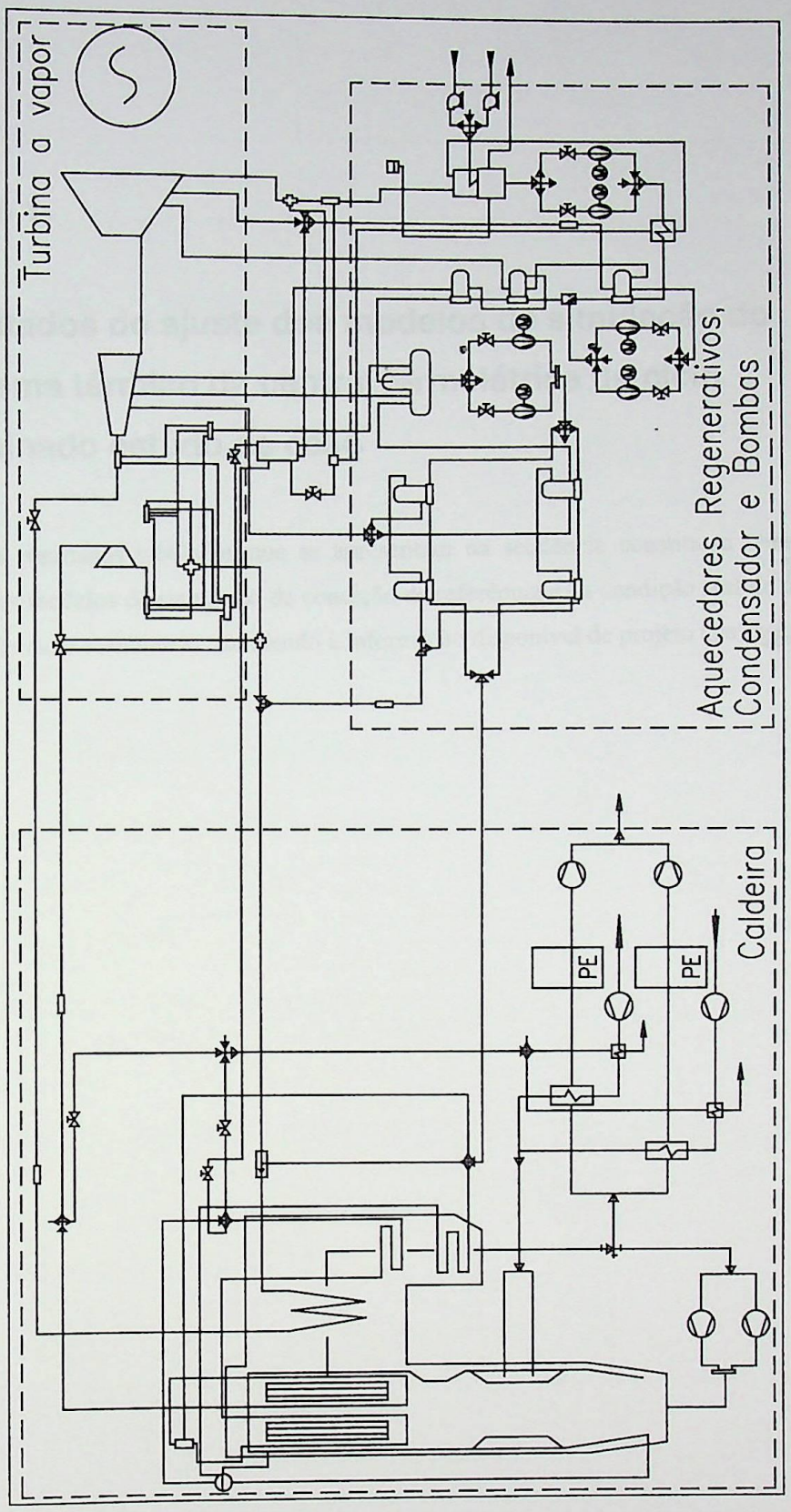

Turbina
a vapor
Caldeira de Recuperação
Damper
Bypass
Turbina a Gás

Apêndice B

Esquema térmico da central de ciclo a vapor estudo de caso simulado no software Gate Cycle®

O esquema térmico da central termelétrica de ciclo a vapor estudo de caso ilustra-se na página seguinte. Encontram-se destacados apenas os principais subsistemas do esquema térmico desta central, que são: a caldeira, a turbina a vapor, os aquecedores regenerativos, o condensador e as bombas. Outras informações a respeito do modelo de simulação que são mostradas no esquema térmico, e que merecem ser destacadas são:

- A caldeira é modelada simulando diferentes componentes em separado: a fornalha com as paredes de água e o superaquecedor e re-aquecedor radiantes, as superfícies convectivas que incluem um superaquecedor e um re-aquecedor, e as superfícies recuperadoras, formadas pelo economizador e os pré-aquecedores de ar. No modelo da caldeira foram incluídos os pré-aquecedores de ar a vapor e o sistema de re-circulação de gases à fornalha, porém eles no momento não estão habilitados para a simulação por serem usados em muito raras ocasiões durante a operação da planta. Completam o modelo da caldeira os ventiladores de tiragem forçada e induzida, sendo dois de cada tipo que operam normalmente;
- A turbina a vapor foi modelada em três seções: alta, média e baixa pressão;
- Está incluído o sistema de vapor de selagem da turbina a vapor;
- Está incluído o sistema de condensação de vapor com o seu sistema de captação direto da água do rio e as duas bombas de água de circulação;
- O sistema de pré-aquecimento regenerativo está formado por cinco aquecedores fechados e um aberto (desaerador). Dos fechados, três são de baixa pressão e dois de alta, sendo que estes últimos estão dispostos em dois ramais, que na operação normal operam em paralelo;
- As bombas principais são: a de extração de condensado, a de alimentação de caldeira, e a bomba de re-circulação de condensador.


Turbina a vapor
Aquecedores Regenerativos,
Condensador e Bombas
Caldeira
PE
PE

Anexo 1

Resultados do ajuste dos modelos de simulação do esquema térmico da central termelétrica de ciclo combinado estudo de caso

Os resultados tabelados que se apresentam na seqüência constituem o resultado do ajuste dos modelos de simulação da condição de referência e da condição real de operação da central de ciclo combinado, atendendo à informação disponível de projeto dos equipamentos.

Resultados do ajuste dos modelos de simulação da central de ciclo combinado, atendendo à informação disponível de projeto dos equipamentos.

Equipamento / Parâmetro Verificador	Diferença Projeto Simulação	
	Modelo condição de Referência	Modelo condição Real
Filtro de ar		
Vazão de gás	1,348%	1,352%
Queda de pressão máxima	n.f.o	n.f.o
Resfriador evaporativo		
Vazão volumétrica	1,348%	1,352%
Temperatura de bulbo seco	n.d	n.d
Temperatura de bulbo úmido	n.f.o	n.f.o
Umidade relativa mínima na entrada	n.f.o	n.f.o
Eficiência da saturação	0,000%	n.f.o
Vazão de evaporação de água	n.f.o	n.f.o
Vazão de purga de água	n.d	n.d
Vazão de água de reposição	n.f.o	n.f.o
Vazão de água de circulação	n.f.o	n.f.o
Compressor		
Temperatura de entrada	n.f.o	n.f.o
Pressão na entrada	n.f.o	n.f.o
Vazão de ar	n.f.o	n.f.o
Pressão de descarga	n.f.o	n.f.o
Eficiência máxima de compressão	n.f.o	n.f.o
Temperatura mínima de saída do ar	n.f.o	n.f.o
Câmara de combustão		
Eficiência de combustão	0,000%	0,000%
Queda de pressão	0,000%	0,000%
Expansor		
Eficiência isentrópica	n.f.o	n.f.o
Temperatura de saída	0,793%	0,011%
Temperatura de entrada	n.f.o	n.f.o
Fração de ar de resfriamento	0,174%	0,174%
Eficiência do gerador	0,451%	0,240%
Área de entrada	0,000%	0,686%
Gerador da turbina a gás		
Pressão do gás de resfriamento (Hidrogênio 98% Pureza)	0,001%	0,001%
Rating	0,000%	0,000%
Fator de potência	0,000%	0,102%
RPM	0,000%	0,000%
Turbina a gás		
Temperatura do ar	0,000%	0,009%
Altitude	0,000%	0,000%
Carga base	0,001%	0,291%
Combustível	n.f.o	n.f.o
Temperatura de saída (a carga base)	0,748%	0,011%
Pressão	n.f.o	n.f.o
Estágios de compressão	0,000%	0,000%
Estágios da turbina	0,000%	0,000%
Rotação	0,000%	0,000%

n.d – Não Disponível.
n.f.o – Na Faixa de Operação.

Resultados do ajuste dos modelos de simulação da central de ciclo combinado, atendendo à informação disponível de projeto dos equipamentos. (Continuação)

Equipamento / Parâmetro Verificador	Diferença Projeto Simulação	
	Modelo condição de Referência	Modelo condição Real
Turbina a vapor		
Carga Base	1,197%	0,376%
Rotação	0,000%	0,000%
Pressão do vapor de alta pressão	0,294%	0,123%
Temperatura do vapor de alta pressão	0,055%	0,055%
Pressão do vapor de pressão intermediária	1,105%	1,371%
Temperatura do vapor de pressão intermediária	0,020%	0,128%
Pressão do vapor de baixa pressão	1,818%	1,554%
Temperatura do vapor de baixa pressão	0,300%	0,000%
Gerador da turbina a vapor		
Pressão do gás de resfriamento (ar)	2,156%	2,156%
Rating	0,000%	0,000%
Fator de potência	0,000%	0,000%
Rotação	0,000%	0,000%
Condensador		
Vazão de vapor	0,202%	0,220%
Entalpia do vapor	0,910%	0,907%
Pressão do vapor	0,217%	0,000%
Vazão de outros fluxos	0,429%	0,429%
Entalpia de outros fluxos	0,330%	0,330%
Carga térmica	0,869%	0,449%
Diferença terminal de temperatura	1,719%	1,827%
Vazão de água de resfriamento	0,097%	0,097%
Calor específico a pressão constante da água de resfriamento	0,314%	0,314%
Volume específico da água de resfriamento	0,263%	0,263%
Temperatura de entrada da água de resfriamento	0,025%	0,028%
Temperatura de saída da água de resfriamento	0,269%	0,163%
Velocidade da água de resfriamento no interior dos tubos	0,000%	0,000%
Número de passes	0,000%	0,000%
Queda de pressão da água de resfriamento	0,026%	0,026%
Fator de limpeza	0,000%	0,149%
Vazão de condensado	0,200%	0,221%
Bomba de resfriamento do condensador		
Capacidade	0,000%	0,000%
Capacidade mínima	0,001%	0,001%
Head	0,001%	0,000%
Rotação	0,000%	0,000%
Potência	0,158%	0,157%
Eficiência	0,000%	0,000%
Torre de resfriamento de tiragem induzida		
Quantidade de torres	0,000%	0,000%
Quantidade de grupos mecânicos	0,000%	0,000%
Cédulas por torre	0,000%	0,000%
Dimensões internas	n.d	n.d
Altura da queda da água	n.d	n.d
Altura total	0,000%	0,000%
Rotação do motor do ventilador	n.d	n.d
Potência do motor do ventilador	1,142%	n.f.o
Eficiência do motor do ventilador	0,000%	0,000%
Rotação de saída do redutor	n.d	n.d

n.d – Não Disponível.

Resultados do ajuste dos modelos de simulação da central de ciclo combinado, atendendo à informação disponível de projeto dos equipamentos. (Continuação)

Equipamento / Parâmetro Verificador	Diferença Projeto Simulação	
	Modelo condição de Referência	Modelo condição Real
Bomba de extração de condensado		
Capacidade	0,000%	0,000%
Capacidade mínima	0,003%	0,001%
Head	0,003%	0,000%
Rotação	0,000%	0,000%
Potência	n.d	n.d
Eficiência	n.d	n.d
Bomba de re-circulação de caldeira ECOBP		
Capacidade	0,000%	0,000%
Capacidade mínima	0,000%	0,000%
Head	n.f.o	1,249%
Rotação	0,000%	0,000%
Potência	n.f.o	n.f.o
Eficiência	n.f.o	n.f.o
Bomba de alimentação de caldeira		
Capacidade	0,377%	0,338%
Capacidade mínima	0,000%	0,000%
Pressão de descarga na pressão intermediária	1,225%	1,506%
Pressão de descarga na alta pressão	0,024%	0,000%
Potência consumida na pressão intermediária	0,930%	0,325%
Potência consumida na alta pressão	0,086%	0,482%
Potência consumida total	0,262%	0,428%
Rotação	0,000%	0,000%
Eficiência do motor	n.d	n.d
Eficiência da bomba	0,221%	0,928%
Caldeira de Recuperação - SAAP2		
Vazão de gás	0,137%	0,154%
Velocidade do gás	n.d	n.d
Temperatura de entrada do gás	0,304%	0,474%
Temperatura de saída do gás	0,340%	0,347%
Vazão de vapor	0,850%	0,335%
Pressão do vapor na entrada	0,174%	0,000%
Temperatura do vapor na entrada	0,157%	0,194%
Pressão do vapor na saída	0,169%	0,000%
Temperatura do vapor na saída	0,000%	0,000%
Área de transferência de calor	0,000%	0,001%
Número de passes	0,000%	0,000%
Caldeira de Recuperação - RA2		
Vazão de gás	0,137%	0,154%
Velocidade do gás	n.d	n.d
Temperatura de entrada do gás	0,340%	0,347%
Temperatura de saída do gás	0,275%	0,387%
Vazão de vapor	2,287%	1,482%
Pressão do vapor na entrada	1,026%	0,543%
Temperatura do vapor na entrada	0,179%	0,209%
Pressão do vapor na saída	0,772%	0,224%
Temperatura do vapor na saída	0,076%	0,000%
Área de transferência de calor	0,009%	0,008%
Número de passes	0,000%	0,000%

n.d – Não Disponível, n.f.o – Na Faixa de Operação.

Resultados do ajuste dos modelos de simulação da central de ciclo combinado, atendendo à informação disponível de projeto dos equipamentos. (Continuação)

Equipamento / Parâmetro Verificador	Diferença Projeto Simulação	
	Modelo condição de Referência	Modelo condição Real
Caldeira de Recuperação - RA1		
Vazão de gás	0,137%	0,154%
Velocidade do gás	n.d	n.d
Temperatura de entrada do gás	0,275%	0,387%
Temperatura de saída do gás	0,261%	0,425%
Vazão de vapor	2,287%	1,482%
Pressão do vapor na entrada	1,552%	1,129%
Temperatura do vapor na entrada	0,966%	0,892%
Pressão do vapor na saída	1,353%	0,871%
Temperatura do vapor na saída	0,031%	0,000%
Área de transferência de calor	0,007%	0,009%
Número de passes	0,000%	0,000%
Caldeira de Recuperação - SAAP1		
Vazão de gás	0,137%	0,154%
Velocidade do gás	n.d	n.d
Temperatura de entrada do gás	0,261%	0,425%
Temperatura de saída do gás	0,174%	0,417%
Vazão de vapor	0,517%	0,335%
Pressão do vapor na entrada	0,184%	0,000%
Temperatura do vapor na entrada	0,021%	0,022%
Pressão do vapor na saída	0,174%	0,000%
Temperatura do vapor na saída	0,309%	0,000%
Área de transferência de calor	0,001%	0,000%
Número de passes	0,000%	0,000%
Caldeira de Recuperação - EVAPAP		
Vazão de gás	0,137%	0,154%
Velocidade do gás	n.d	n.d
Temperatura de entrada do gás	0,174%	0,417%
Temperatura de saída do gás	0,003%	0,051%
Vazão de vapor	n.d	n.d
Pressão da água na entrada	0,184%	0,000%
Temperatura da água na entrada	0,162%	0,000%
Pressão do vapor na saída	0,184%	0,000%
Temperatura do vapor na saída	0,021%	0,022%
Pinch point	0,725%	1,196%
Subresfriamento na entrada	1,198%	0,644%
Área de transferência de calor	0,000%	0,000%
Número de passes	n.d	n.d
Caldeira de Recuperação - SAMP		
Vazão de gás	0,137%	0,154%
Velocidade do gás	n.d	n.d
Temperatura de entrada do gás	0,003%	0,051%
Temperatura de saída do gás	0,129%	0,105%
Vazão de vapor	1,666%	0,702%
Pressão do vapor na entrada	1,216%	1,031%
Temperatura do vapor na entrada	0,102%	0,058%
Pressão do vapor na saída	1,552%	1,065%
Temperatura do vapor na saída	0,206%	0,000%
Área de transferência de calor	0,004%	0,006%
Número de passes	0,000%	0,000%

n.d – Não Disponível.

Resultados do ajuste dos modelos de simulação da central de ciclo combinado, atendendo à informação disponível de projeto dos equipamentos. (Continuação)

Equipamento / Parâmetro Verificador	Diferença Projeto Simulação	
	Modelo condição de Referência	Modelo condição Real
Caldeira de Recuperação - ECOAP2		
Vazão de gás	0,137%	0,154%
Velocidade do gás	n.d	n.d
Temperatura de entrada do gás	0,129%	0,105%
Temperatura de saída do gás	0,023%	0,153%
Vazão de água	0,517%	0,335%
Pressão da água na entrada	0,070%	0,000%
Temperatura da água na entrada	0,020%	0,000%
Pressão da água na saída	0,085%	0,000%
Temperatura água na saída	0,021%	0,000%
Área de transferência de calor	0,009%	0,005%
Número de passes	0,000%	0,000%
Caldeira de Recuperação - SABP		
Vazão de gás	0,137%	0,154%
Velocidade do gás	n.d	n.d
Temperatura de entrada do gás	0,023%	0,153%
Temperatura de saída do gás	0,183%	0,038%
Vazão de vapor	0,029%	2,535%
Pressão do vapor na entrada	0,000%	0,323%
Temperatura do vapor na entrada	0,078%	0,002%
Pressão do vapor na saída	0,581%	0,364%
Temperatura do vapor na saída	0,300%	0,000%
Área de transferência de calor	0,001%	0,009%
Número de passes	0,000%	0,000%
Caldeira de Recuperação - EVAPMP		
Vazão de gás	0,137%	0,154%
Velocidade do gás	n.d	n.d
Temperatura de entrada do gás	0,183%	0,038%
Temperatura de saída do gás	0,008%	0,004%
Vazão de vapor	n.d	n.d
Pressão da água na entrada	1,216%	1,031%
Temperatura da água na entrada	0,048%	0,055%
Pressão do vapor na saída	1,216%	1,031%
Temperatura do vapor na saída	0,102%	0,058%
Pinch point	2,900%	1,619%
Área de transferência de calor	0,000%	0,003%
Número de passes	n.d	n.d
Caldeira de Recuperação - ECOAP1		
Vazão de gás	0,263%	0,281%
Velocidade do gás	n.d	n.d
Temperatura de entrada do gás	0,008%	0,004%
Temperatura de saída do gás	0,132%	0,279%
Vazão de água	0,517%	0,335%
Pressão da água na entrada	0,024%	0,000%
Temperatura da água na entrada	0,337%	0,292%
Pressão da água na saída	0,070%	0,000%
Temperatura água na saída	0,020%	0,000%
Área de transferência de calor	0,003%	0,001%
Número de passes	0,000%	0,000%

n.d – Não Disponível.

Resultados do ajuste dos modelos de simulação da central de ciclo combinado, atendendo à informação disponível de projeto dos equipamentos. (Continuação)

Equipamento / Parâmetro Verificador	Diferença Projeto Simulação	
	Modelo condição de Referência	Modelo condição Real
Caldeira de Recuperação - ECOMP		
Vazão de gás	0,525%	0,508%
Velocidade do gás	n.d	n.d
Temperatura de entrada do gás	0,008%	0,004%
Temperatura de saída do gás	1,037%	0,629%
Vazão de água	1,666%	0,702%
Pressão da água na entrada	0,000%	0,000%
Temperatura da água na entrada	0,085%	0,017%
Pressão da água na saída	0,227%	0,000%
Temperatura água na saída	0,057%	0,064%
Área de transferência de calor	0,003%	0,001%
Número de passes	0,000%	0,000%
Caldeira de Recuperação - EVAPBP		
Vazão de gás	0,137%	0,154%
Velocidade do gás	n.d	n.d
Temperatura de entrada do gás	0,266%	0,322%
Temperatura de saída do gás	0,080%	0,002%
Vazão de vapor	n.d	n.d
Pressão da água na entrada	0,000%	0,323%
Temperatura da água na entrada	0,077%	0,180%
Pressão do vapor na saída	0,000%	0,323%
Temperatura do vapor na saída	0,077%	0,003%
Pinch point	0,145%	0,000%
Subresfriamento na entrada	2,956%	0,399%
Área de transferência de calor	0,000%	0,003%
Número de passes	n.d	n.d
Caldeira de Recuperação - ECOBP		
Vazão de gás	0,137%	0,154%
Velocidade do gás	n.d	n.d
Temperatura de entrada do gás	0,080%	0,002%
Temperatura de saída do gás	0,985%	0,693%
Vazão de água	0,292%	0,409%
Pressão da água na entrada	0,558%	0,000%
Temperatura da água na entrada	2,063%	1,839%
Pressão da água na saída	2,725%	1,543%
Temperatura água na saída	0,153%	0,041%
Vazão de re-circulação	0,018%	0,848%
Temperatura da água de alimentação	1,448%	1,529%
Área de transferência de calor	0,006%	0,000%
Número de passes	0,000%	0,000%

n.d – Não Disponível.

Anexo 2

Resultados do ajuste dos modelos de simulação do esquema térmico da central termelétrica de ciclo a vapor estudo de caso

Os resultados tabelados que se apresentam na seqüência constituem o resultado do ajuste dos modelos de simulação da condição de referência e da condição real de operação da central de ciclo a vapor, atendendo à informação disponível de projeto dos equipamentos.

Resultados do ajuste dos modelos de simulação da central de ciclo a vapor, atendendo à informação disponível de projeto dos equipamentos.

Equipamento / Parâmetro Verificador	Diferença Projeto Simulação	
	Modelo condição de Referência	Modelo condição Real
Caldeira - Superfícies de troca de calor		
Zona de radiação (fornalha)	0,002%	0,000%
Zona de radiação (superaquecedor de placas)	0,001%	0,001%
Superaquecedor primário	0,009%	0,002%
Superaquecedor final	0,009%	0,001%
Ré-aquecedor	0,008%	0,000%
Economizador	0,000%	0,007%
Caldeira - Parâmetros do vapor		
Temperatura do vapor superaquecido	0,321%	0,000%
Pressão do vapor superaquecido	2,837%	0,709%
Vazão do vapor superaquecido	0,858%	0,003%
Temperatura do vapor re-aquecido na entrada à caldeira	0,642%	1,121%
Pressão do vapor re-aquecido na entrada à caldeira	0,372%	0,600%
Vazão do vapor re-aquecido na entrada à caldeira	0,440%	0,017%
Temperatura do vapor re-aquecido na saída da caldeira	0,010%	0,000%
Pressão do vapor re-aquecido na saída da caldeira	0,080%	0,324%
Vazão do vapor re-aquecido na saída da caldeira	0,440%	0,017%
Caldeira - Alimentadores de carvão		
Vazão	n.f.o	n.f.o
Rotação	n.d	n.d
Caldeira – Moinho		
Capacidade	n.f.o	n.f.o
Potência	n.f.o	n.f.o
Rotação do moinho	n.d	n.d
Rotação do motor	n.d	n.d
Caldeira - Aquecedor de ar a vapor		
Vazão de ar	n.f.o	n.f.o
Pressão do lado do ar	n.f.o	n.f.o
Temperatura do ar na entrada	n.f.o	n.f.o
Temperatura do ar na saída	n.f.o	n.f.o
Pressão do vapor	0,000%	0,000%
Temperatura do vapor	0,000%	0,000%
Caldeira - Ventilador de ar primário		
Vazão	n.d	n.d
Pressão estática	n.d	n.d
Rotação	n.d	n.d
Rendimento	n.d	n.d
Potência	n.d	n.d
Caldeira - Ventilador de ar forçado		
Vazão	0,145%	0,883%
Pressão estática (máxima operacional)	n.f.o	n.f.o
Rendimento (máxima operacional)	n.f.o	n.f.o
Potência (máxima operacional)	n.f.o	n.f.o

n.d – Não Disponível.
n.f.o – Na Faixa de Operação.

Resultados do ajuste dos modelos de simulação da central de ciclo a vapor, atendendo à informação disponível de projeto dos equipamentos. (Continuação)

Equipamento / Parâmetro Verificador	Diferença Projeto Simulação	
	Modelo condição de Referência	Modelo condição Real
Caldeira - Ventilador de tiragem induzida		
Vazão	n.f.o	n.f.o
Pressão estática	0,073%	0,002%
Rendimento	n.f.o	n.f.o
Potência	n.f.o	n.f.o
Caldeira - Ventilador de re-circulação de gases		
Vazão	n.d	n.d
Pressão estática	n.d	n.d
Temperatura	n.d	n.d
Rotação	n.d	n.d
Rendimento	n.d	n.d
Potência	n.d	n.d
Bomba de alimentação de caldeira		
Vazão	0,000%	0,000%
Pressão na descarga	1,934%	1,934%
Potência	0,759%	0,002%
Rotação	0,000%	0,000%
Temperatura da água	0,764%	1,854%
Bomba de extração de condensado		
Vazão	0,198%	0,198%
Head	0,000%	0,000%
Potência	0,603%	0,308%
Rotação	0,000%	0,000%
Rendimento	0,000%	0,000%
Bomba de água de resfriamento do condensador		
Vazão	0,000%	0,000%
Head	0,000%	0,000%
Potência	0,008%	0,010%
Rotação	0,000%	0,000%
Rendimento	2,299%	2,299%
Condensador		
Vazão de vapor	0,271%	0,711%
Entalpia do vapor	0,025%	0,032%
Pressão do vapor	0,306%	0,040%
Vazão de outros fluxos	n.d	n.d
Entalpia de outros fluxos	n.d	n.d
Carga térmica	0,616%	0,261%
Diferença terminal de temperatura	1,733%	1,407%
Vazão de água de resfriamento	0,003%	0,005%
Calor específico a pressão constante da água de resfriamento	0,249%	0,249%
Volume específico da água de resfriamento	0,307%	0,307%
Temperatura de entrada da água de resfriamento	0,023%	0,023%
Temperatura de saída da água de resfriamento	1,521%	1,742%
Velocidade da água de resfriamento no interior dos tubos	1,036%	0,340%
Número de passes	0,000%	0,000%
Queda de pressão da água de resfriamento	0,011%	0,011%
Fator de limpeza	0,000%	0,000%
Área de transferência de calor	0,001%	0,000%

n.d – Não Disponível.
n.f.o – Na Faixa de Operação.

Resultados do ajuste dos modelos de simulação da central de ciclo a vapor, atendendo à informação disponível de projeto dos equipamentos. (Continuação)

Equipamento / Parâmetro Verificador	Diferença Projeto Simulação	
	Modelo condição de Referência	Modelo condição Real
Turbina a vapor		
Vazão de vapor superaquecido	1,388%	0,545%
Pressão do vapor superaquecido	0,214%	1,971%
Temperatura do vapor superaquecido	0,000%	0,000%
Pressão do vapor reaquecido frio	1,875%	1,887%
Entalpia do vapor reaquecido frio	0,007%	0,218%
Vazão de vapor reaquecido quente	1,741%	1,288%
Pressão do vapor reaquecido quente	1,785%	2,033%
Temperatura do vapor reaquecido quente	0,000%	0,000%
Potência nos terminais do gerador	0,251%	0,782%
Rotação	0,000%	0,000%
Pressão de exaustão	0,305%	0,040%
Número de extrações de preaquecimento	0,000%	0,000%
Temperatura da água de alimentação na entrada do ECO	0,276%	0,539%
Relação de transformação	2,879%	2,958%
Regeneração teórica na extração número 01	1,154%	2,675%
Regeneração teórica na extração número 02	0,491%	0,605%
Regeneração teórica na extração número 03	0,326%	0,960%
Regeneração teórica na extração número 04	n.d	n.d
Regeneração teórica na extração número 05	1,318%	1,043%
Regeneração teórica na extração número 06	0,734%	1,883%
Gerador da turbina a vapor		
Pressão do gás de resfriamento (H2)	0,000%	0,000%
Rating	0,000%	0,000%
Fator de potência	0,000%	0,000%
Rotação	0,000%	0,000%
Aquecedor regenerativo número 1		
Área de transferência de calor	0,005%	0,003%
Coeficiente de transferência de calor global	0,224%	0,001%
Calor transferido global	2,350%	1,511%
Temperatura de saída do condensado	0,352%	0,294%
Vazão de água de alimentação	1,289%	0,385%
Aquecedor regenerativo número 2		
Área de transferência de calor	0,002%	0,005%
Coeficiente de transferência de calor, Zona de condensação	0,242%	0,001%
Coeficiente de transferência de calor, Zona de subresfriamento	0,343%	0,001%
Calor transferido na zona de condensação	n.d	n.d
Calor transferido na zona de subresfriamento	n.d	n.d
Temperatura de saída do condensado	0,010%	0,129%
Vazão de água de alimentação	0,831%	0,072%
Aquecedor regenerativo número 3		
Área de transferência de calor	0,004%	0,003%
Coeficiente de transferência de calor, Zona de desuperaquecimento	0,563%	0,001%
Coeficiente de transferência de calor, Zona de condensação	0,242%	0,001%
Coeficiente de transferência de calor, Zona de subresfriamento	0,376%	0,001%
Calor transferido na zona de desuperaquecimento	n.d	n.d
Calor transferido na zona de condensação	n.d	n.d
Calor transferido na zona de subresfriamento	n.d	n.d
Temperatura de saída do condensado	1,210%	1,378%
Vazão de água de alimentação	0,818%	0,085%

n.d – Não Disponível.

Resultados do ajuste dos modelos de simulação da central de ciclo a vapor, atendendo à informação disponível de projeto dos equipamentos. (Continuação)

Equipamento / Parâmetro Verificador	Diferença Projeto Simulação	
	Modelo condição de Referência	Modelo condição Real
Aquecedor regenerativo número 5 A		
Área de transferência de calor	0,000%	0,003%
Coeficiente de transferência de calor, Zona de desuperaquecimento	2,500%	0,001%
Coeficiente de transferência de calor, Zona de condensação	0,301%	0,001%
Coeficiente de transferência de calor, Zona de subresfriamento	1,856%	0,001%
Calor transferido na zona de desuperaquecimento	n.d	n.d
Calor transferido na zona de condensação	n.d	n.d
Calor transferido na zona de subresfriamento	n.d	n.d
Temperatura de saída da água de alimentação	0,720%	0,140%
Temperatura de saída do condensado	0,628%	0,074%
Vazão de água de alimentação	0,748%	0,003%
Vazão de vapor	0,746%	1,640%
Aquecedor regenerativo número 5 B		
Área de transferência de calor	0,000%	0,003%
Coeficiente de transferência de calor, Zona de desuperaquecimento	2,500%	0,001%
Coeficiente de transferência de calor, Zona de condensação	0,301%	0,001%
Coeficiente de transferência de calor, Zona de subresfriamento	1,856%	0,001%
Calor transferido na zona de desuperaquecimento	n.d	n.d
Calor transferido na zona de condensação	n.d	n.d
Calor transferido na zona de subresfriamento	n.d	n.d
Temperatura de saída da água de alimentação	0,720%	0,140%
Temperatura de saída do condensado	0,628%	0,074%
Vazão de água de alimentação	0,748%	0,003%
Vazão de vapor	0,747%	1,640%
Aquecedor regenerativo número 6 A		
Área de transferência de calor	0,002%	0,001%
Coeficiente de transferência de calor, Zona de desuperaquecimento	2,933%	0,001%
Coeficiente de transferência de calor, Zona de condensação	0,301%	0,001%
Coeficiente de transferência de calor, Zona de subresfriamento	1,965%	0,001%
Calor transferido na zona de desuperaquecimento	n.d	n.d
Calor transferido na zona de condensação	n.d	n.d
Calor transferido na zona de subresfriamento	n.d	n.d
Temperatura de saída da água de alimentação	0,276%	0,539%
Temperatura de saída do condensado	0,628%	0,014%
Vazão de água de alimentação	0,748%	0,003%
Vazão de vapor	0,726%	2,123%
Aquecedor regenerativo número 6 B		
Área de transferência de calor	0,002%	0,002%
Coeficiente de transferência de calor, Zona de desuperaquecimento	2,933%	0,001%
Coeficiente de transferência de calor, Zona de condensação	0,301%	0,001%
Coeficiente de transferência de calor, Zona de subresfriamento	1,965%	0,001%
Calor transferido na zona de desuperaquecimento	n.d	n.d
Calor transferido na zona de condensação	n.d	n.d
Calor transferido na zona de subresfriamento	n.d	n.d
Temperatura de saída da água de alimentação	0,276%	0,539%
Temperatura de saída do condensado	0,628%	0,014%
Vazão de água de alimentação	0,748%	0,003%
Vazão de vapor	0,726%	2,123%

n.d – Não Disponível.

Anexo 3

FERRAMENTAS COMPUTACIONAIS PARA A MONITORAÇÃO E O DIAGNÓSTICO PRELIMINAR DO DESEMPENHO

A metodologia de simulação e o modelo de diagnóstico foram usados para criar ferramentas computacionais para a monitoração e o diagnóstico preliminar do desempenho, focadas às centrais termelétricas objetos de estudo de caso. Desta forma foram criadas duas ferramentas de diagnóstico: uma para cada central.

Ambas as ferramentas computacionais foram criadas em Microsoft® Office Excel 2003 SP1, e exceto pelas particularidades de cada central, as mesmas foram criadas sobre a mesma óptica de funcionamento. De maneira bastante resumida, as ferramentas computacionais funcionam da seguinte forma:

- Dados de entrada da operação são processados e analisados;
- O módulo de cálculo de simulação carrega o Gate Cycle® e executa os modelos de simulação da condição de referência e o real da operação, obtendo-se os resultados dos balanços de massa e energia do ciclo e os valores característicos dos diferentes equipamentos que o compõem;
- A partir destes resultados, o modelo de diagnóstico realiza os cálculos do impacto do desvio das variáveis independentes nos indicadores de desempenho do ciclo;
- Complementam as ferramentas computacionais as interfaces de dados de entrada, a de validação dos dados de entrada e a de saída de resultados, assim como um conjunto de controles para a navegação pelas diferentes telas, seleção da forma de apresentação dos resultados e a impressão dos mesmos;
- Um arquivo auxiliar criado em Microsoft® Office Excel 2003 SP1 serve como módulo de monitoração de desempenho, mantendo um registro de um resumo de

parâmetros convenientemente selecionados para a elaboração automática de gráficos que representam históricos de desempenho.

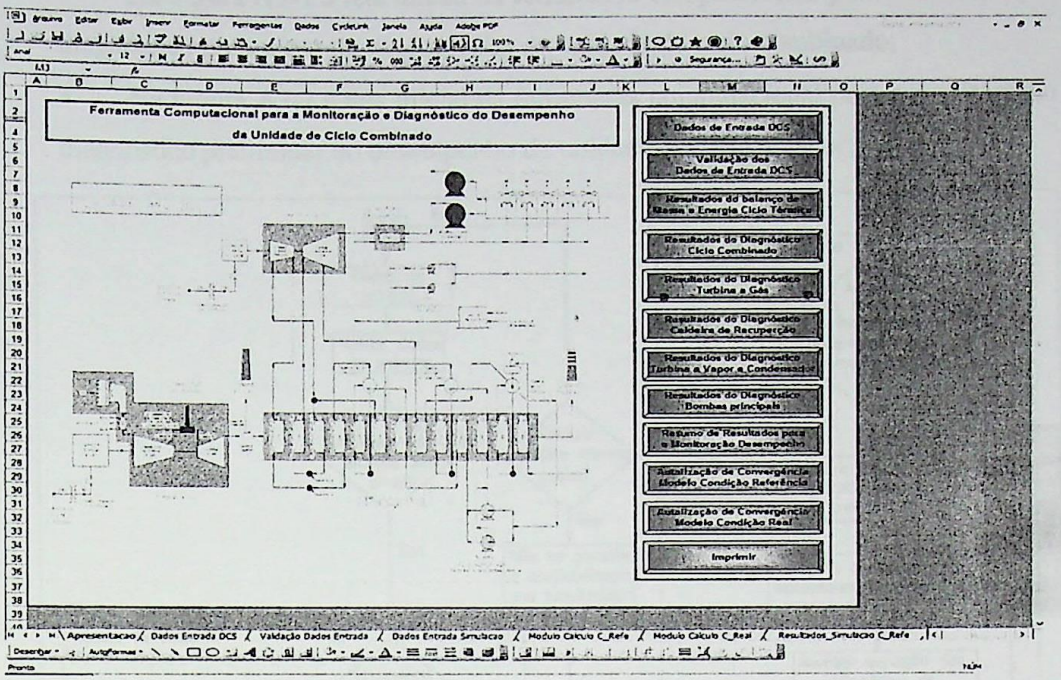


Figura A3-1 Tela inicial ou de apresentação da ferramenta computacional da unidade de ciclo combinado.

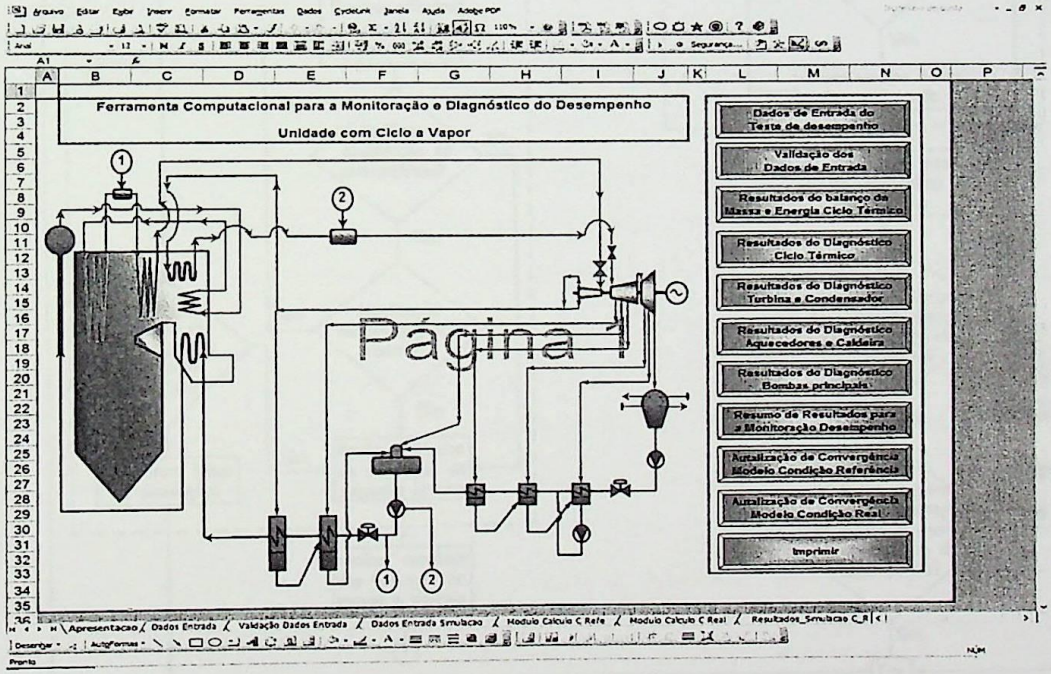


Figura A3-2 Tela inicial ou de apresentação da ferramenta computacional da unidade de ciclo a vapor.

Com relação as ferramentas computacionais desenvolvidas apresentou-se:

- Na Figura A3-1 a tela inicial da ferramenta computacional para a monitoração e o diagnóstico preliminar do desempenho da unidade de ciclo combinado;
- Na Figura A3-2 a tela inicial da ferramenta computacional para a monitoração e o diagnóstico preliminar do desempenho da unidade de ciclo a vapor;

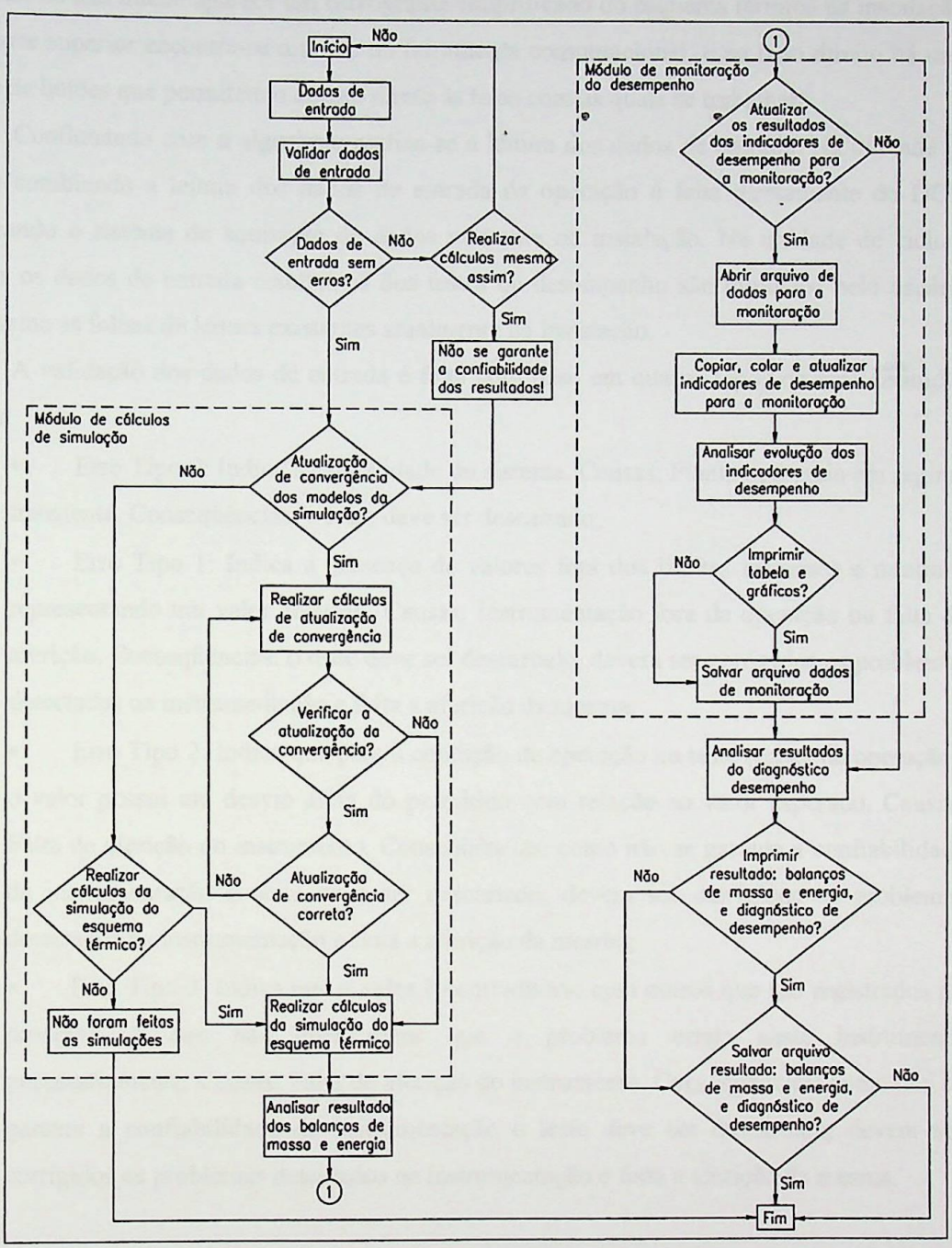


Figura A3-3 Algoritmo de funcionamento da ferramenta computacional para a monitoração e o diagnóstico preliminar do desempenho.

A seguir explica-se detalhadamente o algoritmo de funcionamento (Figura A3-3) das ferramentas computacionais criadas, almejando expor da maneira mais clara possível o seu funcionamento.

Seguindo o algoritmo inicia-se a ferramenta computacional, abrindo o arquivo de Excel, apresentando a tela inicial mostrada na Figura A3-1e Figura A3-2. Conforme mostrado nestas figuras, na tela inicial aparece um fluxograma simplificado do esquema térmico da instalação, na parte superior encontra-se o nome da ferramenta computacional, e ao lado direito há uma série de botões que permitem o acesso direto às telas com as quais se trabalhará.

Continuando com o algoritmo realiza-se a leitura dos dados de entrada. Na unidade de ciclo combinado a leitura dos dados de entrada da operação é feita diretamente do DCS, utilizando o sistema de aquisição de dados existente na instalação. Na unidade de ciclo a vapor os dados de entrada resultantes dos testes de desempenho são digitados pelo usuário conforme as folhas de leitura existentes atualmente na instalação.

A validação dos dados de entrada é feita com base em quatro Tipos de erro definidos como:

- Erro Tipo 0: Indica a estabilidade do sistema. Causas: Planta operando em regime transiente. Conseqüências: o teste deve ser descartado;
- Erro Tipo 1: Indica a presença de valores fora dos limites máximos e mínimos representando um valor absurdo. Causas: Instrumentação fora de operação ou falta de aferição. Conseqüências: o teste deve ser descartado, devem ser corrigidos os problemas detectados na instrumentação e feita a aferição da mesma;
- Erro Tipo 2: Indica que para a condição de operação no teste (carga de operação), o valor possui um desvio além do permitido com relação ao valor esperado. Causas: Falta de aferição do instrumento. Conseqüências: como não se garante a confiabilidade da instrumentação o teste deve ser descartado, devem ser corrigidos os problemas detectados na instrumentação e feita a aferição da mesma;
- Erro Tipo 3: Indica que o valor é contraditório com outros que são registrados no processo, o que não quer dizer que o problema esteja neste instrumento necessariamente. Causas: Falta de aferição do instrumento. Conseqüências: como não se garante a confiabilidade da instrumentação o teste deve ser descartado, devem ser corrigidos os problemas detectados na instrumentação e feita a aferição da mesma.

Embora exista a possibilidade de escolher qual o tipo de erro que se deseja considerar para validar os dados de entrada, o ideal é trabalhar com todos os critérios de tipos de erros

habilitados. Caso sejam detectados erros na validação as indicações poderão sugerir corrigir algum tipo de instrumento, ou não prosseguir com as simulações, ou aferir a instrumentação, e/ou repetir novamente a entrada de dados.

Segundo o algoritmo de funcionamento da ferramenta computacional poderiam se realizar os cálculos mesmo quando os erros são detectados, porém isto não se recomenda já que não se garante a confiabilidade dos resultados. Se os resultados da validação indicam que se pode prosseguir com a simulação, então se trabalhará com o módulo de cálculo de simulação.

- Recomenda-se começar sempre fazendo a "atualização" de convergência, este processo simplesmente consiste em executar os modelos de simulação com o conjunto de dados de entrada que serviu para fazer o ajuste dos mesmos. Porém, segundo o algoritmo, pode-se optar por realizar os cálculos da simulação sem atualizar a convergência dos modelos, caso não se faça nenhum cálculo o algoritmo conduz ao fim, ficando a critério do usuário salvar ou não o arquivo (preferivelmente com outro nome) antes de encerrar a ferramenta computacional.

Concluídos os cálculos, seguindo o algoritmo, a seqüência vem dada pela análise dos resultados dos balanços de massa e energia. Acessa-se a interface de resultados dos balanços de massa e energia, clicando no botão "Resultados do balanço de Massa e Energia Ciclo Térmico" que está disponível na tela inicial. Nesta interface encontram-se diversas tabelas contendo, para cada um dos equipamentos principais da unidade, um esquema do mesmo com os diferentes fluxos de entrada e saída numerados por ponto, uma tabela resumo dos balanços de massa e energia (vazão, pressão, temperatura, entalpia, e/ou título), e uma tabela resumo dos parâmetros característicos.

Seguindo o algoritmo apresentado na Figura A3-3, existe a possibilidade de utilizar o módulo de monitoração. Neste caso deve-se abrir o arquivo de dados para a monitoração, copiar a coluna de valores da interface de resumo de resultados para a monitoração de desempenho da ferramenta computacional, e colar a coluna de valores neste arquivo usando o comando "colar especial – valores" numa coluna idêntica existente na planilha inicial de este arquivo. Depois empregando uma macro criada para este propósito, e é feita automaticamente a atualização do registro de histórico, assim como dos diferentes gráficos da evolução dos indicadores de desempenho. Neste arquivo também existem botões de movimentação entre as telas. Fica a critério do usuário: imprimir os resultados e salvar ou não o arquivo.

Os resultados do diagnóstico podem ser acessados a partir da tela inicial clicando no botão "Resultados do Diagnóstico Ciclo Combinado", ou desde qualquer uma das interfaces

de resultados. A interface de resultados do diagnóstico possui uma figura que sintetiza o esquema térmico simulado com a representação numerada das diferentes correntes. A seguir dispõe-se de uma tabela de relaciona os equipamentos a que pertence cada variável independente e a variação da mesma se comparados os resultados das simulações, assim como o impacto desta no desvio do indicador de desempenho. Sendo muitas as variáveis independentes, visando melhorar a qualidade da visualização gráfica do impacto, é possível filtrar dinamicamente de qual equipamento se quer ver o impacto. Depois da filtragem dinâmica se encontram os gráficos de impacto para cada um dos indicadores de desempenho do ciclo.

Finalizando o algoritmo apresentado na Figura A3-3 restam imprimir ou não os resultados, assim como salvar ou não o arquivo. Embora desde cada interface da ferramenta computacional se possa imprimir a mesma usando o menu do Excel, clicando no botão "Imprimir" que aparece na tela inicial mostra-se uma janela na qual se seleciona o que se deseja imprimir entre todas as opções disponíveis, o que facilita o processo de impressão dos resultados.

Para finalizar a apresentação da ferramenta computacional vale comentar que também é possível o acesso aos resultados de atualização de convergência dos modelos de simulação. Para ver estes resultados, pode se clicar nos botões "Atualização de Convergência Modelo Condição de Referência" ou "Atualização de Convergência Modelo Condição Real", ou acessar às mesmas desde os botões de navegação das interfaces de saída de resultados.

Anexo 4

Modelo de diagnóstico, Dados de Entrada, e Resultados do exemplo numérico de aplicação para central termelétrica de ciclo combinado objeto de estudo de caso

Na Figura A4-1 ilustra-se o esquema térmico da central termelétrica de ciclo combinado, resumido a partir do esquema térmico do modelo de simulação, o qual sintetiza os componentes e fluxos principais para a elaboração do modelo que visa à realização do diagnóstico preliminar, utilizando o método das Restrições Vetoriais Formuladas em Series de Taylor de Ordem Um. A indicação dos pontos na figura serve para seguir a simbologia utilizada, tanto no sistema de equações de restrições, como nos dados de entrada do exemplo de cálculo (Tabela A4-1) e dos resultados obtidos neste: Tabela A4-2, mostrando os valores em %, e Tabela A4-3, mostrando os valores em unidades técnicas.

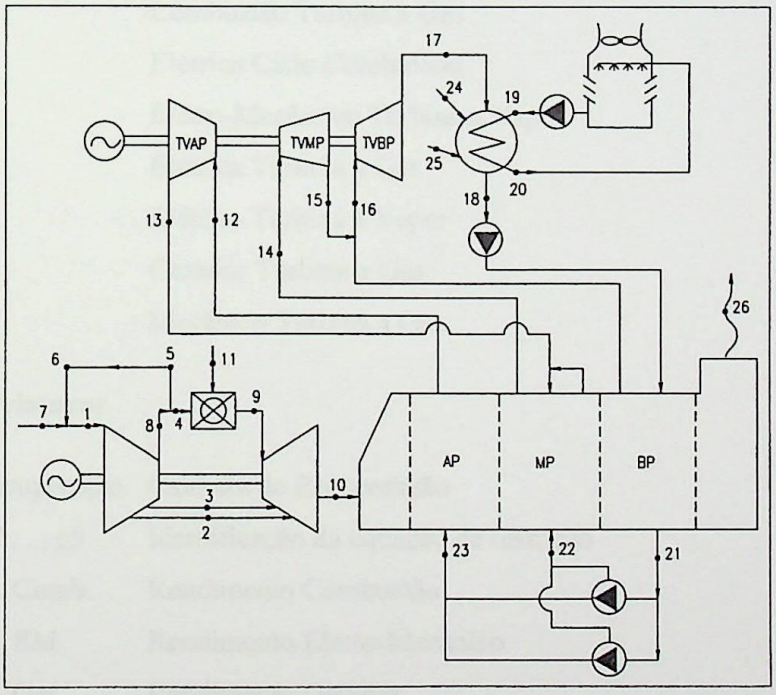


Figura A4-1 Esquema térmico para a elaboração do modelo de diagnóstico.

Simbologia empregada no Anexo 3

Letras Latinas

CEC	Consumo Específico de Calor	kJ/kWh
cp	Calor Específico a pressão constante	kJ/kg°C
h	Entalpia Específica	kJ/kg
$\dot{m}$	Vazão mássica	kg/s
p	Pressão	kPa
PCI	Poder Calorífico Inferior	kJ/kg
t	Temperatura	°C
W	Potência	kW

Letras Gregas

η	Rendimento

Subscritos

1, 2, ..., 25	Ponto no esquema da **Erro! Fonte de referência não encontrada.**
c	Combustível
ctg	Combustão Turbina a Gás
ecc	Elétrica Ciclo Combinado
emtv	Eletro-Mecâmico Turbina a Vapor
etg	Elétrica Turbina a Gás
etv	Elétrica Turbina a Vapor
gtg	Gerador Turbina a Gás
mtg	Mecânico Turbina a Gás

Abreviaturas

C. Recuperação	Caldeira de Recuperação
g1, g2, .., g5	Identificação da equação de restrição
Rend. Comb.	Rendimento Combustão
Rend. EM.	Rendimento Eletro-Mecânico
Rend. Ger.	Rendimento Gerador

Rend. Mec.	Rendimento Mecânico

Siglas

AP	Alta Pressão
BP	Baixa Pressão
MP	Média Pressão
TG	Turbina a Gás
TV	Turbina a Vapor
TVAP	Turbina a Vapor seção de Alta Pressão
TVBP	Turbina a Vapor seção de Baixa Pressão
TVMP	Turbina a Vapor seção de Média Pressão

Sistema de equações de restrições do modelo de diagnóstico

O sistema de equações de restrições do modelo de diagnóstico do ciclo térmico vem dado por:

$$g1 \rightarrow \dot{m}_c \cdot \left[\eta_{ctg} \cdot (cp_c \cdot t_c + PCI) - cp_{10} \cdot t_{10}\right] - \frac{W_{etg}}{\eta_{gtg}} + \dot{m}_1 \cdot cp_1 \cdot t_1 - \dot{m}_1 \cdot cp_{10} \cdot t_{10}$$
$$-(1-\eta_{mtg}) \cdot (\dot{m}_3 \cdot cp_3 \cdot t_3 + \dot{m}_2 \cdot cp_2 \cdot t_2 + \dot{m}_9 \cdot cp_9 \cdot t_9 - \dot{m}_{10} \cdot cp_{10} \cdot t_{10}) = 0$$

$$g2 \rightarrow W_{etv} - \eta_{gtv} \cdot [\dot{m}_{12} \cdot h_{12}(p_{12}, t_{12}) - \dot{m}_{13} \cdot h_{13}(p_{13}, t_{13}) + \dot{m}_{14} \cdot h_{14}(p_{14}, t_{14})$$
$$- \dot{m}_{15} \cdot h_{15}(p_{15}, t_{15}) + \dot{m}_{16} \cdot h_{16}(p_{16}, t_{16}) - \dot{m}_{18} \cdot cp_{18} \cdot t_{18} + \dot{m}_{19} \cdot cp_{19} \cdot t_{19}$$
$$- \dot{m}_{20} \cdot cp_{20} \cdot t_{20} + \dot{m}_{24} \cdot cp_{24} \cdot t_{24} + \dot{m}_{25} \cdot cp_{25} \cdot t_{25}] = 0$$

$$g3 \rightarrow W_{etg} - \eta_{gtg} \cdot [\eta_{mtg} \cdot (\dot{m}_3 \cdot cp_3 \cdot t_3 + \dot{m}_2 \cdot cp_2 \cdot t_2 + \dot{m}_9 \cdot cp_9 \cdot t_9 - \dot{m}_{10} \cdot cp_{10} \cdot t_{10})$$
$$(\dot{m}_7 \cdot cp_7 \cdot t_7 + \dot{m}_6 \cdot cp_6 \cdot t_6 - \dot{m}_2 \cdot cp_2 \cdot t_2 - \dot{m}_3 \cdot cp_3 \cdot t_3 - \dot{m}_4 \cdot cp_4 \cdot t_4 - \dot{m}_5 \cdot cp_5 \cdot t_5)] = 0$$

$$g4 \rightarrow W_{ecc} - \eta_{gtg} \cdot [\eta_{mtg} \cdot (\dot{m}_3 \cdot cp_3 \cdot t_3 + \dot{m}_2 \cdot cp_2 \cdot t_2 + \dot{m}_9 \cdot cp_9 \cdot t_9 - \dot{m}_{10} \cdot cp_{10} \cdot t_{10})$$
$$+ (\dot{m}_7 \cdot cp_7 \cdot t_7 + \dot{m}_6 \cdot cp_6 \cdot t_6 - \dot{m}_2 \cdot cp_2 \cdot t_2 - \dot{m}_3 \cdot cp_3 \cdot t_3 - \dot{m}_4 \cdot cp_4 \cdot t_4 - \dot{m}_5 \cdot cp_5 \cdot t_5)]$$
$$- \eta_{gtv} \cdot [\dot{m}_{12} \cdot h_{12}(p_{12}, t_{12}) - \dot{m}_{13} \cdot h_{13}(p_{13}, t_{13}) + \dot{m}_{14} \cdot h_{14}(p_{14}, t_{14}) - \dot{m}_{15} \cdot h_{15}(p_{15}, t_{15})$$
$$+ \dot{m}_{16} \cdot h_{16}(p_{16}, t_{16}) - \dot{m}_{18} \cdot cp_{18} \cdot t_{18} + \dot{m}_{19} \cdot cp_{19} \cdot t_{19} - \dot{m}_{20} \cdot cp_{20} \cdot t_{20} + \dot{m}_{24} \cdot cp_{24} \cdot t_{24}$$
$$+ \dot{m}_{25} \cdot cp_{25} \cdot t_{25}] = 0$$

$$g5 \rightarrow CEC \cdot \{\eta_{gtg} \cdot [\eta_{mtg} \cdot (\dot{m}_3 \cdot cp_3 \cdot t_3 + \dot{m}_2 \cdot cp_2 \cdot t_2 + \dot{m}_9 \cdot cp_9 \cdot t_9 - \dot{m}_{10} \cdot cp_{10} \cdot t_{10})$$
$$+ (\dot{m}_7 \cdot cp_7 \cdot t_7 + \dot{m}_6 \cdot cp_6 \cdot t_6 - \dot{m}_2 \cdot cp_2 \cdot t_2 - \dot{m}_3 \cdot cp_3 \cdot t_3 - \dot{m}_4 \cdot cp_4 \cdot t_4 - \dot{m}_5 \cdot cp_5 \cdot t_5)]$$
$$+ \eta_{gtv} \cdot [\dot{m}_{12} \cdot h_{12}(p_{12}, t_{12}) - \dot{m}_{13} \cdot h_{13}(p_{13}, t_{13}) + \dot{m}_{14} \cdot h_{14}(p_{14}, t_{14}) - \dot{m}_{15} \cdot h_{15}(p_{15}, t_{15})$$
$$+ \dot{m}_{16} \cdot h_{16}(p_{16}, t_{16}) - \dot{m}_{18} \cdot cp_{18} \cdot t_{18} + \dot{m}_{19} \cdot cp_{19} \cdot t_{19} - \dot{m}_{20} \cdot cp_{20} \cdot t_{20} + \dot{m}_{24} \cdot cp_{24} \cdot t_{24}$$
$$+ \dot{m}_{25} \cdot cp_{25} \cdot t_{25}]\} - \frac{3600 \cdot PCI}{\left[\eta_{ctg} \cdot (cp_c \cdot t_c + PCI) - cp_{10} \cdot t_{10}\right]} \cdot \{\dot{m}_1 \cdot cp_{10} \cdot t_{10} + \frac{W_{etg}}{\eta_{gtg}}$$
$$- \dot{m}_1 \cdot cp_1 \cdot t_1 + (1-\eta_{mtg}) \cdot (\dot{m}_3 \cdot cp_3 \cdot t_3 + \dot{m}_2 \cdot cp_2 \cdot t_2 + \dot{m}_9 \cdot cp_9 \cdot t_9 - \dot{m}_{10} \cdot cp_{10} \cdot t_{10})\} = 0$$

Tabela A4-1 Dados de entrada para o diagnóstico preliminar.

Variável Número	Parâmetro	Diferença (Valor Real – Valor de Referência)	Unidade
1	m_c	-0,054	kg/s
2	W_{etg}	-184,890	kW
3	W_{etv}	-820,741	kW
4	Wecc	-1005,631	kW
5	CEC	-12,895	kJ/kWh
6	t_{11}	0,000	C
7	PCI	0,000	kJ/kg
8	Rend. Comb. TG (η_{ctg})	0,000	-
9	t_{10}	-4,750	C
10	Rend. Ger. TG (η_{gtg})	0,002	-
11	m_1	-0,004	kg/s
12	t_1	0,004	C
13	Rend. Mec. TG (η_{mtg})	0,000	-
14	m_3	-0,007	kg/s
15	t_3	-1,808	C
16	m_2	-0,001	kg/s
17	t_2	-1,073	C
18	m_9	-0,062	kg/s
19	t_9	-7,485	C
20	m_{10}	-0,070	kg/s
21	Rend. EM. TV (η_{emtv})	-0,002	-
22	m_{12}	-0,618	kg/s
23	p_{12}	18,321	kPa
24	t_{12}	0,000	C
25	m_{13}	-0,618	kg/s
26	p_{13}	16,193	kPa
27	t_{13}	0,409	C
28	m_{14}	-0,450	kg/s
29	p_{14}	-19,418	kPa
30	t_{14}	-0,585	C
31	m_{15}	-0,450	kg/s
32	p_{15}	-1,433	kPa
33	t_{15}	0,011	C
34	m_{16}	-0,274	kg/s
35	p_{16}	-1,479	kPa
36	t_{16}	-0,024	C
37	m_{18}	-0,274	kg/s
38	t_{18}	-0,040	C
39	m_{19}	-0,005	kg/s
40	t_{19}	-0,001	C
41	m_{20}	-0,005	kg/s
42	t_{20}	-0,034	C
43	m_{24}	0,000	kg/s
44	t_{24}	-0,039	C
45	m_{25}	0,000	kg/s
46	t_{25}	0,000	C
47	m_7	-0,004	kg/s
48	t_7	0,004	C
49	m_6	0,000	kg/s
50	t_6	-1,808	C
51	m_4	0,004	kg/s
52	t_4	-1,808	C
53	m_5	0,000	kg/s
54	t_5	-1,808	C

Tabela A4-2 Resultados do diagnóstico preliminar. Impacto do desvio das variáveis independentes no desvio das variáveis dependentes do ciclo. Valores em percentagem.

Equipamento	Variável Independente	Variação	m_c	W_{etg}	W_{etv}	W_{ecc}	CEC
			%	%	%	%	%
Ambiente	t_{11}	0,000 C	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Ambiente	PCI	0,000 kJ/kg	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Turbina a Gás	Rend. Comb. TG	0,000000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Turbina a Gás	t_{10}	-4,750 C	0,0010	32,5968	0,0000	13,5821	15,9794
Turbina a Gás	Rend. Ger. TG	0,002079	0,0033	5,1875	0,0000	2,1615	2,5424
Turbina a Gás	m_1	-0,004 kg/s	-0,0728	0,0000	0,0000	0,0000	0,0129
Turbina a Gás	t_1	0,004 C	-0,0107	0,0000	0,0000	0,0000	0,0019
Turbina a Gás	Rend. Mec. TG	0,000000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Turbina a Gás	m_3	-0,007 kg/s	0,0000	0,0002	0,0000	0,0001	0,0001
Turbina a Gás	t_3	-1,808 C	0,0000	0,0062	0,0000	0,0026	0,0030
Turbina a Gás	m_2	-0,001 kg/s	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Turbina a Gás	t_2	-1,07 C	0,0000	0,0007	0,0000	0,0003	0,0003
Turbina a Gás	m_9	-0,062 kg/s	-2,4677	-1,5349	0,0000	-0,6395	-0,3161
Turbina a Gás	t_9	-7,485 C	-80,2705	-49,9268	0,0000	-20,8030	-10,2822
Turbina a Gás	m_{10}	-0,070 kg/s	1,1596	0,7295	0,0000	0,3040	0,1526
Turbina a Vapor	Rend. EM. TV	-0,001676	0,0000	0,0000	-1,6290	-0,9503	-1,1180
C. Recuperação	m_{12}	-0,618 kg/s	0,0000	0,0000	-24,0112	-14,0064	-16,4788
C. Recuperação	p_{12}	18 kPa	0,0000	0,0000	-0,1455	-0,0849	-0,0999
C. Recuperação	t_{12}	0,000 C	0,0000	0,0000	0,0002	0,0001	0,0001
Turbina a Vapor	m_{13}	-0,618 kg/s	0,0000	0,0000	21,8993	12,7745	15,0295
Turbina a Vapor	p_{13}	16 kPa	0,0000	0,0000	0,2529	0,1475	0,1735
Turbina a Vapor	t_{13}	0,409 C	0,0000	0,0000	-0,5401	-0,3150	-0,3707
C. Recuperação	m_{14}	-0,450 kg/s	0,0000	0,0000	-17,8916	-10,4367	-12,2790
C. Recuperação	p_{14}	-19 kPa	0,0000	0,0000	0,1623	0,0947	0,1114
C. Recuperação	t_{14}	-0,585 C	0,0000	0,0000	-0,8410	-0,4906	-0,5772
Turbina a Vapor	m_{15}	-0,450 kg/s	0,0000	0,0000	15,3700	8,9658	10,5484
Turbina a Vapor	p_{15}	-1 kPa	0,0000	0,0000	-0,0343	-0,0200	-0,0235
Turbina a Vapor	t_{15}	0,011 C	0,0000	0,0000	-0,0151	-0,0088	-0,0104
C. Recuperação	m_{16}	-0,274 kg/s	0,0000	0,0000	-9,3535	-5,4562	-6,4193
C. Recuperação	p_{16}	-1 kPa	0,0000	0,0000	0,0410	0,0239	0,0281
C. Recuperação	t_{16}	-0,024 C	0,0000	0,0000	-0,0367	-0,0214	-0,0252
Condensador	m_{18}	-0,274 kg/s	0,0000	0,0000	0,4668	0,2723	0,3203
Condensador	t_{18}	-0,040 C	0,0000	0,0000	0,1211	0,0706	0,0831
Ambiente	m_{19}	-0,005 kg/s	0,0000	0,0000	-0,0056	-0,0033	-0,0038
Ambiente	t_{19}	-0,001 C	0,0000	0,0000	-0,1554	-0,0907	-0,1067
Condensador	m_{20}	-0,005 kg/s	0,0000	0,0000	0,0075	0,0043	0,0051
Condensador	t_{20}	-0,034 C	0,0000	0,0000	7,0162	4,0928	4,8152
Ciclo	m_{24}	0,000 kg/s	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Ciclo	t_{24}	-0,039 C	0,0000	0,0000	-0,0038	-0,0022	-0,0026
Ambiente	m_{25}	0,000 kg/s	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Ambiente	t_{25}	0,000 C	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Ambiente	m_7	-0,004 kg/s	-0,0007	-0,0005	0,0000	-0,0002	-0,0001
Ambiente	t_7	0,004 C	0,0106	0,0066	0,0000	0,0028	0,0014
Turbina a Gás	m_6	0,000 kg/s	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Turbina a Gás	t_6	-1,808 C	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Turbina a Gás	m_4	0,004 kg/s	-0,0360	-0,0225	0,0000	-0,0094	-0,0047
Turbina a Gás	t_4	-1,808 C	15,9671	9,9878	0,0000	4,1616	2,0730
Turbina a Gás	m_5	0,000 kg/s	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Turbina a Gás	t_5	-1,808 C	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000

UNIVERSIDADE FEDERAL DE IT
Biblioteca

Tabela A4-3 Resultados do diagnóstico preliminar. Impacto do desvio das variáveis independentes no desvio das variáveis dependentes do ciclo. Valores em unidades técnicas.

Equipamento	Variável Independente	Variação	m_c	W_{etg}	W_{etv}	W_{ecc}	CEC
			kg/s	kW	kW	kW	kJ/kWh
Ambiente	t_{11}	0,000 C	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Ambiente	PCI	0,000 kJ/kg	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Turbina a Gás	Rend. Comb. TG	0,000000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Turbina a Gás	t_{10}	-4,750 C	0,0000	2031,1	0,0000	2031,1	-55,616
Turbina a Gás	Rend. Ger. TG	0,002079	0,0000	323,24	0,0000	323,24	-8,8489
Turbina a Gás	m_1	-0,004 kg/s	-0,0001	0,0000	0,0000	0,0000	-0,0448
Turbina a Gás	t_1	0,004 C	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	-0,0066
Turbina a Gás	Rend. Mec. TG	0,000000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Turbina a Gás	m_3	-0,007 kg/s	0,0000	0,0149	0,0000	0,0149	-0,0004
Turbina a Gás	t_3	-1,808 C	0,0000	0,3855	0,0000	0,3855	-0,0106
Turbina a Gás	m_2	-0,001 kg/s	0,0000	0,0018	0,0000	0,0018	0,0000
Turbina a Gás	t_2	-1,07 C	0,0000	0,0414	0,0000	0,0414	-0,0011
Turbina a Gás	m_9	-0,062 kg/s	-0,0020	-95,639	0,0000	-95,639	1,1002
Turbina a Gás	t_9	-7,485 C	-0,0661	-3111,0	0,0000	-3111,0	35,787
Turbina a Gás	m_{10}	-0,070 kg/s	0,0010	45,457	0,0000	45,457	-0,5311
Turbina a Vapor	Rend. EM. TV	-0,001676	0,0000	0,0000	-142,11	-142,11	3,8912
C. Recuperação	m_{12}	-0,618 kg/s	0,0000	0,0000	-2094,6	-2094,6	57,355
C. Recuperação	p_{12}	18 kPa	0,0000	0,0000	-12,694	-12,694	0,3476
C. Recuperação	t_{12}	0,000 C	0,0000	0,0000	0,0153	0,0153	-0,0004
Turbina a Vapor	m_{13}	-0,618 kg/s	0,0000	0,0000	1910,4	1910,4	-52,310
Turbina a Vapor	p_{13}	16 kPa	0,0000	0,0000	22,059	22,059	-0,6040
Turbina a Vapor	t_{13}	0,409 C	0,0000	0,0000	-47,113	-47,113	1,2901
C. Recuperação	m_{14}	-0,450 kg/s	0,0000	0,0000	-1560,8	-1560,8	42,737
C. Recuperação	p_{14}	-19 kPa	0,0000	0,0000	14,157	14,157	-0,3877
C. Recuperação	t_{14}	-0,585 C	0,0000	0,0000	-73,366	-73,366	2,0089
Turbina a Vapor	m_{15}	-0,450 kg/s	0,0000	0,0000	1340,8	1340,8	-36,714
Turbina a Vapor	p_{15}	-1 kPa	0,0000	0,0000	-2,9908	-2,9908	0,0819
Turbina a Vapor	t_{15}	0,011 C	0,0000	0,0000	-1,3214	-1,3214	0,0362
C. Recuperação	m_{16}	-0,274 kg/s	0,0000	0,0000	-815,94	-815,94	22,342
C. Recuperação	p_{16}	-1 kPa	0,0000	0,0000	3,5745	3,5745	-0,0979
C. Recuperação	t_{16}	-0,024 C	0,0000	0,0000	-3,1997	-3,1997	0,0876
Condensador	m_{18}	-0,274 kg/s	0,0000	0,0000	40,719	40,719	-1,1150
Condensador	t_{18}	-0,040 C	0,0000	0,0000	10,560	10,560	-0,2892
Ambiente	m_{19}	-0,005 kg/s	0,0000	0,0000	-0,4885	-0,4885	0,0134
Ambiente	t_{19}	-0,001 C	0,0000	0,0000	-13,558	-13,558	0,3713
Condensador	m_{20}	-0,005 kg/s	0,0000	0,0000	0,6499	0,6499	-0,0178
Condensador	t_{20}	-0,034 C	0,0000	0,0000	612,05	612,05	-16,759
Ciclo	m_{24}	0,000 kg/s	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Ciclo	t_{24}	-0,039 C	0,0000	0,0000	-0,3354	-0,3354	0,0092
Ambiente	m_{25}	0,000 kg/s	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Ambiente	t_{25}	0,000 C	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Ambiente	m_7	-0,004 kg/s	0,0000	-0,0284	0,0000	-0,0284	0,0003
Ambiente	t_7	0,004 C	0,0000	0,4129	0,0000	0,4129	-0,0048
Turbina a Gás	m_6	0,000 kg/s	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Turbina a Gás	t_6	-1,808 C	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Turbina a Gás	m_4	0,004 kg/s	0,0000	-1,4018	0,0000	-1,4018	0,0163
Turbina a Gás	t_4	-1,808 C	0,0132	622,35	0,0000	622,35	-7,2151
Turbina a Gás	m_5	0,000 kg/s	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Turbina a Gás	t_5	-1,808 C	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000

Anexo 5

Modelo de diagnóstico, Dados de Entrada, e Resultados do exemplo numérico de aplicação pára central termelétrica de ciclo a vapor objeto de estudo de caso

Na Figura A5- 1 ilustra-se o esquema térmico da central termelétrica de ciclo a vapor, resumido a partir do esquema térmico do modelo de simulação, o qual sintetiza os componentes e fluxos principais para a elaboração do modelo que visa à realização do diagnóstico preliminar, utilizando o método das Restrições Vetoriais Formuladas em Series de Taylor de Ordem Um. A indicação dos pontos na figura serve para seguir a simbologia utilizada, tanto no sistema de equações de restrições, como nos dados de entrada do exemplo de cálculo (Tabela A5-1) e dos resultados obtidos neste: Tabela A5-2, mostrando os valores em %, e Tabela A5-3, mostrando os valores em unidades técnicas.

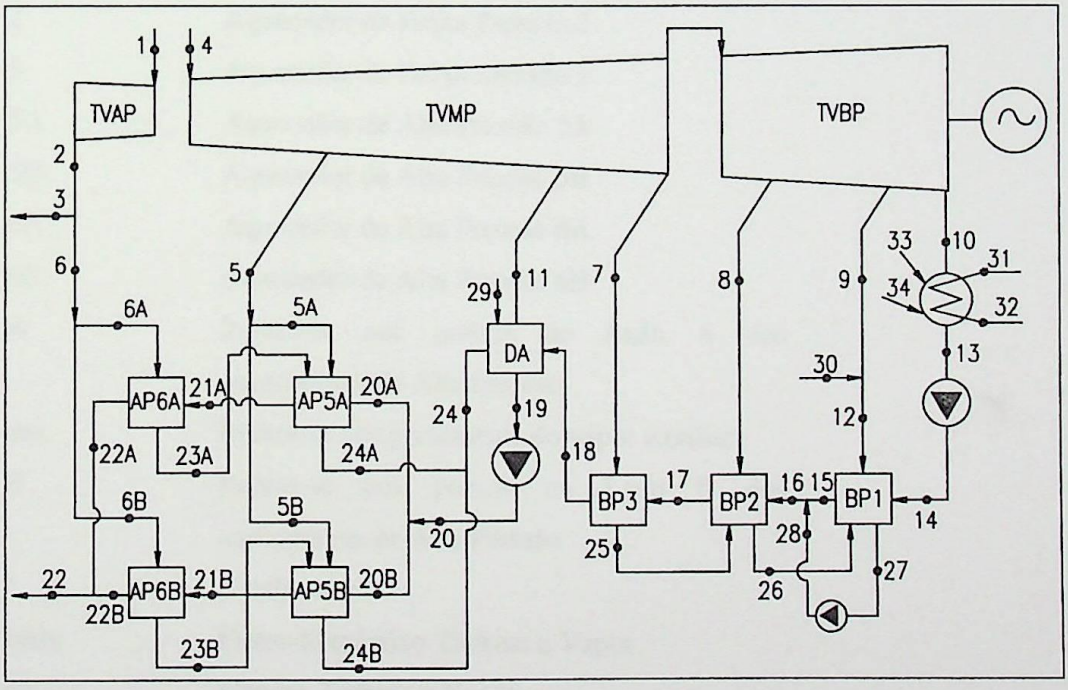


Figura A5- 1 Esquema térmico para a elaboração do modelo de diagnóstico.

Simbologia empregada no Anexo 4

Letras Latinas

CEC	Consumo Específico de Calor	kJ/kWh
cp	Calor Específico a pressão constante	kJ/kg°C
DTT	Diferença Terminal de Temperaturas	°C
h	Entalpia Específica	kJ/kg
$\dot{m}$	Vazão mássica	kg/s
p	Pressão	kPa
PCI	Poder Calorífico Inferior	kJ/kg
t	Temperatura	°C
W	Potência	kW

Letras Gregas

η	Rendimento

Subscritos

1	Aquecedor de Baixa Pressão 1
1, 2, ..., 34	Ponto no esquema da Figura A5- 1
2	Aquecedor de Baixa Pressão 2
3	Aquecedor de Baixa Pressão 3
5A	Aquecedor de Alta Pressão 5A
5B	Aquecedor de Alta Pressão 5B
6A	Aquecedor de Alta Pressão 6A
6B	Aquecedor de Alta Pressão 6B
A	Refere-se aos pontos no Lado A dos aquecedores de Alta Pressão
aux	Refere-se aos parâmetros do vapor auxiliar
B	Refere-se aos pontos no Lado B dos aquecedores de Alta Pressão
c	Combustível
emtv	Eletro-Mecâmico Turbina a Vapor
etv	Elétrica Turbina a Vapor

gv	Gerador de Vapor (caldeira)
m	Valor Médio
s	Nas condições de saturação

Abreviaturas

g1, g2, .., g13	Identificação da equação de restrição
Rend. Cald.	Rendimento Caldeira
Rend. EM.	Rendimento Eletro-Mecânico

Siglas

AP5A	Aquecedor de Alta Pressão 5 Lado A
AP5B	Aquecedor de Alta Pressão 5 Lado B
AP6A	Aquecedor de Alta Pressão 6 Lado A
AP6B	Aquecedor de Alta Pressão 6 Lado B
BP1	Aquecedor de Baixa Pressão 1
BP2	Aquecedor de Baixa Pressão 2
BP3	Aquecedor de Baixa Pressão 3
DA	Desaerador

Sistema de equações de restrições do modelo de diagnóstico

O sistema de equações de restrições do modelo de diagnóstico do ciclo térmico vem dado por:

$$g1 \rightarrow \dot{m}_c \cdot \eta_{gv} \cdot PCI - \dot{m}_1 \cdot h_1(p_1,t_1) - \dot{m}_4 \cdot h_4(p_4,t_4) - \dot{m}_{aux} \cdot h_{aux}(p_{aux},t_{aux}) + \dot{m}_4 \cdot h_3(p_3,t_3) + \dot{m}_{22} \cdot cp_{22} \cdot t_{22} = 0$$

$$g2 \rightarrow W_{etv} - \eta_{emtv} \cdot [\dot{m}_1 \cdot h_1(p_1,t_1) + \dot{m}_4 \cdot h_4(p_4,t_4') - \dot{m}_2 \cdot h_2(p_2,t_2) - \dot{m}_5 \cdot h_5(p_5,t_5) - \dot{m}_{11} \cdot h_{11}(p_{11},t_{11} - \dot{m}_7 \cdot h_7(p_7,t_7) - \dot{m}_8 \cdot h_8(p_8,t_8) - \dot{m}_9 \cdot h_9 - \dot{m}_{10} \cdot h_{10})] = 0$$

$$g3 \rightarrow CEC \cdot \eta_{emtv} \cdot [\dot{m}_1 \cdot h_1(p_1,t_1) + \dot{m}_4 \cdot h_4(p_4,t_4) - \dot{m}_2 \cdot h_2(p_2,t_2) - \dot{m}_5 \cdot h_5(p_5,t_5) - \dot{m}_{11} \cdot h_{11}(p_{11},t_{11} - \dot{m}_7 \cdot h_7(p_7,t_7) - \dot{m}_8 \cdot h_8(p_8,t_8) - \dot{m}_9 \cdot h_9 - \dot{m}_{10} \cdot h_{10})] - \frac{3600}{\eta_{gv}} \cdot [\dot{m}_1 \cdot h_1(p_1,t_1) + \dot{m}_4 \cdot h_4(p_4,t_4) + \dot{m}_{aux} \cdot h_{aux}(p_{aux},t_{aux}) - \dot{m}_4 \cdot h_3(p_3,t_3) - \dot{m}_{22} \cdot cp_{22} \cdot t_{22}] = 0$$

O sistema de equações de restrições é complementado pelas equações necessárias para o cálculo dos fluxos mássicos das extrações da turbina, que são:

$$g4 \rightarrow \dot{m}_2 - \dot{m}_4 - \frac{\frac{\dot{m}_{22}}{2} \cdot cp_{m(21A-22A)} \cdot [t_s(p_6) + DTT_{6A} - t_{21A}]}{[h_6(p_6,t_6) - cp_{23A} \cdot t_{23A}]} - \frac{\frac{\dot{m}_{22}}{2} \cdot cp_{m(21B-22B)} \cdot [t_s(p_6) + DTT_{6B} - t_{21B}]}{[h_6(p_6,t_6) - cp_{23B} \cdot t_{23B}]} = 0$$

$$g5 \rightarrow \dot{m}_5 - \frac{\frac{\dot{m}_{22}}{2} \cdot cp_{m(20A-21A)} \cdot [t_s(p_5) + DTT_{5A} - t_{20A}] - (\dot{m}_2 - \dot{m}_4) \cdot cp_{m(23A-24A)} \cdot (t_{23A} - t_{24A})}{[h_5(p_5,t_5) - cp_{23A} \cdot t_{23A}]} - \frac{\frac{\dot{m}_{22}}{2} \cdot cp_{m(20B-21B)} \cdot [t_s(p_5) + DTT_{5B} - t_{20B}] - (\dot{m}_2 - \dot{m}_4) \cdot cp_{m(23B-24B)} \cdot (t_{23B} - t_{24B})}{[h_5(p_5,t_5) - cp_{23B} \cdot t_{23B}]} = 0$$

$$g6 \rightarrow \dot{m}_{18} \cdot \left\{1 - \left[\frac{cp_{18} \cdot t_{18}}{h_{11}(p_{11},t_{11})}\right]\right\} - \dot{m}_{22} - \dot{m}_4 + \dot{m}_2 + \dot{m}_5 + \dot{m}_{29} + \left[\frac{\dot{m}_{22} \cdot cp_{19} \cdot t_{19} - \dot{m}_{29} \cdot h_{29}(p_{29},t_{29}) - (\dot{m}_5 + \dot{m}_2 - \dot{m}_4) \cdot cp_{24} \cdot t_{24}}{h_{11}(p_{11},t_{11})}\right] = 0$$

$$g7 \rightarrow \dot{m}_{11} \cdot \left\{1 - \left[\frac{h_{11}(p_{11}, t_{11})}{cp_{18} \cdot t_{18}}\right]\right\} - \dot{m}_{22} - \dot{m}_4 + \dot{m}_2 + \dot{m}_5 + \dot{m}_{29}$$
$$+ \left[\frac{\dot{m}_{22} \cdot cp_{19} \cdot t_{19} - \dot{m}_{29} \cdot h_{29}(p_{29}, t_{29}) - (\dot{m}_5 + \dot{m}_2 - \dot{m}_4) \cdot cp_{24} \cdot t_{24}}{cp_{18} \cdot t_{18}}\right] = 0$$

$$g8 \rightarrow \dot{m}_7 \cdot [h_7(p_7, t_7) - cp_{25} \cdot t_{25}] - \dot{m}_{18} \cdot cp_{m(17-18)} \cdot [t_s(p_7) + DTT_3 - t_{17}] = 0$$

$$g9 \rightarrow \dot{m}_8 \cdot [h_8(p_8, t_8) - cp_{26} \cdot t_{26}] - \dot{m}_{18} \cdot cp_{m(17-18)} \cdot [t_s(p_{8_v}) + DTT_2 - t_{16}]$$
$$+ \dot{m}_{18} \cdot cp_{m(25-26)} \cdot (t_{25} - t_{26}) = 0$$

$$g10 \rightarrow (\dot{m}_9 + \dot{m}_{30}) \cdot [h_{12}(p_{12}, t_{12}) - cp_{27} \cdot t_{27} - cp_{m(15-14)} \cdot (t_s(p_{12}) + DTT_1 - t_{14})]$$
$$- (\dot{m}_8 + \dot{m}_7) \cdot cp_{m(26-27)} \cdot (t_{26} - t_{27}) - (\dot{m}_8 + \dot{m}_7 - \dot{m}_{18}) \cdot cp_{m(15-14)} \cdot (t_s(p_{12}) + DTT_1 - t_{14}) = 0$$

$$g11 \rightarrow \dot{m}_1 + \dot{m}_4 - \dot{m}_2 - \dot{m}_5 - \dot{m}_{11} - \dot{m}_7 - \dot{m}_8 - \dot{m}_9 - \dot{m}_{10} = 0$$

$$g12 \rightarrow \dot{m}_9 \cdot h_9 + \dot{m}_{30} \cdot h_{30}(p_{30}, t_{30}) - h_{12}(p_{12}, t_{12})$$
$$\cdot \left[\frac{(\dot{m}_8 + \dot{m}_7) \cdot cp_{m(26-27)}(t_{26} - t_{27}) + (\dot{m}_8 + \dot{m}_7 + \dot{m}_{18}) \cdot cp_{m(14-15)}(t_{14} - t_{15})}{[h_{12}(p_{12}, t_{12}) - cp_{27} \cdot t_{27}] - cp_{m(14-15)}(t_{14} - t_{15})}\right] = 0$$

$$g13 \rightarrow \dot{m}_{10} \cdot h_{10} - \dot{m}_{13} \cdot cp_{13} \cdot t_{13} + \dot{m}_{31} \cdot cp_{31} \cdot t_{31} - \dot{m}_{32} \cdot cp_{32} \cdot t_{32} + \dot{m}_{33} \cdot cp_{33} \cdot t_{33} + \dot{m}_{34} \cdot cp_{34} \cdot t_{34} = 0$$

Tabela A5-1 Dados de entrada para o diagnóstico preliminar.

Variável Número	Parâmetro	Diferença (Valor Real – Valor de Referência)	Unidade
1	m_c	1,339	kg/s
2	W_{etv}	683,227	kW
3	CEC	1233,342	kJ/kWh
4	m_2	0,487	kg/s
5	m_5	0,065	kg/s
6	m_{18}	0,433	kg/s
7	m_{11}	-0,295	kg/s
8	m_7	0,034	kg/s
9	m_8	0,028	kg/s
10	m_9	0,014	kg/s
11	m_{10}	0,385	kg/s
12	h_9	17,516	kJ/kg
13	h_{10}	0,234	kJ/kg
14	m_1	0,494	kg/s
15	p_1	300,002	kPa
16	t_1	-1,731	C
17	p_2	0,500	kPa
18	t_2	-2,901	C
19	p_3	221,592	kPa
20	t_3	-1,090	C
21	m_4	0,234	kg/s
22	p_4	9,272	kPa
23	t_4	-0,053	C
24	m_{aux}	0,000	kg/s
25	p_{aux}	0,000	kPa
26	t_{aux}	0,000	C
27	p_5	2,158	kPa
28	t_5	-0,157	C
29	p_{11}	7,580	kPa
30	t_{11}	0,540	C
31	p_7	3,987	kPa
32	t_7	0,533	C
33	p_8	1,511	kPa
34	t_8	3,171	C
35	p_6	223,601	kPa
36	t_6	-1,083	C
37	m_{22}	0,430	kg/s
38	t_{22}	-0,662	C
39	t_{21A}	-1,238	C
40	t_{21B}	-1,238	C
41	t_{23A}	1,407	C
42	t_{23B}	1,407	C
43	t_{20A}	-2,029	C
44	t_{20B}	-2,029	C
45	t_{24A}	-1,045	C
46	t_{24B}	-1,045	C
47	t_{24}	-1,045	C
48	m_{29}	0,095	kg/s
49	p_{29}	434,277	kPa
50	t_{29}	2,620	C
51	t_{19}	-1,999	C
52	t_{18}	0,251	C
53	t_{17}	0,140	C
54	t_{25}	0,219	C
55	t_{26}	0,240	C

Tabela A5-1 Dados de entrada para o diagnóstico preliminar. (Continuação)

Variável Número	Parâmetro	Diferença (Valor Real – Valor de Referência)	Unidade
56	t_{27}	0,163	C
57	t_{16}	0,065	C
58	t_{15}	0,044	C
59	t_{14}	0,064	C
60	t_{13}	0,064	C
61	m_{13}	0,358	kg/s
62	t_{33}	0,000	C
63	m_{33}	0,000	kg/s
64	t_{34}	0,064	C
65	m_{34}	-0,026	kg/s
66	t_{31}	0,000	C
67	m_{31}	-0,052	kg/s
68	t_{32}	0,075	C
69	m_{32}	-0,052	kg/s
70	p_{12}	0,306	kPa
71	t_{12}	3,698	C
72	Rend. Cald. (η_{gv})	-0,103	-
73	PCI	0,000	kJ/kg
74	Rend. EM. TV. (η_{emtv})	-0,019	-
75	DTT_{6A}	4,025	C
76	DTT_{6B}	4,025	C
77	DTT_{5A}	1,291	C
78	DTT_{5B}	1,291	C
79	DTT_3	0,020	C
80	DTT_2	0,085	C
81	DTT_1	-0,004	C
82	p_{30}	0,000	kPa
83	t_{30}	-5,464	C
84	m_{30}	0,000	kg/s

Tabela A5-2 Resultados do diagnóstico preliminar. Impacto do desvio das variáveis independentes no desvio das variáveis dependentes do ciclo. Valores em percentagem.

Equipamento	Variável Independente	Variação	m_c	W_{etv}	CEC
			%	%	%
Caldeira	m_1	0,494 kg/s	7,3211	16,196	4,8880
Caldeira	p_1	300 kPa	-1,0578	-2,3399	-0,7063
Caldeira	t_1	-1,731 C	-1,1509	-2,5460	-0,7685
Turbina a vapor	p_2	1 kPa	0,0000	0,0077	0,0043
Turbina a vapor	t_2	-2,901 C	0,0000	3,8940	2,1731
Turbina a vapor	p_3	222 kPa	1,3748	0,0000	-0,7795
Turbina a vapor	t_3	-1,090 C	0,5868	0,0000	-0,3327
Caldeira	m_4	0,234 kg/s	0,3956	0,8779	0,2657
Caldeira	p_4	9 kPa	-0,0268	-0,0592	-0,0179
Caldeira	t_4	-0,053 C	-0,0266	-0,0588	-0,0177
Caldeira	m_{aux}	0,000 kg/s	0,0000	0,0000	0,0000
Caldeira	p_{aux}	0 kPa	0,0000	0,0000	0,0000
Caldeira	t_{aux}	0,000 C	0,0000	0,0000	0,0000
Turbina a vapor	p_5	2 kPa	0,0000	0,0594	0,0331
Turbina a vapor	t_5	-0,157 C	0,0000	0,0068	0,0038
Turbina a vapor	p_{11}	8 kPa	0,0000	-0,3209	-0,1790
Turbina a vapor	t_{11}	0,540 C	0,0000	0,0152	0,0086
Turbina a vapor	p_7	4 kPa	0,0000	-0,0008	-0,0004
Turbina a vapor	t_7	0,533 C	0,0000	0,0053	0,0030
Turbina a vapor	p_8	2 kPa	0,0000	-0,0007	-0,0004
Turbina a vapor	t_8	3,171 C	0,0000	0,0390	0,0218
Turbina a vapor	p_6	224 kPa	0,0000	-0,1830	-0,1021
Turbina a vapor	t_6	-1,083 C	0,0000	-0,0761	-0,0425
Aquecedor AP6A/B	m_{22}	0,430 kg/s	-2,0207	21,142	12,942
Aquecedor AP6A/B	t_{22}	-0,662 C	3,1053	0,0000	-0,4042
Aquecedor AP5A	t_{21A}	-1,238 C	0,0000	-1,1914	-0,6647
Aquecedor AP5B	t_{21B}	-1,238 C	0,0000	-1,1915	-0,6648
Aquecedor AP6A	t_{23A}	1,407 C	0,0000	0,3580	0,1997
Aquecedor AP6B	t_{23B}	1,407 C	0,0000	0,3576	0,1995
Desaerador	t_{20A}	-2,029 C	0,0000	-2,1914	-1,2227
Desaerador	t_{20B}	-2,029 C	0,0000	-2,2013	-1,2282
Aquecedor AP5A	t_{24A}	-1,045 C	0,0000	-0,1403	-0,0783
Aquecedor AP5B	t_{24B}	-1,045 C	0,0000	-0,1403	-0,0783
Aquecedor AP5A/B	t_{24}	-1,045 C	0,0000	-0,3345	-0,1867
Turbina a vapor	m_{29}	0,095 kg/s	0,0000	2,9223	1,6306
Turbina a vapor	p_{29}	434 kPa	0,0000	-0,1492	-0,0833
Turbina a vapor	t_{29}	2,620 C	0,0000	0,0863	0,0481
Desaerador	t_{19}	-1,999 C	0,0000	4,0990	2,2872
Aquecedor BP3	t_{18}	0,251 C	0,0000	2,8283	1,5781
Aquecedor BP2	t_{17}	0,140 C	0,0000	0,3169	0,1768
Aquecedor BP3	t_{25}	0,219 C	0,0000	0,0014	0,0008
Aquecedor BP2	t_{26}	0,240 C	0,0000	-0,0074	-0,0041
Aquecedor BP1	t_{27}	0,163 C	0,0000	-0,0641	-0,0358
Aquecedor BP1	t_{16}	0,065 C	0,0000	0,0131	0,0073
Aquecedor BP1	t_{15}	0,044 C	0,0000	-0,1063	-0,0593
Condensador	t_{14}	0,064 C	0,0000	0,1553	0,0867
Condensador	t_{13}	0,064 C	0,0000	-0,1006	-0,0561
Condensador	m_{13}	0,358 kg/s	0,0000	-0,5455	-0,3044
Ambiente	t_{33}	0,000 C	0,0000	0,0000	0,0000
Ambiente	m_{33}	0,000kg/s	0,0000	0,0000	0,0000

Tabela A5-2 Resultados do diagnóstico preliminar. Impacto do desvio das variáveis independentes no desvio das variáveis dependentes do ciclo. Valores em percentagem. (Continuação)

Equipamento	Variável Independente	Variação	m_c	W_{etv}	CEC
			%	%	%
Ciclo	t_{34}	0,064 C	0,0000	0,0004	0,0002
Ciclo	m_{34}	-0,026 kg/s	0,0000	-0,0395	-0,0220
Ambiente	t_{31}	0,000 C	0,0000	0,0000	0,0000
Ambiente	m_{31}	-0,052 kg/s	0,0000	-0,0541	-0,0302
Condensador	t_{32}	0,075 C	0,0000	-7,3295	-4,0900
Condensador	m_{32}	-0,052 kg/s	0,0000	0,0718	0,0401
Turbina a vapor	p_{12}	0 kPa	0,0000	0,0000	0,0000
Turbina a vapor	t_{12}	3,698 C	0,0000	0,0145	0,0081
Caldeira	Rend. Cald.	-0,103447	82,934	0,0000	-47,190
Ambiente	PCI	0,000 kJ/kg	0,0000	0,0000	0,0000
Turbina a vapor	Rend. EM. TV.	-0,019392	0,0000	-14,292	-7,9796
Aquecedor AP6A	DTT_{6A}	4,025 C	0,0000	-3,8728	-2,1607
Aquecedor AP6B	DTT_{6B}	4,025 C	0,0000	-3,8728	-2,1607
Aquecedor AP5A	DTT_{5A}	1,291 C	0,0000	-1,3941	-0,7779
Aquecedor AP5B	DTT_{5B}	1,291 C	0,0000	-1,4004	-0,7814
Aquecedor BP3	DTT_3	0,020 C	0,0000	-0,0451	-0,0251
Aquecedor BP2	DTT_2	0,085 C	0,0000	-0,1951	-0,1089
Aquecedor BP1	DTT_1	-0,004 C	0,0000	0,0000	0,0000
Turbina a vapor	p_{30}	0 kPa	0,0000	0,0000	0,0000
Turbina a vapor	t_{30}	-5,464 C	0,0000	-0,0865	-0,0483
Turbina a vapor	m_{30}	0,000 kg/s	0,0000	-0,0001	-0,0001

Tabela A5-3 Resultados do diagnóstico preliminar. Impacto do desvio das variáveis independentes no desvio das variáveis independentes do ciclo. Valores em unidades técnicas.

Equipamento	Variável Independente	Variação	m_c	W_{etv}	CEC
			kg/s	kW	kJ/kWh
Caldeira	m_1	0,494 kg/s	0,1101	1583,2	-128,49
Caldeira	p_1	300 kPa	-0,0159	-228,73	18,567
Caldeira	t_1	-1,731 C	-0,0173	-248,87	20,201
Turbina a vapor	p_2	1 kPa	0,0000	0,7537	-0,1132
Turbina a vapor	t_2	-2,901 C	0,0000	380,63	-57,125
Turbina a vapor	p_3	222 kPa	0,0207	0,0000	20,492
Turbina a vapor	t_3	-1,090 C	0,0088	0,0000	8,7457
Caldeira	m_4	0,234 kg/s	0,0060	85,810	-6,9842
Caldeira	p_4	9 kPa	-0,0004	-5,7886	0,4697
Caldeira	t_4	-0,053 C	-0,0004	-5,7459	0,4663
Caldeira	m_{aux}	0,000 kg/s	0,0000	0,0000	0,0000
Caldeira	p_{aux}	0 kPa	0,0000	0,0000	0,0000
Caldeira	t_{aux}	0,000 C	0,0000	0,0000	0,0000
Turbina a vapor	p_5	2 kPa	0,0000	5,8030	-0,8708
Turbina a vapor	t_5	-0,157 C	0,0000	0,6673	-0,1002
Turbina a vapor	p_{11}	8 kPa	0,0000	-31,363	4,7065
Turbina a vapor	t_{11}	0,540 C	0,0000	1,4904	-0,2251
Turbina a vapor	p_7	4 kPa	0,0000	-0,0758	0,0114
Turbina a vapor	t_7	0,533 C	0,0000	0,5190	-0,0778
Turbina a vapor	p_8	2 kPa	0,0000	-0,0653	0,0098
Turbina a vapor	t_8	3,171 C	0,0000	3,8142	-0,5726
Turbina a vapor	p_6	224 kPa	0,0000	-17,889	2,6841
Turbina a vapor	t_6	-1,083 C	0,0000	-7,4422	1,1166
Aquecedor AP6A/B	m_{22}	0,430 kg/s	-0,0304	2066,6	-340,21
Aquecedor AP6A/B	t_{22}	-0,662 C	0,0467	0,0000	10,624
Aquecedor AP5A	t_{21a}	-1,238 C	0,0000	-116,46	17,474
Aquecedor AP5B	t_{21b}	-1,238 C	0,0000	-116,47	17,475
Aquecedor AP6A	t_{23a}	1,407 C	0,0000	34,992	-5,2505
Aquecedor AP6B	t_{23b}	1,407 C	0,0000	34,957	-5,2452
Desaerador	t_{20a}	-2,029 C	0,0000	-214,21	32,142
Desaerador	t_{20b}	-2,029 C	0,0000	-215,17	32,287
Aquecedor AP5A	t_{24a}	-1,045 C	0,0000	-13,710	2,0573
Aquecedor AP5B	t_{24b}	-1,045 C	0,0000	-13,710	2,0573
Aquecedor AP5A/B	t_{24}	-1,045 C	0,0000	-32,701	4,9070
Turbina a vapor	m_{29}	0,095 kg/s	0,0000	285,65	-42,864
Turbina a vapor	p_{29}	434 kPa	0,0000	-14,587	2,1890
Turbina a vapor	t_{29}	2,620 C	0,0000	8,4320	-1,2653
Desaerador	t_{19}	-1,999 C	0,0000	400,67	-60,124
Aquecedor BP3	t_{18}	0,251 C	0,0000	276,46	-41,485
Aquecedor BP2	t_{17}	0,140 C	0,0000	30,978	-4,6486
Aquecedor BP3	t_{25}	0,219 C	0,0000	0,1352	-0,0203
Aquecedor BP2	t_{26}	0,240 C	0,0000	-0,7255	0,1087
Aquecedor BP1	t_{27}	0,163 C	0,0000	-6,2650	0,9403
Aquecedor BP1	t_{16}	0,065 C	0,0000	1,2849	-0,1928
Aquecedor BP1	t_{15}	0,044 C	0,0000	-10,392	1,5594
Condensador	t_{14}	0,064 C	0,0000	15,184	-2,2781
Condensador	t_{13}	0,064 C	0,0000	-9,8295	1,4751
Condensador	m_{13}	0,358 kg/s	0,0000	-53,320	8,0017
Ambiente	t_{33}	0,000 C	0,0000	0,0000	0,0000
Ambiente	m_{33}	0,000kg/s	0,0000	0,0000	0,0000

Tabela A5-3 Resultados do diagnóstico preliminar. Impacto do desvio das variáveis independentes no desvio das variáveis independentes do ciclo. Valores em unidades técnicas. (Continuação)

Equipamento	Variável Independente	Variação	m_c	W_{etv}	CEC
			kg/s	kW	kJ/kWh
Ciclo	t_{34}	0,064 C	0,0000	0,0387	-0,0058
Ciclo	m_{34}	-0,026 kg/s	0,0000	-3,8596	0,5792
Ambiente	t_{31}	0,000 C	0,0000	0,0000	0,0000
Ambiente	m_{31}	-0,052 kg/s	0,0000	-5,2835	0,7929
Condensador	t_{32}	0,075 C	0,0000	-716,45	107,52
Condensador	m_{32}	-0,052 kg/s	0,0000	7,0177	-1,0531
Turbina a vapor	p_{12}	0 kPa	0,0000	-0,0044	0,0007
Turbina a vapor	t_{12}	3,698 C	0,0000	1,4221	-0,2140
Caldeira	Rend. Cald.	-0,103447	1,2475	0,0000	1240,5
Ambiente	PCI	0,000 kJ/kg	0,0000	0,0000	0,0000
Turbina a vapor	Rend. EM. TV.	-0,019392	0,0000	-1397,0	209,76
Aquecedor AP6A	DTT_{6A}	4,025 C	0,0000	-378,56	56,800
Aquecedor AP6B	DTT_{6B}	4,025 C	0,0000	-378,56	56,799
Aquecedor AP5A	DTT_{5A}	1,291 C	0,0000	-136,27	20,448
Aquecedor AP5B	DTT_{5B}	1,291 C	0,0000	-136,89	20,540
Aquecedor BP3	DTT_3	0,020 C	0,0000	-4,4036	0,6608
Aquecedor BP2	DTT_2	0,085 C	0,0000	-19,070	2,8618
Aquecedor BP1	DTT_1	-0,004 C	0,0000	0,0000	0,0000
Turbina a vapor	p_{30}	0 kPa	0,0000	0,0000	0,0000
Turbina a vapor	t_{30}	-5,464 C	0,0000	-8,4592	1,2694
Turbina a vapor	m_{30}	0,000 kg/s	0,0000	-0,0137	0,0020

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
BIBLIOTECA MAUÁ – BIM
Este livro deve ser devolvido na última data abaixo

11/04/2012		
04/03/13		
02/04/13		
09/03/20		

UNIFEI - BIBLIOTECA MAUÁ
0030168
NÃO DANIFIQUE ESTA ETIQUETA