

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE DE SENSIBILIDADE APLICADA A UMA PLANTA
TÉRMICA DE GERAÇÃO DE POTÊNCIA

por

Cirilo Seppi Bresolin

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, Junho de 2005

ANÁLISE DE SENSIBILIDADE APLICADA A UMA PLANTA
TÉRMICA DE GERAÇÃO DE POTÊNCIA

por

Cirilo Seppi Bresolin
Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PROMEC, da Escola de Engenharia do Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Fenômenos de Transporte

Orientador: Prof. Dr. Paulo Smith Schneider

Aprovada Por:

Prof. Dra. Silvia Azucena Nebra – FEM/UNICAMP

Prof. Dr. Nilo Sérgio Medeiros Cardozo – PPGEQ/UFRGS

Prof. Dr. Horácio Antônio Vielmo – PROMEC/UFRGS

Prof. Dr Flávio José Lorini
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre 5 de julho de 2005

Agradecimentos

Aos meus pais, Gilberto e Maria Angela, ao meu irmão, Vicente, e ao meu amor Nêmora pelo apoio e incentivo.

Especial agradecimento ao Prof. Paulo S. Schneider, pela confiança, ajuda e orientação desse trabalho.

Ao GESTE - UFRGS pela infra-estrutura disponibilizada para a realização desse trabalho.

Ao CNPq pela bolsa concedida.

À CGTEE por todo o material disponibilizado.

EPÍGRAFE

O número. A invenção das leis dos números se deu com base no erro, predominantemente já nos primórdios, segundo o qual existem coisas iguais (mas realmente não há nada de igual), ou pelo menos existem coisas (mas não existe nenhuma “coisa”). A hipótese da pluralidade pressupõe sempre que existe *algo* que ocorre várias vezes: mas precisamente aí já vigora o erro, aí já simulamos seres, unidades, que não existem. - Nossas sensações de espaço e de tempo são falsas, porque, examinadas consistentemente, levam a contradições lógicas. Em todas as constatações científicas, calculamos inevitavelmente algumas grandezas falsas: mas, sendo tais grandezas no mínimo *constantes*, por exemplo, nossa sensação de tempo e de espaço, os resultados da ciência adquirem perfeito rigor e segurança nas suas relações mútuas; podemos continuar a construir encima deles – até o fim derradeiro em que a hipótese fundamental errônea, os erros constantes, entram em contradição com os resultados, por exemplo, a teoria atômica. Então ainda nos sentimos obrigados a supor uma “coisa” ou “substrato” material que é movido, enquanto todo o procedimento científico perseguiu justamente a tarefa de dissolver em movimentos tudo o que tem natureza de coisa (de matéria): Também aí nossa sensação distingue entre o que se move e o que é movido, e não saímos desse círculo, porque a crença nas coisas está ligada a nosso ser desde os tempos imemoriais. - Quando Kant diz que “o intelecto não cria suas leis a partir da natureza, mas as prescreve a ela”, isso é plenamente verdadeiro no tocante ao *conceito de natureza*, que somos obrigados a associar a ela (natureza = mundo como representação, isto é, como erro), mas que é a soma de muitos erros da razão. - A um mundo que *não* seja nossa representação, as leis dos números são inteiramente inaplicáveis: elas valem apenas no mundo dos homens.

Friedrich Nietzsche, 1878

Humano, Demasiado Humano

RESUMO

Este trabalho tem o objetivo de realizar uma análise de sensibilidade dos parâmetros operacionais e de projeto de uma usina termelétrica. A análise de sensibilidade serve para indicar qual a importância dessas grandezas no resultado do sistema. A planta modelada é a da Usina Termelétrica Presidente Médici – Fase B, localizada em Candiota, RS, onde cada módulo é capaz de produzir até 160 MW de potência. Para esta planta é apresentado o equacionamento de cada componente do sistema. Destacam-se duas modelagens para a turbina a vapor, usadas para a simulação de seu comportamento em carga parcial, o da Elipse de Stodola e o de Schegliáiev. Ambos os modelos são comparados. Também são apresentados os modos de controle de carga por válvula de estrangulamento, por válvula de bocais e por pressão deslizante. A análise de sensibilidade é feita por meio de três métodos distintos, cujos resultados são comparados. O Método Diferencial utiliza as derivadas parciais para estimar a sensibilidade. O Método de Monte Carlo realiza uma série de avaliações do sistema, com os dados de entrada gerados aleatoriamente em cada avaliação e análise estatística dos resultados para avaliar a sensibilidade das respostas. É desenvolvido neste trabalho o Método da Transformada de Fourier, que gera os dados de forma senoidal e utiliza a transformada de Fourier para medir as sensibilidades. A medida da sensibilidade é feita através de dois índices. O índice de importância é a derivada parcial de um resultado em relação a um parâmetro, adimensionalizado pelas médias das variáveis, e o índice de sensibilidade é a composição fracional da variância de um resultado. Como conclusão, observa-se que os modelos para operação em carga parcial da turbina de Schegliáiev e de Stodola produzem praticamente os mesmos resultados. Os três métodos de análise de sensibilidade conduzem aos mesmos índices de sensibilidade no caso estudado. A ordenação da importância dos parâmetros estudados é idêntica quando se usa tanto o índice de importância quanto o de sensibilidade, mesmo seus valores sejam diferentes para cada parâmetro.

ABSTRACT

This work has the goal to do a sensitivity analysis of the operational and design parameters of power station plant. The sensitivity analysis serves to point out how important of these values in the result of the system. The plant modeled is the Presidente Médici Power Station – Fase B, located in Candiota, RS, where each module is able to produce up to 160 MW of power. For this plant is showed the equation system of each device of the system. Emphasize two steam turbine models, used for the simulation of its behaviour in partial loads, the Stodola Ellipse and Schegliáiev. Both models are compared. Also is showed the methods of load control, by throttling valve, by nozzle valve and by sliding pressure. The sensitivity analysis is done by three different methods, which results are compared. The Differential Method uses the partial derivatives to estimate the sensitivity. The Monte Carlo Method do a series of evaluations in the system, with the data inputs generated randomicaly and statistical analysis of the results for evaluate the sensitivity. Developed in this work the Fourier Transform Method, that generates the input data in a senoidal way and uses the Fourier Transform to measure the sensitivity. The measure of sensitivity is done throught two index. The importance index that is the partial derivative of a result in respect a parameter dimensionless by the the means of the variables, and the sensitivity index, that is the fractional composition of the variance of a result. As conclusion, notice that the models for the turbine partial load operation of Schegliáiev and Stodola produces practicaly the same results. The three methods for sensitivity analysis conduced to the same sensitivity index in the studied case. The ranking of the studied parameters importance is identical when uses the importance index or sensitivity index, even their values being different.

Lista de Símbolos

AP	Grupo de alta pressão da turbina
ABP1, ABP2	Pré-aquecedor de baixa pressão 1 e 2
AAP1, AAP2	Pré-aquecedor de alta pressão 1 e 2
B	Pressão estática [Pa]
B.C.	Bomba de condensado
B.P.	Bomba principal
B.T.	Bomba da torre de resfriamento
BP	Grupo de baixa pressão da turbina
c	Coefficientes da Transformada de Fourier
Cp	Calor específico [kJ/(kg K)]
eta	Eficiência
EE, EB	Eficiências de bombeamento e elétrica das bombas
g(t)	Série temporal genérica
GV	Gerador de vapor, caldeira
h	Entalpia específica [kJ/kg]
I	Índice de importância
Kc	Coefficiente de perda de carga [Pa kg ² / s ²]
m	Taxa de massa [kg/s]
MP	Grupo de média pressão da turbina
n, N	Número de variáveis independentes, tamanho da amostra
P	Energia espectral, pressão [Pa]
Q	Calor trocado [W]
RH	Reaquecimento
s	Entropia específica [J/(kg K)]
S	Índice de sensibilidade
S ²	Variância da amostra
t	Tempo [s]
T	Período [s], temperatura [K]
u	Desvio, incerteza
UA	Coefficiente global de troca térmica [W/K]
V	Variância
x	Variável independente, parâmetro
Y	Variável dependente, constante de Stodola

W Potência [W]

Subscritos

B Bomba
c Condensação
C Caldeira, gerador de vapor
d Projeto, nominal, *design*
e Entrada, admissão, sucção
E Elétrica
f frio
ml Média logarítmica
o Inicial
q Quente
s Saída, exaustão, descarga
ss Saída com expansão isentrópica
t Turbina
Y Variável independente, global
Y|X Local

Letras gregas

Δ Diferença
 ε_0 Relação de pressão crítica
 η Eficiência
 v Volume específico [m^3/kg]
 ρ Massa específica [kg/m^3]
 σ Desvio padrão, razão de pressão crítica
 χ Coeficiente da distribuição chi-quadrado
 ω frequência [Hz]

Lista de Figuras

Figura 2.1 Esquema do método diferencial.....	8
Figura 2.2 Fluxograma do algoritmo de cálculo do método diferencial.....	9
Figura 2.3 Fluxograma do algoritmo do Método de Monte Carlo.....	10
Figura 2.4 Esquema do método de Monte Carlo.....	11
Figura 2.5 Esquema do Método da Transformada de Fourier.....	12
Figura 2.6 Fluxograma do algoritmo do Método da Transformada de Fourier.....	15
Figura 2.7 Eficiência isentrópica de uma turbina a vapor para várias potências e pressões, [Fonseca, 2003].....	17
Figura 2.8 Diagrama de Mollier para a expansão numa turbina regulada por válvula de estrangulamento.....	19
Figura 2.9 Esquema construtivo das válvulas.....	20
Figura 2.10 Diagrama de Mollier para a expansão numa turbina regulada por válvula de bocais.....	20
Figura 2.11 Diagrama de Mollier para a expansão numa turbina regulada por pressão deslizante.....	21
Figura 3.1 Planta simplificada da usina termelétrica modelada, [CGTEE-UFRGS-ANEEL, 2004].....	29
Figura 3.2 Esquema de análise da turbina.....	30
Figura 3.3 Eficiência isentrópica para cada grupo da turbina.....	31
Figura 3.4 Curvas dos coeficientes globais de troca térmica.....	32
Figura 3.5 Diagrama T-S mostrando as isobáricas dos pré-aquecedores de alta pressão.....	33
Figura 3.6 Perfis de temperatura ao longo dos pré-aquecedores de alta pressão em correntes paralelas e contra-correntes.....	33
Figura 3.7 Turbina usada para comparação entre os modelos de carga parcial e controle.....	35
Figura 3.8 Eficiência isentrópica em função da taxa de massa da turbina.....	36
Figura 3.9 Relação entre a pressão de admissão e taxa de vapor, relativas às condições de projeto, dos modelos de carga parcial.....	37
Figura 3.10 Pressão de admissão em função da carga para os três modos de controle pelo modelo de Schegliáiev.....	38
Figura 3.11 Temperatura de admissão em função da carga para os três modos de controle.....	39
Figura 3.12 Distribuição normal, com intervalo de confiança de 99%.....	40
Figura 3.13 Limites do intervalo de confiança para a variância de um distribuição padronizada, para vários níveis de confiança.....	41

Lista de Tabelas

Tabela 3.1 Dados nominais assumidos no modelo para a turbina.....	30
Tabela 3.2 Eficiência elétricas e de bombeamento para as bombas	34
Tabela 3.3 Coeficientes de perda de carga nos pré-aquecedores.....	34
Tabela 3.4 Valores médios, desvios padrão e frequências dos dados de entrada.....	43
Tabela 4.1 Índices de importância pelo Método Diferencial	53
Tabela 4.2 Comparação da ordenação dos índices de importância e sensibilidade pelo	54
Tabela A.1 Valores dos índices de sensibilidade pelos métodos Diferencial, da Transformada de Fourier e Monte Carlo.....	66
Tabela B.1 Valores do índice de sensibilidade pelo Método da Transformada de Fourier, para as cargas de 50% e 100%.....	68

Sumário

1 INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Motivação e Justificativa.....	1
1.2 Revisão Bibliográfica.....	2
1.3 Objetivo.....	5
1.4 A Dissertação por Capítulos.....	5
2 FUNDAMENTOS.....	6
2.1 Métodos de Análise de Sensibilidade.....	6
2.1.1 Método Diferencial.....	7
2.1.2 Método de Monte Carlo.....	9
2.1.3 Método da Transformada de Fourier.....	12
2.2 Modelos de equipamentos térmicos.....	15
2.2.1 Turbina.....	15
2.2.1.1 Métodos de Controle de Carga.....	17
a)Válvula de Estrangulamento.....	18
b)Válvula de Bocais.....	19
c)Pressão Deslizante.....	21
2.2.1.2 Operação em Carga Parcial.....	22
a)Modelo de Stodola.....	22
b)Modelo de Schegliáiev.....	23
2.2.2 Condensador e pré-aquecedores.....	24
2.2.3 Bombas e perda de carga.....	26
2.2.4 Tanque de alimentação.....	26
2.2.5 Gerador de Vapor.....	27
2.2.6 Eficiência Térmica.....	27
3 IMPLEMENTAÇÃO.....	28
3.1 Sistema Modelado.....	28
3.1.1 Turbina.....	30
3.1.2 Pré-aquecedores e condensador.....	31
3.1.3 Bombas e perda de carga.....	34
3.1.4 Gerador de vapor.....	35
3.2 Metodologia de solução.....	35
3.3 Comparação entre os modelos de carga parcial e modos de controle para turbinas.....	35
3.4 Métodos de análise de sensibilidade.....	39

3.5 Problemas e soluções na implementação.....	44
3.5.1 Métodos iterativos e o Método de Monte Carlo.....	44
3.5.2 Função de entalpia.....	44
3.5.3 Valores negativos.....	44
3.5.4 Função logarítmica.....	45
4 RESULTADOS.....	46
4.1 Carga Parcial.....	46
4.2 Análise de Sensibilidade.....	52
5 CONCLUSÃO.....	61
5.1 Sugestões para futuros trabalhos.....	62
Referências Bibliográficas.....	64
Apêndice A.....	66
Apêndice B.....	68

1 INTRODUÇÃO

1.1 Motivação e Justificativa

É crescente a demanda por recursos naturais para a geração de energia sob várias formas. Pelos dados da Agência Internacional de Energia, de toda a energia gerada no mundo 38,8% é produzida em termelétricas a carvão, 19,9% em termelétricas a gás, 16,6% em hidrelétricas, 16,5% em termelétricas nucleares, 7,2% em termoelétricas a óleo e 1,9% de outras fontes.

No Brasil, a política energética é voltada para a geração de energia através de hidrelétricas, mas é cada vez maior a produção de energia por usinas termelétricas, que utilizam carvão, biomassa e gás natural como combustível.

Dentro deste contexto, a análise da geração de energia termelétrica a vapor é de grande importância, pois leva a um melhor entendimento de seu funcionamento e conseqüentemente melhor utilização dos recursos naturais.

A modelagem computacional dos processos térmicos que ocorrem nas instalações termelétricas é uma ferramenta tecnológica de grande valor, pois evita procedimentos experimentais dispendiosos e muitas vezes inviáveis de serem praticados por restrições de naturezas física e econômica.

A observação desta situação é uma das motivações do presente trabalho, pois espera-se com ele avançar na compreensão de aspectos ligados à geração termelétrica. Assim, o objetivo deste trabalho é modelar uma usina termelétrica e realizar uma análise de sensibilidade de seus vários parâmetros. A análise de sensibilidade serve para indicar qual o impacto da variação de algumas grandezas mais importantes do sistema no seu comportamento. Na análise que se quer conduzir, os parâmetros analisados serão os de operação e projeto de uma usina termelétrica.

Com a sensibilidade do sistema às suas principais grandezas, é possível fazer observações do ponto de vista de diagnóstico operacional. Quando algo se altera no comportamento da planta, é possível indicar qual parâmetro está causando a alteração e em que grau ele deve ser corrigido para que a planta volte a sua operação normal. Outra observação que pode ser feita é do ponto de vista do modelo numérico, pois a sensibilidade do sistema indica quais parâmetros devem ter seus valores bem apurados para que os resultados sejam mais verossímeis.

A usina modelada foi a Usina Termelétrica Presidente Médici – Fase B, que é controlada pela Companhia Geradora Térmica de Energia Elétrica – CGTEE e está localizada na cidade de Candiota, RS. A utilização da planta desta usina deve-se à existência de um projeto de pesquisa e desenvolvimento entre a CGTEE e o Grupo de Estudos Térmicos e Energéticos – GESTE,

fomentado pela Agência Nacional de Energia Elétrica – ANEEL. Este projeto de pesquisa tem como objetivo desenvolver um simulador dos processos operacionais da referida usina, que poderá ser usado para treinamento dos operadores e compreensão da operação da planta. O presente trabalho foi realizado em paralelo ao projeto de pesquisa da CGTEE, que forneceu todos os dados necessários para a montagem do modelo.

Os estudos e análises foram realizados através da construção de um programa computacional, escrito em linguagem FORTRAN 90. Este programa resolve o conjunto de equações do problema, além de agregar rotinas de cálculo para os métodos de análise de sensibilidade. A usina foi modelada através de equacionamento matemático, que por sua vez expressava balanços de massa e energia aliados às características dos componentes.

1.2 Revisão Bibliográfica

A revisão bibliográfica abordou primeiramente a modelagem de sistemas térmicos e equipamentos. Destacam-se os trabalhos já realizados no GESTE sobre este assunto. Paz, 2002 realizou a simulação numérica de sistemas térmicos que usam o ciclo Rankine para a produção de energia elétrica. Para tal estudo foi elaborado um programa de simulação com a linguagem de programação MATLAB. São apresentados os modelos empregados para representar os diversos componentes que formam o circuito, como o gerador de vapor, a turbina, o condensador e a bomba. Além desses componentes, são introduzidas as equações da perda de carga nas diferentes canalizações do circuito. Outras variantes desse ciclo simples são também modeladas e simuladas, incluindo ciclos Rankine regenerativos e com irreversibilidades.

Panoso, 2003, fez um estudo de métodos de simulação para ciclos de Rankine simples, com reaquecimento e regeneração. Foram aplicados os métodos de Substituição Sucessiva e Direto. Na comparação dos resultados obtidos por ambos os métodos, a solução alcançada por Substituição Sucessiva apresentou menor tempo computacional, principalmente para configurações de ciclo mais complexas. O método direto demonstrou ser inconveniente para ciclos de configurações mais complexas devido ao elevado tempo computacional, quando todas as equações de cálculo das propriedades termodinâmicas são incluídas no sistema de equações a ser resolvido.

Neste trabalho se optou pelo Método Direto, pois esse faz uso da Matriz Jacobiana, que fornece informações adicionais sobre o sistema que está se tentando resolver e que não seriam possíveis através do Método da Substituição Sucessiva. As informações que podem ser obtidas da Matriz Jacobiana são, por exemplo, as derivadas parciais do problema e os acoplamentos do

sistema de equações.

Fonseca, 2003, desenvolveu a simulação e análise exergética da usina termelétrica a carvão AVV1, localizada em Copenhague, Dinamarca, para várias condições de demanda. Trata-se de uma usina de geração de potência e aquecimento distrital. O trabalho atendeu um desafio internacional de simulação de sistemas térmicos, proposto pela 16ª Conferência Internacional de Eficiência, Custos, Otimização, Simulação e Impacto Ambiental de Sistemas Térmicos (ECOS 2003). O autor também implementou uma rotina de cálculo de propriedades termodinâmicas da água, com a formulação IAPWS IF-97. A simulação demonstrou que a planta possui uma eficiência global de 42,02% com uma geração de 250,2 MW em 100% de carga, no modo de condensação. Nessas mesmas condições, do ponto de vista exergético, a eficiência encontrada é de 37,21%. No modo de co-geração, a usina apresenta uma eficiência exergética de 40,19% com um aproveitamento energético de 90,55%. Os resultados gerados são próximos àqueles encontrados por quatro outros pesquisadores que abordaram o problema.

Sobre o mesmo tema, consultou-se Gill, 1984, que aborda de forma sistemática as características de operação dos componentes das plantas termelétricas. Stoecker, 1989, apresentou de forma didática todos os passos necessários para realizar a simulação de sistemas térmicos como modelagem de componentes, métodos numéricos de solução, cálculo de propriedades termodinâmicas, construção de programas computacionais, otimização, etc. Apresentou ainda uma discussão sobre métodos de solução, suas vantagens e limitações. Os métodos mostrados nesse livro foram o da Substituição Sucessiva, Newton-Raphson e suas variações.

Shlyakhin, 1970 e Schegliáiev, 1978 fizeram uma abordagem sobre o projeto de turbinas a vapor, desde os aspectos teóricos até os construtivos. Ambos autores usaram o mesmo equacionamento para o comportamento das turbinas em carga parcial, sendo o segundo autor com um desenvolvimento mais detalhado.

Para a obtenção dos dados referentes à usina modelada, consultou-se o relatório técnico elaborado por Demoliner, 1999, onde constam detalhes da operação da planta. Na mesma linha, consultou-se os relatórios do projeto de pesquisa do simulador elaborados pela CGTEE, 2004, onde se obteve maiores detalhes da planta.

Cooke, 1985, apresentou a formulação da Elipse de Stodola, que prevê as pressões de extração em carga parcial para turbinas multi-estágios. Nas plantas de co-geração a variação das pressões de extração com a vazão de vapor é fortemente não-linear. Conseqüentemente, o método linear baseado no Coeficiente de Vazão Constante, que é aplicado para expansões não controladas, com a exaustão da turbina em grande vácuo, não pode ser usado para prever as pressões de extração em carga parcial. O artigo apresenta a analogia de bocais para os casos não

lineares, que é conhecida como a Lei da Elipse, originalmente desenvolvida por Stodola. É demonstrado que o método do Coeficiente de Vazão Constante é um caso especial da Lei da Elipse.

O segundo tema abordado nesta revisão foi a análise de sensibilidade. Hamby, 1995, fez uma comparação entre as várias técnicas de análise de sensibilidade para um modelo de dispersão de poluentes radioativos na atmosfera. Foram comparados 14 métodos de análise de sensibilidade. Foi mostrado o esforço computacional, a sensibilidade de cada parâmetro e a performance relativa de cada método. As medidas de sensibilidade são: derivadas parciais, variação dos parâmetros em 1 e 2 desvios padrão e em 20%, índice de sensibilidade, índice de importância, o desvio relativo da distribuição da saída, razão do desvio relativo, coeficiente de correlação parcial, coeficientes de regressão, o teste de Smirnov, o teste de Cramer von Mises, o teste de Mann-Whitney e o teste quadrático. A comparação mostrou que a maioria das técnicas apresenta resultados similares para os parâmetros mais sensíveis.

Lomas e Epperl, 1992, apresentaram as técnicas de análise de sensibilidade para a construção de programas de simulação térmica. Três métodos são apresentados: o Método Diferencial, o Método de Monte Carlo e o Método Estocástico. Estes métodos são avaliados usando três programas de simulação de elementos finitos, ESP, HTB2 e SERI-RES, aplicados a problemas simples. Em escala doméstica, prédios solares passivos foram usados como ferramentas de teste. As sensibilidades totais em média horária e diária, de 70 parâmetros de entrada, foram comparadas pelos métodos de Monte Carlo e Diferencial. Achou-se neste trabalho problemas nos resultados do Método Estocástico. O trabalho demonstra que, no presente momento, o Método Diferencial deva ser usado para se obter as sensibilidades individuais de cada parâmetro de entrada e o Método de Monte Carlo para as sensibilidades totais.

O Guia para Expressão da Incerteza de Medição(ISO-GUM), BIPM et al. 1995, apresenta o método diferencial e em suplemento adicional de 2004 também o método de Monte Carlo. O guia também define os termos relacionados à incerteza de medição.

Macdonald e Stracham, 2001, mostraram a aplicação dos Métodos de Monte Carlo e Diferencial para prever as incertezas em programas de simulação térmica. Uma revisão das possíveis fontes de incerteza e a implementação dos métodos são apresentadas.

Herrador e Gonzáles, 2004, avaliam a incerteza de medição por modelos analíticos pelo Método de Monte Carlo. As limitações do Guia para Expressão da Incerteza de Medição (ISO-GUM) para se avaliar a incerteza de uma medição é apresentada e explicada. As vantagens do uso do Método de Monte Carlo são delimitadas e discutidas, e o princípio da propagação das distribuições é explicado. Dois casos são estudados. Um primeiro, de característica linear, envolve a calibração de um padrão, para o qual ambos os métodos apresentaram resultados

similares. O segundo caso envolve a calibração de um padrão de massa, por um modelo fortemente não linear. Neste caso o Método de Monte Carlo conduziu a melhores resultados.

Badar et al., 1993, apresentaram uma análise de incerteza no projeto de trocadores de calor utilizando o Método de Monte Carlo. São considerados na análise os parâmetros de projeto como: o diâmetro externo, a espessura da parede, condutividade dos materiais e os coeficientes de troca térmica convectiva interno e externo. Utilizando a distribuição de probabilidade resultante da simulação do coeficiente global de troca térmica, U , calcularam a área adicional do trocador para níveis de confiança de 80% e 99%.

Clark et al., 2001, desenvolveram um trabalho similar ao anterior, só que os parâmetros analisados foram as propriedades físicas do fluido de trabalho. A análise se concentrou principalmente nos erros decorrentes da estimativa dessas propriedades em alta temperatura, devido a falta de dados experimentais nesta situação. O projeto e a simulação do trocador de calor dependem fortemente desses parâmetros. Os resultados mostram que o projeto e a performance podem ser muito sensíveis aos erros das propriedades físicas.

1.3 Objetivo

O objetivo desse trabalho é realizar uma análise de sensibilidade em um modelo numérico de uma planta termelétrica. A usina termelétrica Presidente Médici – Fase B, é modelada em um programa computacional desenvolvido para esse fim. Deseja-se através dele apontar quais parâmetros operacionais e de projeto têm maior impacto nos resultados do modelo. Também se procura comparar os Métodos Diferencial, de Monte Carlo e o da Transformada de Fourier. Esse último método é proposto neste trabalho e procura-se validá-lo contra os outros métodos.

1.4 A Dissertação por Capítulos

O capítulo 2 apresenta a fundamentação utilizada. Primeiramente, mostram-se os três métodos de análise de sensibilidade, seguido pelo equacionamento de cada equipamento da planta modelada. O trabalho segue com o capítulo 3, onde é apresentada a caracterização e implementação do modelo e dos métodos de análise. No capítulo 4 são apresentados os resultados em carga parcial e da análise de sensibilidade. O trabalho apresenta suas conclusões no capítulo 5.

2 FUNDAMENTOS

Este capítulo apresenta toda a parte conceitual utilizada neste trabalho, sendo dividido em duas partes. A primeira apresenta os métodos de análise de sensibilidade, que são o Método Diferencial, o Método de Monte Carlo e o Método da Transformada de Fourier. Na segunda parte é apresentada a caracterização de cada um dos equipamentos que compõem a planta modelada. Destaca-se na caracterização dos equipamentos, a turbina, onde também são apresentados os modos de controle de carga e os modelos de Stodola e Schegliáiev para operação em carga parcial.

2.1 Métodos de Análise de Sensibilidade

As técnicas utilizadas para a análise de sensibilidade são as mesmas utilizadas para a análise de incerteza. A diferença entre as duas análises está na interpretação dos resultados. Na análise de incerteza, o que se procura é a incerteza dos dados de saída devida às incertezas dos dados de entrada, e assim se obter a confiabilidade do sistema. Na análise de sensibilidade o que se procura é determinar como a variação dos dados de entrada alteram os dados de saída, e então se observar quais dados de entrada controlam o sistema. Tanto a incerteza associada à medição quanto a variação dos dados de entrada podem ser vistos como desvios dos seus valores médios e daí a possibilidade de se utilizar as mesmas técnicas para ambas as análises. Na análise de sensibilidade, os desvios podem ser frações arbitradas das médias, por exemplo 1% dos valores médios dos dados de entrada.

Para um dado de saída Y , de um sistema de equações definido de forma geral como,

$$Y = f(x_1, x_2, x_3, x_4, \dots, x_n) \quad (2.1)$$

onde $x_1, x_2, x_3, x_4, \dots, x_n$ são os dados de entrada e possuem distribuições de probabilidade conhecidas. Pode-se através dos métodos de análise de sensibilidade, determinar-se qual a distribuição de probabilidade de Y . Através de índices que comparam as distribuições de probabilidade dos dados de entrada com a distribuição de probabilidade do dado de saída, pode-se avaliar como um desvio de um determinado dado de entrada se propaga pelo sistema.

2.1.1 Método Diferencial

O método diferencial para análise de sensibilidade é descrito em Lomas e Epperl, 1992, e a análise de incerteza encontra-se no guia ISO-GUM (BIPM et al. 1995). O método é baseado no produto das derivadas parciais de primeiro grau das saídas em relação à entrada com seus respectivos desvios. Assim, para o sistema da Eq. 2.1, o desvio de Y é dado por u_Y ,

$$u_Y^2 = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial Y}{\partial x_i} \right)^2 \cdot u_i^2 \quad (2.2)$$

onde u_i é o desvio associado a x_i . Se u_i for o desvio padrão então u_i^2 é a variância do respectivo dado de entrada. Os termos do somatório são a variância local, que é a contribuição de cada dado de entrada para a variância global, u_Y^2 , de Y . A derivada parcial é calculada no ponto do valor médio de x_i .

Hamby, 1995, apresenta o índice de importância I , que é uma forma de se indicar a sensibilidade através do valor da derivada parcial adimensionalizado pelo valor médio de x e Y , e tem a seguinte definição:

$$I_i = \left(\frac{\partial Y}{\partial x_i} \right) \cdot \frac{\bar{x}_i}{\bar{Y}} \quad (2.3)$$

onde a barra indica o valor médio da variável. Este índice indica a proporção entre os desvios. Por exemplo, se $I=0,6$, então um desvio de 1% do valor médio de x irá resultar em um desvio de 0,6% no valor médio de Y . Este índice tem sentido restrito, pois leva em conta somente a taxa de variação do respectivo dado de entrada, sem levar em conta sua variação absoluta. Com um sentido mais amplo, Hamby (*op. cit.*) apresenta o índice de sensibilidade, S_i , com a seguinte definição,

$$S_i = \left(\frac{\partial Y}{\partial x_i} \right)^2 \cdot \frac{u_i^2}{u_Y^2} \quad (2.4)$$

que corresponde a dividir cada termo do somatório da Eq. 2.2 por u_Y^2 . Este índice é uma proporção entre a variância global e a local em relação a um dado de entrada. O índice de sensibilidade S_i indica qual o impacto do desvio de uma entrada no desvio de uma saída. No caso

do método diferencial a soma dos índices de sensibilidade é igual a 1, e quanto maior a fração que um dado de entrada contribui para a variância global mais sensível o sistema é a este dado.

Uma das desvantagens desse método, apresentada por Herrador e González, 2004, é a decorrente linearização do modelo empregada para descrever o sistema. A propagação de erro (Eq. 2.2), é deduzida de uma expansão da série de Taylor da função Y (Eq.2.1) truncada no termo de primeira ordem, que em alguns casos pode necessitar termos de ordem superior. Isso é sugerido para sistemas fortemente não-lineares pelo guia ISO-GUM (BIPM et al. 1995). Outra desvantagem desse método também apontada por Herrador e González (*op cit.*), é que a função de distribuição de probabilidade é assumida como sendo simétrica. A Fig.2.1 apresenta graficamente o método diferencial, onde pode-se observar as desvantagens apontadas.

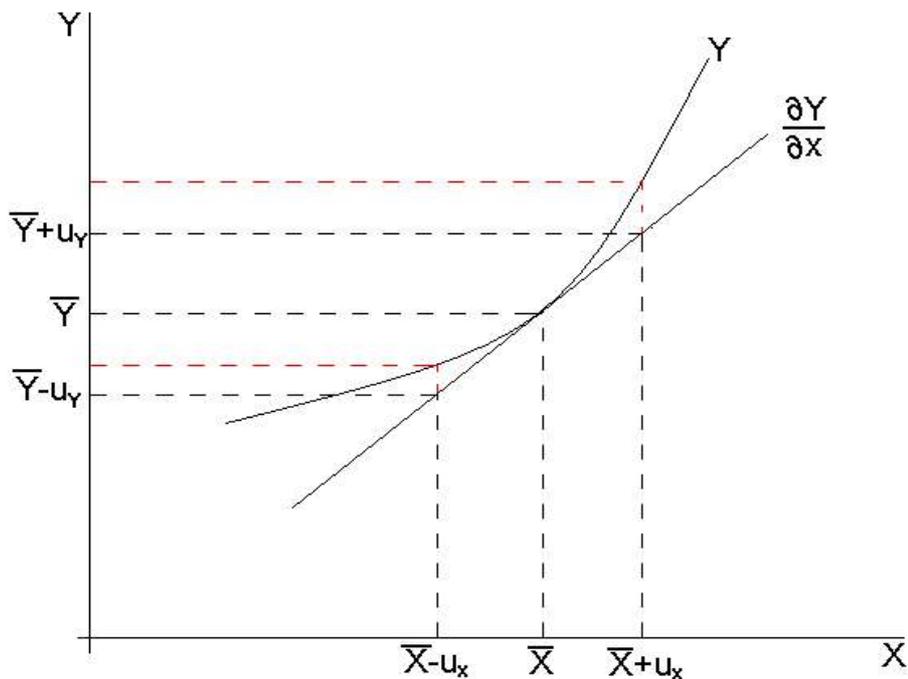


Figura 2.1 Esquema do método diferencial

Vê-se que este método reflete o desvio do dado de entrada, x , no eixo Y , através da derivada da função no ponto médio (tracejado preto) e que o desvio de Y teria um valor diferente se fosse refletido sobre a própria função (tracejado vermelho). A diferença é decorrente da função Y não ser linear. Ainda observa-se que o desvio de Y não é simétrico à média.

A Fig. 2.2 apresenta o fluxograma do algoritmo de cálculo do método diferencial.

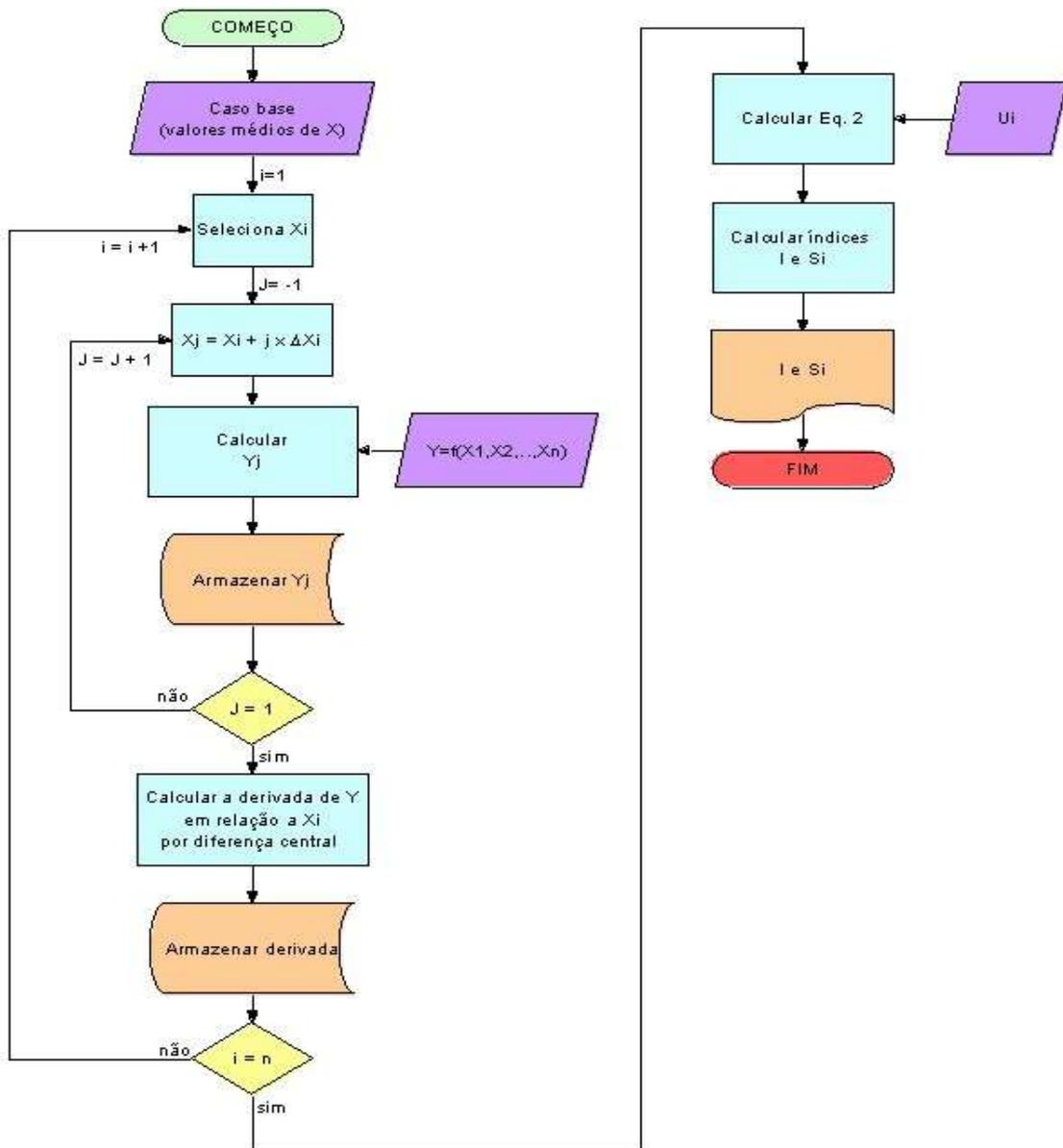


Figura 2.2 Fluxograma do algoritmo de cálculo do método diferencial

2.1.2 Método de Monte Carlo

O método de Monte Carlo (Badar et al, 1993) consiste em realizar múltiplas avaliações com conjuntos de dados de entrada gerados randomicamente, seguindo uma distribuição de probabilidade proposta. Após as avaliações, analisam-se as saídas por meio de suas médias, desvios padrão e as distribuições de probabilidade associadas. Pode ser visto como um método para combinar distribuições de probabilidade. A avaliação do sistema pode ser feita variando-se simultaneamente todos os dados de entrada a fim se obter a variância global do sistema, ou separadamente para cada dado ou grupo de dados de entrada, a fim se obter a variância local. A Fig. 2.3 apresenta o algoritmo do método.

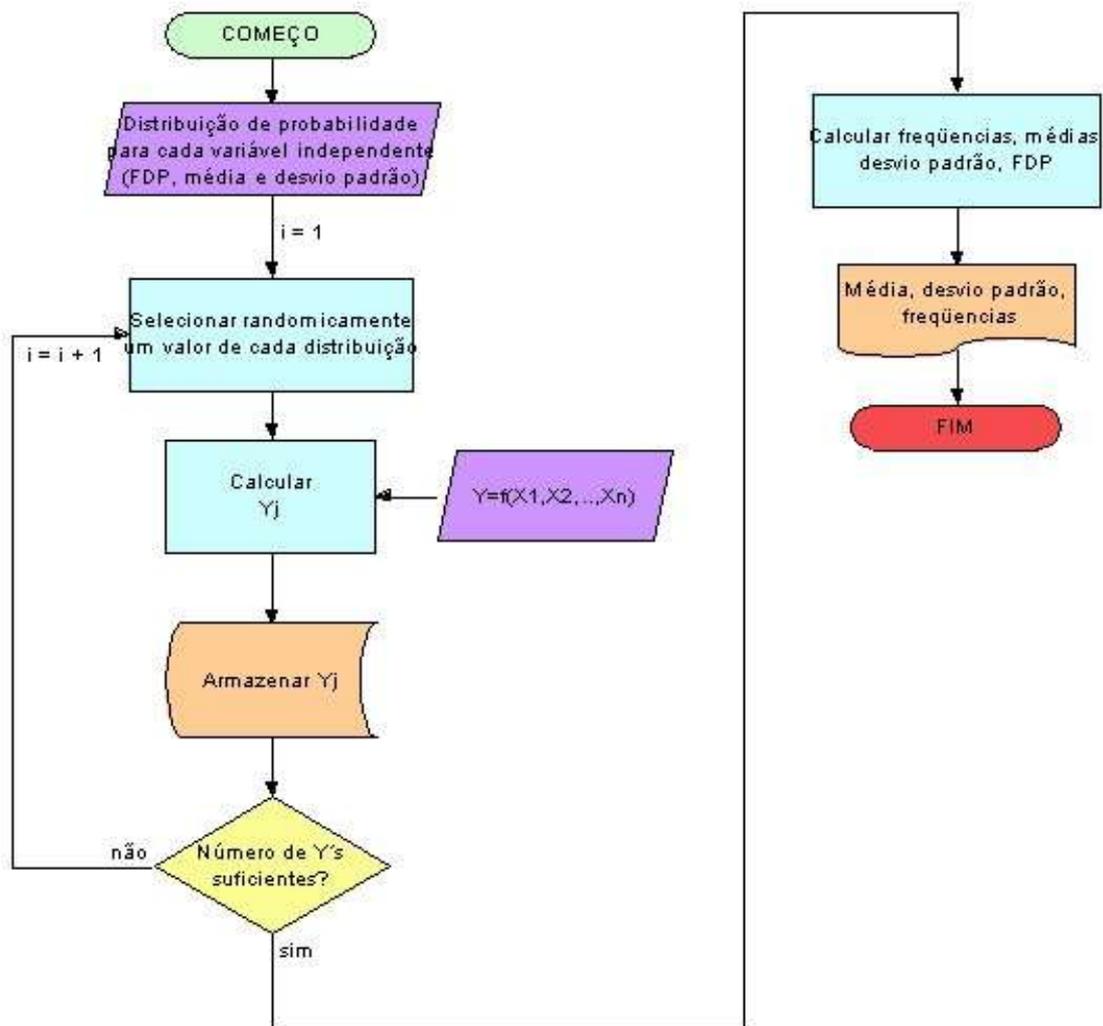


Figura 2.3 Fluxograma do algoritmo do Método de Monte Carlo

O índice de sensibilidade S_i é definido como

$$S_i = \frac{V_{Y|x_i}}{V_Y} \quad (2.5)$$

onde V_Y é a variância global, $V_{Y|x_i}$ é a variância local de Y dada pela variância individual de x_i , que neste caso pode representar um grupo de dados de entrada que tenham sentido comum.

A desvantagem desse método é o maior esforço computacional, pois é necessário rodar um grande número de casos para se obter tanto a incerteza total como as incertezas individuais para cada dado ou grupo de dados entrada. O número de vezes que é necessário avaliar o sistema de equações é determinado pelo intervalo de confiança para a variância, dado por,

$$\frac{S^2 \cdot n}{\chi^2_{p'}} \leq \sigma^2 \leq \frac{S^2 \cdot n}{\chi^2_{p''}} \quad (2.6)$$

onde S^2 é a variância da amostra de tamanho n , σ^2 é a variância da população, χ^2 é o coeficiente da distribuição qui-quadrado para uma determinada confiança, p , p' e p'' são respectivamente os limites superior e inferior do intervalo de confiança. O intervalo de confiança indica uma faixa em que o valor verdadeiro da variância populacional pode ser encontrado com uma determinada probabilidade. Deve-se escolher um tamanho de amostra n , tal que o intervalo de confiança seja satisfatório.

A Fig. 2.4 mostra graficamente o método de Monte Carlo.

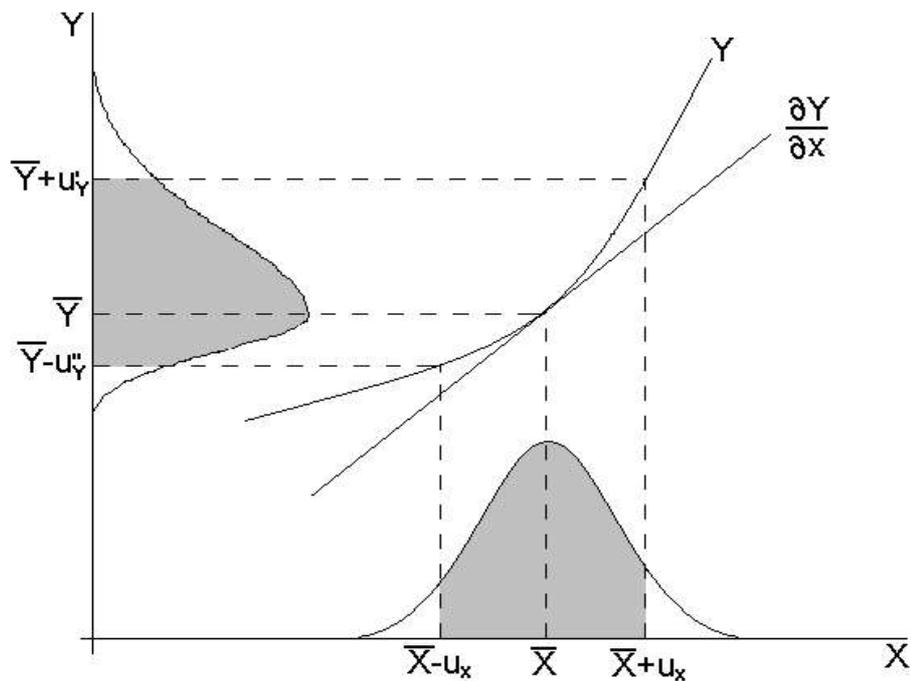


Figura 2.4 Esquema do método de Monte Carlo

Observa-se nesta figura que a variável independente X possui uma distribuição gaussiana e que seu desvio é rebatido no eixo Y através da própria função e não da projeção da sua derivada. Isto é uma vantagem sobre o Método Diferencial, quando a função em que se está realizando a análise não é linear. Outra vantagem do Método de Monte Carlo é que a distribuição de probabilidade tanto da variável independente quanto da dependente pode assumir qualquer forma.

2.1.3 Método da Transformada de Fourier

Proposto nesse trabalho, o Método da Transformada de Fourier, pode ser visto como uma adaptação do método de Monte Carlo. A diferença é que o conjunto de dados de entrada é gerado por uma seqüência senoidal e não randômica. Para cada dado de entrada, arbitra-se uma freqüência ω , de modo que:

$$x_{ij} = \bar{x}_i + u_i \cdot \text{sen}(\omega_i \cdot t_j) \quad \text{para } i=1,2,3,\dots,k \text{ e } j=1,2,3,\dots,N \quad (2.7)$$

onde x_{ij} é o i -ésimo dado de entrada da j -ésima avaliação do modelo, \bar{x}_i é o valor médio do dado de entrada, u_i é a dispersão do dado de entrada, ω_i é uma freqüência arbitrada para cada dado de entrada [rad/s] e t_j é o tempo da j -ésima avaliação do sistema. Neste método, a avaliação do sistema é feita variando-se simultaneamente todos os dados de entrada. A cada avaliação se avança no tempo de uma pequena diferença. Após a N -ésima avaliação, faz-se uma transformada de Fourier das amostras dos dados de saída, como é apresentado na Fig. 2.5.

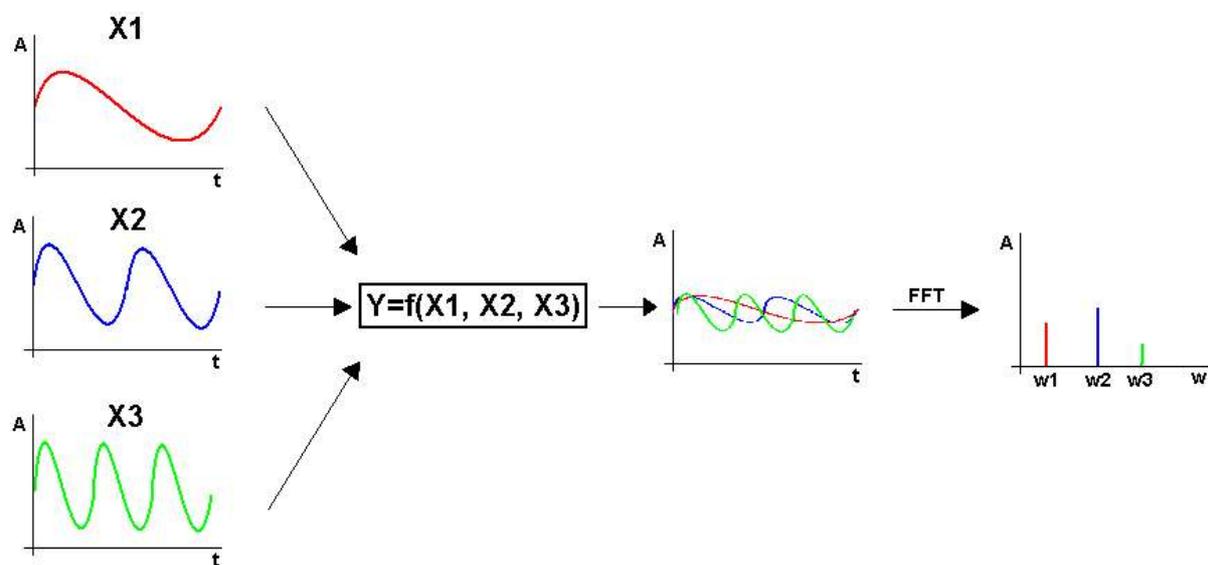


Figura 2.5 Esquema do Método da Transformada de Fourier

A Transformada de Fourier $g(t)$, de uma série discreta no tempo, que possui N amostras, é apresentada da seguinte forma:

$$g(t) = \frac{c_1}{N} + \frac{2}{N} \cdot \sum_{i=2}^{\frac{N+1}{2}} c_{2 \cdot i - 2} \cdot \cos(2 \cdot \Pi \cdot \omega_i \cdot (t - t_0)) - \frac{2}{N} \cdot \sum_{i=2}^{\frac{N+1}{2}} c_{2 \cdot i - 1} \cdot \cos(2 \cdot \Pi \cdot \omega_i \cdot (t - t_0)) \quad (2.8)$$

onde c_1 , c_{2i-1} e c_{2i-2} são coeficientes, t é o tempo, t_0 o tempo inicial e ω_i é a frequência definida para cada termo como,

$$\omega_i = \frac{i-1}{T} \quad (2.9)$$

onde T é o período de amostragem, em unidade de tempo. Para se descobrir as frequências dominantes, calcula-se a energia, P_i que uma determinada frequência possui, da seguinte forma,

$$P_1 = |c_1| \quad (2.10)$$

$$P_i = \sqrt{c_{2 \cdot i - 2}^2 + c_{2 \cdot i - 1}^2} \quad \text{para } i = 2, 3, 4, \dots, \frac{N+1}{2} \quad (2.11)$$

A energia de uma determinada frequência é a intensidade que essa frequência possui no sinal amostrado. A construção de um gráfico de ω_i contra P_i leva ao espectro da amostra, que guarda as informações estatísticas do sinal amostrado. A média do sinal \bar{g} é:

$$\bar{g} = \frac{P_1}{N} \quad (2.12)$$

Para cada frequência ω_i sua amplitude, A_i é dada por:

$$A_i = \frac{2 \cdot P_i}{N} \quad (2.13)$$

O desvio padrão, σ_i , referente a amplitude de uma frequência, é:

$$\sigma_i = \frac{A_i}{\sqrt{2}} \quad (2.14)$$

e a variância, σ_i^2 é,

$$\sigma_i^2 = \frac{A_i^2}{2} \quad (2.15)$$

A variância total da amostra é o somatório das variâncias de cada frequência.

Pelo que foi apresentado, o índice de sensibilidade S_i possui a seguinte forma:

$$S_i = \frac{\sigma_i^2}{\frac{N+1}{2} \sum_{i=2}^2 \sigma_i^2} \quad (2.16)$$

Rearranjando a Eq. 2.16, com as Eqs. 2.15, 2.13 e 2.11, define-se o índice de sensibilidade de forma geral para este método,

$$S_i = \frac{c_{2 \cdot i - 2}^2 + c_{2 \cdot i - 1}^2}{\frac{N+1}{2} \sum_{i=2}^2 (c_{2 \cdot i - 2}^2 + c_{2 \cdot i - 1}^2)} \quad (2.17)$$

Como é imposto para cada dado de entrada um sinal senoidal, a amostra do sinal de saída será uma composição desses sinais. Ao se aplicar a Transformada de Fourier no sinal de saída, S_i só vai possuir valores não nulos nas frequências que foram arbitradas às entradas.

O incremento no tempo que deve ser dado a cada avaliação do sistema é igual ao menor período (frequência mais alta arbitrada) discretizado em partes menores. O número de vezes que o sistema deve ser avaliado é igual ao maior período (frequência mais baixa arbitrada) dividido pelo incremento de tempo.

A Fig. 2.6 apresenta o fluxograma do algoritmo do método.

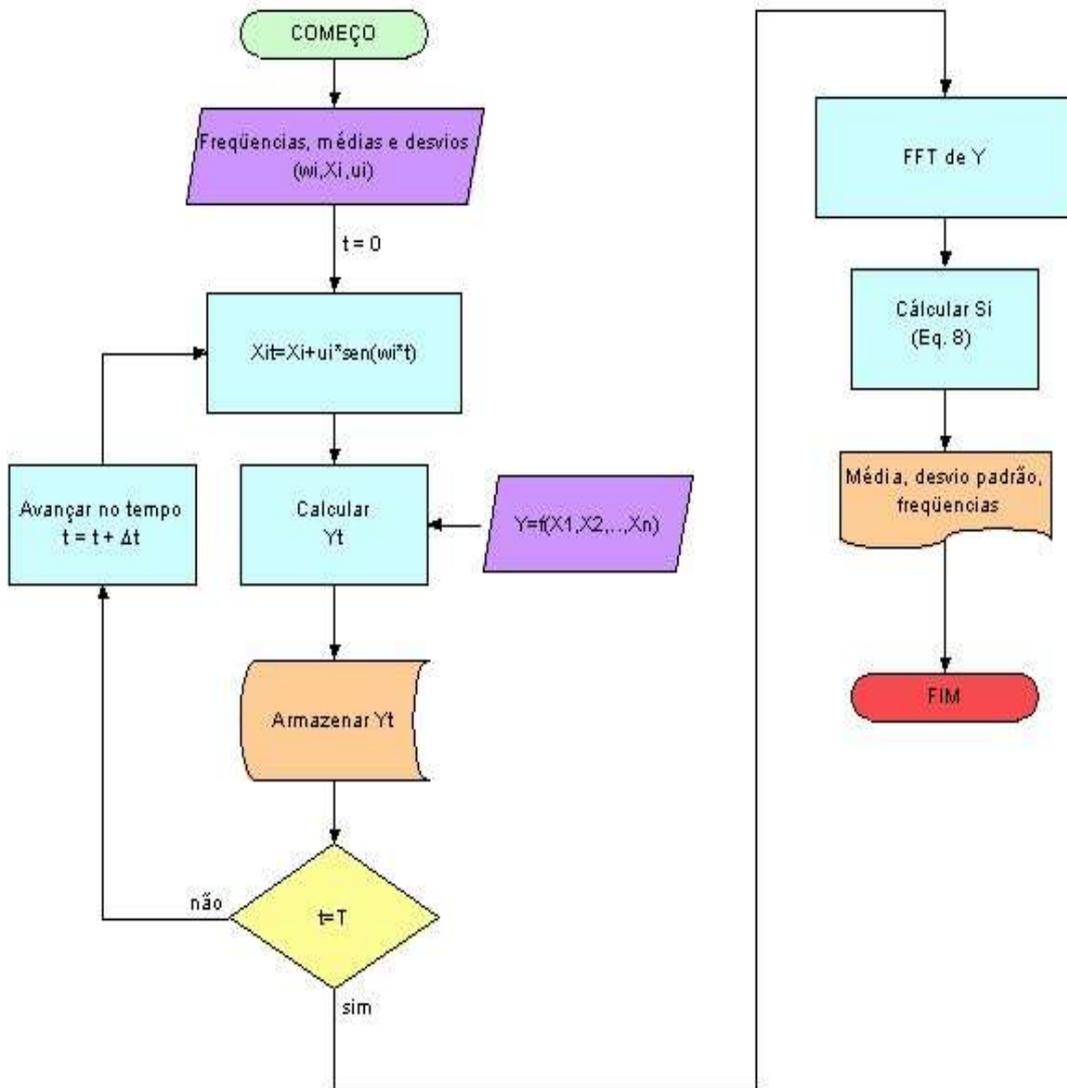


Figura 2.6 Fluxograma do algoritmo do Método da Transformada de Fourier

2.2 Modelos de equipamentos térmicos

Neste item é mostrada a modelagem adotada para os componentes do sistema. São eles: turbina, condensadores, pré-aquecedores, bombas, tanque de alimentação e gerador de vapor. Na descrição da turbina estão também apresentados os modos de controle de carga e os modelos de Stodola e Schegliáiev de operação em carga parcial. No final do capítulo é mostrado o cálculo da eficiência do ciclo.

2.2.1 Turbina

A representação da expansão do fluido de trabalho em uma turbina a vapor é feita através

da noção de eficiência isentrópica [Schegliáiev, 1978] , que corrige a potência gerada, \dot{W} [kW], em uma expansão ideal, adiabática e sem atrito, como segue:

$$\dot{W} = \eta_t \cdot \dot{m} \cdot [h_e(p_e, T_e) - h_{ss}(p_s, s_e)] \quad \text{onde} \quad s_e = f(p_e, T_e) \quad (2.18)$$

onde e e s indicam respectivamente admissão e exaustão do fluido de trabalho, h é a entalpia específica [kJ/kg], s é a entropia específica [kJ/kgK], p é a pressão [kPa], T é a temperatura [°C], m é a vazão de massa de vapor [kg/s] e η_t é a eficiência isentrópica da turbina. Esta última é definida pela razão de diferenças de entalpias,

$$\eta_t = \frac{h_e(p_e, T_e) - h_s(p_s, T_s)}{h_e(p_e, T_e) - h_{ss}(p_s, s_e)} \quad (2.19)$$

onde h_{ss} é a entalpia específica de saída do fluido de trabalho para uma expansão da turbina fosse isentrópica e h_s é a entalpia específica real na saída da turbina. A eficiência isentrópica contabiliza as perdas por atrito em mancais e vedações, perdas de carga devido ao escoamento do vapor e trocas térmicas para o ambiente. Todas essas perdas possuem um modelo particular para serem avaliadas, mas isso é particularmente interessante na fase de projeto de uma turbina, onde esses efeitos podem ser alterados. Assim, a eficiência isentrópica é uma simplificação prática para quando se deseja modelar o funcionamento da turbina, pois leva em conta todos esses desvios, e fará parte dos modelos apresentados no presente trabalho.

Os modelos mais simples assumem um comportamento constante da eficiência isentrópica, mas de fato essa eficiência varia em função da potência da turbina conforme mostram as curvas da Fig. 2.7. Essas curvas podem ser ajustadas para uma determinada máquina.

As turbinas de condensação operam entre dois estados do vapor: de um lado a admissão, com temperatura e pressão oriundas do gerador de vapor, e a descarga, com o estado ditado pelas condições de pressão reinantes no condensador. Essa última condição ancora a operação do ciclo em uma temperatura de condensação.

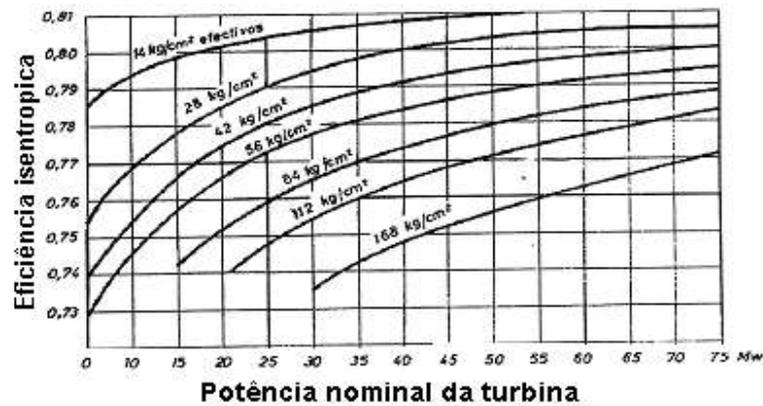


Figura 2.7 Eficiência isentrópica de uma turbina a vapor para várias potências e pressões, [Fonseca, 2003].

Já pelo lado da admissão, há o interesse de se manter a temperatura do vapor constante e a mais elevada possível, já que a diferença entre as temperaturas de admissão e de descarga determina a eficiência teórica do ciclo. Em aplicações de geração de energia elétrica, onde a velocidade da turbina é sempre constante, a variação de sua carga de operação se faz pela variação da vazão de massa de vapor [Gill, 1984]. O resultado é a variação da pressão de admissão, e com ela as pressões intermediárias nos grupos da turbina. A predição dessas pressões passa a ser o objetivo dos modelos para carga parcial que serão apresentados a seguir. Esses modelos determinam funções para a vazão de massa dependentes da pressão e temperatura.

$$\dot{m} = f(p_e, T_e) \quad (2.20)$$

De um modo geral a Eq. 2.18 informa a potência de operação. A Eq. 2.20 representa genericamente a relação de vazão de massa com a pressão dada pelos modelos de carga parcial. A Eq. 2.19 faz o fechamento do sistema.

2.2.1.1 Métodos de Controle de Carga

O sistema, apresentado pelas Eqs. 2.18 a 2.20, mostra que a potência gerada pela turbina depende da quantidade de massa de vapor que escoar e da diferença de entalpia do vapor na turbina. A quantidade de vapor que escoar pela turbina é função da diferença de pressão entre a admissão e exaustão, dada pelos modelos de carga parcial a serem apresentados. A diferença de entalpia na turbina é função da temperatura e pressão de admissão e de exaustão. Como as condições na exaustão da turbina são determinadas pelo condensador e também como a

temperatura de admissão do vapor é mantida a mais alta possível para garantir o rendimento máximo do ciclo, a única variável para o controle da carga na turbina é a pressão de admissão. Derivando-se a Eq. 2.18 em relação a pressão de admissão, tem-se

$$\frac{\partial \dot{W}}{\partial p_e} = \eta_t \cdot \dot{m} \cdot \frac{\partial h_e}{\partial p_e} + \eta_t \cdot \frac{\partial \dot{m}}{\partial p_e} \cdot \Delta H \quad (2.21)$$

onde ΔH é a diferença de entalpia entre a admissão e exaustão da turbina. Nas condições de admissão da turbina (alta pressão e temperatura), o vapor superaquecido tem comportamento próximo ao de um gás perfeito. Em um gás perfeito a sua entalpia depende somente da temperatura em que se encontra, logo a derivada do primeiro termo é próxima a zero. Assim, o segundo termo do somatório é muito maior que o primeiro. A derivada do segundo termo, vem das relações dadas pelos modelos de carga parcial, que modulam a vazão de vapor e conseqüentemente a potência desenvolvida pela turbina.

Empregam-se os seguintes sistemas para controle de potência na turbina [Gill, 1984]: a) válvulas de estrangulamento (*full arc throttling*), que restringem a passagem de vapor diminuindo a pressão na admissão da turbina; b) sistema multiválvulas (*partial arc throttling*), composto por um sistema seqüencial válvulas que modulam a passagem do vapor para os bocais do primeiro estágio da turbina; c) pressão deslizante ou turbina-segure (*sliding pressure*), onde a vazão de vapor e a pressão são operadas pelo conjunto gerador de vapor e bomba principal de alimentação e d) entrada de vapor adicional por derivação em estágios posteriores, empregado normalmente para permitir sobrecargas de potência.

a) Válvula de Estrangulamento

Nesta estratégia de controle, uma válvula é instalada na linha de alimentação de vapor e regula-se a pressão de admissão através da abertura e fechamento dessa válvula. A regulação por estrangulamento garante a manutenção da pressão do gerador de vapor em níveis constantes, mesmo com a variação da carga.

Em uma válvula de estrangulamento, desprezando-se variações de energia cinética, tem-se um processo isentálpico, conhecido como expansão de Joule-Thompson. O diagrama de Mollier da Fig. 2.8 mostra a expansão na turbina regulada por válvula de estrangulamento.

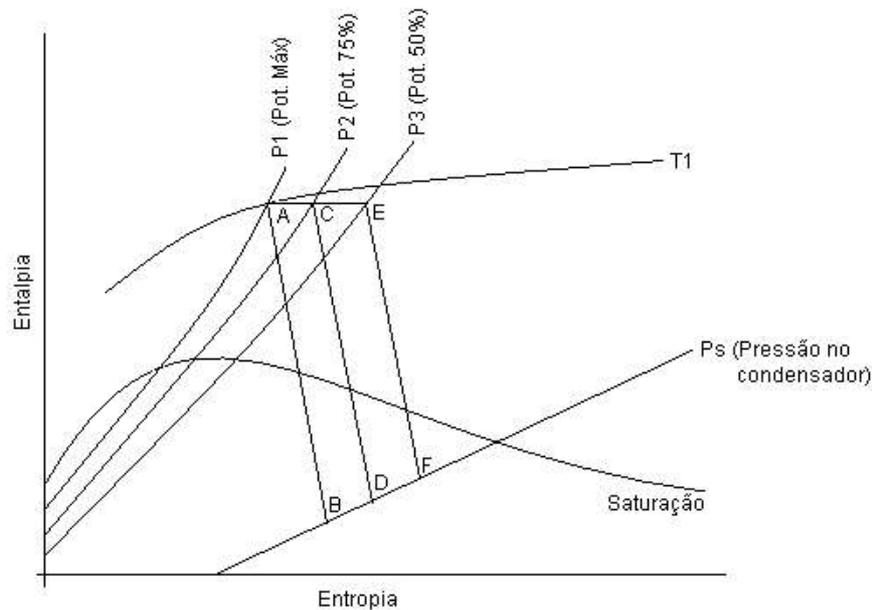


Figura 2.8 Diagrama de Mollier para a expansão numa turbina regulada por válvula de estrangulamento.

As linhas AB, CD e EF são os saltos entálpicos na turbina, AC e AE são os processos isentálpicos na expansão que ocorre na válvula de estrangulamento, P1 e T1 são as condições de projeto ou nominais da turbina e que são mantidas no gerador de vapor para qualquer carga, P2 e P3 são as pressões após a válvula de estrangulamento, quando esta está parcialmente aberta. Gill, 1984, aponta que este modo de controle tem as seguintes características: redução da energia e da temperatura do vapor admitido na turbina e conseqüente redução da eficiência do ciclo, aumento do título na exaustão da turbina.

b) Válvula de Bocais

Neste sistema de controle, o primeiro estator da turbina, também chamado de estágio de regulação, é dividido em grupos e cada um deles possui uma válvula de estrangulamento. Pelo estator ser formado por bocais empresta a este modo de controle o nome de válvula de bocais. Para se regular a potência da turbina, as válvulas de cada grupo vão sendo abertas em seqüência até atingir a potência requerida na turbina. Dessa maneira, somente uma das válvulas fica parcialmente aberta enquanto as outras estão totalmente abertas ou fechadas. A Fig. 2.9 mostra o esquema construtivo deste sistema, onde observa-se três grupos de válvulas: os grupos 1 e 2 estão totalmente abertos e o 3 está fechado.

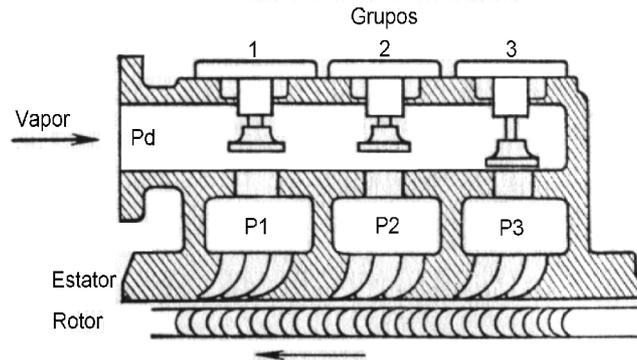


Figura 2.9 Esquema construtivo das válvulas de bocais [Schegliáiev, 1978].

O diagrama de Mollier da Fig. 2.10 mostra a expansão na turbina regulada por válvulas de bocais.

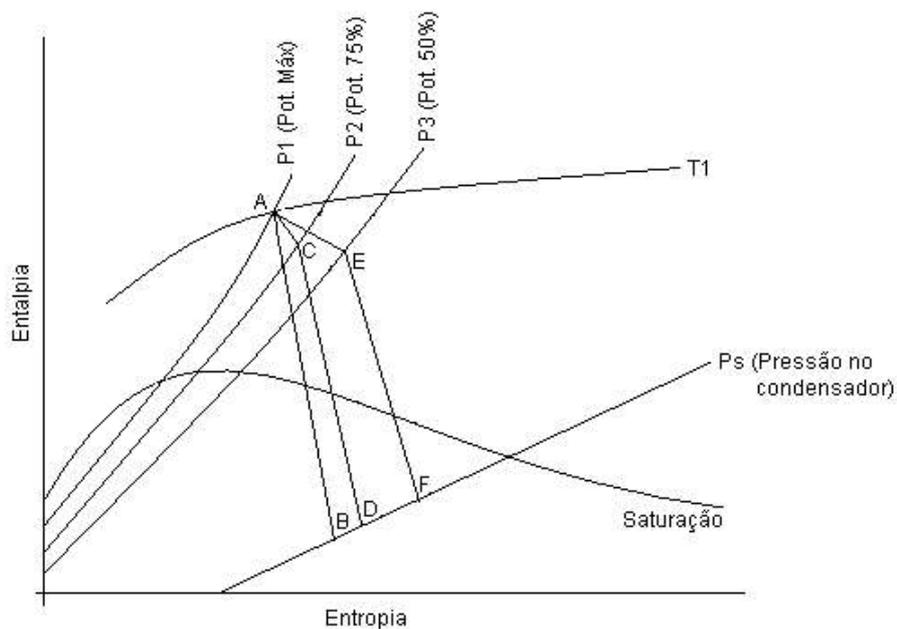


Figura 2.10 Diagrama de Mollier para a expansão numa turbina regulada por válvula de bocais.

As linhas AB, CD e EF são os saltos entálpicos na turbina, AC e AE são as expansões que ocorre no conjunto válvulas abertas, P1 e T1 são as condições de projeto ou nominais da turbina e que são mantidas no gerador de vapor para qualquer carga, P2 e P3 são as pressões após

as válvulas abertas. Gill, 1984 relata que em meia carga somente é necessário um grupo de válvulas de bocais em serviço, assim a pressão no primeiro estator, que deve ser a mesma que a regulada por válvula de estrangulamento, é obtida com menos perdas inerentes à estrangulação, já que as válvulas estão totalmente abertas. Este modo de controle reduz a temperatura do vapor na admissão e diminui seu título na exaustão da turbina.

c) Pressão Deslizante

O modo de controle por pressão deslizante é feito regulando-se a pressão no gerador de vapor através do acionamento da bomba principal. O diagrama de Mollier da Fig. 2.11 mostra a expansão na turbina regulada pressão deslizante.

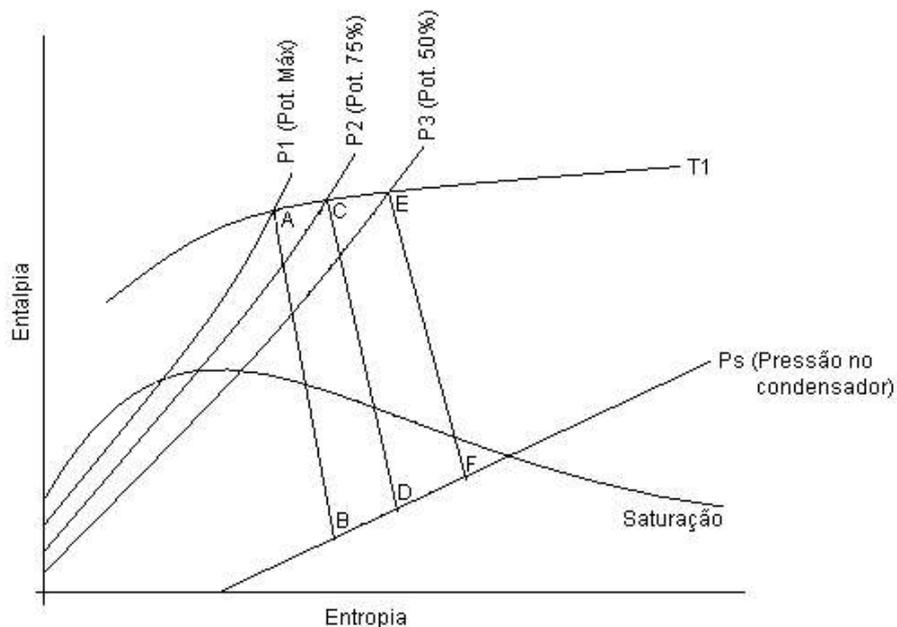


Figura 2.11 Diagrama de Mollier para a expansão numa turbina regulada por pressão deslizante

As linhas AB, CD e EF são os saltos entálpicos na turbina, P1 e T1 são as condições de projeto ou nominais da turbina, P2 e P3 são as pressões de vapor reguladas na bomba principal e que seguem a isotérmica da temperatura nominal. Gill, 1984, aponta que as vantagens deste modo de controle são a manutenção da temperatura na admissão da turbina e que o salto entálpico na turbina é maior que nos outros modos de controle, melhorando a eficiência da turbina. Schegliáiev, 1978, também aponta que este modo de controle aumenta a confiabilidade

de todo o sistema da usina termelétrica, já que a pressão no gerador de vapor é menor quando se está em uma carga parcial.

2.2.1.2 Operação em Carga Parcial

Modelos de simulação de usinas termelétricas devem ser capazes de levar em conta situações de carga parcial. Para isso, deve-se usar relações que envolvam as grandezas do sistema tais como, pressão, temperatura e vazão de massa de vapor, para prever o comportamento do sistema fora do ponto de projeto.

Dentre os modelos que existem, destacam-se aqueles desenvolvidos por Stodola e por Schegliáiev. O modelo de Stodola tem verificação empírica e o de Schegliáiev é baseado na analogia de bocais.

a) Modelo de Stodola

Cooke, 1985, apresenta a Lei de Stodola, baseada no coeficiente de escoamento (*mass flow coefficient*) de bocais. Esse modelo assume que a turbina se comporta como um bocal e que seu coeficiente de escoamento ϕ é constante, definido como,

$$\phi = \frac{\dot{m}}{\sqrt{\frac{p}{v}}} = \text{constante} \quad (2.22)$$

onde p é pressão total de entrada [kPa] e v é o volume específico [m^3/kg]. Isso é empiricamente verdadeiro para expansões não controladas entre diferentes estágios da turbina até baixas pressões.

Considerando vários grupos de estágios com extrações entre eles, em cada um é aplicada a analogia como se fosse um único bocal i . A Elipse de Stodola determina que,

$$\phi_i \propto \sqrt{1 - \left(\frac{B_i}{p_i}\right)^2} \quad (2.23)$$

onde, B_i é a pressão estática na carcaça da turbina na saída para a extração [kPa] e p_i é a pressão total de entrada de cada grupo [kPa]. Esta relação é válida para um número infinito de estágios

em cada grupo, mas é empiricamente comprovado que é válida para até 8 estágios com 50% de reação. A proporção na Eq. 2.23 pode ser eliminada fazendo,

$$\frac{\phi_i}{\phi_{id}} = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{B_i}{p_i}\right)^2}}{\sqrt{1 - \left(\frac{B_{id}}{p_{id}}\right)^2}} \quad (2.24)$$

Rearranjando algebricamente a equação anterior, tem-se que

$$p_i = \frac{B_i}{\sqrt{1 - \phi^2 \cdot Y_{id}}} \quad (2.25)$$

onde

$$Y_{id} = \frac{p_{id}^2 - B_{id}^2}{p_{id}^2 \cdot \phi_{id}} \quad (2.26)$$

é a constante de Stodola, fixa para todas as cargas. Os coeficientes de escoamentos ϕ_l e ϕ_{id} seguem a forma da Eq. 2.22. Cooke (*op cit*) sugere que uma boa aproximação é feita igualando-se a pressão estática de saída B_i , de cada grupo, com a pressão de entrada p_{i+1} , do grupo seguinte já que a quantidade de momento na saída do último estágio de cada grupo é completamente dissipada.

b) Modelo de Schegliáiev

Esse modelo apresenta uma relação para a vazão de massa de vapor e as pressões de admissão e descarga para operação em carga parcial, baseada em valores de operação nominal ou de projeto. A partir das equações para escoamento compressível e de similaridade dinâmica, Schegliáiev, 1978, desenvolveu uma expressão para operação em carga parcial que relaciona a vazão de massa \dot{m} [kg/s], pressões p [kPa] e temperaturas T [K] do vapor, como segue,

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_d} = \sqrt{\frac{(p_e^2 - p_s^2) - \sigma(p_e - p_s)^2}{(p_{ed}^2 - p_{sd}^2) - \sigma(p_{ed} - p_{sd})^2}} \sqrt{\frac{T_{ed}}{T_e}} \quad (2.27)$$

onde o subíndice d é relativo às condições de projeto (*design*) e os subíndices e e s referem-se às condições de admissão e de descarga de um grupo, respectivamente. O fator σ é um número adimensional relacionado à razão de pressão crítica,

$$\sigma = \frac{\varepsilon_o}{1 - \varepsilon_o} \quad (2.28)$$

onde ε_o pode ser definido como

$$\varepsilon_o = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k+1}} \quad (2.29)$$

sendo k o coeficiente isentrópico do processo.

Para turbinas de condensação com muitos estágios, o valor de ε_o tende a ser menor que 0,3, fazendo com que os termos $\sigma(p_e - p_s)^2$ e $\sigma(p_{ed} - p_{sd})^2$ da Eq. 2.27 sejam negligenciados. Como a pressão de saída p_s é muito menor que a pressão de entrada, ela pode ser desconsiderada, e a Eq. 2.27 torna-se,

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_d} = \frac{p_e}{p_{ed}} \cdot \sqrt{\frac{T_{ed}}{T_e}} \quad (2.30)$$

Quando $\varepsilon_o < 0,3$ pode-se usar a Eq. 2.30 para quaisquer valores de pressão de vapor. Caso contrário recomenda-se utilizar a Eq. 2.27 para $p_s/p_e > \varepsilon_o$.

2.2.2 Condensador e pré-aquecedores

Stoecker, 1989, apresenta a seguinte equação geral para a taxa de calor Q [kW] transferido entre os fluidos de um trocador de calor,

$$Q = UA \cdot \Delta T_{ml} \quad (2.31)$$

onde ΔT_{ml} é a média logaritmica das temperaturas para trocadores contra-corrente definida por

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{qe} - T_{fs}) - (T_{qs} - T_{fe})}{\frac{(T_{qe} - T_{fs})}{(T_{qs} - T_{fe})}} \quad (2.32)$$

e para trocadores concorrentes

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{qe} - T_{fe}) - (T_{qs} - T_{fs})}{\frac{(T_{qe} - T_{fe})}{(T_{qs} - T_{fs})}} \quad (2.33)$$

sendo que os sub-índices q e f se referem respectivamente ao lado do fluido quente e frio, e os sub-índices e e s se referem a entrada e saída. Para o caso especial em que um dos fluidos está em troca de fase, como no caso de um condensador, a equação para a troca de calor é,

$$T_s = T_e + (T_c - T_e) \cdot \left(1 - e^{\frac{-UA}{\dot{m}_r C_p}}\right) \quad (2.34)$$

onde T_s e T_e são respectivamente as temperaturas de saída e entrada da água de resfriamento [°C], T_c é a temperatura de condensação do vapor [°C], \dot{m}_r é a vazão de água de resfriamento [kg/s], UA é o coeficiente global de troca de calor [kW/K] e C_p é o calor específico da água [kJ/(kgK)].

O calor transferido para o condensado nos pré-aquecedores e para a água de resfriamento no condensador, é calculado por,

$$Q = \dot{m}_r \cdot C_p \cdot (T_s - T_e) \quad (2.35)$$

e o calor trocado no lado de vapor, tanto para os pré-aquecedores, quanto para o condensador é,

$$Q = \dot{m} \cdot (h_e - h_s) \quad (2.36)$$

O fluido de trabalho na saída do condensador deve ser líquido saturado, com o menor grau possível de sub-resfriamento, a fim de evitar a diminuição da eficiência do ciclo.

2.2.3 Bombas e perda de carga

A perda de carga [Stoecker, 1989], Δp [kPa], para um equipamento varia de acordo com a vazão de massa de escoamento por ele, seguindo uma proporção do tipo,

$$\Delta p = Kc \cdot \dot{m}^n \quad (2.37)$$

onde \dot{m} é a vazão de condensado [kg/s], Kc é uma constante [kPa kg²/s²] característica do equipamento, e n é um expoente que varia entre 1,8 e 2,0. Ele é geralmente tomado próximo a 2,0, com exceção para escoamentos em tubos retos com o baixo número de Reynolds.

A potência W_B [kW] requerida pelas bombas é,

$$W_B = \frac{\dot{m} \cdot (p_s - p_e)}{\rho \cdot \eta_E \cdot \eta_M} \quad (2.38)$$

onde p_s e p_e são as pressões de descarga e sucção da bomba [kPa], ρ é a massa específica do fluido de trabalho [kg/m³], η_E e η_B respectivamente a eficiência do motor elétrico e da bomba. Para se calcular a variação de temperatura devido ao trabalho da bomba no condensado usa-se a Eq. 2.8, expressa na forma de entalpia,

$$W_B = \frac{\dot{m} \cdot (h_s - h_e)}{\eta_E \cdot \eta_B} \quad (2.39)$$

onde h_s e h_e são respectivamente as entalpias de descarga e sucção.

2.2.4 Tanque de alimentação

O tanque de alimentação pode ser modelado como um misturador de fluxos de massa, já que o modelo se restringe ao regime permanente.

$$\sum_e \dot{m}_e \cdot h_e = \sum_s \dot{m}_s \cdot h_s \quad (2.40)$$

onde o índice e e s indicam entrada e saída.

2.2.5 Gerador de Vapor

O gerador de vapor é constituído por um evaporador, unidades de superaquecimento, reaquecimento, e economizadores para água e ar de alimentação. O calor Q [kW] que deve ser fornecido ao gerador de vapor através da queima de combustível é determinado por,

$$Q = \frac{\dot{m} \cdot (h_s - h_e)}{\eta_c} \quad (2.41)$$

onde h_s e h_e são as entalpias de saída e entrada e η_c é a eficiência da troca térmica do gerador de vapor, para o conjunto completo ou para unidades de trocadores de calor em separado.

2.2.6 Eficiência Térmica

A eficiência térmica de um ciclo a vapor η é calculada da seguinte forma:

$$\eta_{Term} = \frac{W_{turb.} - \sum W_{bombas} - \sum W_{aux}}{Q_{GV}} \quad (2.42)$$

onde W_{turb} é a potência gerada na turbina [kW], $\sum W_{bombas}$ é a potência total consumida pelas bombas de condensado [kW], $\sum W_{aux}$ é a potência total consumida pelos processos auxiliares [kW], e Q_{GV} é o calor entregue no gerador de vapor pelo combustível.

Para um cálculo mais apurado da eficiência da planta, deve-se expressar o termo W_{turb} como sendo potência gerada nos bornes do alternador. O calor Q_{GV} deve ser dado pelo produto do poder calorífico do combustível com a vazão de massa do mesmo, e no somatório das potências dos processos auxiliares, deve-se incluir todo o consumo interno de energia da planta.

3 IMPLEMENTAÇÃO

Neste capítulo é detalhada a implementação do sistema modelado. Primeiro é descrito o ciclo de potência e suas características. Depois é detalhada a implementação de cada componente do sistema. Destaca-se uma comparação entre os modelos de carga parcial para a turbina e entre os modos de controle do sistema. Por fim os detalhes da implementação dos métodos de análise de sensibilidade são apresentados.

3.1 Sistema Modelado

O sistema térmico modelado é baseado na planta termelétrica da Usina Termelétrica Presidente Médici - Fase B. Essa usina já possui um modelo numérico chamado de Simulador dos Processos Operacionais da UTE Presidente Médici - Fase B/CGTEE, que foi desenvolvido num programa de pesquisa e desenvolvimento entre a UFRGS e a CGTEE. O simulador é uma ferramenta de análise da usina, e deverá auxiliar no treinamento de engenheiros e operadores

A modelagem da usina feita neste trabalho não tem a mesma finalidade do simulador citado. Também não se espera que seus resultados sejam iguais aos dados referentes à operação real da planta. O objetivo do modelo deste trabalho é representar um Ciclo Rankine de forma generalizada com base na planta e nos dados da UTEPMb.

A Fig. 3.1 apresenta uma planta simplificada da Usina Termelétrica Presidente Médici – fase B. Esta usina opera segundo Ciclo Rankine com um reaquecimento entre o grupo de alta e de baixa pressão da turbina e quatro regeneradores (pré-aquecedores), sendo dois de baixa pressão (ABP1 e ABP2), entre a bomba de condensado (B.C.) e a bomba principal (B.P.) e dois de alta pressão (AAP1 e AAP2) entre a bomba principal (B.P.) e o gerador de vapor (G.V.). Possui uma torre seca de resfriamento para o condensador.

Demoliner, 1999 apresenta alguns dados nominais da usina:

- ◆ Potência da turbina: 160 MW
- ◆ Pressão de admissão da turbina: 17,18 MPa
- ◆ Temperatura de admissão da turbina: 538 °C
- ◆ vazão de vapor na admissão da turbina: 139.16 kg/s
- ◆ Pressão na saída do grupo de alta pressão: 4,06 MPa
- ◆ Pressão na saída do reaquecedor: 3,84 MPa
- ◆ Temperatura de saída do reaquecedor: 536 °C
- ◆ Pressão no condensador: 0,019 MPa

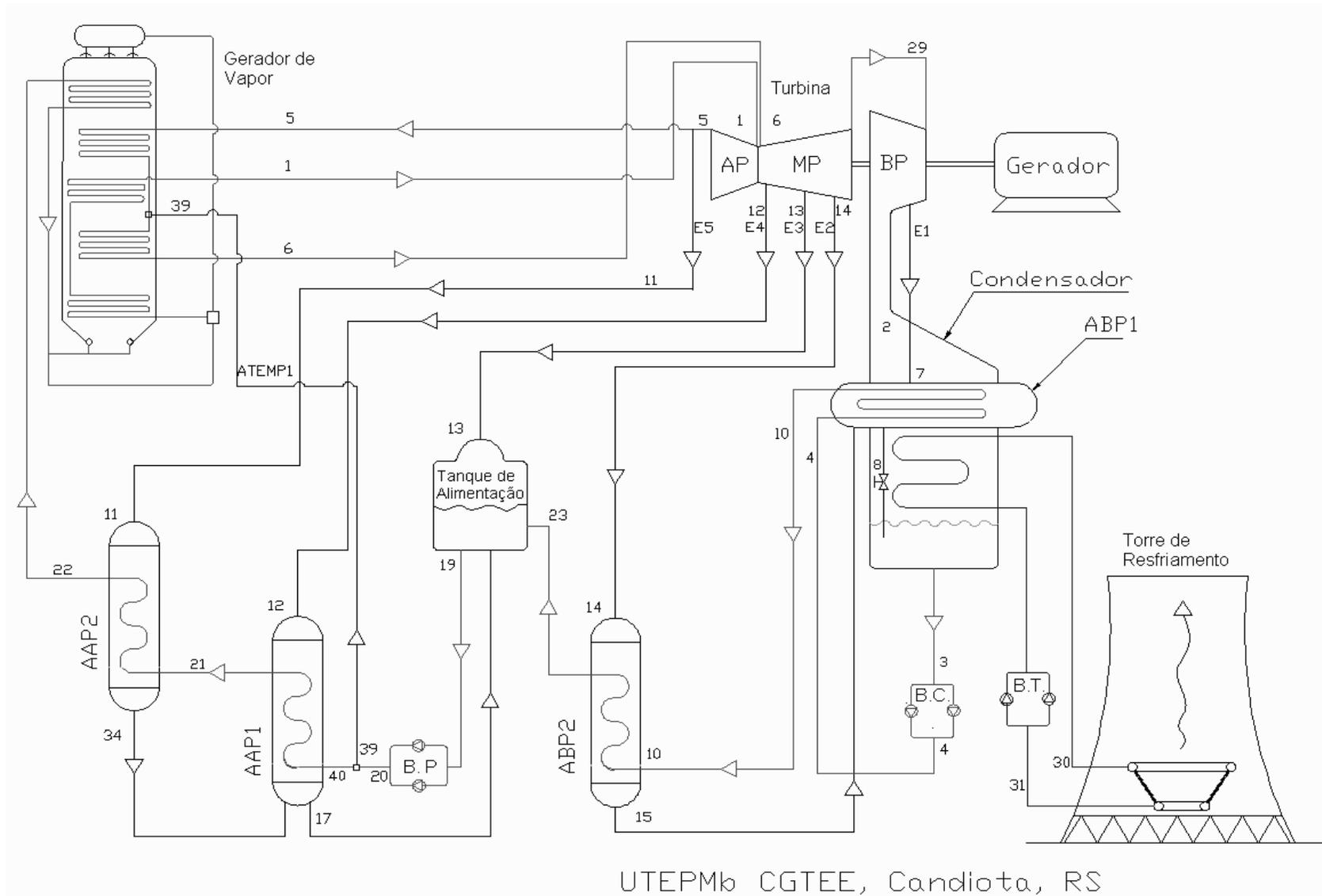


Figura 3.1 Planta simplificada da usina termelétrica modelada, [CGTEE - UFRGS - ANEEL, 2004].

No modelo a usina opera no modo de pressão deslizante em toda a faixa de potência, que vai de 50% até 100% da potência máxima, que é a faixa de operação economicamente viável.

3.1.1 Turbina

A turbina foi dividida em 7 grupos como mostra a Fig. 3.2. É formada por um grupo de alta pressão (TA), quatro de média pressão (TM) e dois de baixa (TB). Cada grupo foi assumido como uma turbina independente, sendo o potência total gerada a soma das potências de cada grupo.

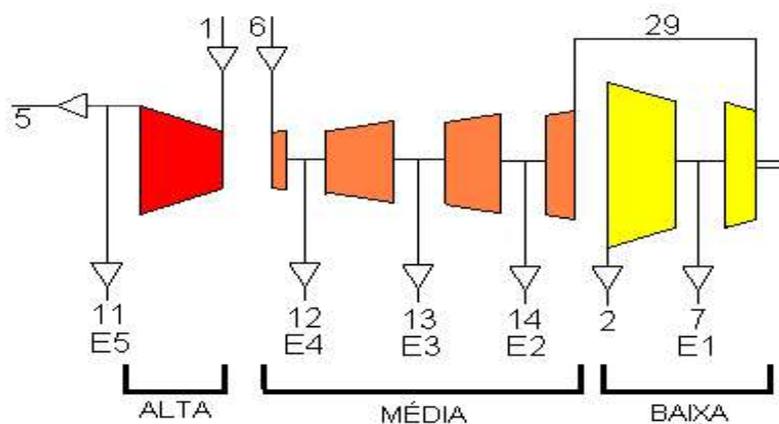


Figura 3.2 Esquema de análise da turbina

A Tab. 3.1 mostra os dados nominais assumidos para a turbina, retirados dos resultados do simulador de processos operacionais da usina e dos relatórios do referido projeto.

Tabela 3.1 Dados nominais assumidos no modelo para a turbina.

<i>Ponto</i>	<i>Pressão (MPa)</i>	<i>Temperatura (°C)</i>	<i>vazão de vapor (kg/s)</i>	<i>Extração (%)</i>
1	17,18	530	148,68	-----
5	4,38	345	-----	9,02
6	4,19	530	135,27	-----
12	2,15	492,6	127,29	5,89
13	0,95	389,6	126,07	0,95
14	0,40	293,9	118,65	5,88
29	0,2	222,7	118,65	-----
7	0,09	162,2	110,77	6,64
2	0,02	59,64	-----	

As eficiências isentrópicas dos grupos das turbinas em função da potência foram estimadas com base no trabalho de Paz, 2002 e suas curvas estão na Fig. 3.3.

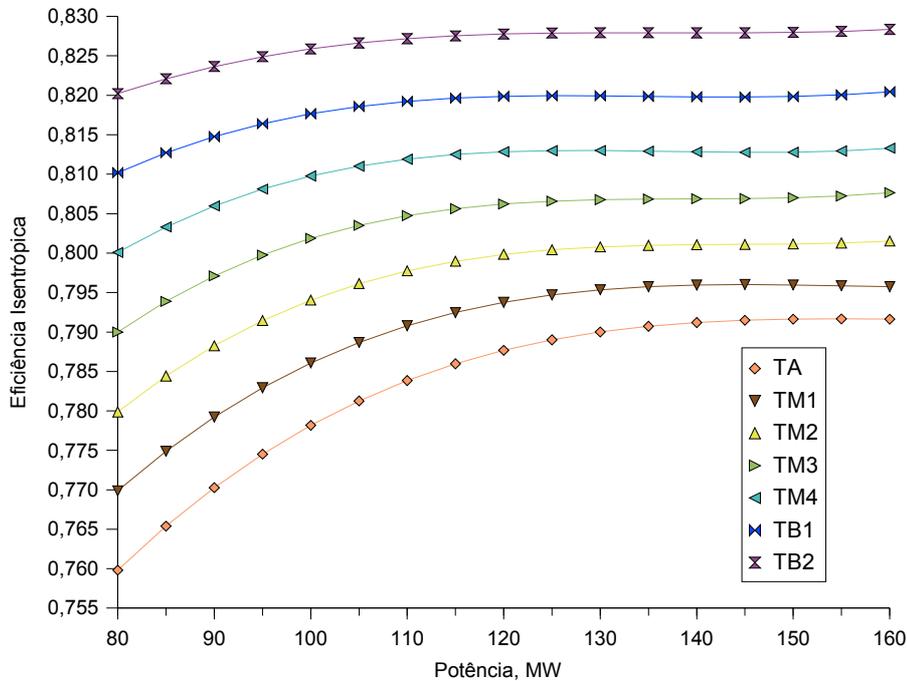


Figura 3.3 Eficiência isentrópica para cada grupo da turbina

3.1.2 Pré-aquecedores e condensador

Os coeficientes globais de troca térmica dos pré-aquecedores possuem curvas características em função da potência gerada na usina e estão apresentadas na Fig. 3.4. Essas curvas foram levantadas a partir das características dos trocadores de calor e foram obtidas do código fonte do simulador de processos operacionais. O coeficiente global de troca térmica do condensador é constante com a carga e seu valor é de 25000 kW/K.

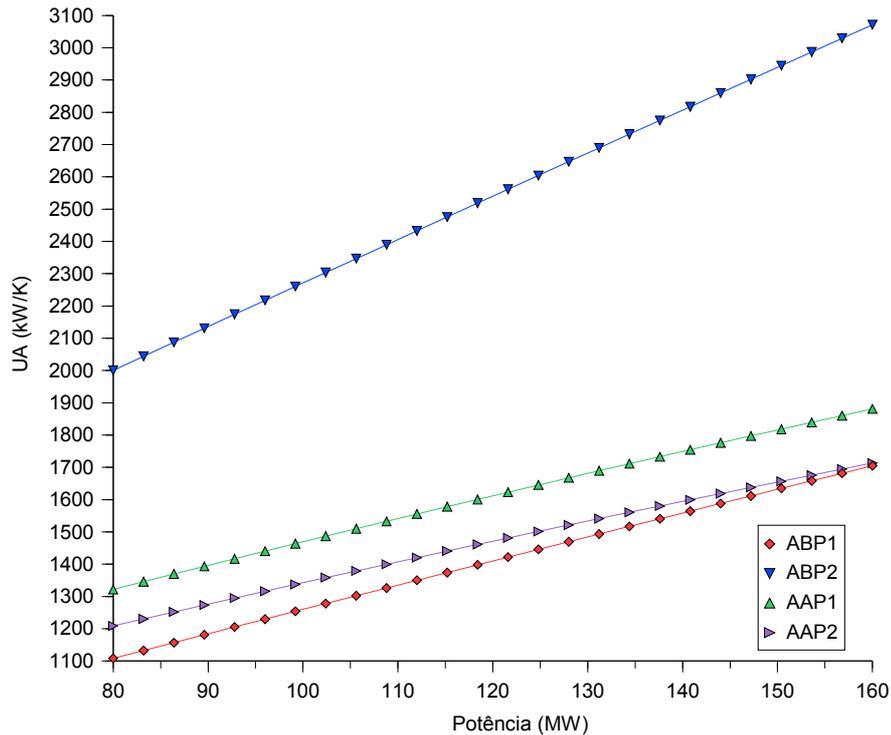


Figura 3.4 Curvas dos coeficientes globais de troca térmica dos pré-aquecedores [CGTEE - UFRGS - ANEEL, 2004].

O condensador foi modelado como um trocador contra-corrente. A temperatura de admissão da água de resfriamento do condensador (T31) é assumida constante igual a 20°C. A vazão da água de resfriamento varia conforme a carga para garantir na saída do condensador o estado de líquido saturado. Essa é uma diferença da planta real da UTEPM – Fase B, onde a vazão da água de resfriamento é constante.

Ao se tentar rodar o modelo com os pré-aquecedores em contracorrente, surgia um problema de convergência nos pré-aquecedores de alta pressão (AAP1 e AAP2). As Figs. 3.5 e 3.6 mostram graficamente o problema verificado. Pela Fig.3.5 pode ver-se que a temperatura de entrada de vapor no primeiro pré-aquecedor (T12) é mais alta, devido ao seu reaquecimento, que a temperatura de entrada de vapor do segundo pré-aquecedor (T11). Na Fig. 3.6, vê-se os perfis de temperatura ao longo dos pré-aquecedores para os esquemas concorrentes e contracorrente. Quando os pré-aquecedores são modelados em contra corrente ocorre uma inversão na troca de calor no segundo pré-aquecedor (o condensado fica mais quente que o vapor), impedindo a convergência do modelo. Por este motivo os pré-aquecedores foram modelados como concorrentes.

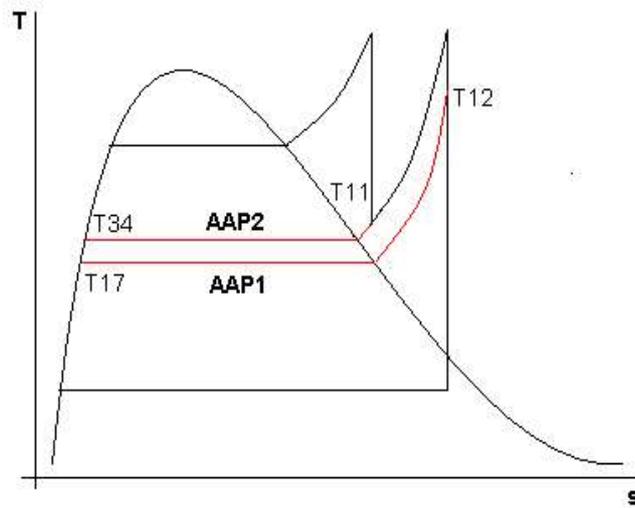


Figura 3.5 Diagrama T-S mostrando as isobáricas dos pré-aquecedores de alta pressão.

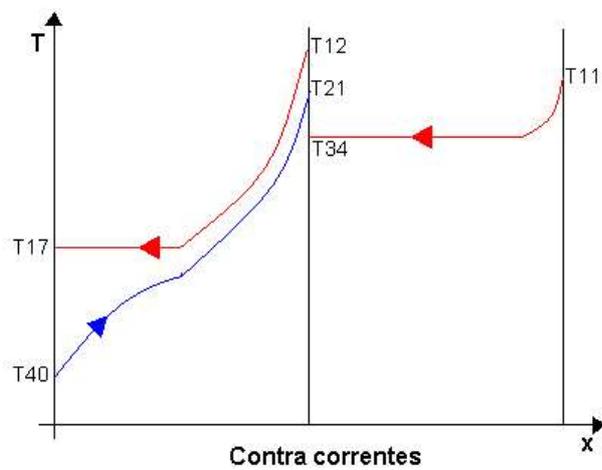
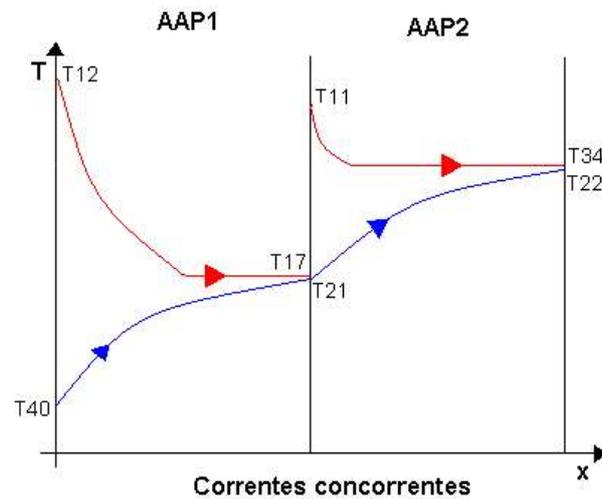


Figura 3.6 Perfis de temperatura ao longo dos pré-aquecedores de alta pressão em correntes paralelas e contra-correntes.

3.1.3 Bombas e perda de carga

As eficiências mecânicas e elétricas das bombas foram assumidas constantes com a carga e estão apresentadas na Tab. 3.2. Seus valores foram assumidos iguais aos do simulador da CGTEE e confirmados pelos dados apresentados por Gill, 1984

Tabela 3.2 Eficiência elétricas e de bombeamento para as bombas

<i>Bomba</i>	<i>Eficiências</i>	
	<i>Elétrica</i>	<i>Bombeamento</i>
Condensado	0,85	0,60
Principal	0,85	0,64
Torre	0,80	0,64

A bomba de condensado opera entre os níveis de pressão do condensador e o do tanque de alimentação, mais a perda de carga dos pré-aquecedores de baixa pressão. A pressão no tanque de alimentação é igual a pressão da terceira extração da turbina (ponto E3 na Fig.3.1 ou 3.2). A bomba principal trabalha entre os níveis de pressão do tanque de alimentação e a pressão requerida na admissão da turbina, mais a perda de carga dos pré-aquecedores de alta pressão.

A bomba da torre de resfriamento opera para superar a perda de carga interna da torre assumida como 0,215 MPa, segundo os dados dos relatórios do projeto do simulador[CGTEE - UFRGS - ANEEL, 2004].

A perda de carga foi considerada apenas nos pré-aquecedores no lado do condensado que são, segundo os dados que constam dos relatórios, os pontos relevantes. Os coeficientes de perda foram calculados a partir do valores de operação nominal e estão na Tab. 3.3.

Tabela 3.3 Coeficientes de perda de carga nos pré-aquecedores

	<i>Perda de carga (MPa)</i>	<i>vazão de condensado (kg/s)</i>	<i>$Kc = \Delta P / m^2$ ($\times 10^6 \text{ kg m}^{-3} \text{ s}^{-2}$)</i>
ABP1	0,117	120,78	8,02
ABP2	0,166	120,78	11,36
AAP1	0,098	148,92	4,42
AAP2	0,101	148,92	4,55

Também se considerou a perda de carga no reaquecedor e por cálculo similar ao dos pré-

aquecedores, seu coeficiente de perda de carga foi estimado em $9.735 \times 10^{-6} \text{ m}^{-1}\text{kg}^{-1}$.

3.1.4 Gerador de vapor

As eficiências do evaporador e do circuito de reaquecimento do gerador de vapor foram assumidas em 80%, [CGTEE - UFRGS - ANEEL, 2004].

3.2 Metodologia de solução

O sistema de equações resultantes do modelamento do ciclo atingiu ordem 105. O método de solução, onde as equações são resolvidas simultaneamente, foi escolhido e uma rotina em Fortran 90 foi especialmente implementada com as equações. O sistema de equações é resolvido com o auxílio da rotina DEQNDF do IMSL, que usa o método da Powell para a solução de equações não lineares. Pode-se observar no código fonte da rotina DEQNDF, que o método de Powell é o método de Newton-Raphson, onde o sistema linear resultante é resolvido através da decomposição QR.

As propriedades termodinâmicas para a água, foram obtidas segundo a formulação IAPWS-IF97, apresentadas em Wagner et al, 2000 e programadas em FORTRAN 90 por Fonseca e Schneider, 2004. Elas possuem licença livre e estão disponíveis em www.mecanica.ufrgs.br/geste.

3.3 Comparação entre os modelos de carga parcial e modos de controle para turbinas.

O objetivo de simular diferentes modelos para carga parcial em turbinas é explorar suas diferenças para essa situação. Junto a isso, modelou-se os modos de controle do sistema, com a mesma intenção. Assim, propõe-se um arranjo composto por uma turbina de 4 grupos, Fig. 3.7, com um reaquecimento e duas extrações, baseada nas características da turbina da UTPMb.

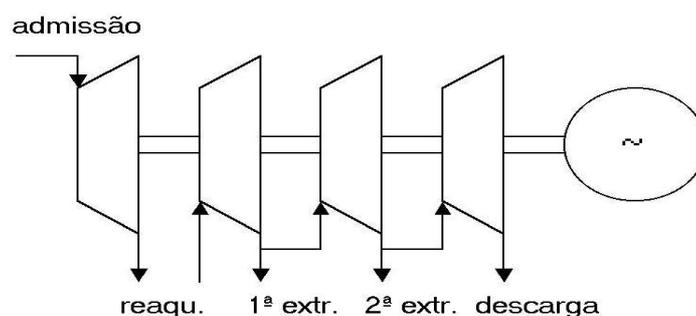


Figura 3.7 Turbina usada para comparação entre os modelos de carga parcial e controle

Operando em condições de projeto, ela gera 160 MW, com uma pressão de admissão de vapor de 18 MPa a uma temperatura de 530 °C. O condensador, para uma dada condição ambiental, tem uma pressão no lado do vapor de 0,02 MPa. Nessa condição, a turbina consome 130,8 kg/s de vapor, admitindo-se uma eficiência isentrópica de 0,8 (Fig. 3.8) para todos os grupos. No reaquecimento, a temperatura do vapor é elevada até a temperatura de admissão no primeiro grupo. Nas extrações, a quantidade de vapor extraído é de 8% da quantidade total de vapor que escoar em cada grupo. A carga foi variada entre os limites de 40% até 100%, mesmo sabendo-se que muitas plantas não operam a cargas abaixo de 50%, em função da queda de rendimento ou de limitações do gerador de vapor. Admitiu-se também que o estado do vapor na saída de um grupo será igual ao estado na admissão do grupo subsequente. Os dados apresentados até aqui foram tomados como condições de projeto para a simulação dos regimes em carga parcial. A eficiência isentrópica para carga parcial foi estimada pela Fig.2.7 por curvas de ajuste . (Fig. 3.8).

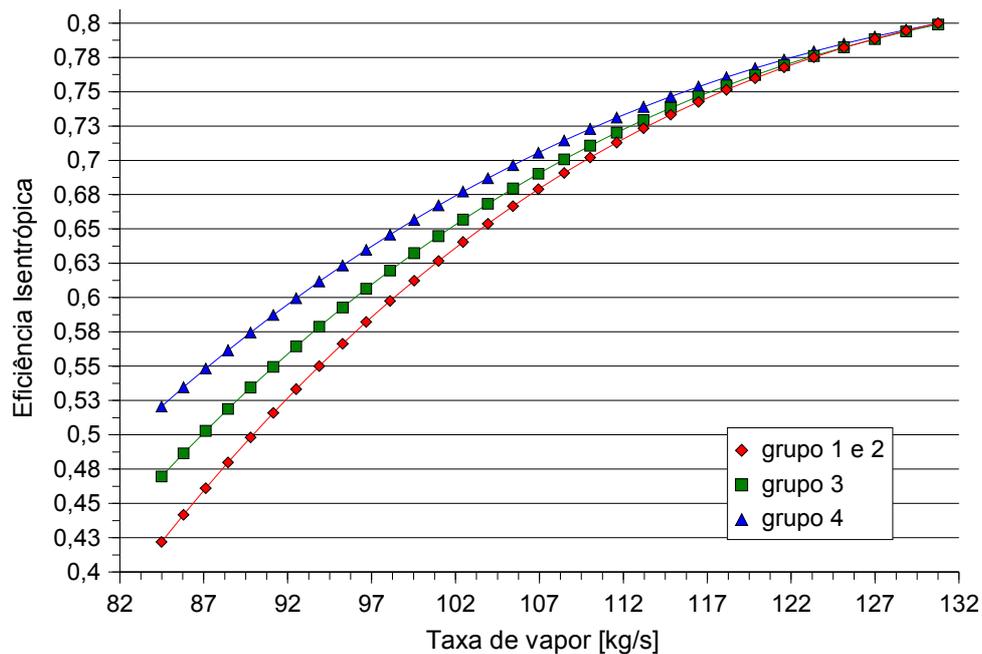


Figura 3.8 Eficiência isentrópica em função da taxa de massa da turbina.

Os casos simulados reproduzem os seguintes esquemas de controle:

1. Pressão deslizante. A temperatura de admissão é mantida constante com a carga.
2. Válvula de estrangulamento. O rebaixamento da pressão se dá em uma transformação isentálpica.
3. Válvula de bocais. O rebaixamento da pressão se dá em uma transformação isentrópica.

A Fig. 3.9 a seguir mostra que os resultados da simulação da pressão de admissão do

vapor em regime de carga parcial pelos modelos de Schegliáiev e de Stodola têm aproximadamente o mesmo comportamento. A diferença máxima observada é de cerca de 2%, no ponto de menor carga parcial, o que garante o emprego de ambos os modelos. O sistema de controle empregado nesta simulação foi o de pressão deslizante

O modelo de Schegliáiev se mostrou melhor do ponto de vista computacional, pois tem uma convergência mais fácil, e foi escolhido para rodar os casos do modelo deste trabalho.

Observa-se que há um comportamento linear em ambos os modelos, que pode ser compreendido pela inspeção da equação do modelo de Schegliáiev. Os resultados de simulação mostram que a diferença ($p_e - p_s$) é muito próxima de $(P_{ed} - P_{sd})$ para todos os grupos, e como a temperatura de admissão T_e é mantida constante, e igual à de projeto, os termos não lineares guardam uma proporção praticamente constante.

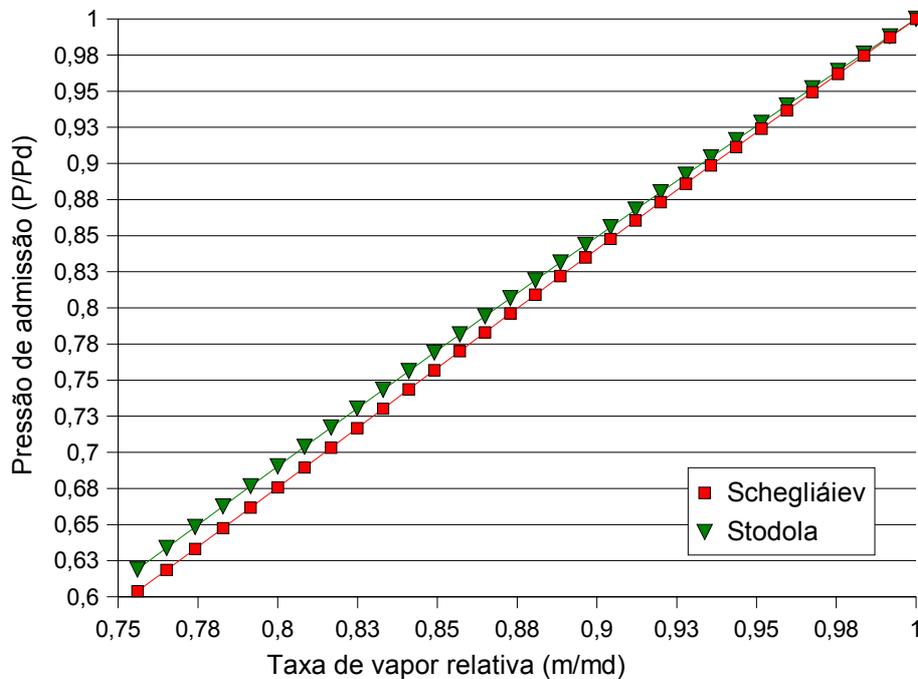


Figura 3.9 Relação entre a pressão de admissão e vazão de vapor, relativas às condições de projeto, dos modelos de carga parcial. Controle por pressão deslizante.

A Fig. 3.10 mostra a dependência da pressão de admissão com a carga para os diferentes modos de controle.

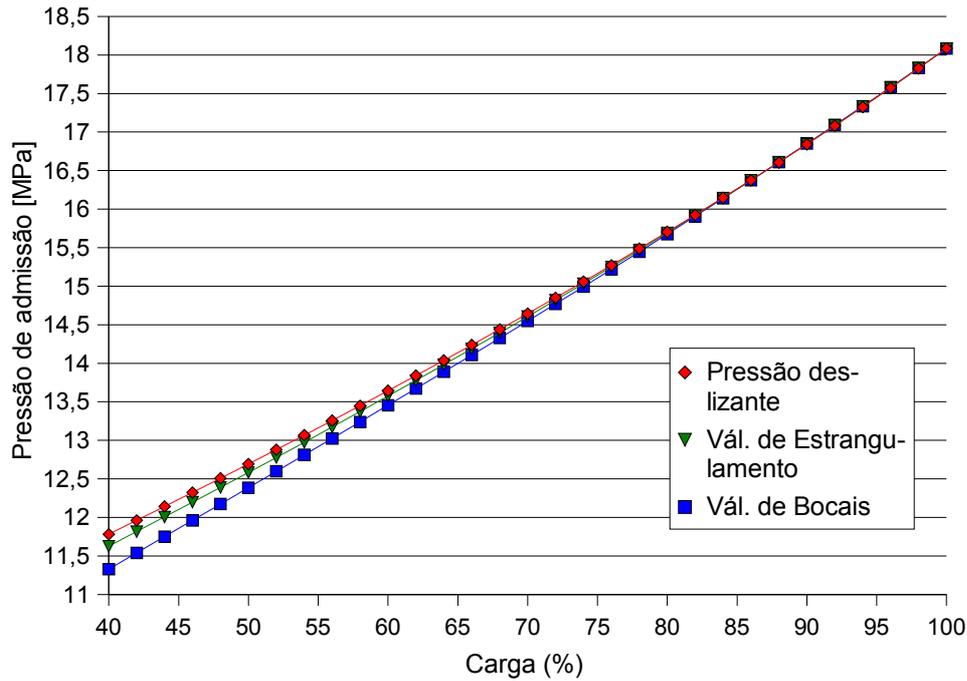


Figura 3.10 Pressão de admissão em função da carga para os três modos de controle pelo modelo de Schegliáiev.

No controle por pressão deslizante, o modelo encontra diretamente a pressão de admissão para a carga desejada, mantendo sempre a temperatura de admissão do vapor constante, característica dessa estratégia de controle. Quando se emprega o controle por estrangulamento ou por bocais, o mesmo procedimento de cálculo das pressões é empregado, mas ao final percebe-se que a pressão de admissão é sempre inferior àquela dada pelo controle de pressão deslizante. Esse comportamento deve-se ao fato que a temperatura do vapor na admissão de válvulas sofre um rebaixamento em condições de carga parcial, quando se compara com a situação de projeto. Portanto, a manutenção da potência gerada é obtida com o aumento da vazão de massa de vapor.

Assim como no caso anterior, a diminuição da pressão de admissão com a carga é praticamente linear. A diferença se acentua quando o sistema opera em direção das cargas parciais reduzidas.

A Fig. 3.11 mostra a variação da temperatura de admissão do vapor com a carga. Ela é mantida constante no modo de pressão deslizante, mas sofre rebaixamentos nos dois outros modos, sendo que o mais significativo acontece na válvula de bocais.

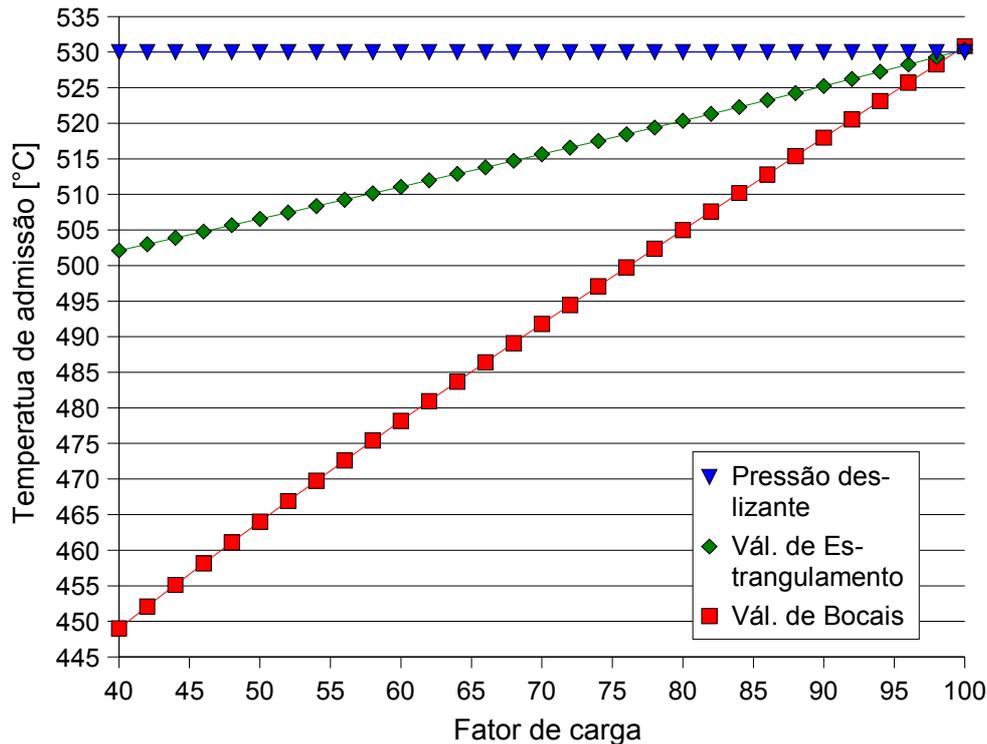


Figura 3.11 Temperatura de admissão em função da carga para os três modos de controle

Deve-se observar que o modo de operação por válvula de bocais foi modelado como sendo isentrópico (eficiência isentrópica igual a 1). Já o modo de operação por válvula de estrangulamento foi modelado como sendo isentálpico, com eficiência isentrópica igual a 0. Ambos representam situações ideais, levando a resultados que expressam limites teóricos. Na realidade, os resultados desses modos de operação devem se aproximar, pois as eficiências estão em alguma posição intermediária.

3.4 Métodos de análise de sensibilidade.

Na implementação dos métodos para a análise de sensibilidade se arbitrou uma distribuição normal para todos os dados de entrada. O desvio foi arbitrado como sendo 1% do valor médio. Esse desvio equivale aos extremos de um intervalo de confiança com limite de 99% de confiança. O coeficiente de confiança para este intervalo é 2,58. Então para um dado de entrada x , seu desvio padrão σ foi estimado da seguinte forma,

$$\sigma = \frac{0,01 \cdot \bar{x}}{2,58} \quad (3.1)$$

a interpretação da Eq. 3.1 pode ser vista na Fig. 3.12.

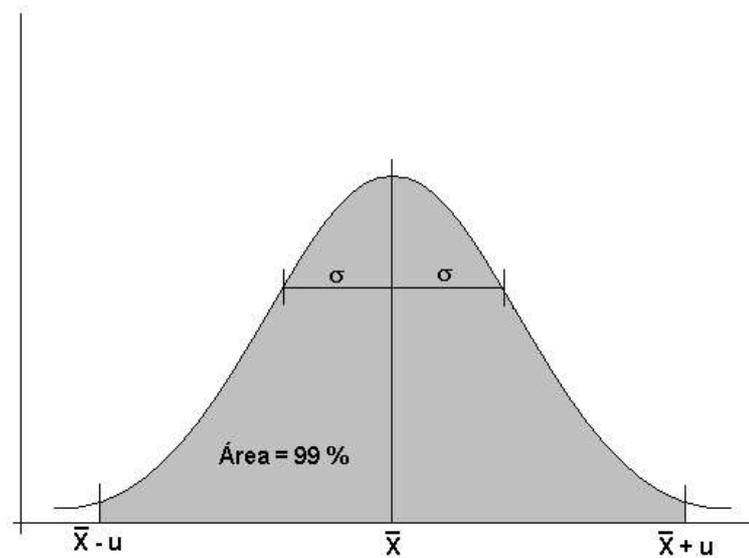


Figura 3.12 Distribuição normal, com intervalo de confiança de 99%

A Eq. 3.1, é uma forma prática de se determinar um desvio padrão para um dado de entrada para a análise de sensibilidade, pois pode-se regular nela o tamanho do desvio e o intervalo de confiança do dado a ser amostrado, o que é importante na interpretação do resultado.

O tamanho da amostra no Método de Monte Carlo é determinado pelo intervalo de confiança para a variância que segue uma distribuição χ^2 . A Fig. 3.13 mostra as curvas destes limites em função do tamanho da amostra para 3 intervalos de confiança, para uma distribuição normal padronizada (média igual a zero e desvio padrão igual um). Baseando-se nisso utilizou-se uma amostra de 12600 pontos, que dá um intervalo para a variância entre 1,02 e 0,98, com 99% de nível de confiança. Além do intervalo de confiança da variância, levou-se em conta o tempo de solução do sistema de equações. Apenas a título de comparação, uma amostra de 12600 pontos levou aproximadamente 2 horas 48 minutos minutos de tempo em uma CPU a 600 MHz e com 128 Mb de memória.

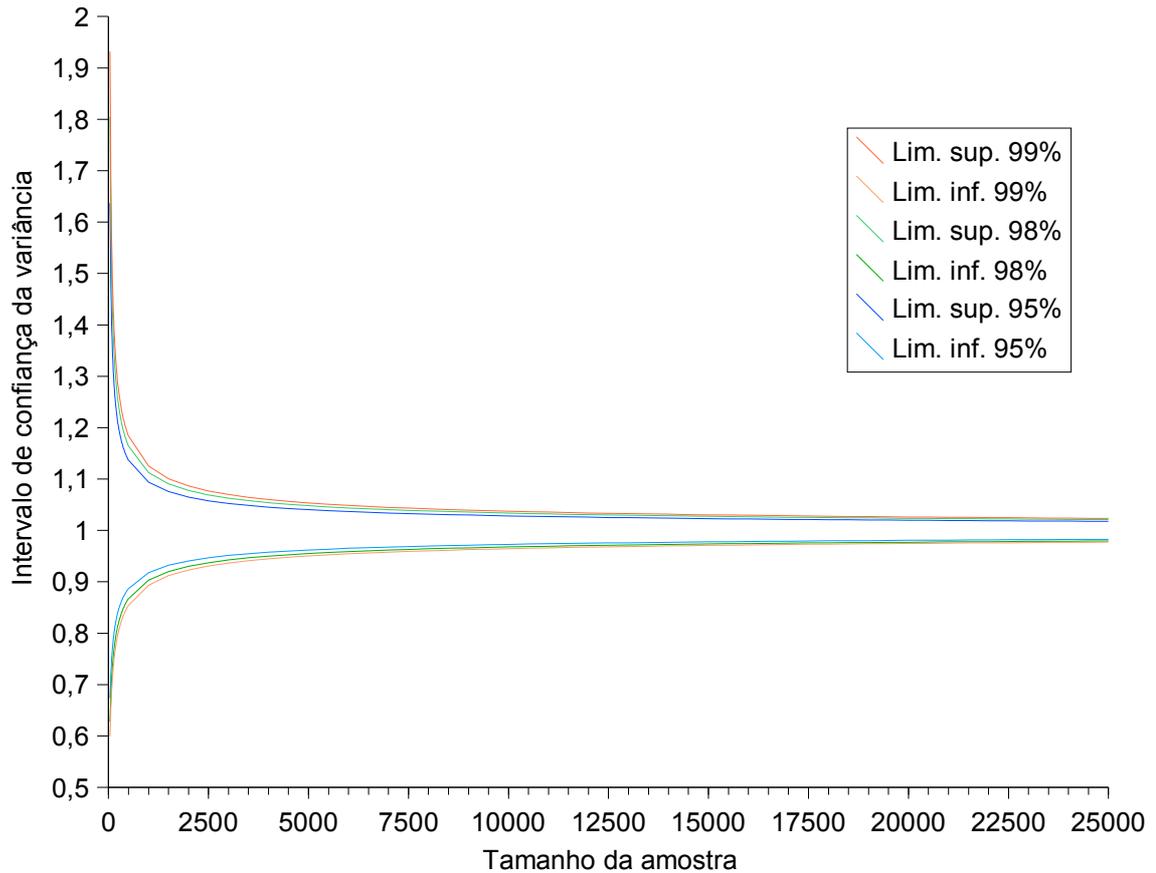


Figura 3.13 Limites do intervalo de confiança para a variância de um distribuição padronizada, para vários níveis de confiança

Para se gerar a seqüência randômica dos dados de entrada se utilizou a função DRNNOA da biblioteca do IMSL. Essa função gera um seqüência aleatória de dados em dupla precisão seguindo uma distribuição normal padronizada. A Fig. 3.14 mostra o histograma dessa função, que foi levantado para testá-la com a amostra de 12600 pontos.

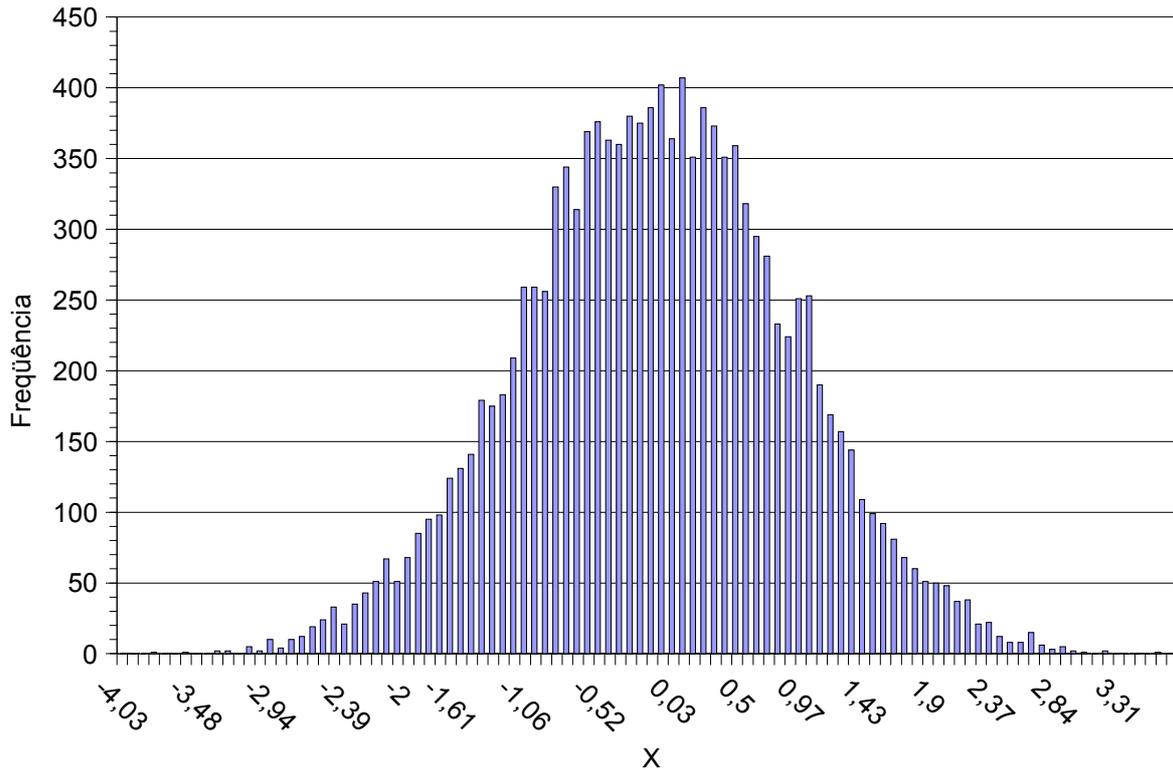


Figura 3.14 Histograma do gerador randômico de uma distribuição normal padronizada

No Método da Transformada de Fourier, determinou-se o número k de pontos necessários para a análise a partir das frequências máxima e mínima, conforme descrito na fundamentação desse trabalho, da seguinte forma,

$$k = \frac{\omega_{\text{máx}} \cdot K}{\omega_{\text{mín}}} \quad (3.2)$$

onde K é o um número inteiro que divide exatamente o período da frequência mais alta. Para a análise neste trabalho, K foi tomado igual a 8. A frequência mais baixa é igual a 2 Hz e a mais alta igual a 54 Hz, o que resulta em 216 pontos.

A Tab. 3.4 mostra os dados de entrada que foram avaliados na análise de sensibilidade, com seus valores médios, desvios padrão e as frequências arbitradas para o Método da Transformada de Fourier. Para simplificar a análise os dados foram agrupados pelo seu significado comum. Os dados podem ser classificados em dois grupos: dados de operação, que são aqueles que podem ser regulados pelo operador da planta (Potência, T_1 , P_2 e T_{31}) e dados característicos, que são aqueles próprios do projeto da planta e que não são passíveis de regulagem (Eficiências, perda de carga e trocadores de calor).

Tabela 3.4 Valores médios, desvios padrão e frequências dos dados de entrada.
(Os índices indicam o nome do componente ou ponto na planta a que se referem)

	<i>Média</i>		<i>Desvio Padrão</i>		$\omega(\text{Hz})$
Potência (MW)	80	160	0,31	0,62	2
T ₁ (°C)	530		2,054		4
P ₂ (kPa)	0,02		0,7752e-4		6
T ₃₁ (°C)	20		0,7752e-1		8
Ef. Turbina	80 MW	160 MW	80 MW	160 MW	
η_{TA}	0,76	0,79	0,2968e-2	0,3068e-4	10
η_{TM1}	0,77	0,80	0,3003e-2	0,3084e-2	12
η_{TM2}	0,78	0,80	0,3038e-2	0,3107e-2	14
η_{TM3}	0,79	0,81	0,3073e-2	0,3131e-2	16
η_{TM4}	0,80	0,81	0,3109e-2	0,3153e-2	18
η_{TB1}	0,81	0,82	0,3145e-2	0,3181e-2	20
η_{TB2}	0,82	0,83	0,3182e-2	0,3211e-2	22
UA (kW/K)					
UA _{Cond}	25000	25000	97	97	24
UA _{ABP1}	1108	1704	4,9	8	26
UA _{ABP2}	2000	3071	8,8	14,5	28
UA _{AAP1}	1322	1881	5,6	8,3	30
UA _{AAP2}	1209	1713	5,1	7,6	32
Ef. Bombas					
$\eta_{\text{E B.C}}$	0,85		0,3295e-2		34
$\eta_{\text{B B.C}}$	0,60		0,2326e-2		36
$\eta_{\text{E B.P}}$	0,85		0,3295e-2		38
$\eta_{\text{B B.P}}$	0,64		0,2481e-2		40
$\eta_{\text{E B.T}}$	0,80		0,3101e-2		56
$\eta_{\text{B B.T}}$	0,64		0,2326e-2		58
Perda de Carga (MPa s ² /kg ²)					
K _{C_{RH}}	9,735e-6		0,3773e-7		42
K _{C_{ABP1}}	8,02e-6		0,3109e-7		44
K _{C_{ABP2}}	11,36e-6		0,4403e-7		46
K _{C_{AAP1}}	4,42e-6		0,1713e-7		48
K _{C_{AAP2}}	4,55e-6		0,1764e-7		50
Ef. Caldeira					
η_{GV}	0,80		0,3101e-2		52
η_{RH}	0,80		0,3101e-2		54

3.5 Problemas e soluções na implementação

3.5.1 Métodos iterativos e o Método de Monte Carlo

Como foi mencionado, o sistema de equações não lineares foi resolvido utilizando o método de Powel. Este método necessita de uma estimativa inicial do resultado para iniciar o processo de solução, baseada em uma análise prévia do sistema com os valores médios dos dados de entrada.

Quando se aplica o Método de Monte Carlo, os valores dos dados de entrada variam em torno dos seus valores médios. Se essa variação for grande, o valor do dado de entrada se afastará muito do seu valor médio e a estimativa inicial do resultado não será capaz de fazer o sistema convergir para uma solução.

Como é inviável se estimar uma solução para cada caso aleatório do Método de Monte Carlo, deve-se determinar com cuidado o desvio imposto aos dados de entrada, para que em seus extremos não atinjam valores incompatíveis com a estimativa inicial. Isso se estende a todos os métodos baseados em estimativas iniciais.

3.5.2 Função de entalpia

A função para a propriedade termodinâmica entalpia específica do vapor é chamada pelo programa como $h=H_{dePeT}(P,T)$ ou ainda $T=T_{dePeH}(P,H)$ de forma recursiva.

Como o sistema é resolvido iterativamente, a princípio ele deveria se comportar da mesma forma para ambas as funções apresentadas, mas para a forma T_{dePeH} ele convergia mais rapidamente. A explicação provável para isto, é a diferença no valor da derivada da função.

3.5.3 Valores negativos

Como é sabido, a solução de sistemas pode levar a respostas fisicamente impossíveis. Nas iterações para a procura da solução do sistema de equações é possível que o sistema passe por soluções não viáveis fisicamente. Quando isto ocorre, provavelmente o sistema irá divergir.

Este problema ocorreu com os valores das pressões, quando em algumas iterações o método estimava valores negativos, o que é fisicamente impossível se tratando de pressões absolutas. Para contornar este problema, colocou-se as pressões na forma de módulo, nas funções com esta variável.

3.5.4 Função logarítmica

Funções do tipo exponencial ou logarítmicas são um desafio para a solução de sistemas não-lineares, por seus extremos serem assintóticos e levarem a infinitos ou zeros, causando divergências.

Isso ocorreu nos trocadores de calor, com a função logarítmica para o cálculo da média das temperaturas. Usando-se a função intrínseca do compilador a solução não convergia. O problema foi contornado, ajustando-se um polinômio de 5° grau para a função logarítmica, na faixa possível de solução.

4 RESULTADOS

Este capítulo apresenta os resultados obtidos do modelo numérico da Usina termelétrica Presidente Médici – Fase B. A primeira parte apresenta os resultados que revelam o comportamento em carga parcial da usina. A segunda parte apresenta os resultados da análise de sensibilidade, comparando o Método Diferencial, o Método de Monte Carlo e o Método da Transformada de Fourier.

Os dados de saída que foram analisados foram a pressão (P1) e vazão de vapor (m1) na admissão na turbina, título (X2) e temperatura na exaustão da turbina (T2), temperatura (T30) e vazão da água de resfriamento (m31) do condensador, potência das bombas de condensado, principal e da torre (W_bc, W_bb e W_bt), calor trocado no gerador de vapor (Q_GV) e a eficiência térmica do ciclo (Ef_term)

4.1 Carga Parcial

As figuras desta seção são todas apresentadas em função da carga relativa, que é definida como uma razão da potência nominal da planta, que é de 160 MW.

A Fig. 4.1 mostra o comportamento da pressão de admissão na turbina em função da carga, para a modelagem feita neste trabalho e para a curva fornecida por CGTEE - UFRGS - ANEEL, 2004. Ambas relações são lineares com a carga, e a diferença entre as curvas é de 6,2%, no ponto de carga máxima. Essa diferença é devida à potência nominal da turbina ter sido assumida igual a potência nominal da planta (160 MW), sem levar em conta as perdas do alternador. A curva fornecida pela CGTEE - UFRGS - ANEEL (*op. cit.*) é referente à potência máxima da turbina, que é de 168 MW, o que dá uma diferença de 5%. O resto da diferença se deve às eficiências isentrópicas dos grupos da turbina terem sido arbitradas e não calculadas a partir dos dados reais de operação da planta.

A Fig. 4.2 apresenta o comportamento da vazão de vapor na admissão da turbina em carga parcial e compara o resultado obtido no modelo com a curva fornecida por CGTEE - UFRGS - ANEEL, 2004. A diferença entre as curvas se deve ao mesmo fato relatado para a Fig. 4.1. A maior diferença entre as curvas é novamente de 6,2% em carga máxima. Outra diferença está que o valor da proporção das sangrias, que no modelo é constante, mas na realidade varia com a carga, o que mudaria a inclinação da curva.

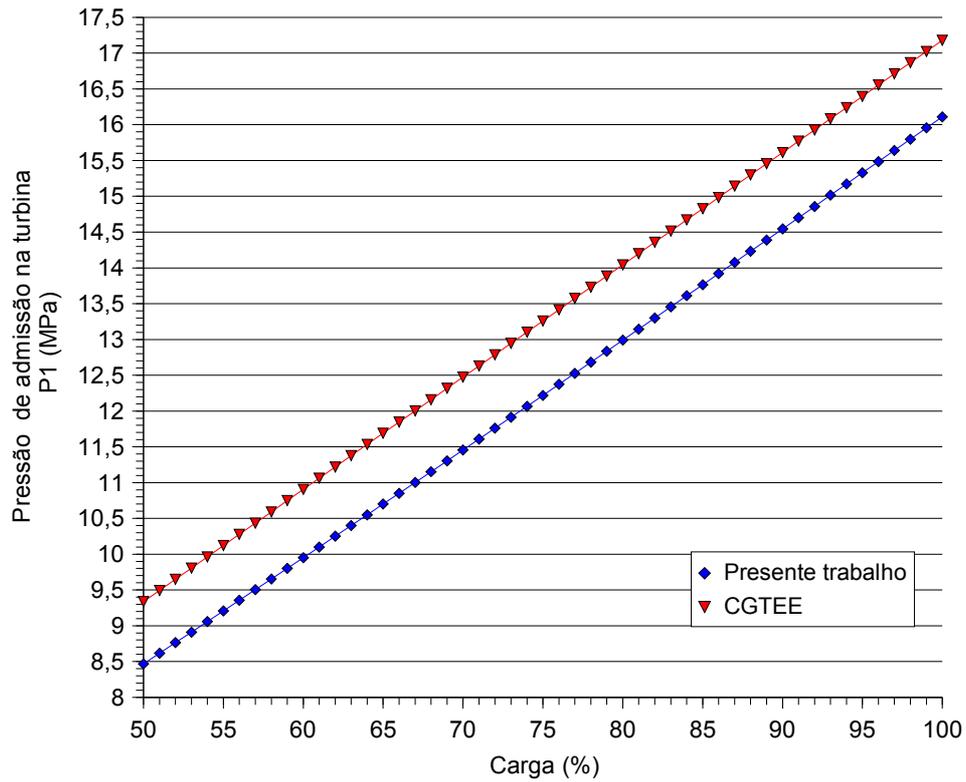


Figura 4.1 Pressão de admissão na turbina em função da carga.

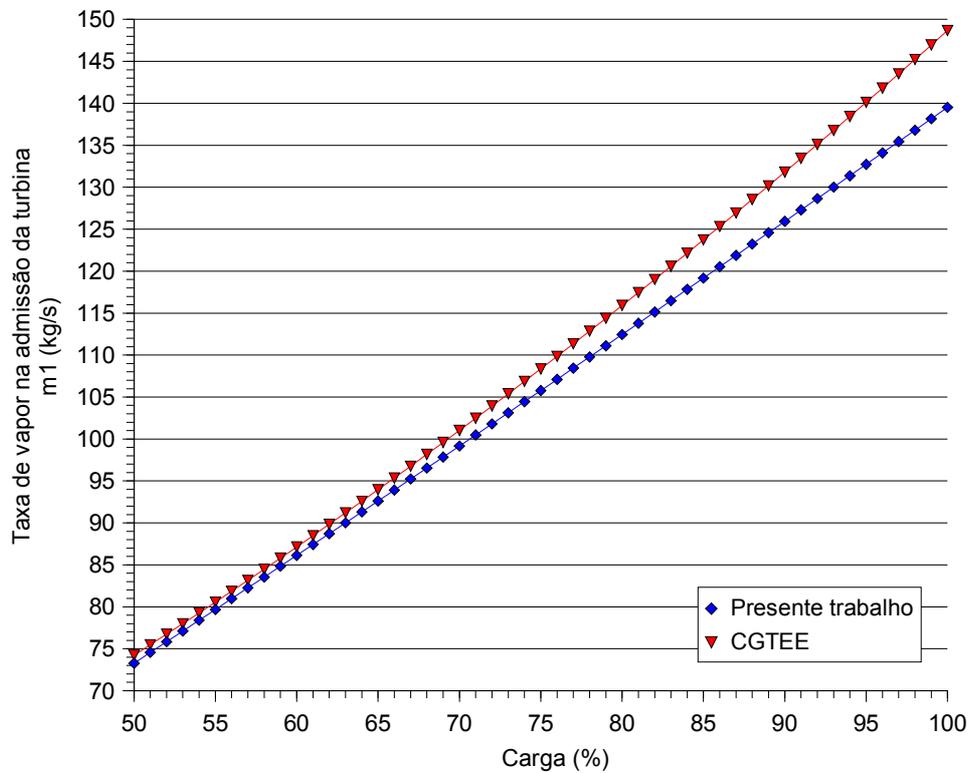


Figura 4.2 Taxa de massa de vapor na admissão em função da carga.

A Fig. 4.3 mostra a temperatura do vapor na exaustão da turbina (entrada do condensador, T2) e a temperatura de saída da água de resfriamento do condensador (T30). O condensador é modelado como um trocador de calor contra-corrente. Em cargas reduzidas ele se comporta como se fosse um trocador de área infinita e T2 e T30 tendem a igualdade. A medida que se eleva a carga, a diferença entre essas temperaturas aumenta.

A Fig. 4.4 mostra o título do vapor na exaustão da turbina. Para cargas menores de 56% o vapor é superaquecido. Essa descontinuidade na curva do título gerou um problema de convergência no sistema de equações para cargas abaixo de 56%. O problema estava na equação de troca de calor do condensador, que se aplica apenas quando o vapor for admitido saturado. Caso contrário, deve-se usar a equação da média logaritmica das temperaturas.

A Fig. 4.5 apresenta a vazão de água de resfriamento do condensador. Ela aumenta linearmente com a carga e apresenta um comportamento mais acentuada abaixo dos 56% de carga, já que além de condensar todo o vapor tem que também desuperaquece-lo.

A Fig. 4.6 apresenta as potências relativas das bombas de condensado, principal e da água de resfriamento do condensador. A potência relativa é a razão entre a potência da bomba, para uma determinada carga e a potência em carga máxima. A potência máxima da bomba de condensado é 266,68 kW, a da bomba principal é de 4091,69 kW e a da bomba da torre é 677,89kW.

A Fig. 4.7 apresenta o calor trocado no gerador de vapor e o calor trocado no condensador. Ambos apresentam um comportamento linear com a carga.

A Fig. 4.8 mostra a eficiência térmica (E_{f_term}) da planta modelada. É interessante se observar o seu comportamento não linear. Por uma inspeção na Eq. 2.42 e na Fig. 4.6 ve-se que este comportamento é devido as potências das bombas. Observa-se que o sinal negativo no somatório das potências de bombeamento, na Eq. 2.42, inverte as curvas da Fig. 4.6, e assim, embora as potências das bombas tenham uma derivada crescente, a eficiência térmica tem uma derivada decrescente com a carga.

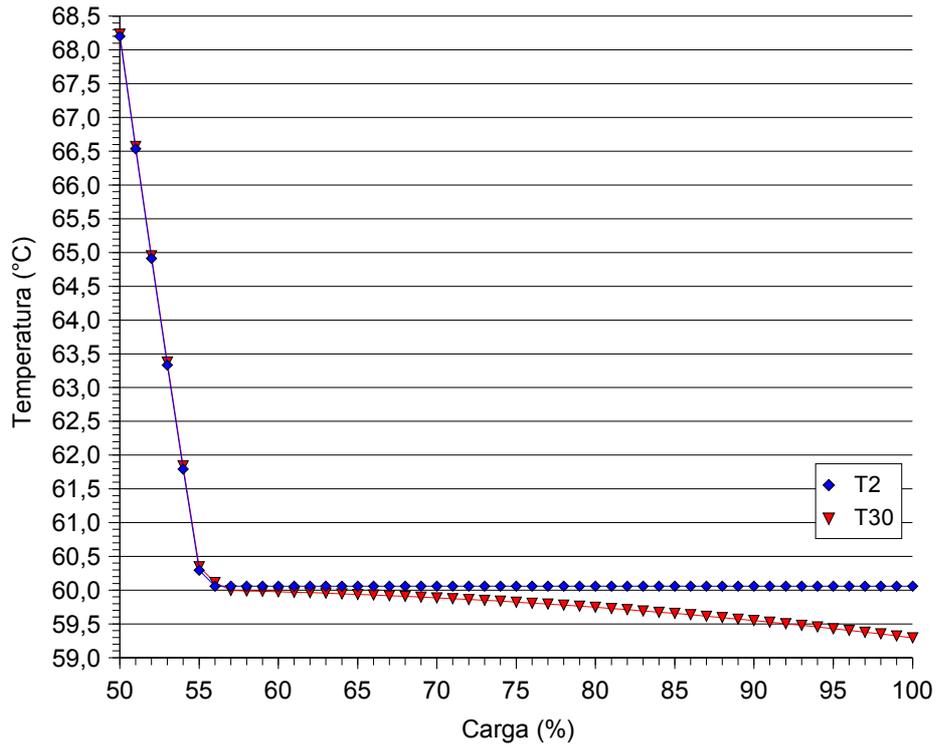


Figura 4.3 Temperaturas de entrada de vapor (T2) e da saída da água de resfriamento no condensador (T30).

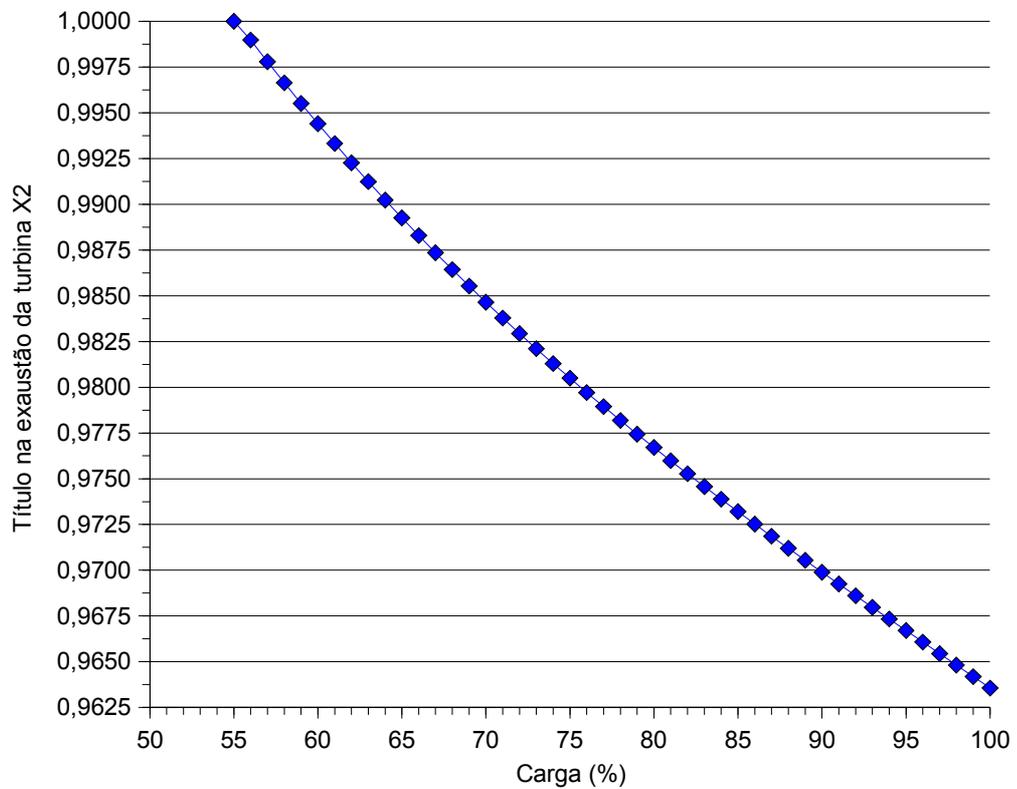


Figura 4.4 Título na exaustão da turbina em função da carga.

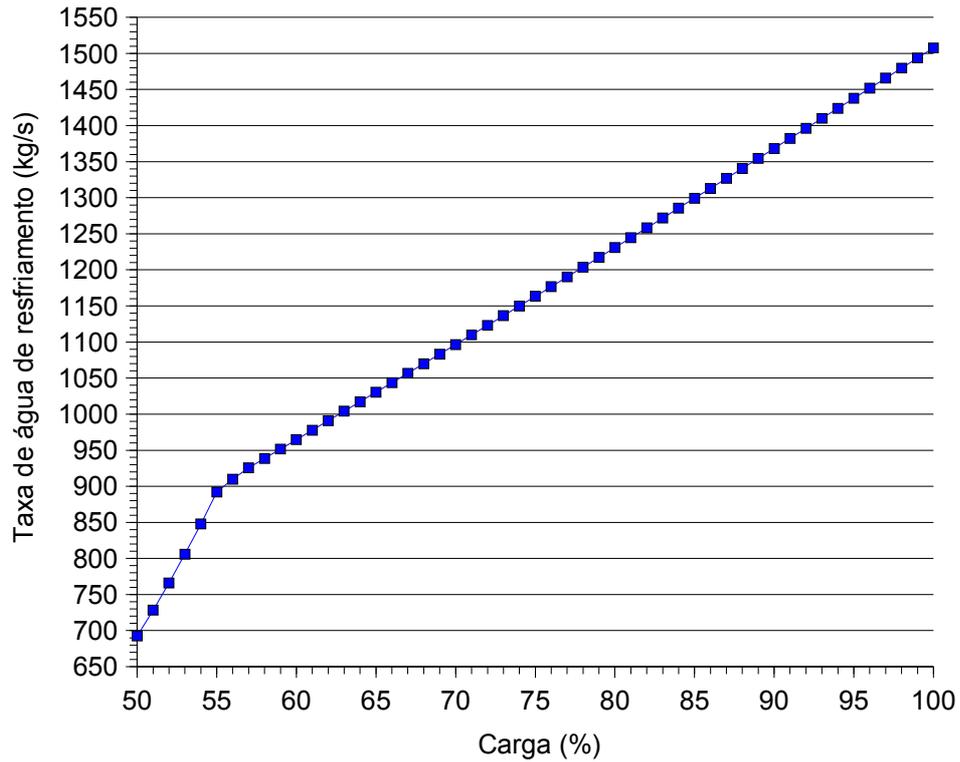


Figura 4.5 Vazão de água de resfriamento do condensador em função da carga.

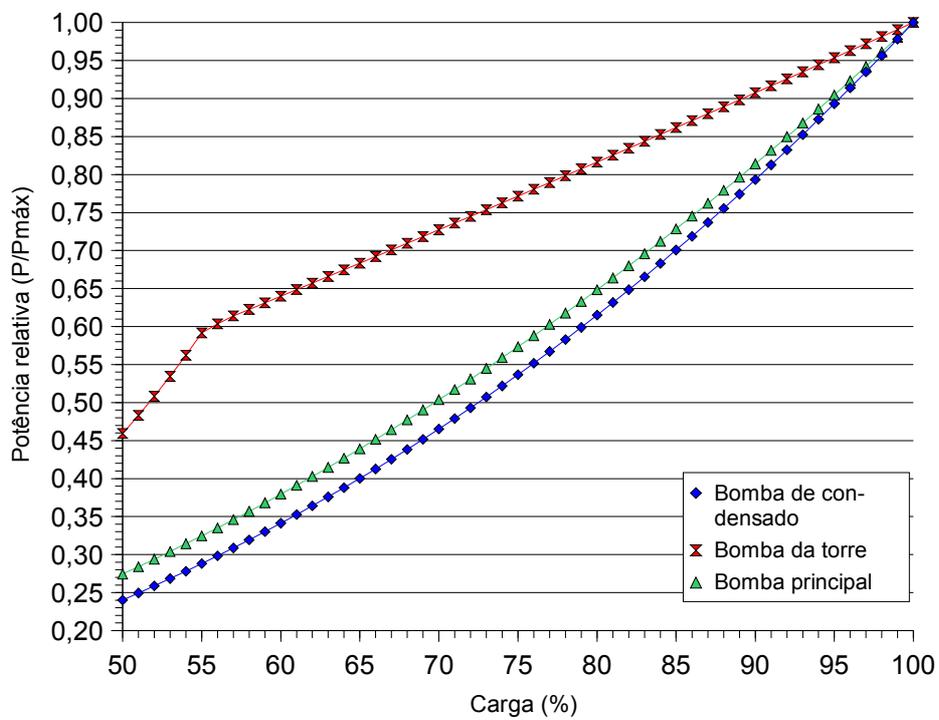


Figura 4.6 Potências relativas das bombas de condensado, principal e da torre.

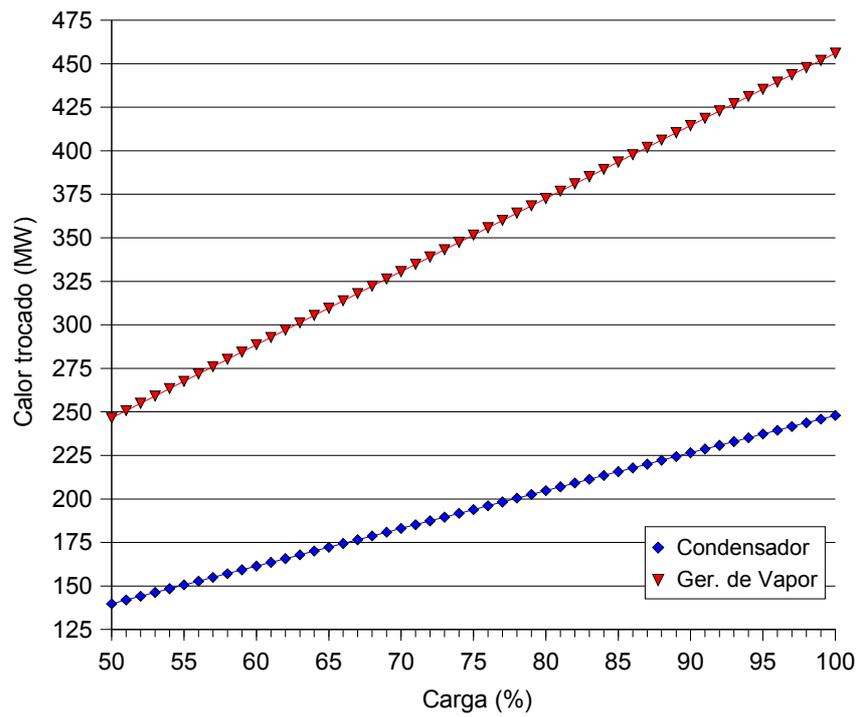


Figura 4.7 Calor trocado no gerador de vapor em função da carga

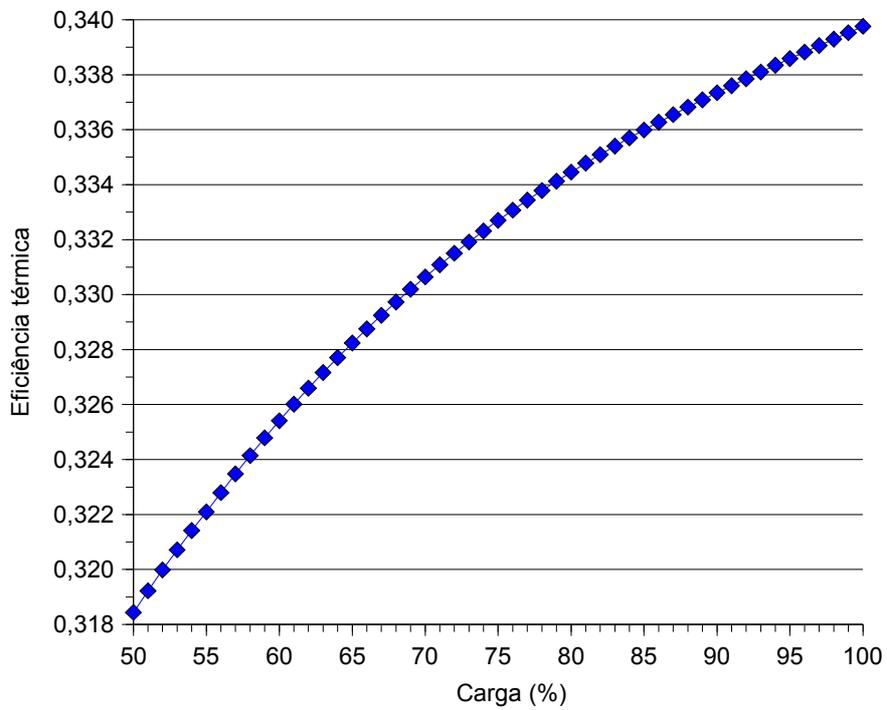


Figura 4.8 Eficiência térmica do ciclo em função da carga

4.2 Análise de Sensibilidade

A Tab. 4.1 mostra os índices de importância dos dados analisados para a situação 100% de carga, calculado pelo Método Diferencial. A maioria dos dados de saída são sensíveis aos dados de operação, exceto a temperatura de exaustão da turbina (T_2). Isso se dá porque o estado de vapor é saturado a 100% de carga, assim ele é sensível apenas a pressão do condensador (P_2). Os dados de saída também são sensíveis à eficiência da turbina, em destaque as eficiências do grupo de alta (η_{ta}) e do segundo grupo de baixa (η_{tb2}), os quais tem maior importância que os outros grupos. Os dados de saída não se mostraram sensíveis aos coeficientes dos trocadores de calor, pois eles se comportaram como trocadores de área infinita, exceto o condensador que tem alguma influência sobre a potência da bomba da torre de resfriamento. As potências das bombas são muito sensíveis às suas eficiências. Os dados de saída são levemente sensíveis à perda de carga no reaquecedor, isso porque ela determina a pressão na admissão do grupo de média.

A pressão (P_1) e a vazão de vapor (m_1) na admissão da turbina têm praticamente os mesmos índices de importância, o que revela uma dependência linear entre os dois dados, como mostrado nos resultados de carga parcial. Uma exceção a isso é o índice de importância da temperatura de admissão da turbina (T_1) que tem maior influência na vazão de vapor que na pressão. Isso porque na admissão, o vapor superaquecido tem um comportamento próximo ao de gás perfeito e sua entalpia depende somente da temperatura. Ao se variar a temperatura, a entalpia se altera e conseqüentemente a potência da turbina. Para manter a potência constante, compensa-se essa variação alterando a vazão de vapor.

Outro resultado interessante de se observar é a importância da eficiência do grupo de alta da turbina (η_{ta}) no calor trocado no circuito de reaquecimento (Q_{RH}). A eficiência do grupo de alta tem um índice diretamente proporcional (positivo), isso porque o estado do vapor na admissão do reaquecedor (exaustão do grupo de alta) é determinado por essa eficiência. O calor trocado no circuito de reaquecimento também é influenciado pela sua perda de carga ($K_{c,RH}$), pois ela determina a pressão na saída.

A potência das bombas principal (W_{bb}) e de condensado (W_{bc}) são inversamente proporcionais à eficiência da turbina. Isso é compreensível, pois quanto mais eficiente for a turbina, menor a vazão de vapor necessária para desenvolver a carga requerida, logo menor a potência requerida das bombas. A potência da bomba da torre (W_{bt}), também tem comportamento inversamente proporcional, pois quanto menor for a vazão de vapor, menos calor é trocado no condensador e menor a vazão de circulação da água de refrigeração.

Tabela 4.1 Índices de importância pelo Método Diferencial

	Ef_term	P1	m1	T2	T22	T30	m31	Q_Cald	Q_RH	W_bc	W_bb	W_bt	X2
Potência	0,063	0,976	0,978	0	0,082	-0,048	0,937	0,865	1,457	2,220	1,966	0,937	-0,062
T1	0,377	-0,285	-0,787	0	0,318	0,031	-0,616	-0,277	-1,164	-1,259	-1,098	-0,616	0,245
P2	-0,078	0,078	0,079	0,360	0	0,381	-0,450	0,072	0,118	0,160	0,158	-0,450	0,031
T31	0	0	0	0	0	-0,021	0,541	0	0	0	0	0,541	0
eta_ta	0,129	-0,258	-0,259	0	-0,051	0,013	-0,248	-0,217	1,163	-0,588	-0,520	-0,248	0,016
eta_tm1	0,064	-0,088	-0,088	0	-0,063	0,006	-0,112	-0,055	-0,102	-0,307	-0,169	-0,112	-0,034
eta_tm2	0,069	-0,091	-0,091	0	-0,060	0,006	-0,121	-0,059	-0,123	-0,335	-0,173	-0,121	-0,042
eta_tm3	0,081	-0,105	-0,105	0	-0,068	0,007	-0,141	-0,068	-0,147	-0,249	-0,211	-0,141	-0,050
eta_tm4	0,077	-0,097	-0,097	0	-0,057	0,007	-0,133	-0,065	-0,136	-0,221	-0,195	-0,133	-0,052
eta_tb1	0,033	-0,041	-0,042	0	-0,024	0	-0,057	-0,028	-0,058	-0,094	-0,083	-0,057	-0,022
eta_tb2	0,115	-0,116	-0,116	0	-0,010	0,010	-0,194	-0,103	-0,173	-0,263	-0,233	-0,194	-0,071
UA_cond	0	0	0	0	0	0,055	-0,083	0	0	0	0	-0,083	0
UA_ABP1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
UA_ABP2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
UA_AAP1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
UA_AAP2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
EE_bc	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1,000	0	0	0
EB_bc	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1,000	0	0	0
EE_bb	0,026	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1,000	0	0
EB_bb	0,026	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1,000	0	0
EE_bt	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1,000	0
EB_bt	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1,000	0
Kc_RH	0	0,005	0,007	0	0	0	0,007	0,006	-0,032	0,015	0,012	0,007	0
Kc_ABP1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,108	0	0	0
Kc_ABP2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,153	0	0	0
Kc_AAP1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,006	0	0
Kc_AAP2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,006	0	0
Ef_Cald	0,925	0	0	0	0	0	0	-1,000	0	0	0	0	0
Ef_RH	0,075	0	0	0	0	0	0	0	-1,000	0	0	0	0

A Tab. 4.2 mostra uma comparação entre a ordenação dos índices de importância e de sensibilidade para o Método Diferencial, numa situação de carga plena. A ordenação coloca em ordem decrescente pelo valor do índice de importância os dados de entrada para cada dado de saída. Isto mostra quais dados de entrada influenciam mais cada dado de saída. Observando a ordenação, vê-se que a mesma é seguida pelo índice de sensibilidade para os dados de entrada mais influentes, confirmando a conclusão de Hamby, 1995.

Pela definição de cada índice não cabe comparar seus valores diretamente, mas observa-se nos dados de entrada de maior influência uma mesma ordem de grandeza para os índices e uma proporção entre eles. Pode-se dizer que para uma análise qualitativa ambos os índices são equivalentes.

Tabela 4.2 Comparação da ordenação dos índices de importância e sensibilidade pelo Método Diferencial

	Ef_term	
	Import.	Sens.
Ef. GV	0,9281	0,8070
T1	0,3772	0,1333
Ef. Turb.	0,2288	0,0490
P2	0,0775	0,0056
Potência	0,0631	0,0037
Ef. Bombas	0,0379	0,0014
Perda de Carga	0,0033	0
T31	0,0024	0
UA	0,0004	0

	P1	
	Import.	Sens.
Potência	0,9763	0,8225
Ef. Turb.	0,3437	0,1020
T1	0,2854	0,0703
P2	0,0784	0,0053
Perda de Carga	0,0053	0
Ef. GV	0	0
UA	0	0
Ef. Bombas	0	0
T31	0	0

	m1	
	Import.	Sens.
Potência	0,9778	0,5625
T1	0,7867	0,3641
Ef. Turb.	0,3444	0,0698
P2	0,0785	0,0036
Perda de Carga	0,0068	0
T31	0	0
Ef. GV	0	0
UA	0	0
Ef. Bombas	0	0

	T2	
	Import.	Sens.
P2	0,3599	1,0000
Ef. Bombas	0	0
UA	0	0
Perda de Carga	0	0
Ef. GV	0	0
Potência	0	0
T1	0	0
T31	0	0
Ef. Turb.	0	0

	T22	
	Import.	Sens.
T1	0,3184	0,7998
Ef. Turb.	0,1365	0,1470
Potência	0,0823	0,0534
P2	0,0015	0
Perda de Carga	0,0014	0
UA	0,0001	0
Ef. GV	0	0
Ef. Bombas	0	0
T31	0	0

	T30	
	Import.	Sens.
P2	0,3805	0,9527
UA	0,0552	0,0000
Potência	0,0477	0,0150
T1	0,0314	0,0065
T31	0,0211	0,0029
Ef. Turb.	0,0208	0,0027
Perda de Carga	0,0003	0
Ef. Bombas	0	0
Ef. GV	0	0

	m31	
	Import.	Sens.
Potência	0,9368	0,4555
T1	0,6163	0,1972
T31	0,5409	0,1519
P2	0,4502	0,1052
Ef. Turb.	0,4085	0,0866
UA	0,0833	0,0036
Perda de Carga	0,0065	0
Ef. GV	0	0
Ef. Bombas	0	0

	Q_cald	
	Import.	Sens.
Ef. GV	1,0001	0,5253
Potência	0,8652	0,3931
T1	0,2768	0,0403
Ef. Turb.	0,2714	0,0387
P2	0,0716	0,0027
Perda de Carga	0,0058	0
T31	0	0
Ef. Bombas	0	0
UA	0	0

	Q_RH	
	Import.	Sens.
Potência	1,4569	0,3571
Ef. Turb.	1,2046	0,2442
T1	1,1640	0,2280
Ef. GV	1,0001	0,1683
P2	0,1178	0,0023
Perda de Carga	0,0319	0,0002
T31	0	0
Ef. Bombas	0	0
UA	0	0

Tabela 2 (Continuação) Comparação da ordenação dos índices de importância e sensibilidade pelo Método Diferencial

	Import.	Sens.
Potência	2,2203	0,5292
Ef. Bombas	1,4144	0,2148
T1	1,2589	0,1701
Ef. Turb.	0,8604	0,0795
Perda de Carga	0,1876	0,0037
P2	0,1602	0,0028
Ef. GV	0	0
T31	0	0
UA	0	0

	Import.	Sens.
Potência	1,9657	0,5106
Ef. Bombas	1,4144	0,2644
T1	1,0978	0,1592
Ef. Turb.	0,6876	0,0626
P2	0,1578	0,0033
Perda de Carga	0,0144	0
Ef. GV	0	0
UA	0	0
T31	0	0

	Import.	Sens.
Ef. Bombas	1,4144	0,5094
Potência	0,9368	0,2235
T1	0,6163	0,0967
T31	0,5409	0,0745
P2	0,4502	0,0516
Ef. Turb.	0,4085	0,0424
UA	0,0833	0,0018
Perda de Carga	0,0065	0
Ef. GV	0	0

	X2	
	Import.	Sens.
T1	0,2452	0,7643
Ef. Turb.	0,1175	0,1756
Potência	0,0616	0,0483
P2	0,0306	0,0119
Perda de Carga	0,0004	0
T31	0	0
Ef. GV	0	0
UA	0	0
Ef. Bombas	0	0

A Fig. 4.9 mostra a comparação entre os resultados dos três métodos de análise, Método Diferencial (MD), Método de Monte Carlo (MMC) e pelo Método da Transformada de Fourier (MTF), em uma situação de carga máxima (100%). Os valores deste gráfico se encontram no Apêndice 1. As barras indicam a composição fracional da variância, que é igual ao índice de sensibilidade. Pode-se concluir, a partir da Fig. 4.9, que os três métodos apresentam resultados próximos. O Método de Monte Carlo apresentou índices de sensibilidade levemente maiores que dos outros métodos. Isso ocorre por causa da incerteza associada à variância que é de $\pm 2\%$ para a amostragem de 12600 pontos.

Na primeira barra a esquerda tem-se a composição da variância relativa à eficiência térmica (Ef. Term.). A eficiência do gerador de vapor (Ef. GV) tem um índice de sensibilidade igual a 0,81, o que indica que deve-se ter atenção ao se estimar seu valor. No que concerne à operação da planta, deve-se procurar manter o gerador de vapor na melhor condição possível de trabalho, pois mínimos decréscimos na sua eficiência irão resultar em um quase igual decréscimo na eficiência da planta. Salienta-se que a temperatura de admissão do vapor na turbina (T1) é o dado que determina o rendimento do ciclo, mas que para um cenário definido de valores a maior sensibilidade recaiu sobre a eficiência do gerador de vapor.

A temperatura do vapor na admissão do condensador (T2) e a temperatura de saída da

água de resfriamento do condensador (T30) dependem quase unicamente da pressão no condensador (P2). Isso porque a 100% de carga, o estado do vapor na exaustão da turbina é saturado, na pressão de trabalho do condensador. Com uma sensibilidade tão forte à P2, deve-se ter esse valor correto para que o resultados sejam confiáveis.

Para a vazão da água de resfriamento do condensador (m31), cabe destacar a influência da sua temperatura de entrada (T31), que é próxima à temperatura do ambiente. Na localidade onde está instalada a usina, tem-se uma grande variação dessa temperatura durante o ano, sendo que no inverno chega a valores negativos e no verão ultrapassa os 30°C. Desse modo, deve-se esperar para a condição de operação fixa a 100% da carga uma variação considerável de m31. Assim, é muito importante se avaliar corretamente esse dado para que o modelo.

As potências das bombas de condensado (W_{bc}), da bomba principal (W_{bb}) e da bomba da torre (W_{bt}), em uma condição de carga e temperatura de admissão fixas, são sensíveis principalmente as suas eficiências. Assim, deve-se fazer um monitoramento das suas potências pois isso poderá indicar algum mal funcionamento.

Uma observação semelhante pode ser feita a respeito do título do vapor na exaustão da turbina (X2). Em um caso de carga e temperatura na admissão fixas, alterações no valor do título irão indicar alguma alteração na eficiência de algum estágio da turbina.

A mesma análise da Fig. 4.9 é feita na Fig. 4.10 para as temperaturas nos pontos de extração da turbina. Os dados da Fig. 4.10 estão no Apêndice 1. Vê-se que essas temperaturas dependem da temperatura de admissão da turbina e da eficiência da turbina. Mantendo-se um mesmo nível na temperatura na admissão, é interessante observar as variações dessas temperaturas pois elas devem indicar variações na eficiência da turbina. Ainda observa-se um aumento da sensibilidade à eficiência da turbina quanto mais afastada da admissão é a extração, pois ela sofre a influência das eficiências acumuladas dos grupos anteriores a ela.

Com a observação feita sobre o título na exaustão da turbina (X2) e sobre as temperaturas nas extrações, pode-se diagnosticar em qual grupo da turbina existe alguma alteração de rendimento.

Em relação ao Método da Transformada de Fourier, proposto neste trabalho, pode-se afirmar que ele é válido se comparado com os outros métodos já consagrados. A vantagem do MTF sobre o Método de Monte Carlo, para análise de sensibilidade, é que ele utiliza menos pontos e a incerteza total e individual de cada dado de entrada é calculado em uma só rodada. Assim, para a análise que se segue utilizou-se apenas o MTF. O tempo computacional gasto para gerar os dados da Fig. 4.9 pelo Método da Transformada de Fourier foi de aproximadamente 2 minutos e 45 segundos, enquanto que o Método de Monte Carlo levou 31 horas e 30 minutos

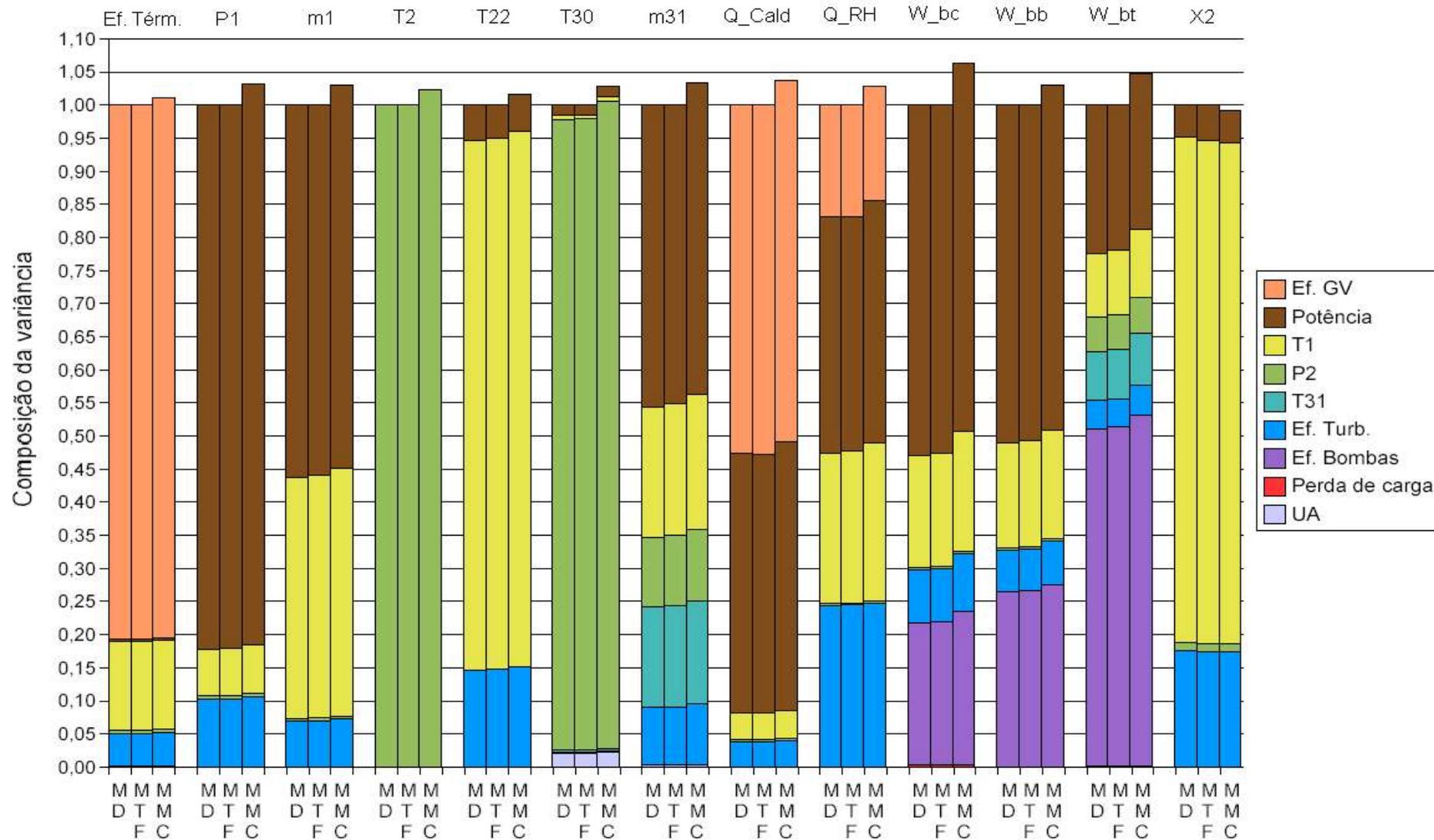


Figura 4.9 Comparação entre os três métodos de análise de sensibilidade para os dados de saída analisados com carga máxima.

MD – Método Diferencial, MTF – Método da Transformada de Fourier e MMC – Método de Monte Carlo.

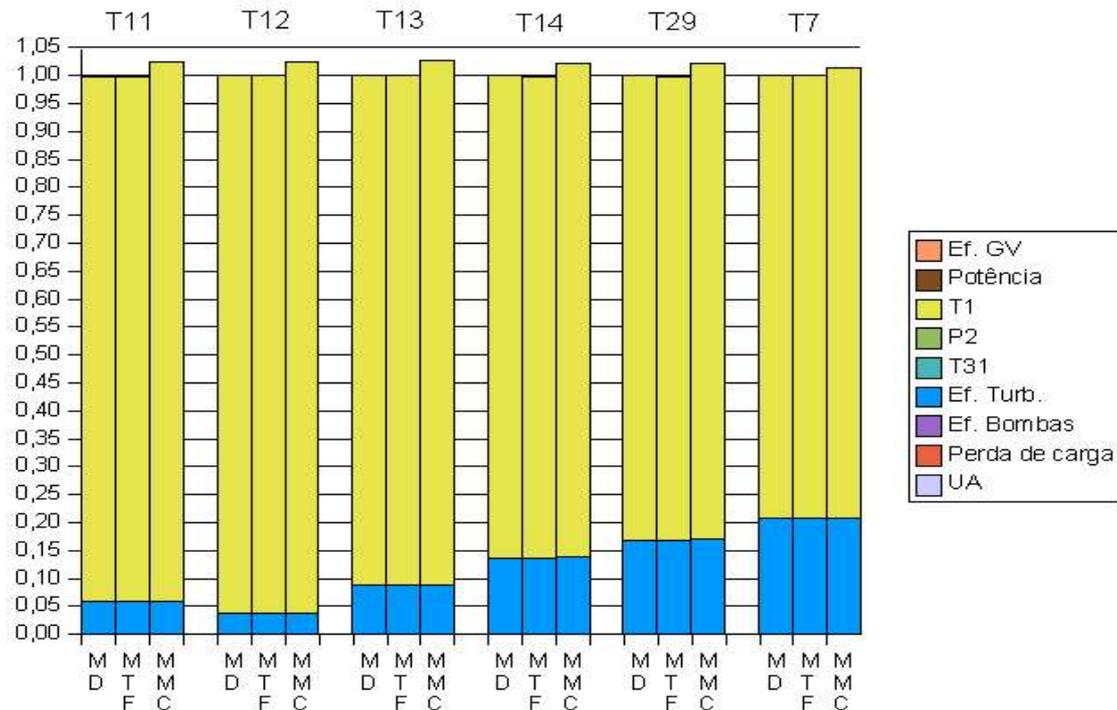


Figura 4.10 Composição da variância das temperaturas das extrações da turbina.

Na Fig. 4.11 apresenta-se o resultado da análise de sensibilidade pelo MTF, para duas situações de carga, uma para 50% da potência e outra para 100% da potência. Os dados desta tabela estão no Apêndice 2. De uma maneira geral, vê-se um aumento do índice de sensibilidade da temperatura de admissão na turbina (T1) quando a carga é reduzida pela metade. Isso porque o estado de vapor na exaustão na turbina passou de saturado para superaquecido, e desse modo a incerteza associada a T1 se reflete em todo o modelo. Isso implica também que durante a operação, com a exaustão da turbina não saturada, deve-se ajustar com cuidado essa temperatura.

Outro dado de entrada que tem de maneira geral seu índice de sensibilidade maior para meia carga é a eficiência da turbina. Pela Fig. 3.3, vê-se que a 50% da carga, a derivada da eficiência é maior que em carga máxima. Assim, maior é a parcela da variância devido a eficiência da turbina pela Eq.2.2.

A temperatura da água de resfriamento não apresenta nenhuma parcela importante em nenhum dado de saída, quando se está em meia carga. Logo quando se opera em meia carga, a usina sofre menos impacto das variações anuais de temperatura.

Nenhum dado de saída se mostrou consideravelmente sensível a perda de carga. A potência da bomba de condensado (W_{bc}) é que teve o maior índice de sensibilidade, igual a 0,0041 em plena carga. Portanto, pode-se assim se simplificar este equacionamento do modelo, sem incorrer em erros significativos.

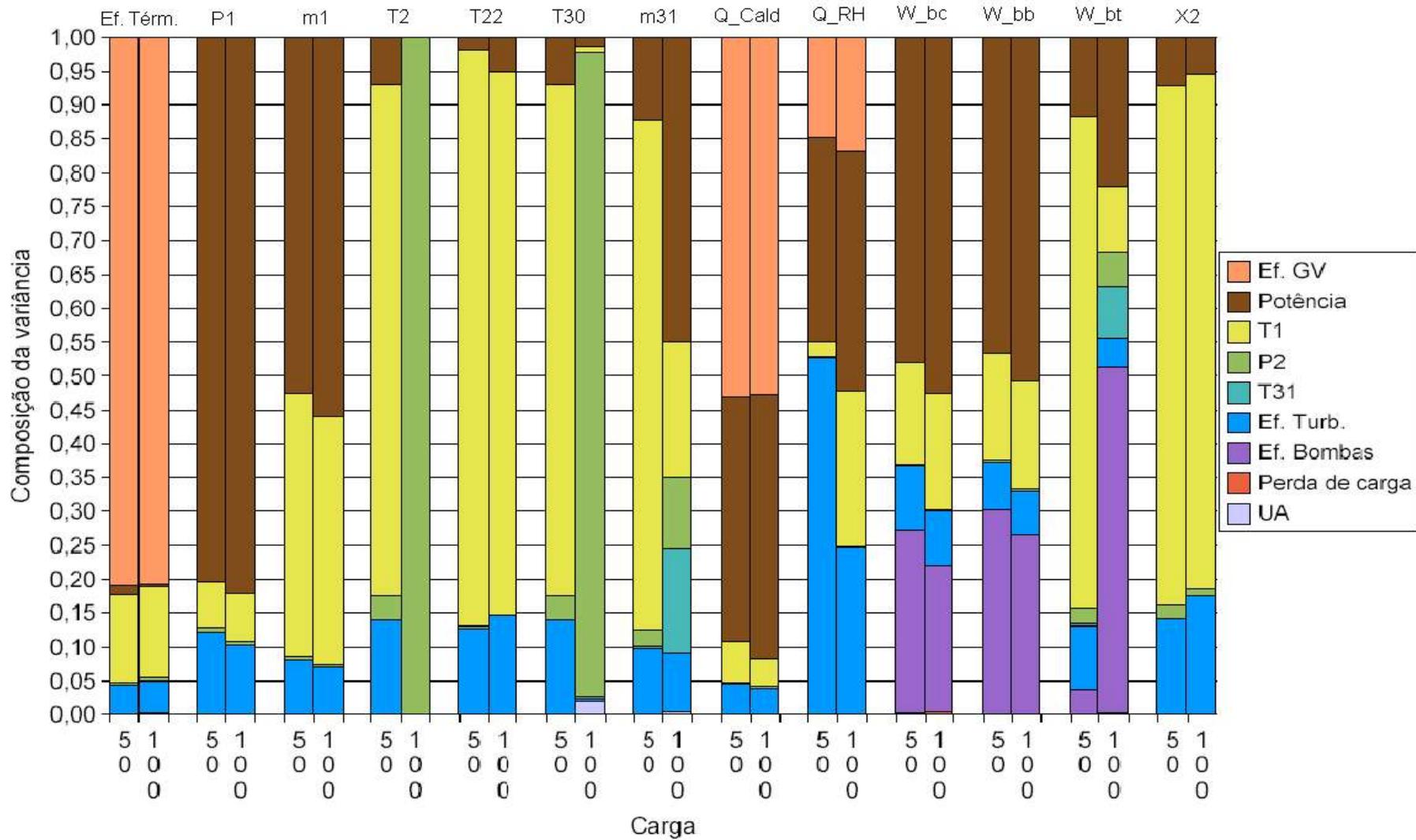


Figura 4.11 Sensibilidade pelo Método da Transformada de Fourier para cargas de 50% e 100%

A análise dos dados da Fig. 4.11, para cargas intermediárias mostram que, acima dos 56% de carga os índices de sensibilidade são constantes e seus valores iguais aos em carga máxima. Na região entre 50 e 56% de carga também se comportam de forma constante e iguais a 50% da carga. Existe uma forte descontinuidade de valores em 56% da carga, pois sobre este ponto a exaustão da turbina é saturada, com título igual a 1. Uma exceção é o calor trocado no circuito de reaquecimento do gerador de vapor, como mostra a Fig. 4.12. Isso ocorre pois o circuito de reaquecimento não sente as variações na saída da turbina.

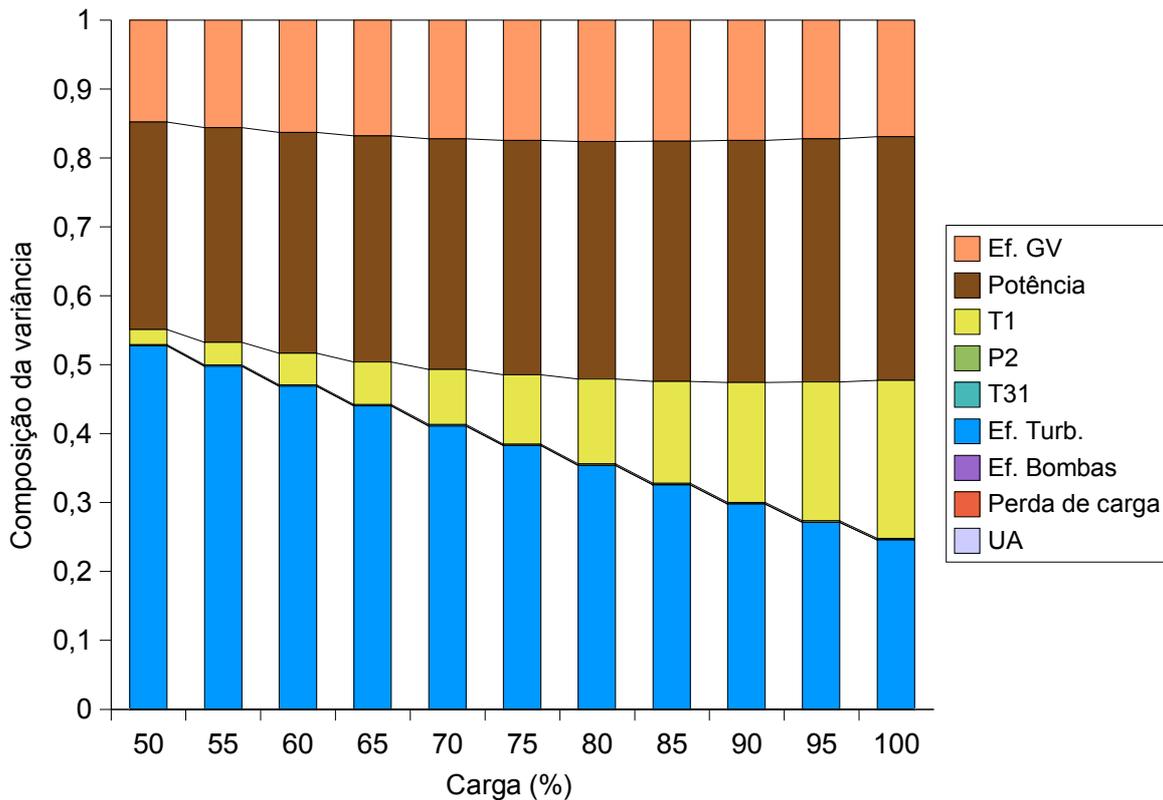


Figura 4.12 Análise de sensibilidade do calor trocado no reaquecedor pelo Método da Transformada de Fourier

Observa-se que a sensibilidade à eficiência do gerador de vapor e à potência são constantes. Isso indica que existe uma relação linear entre esses dados e o calor absorvido pelo vapor no regenerador, logo suas derivadas na Eq. 2.2. devem ser constantes. Já a sensibilidade da temperatura de admissão (T1) e a eficiência da turbina (Ef. Turb.) tem um comportamento linear, o que revela um comportamento no mínimo quadrático entre estes dados e o calor entregue no reaquecedor.

5 CONCLUSÃO

De forma concreta, foi desenvolvido nesse trabalho um modelo numérico computacional para a simulação de uma planta de geração de eletricidade, operando em um Ciclo Rankine com reaquecimento e regeneração baseado na planta e nos dados da Usina de Termelétrica Presidente Médici – Fase B. Este modelo foi montado usando equações físicas que caracterizam cada equipamento e também foi capaz de simular o comportamento em carga parcial da usina.

Seguindo a proposta do trabalho, realizou-se uma análise de sensibilidade sobre o modelo implementado utilizando três métodos. O Método Diferencial, Método de Monte Carlo e o Método da Transformada de Fourier, proposto neste trabalho, foram discutidos e comparados. A sensibilidade de um dado de saída em relação a um dado de entrada foi expressa através do índice de importância e do índice de sensibilidade.

Destaca-se na implementação do modelo numérico, a comparação entre os equacionamentos de Stodola e o de Schegliáiev para a representação do comportamento da turbina a vapor em regimes de carga parcial e concluiu-se que ambos equacionamentos levam ao mesmo resultado com mínimas diferenças.

Das simulações de carga parcial, chegou-se as seguintes conclusões:

- 1) Houve um afastamento dos resultados de pressão e vazão de vapor na admissão da turbina entre os valores calculados e os da planta real de 6,2%, em função de diferentes maneiras de se expressar o valor da carga nominal
- 2) Para cargas muito baixas, o estado de vapor na exaustão da turbina é superaquecido, o que causa um ponto de descontinuidade na curva da potência da bomba dá água de resfriamento do condensador.

Dos métodos de análise de sensibilidade se mostrou que:

- 1) O índice de importância e o índice de sensibilidade ordenam igualmente os dados em relação à sensibilidade do sistema. Assim, eles são equivalentes em uma análise qualitativa.
- 2) O índice de sensibilidade é uma boa maneira de indicar a influência que a variação de um dado de entrada do sistema tem sobre um dado de saída.
- 3) Os três métodos descritos no trabalho apresentam resultados praticamente iguais. O Método de Monte Carlo apresentou diferenças em relação aos outros dois métodos pois depende do tamanho da população de amostragem, que determina o nível de confiança do resultado.

- 4) O Método da Transformada de Fourier foi validado contra os outros métodos para o problema estudado, sendo que ele requer um esforço computacional muito menor que o Método de Monte Carlo.

Dos resultados da análise de sensibilidade conclui-se que:

- 1) A eficiência térmica do ciclo depende em sua maior parte da eficiência do gerador de vapor. Sendo assim, sua manutenção em boas condições é essencial para a boa performance da planta.
- 2) O sistema não é sensível à perda de carga nos pré-aquecedores do lado do condensado. Pode-se com isso simplificar o equacionamento dos modelos.
- 3) Os índices de sensibilidade se comportam de maneira constante para duas faixas distintas de carga. Uma, de 50% a 56%, quando o estado de vapor na exaustão da turbina é superaquecido, e outra faixa, de 56 % a 100%, quando o estado do vapor é saturado.
- 4) A análise de sensibilidade indicou quais parâmetros do modelo devem ser estimados com mais cuidado, para que este tenha resultados confiáveis, estes são a temperatura de admissão da turbina, a eficiência dos grupos da turbina e a potência.
- 5) Do ponto de vista de operação, a análise de sensibilidade ajudou a diagnosticar a origem de alterações no comportamento da turbina através da observação da temperaturas nos pontos de extração de vapor para regeneração.

5.1 Sugestões para futuros trabalhos

A partir do que foi observado, sugere-se:

- 1) Realizar um estudo de sensibilidade em uma planta de forma mais completa, agregando-se ao modelo existente um equacionamento para o alternador e gerador de vapor. Esta análise apontaria outros parâmetros importantes na operação e projeto de termelétricas.
- 2) Simulação da usina em regime transiente. Esta análise permitiria um melhor entendimento da usina durante a alteração das suas condições de funcionamento. Isso indicaria aos operadores da planta a melhor maneira de se alterar suas condições de carregamento e possíveis cuidados a serem tomados nessa situação. Para essa análise, a variável tempo se tornaria importante complicando o problema através da inserção de novas equações que descrevessem cada componente em regime transiente.
- 3) Simulação do envelhecimento da planta. Este estudo indicaria até quando é viável

operar a planta de forma eficiente. Acoplado a este estudo poderia se realizar uma análise termo-econômica para se avaliar um espaço temporal em que um empreendimento é viável economicamente.

- 4) Aprimoramento do Método da Transformada de Fourier para análise de sensibilidade, como uma ferramenta alternativa ao Método de Monte Carlo.

Referências Bibliográficas

- Badar, M. A. Zubiar, S. M. and Sheikh, A. K., 1993, **Uncertainty Analysis of Heat-exchanger Designs Using the Monte Carlo Simulation Technique**, Energy, v. 18, n. 8, págs.859-866.
- BIPM, IEC, IFCC, ISO, IUPAC, IUPAP and OIML, 1995, **Guide to the expression of uncertainty in measurement (ISO-GUM)**, Suíça.
- CGTEE – UFRGS – ANEEL, 2003 – 2004. **Relatórios Internos do Projeto "SIMULADOR DOS PROCESSOS OPERACIONAIS DA UTE PRESIDENTE MÉDICI - FASE B"**. Porto Alegre, RS.
- Cooke, D. H, 1985, **On Prediction of Off Design Turbine Pressure by Stodola Ellipse**, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, v. 107, págs.596-606.
- Clark, D.D., Vasquez, V.R, Whitining, W. B and Greiner, M, 2001, **Sensitivity and Uncertainty Analysis of Heat-exchanger Designs to Physical Properties Estimation**, Applied Thermal Engineering, v. 21, págs.993-1017.
- Demoliner, L.A, 1999, **Sistema de Regulação da UPME-B**, CGTEE, Candiota, RS.
- Fonseca Jr, J. G., 2003, **Análise Energética e Exergética de um Ciclo Rankine com Aquecimento Distrital: Estudo de uma Planta Termelétrica**, Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica - UFRGS, Porto Alegre, RS.
- Fonseca Jr, J. G. and Schneider, P. S., 2004, **Comparative Analysis of the IAPWS-IF97 Formulation Performance for Thermodynamic Properties of Water on a Rankine Cycle**", Thermal Engineering, v. 5, págs.52-55.
- Gill, A. D., 1984, **Power Plant Performance**, Butterworths, págs. 683
- Hamby, D. M., 1995, **A Comparison of Sensitivity Analysis Techniques**, Health Physics, v. 68, págs.195-204.
- Herrador M. A. and González A. G, 2004, **Evaluation of Measurement Uncertainty in Analytical Assays by Means of Monte Carlo Simulation**, Talanta, v. 64, págs.4415-422.
- Lomas, K. J. and Epperl, H., 2002, **Sensitivity Analysis Techniques for Buildings Thermal Simulation Programs**, Energy and Buildings, v. 19, págs.21-44.
- Macdonald, I, and Stracham, P., 2001, **Practical Application of Uncertainty Analysis**, Energy and Buildings, v. 33, págs.219-227.
- Panoso G. C., 2003, **Métodos de Simulação de Ciclos Rankine**, Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica - UFRGS, Porto Alegre, RS.
- Paz, Á. E. C., 2002, **Simulação de Sistemas Térmicos de Potência Para Geração de Energia**

Elétrica, Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica
- UFRGS, Porto Alegre, RS.

Schegliáiev, A. V., 1978, **Turbinas a Vapor**, Mir Moscú.

Shlyakhin, P., 1970, **Steam Turbines**, Peace Publishers, 1970, págs. 204.

Stoecker, W. F., 1989, **Design of Thermal Systems**, 3° ed., McGraw-Hill, Inc., págs. 565.

Wagner, W., Cooper, J. R., Dittmann, A., Kijima, J., Kretschmar, H. J., Kr, 2000, **IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water**, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, v. 122, págs.150-182

Apêndice A

Tabela A.1 Valores dos índices de sensibilidade pelos métodos Diferencial,
da Transformada de Fourier e Monte Carlo

	Ef_term			P1			m1		
	MD	MTF	MMC	MD	MTF	MMC	MD	MTF	MMC
UA	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Perda de carga	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Ef. Bombas	0,0014	0,0014	0,0014	0	0	0	0	0	0
Ef. Turb.	0,0490	0,0489	0,0502	0,1020	0,1030	0,1067	0,0698	0,0704	0,0729
T31	0	0	0	0	0	0	0	0	0
P2	0,0056	0,0056	0,0057	0,0053	0,0054	0,0055	0,0036	0,0037	0,0037
T1	0,1333	0,1332	0,1347	0,0703	0,0710	0,0728	0,3641	0,3668	0,3748
Potência	0,0037	0,0044	0,0038	0,8225	0,8205	0,8468	0,5625	0,5592	0,5780
	T2			T22			T30		
	MD	MTF	MMC	MD	MTF	MMC	MD	MTF	MMC
UA	0	0	0	0	0	0	0,0201	0,0201	0,0221
Perda de carga	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Ef. Bombas	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Ef. Turb.	0	0	0	0,1470	0,1475	0,1517	0,0027	0,0028	0,0031
T31	0	0	0	0	0	0	0,0029	0,0029	0,0031
P2	1,0000	1,0000	1,0225	0	0	0	0,9527	0,9530	0,9775
T1	0	0	0	0,7998	0,8032	0,8094	0,0065	0,0065	0,0070
Potência	0	0	0	0,0534	0,0492	0,0546	0,0150	0,0147	0,0157
	m31			Q_Cald			Q_RH		
	MD	MTF	MMC	MD	MTF	MMC	MD	MTF	MMC
UA	0,0036	0,0036	0,0040	0	0	0	0	0	0
Perda de carga	0	0	0	0	0	0	0,0002	0,0002	0,0002
Ef. Bombas	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Ef. Turb.	0,0866	0,0874	0,0909	0,0387	0,0390	0,0405	0,2442	0,2456	0,2477
T31	0,1519	0,1533	0,1554	0	0	0	0	0	0
P2	0,1052	0,1062	0,1094	0,0027	0,0027	0,0028	0,0023	0,0024	0,0024
T1	0,1972	0,1990	0,2041	0,0403	0,0404	0,0412	0,2280	0,2291	0,2400
Potência	0,4555	0,4504	0,4695	0,3931	0,3906	0,4071	0,3571	0,3535	0,3650
	W_bc			W_bb			W_bt		
	MD	MTF	MMC	MD	MTF	MMC	MD	MTF	MMC
UA	0	0	0	0	0	0	0,0018	0,0018	0,0020
Perda de carga	0,0037	0,0038	0,0041	0	0	0	0	0	0
Ef. Bombas	0,2148	0,2164	0,2319	0,2644	0,2662	0,2758	0,5094	0,5117	0,5297
Ef. Turb.	0,0795	0,0802	0,0862	0,0626	0,0628	0,0656	0,0424	0,0426	0,0455
T31	0	0	0	0	0	0	0,0745	0,0748	0,0778
P2	0,0028	0,0028	0,0030	0,0033	0,0033	0,0034	0,0516	0,0519	0,0548
T1	0,1701	0,1714	0,1826	0,1592	0,1603	0,1649	0,0967	0,0972	0,1022
Potência	0,5292	0,5255	0,5557	0,5106	0,5073	0,5205	0,2235	0,2199	0,2351
	X2			T5			T12		
	MD	MTF	MMC	MD	MTF	MMC	MD	MTF	MMC
UA	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Perda de carga	0	0	0	0,0001	0,0001	0,0001	0	0	0
Ef. Bombas	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Ef. Turb.	0,1756	0,1745	0,1747	0,0582	0,0582	0,0590	0,0382	0,0382	0,0382
T31	0	0	0	0	0	0	0	0	0
P2	0,0119	0,0118	0,0118	0	0	0	0	0	0
T1	0,7643	0,7597	0,7567	0,9410	0,9410	0,9653	0,9617	0,9617	0,9856
Potência	0,0483	0,0540	0,0484	0,0007	0,0007	0,0007	0,0001	0	0,0001

Tabela A.1 (Continuação) Valores dos índices de sensibilidade pelos métodos
Diferencial, da Transformada de Fourier e Monte Carlo

	MD	MTF	MMC	MD	MTF	MMC	MD	MTF	MMC
UA	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Perda de carga	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Ef. Bombas	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Ef. Turb.	0,0872	0,0872	0,0882	0,1376	0,1376	0,1381	0,1690	0,1689	0,1705
T31	0	0	0	0	0	0	0	0	0
P2	0	0	0	0	0	0	0	0	0
T1	0,9126	0,9125	0,9381	0,8621	0,8618	0,8842	0,8307	0,8303	0,8521
Potência	0,0002	0,0002	0,0002	0,0003	0,0006	0,0003	0,0003	0,0007	0,0003
	T7								
	MD	MTF	MMC						
UA	0	0	0						
Perda de carga	0	0	0						
Ef. Bombas	0	0	0						
Ef. Turb.	0,2091	0,2091	0,2080						
T31	0	0	0						
P2	0,0001	0,0001	0,0001						
T1	0,7907	0,7903	0,8064						
Potência	0,0001	0,0005	0,0001						

Apêndice B

Tabela B.1 Valores do índice de sensibilidade pelo Método da Transformada de Fourier, para as cargas de 50% e 100%

	Ef. Térm		P1		m1		T2	
	50	100	50	100	50	100	50	100
Potência	0,0142	0,0044	0,8040	0,8205	0,5255	0,5592	0,0704	0
T1	0,1279	0,1332	0,0666	0,0710	0,3898	0,3668	0,7541	0
P2	0,0048	0,0056	0,0075	0,0054	0,0049	0,0037	0,0361	1,0000
T31	0	0	0	0	0	0	0	0
eta_ta	0,0183	0,0156	0,0779	0,0582	0,0509	0,0397	0,0035	0
eta_tm1	0,0038	0,0038	0,0078	0,0067	0,0052	0,0046	0,0149	0
eta_tm2	0,0045	0,0045	0,0084	0,0072	0,0055	0,0049	0,0229	0
eta_tm3	0,0061	0,0061	0,0113	0,0096	0,0074	0,0066	0,0326	0
eta_tm4	0,0053	0,0055	0,0093	0,0081	0,0061	0,0056	0,0340	0
eta_tb1	0,0010	0,0010	0,0017	0,0015	0,0011	0,0010	0,0062	0
eta_tb2	0,0041	0,0124	0,0055	0,0117	0,0036	0,0080	0,0254	0
Ef. Turb.	0,0431	0,0489	0,1219	0,1030	0,0798	0,0704	0,1395	0
UA_cond	0	0	0	0	0	0	0	0
UA_ABP1	0	0	0	0	0	0	0	0
UA_ABP2	0	0	0	0	0	0	0	0
UA_AAP1	0	0	0	0	0	0	0	0
UA_AAP2	0	0	0	0	0	0	0	0
UA	0	0	0	0	0	0	0	0
EE_bb	0	0	0	0	0	0	0	0
EB_bc	0	0	0	0	0	0	0	0
EE_bb	0,0002	0,0007	0	0	0	0	0	0
EB_bb	0,0002	0,0007	0	0	0	0	0	0
EE_bt	0	0	0	0	0	0	0	0
EB_bt	0	0	0	0	0	0	0	0
Ef. Bombas	0,0004	0,0014	0	0	0	0	0	0
Kc_RH	0	0	0	0	0	0	0	0
Kc_ABP1	0	0	0	0	0	0	0	0
Kc_ABP2	0	0	0	0	0	0	0	0
Kc_AAP1	0	0	0	0	0	0	0	0
Kc_AAP2	0	0	0	0	0	0	0	0
Perda de carga	0	0	0	0	0	0	0	0
Ef_Cald	0,8072	0,8012	0	0	0	0	0	0
Ef_RH	0,0025	0,0053	0	0	0	0	0	0
Ef_GV	0,8097	0,8065	0	0	0	0	0	0

Tabela B.1 (continuação) Valores do índice de sensibilidade pelo Método da Transformada de Fourier, para as cargas de 50% e 100%

	50	100	50	100	50	100	50	100
Potência	0,0182	0,0492	0,0702	0,0147	0,1220	0,4504	0,3616	0,3906
T1	0,8496	0,8032	0,7542	0,0065	0,7521	0,1990	0,0593	0,0404
P2	0,0048	0	0,0360	0,9530	0,0247	0,1062	0,0029	0,0027
T31	0	0	0	0,0029	0,0035	0,1533	0	0
eta_ta	0,0287	0,0207	0,0034	0,0011	0,0078	0,0322	0,0312	0,0248
eta_tm1	0,0288	0,0315	0,0149	0,0002	0,0094	0,0066	0,0022	0,0016
eta_tm2	0,0222	0,0280	0,0229	0,0002	0,0150	0,0076	0,0026	0,0018
eta_tm3	0,0282	0,0366	0,0327	0,0003	0,0214	0,0103	0,0035	0,0025
eta_tm4	0,0158	0,0253	0,0340	0,0003	0,0228	0,0093	0,0031	0,0023
eta_tb1	0,0029	0,0046	0,0062	0,0001	0,0042	0,0017	0,0006	0,0004
eta_tb2	0,0003	0,0008	0,0254	0,0006	0,0170	0,0197	0,0024	0,0056
Ef. Turb.	0,1269	0,1475	0,1395	0,0028	0,0976	0,0874	0,0456	0,0390
UA_cond	0	0	0	0,0201	0	0,0036	0	0
UA_ABP1	0	0	0	0	0	0	0	0
UA_ABP2	0	0	0	0	0	0	0	0
UA_AAP1	0	0	0	0	0	0	0	0
UA_AAP2	0	0	0	0	0	0	0	0
UA	0	0	0	0,0201	0	0,0036	0	0
EE_bc	0	0	0	0	0	0	0	0
EB_bc	0	0	0	0	0	0	0	0
EE_bb	0	0	0	0	0	0	0	0
EB_bb	0	0	0	0	0	0	0	0
EE_bt	0	0	0	0	0	0	0	0
EB_bt	0	0	0	0	0	0	0	0
Ef. Bombas	0	0	0	0	0	0	0	0
Kc_RH	0	0	0	0	0	0	0	0
Kc_ABP1	0	0	0	0	0	0	0	0
Kc_ABP2	0	0	0	0	0	0	0	0
Kc_AAP1	0	0	0	0	0	0	0	0
Kc_AAP2	0	0	0	0	0	0	0	0
Perda de carga	0	0	0	0	0	0	0	0
Ef_Cald	0	0	0	0	0	0	0,5307	0,5274
Ef_RH	0	0	0	0	0	0	0	0
Ef_GV	0	0	0	0	0	0	0,5307	0,5274

Tabela B.1 (continuação) Valores do índice de sensibilidade pelo Método da Transformada de Fourier, para as cargas de 50% e 100%

Potência	0,3011	0,3535	0,4804	0,5255	0,4651	0,5073	0,1175	0,2199
T1	0,0219	0,2291	0,1493	0,1714	0,1577	0,1603	0,7243	0,0972
P2	0,0017	0,0024	0,0029	0,0028	0,0043	0,0033	0,0238	0,0519
T31	0	0	0	0	0	0	0,0034	0,0748
eta_ta	0,5188	0,2288	0,0480	0,0374	0,0450	0,0360	0,0075	0,0157
eta_tm1	0,0009	0,0018	0,0129	0,0102	0,0041	0,0038	0,0090	0,0032
eta_tm2	0,0016	0,0026	0,0157	0,0121	0,0044	0,0040	0,0144	0,0037
eta_tm3	0,0023	0,0036	0,0078	0,0067	0,0065	0,0059	0,0206	0,0051
eta_tm4	0,0020	0,0031	0,0058	0,0053	0,0054	0,0050	0,0219	0,0045
eta_tb1	0,0004	0,0006	0,0011	0,0010	0,0010	0,0009	0,0040	0,0008
eta_tb2	0,0013	0,0051	0,0034	0,0075	0,0032	0,0072	0,0164	0,0096
Ef. Turb.	0,5273	0,2456	0,0947	0,0802	0,0696	0,0628	0,0938	0,0426
UA_cond	0	0	0	0	0	0	0	0,0018
UA_ABP1	0	0	0	0	0	0	0	0
UA_ABP2	0	0	0	0	0	0	0	0
UA_AAP1	0	0	0	0	0	0	0	0
UA_AAP2	0	0	0	0	0	0	0	0
UA	0	0	0	0	0	0	0	0,0018
EE_bc	0	0	0,1355	0,1082	0	0	0	0
EB_bc	0	0	0,1355	0,1082	0	0	0	0
EE_bb	0	0	0	0	0,1516	0,1331	0	0
EB_bb	0	0	0	0	0,1516	0,1331	0	0
EE_bt	0	0	0	0	0	0	0,0184	0,2559
EB_bt	0	0	0	0	0	0	0,0184	0,2558
Ef. Bombas	0	0	0,2710	0,2164	0,3032	0,2662	0,0368	0,5117
Kc_RH	0,0001	0,0002	0	0	0	0	0	0
Kc_ABP1	0	0	0,0006	0,0013	0	0	0	0
Kc_ABP2	0	0	0,0011	0,0025	0	0	0	0
Kc_AAP1	0	0	0	0	0	0	0	0
Kc_AAP2	0	0	0	0	0	0	0	0
Perda de carga	0,0001	0,0002	0,0017	0,0038	0	0	0	0
Ef_Cald	0	0	0	0	0	0	0	0
Ef_RH	0,1478	0,1693	0	0	0	0	0	0
Ef_GV	0,1478	0,1693	0	0	0	0	0	0

Tabela B.1 (continuação) Valores
do índice de sensibilidade pelo
Método da Transformada de
Fourier, para as cargas de 50% e
100%

T1	0,7678	0,7597
P2	0,0185	0,0118
T31	0	0
eta_ta	0,0035	0,0034
eta_tm1	0,0152	0,0145
eta_tm2	0,0233	0,0222
eta_tm3	0,0332	0,0316
eta_tm4	0,0346	0,0338
eta_tb1	0,0063	0,0062
eta_tb2	0,0258	0,0628
Ef. Turb.	0,1419	0,1745
UA_cond	0	0
UA_ABP1	0	0
UA_ABP2	0	0
UA_AAP1	0	0
UA_AAP2	0	0
UA	0	0
EE_bc	0	0
EB_bc	0	0
EE_bb	0	0
EB_bb	0	0
EE_bt	0	0
EB_bt	0	0
Ef. Bombas	0	0
Kc_RH	0	0
Kc_ABP1	0	0
Kc_ABP2	0	0
Kc_AAP1	0	0
Kc_AAP2	0	0
Perda de carga	0	0
Ef_Cald	0	0
Ef_RH	0	0
Ef_GV	0	0