

TESE

1175

FEI - UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ

MODELAGEM DE TURBINAS A GAS E SUA APLICAÇÃO EM  
PROGRAMA DE TRANSITÓRIOS ELETROMECAÑICOS

MAURICIO CAMPOS PASSARO

ITAJUBA - MG

2002

# **Escola Federal de Engenharia de Itajubá**

**Instituto de Engenharia Elétrica**

**Departamento de Eletrotécnica**



## **Dissertação de Mestrado**

**Modelagem de Turbinas a Gás e sua Aplicação em  
Programas de Transitórios Eletromecânicos**

**Orientador:** Prof. Cláudio Ferreira  
**Co-orientador:** Prof. Pedro Paulo de Carvalho Mendes  
**Aluno:** Mauricio Campos Passaro

CLASS.	621.438(043.2)
CUTTER.	P286m
TOMBO.	1175



Dissertação de Mestrado

Modelagem de Turbinas a Gás e sua Aplicação em  
Programas de Transições Eletromecânicas



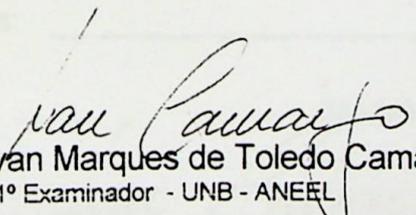
Ministério da Educação  
**ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ**  
Reconhecida Lei 3232 - 05/01/1917

## **A N E X O I**

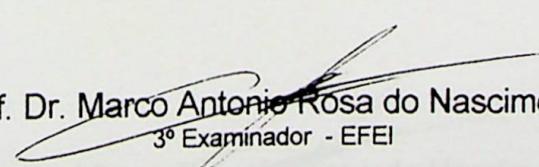
### **PRONUNCIAMENTO DA BANCA EXAMINADORA**

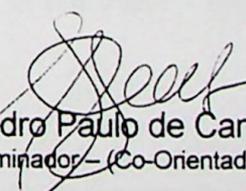
A Banca Examinadora, abaixo assinada, nomeada pela Portaria nº 088 de 15/04/2002, considerando o resultado do Julgamento da Prova de Defesa Pública da Dissertação de Mestrado intitulada: **“Modelagem de Turbinas a Gás e sua Aplicação em Programas de Transitórios Eletromecânicos”** apresenta pronunciamento no sentido de que o Coordenador dos Cursos de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica da Escola Federal de Engenharia de Itajubá solicite ao DRA (Departamento de Registro Acadêmico) a expedição do título de **Mestre em Ciências em Engenharia Elétrica, na Área de Concentração Sistemas Elétricos de Potência**, satisfeitas as demais exigências regimentais, a **Maurício Campos Passaro**.

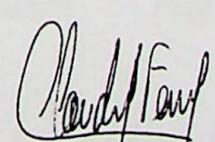
Itajubá, 15 de abril de 2002.

  
Prof. Dr. Ivan Marques de Toledo Camargo  
1º Examinador - UNB - ANEEL

  
Prof. Dr. Sebastião Varella  
2º Examinador - EFEI

  
Prof. Dr. Marco Antonio Rosa do Nascimento  
3º Examinador - EFEI

  
Prof. Dr. Pedro Paulo de Carvalho Mendes  
4º Examinador - (Co-Orientador) - EFEI

  
Prof. Dr. Cláudio Ferreira  
5º Examinador - (Orientador) - EFEI



Ministério da Educação  
ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ  
Reconhecida Lei 3232 - 05/01/1917

## ANEXO II

### FOLHA DE JULGAMENTO DA BANCA EXAMINADORA

Título da Dissertação: "Modelagem de Turbinas a Gás e sua Aplicação em Programas de Transitórios Eletromecânicos"

Autor: **Mauricio Campos Passaro**

#### JULGAMENTO

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

Resultado Médio: Conceito: A, ou seja, Aprovado

Observações: \_\_\_\_\_

Itajubá, 15 de abril de 2002.

Prof. Dr. Ivan Marques de Toledo Camargo  
1º Examinador - UNB - ANEEL

Prof. Dr. Sebastião Varella  
2º Examinador - EFEI

Prof. Dr. Marco Antonio Rosa do Nascimento  
3º Examinador - EFEI

Prof. Dr. Pedro Paulo de Carvalho Mendes  
4º Examinador - (Co-Orientador) - EFEI

Prof. Dr. Cláudio Ferreira  
5º Examinador - (Orientador) - EFEI

---

# Agradecimentos

A Deus pela minha vida.

À minha esposa Rosimeyre pelo apoio incondicional, dedicação compreensão e companhia.

À minha filha Isabela por compreender as horas que não pude dedicar-lhe.

Aos meus Pais por todo sacrifício que possibilitou a realização deste sonho.

Aos orientadores e amigos Prof. Cláudio Ferreira e Prof. Pedro Paulo de Carvalho Mendes pela confiança, apoio, dedicação e disponibilidade na realização desta dissertação.

Ao Prof Antonio Eduardo Hermeto pela confiança e apoio ao longo do caminho.

Aos Professores, Funcionários, Colegas e a todos que, direta ou indiretamente, contribuíram para a realização deste trabalho.

A Capes e a Fapemig pelo apoio financeiro.

---

## Resumo

O constante crescimento do consumo de energia elétrica do país, associado à dificuldade de obtenção de recursos e aproveitamentos hidrelétricos, cada vez mais remotos, tem dado origem a necessidade de soluções alternativas como a consideração de energia de origem térmica, eólica, nuclear, etc.

Na área de produção de energia elétrica através de unidades térmicas, tem sido objeto de atenção, ultimamente, a aplicação de turbinas a gás, cada vez mais eficientes e adequadas para a geração de energia em sistemas elétricos de potência.

Por ser relativamente inédita a aplicação da mesma no sistema elétrico brasileiro, e com a intenção de analisar e pesquisar os possíveis problemas técnicos de sua utilização, há necessidade de se fazer inúmeros estudos, dentre eles os de comportamento dinâmico dos novos elementos.

O principal objetivo da presente dissertação de mestrado intitulada “**Modelagem de Turbinas a Gás e sua Aplicação em Programas de Simulação de Transitórios Eletromecânicos**” é de apresentar modelos matemáticos e avaliar o desempenho das turbinas a gás, com seus diversos elementos controladores, e sua associação aos geradores e seus componentes (sistema de excitação, regulador de tensão, etc.).

Os tipos de turbinas consideradas são as turbinas *Heavy Duty* ou industriais e as aeroderivativas com as suas configurações tradicionais e avançadas.

Os modelos apresentados são aplicados no programa Matlab onde são realizadas simulações considerando, para cada tipo de turbina, sua operação isolada, utilizando combustíveis líquidos ou gasosos e reguladores de velocidade.

Para a avaliação do comportamento dinâmico da turbina a gás implementa-se o modelo simplificado proposto por Rowen (1983) no programa ANATEM – Análise de Transitórios Eletromecânicos, desenvolvido pelo CEPEL (Centro de Pesquisas em Energia Elétrica), através do CDU – Controlador Definido pelo Usuário.

---

# Abstract

The increasing electric power demand, associated to the difficulty of obtaining new resources and hydroelectric uses, more and more remote, has been created the need of alternative solutions as: energy of thermal origin, wind, nuclear, etc. In the area of electric power production, through thermal units, it is had detached the application of gas turbines, more and more efficient and appropriate for electric power generation. As there is lack of information and rare application in Brazilian Electric Power System, and with the intention to analyze and to research the possible technical problems of their use, it is important to do some studies. Among them the dynamic behaviour of the new elements.

The main objective of the present master's degree dissertation entitled " Modelling of Gas Turbines and its Application in Programs of Simulation of Electromechanical Transitory " is to present mathematical models and to evaluate the behaviour of the gas turbines, with their several controlling elements, and its association to the generators and their components (excitation system, voltage regulator, etc.).

The types of considered turbines are the turbines Heavy Duty or Industrial and the aero-derivatives with their traditional and advanced configurations.

The presented models are applied in the program Matlab where simulations are accomplished considering, for each turbine type, its isolated operation, using fuels liquid or gaseous and speed regulators with fall and isocronous.

For the evaluation of the dynamic behavior of the gas turbine, the simplified model is implemented proposed by Rowen (1983) in the program ANATEM, developed by CEPEL, through CDU, User Defined Controller.

---

# Índice

Agradecimentos	2
Resumo	3
Abstract	4
Índice	9
Simbologia	10
Lista de Tabelas	13
Lista de Figuras	21
Capítulo 1	22
Introdução	22
Capítulo 2	24
Partes Componentes da Turbina a Gás	24
2.1 História	24
2.2 Aspectos Gerais	25
2.3 Dados Econômicos	27
2.4 Aplicação Industrial	28
2.5 Descrição das Partes Componentes	30
2.5.1 Compressor	31
2.5.2 Câmara de Combustão	37
2.5.3 Turbina	42
2.5.4 Sistema de Combustível	45
2.5.5 Sistema de Combustível Gasoso	49
2.5.6 Sistema de Combustível Líquido	49
2.5.7 Injetores de Combustível	52
2.6 Configurações	55
2.6.1 Turbina de eixo simples	55

2.6.2	Turbina com dois Eixos	56
2.6.3	Turbina com Vários Eixos	56
2.7	Ciclos Básicos	57
2.7.1	Ciclo Aberto	57
2.7.2	Ciclo Fechado	58
2.7.3	Ciclo com Regenerador	59
2.7.4	Ciclo com <i>Intercooler</i>	59
2.7.5	Ciclo com Reaquecedor	60
2.7.6	Ciclo com Reaquecimento e Trocador de Calor	60
2.7.7	Ciclo com <i>Intercooler</i> e Regenerador	61
2.7.8	Ciclo com <i>Intercooler</i> , Trocador de Calor e Reaquecimento	61
2.8	Ciclo Combinado	62
2.9	Co-geração	63
Capítulo 3		64
	Estado da Arte	64
3.1	Trabalhos Relevantes	64
Capítulo 4		73
	Modelagem Matemática	73
4.1	Teoria de Controle PID	73
4.2	Dinâmica do Controle de Velocidade	74
4.2.1	Regulador Isócrono	75
4.2.2	Regulador com Queda de Velocidade	77
4.3	Turbina a Gás de Eixo Simples	78
4.3.1	Sistema de Combustível e Posicionador da Válvula	79
4.3.2	Turbina / Malha de Torque-Velocidade	80
4.3.3	Rotor	81
4.3.4	Regulador de Velocidade	82
4.3.5	Turbina / Malha de Temperatura	83
4.3.6	Protetor Contra Radiação	83

4.3.7	Termopar	85
4.3.8	Sistema de Controle de Temperatura	86
4.3.9	Seletor de Valor Mínimo	87
4.3.10	Limitador	87
4.3.11	Multiplicador	88
4.3.12	Combustor	88
4.3.13	Exaustão	89
4.3.14	Descarga do Compressor	90
4.3.15	Controle de Aceleração	90
4.3.16	Modelo Completo	94
4.4	Turbina a Gás de Múltiplos Eixos	95
4.4.1	Configurações Aeroderivativas Tradicionais	95
4.4.2	Configurações Aeroderivativas Avançadas	98
4.5	Aleta Guia de Admissão (IGV)	101
4.5.1	Atuador do IGV	102
4.5.2	Controle de Temperatura do IGV	102
4.5.3	Limitador do IGV	103
4.5.4	Bias 103	
4.6	Simplificações do Modelo Completo	104
Capítulo 5		106
Simulações		106
5.1	Turbina de um Eixo – Modelo Completo	107
5.1.1	Simulação 01	108
5.1.2	Simulação 02	110
5.1.3	Simulação 03	112
5.1.4	Simulação 04	114
5.1.5	Operação com Sobrecarga	116
5.1.6	Conclusões – Turbina de um Eixo	121
5.2	Turbina a Gás de Múltiplos Eixos	122

5.2.1	Configurações Aeroderivativas Tradicionais	122
5.2.1.1	Simulação 05	124
5.2.1.2	Simulação 06	127
5.2.1.3	Simulação 07	129
5.2.1.4	Simulação 08	131
5.2.1.5	Simulação 09	134
5.2.1.6	Simulação 10	137
5.2.1.7	Simulação 11	139
5.2.1.8	Simulação 12	141
5.2.2	Configurações Aeroderivativas Avançadas	143
5.2.2.1	Simulação 13	145
5.2.2.2	Simulação 14	147
5.2.2.3	Simulação 15	149
5.2.2.4	Simulação 16	151
5.2.2.5	Simulação 17	155
5.2.2.6	Simulação 18	157
5.2.2.7	Simulação 19	159
5.2.2.8	Simulação 20	161
5.2.3	Conclusões – Turbinas Aeroderivativas	162
Capítulo 6		164
Aplicação do Modelo em um Programa de Transitórios Eletromecânicos		164
6.1	Princípios Básicos	164
6.2	Modelo da Turbina a Gás em CDU	166
6.3	Modelo do Regulador de Tensão em CDU	168
6.4	Modelo do PSS – Sinal Adicional Estabilizante em CDU	169
6.5	Simulações de Transitórios Eletromecânicos Utilizando os Modelos Desenvolvidos	171
6.5.1	Rejeição de Carga	173
6.5.2	Perda das Unidades Geradoras a Vapor de Santa Cruz 13,8 e 19 kV	179
6.5.3	Curto Circuito Trifásico	184

6.5.4	Perda da Unidade Geradora de Angra II	192
6.5.5	Conclusões	197
Capítulo 7		199
Conclusões e Linhas para Desenvolvimentos Futuros		199
7.1	Conclusões	199
7.2	Contribuições do Presente Trabalho	203
7.3	Desenvolvimentos Futuros	203
Referências Bibliográficas		204

---

## Simbologia

$E$	Erro;
$m$	Variável intermediária;
$c$	Variável de saída;
$K_P$	Ganho proporcional do controlador;
$K_I$	Ganho integral do controlador;
$K_D$	Ganho derivativo do controlador;
$K_V$	Ganho do sistema de combustível da turbina aeroderivativa;
$K_1$	Ganho do controlador de temperatura do IGV;
$K_6$	Consumo próprio da turbina.
$K_i$	Ganho do regulador isócrono;
$a, b \text{ e } c$	Coefficientes da função de transferência do sistema de combustível;
$W, X, Y \text{ e } Z$	Coefficientes da função de transferência do regulador de velocidade;
$K_f$	Realimentação do sistema de combustível;
$W_u$	Velocidade do rotor da turbina em (pu);
$s$	Operador de Laplace;
$T_R$	Temperatura de referência para exaustão dos gases;
$V_{ce}$	Comando de combustível;
$Y$	Variável intermediária;
$W_f$	Fluxo de gás (pu);
$\epsilon_{CR}$	Atraso provocado pela reação de combustão;
$\epsilon_{TD}$	Atraso provocado pela turbina e sistema de exaustão;
$\tau_f$	Constante de tempo do sistema de combustível (s);
$\tau_s$	Constante de tempo associada à inércia dos elementos acoplados ao eixo (turbina/compressor/gerador) (s);
$\tau_1$	Constante de tempo do protetor contra radiação (s);
$\tau_2$	Constante de tempo do protetor contra radiação (s);
$\tau_3$	Constante de tempo do termopar;

$\tau_{SC}$	Constante de tempo do sist. de combustível da turb. aeroderivativa (s);
$\tau_{G1}$	Const. de tempo do gerador de gás ( <i>spool</i> simples + turb livre) (s);
$\tau_{G2}$	Const. de tempo do gerador de gás (dois <i>spools</i> + turb livre) (s);
$\tau_{G3}$	Const. de tempo do gerador de gás (dois <i>spools</i> + turb livre) (s);
$\tau_{G4}$	Const. de tempo do gerador de gás (dois <i>spools</i> ) (s);
$\tau_{G5}$	Const. de tempo do gerador de gás (três <i>spools</i> ) (s);
$\tau_{G6}$	Const. de tempo do gerador de gás (três <i>spools</i> ) (s);
$\tau_4$	Constante de tempo do atuador do IGV (s);
$\tau_5$	Constante de tempo do controlador de temperatura do IGV (s);
$\tau_6$	Constante de tempo do controlador de temperatura do IGV (s);
$\tau_T$	Constante de tempo do controlador de temperatura (s);
$T_x$	Temperatura em função de $W_f$ e $W_u$ .
$T_P$	Sinal de saída do protetor contra radiação (°C);
$T_F$	Sinal de saída do termopar (pu);
$H$	Constante de inércia da máquina (s);
$\omega_s$	Velocidade angular (rad/s);
$\alpha$	Aceleração angular da máquina (rad/s <sup>2</sup> );
$P_m$	Potência mecânica (pu);
$P_a$	Potência acelerante (pu).
$\Delta A$	Variação na abertura da válvula de admissão da turbina (pu);
$\Delta \omega$	Variação de velocidade do eixo da turbina (pu);
$R$	Estatismo permanente do regulador com queda de velocidade;
$T_1$	Constante de tempo do regulador com queda de velocidade;
$W_{fs2}$	Fluxo de gás (pu);
$W_{fs}$	Fluxo de gás (pu);
$W_{fs1}$	Fluxo de gás (pu);
$\beta$	Aceleração (pu);
$L_{IGV}$	Limite do IGV (pu);
$P_G$	Potência gerada (MW);
$\Delta P_G$	Variação da potência gerada (MW);

$P_C$	Potência da carga (MW);
$\Delta P_C$	Varição da potência da carga (MW);

## Lista de Tabelas

Tabela 2.1 – Carta de Malhotra	27
Tabela 2.2 – Tabela de $\alpha$	27
Tabela 2.3 – Fatores de Correção de Características das Turbinas a Gás Industriais	28
Tabela 2.4 – Distribuição do Mercado Livre nos Grandes Terceiros a Gás Industriais em 1999	30
Tabela 4.1 – Capacidade de cada sistema de produção	60
Tabela 4.2 – Valores típicos das ocupações W, X, Y e Z	68
Tabela 4.3 – Percentagens de energia produzida nos diferentes horários	84
Tabela 4.4 – Parâmetros do KMW	100
Tabela 4.5.1 – Parâmetros utilizados nas simulações de carga de um dia	107
Tabela 4.5.2 – Resultado das simulações	123
Tabela 5.0 – Parâmetros utilizados nas simulações de carga de um dia em um sistema com	132
Tabela 5.1 – Resultado das simulações	134
Tabela 5.2 – Parâmetros utilizados nas simulações de carga de um dia em um sistema com	142
Tabela 5.3 – Resultado das simulações	144
Tabela 5.4 – Parâmetros utilizados nas simulações de carga de um dia em um sistema com	150
Tabela 5.5 – Resultado das simulações	154
Tabela 5.6 – Descrição das 5-atas utilizadas	167

---

# Lista de Tabelas

Tabela 2.1 – Custo de Manutenção	27
Tabela 2.2 - Preço por kW	27
Tabela 2.3 - Fabricantes e Características das Turbinas a Gás Industriais	29
Tabela 2.4 - Distribuição do Mercado Mundial das Grandes Turbinas a Gás Industriais por Fabricante (1995)	30
Tabela 4.1 – Características do sistema de combustível.	80
Tabela 4.2 – Valores típicos das constantes W, X, Y e Z	83
Tabela 4.3 – Porcentagem de erro com a utilização das barreiras protetoras.	84
Tabela 4.4 – Parâmetros do IGV	103
Tabela 5.1 – Parâmetros utilizados nas simulações da turbina de um eixo	107
Tabela 5.4 – Resumo das simulações.	123
Tabela 5.5 – Parâmetros utilizados nas simulações da turbina de eixo duplo (dois <i>spools</i> + turbina livre).	133
Tabela 5.6 – Resumo das simulações.	134
Tabela 5.7 – Parâmetros utilizados nas simulações da turbina de eixo duplo (Dois <i>Spools</i> ).	143
Tabela 5.8 – Resumo das simulações.	144
Tabela 5.9 – Parâmetros utilizados nas simulações da turbina de eixo duplo (três <i>spools</i> ).	153
Tabela 5.10 – Resumo das simulações.	154
Tabela 6.1 – Descrição dos blocos utilizados.	167

---

# Lista de Figuras

Figura 2.1 - Turbina a gás GE LM6000	29
Figura 2.2 - Turbina a gás Alstom GT8C	30
Figura 2.3 - Direção dos fluxos em compressores axiais e radiais	31
Figura 2.4 – Compressor Centrífugo	33
Figura 2.5 – Rotores do compressor centrífugo	33
Figura 2.6 – Partes componentes do compressor axial	34
Figura 2.7 – Variações de velocidade e pressão ao longo do compressor	35
Figura 2.8 – Detalhe das pás do rotor do compressor	36
Figura 2.9 – Detalhe do estator	36
Figura 2.10 – Detalhe do IGV	37
Figura 2.11 - Câmara de combustão típica	38
Figura 2.12 - Câmara de combustão convencional	39
Figura 2.13 - Fluxo de ar no interior da câmara	40
Figura 2.15 - Sistema de combustão com múltiplas câmaras	40
Figura 2.16 - Sistema de combustão tubo-anular	41
Figura 2.17 - Sistema de combustão tubo-anular	41
Figura 2.18 - Sistema de combustão anular	42
Figura 2.19 – Turbina de três estágios e eixo simples	43
Figura 2.20 – Turbina de eixo duplo	43
Figura 2.21 – Bocais Guia e sua localização na carcaça	44
Figura 2.22 – Fixação das pás	45
Figura 2.23 – Sistema de Combustível Completo	46
Figura 2.24 – Sistema de combustível gasoso	48
Figura 2.25 – Sistema de combustível líquido	48
Figura 2.26 – Secção de uma bomba de engrenagem elementar	50
Figura 2.27 – Secção de uma bomba de pá elementar	50

Figura 2.28 – Secção de uma bomba de pistão elementar	51
Figura 2.29 – Elemento de filtragem	52
Figura 2.30 – Vários Estágios da Atomização do Combustível	52
Figura 2.31 – Injetor Simplex	53
Figura 2.32 – Injetor de Abertura Variável (Lubbock)	53
Figura 2.33 – Injetor Duplex	54
Figura 2.34 – Injetor Pulverizador	55
Figura 2.35 - Turbina de eixo simples	56
Figura 2.36 - Turbina de 2 eixos	56
Figura 2.37 - Turbina com vários eixos	57
Figura 2.38 - Ciclo aberto	57
Figura 2.39 - Ciclo fechado	58
Figura 2.40 - Ciclo com regenerador	59
Figura 2.41 - Ciclo com <i>intercooling</i>	60
Figura 2.42 - Turbina a gás com reaquecedor	60
Figura 2.43 – Ciclo com Trocador de Calor e Reaquecimento	61
Figura 2.44 - Ciclo com <i>Intercooler</i> e Trocador de Calor	61
Figura 2.45 - Ciclo com <i>Intercooler</i> e Trocador de Calor e Reaquecimento	62
Figura 2.46 - Ciclo Combinado Simples	62
Figura 2.47 – Sistema em ciclo combinado com co-geração	63
Figura 3.1 – Turbina a gás de dois eixos – Detalhe do gerador de gás	68
Figura 4.1 – Exemplo de sistema de controle em retroação	73
Figura 4.2 – Regulador de velocidade isócrona.	75
Figura 4.3 – Diagrama de bloco do regulador de velocidade isócrona	76
Figura 4.4 – Regulador com queda de velocidade.	77
Figura 4.5 – Diagrama de bloco do regulador com queda de velocidade.	78
Figura 4.6 – Configuração típica de uma turbina a gás de um eixo ( <i>Single Shaft</i> )	78
Figura 4.7 – Diagrama de blocos do sistema de combustível e posicionador da válvula	80
Figura 4.8– Característica de torque	81

Figura 4.9 – Diagrama de blocos representativo da turbina/malha de torque-velocidade	81
Figura 4.10 - Diagrama de blocos representativo do rotor	82
Figura 4.11 - Diagrama de blocos representativo do regulador de velocidade	82
Figura 4.12 – Diagrama de blocos representativo da turbina/malha de temperatura	83
Figura 4.13 – Protetor contra radiação	84
Figura 4.14 – Protetor contra radiação	84
Figura 4.15 – Diagrama de blocos representativo do protetor contra radiação	84
Figura 4.16 – Constante de tempo do termopar	85
Figura 4.17 – Bloco representativo do termopar	86
Figura 4.18 – Bloco representativo do sistema de controle de temperatura	86
Figura 4.19 – Bloco representativo do seletor de valor mínimo	87
Figura 4.20 – Bloco representativo do limitador	87
Figura 4.21 – Bloco multiplicador	88
Figura 4.22 – Bloco representativo do combustor	88
Figura 4.23 – Atraso ocasionado pela combustão	89
Figura 4.24 – Bloco representativo do atraso causado pela exaustão	89
Figura 4.25 - Atraso causado pela exaustão dos gases	89
Figura 4.26 – Bloco representativo da inércia da turbina	90
Figura 4.27 – Linha de surto ( <i>surge line</i> )	91
Figura 4.28 – Limites para desaceleração	93
Figura 4.29 – Controle da aceleração	93
Figura 4.30 – Diagrama de Blocos Completo Representativo da Turbina a Gás de um Eixo	94
Figura 4.31 – Sistema físico simplificado para turbina de dois eixos	96
Figura 4.32 – Diagrama de blocos representativo da turbina com múltiplos eixos	96
Figura 4.33 – Configuração típica de uma turbina a gás multieixo ( <i>spool</i> simples + turbina de potência)	97
Figura 4.34 – Bloco do gerador de gás	97
Figura 4.35 – Configuração típica de uma turbina a gás multieixo (dois <i>spools</i> + turbina de potência)	98
Figura 4.36 – Bloco do gerador de gás	98
Figura 4.37 - Sistema físico simplificado	98

Figura 4.38 – Diagrama de blocos	99
Figura 4.39 – Configuração típica de uma turbina a gás multieixo (dois <i>spools</i> )	99
Figura 4.40 – Bloco do gerador de gás	100
Figura 4.41 – Configuração típica de uma turbina a gás multieixo (três <i>spools</i> )	100
Figura 4.42 – Bloco do gerador de gás	100
Figura 4.43 – Diagrama de blocos considerando o IGV	101
Figura 4.44 – Detalhes da malha de controle do IGV	102
Figura 4.45 – Bloco representativo do atuador do IGV	102
Figura 4.46 – Bloco representativo do controle de temperatura do IGV	102
Figura 4.47 – Bloco representativo do limitador do IGV	103
Figura 4.48 – Bloco representativo do Bias	103
Figura 4.49 – Diagrama de blocos simplificado	104
Figura 4.50 – Diagrama de blocos simplificado	105
Figura 5.1 – Sistema Elétrico utilizado para estudo	106
Figura 5.2 – Diagrama unifilar do sistema isolado.	106
Figura 5.3 – Variação da velocidade de rotação (pu)	108
Figura 5.4 – Variação da temperatura de exaustão (°C)	108
Figura 5.5 – Variação da potência mecânica (pu)	109
Figura 5.6 – Variação da velocidade de rotação (pu)	110
Figura 5.7 – Variação da temperatura de exaustão (°C)	110
Figura 5.8 – Variação da potência mecânica (pu)	111
Figura 5.9 – Variação da velocidade de rotação (pu)	112
Figura 5.10 – Variação da temperatura de exaustão (°C)	112
Figura 5.11 – Variação da potência mecânica (pu)	113
Figura 5.12 – Variação da velocidade de rotação (pu)	114
Figura 5.13 – Variação da temperatura de exaustão (°C)	114
Figura 5.14 – Variação da potência mecânica (pu)	115
Figura 5.15 – Comportamento da Rotação (pu)	116
Figura 5.16 – Comportamento da Temperatura de Exaustão (°C)	117

Figura 5.17 – Comportamento da Potência Mecânica (pu)	117
Figura 5.18 – Sinais de Controle (pu)	118
Figura 5.19 – Comportamento da Rotação (pu)	119
Figura 5.20 – Comportamento da Temperatura de Exaustão (°C)	119
Figura 5.21 – Comportamento da Potência Mecânica (pu)	120
Figura 5.22 – Sinais de Controle (pu)	120
Figura 5.23 – Configuração <i>Spool</i> Simples + Turbina de Potência	122
Figura 5.24 – Variação da velocidade de rotação (pu)	124
Figura 5.25 – Variação da temperatura de exaustão (°C)	124
Figura 5.26 – Variação da potência mecânica (pu)	125
Figura 5.27 – Variação da velocidade de rotação (pu)	127
Figura 5.28 – Variação da temperatura de exaustão (°C)	127
Figura 5.29 – Variação da potência mecânica (pu)	128
Figura 5.30 – Variação da velocidade de rotação (pu)	129
Figura 5.31 – Variação da temperatura de exaustão (°C)	129
Figura 5.32 – Variação da potência mecânica (pu)	130
Figura 5.33 – Variação da velocidade de rotação (pu)	131
Figura 5.34 – Variação da temperatura de exaustão (°C)	131
Figura 5.35 – Variação da potência mecânica (pu)	132
Figura 5.36 – Configuração <i>Spool</i> Duplo + Turbina de Potência	133
Figura 5.37 – Variação da velocidade de rotação (pu)	134
Figura 5.38 – Variação da temperatura de exaustão (°C)	135
Figura 5.39 – Variação da potência mecânica (pu)	135
Figura 5.40 – Variação da velocidade de rotação (pu)	137
Figura 5.41 – Variação da temperatura de exaustão (°C)	137
Figura 5.42 – Variação da potência mecânica (pu)	138
Figura 5.43 – Variação da velocidade de rotação (pu)	139
Figura 5.44 – Variação da temperatura de exaustão (°C)	139
Figura 5.45 – Variação da potência mecânica (pu)	140

Figura 5.46 – Variação da velocidade de rotação (pu)	141
Figura 5.47 – Variação da temperatura de exaustão (°C)	141
Figura 5.48 – Variação da potência mecânica (pu)	142
Figura 5.49 – Configuração com Dois <i>Spools</i> e Eixo Simples	143
Figura 5.50 – Variação da velocidade de rotação (pu)	145
Figura 5.51 – Variação da temperatura de exaustão (°C)	145
Figura 5.52 – Variação da potência mecânica (pu)	146
Figura 5.53 – Variação da velocidade de rotação (pu)	147
Figura 5.54 – Variação da temperatura de exaustão (°C)	147
Figura 5.55 – Variação da potência mecânica (pu)	148
Figura 5.56 – Variação da velocidade de rotação (pu)	149
Figura 5.57 – Variação da temperatura de exaustão (°C)	149
Figura 5.58 – Variação da potência mecânica (pu)	150
Figura 5.59 – Variação da velocidade de rotação (pu)	151
Figura 5.60 – Variação da temperatura de exaustão (°C)	151
Figura 5.61 – Variação da potência mecânica (pu)	152
Figura 5.62 – Configuração com três <i>spools</i> .	153
Figura 5.63 – Variação da velocidade de rotação (pu)	155
Figura 5.64 – Variação da temperatura de exaustão (°C)	155
Figura 5.65 – Variação da potência mecânica (pu)	156
Figura 5.66 – Variação da velocidade de rotação (pu)	157
Figura 5.67 – Variação da temperatura de exaustão (°C)	157
Figura 5.68 – Variação da potência mecânica (pu)	158
Figura 5.69 – Variação da velocidade de rotação (pu)	159
Figura 5.70 – Variação da temperatura de exaustão (°C)	159
Figura 5.71 – Variação da potência mecânica (pu)	160
Figura 5.72 – Variação da velocidade de rotação (pu)	161
Figura 5.73 – Variação da temperatura de exaustão (°C)	161
Figura 5.74 – Variação da potência mecânica (pu)	162

Figura 6.1 – Diagrama de blocos representativo de um sistema.	164
Figura 6.2 – Diagrama de blocos no formato CDU	165
Figura 6.3 – Diagrama de blocos do modelo simplificado	166
Figura 6.4 – Modelo simplificado representado em CDU.	167
Figura 6.5 – Diagrama de blocos do regulador de tensão.	168
Figura 6.6 – Diagrama de blocos do PSS.	170
Figura 6.8 – Ângulos de potência ( $\delta$ )	173
Figura 6.9 – Variação da frequência da turbina a gás – TG I	174
Figura 6.10 – Comparação das frequências entre turbinas a gás, hidráulica e a vapor	174
Figura 6.11 – Fluxo de combustível de TG I e TG II	175
Figura 6.12 – Comparação das potências mecânicas entre as turbinas a gás	176
Figura 6.13 – Potência Mecânica de Santa Cruz 19 kV	176
Figura 6.14 – Potência Mecânica de Santa Cruz 13,8 kV	177
Figura 6.15 – Comparação das potências acelerantes das turbinas a gás	177
Figura 6.16 – Comparação das potências acelerantes das turbinas a gás com hidráulica e a vapor	178
Figura 6.17 – Ângulo de potência ( $\delta$ )	179
Figura 6.18 – Variação da frequência da turbina a gás – TG I	180
Figura 6.19 – Comparação das frequências entre as turbinas a gás, hidráulica e a vapor	180
Figura 6.20 – Fluxo de combustível nas turbinas a gás	181
Figura 6.21 – Potência mecânica (MW) – TG I	181
Figura 6.22 – Potência mecânica (MW) – TG II	182
Figura 6.23 – Comparação das potências mecânicas de TG I e TG II	182
Figura 6.24 – Comparação das potências acelerantes das turbinas a gás	183
Figura 6.26 – Ângulo de potência ( $\delta$ )	184
Figura 6.27 – Variação da frequência da turbina a gás – TG I	185
Figura 6.28 – Variação da frequência da turbina a gás – TG II	185
Figura 6.29 – Comparação das frequências da turbina a gás com hidráulica e a vapor	186
Figura 6.30 – Fluxo de combustível nas turbinas a gás	186
Figura 6.31 – Potência mecânica (MW) – TG I	187

Figura 6.32 – Potência mecânica (MW) – TG II	187
Figura 6.33 – Comparação das potências mecânicas entre as turbinas a gás	188
Figura 6.34 – Potência mecânica de Funil	188
Figura 6.35 – Potência mecânica de Santa Cruz 19 kV	189
Figura 6.36 – Potência mecânica de Santa Cruz 13,8 kV	189
Figura 6.37 - Potência acelerante TG I	190
Figura 6.38 - Potência acelerante TG II	190
Figura 6.39 – Comparação das potências acelerantes das turbinas a gás	191
Figura 6.40 – Comparação das potências acelerantes das turbinas a gás com hidráulica e a vapor	191
Figura 6.41 – Comparação das tensões nas barras próximas ao distúrbio.	192
Figura 6.42 – Comparação das tensões nas barras próximas ao distúrbio com uma barra distante.	193
Figura 6.43 – Ângulo de Potência ( $\delta$ )	193
Figura 6.44 – Comparação das freqüências de TG I e TG II	194
Figura 6.45 – Comparação dos fluxos de combustível de TG I e TG II	194
Figura 6.46 – Comparação das potências mecânicas	195
Figura 6.47 – Comparação das potências acelerantes das turbinas a gás	195
Figura 6.48 – Fluxo de potência reativa nos ramos	196
Figura 6.49 – Fluxo de potência reativa nos ramos	196

---

# Capítulo 1

## Introdução

À medida que os países se desenvolvem, aumenta a necessidade de se prover mais energia elétrica para sustentar o crescimento. O Brasil não é diferente, com a economia aumentando gradualmente aparece o risco de blecaute no sistema elétrico, na época em que os reservatórios das usinas hidroelétricas estão com seus volumes reduzidos. Uma das saídas para aumentar a produção de energia, suprindo as necessidades da carga no horário de pico, decorre da instalação das usinas termelétricas a gás natural, aproveitando a disponibilidade deste combustível relativamente barato e de baixo impacto ambiental.

As turbinas a gás possuem vantagens fundamentais para a produção de energia:

- São extremamente compactas, de implementação rápida, não exigindo muitas obras civis;
- São passíveis de capital privado não necessitando de grandes financiamentos do governo;
- Podem ser localizadas perto dos grandes centros consumidores;
- Têm grande aproveitamento em processos industriais, quando utilizadas no sistema de co-geração e de ciclo combinado, além de serem de fácil manutenção.

A intenção do presente trabalho é de apresentar modelos matemáticos e investigar o comportamento dinâmico das turbinas a gás visando aplicações em estudos de estabilidade de sistemas elétricos de potência. São realizadas comparações entre os diversos modelos desenvolvidos e a implementação dos modelos no programa de simulação de transitórios eletromecânicos ANATEM desenvolvido pelo CEPEL.

Esta dissertação está organizada da seguinte maneira:

O Capítulo 2 descreve a turbina a gás e suas partes componentes, e ainda apresenta os ciclos mais utilizados.

O Capítulo 3 apresenta o estado da arte da modelagem dinâmica de turbinas a gás.

No Capítulo 4 é feita a modelagem matemática da turbina, bem como todos os elementos constituintes, abrangendo as diversas configurações e detalhando cada elemento.

No Capítulo 5, são feitas as simulações através do software Matlab. As simulações compreendem aumento e rejeição de carga, utilização de reguladores de velocidade isócrono e com queda de velocidade e utilização de combustível líquido e gasoso.

No capítulo 6 implementa-se o modelo simplificado de uma turbina a gás de um eixo no programa ANATEM através do CDU avaliando o comportamento dinâmico da turbina a gás operando interligada no Sistema Interligado Nacional - SIN.

O Capítulo 7 apresenta as conclusões e discussão de trabalhos futuros que poderiam orientar novas pesquisas que possam dar continuidade aos resultados obtidos nessa dissertação.

# Capítulo 2

## Partes Componentes da Turbina a Gás

A turbina a gás é uma forma de motor térmico que produz trabalho a partir de gases quentes.

Seu princípio de funcionamento é baseado no direcionamento de um fluxo contínuo de gases aquecidos sobre as pás do rotor de uma turbina.

O compressor comprime o ar que é dirigido para a câmara de combustão. Na câmara, o combustível é misturado e queimado ocasionando o aumento da energia interna dos gases. Os gases em expansão são direcionados para a turbina com parte deste ar, sendo o excesso de ar misturado aos gases quentes de modo a limitar a temperatura máxima de entrada da turbina.

### 2.1 História

Embora a turbina a vapor apareça pela primeira vez na história em cerca de 50 D.C., pelo trabalho de Hero de Alexandria, a turbina a gás só surgiu com Leonardo da Vinci. O dispositivo, descrito em um livro publicado em 1648, consistia de um "catavento" montado em um eixo instalado no interior de uma chaminé, o qual através de um conjunto de engrenagens, permitia girar um espeto em uma churrasqueira.

Em 1791, John Barber projetou e patenteou uma turbina a gás, com muitas das características das turbinas modernas. Entretanto, não conseguiu colocar suas idéias em prática por problemas estruturais.

Em 1853, Tournaire apresentou um trabalho técnico na *Academie des Sciences*, no qual descreve o conceito de turbina a gás. O trabalho experimental não foi desenvolvido até 1872, quando o alemão Dr. Stolze projetou e construiu um motor baseado nas idéias de Tournaire. Embora o motor de Stolze, que consistia de um compressor axial, uma turbina axial montada no mesmo eixo, um trocador de calor e uma câmara de combustão, não tenha produzido nenhuma potência, ele foi um passo importante para os desenvolvimentos futuros.

Em 1884, John Parsons, na Inglaterra, patenteou uma turbina que apresentava a idéia básica do compressor axial, a queima do combustível no ar comprimido e a expansão dos gases quentes na turbina para geração de potência.

Em 1895, Charles Curtis obteve a primeira patente de turbina a gás nos EUA.

Apesar de diversos trabalhos, e do estabelecimento das leis da termodinâmica por Carnot, Gibbs e Maxwell por volta de 1900, a primeira turbina a gás a gerar potência foi desenvolvida

pelos irmãos Armengaud em 1903, após o desenvolvimento dos compressores multi-estágios. Mesmo assim, o rendimento da turbina não ultrapassava 3%. Mais ou menos nesta época, grandes companhias se interessavam pelo assunto e passaram a fazer os desenvolvimentos. Vale mencionar que estes primeiros projetos apresentavam rendimento pobre devido à baixa eficiência dos compressores e das limitações dos materiais.

Por volta de 1933, eram fabricadas turbinas a gás de 2000 kW. Nesta época, iniciou-se o desenvolvimento de turbinas a gás para propulsão de aviões, destacando-se os trabalhos de Sir Frank Whittle na Inglaterra e Von Ohain na Alemanha, que permitiram os primeiros vôos com propulsão turbojato em 1939. Desde então, o progresso das turbinas a gás tem sido enorme, existindo hoje turbinas que vão desde 0,2 a 400 MW, industriais ou aeroderivativas.

O uso mais importante das turbinas a gás tem sido na aviação, e com tanto sucesso, que são utilizadas em praticamente todos os aviões, com exceção dos menores.

Em outras áreas de atuação, a aplicação das turbinas a gás se desenvolveu de forma mais lenta, principalmente pelo seu rendimento térmico baixo e pelo seu alto custo de desenvolvimento, o que as tornava não competitivas com outros sistemas de geração de potência para uso geral. Antes da década de 60, as principais aplicações industriais de turbinas a gás eram na recuperação de catalizadores nas refinarias de petróleo e na compressão de gás natural em gasodutos. A partir da década de 60, sua aplicação na geração de eletricidade vem assumindo papel crescente, tendo iniciado como usinas de ponta, passando posteriormente para usinas de base.

## 2.2 Aspectos Gerais

As turbinas a gás são os equipamentos que mais têm se difundido nas instalações que necessitam de calor residual para o processo ou uma grande quantidade de eletricidade obtida em sistemas de cogeração que dispõem de gás natural.

As principais vantagens de uma turbina a gás são:

- Unidades compactas e de pequeno peso. As turbinas a gás equivalem, geralmente, a 1/4 em peso e 1/10 em volume quando comparadas com os motores alternativos. Quando comparadas com centrais a vapor convencionais seu volume é de 1/100;
- Baixa poluição ambiental;
- Utilização de combustíveis líquidos e gasosos.

Como em qualquer motor a combustão, a potência gerada neste equipamento depende do trabalho que os gases aquecidos geram em sua expansão, descontado, neste caso, o exigido pelo acionamento do compressor. Portanto, um bom rendimento do equipamento depende de que a pressão e a temperatura sejam adequadas e mantidas dentro de suas especificações operacionais.

Como o rendimento das turbinas a gás é diretamente proporcional a sua temperatura de trabalho, a utilização de materiais de boa resistência é fundamental, pois o limite operacional do equipamento é dado pela resistência ao calor, do material de fabricação das pás. Para que essa temperatura salte dos usuais 800° C para valores da ordem de 1.100° C, as pás devem ter sistema de refrigeração para que altos rendimentos sejam obtidos sem prejudicar a vida útil do equipamento.

Devido às altas razões de pressão atingidas por este tipo de equipamento, que pode chegar a 25, a utilização de refrigeração intermediária no compressor é uma das alternativas que visam melhorar o desempenho do equipamento de uma forma geral.

Uma importante característica no projeto de uma turbina a gás é a necessidade de assegurar-se que certas partes da máquina, bem como alguns acessórios, não absorvam calor da corrente de gás em uma quantidade que seja danosa para sua operação segura.

As turbinas a gás estacionárias apresentam como principais vantagens:

- Necessidade de pouca refrigeração;
- Em operação sob carga constante, as potências produzidas podem ser relativamente pequenas, mas continuam-se obtendo bons rendimentos;
- Pode-se utilizar combustíveis com baixo poder calorífico;
- Obras civis mais simples;
- Baixo nível de vibrações;
- Operação e manutenção fáceis, permitindo o controle automático.

Os rendimentos atribuídos às turbinas a gás são obtidos em condições ISO<sup>1</sup>, portanto, parâmetros como temperatura ambiente, umidade e pressão ambiente devem ser considerados na análise, para que as condições de operação sejam adaptadas às de projeto.

Em relação à altitude e à umidade do ar pode-se admitir como parâmetros, para este tipo de equipamento, as seguintes considerações:

- A potência declina com o aumento da altitude da localidade da instalação. A cada 100m, acima do nível do mar, o rendimento cai 1%. Alguma compensação pode ser dada pelo declínio da temperatura.
- A umidade ambiente tem pouco efeito no desempenho da turbina, contudo em condições extremamente quentes e úmidas o desempenho cai aproximadamente 1%.

Com relação a manutenção de um sistema cogenerador com turbinas a gás deve-se atentar para os principais fatores: óleo, poeira, areia (os filtros só oferecem 95% de eficiência) e a corrosão que pode ocorrer quando o equipamento está fora de funcionamento por um tempo prolongado.

---

<sup>1</sup> Condições ISO – Definidas pela International Standard Organization

Quando uma turbina é desligada por qualquer problema, é necessário manter-se uma bomba de óleo para a operação de resfriamento dos mancais, principalmente os que estão localizados na seção quente. Normalmente esta bomba opera por longo tempo já que a parte quente da máquina pode levar até 2 horas para ser resfriada.

Considera-se, para a maior parte destes equipamentos, que o tempo necessário para se atingir novamente o regime de plena carga é de 6 a 8 minutos em regime de emergência e de 15 minutos em condições normais de operação.

Após aproximadamente 3,5 anos de funcionamento deverá haver uma revisão total na turbina. A vida útil desse tipo de equipamento pode ser admitida como sendo de 20 anos.

A manutenção das turbinas aeroderivativas, devido as suas características de projeto, apresenta custos superiores as *heavy-duty*. Pode-se considerar como parâmetro os valores apresentados na tabela 2.1, de acordo com CSPE (1999).

Tabela 2.1 – Custo de Manutenção

Manutenção	
Aeroderivativa	0,005 US\$/kWh
<i>Heavy-duty</i>	0,002 US\$/kWh

Como o sistema mecânico é giratório, a vibração estática produzida pelas turbinas a gás é pequena e o ruído, face as estes equipamentos girarem em alta rotação, é de alta frequência o que pode ser facilmente atenuado com um enclausuramento do conjunto.

## 2.3 Dados Econômicos

Os dados apresentados na tabela 2.2, têm a finalidade de orientar os estudos de viabilidade da introdução de sistemas de cogeração a partir das características comumente encontradas no mercado, de acordo com CSPE (1999).

Tabela 2.2 - Preço por kW

Turbina a Gás			
Faixa de Potência (kW)	Preço (US\$/kW)	Faixa de Potência (kW)	Preço (US\$/kW)
Até 1.000	794	De 20.001 a 30.000	341
De 1.001 a 2.000	666	De 30.001 a 50.000	297
De 2.001 a 5.000	438	De 50.001 a 100.000	255
De 5.001 a 10.000	420	Acima de 100.000	190
De 10.001 a 20.000	417		

## 2.4 Aplicação Industrial

As turbinas a gás industriais se dividem em dois tipos: turbinas aeroderivativas e industriais puras. As turbinas aeroderivativas são oriundas de turbinas a gás aeronáuticas que sofreram algumas modificações no projeto. Já as turbinas industriais puras são turbinas projetadas para a aplicação industrial segundo uma filosofia própria. As turbinas industriais podem ser turbinas de base denominadas *heavy-duty* e são conhecidas pela sua robustez, flexibilidade no uso de combustível, alta confiabilidade e baixo custo. As turbinas a gás aeroderivativas são caracterizadas por serem mais eficientes, ter alta confiabilidade, ocupar pouco espaço, menor relação peso/potência e flexibilidade na manutenção. Atualmente as turbinas aeroderivativas podem atingir uma potência de até 50 MW e as turbinas industriais de até 400 MW. A grande aplicação das turbinas a gás industriais tem sido em bombas para gás e óleo, geração de eletricidade e propulsão naval.

Existem distinções amplas entre as turbinas a gás industriais e aeroderivativas:

- A vida de um conjunto industrial é da ordem de 100.000 horas sem revisão completa, o que não é esperado numa turbina aeroderivativa.
- A limitação do tamanho e o peso de uma turbina a gás aeroderivativa são muito mais importantes de que qualquer outro caso de aplicação de turbina a gás.

As turbinas a gás industriais são mais robustas e pesadas do que aquelas de uso aeronáutico além de apresentar uma concepção de projeto diferente. Entretanto, é mais econômico modificar turbinas a gás aeronáuticas para serem utilizadas em fins industriais do que projetar e desenvolver uma totalmente nova, devido ao fato de que a maior parte do custo de pesquisa e desenvolvimento das turbinas aeronáuticas já terem sido feitas. O custo deste desenvolvimento proveio de orçamento militar, visto a posição estratégica do uso das turbinas aeronáuticas durante longo período de tempo.

As modificações são basicamente:

- Fortalecimento dos mancais;
- Sistema de combustão;
- Adição de turbina livre;
- Caixa de redução;
- Possível adição de um trocador de calor.

Como exemplo de turbinas a gás aeroderivativas, podem ser citadas as turbinas fabricadas pela GE (General Electric) que são: LM1600, LM 2500, LM5000 e LM6000, fornecendo potências de 13,2 MW a 40 MW.

Já as turbinas *heavy-duty* da GE são: MS5001, MS6001, MS7001 e MS9001, fornecendo potências de 26 MW a 226 MW. Elas podem ou não ter injeção de vapor (ciclo STIG) e

estarem integradas num ciclo combinado. A figura 2.1 mostra a turbina a gás da GE, LM6000, que possui uma potência de 42 MW e 40% de eficiência térmica nas condições ISO.

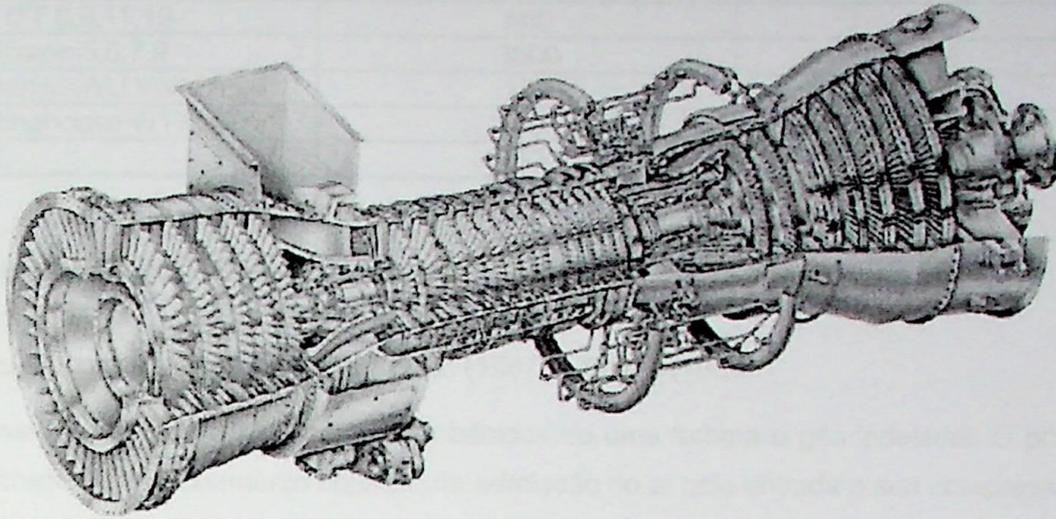


Figura 2.1 - Turbina a gás GE LM6000

Outro importante fabricante de turbinas a gás industriais é a ABB (Asea Brown Boveri). Suas linhas de fabricação são as *heavy-duty*, como por exemplo, a GT 11E de baixa emissão de  $\text{NO}_x$ . A potência gerada por esta turbina a gás, nas condições ISO, é da ordem de 147 MW e eficiência de 34,6%.

A Tabela 2.3 relaciona alguns fabricantes de turbinas a gás industriais, com o modelo, potência nas condições ISO, taxa de calor (*heat rate*), temperatura máxima da turbina e razão de pressão.

Tabela 2.3 - Fabricantes e Características das Turbinas a Gás Industriais

Fabricante	Modelo	Heat Rate (kJ/kWh)	Temperatura Máxima (°C)	Razão de Pressão	Potência (MW)
ABB	GT 24	9600	-	30	165,0
Allison Gas Turbine	501-KB5S	12553	-	10,1	4,065
Pratt Whitney	ST6-813	146555	534	8,5	0,783
GE	MS9331	10095,8	1288	15	226,5
Man GHH	THM1304	13676,3	975	10	8,695
Rolls Royce	RB211	10110,5	756	20,8	27,08

As grandes unidades de turbinas a gás industriais são fabricadas pela GE, Westinghouse, ABB, Siemens/KWU. A divisão do mercado em 1995 é mostrada na Tabela 2.4, aonde a GE vem em primeiro lugar com 64% do mercado seguida da Westinghouse, com 23%, ABB com 10% e Siemens/KWU, com 3%. Os números apresentados na Tabela 2.4 são aproximados e têm objetivo de dar uma idéia da divisão do mercado.

Tabela 2.4 - Distribuição do Mercado Mundial das Grandes Turbinas a Gás Industriais por Fabricante (1995)

Fabricante/Modelo	Unidades	% do Mercado
ABB GT 8,9,11,13	550	10
GE Frame 5,6,7,9	3500	64
Siemens/KWU V64,84,94	150	3
Westinghouse W171-501	1300	23
Total	5500	100

## 2.5 Descrição das Partes Componentes

Utilizou-se como fonte de consulta Cohen (1987) e Bathie (1984).

Observa-se na figura 2.2 os elementos básicos de uma turbina a gás industrial. O princípio simplificado de funcionamento consiste na admissão do ar pela entrada e sua compressão via compressor. Parte da massa de ar comprimida é misturada ao combustível na câmara de combustão onde ocorre a combustão propriamente dita.

O produto da combustão é expandido na turbina que aciona o compressor e fornece potência de eixo a um gerador acoplado que, por sua vez, gera energia elétrica.

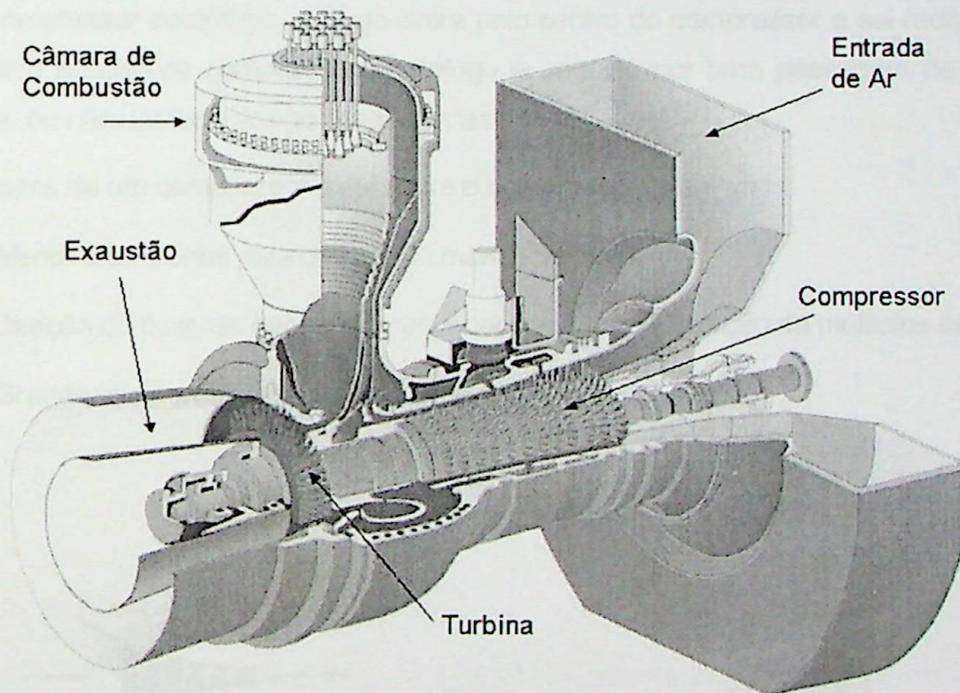


Figura 2.2 - Turbina a gás Alstom GT8C

A seguir será feita a descrição sucinta das partes componentes de uma turbina a gás com o objetivo de dar uma visão geral de cada componente, abordando seu princípio de funcionamento, tipos e características particulares.

## 2.5.1 Compressor

O compressor é o elemento componente da turbina a gás responsável pela compressão do ar que será injetado nos queimadores (câmara de combustão) onde ocorrerá a combustão.

Uma compressão eficiente de grandes volumes de ar é essencial para um bom funcionamento da turbina a gás. Isto é conseguido através de dois tipos de compressores: o axial e o radial (ou centrífugo).

Os compressores axiais foram empregados pelos ingleses em seus primeiros projetos e utilizados pelos alemães durante a 2ª Guerra Mundial. Já a grande maioria das turbinas a gás construídas nos Estados Unidos na década de 40 utilizavam compressores centrífugos. Atualmente, as turbinas a gás são construídas com compressores axiais, centrífugos e uma combinação de um ou mais estágios axiais seguido de um estágio centrífugo.

A figura 2.3 ilustra os fluxos típicos dos compressores axiais e centrífugos. O fluxo num compressor axial é essencialmente paralelo ao eixo de rotação. Cada estágio inclui filas de pás rotativas onde a energia é adicionada ao fluido. Este rotor é seguido por filas de pás fixas comumente referidas por estator. Num compressor axial são necessários vários estágios para se obter a razão de pressão desejada.

Em um compressor centrífugo, o fluido entra pelo centro do compressor e sai radialmente. O componente rotativo do compressor centrífugo é seguido por uma passagem de difusão, a qual pode, ou não, incorporar pás estacionárias.

As vantagens de um compressor axial sobre o compressor radial são:

- Menor área frontal para uma dada massa de fluxo;
- Direção do fluxo de descarga mais adequada para utilização de múltiplos estágios;
- Grande eficiência em altas pressões.

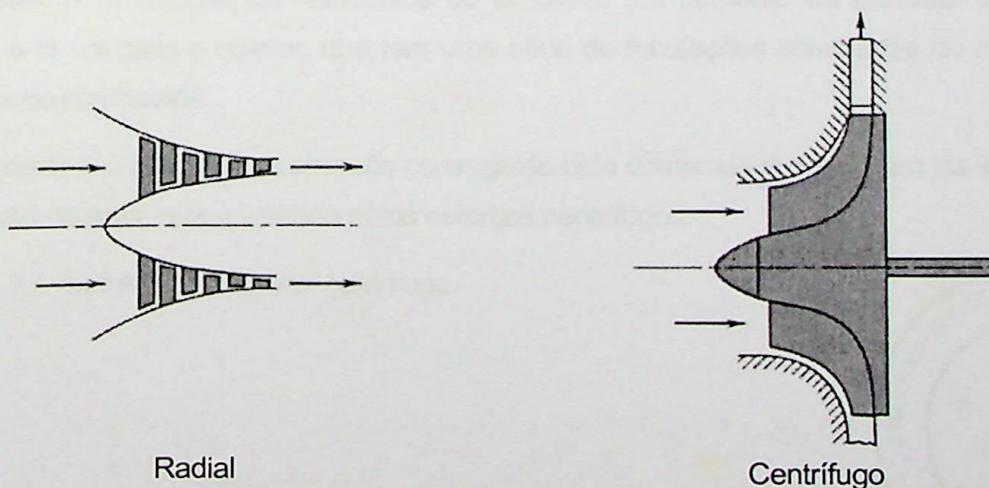


Figura 2.3 - Direção dos fluxos em compressores axiais e radiais

As vantagens do compressor radial sobre o compressor axial são:

- Alta razão de pressão por estágio;
- Simplicidade de construção;
- Menor tamanho para a mesma razão de pressão;
- Direção do fluxo de descarga conveniente para instalação de *intercooler* e / ou trocador de calor;
- Ampla faixa de estabilidade de operação entre os limites máximo e mínimo em uma dada velocidade de rotação.

### **Compressor Centrífugo**

O compressor centrífugo é composto de quatro partes principais a saber:

- aletas guias;
- rotor;
- difusor;
- coletor.

As pás guias ou IGV (*Inlet Guide Vane*) são instaladas no rotor e servem para guiar o ar à mesma; o rotor, por sua vez, tem por função aumentar a velocidade do ar admitido, que, no difusor, será transformada em pressão. O coletor liga a saída do difusor às câmaras de combustão.

Durante o funcionamento da máquina, o rotor é girado a alta velocidade, fazendo com que a velocidade e a pressão do ar sejam aumentadas.

Deixando o rotor, o ar vai para o difusor, onde as passagens divergentes reduzem a sua velocidade. A diminuição da velocidade do ar causa um aumento de pressão. Saindo do difusor, o ar vai para o coletor, que tem uma série de tubulações condutoras do mesmo às câmaras de combustão.

O fluxo de ar e o aumento de pressão conseguido pelo compressor dependem da velocidade de rotação do rotor, que é limitada pelos esforços centrífugos.

A figura 2.4 ilustra o compressor centrífugo.



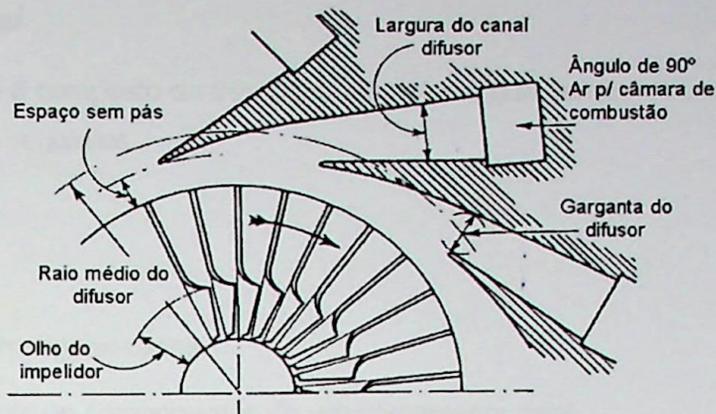


Figura 2.4 – Compressor Centrífugo

Alguns tipos de rotor são envolvidos por uma superfície que impede a fuga do ar entre as pás e a carcaça. A figura 2.5 apresenta três rotores diferentes. Em todos os tipos pode ser notado que as partes das pás onde o ar é admitido, têm uma curvatura com a finalidade de facilitar a mudança da direção do fluxo de ar que chega axialmente ao rotor.

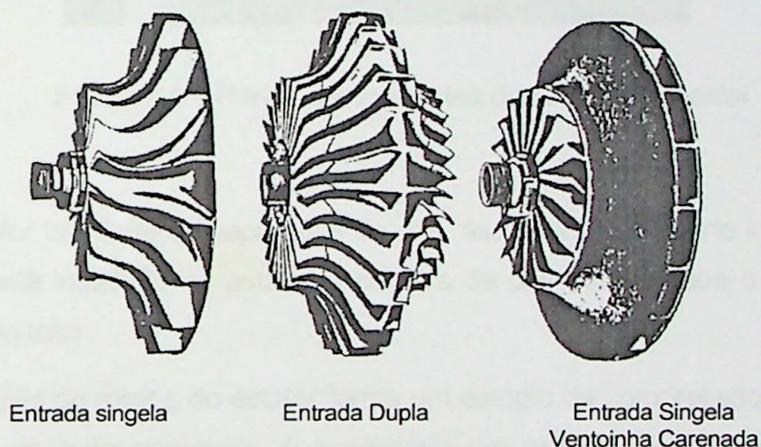


Figura 2.5 – Rotores do compressor centrífugo

O difusor pode ser parte da carcaça, do rotor onde estão instaladas as aletas que formam entre si as passagens divergentes, ou um conjunto separado. Seja de um tipo ou de outro, o difusor consiste em aletas estacionárias dispostas tangencialmente ao rotor. Entre as aletas do difusor se forma um bocal divergente para converter a velocidade do ar em pressão. As aletas são dispostas em uma posição de alinhamento com a direção do fluxo de ar que sai do rotor.

A razão de pressão no compressor centrífugo é baixa, variando de 4:1 a 5:1.

## Compressor Axial

O compressor axial é composto de três partes principais que, juntas, executam a compressão do ar. Estas são as seguintes:

- rotor;
- estator;
- pás diretoras em alguns casos.

A figura 2.6 apresenta os componentes de um compressor axial.

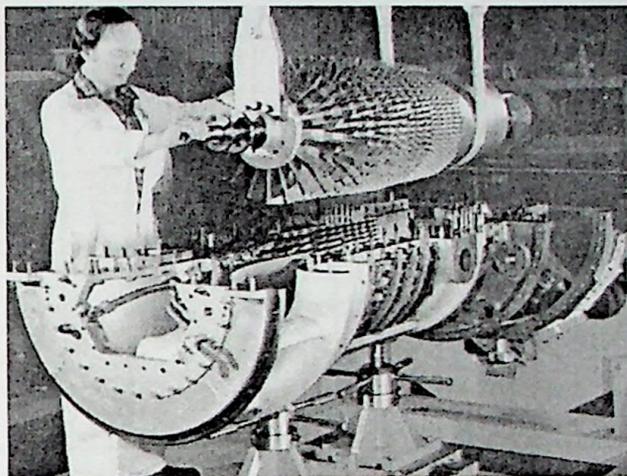


Figura 2.6 – Partes componentes do compressor axial

Na periferia do rotor há carreiras separadas de pás, assim como na parte interna do estator. Quando o rotor está instalado no estator a carreira de pás deste ocupa o espaço entre as carreiras de pás do rotor.

Cada carreira de pás do rotor e do estator forma um estágio de compressão, sendo que para atingir razões de pressão razoáveis, é necessário um grande número de estágios. Uma carreira adicional de pás diretoras é instalada na entrada do compressor, com a finalidade de guiar o ar para a primeira carreira de pás do rotor. As aletas diretoras são geralmente articuladas permitindo a variação do ângulo de ataque, sendo o seu ângulo diretor controlado automaticamente, para atender às necessidades do fluxo de ar em várias condições operacionais. Da parte dianteira para a traseira do compressor, isto é, da região de baixa para a de alta pressão, há uma diminuição gradativa do comprimento das pás, devido à diminuição de volume do ar. Com este formato cônico para a passagem do ar, consegue-se manter constante a velocidade axial do fluxo de ar que atravessa o compressor. O bloco do rotor, onde estão instaladas as pás, têm a forma tronco – cônica.

O rotor é girado velozmente por meio da turbina, de modo que o ar é continuamente admitido entre as aletas guias do compressor, onde é acelerado por meio das pás do rotor e encaminhado às aletas do estator do mesmo estágio, para em seguida ser entregue às pás



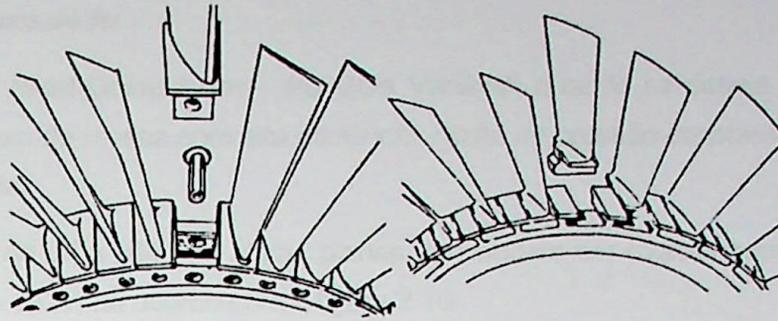


Figura 2.8 – Detalhe das pás do rotor do compressor

As pás do rotor são feitas de liga de alumínio, de aço ou de titânio. Tanto o tambor quanto o eixo são feitos de aço.

### ***Estató e Pás***

O estató é basicamente um tubo onde são instaladas carreiras de pás separadas entre si, para permitirem movimentar as carreiras de pás do rotor. A forma das pás é também de um aerofólio, com a finalidade idêntica das instaladas no rotor. As pás podem ser individuais ou formando bloco de três, principalmente as dos primeiros estágios, que, além disso, têm reforços nas pontas, como mostra a figura 2.9, com a finalidade de diminuir os efeitos vibratórios da variação de fluxo nas pás compridas.

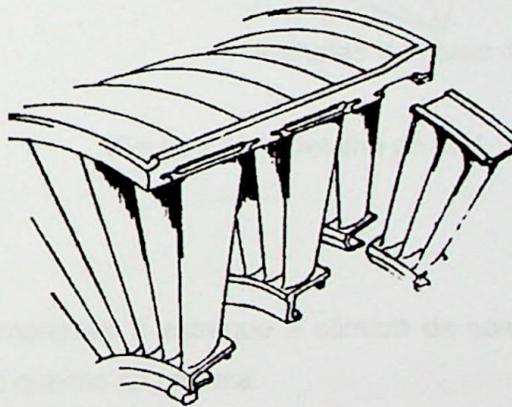


Figura 2.9 – Detalhe do estató

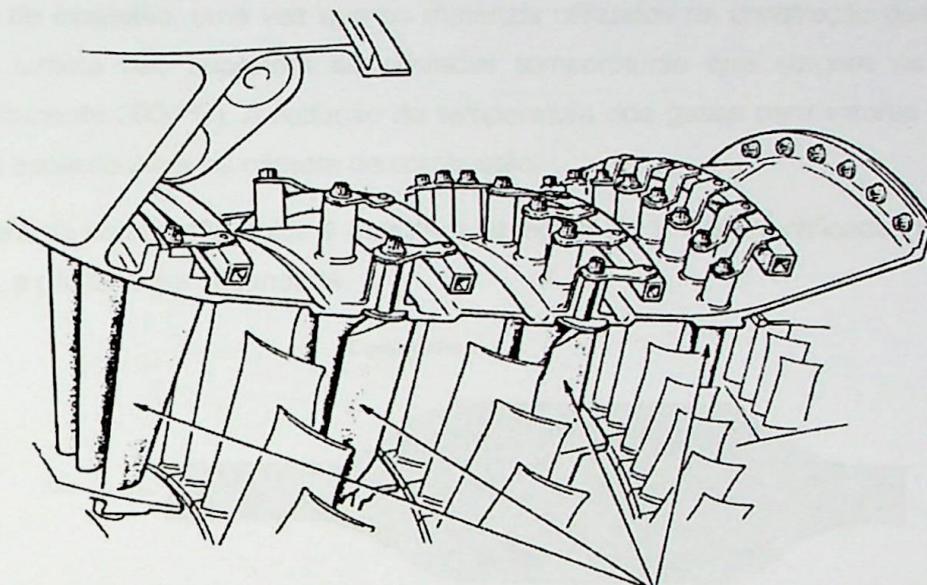
As pás do estató e as pás do rotor diminuem de comprimento à medida que os estágios vão aumentando. Assim, as pás do primeiro estágio são mais longas e largas do que as do último estágio. O motivo desta diferença está no fato das pás dos estágios comprimir um volume de ar, que diminui na razão que os estágios aumentam. Assim, o volume de ar nos últimos estágios é bem menor do que nos primeiros.

## Controle do Fluxo de Ar

Utiliza-se o IGV (*Inlet Guide Vane* – Pá Guia Variável) quando se deseja operar com uma larga faixa de fluxo de massa com alta eficiência, razão de pressão constante e velocidade de rotação constante.

O IGV consiste de uma série de aletas planas que podem ser rotacionadas possibilitando o controle do fluxo de ar, de acordo com a figura 2.10.

Quando se exigem altas relações de pressão em turbinas de um eixo, deve-se introduzir controle de fluxo de ar. Para tal são usadas pás guias variáveis no primeiro estágio, além de pás variáveis de estator nos estágios seguintes.



Palhetas Variáveis do Estator

Figura 2.10 – Detalhe do IGV

### 2.5.2 Câmara de Combustão

O ar comprimido pelo compressor é entregue à câmara de combustão, onde se formará a mistura ar-combustível e a queima da mesma.

Ao saírem da câmara são encaminhados à turbina na forma de um fluxo uniforme, onde, além dos gases queimados, há também uma parte do ar que é usada para a refrigeração.

Devido a larga faixa de operação das turbinas a gás, tem-se concentrado esforços para se produzir câmaras de combustão eficientes, compactas e com baixas emissões.

A faixa de operação inclui a partida, parada, aceleração, desaceleração e operação à plena potência.

Os requisitos para uma câmara de combustão incluem:

- Liberação da energia química do combustível no menor espaço (comprimento e diâmetro) possível;

- Mínima queda de pressão no espectro operativo;
- Estabilidade e eficiência operativa em uma larga faixa de ar-combustível e nível de potência;
- Disponibilidade igual ou maior que a vida útil da máquina;
- Boa distribuição de temperatura (perto de uniforme) na entrada do estator da turbina;
- Funcionamento sem acúmulo de carbono;
- Não permitir o deslocamento da chama.

A quantidade de combustível a ser misturada com o ar dependerá da temperatura máxima dos gases de exaustão, uma vez que os materiais utilizados na construção das pás, pás e bocais da turbina não suportam as elevadas temperaturas que surgem na combustão (aproximadamente 2000°C). A redução da temperatura dos gases para valores aceitáveis é feita com o excesso de ar na câmara de combustão.

Uma câmara de combustão típica é mostrada na figura 2.11. São identificadas três zonas, a de difusão, a primária e a secundária.

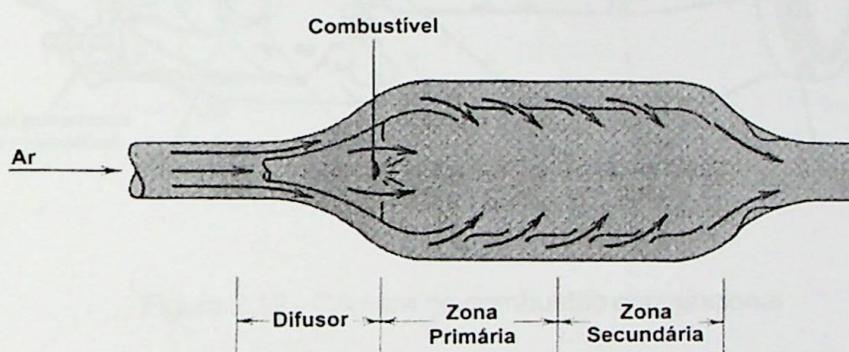


Figura 2.11 - Câmara de combustão típica

A zona de difusão é a zona de transição entre a saída do compressor e a entrada da câmara de combustão.

As funções da zona primária são várias. Em primeiro lugar, esta é uma região onde o combustível é injetado e a ignição ocorre. O combustível deve ser injetado de maneira a distribuir uniformemente uma mistura estequiométrica de ar-combustível. O sistema de injeção deve estar hábil a fazê-lo em toda a faixa operativa, que vai do estado parado à plena potência. A velocidade do ar, em todas as condições operativas, deve estar abaixo da velocidade de combustão para que esta não ocorra fora da câmara de combustão.

O tamanho da gota de combustível, o qual é função da pressão de suprimento do combustível, também é importante. O combustível líquido deve primeiro ser evaporado antes de ser queimado. A taxa de evaporação é melhorada se o combustível líquido tem grande área de superfície e é injetado com alta velocidade. A injeção a altas velocidades quebra o combustível em pequenas gotículas, aumentando a evaporação.

A função da zona secundária/difusão é introduzir o ar remanescente para reduzir os gases na câmara de combustão para a temperatura desejada na entrada da turbina, fornecendo uma mixagem adequada para obter uma distribuição de temperatura uniforme no injetor da turbina, prevenindo contra pontos quentes.

A maioria das turbinas a gás tem sistemas de combustão com um número fixo de injetores de combustível de tamanho também fixo.

A figura 2.12 apresenta uma câmara de combustão de estágio simples, à baixa potência.

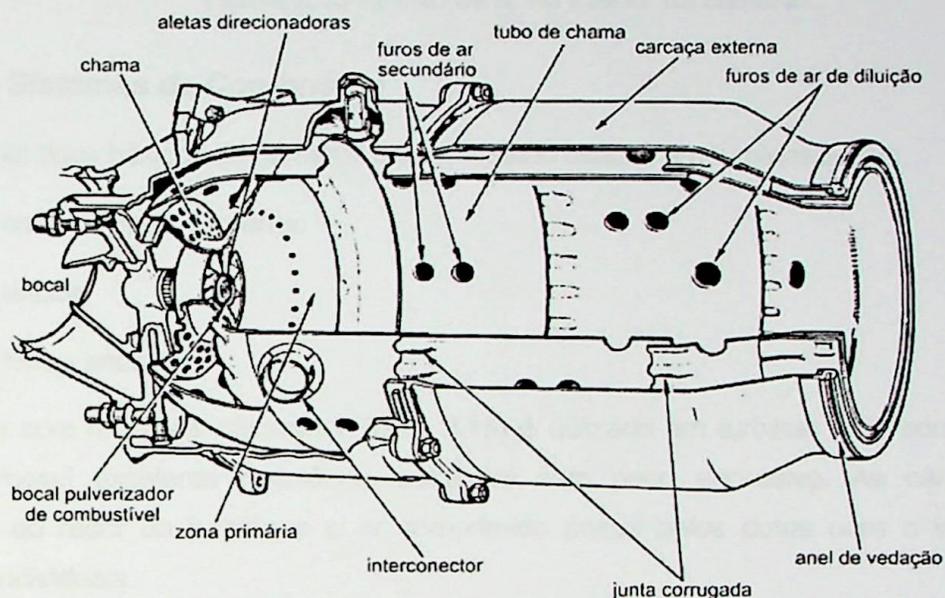


Figura 2.12 - Câmara de combustão convencional

Características não desejadas para uma câmara de combustão:

- Atomização e distribuição pobre;
- Baixa estabilidade de combustão, devido à entrada de ar à baixa temperatura e pressão;
- Possível apagamento dos gases de combustão antes de completá-la.

A figura 2.13 ilustra o direcionamento do fluxo de ar dentro da câmara de combustão

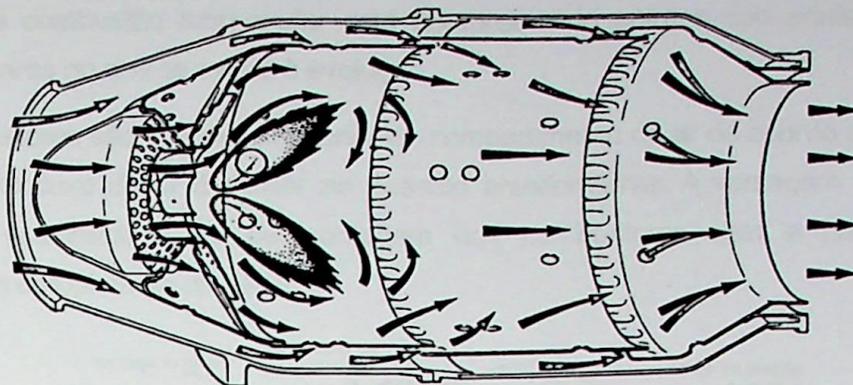


Figura 2.13 - Fluxo de ar no interior da câmara

### ***Tipos de Sistemas de Combustão***

Existem três tipos básicos de câmaras de combustão usadas em turbinas a gás:

- Tipo com múltiplas câmaras;
- Tipo anular;
- Tipo tubo - anular.

O sistema com múltiplas câmaras (Figura 2.15) é utilizado em turbinas com compressores radiais. Possui excelente resistência estrutural sem peso excessivo. As câmaras são dispostas ao redor da turbina e o ar comprimido passa pelos dutos para o interior das câmaras individuais.

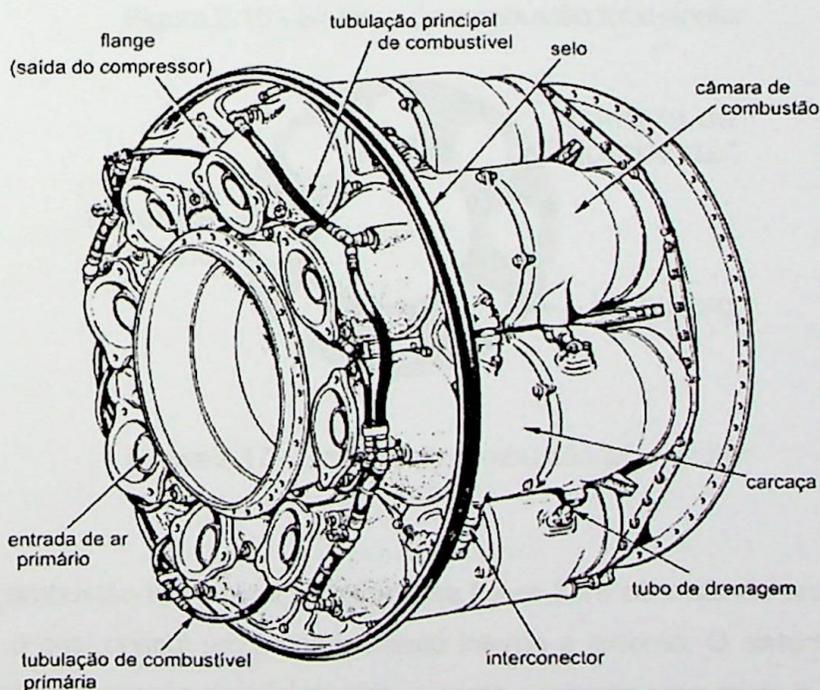


Figura 2.15 - Sistema de combustão com múltiplas câmaras

O sistema de combustão tubo-anular está compreendido entre o tipo anular e o tipo de múltiplas câmaras no que se refere à evolução.

Vários combustores são fixados no interior do compartimento de ar de acordo com as figuras 2.16 e 2.17. O fluxo de ar é similar ao descrito anteriormente. A vantagem deste sistema consiste na possibilidade de desmontagem dos combustores sem a necessidade da desmontagem completa da unidade.

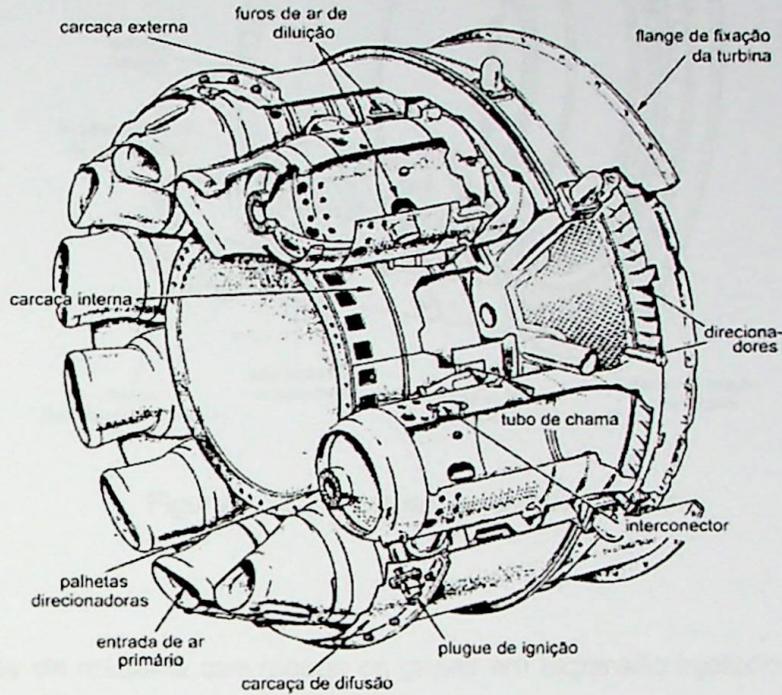


Figura 2.16 - Sistema de combustão tubo-anular

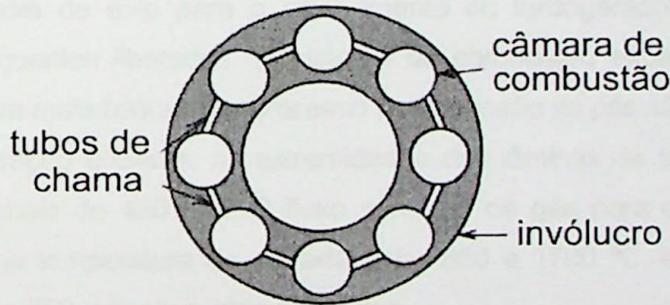


Figura 2.17 - Sistema de combustão tubo-anular

O sistema de combustão tipo anular mostrado na figura 2.18 consiste de um único tubo em forma de anel, o qual possui um compartimento interno e externo. O sistema anular tem a vantagem de utilizar o espaço disponível efetivamente e fornece uma mistura de gás perto da uniforme na entrada da turbina e também com baixa queda de pressão. Para a mesma potência de saída, o comprimento deste combustor é de somente 75% do comprimento do combustor tubo-anular. Sua principal desvantagem é a impossibilidade da desmontagem do queimador sem a completa remoção da máquina.

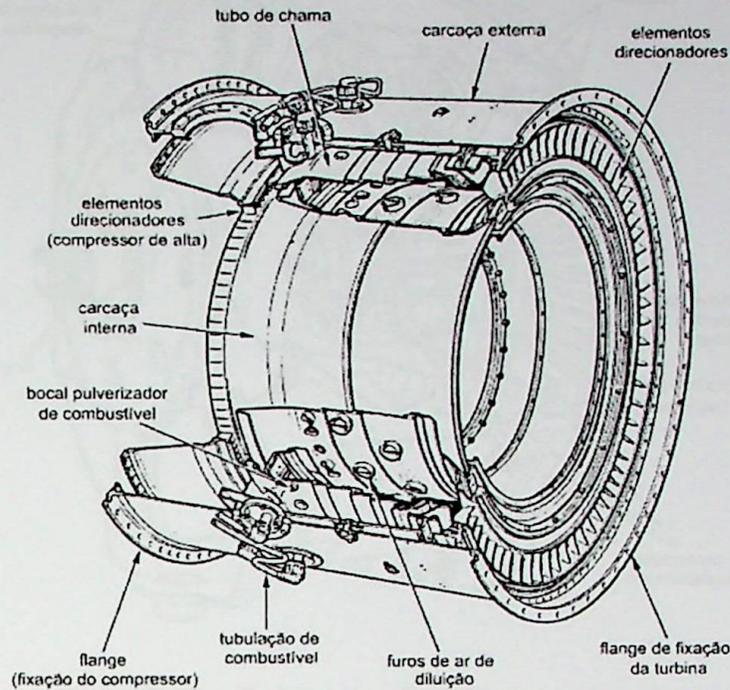


Figura 2.18 - Sistema de combustão anular

### 2.5.3 Turbina

Turbina é a parte da máquina que recebe os gases em expansão injetados pela câmara de combustão.

A turbina tem a tarefa de fornecer potência para o acionamento do compressor e acessórios e de fornecer potência de eixo para o acionamento do turbogerador. Faz isto extraindo energia dos gases quentes liberados do sistema de combustão expandindo-os para uma pressão e temperatura mais baixas. No processo de expansão as pás são submetidas a altas tensões, e para operação eficiente, as extremidades das lâminas da turbina devem girar a uma velocidade de mais de 450 m/s. O fluxo contínuo de gás para o qual a turbina está exposta pode ter uma temperatura de entrada entre 850 e 1700 °C. e pode alcançar uma velocidade de mais de 750 m/s em partes da turbina.

Para produzir o torque motriz, a turbina pode consistir de vários estágios, cada um contendo várias pás guia de bocal e várias lâminas móveis de acordo com a figura 2.19. O número de estágios depende da relação entre a potência requerida, do fluxo de gás, da velocidade rotacional que deve ser produzida e do diâmetro da turbina.

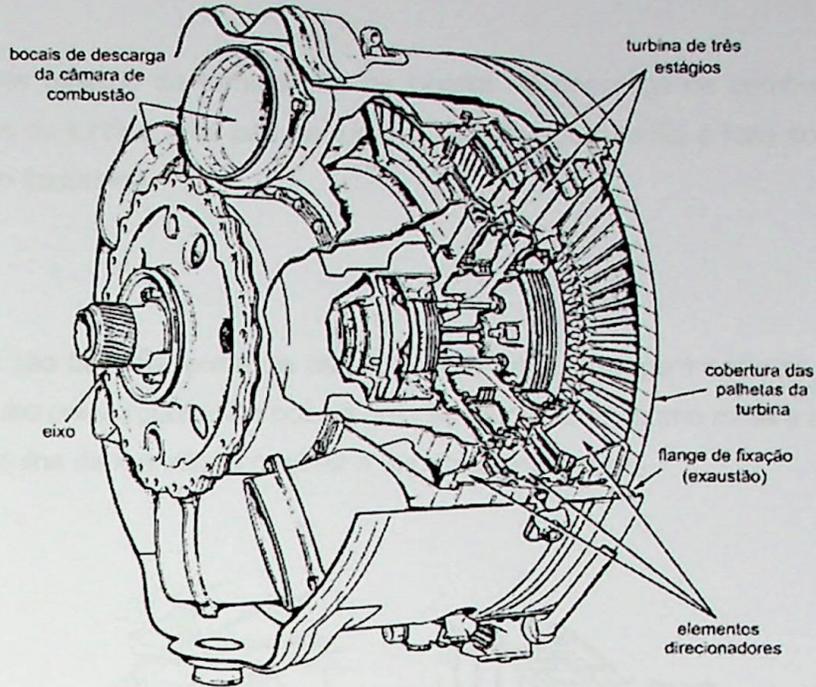


Figura 2.19 – Turbina de três estágios e eixo simples

O número de eixos, e portanto turbinas, normalmente varia com o tipo máquina. Máquinas de alta relação de pressão, usualmente têm dois estágios e acionam os compressores de baixa e o de alta pressão (figura 2.20). Este método permite a turbina atingir a velocidade ótima porque é mecanicamente independente de outra turbina e dos eixos do compressor.

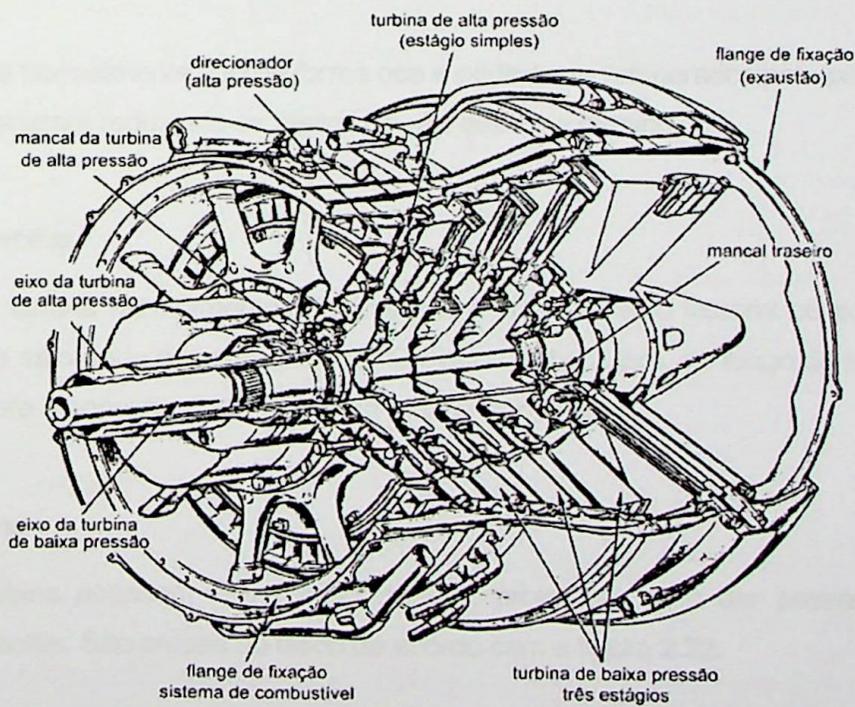


Figura 2.20 – Turbina de eixo duplo

### **Construção:**

Os componentes básicos da turbina são os bocais de descarga de combustão, os bocais guias, os discos da turbina e as pás da turbina. A montagem radial é feita sobre mancais no interior do corpo da turbina.

### **Bocais guias**

Os bocais guia são de uma forma de aerofólio com uma passagem entre as pás adjacentes formando um tubo convergente. Os bocais guia são localizados como mostra a figura 2.21, na carcaça da máquina de maneira a permitir a expansão dos gases.

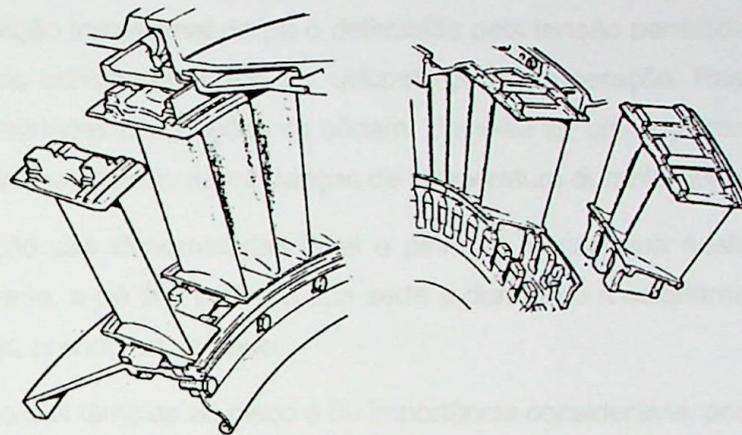


Figura 2.21 – Bocais Guia e sua localização na carcaça

Os bocais guia normalmente são de forma oca e podem ser refrigerados pela passagem do ar vindo do compressor reduzindo os efeitos do alto estresse térmico.

### **Discos da Turbina**

Os discos da turbina normalmente são forjados e com um eixo integral ou com um flange sobre o qual o eixo pode ser aparafusado. O disco também tem, ao longo de seu perímetro, dispositivos para a conexão das lâminas da turbina por encaixe.

### **Pás da Turbina**

As pás da turbina possuem forma aerodinâmica, projetadas para dar passagem entre as lâminas adjacentes. São presas ao disco de acordo com a figura 2.22.



Figura 2.22 – Fixação das pás

A área de cada seção transversal da pá é delimitada pela tensão permitida no material usado e pelo tamanho do orifício que pode ser utilizado para refrigeração. Para alta eficiência da máquina as extremidades das seções se afinam. Deve-se ter um compromisso para prevenir rachaduras nas lâminas devido às mudanças de temperatura durante operação da máquina.

Os tipos de fixação são denominados laval e pinheiro, sendo que neste último, quando a máquina está parada, a pá fica livre em sua sede e durante o funcionamento, devido à ação da força centrífuga, prende-se na sede.

A modo de fixação das lâminas ao disco é de importância considerável, pois a tensão no disco no local da fixação ou na raiz da pá tem importante participação na limitação da velocidade da ponta da pá. As pás na máquina de Whittle no início eram fixadas pelo bulbo de Laval, mas este projeto foi substituído logo pelo tipo pinheiro que é agora usado na maioria das turbinas a gás. Este tipo de fixação envolve trabalho de forjamento muito preciso para assegurar que o carregamento seja distribuído por toda parte dentada.

Existe uma folga entre a extremidade da pá e a carcaça da máquina, que varia em tamanho devido às diferentes taxas de expansão e contração. Para reduzir a perda de eficiência por vazamento de gás pela extremidade da pá, é freqüentemente equipada por uma cobertura como pode ser observado na figura 2.19 já apresentada. Isto é feito por pequenos segmentos na extremidade de cada pá que forma um anel periférico ao redor das extremidades destas.

#### 2.5.4 Sistema de Combustível

O aspecto mais crítico no controle da turbina a gás é o sistema de controle de combustível. É fator primário no estabelecimento da temperatura de operação da máquina.

Devido a importância da eficiência na “economia climática” da atualidade, as máquinas operam perto de seu limite, e portanto, o nível operativo deve ser precisamente controlado para que seja possível operar sempre no ponto ótimo.

Além da exigência de um sistema de controle preciso em regime permanente, o sistema deve ter resposta transitória adequada, sem oscilações excessivas ou *overshoots*.

Outro ponto necessário é a habilidade na combustão de uma larga faixa de combustíveis, e em algumas circunstâncias, ser capaz de utilizar misturas de combustíveis, líquidos e gasosos.

O sistema de combustível é intimamente ligado a outros *loops* de controle tais como o controle de aceleração e controle de temperatura. As funções de controle envolvidas devem trabalhar coordenadamente em uma larga faixa operacional.

Finalmente, os sistemas devem ser confiáveis e de fácil manutenção.

A figura 2.23 ilustra um sistema de combustível completo.

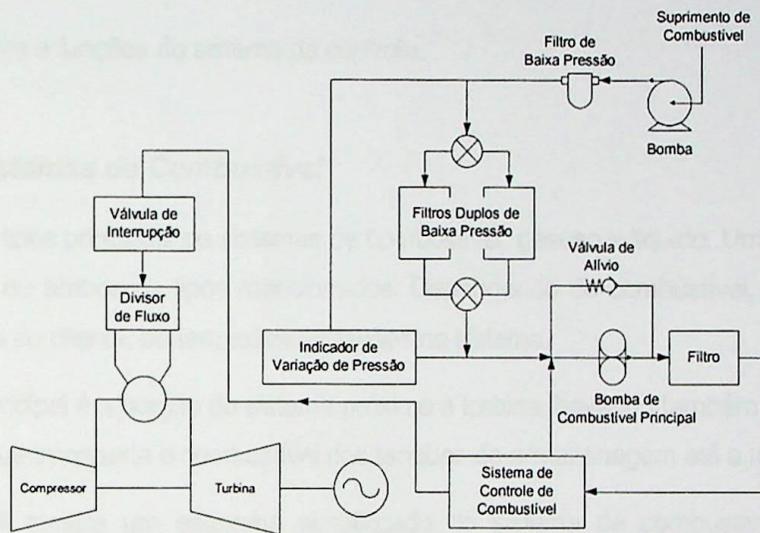


Figura 2.23 – Sistema de Combustível Completo

### Requisitos

É importante que os requisitos do sistema de combustível sejam claramente estabelecidos. Estes incluem fatores tais como:

- Limites de temperatura da máquina;
- Limite de temperatura no transitório;
- Parâmetros do ciclo;
- “Surge Line” (linha de surto) da máquina;
- Limite de estabilidade da chama;
- Condições e propriedades do combustível, tais como:
  - ✓ Temperatura;
  - ✓ Viscosidade;

- ✓ Nível de contaminação;
  - ✓ Pressão de vapor;
  - ✓ Pressão de suprimento;
  - ✓ Poder calorífico inferior;
  - ✓ Peso específico;
  - ✓ Lubrificação
- Inércia da máquina;
  - Tempo de partida;
  - Requisitos de resposta de potência e velocidade;
  - Limites e funções do sistema de controle.

### ***Tipos de Sistemas de Combustível***

Existem dois tipos principais de sistemas de combustível: gasoso e líquido. Uma turbina a gás pode ter um ou ambos os tipos mencionados. Dependendo do combustível, do local e das necessidades do cliente, podem existir variações no sistema.

O sistema principal é a porção do sistema próximo a turbina, havendo também um sistema de suprimento que transporta o combustível dos tanques de armazenagem até a máquina.

A figura 2.24 mostra um esquema simplificado do sistema de combustível gasoso. Os elementos básicos são:

- Filtro de combustível – necessário para a prevenção de entupimento das válvulas e injetores e proteção das bombas e outros componentes;
- Válvula de bloqueio – usada para bloquear o combustível;
- Válvula de redução – regula o fluxo de combustível;
- Válvulas reguladoras de pressão – usada para controlar a pressão de entrada da válvula de bloqueio;
- Tubulação de combustível – leva o combustível aos injetores;
- Injetores de combustível – fornece combustível aos combustores, de forma a manter a chama.

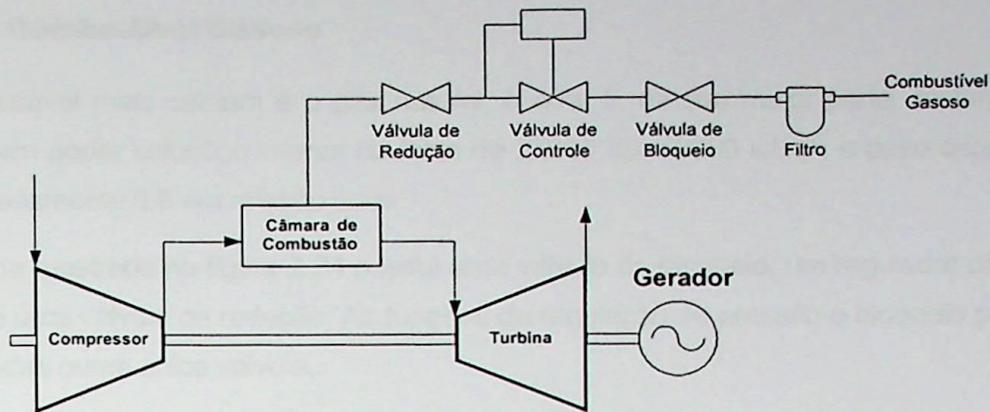


Figura 2.24 – Sistema de combustível gasoso

A figura 2.25 mostra um esquema simplificado de um sistema de combustível líquido. Os elementos principais são:

- Bomba auxiliar – bombeia o combustível que passa pelos filtros e alcança a bomba de sucção principal;
- Filtro de combustível – previne contra danos e entupimentos nos injetores e válvulas;
- Bomba principal – leva o combustível aos injetores para a devida distribuição e atomização;
- Válvula de redução - regula o fluxo de combustível;
- Válvula de *by-pass* – necessária para a recirculação do excesso de combustível;
- Combustor – incluem os injetores os quais atomizam o combustível para a combustão.

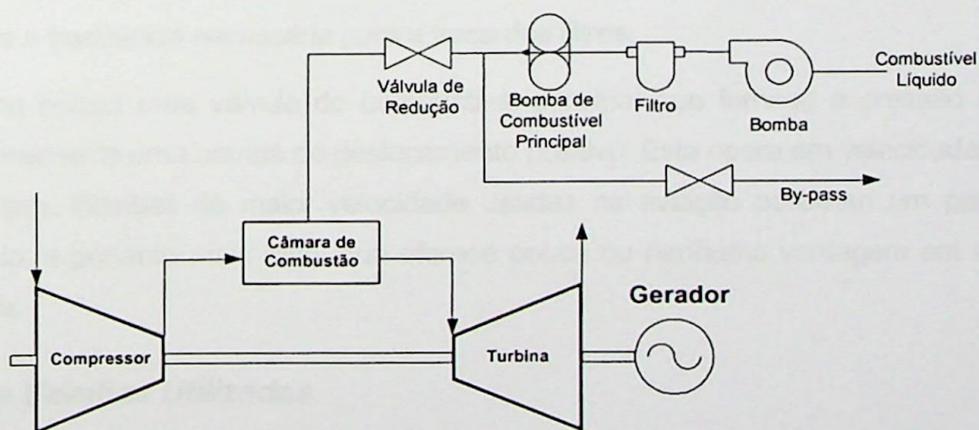


Figura 2.25 – Sistema de combustível líquido

### 2.5.5 Sistema de Combustível Gasoso

O combustível mais comum é o gás natural, o qual é, na sua maior parte, metano. O gás natural tem poder calorífico inferior na faixa de 27000 até 40000 kJ/m<sup>3</sup>, e peso específico de aproximadamente 0,6 em relação ao ar.

O sistema mostrado na figura 2.24 possui uma válvula de bloqueio, um regulador de pressão de gás e uma válvula de redução. As funções de regulação de pressão e bloqueio podem ser combinadas numa única válvula.

Os pontos críticos na operação do sistema são a ignição e a condição de fluxo máximo de combustível. O sistema deve ser dimensionado para o fluxo nominal (usualmente levando-se em conta uma possível repotencialização da máquina) numa pressão mínima possível.

Na ignição o sistema deve ser capaz de suprir o fluxo em um baixo nível, necessário para minimizar transitórios de temperatura e prover chama estável.

### 2.5.6 Sistema de Combustível Líquido

Os requisitos de um sistema de combustível líquido são mais complexos e críticos do que os do sistema de combustível gasoso.

O sistema monitora e fornece o combustível para o sistema de distribuição, o qual encaminha o combustível para os injetores na pressão correta para a atomização do combustível e sua ignição. A pressão necessária para a atomização pode variar de 140 a 7000 kPa dependendo do tipo de injetor usado. Frequentemente são necessários sistemas de atomização de ar, especialmente na partida.

Com relação à contaminação do combustível, deve-se remover elementos causadores de corrosão e poluição, tais como vanádio, sódio e enxofre. São utilizados filtros para a remoção de partículas contaminantes. O nível de contaminação do combustível simplesmente determina a frequência necessária para a troca dos filtros.

O sistema possui uma válvula de combustível principal que fornece a pressão suficiente, sendo geralmente uma bomba de deslocamento positivo. Esta opera em velocidades de 2000 a 4200 rpm. Bombas de maior velocidade usadas na aviação possuem um projeto mais sofisticado, e portanto mais caro, que oferece pouca ou nenhuma vantagem em aplicações industriais.

#### ***Tipos de Bombas Utilizadas***

Existem três tipos de bombas de deslocamento positivo utilizadas em sistemas de combustível de turbinas a gás: engrenagem, pá e pistão. Cada uma possui vantagens na sua aplicação.

### Bomba de engrenagem

É amplamente utilizada devido a sua simplicidade e baixo custo. De acordo com a figura 2.26 o combustível é succionado através dos dentes das engrenagens. Vazamento entre as engrenagens pode ser um fator crítico para o desempenho da bomba.

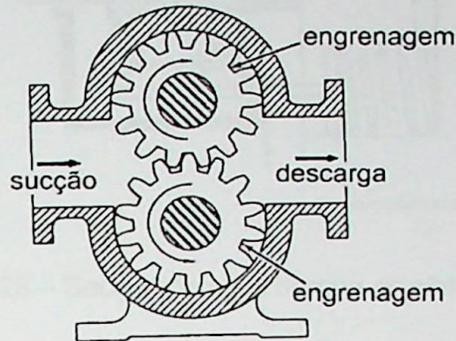


Figura 2.26 – Secção de uma bomba de engrenagem elementar

### Bomba de Pá

A figura 2.27 mostra a secção de uma bomba de pás elementar. Esta consiste de um anel came, rotor e pás. A vantagem da bomba de pás é a alta eficiência, a capacidade de compensar o desgaste na extremidade do rotor e a possibilidade em operar em altas velocidades (até 20000 rpm). O aspecto crítico é o desgaste das pás.

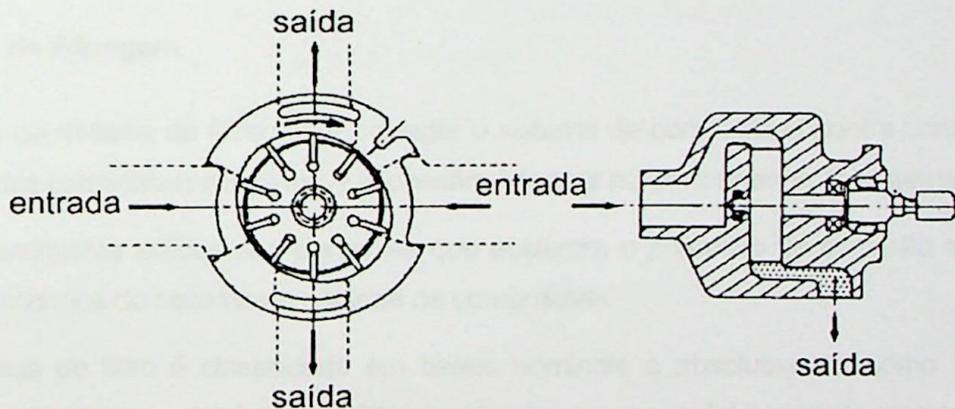


Figura 2.27 – Secção de uma bomba de pá elementar

## Bomba de Pistão

Os elementos básicos de uma bomba de pistão axial são mostrados na figura 2.28.

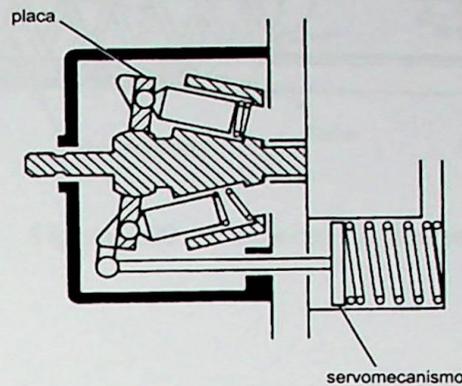


Figura 2.28 – Secção de uma bomba de pistão elementar

Com a rotação do eixo, a ação do disco de acionamento dos pistões faz com que cada pistão siga seu curso. A ação da bomba é controlada por uma válvula que direciona o fluxo durante a entrada e saída do combustível. Uma vantagem deste tipo de bomba é o deslocamento variável com velocidade constante, bastando variar o ângulo do disco de acionamento dos pistões.

A bomba de pistão é capaz de gerar altas pressões e é menos susceptível a fugas internas do que a bomba de engrenagens. Entretanto é muito mais complexa e, portanto, de custo mais elevado.

## Sistema de Filtragem

A função do sistema de filtragem é proteger o sistema de combustível contra contaminações com sólidos (partículas) e líquidos que possam interferir na performance do sistema.

Os contaminantes sólidos são partículas que aceleram o processo de corrosão e interferem nos mecanismos do sistema de controle de combustível.

A eficiência do filtro é classificada em bases nominais e absolutas, tal como 10 microns nominal e 10 microns absoluto. Um filtro de 10 microns nominal é capaz de remover 95% em peso de uma concentração específica de partículas de 10 a 20 microns. Por definição, um filtro de 10 microns nominal permite que algumas partículas maiores que 10 microns passem através dele. Um filtro de 10 microns absoluto remove todas as partículas que excederem o tamanho de 10 microns.

Para a maioria das turbinas a gás um sistema de filtragem de 10 microns nominal é adequado.

A figura 2.29 mostra um sistema de filtragem em detalhes.

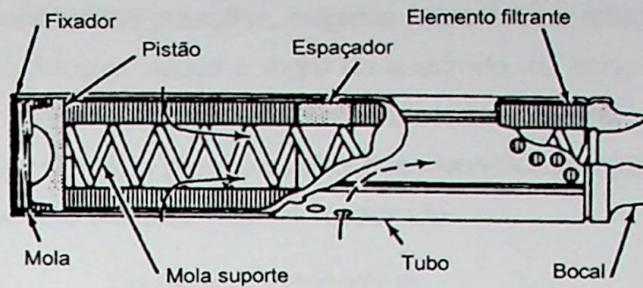


Figura 2.29 – Elemento de filtragem

### 2.5.7 Injetores de Combustível

Os componentes finais do sistema de combustível são os injetores, que possuem a função essencial de atomizar ou vaporizar o combustível, assegurando sua queima rápida. Após o combustível ser suprido, filtrado, bombeado, medido e distribuído, deve ser injetado na câmara de combustão. A complexidade do sistema de injeção de combustível depende do tipo de combustível utilizado. Gás natural requer um sistema de injeção simples, enquanto óleos pesados necessitam de sistemas mais complexos.

Os injetores de combustível podem ser divididos em diversos grupos, incluindo: de pressão, gás, rotativo e outros tipos de atomizadores.

Um método primitivo de atomizar o combustível é fazê-lo passar por uma câmara espiral, onde são dispostas aberturas para transformar a energia de pressão em cinética. Nesse estágio, o combustível passa pelo orifício de descarga que retira o movimento de rotação, para que o combustível seja atomizado na forma de um jato cônico. Este é chamado de "Atomização por Jato de Pressão". A relação entre a rotação e a pressão de combustível no injetor é fator importante para uma boa atomização. A forma do jato é uma indicação do grau de atomização, como mostrado na figura 2.30.



Figura 2.30 – Vários Estágios da Atomização do Combustível

Um injetor atomizador é dividido em 5 tipos distintos: o Simplex, o de abertura variável (Lubbock), o Duplex (ou Duple), o tipo descarga e o bocal de jato de ar.

O injetor Simplex mostrado na figura 2.31 foi usado nas primeiras turbinas. Consiste numa câmara que induz a rotação do fluido e de um orifício atomizador de área fixa. Este bocal fornece uma boa atomização para altos fluxos de combustível, ou seja, em altas pressões,

mas é insatisfatório para baixas pressões, exigidas pelas baixas rotações do motor. Isto se deve ao fato de que o Simplex segue a regra do quadrado, ou seja, que o fluxo através do injetor é proporcional à raiz quadrada da queda de pressão sobre ele. As bombas disponíveis na época não forneciam tão altas pressões, e foi desenvolvido um injetor de abertura variável, num esforço para superar o efeito da regra do quadrado.

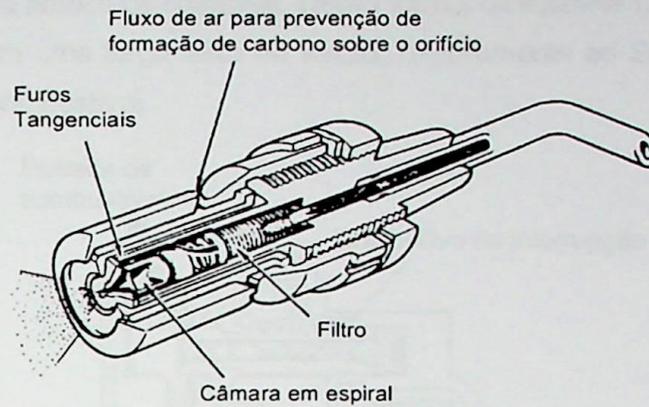


Figura 2.31 – Injetor Simplex

Embora hoje seja só de valor histórico, o injetor de combustível de abertura variável ou Lubbock, mostrado na figura 2.32, é constituído por um pistão carregado por mola para controlar a área da abertura de entrada da câmara de turbulência. Para baixos fluxos de combustível, as aberturas ficam parcialmente descobertas pelo movimento do pistão; para os altos fluxos, elas estão totalmente abertas. Por esse método, a lei do quadrado pode ser sobreposta, e uma boa atomização mantida numa larga faixa de fluxo de combustível. O equilíbrio dos dispositivos dos injetores e o travamento dos pistões deslizantes, devido a partículas de sujeira, eram contudo, dificuldades inerentes ao projeto, e este tipo foi eventualmente substituído pelo Duplex.

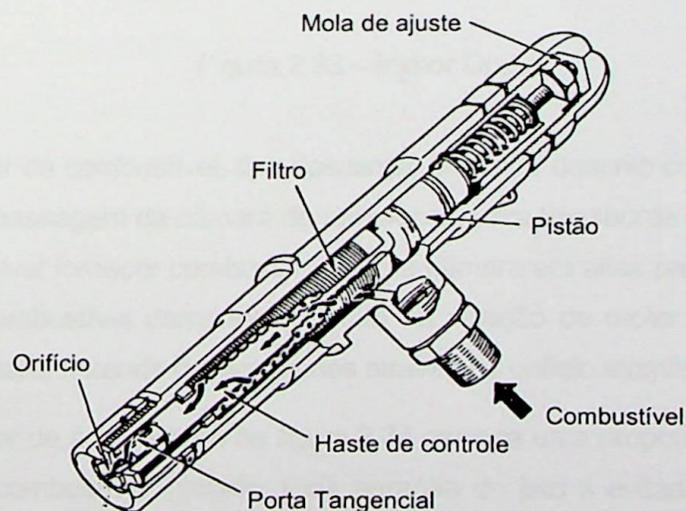


Figura 2.32 – Injetor de Abertura Variável (Lubbock)

Os injetores Duplex ou Duple requerem um coletor de combustível primário e principal, e possuem dois orifícios independentes - um muito menor do que o outro. O orifício menor se

encarrega dos fluxos menores e o maior é usado para altas vazões, quando a pressão do combustível aumenta. Uma válvula de pressurização pode ser empregada por este tipo de injetor, para carregar o combustível até os coletores, como mostrado na figura 2.33. À medida que a pressão e o fluxo de combustível aumentam, a válvula de pressurização se move para, progressivamente, admitir combustível dos coletores e dos orifícios principais. Isto fornece um fluxo combinado sobre ambos os coletores. Dessa forma, os injetores Duplex são capazes de atomização efetiva em uma larga faixa de vazão, relativamente ao Simplex para a mesma pressão máxima de combustível.

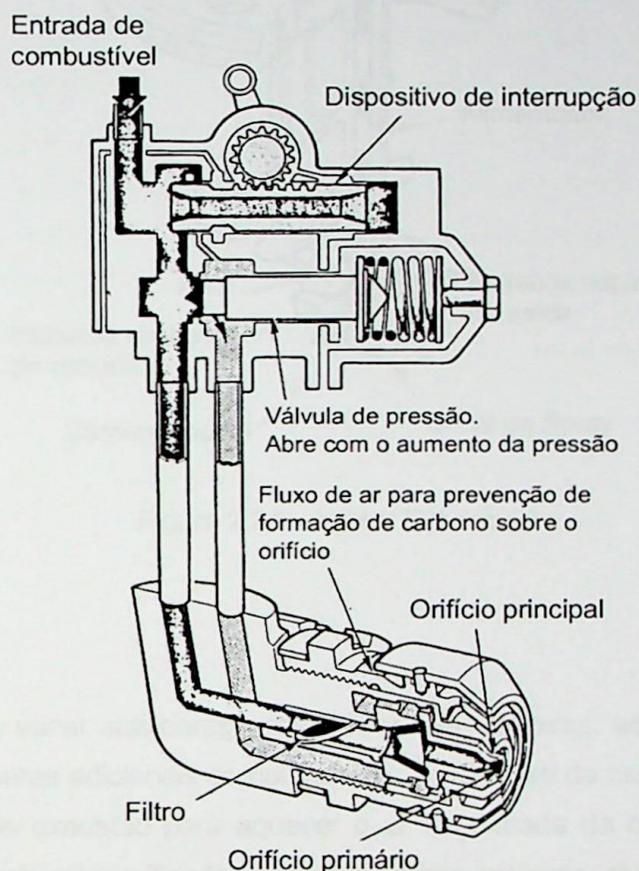


Figura 2.33 – Injetor Duplex

O injetor vaporizador de combustível, tipo descarga, pode ser descrito como sendo um injetor Simplex, com uma passagem da câmara de turbulência para transborde do combustível. Com este arranjo, é possível fornecer combustível para a câmara em altas pressões todo o tempo. À medida que o combustível demande redução na rotação do motor, mais combustível é extravasado da câmara, fazendo passar menos através do orifício atomizador.

O injetor pulverizador de ar mostrado na figura 2.34 carrega uma proporção do ar primário de combustão com o combustível injetado. Pela aeração do jato é evitada a concentração de combustível local produzido por outros tipos de bocais de jato, causando a redução tanto da formação de fumaça de saída quanto da carbonização. Uma vantagem adicional do injetor de jato de ar é que as baixas pressões requeridas para a atomização do combustível permitem o uso de bombas de engrenagens mais leves.

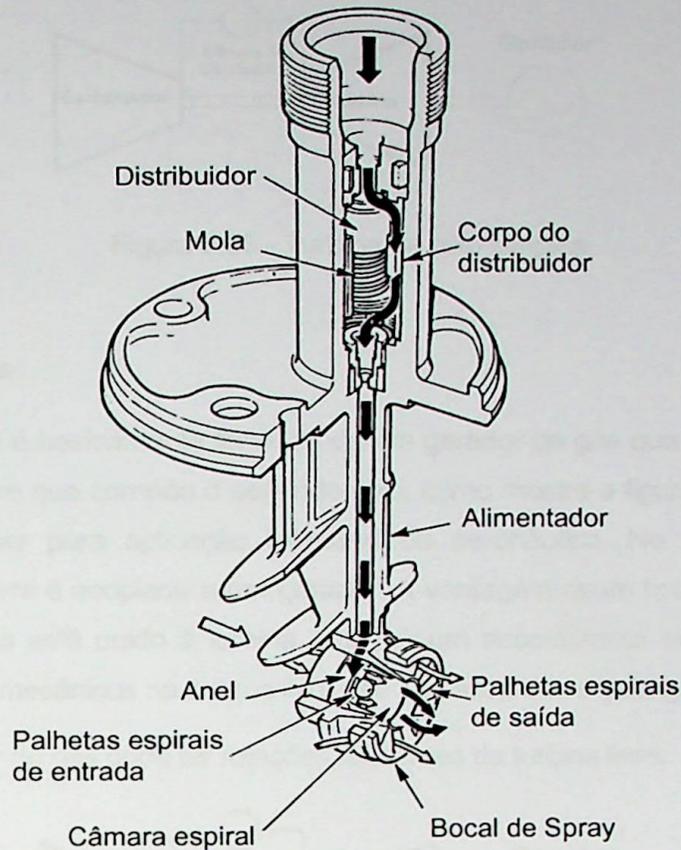


Figura 2.34 – Injetor Pulverizador

## 2.6 Configurações

A turbina a gás pode variar sua configuração de várias maneiras: adicionando resfriadores (*intercooler*) e/ou câmaras adicionais de combustão. Trocadores de calor também podem ser usados no sistema de exaustão para aquecer o ar na entrada da câmara de combustão. Estes refinamentos podem ser utilizados para aumentar a potência útil e a eficiência térmica à custa do aumento da complexidade, custo e peso.

Em primeiro lugar, são discutidas as configurações que os ciclos podem ter independente da adição dos componentes citados anteriormente, visando solucionar problemas aerodinâmicos de compressão e desempenho de operação requerido pela aplicação. Em seguida são discutidas as várias maneiras de adicionar componentes na turbina a gás a fim de aumentar a eficiência térmica e a potência útil de eixo (Nascimento, 1998).

### 2.6.1 Turbina de eixo simples

A figura 2.35 representa uma turbina a gás de eixo simples, onde parte da potência produzida pela turbina é fornecida ao compressor e o restante se destina à potência útil de eixo.

Esta configuração é muito utilizada em operação que exige velocidade e carregamento constantes, como é o caso de geração elétrica.

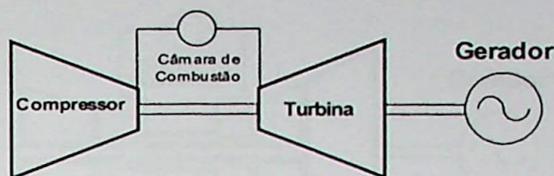


Figura 2.35 - Turbina de eixo simples

## 2.6.2 Turbina com dois Eixos

O tipo com dois eixos é basicamente formado de um gerador de gás que compõe o primeiro eixo e uma turbina livre que compõe o segundo eixo, como mostra a figura 2.36. Este tipo de configuração pode ser para aplicação industrial ou aeronáutica. No caso das turbinas industriais a turbina livre é acoplada a um gerador. A vantagem deste tipo de configuração é que o gerador de gás está unido à turbina livre por um acoplamento aerodinâmico e que, portanto, os esforços mecânicos na turbina livre não são absorvidos pelo gerador de gás.

Além disso, o gerador de gás pode ter rotações diferentes da turbina livre.

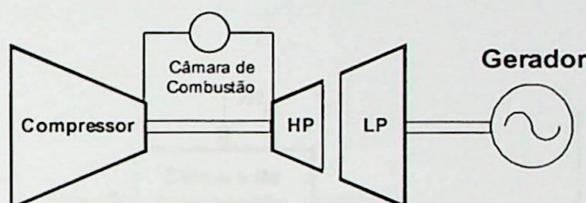
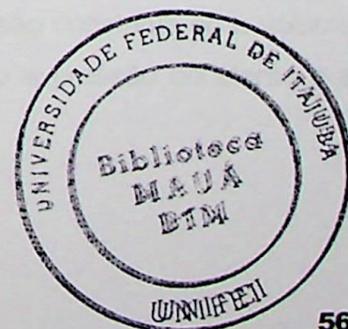


Figura 2.36 - Turbina de 2 eixos

## 2.6.3 Turbina com Vários Eixos

A turbina a gás com vários eixos tem a sua maior aplicação na aeronáutica. Neste caso o gerador de gás pode possuir um, dois ou três eixos concêntricos, com a finalidade de aumentar a razão de pressão do ciclo e conseqüentemente sua eficiência térmica. A divisão em vários eixos do gerador de gás tem o objetivo de aumentar a eficiência aerodinâmica da compressão uma vez que a compressão em um único estágio diminuiria a eficiência térmica da turbina a gás. A figura 2.37 mostra uma turbina a gás com vários eixos.

O uso de vários eixos é recomendado para razão de pressão acima de 8:1. Existem turbinas a gás de um eixo com razão de pressão 15:1, neste caso é necessário o uso de IGV's no compressor para manter uma operação adequada da turbina quando há variação de carga.



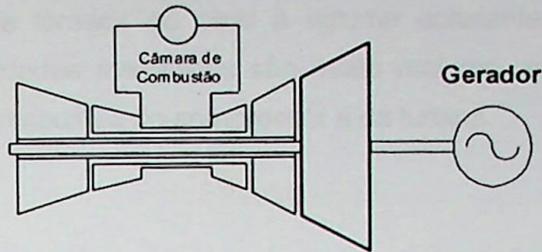


Figura 2.37 - Turbina com vários eixos

## 2.7 Ciclos Básicos

### 2.7.1 Ciclo Aberto

O princípio básico de funcionamento de uma turbina a gás pode ser visto na figura 2.38. O fluido de trabalho é comprimido pelo compressor. Em seguida o fluido de trabalho entra na câmara de combustão e recebe energia do combustível, aumentando sua temperatura. Na turbina o fluido é expandido fornecendo potência para o compressor e potência útil para o gerador.

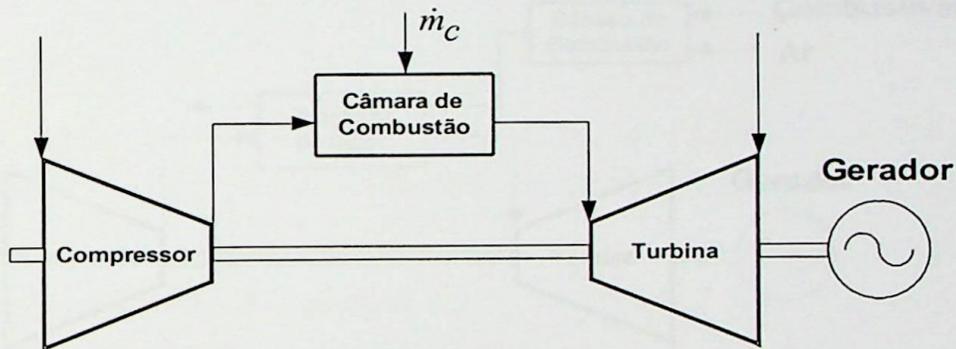


Figura 2.38 - Ciclo aberto

A máxima potência útil fornecida pela turbina a gás está limitada pela temperatura com que o material da turbina, associada à tecnologia de resfriamento, pode suportar e a vida útil requerida. Os principais fatores que afetam o desempenho das turbinas a gás são:

- Eficiência dos componentes (compressor 88 a 90%)
- Temperatura de entrada na turbina (até 1800 K)

Um outro fator que pode alterar o desempenho da turbina a gás é o tipo de câmara de combustão. Existem dois tipos de câmaras de combustão: a pressão constante ou a volume constante. A primeira denomina o ciclo da turbina a gás de ciclo a pressão constante e a segunda, ciclo a volume constante.

Teoricamente a eficiência térmica do ciclo a volume constante é maior que a pressão constante, mas as dificuldades mecânicas são muito maiores, sendo necessárias válvulas para isolar a câmara de combustão do compressor e da turbina.

## 2.7.2 Ciclo Fechado

Um outro tipo de ciclo de turbina a gás é o ciclo fechado que pode ser visto na figura 2.39. O processo de funcionamento do ciclo é o mesmo do ciclo aberto, a diferença é que o fluido de trabalho permanece dentro do sistema e o combustível é queimado fora do sistema.

A maior vantagem do ciclo fechado é a possibilidade de usar alta pressão através de todo o ciclo, o que resultará na redução do tamanho da turbomáquina para uma dada potência útil e possibilita a variação da potência útil pela variação do nível de pressão no circuito. Esta forma de controle significa que uma grande faixa de potência pode ser acomodada sem alterar a máxima temperatura do ciclo e com uma pequena variação na eficiência.

A principal desvantagem é que o ciclo fechado necessita de um sistema externo de aquecimento, o qual envolve o uso de um ciclo auxiliar com uma diferença de temperatura entre os gases da combustão e o fluido de trabalho.

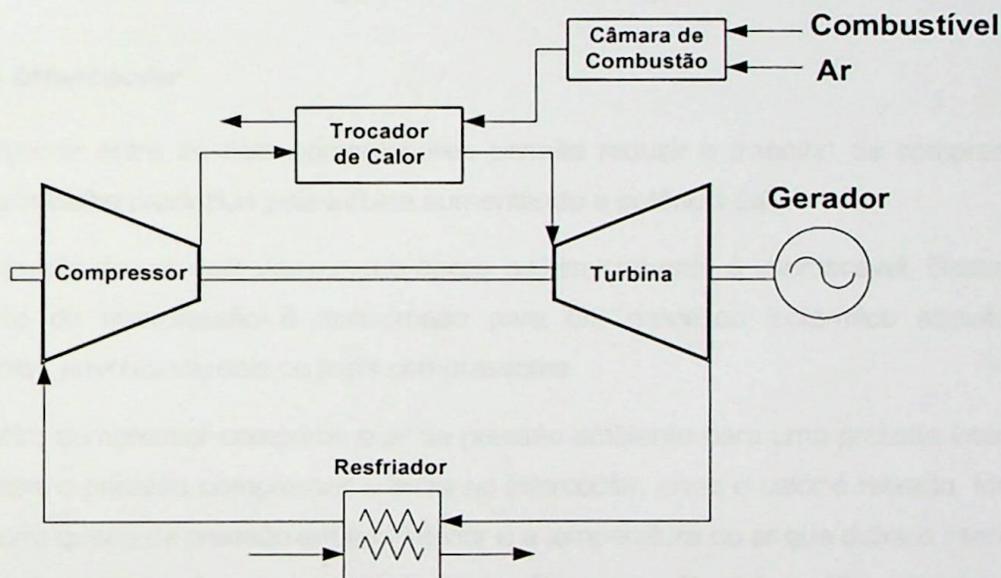


Figura 2.39 - Ciclo fechado

Outras vantagens são:

- Evita a erosão das pás da turbina, uma vez que o fluido de trabalho é limpo;
- Elimina o uso de filtro de ar;
- aumenta a transferência de calor devido a alta densidade do fluido de trabalho;
- uso de gases com propriedades térmicas desejáveis o que implica em componentes menores.

### 2.7.3 Ciclo com Regenerador

Um trocador de calor pode ser adicionado para aumentar a eficiência térmica do ciclo. A figura 2.40 ilustra um ciclo de turbina a gás com um trocador de calor que também pode ser chamado de ciclo regenerativo. O calor rejeitado nos gases de escape da turbina a gás, passa pelo trocador de calor, que aquece o ar que sai do compressor antes de entrar na câmara de combustão. Este ar pré-aquecido faz reduzir o consumo de combustível injetado na câmara de combustão. Conseqüentemente o rendimento do ciclo aumenta.

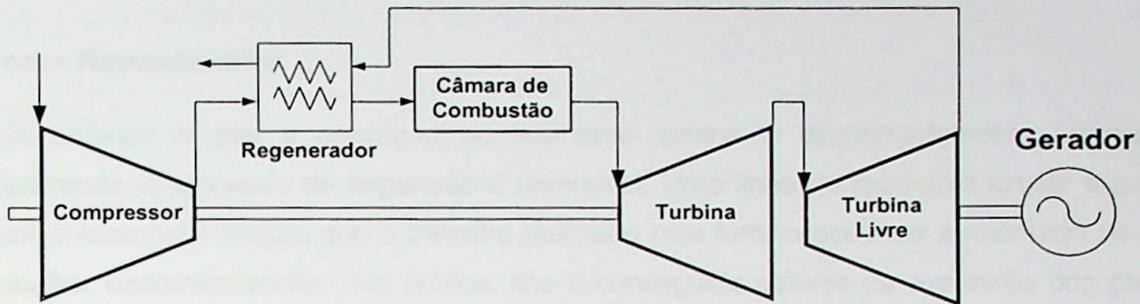


Figura 2.40 - Ciclo com regenerador

### 2.7.4 Ciclo com *Intercooler*

O *intercooler* entre os dois compressores permite reduzir o trabalho de compressão sem afetar o trabalho produzido pela turbina aumentando a potência útil.

A construção de um compressor que opere isotermicamente é impraticável. Desta forma, o processo de compressão é aproximado para um processo isotérmico através de um *intercooler*, envolvendo dois ou mais compressores.

O primeiro compressor comprime o ar da pressão ambiente para uma pressão intermediária. O ar deixa o primeiro compressor e entra no *intercooler*, onde o calor é retirado. Idealmente, não ocorre queda de pressão em seu interior e a temperatura do ar que deixa o *intercooler* é a mesma da entrada do primeiro compressor. Do ponto de vista prático, existe queda de pressão no *intercooler* e a temperatura de saída será consideravelmente maior que a temperatura de entrada do primeiro compressor.

O segundo compressor completa o processo de compressão para a pressão final desejada.

O ciclo com *intercooler* é representado pela figura 2.41.

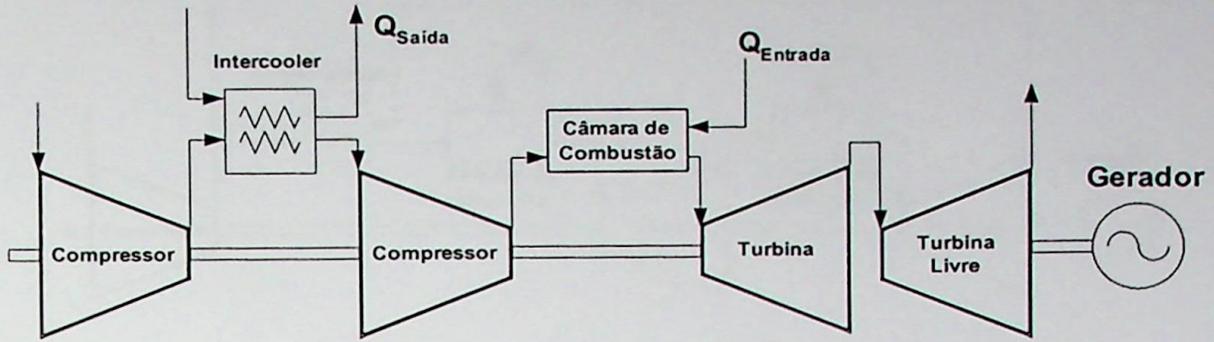


Figura 2.41 - Ciclo com *intercooling*

### 2.7.5 Ciclo com Reaquecedor

Nas turbinas a gás a operação do elemento turbina é aproximadamente adiabática. Idealmente, o processo de expansão é reversível. Uma linha de raciocínio similar à usada para o *intercooler* mostra que o trabalho realizado pela turbina pode ser aumentado se esta trabalhar isotermicamente. Na prática, isto é conseguido através da expansão dos gases, partindo da máxima pressão do ciclo a uma pressão intermediária, reaquecendo-os (ocorrendo uma nova combustão) à pressão constante, e então, expandindo os gases na turbina até a pressão mínima do ciclo.

O diagrama esquemático de uma turbina a gás com reaquecedor é representado pela figura 2.42.

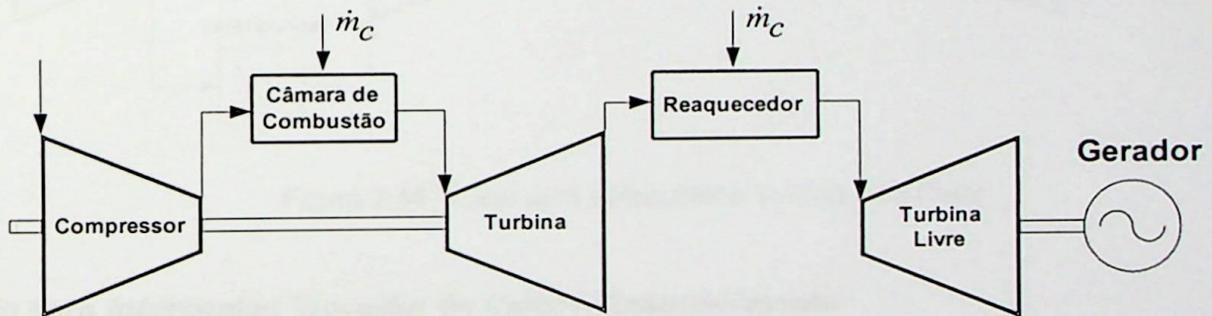


Figura 2.42 - Turbina a gás com reaquecedor

### 2.7.6 Ciclo com Reaquecimento e Trocador de Calor

A redução na eficiência térmica do ciclo, devido ao reaquecimento, pode ser compensada adicionando-se um trocador de calor. A figura 2.43 mostra o esquema de um ciclo com reaquecimento e trocador de calor.

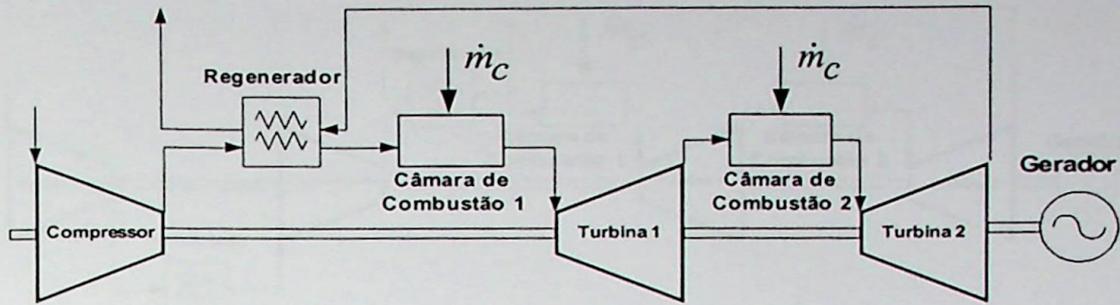


Figura 2.43 – Ciclo com Trocador de Calor e Reaquecimento

### 2.7.7 Ciclo com *Intercooler* e Regenerador

O uso do *intercooler* com o regenerador tem como objetivo aumentar a eficiência térmica e o trabalho específico útil do ciclo. O *intercooler* reduz o trabalho de compressão, aumentando o trabalho específico útil do ciclo e o regenerador recupera o calor que seria desperdiçado. A figura 2.44 mostra o ciclo com *intercooler* e regenerador.

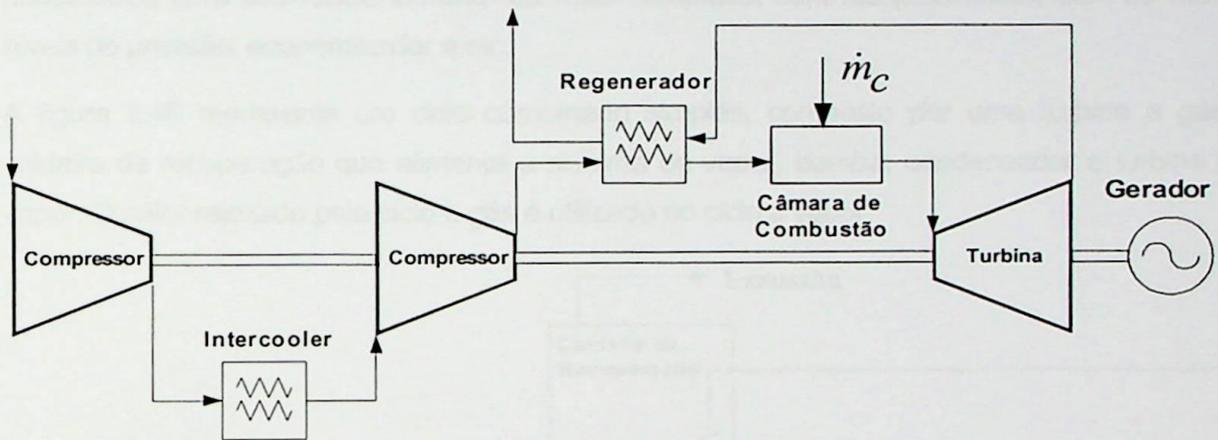


Figura 2.44 - Ciclo com *Intercooler* e Trocador de Calor

### 2.7.8 Ciclo com *Intercooler*, Trocador de Calor e Reaquecimento

Com a adição de um trocador de calor a perda de eficiência térmica é compensada e a viabilidade do ciclo é assegurada. A figura 2.45 ilustra o ciclo com *intercooler*, trocador de calor e reaquecimento.

O trocador de calor tem como objetivo reduzir o calor rejeitado do ciclo, o *intercooler* diminui o trabalho de compressão e o reaquecimento aumenta o trabalho de expansão.

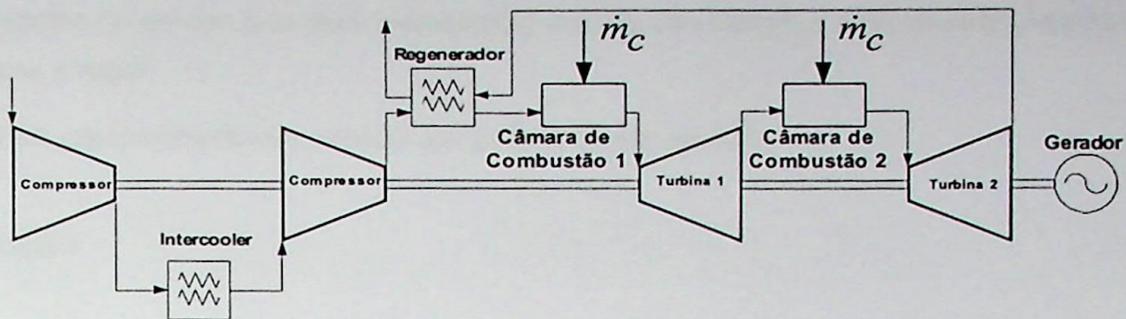


Figura 2.45 - Ciclo com *Intercooler* e Trocador de Calor e Reaquecimento

## 2.8 Ciclo Combinado

Normalmente o ciclo combinado é constituído de uma ou mais turbinas a gás, cujos gases de exaustão são injetados em uma ou mais caldeiras de recuperação as quais fornecem vapor para turbinas a vapor. O ciclo pode ser simples, possuindo somente os componentes necessários para seu funcionamento ou mais complexo, com reaquecimento, dois ou mais níveis de pressão, economizador e etc.

A figura 2.46 representa um ciclo combinado simples, composto por uma turbina a gás, caldeira de recuperação que alimenta o sistema de vapor, bomba, condensador e turbina a vapor. O calor rejeitado pelo ciclo a gás é utilizado no ciclo a vapor.

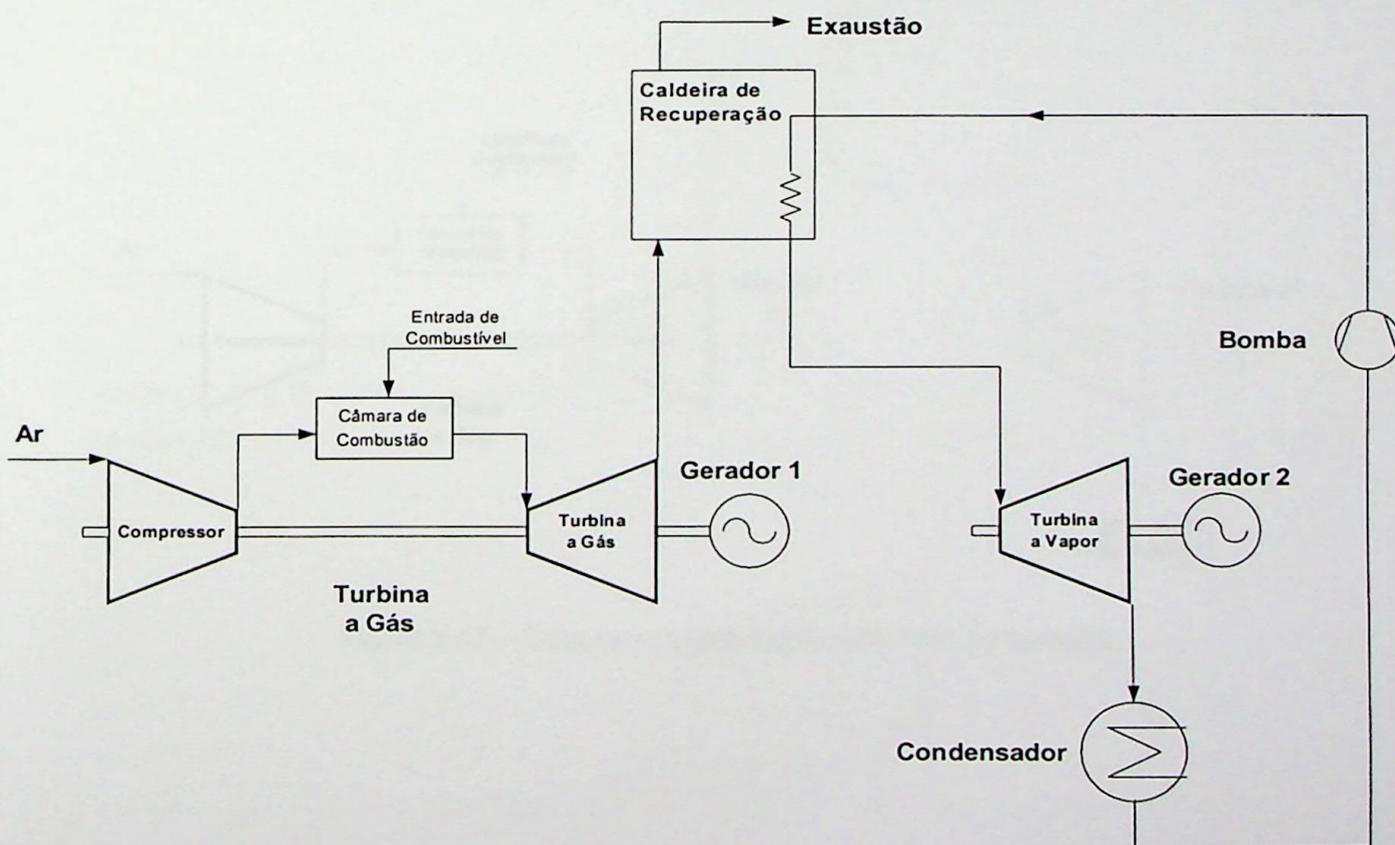


Figura 2.46 - Ciclo Combinado Simples

O trabalho útil gerado pelo ciclo combinado é a soma dos trabalhos úteis da turbina a gás e da turbina a vapor.

A eficiência térmica do ciclo combinado pode alcançar até 60%.

## 2.9 Co-geração

Na turbina a gás praticamente toda a energia não convertida em trabalho de eixo está disponível nos gases de exaustão para ser utilizada. O calor da exaustão pode ser utilizado das seguintes maneiras:

- Em uma caldeira de recuperação para produzir vapor para utilização em geração de energia elétrica em uma turbina a vapor, como foi mostrado no item 2.8;
- Para aquecer a água, produzir vapor para aquecimento, processos industriais e sistemas de refrigeração.

O sistema térmico que envolve esta segunda maneira é chamado de co-geração.

A figura 2.47 ilustra um sistema em ciclo combinado com co-geração.

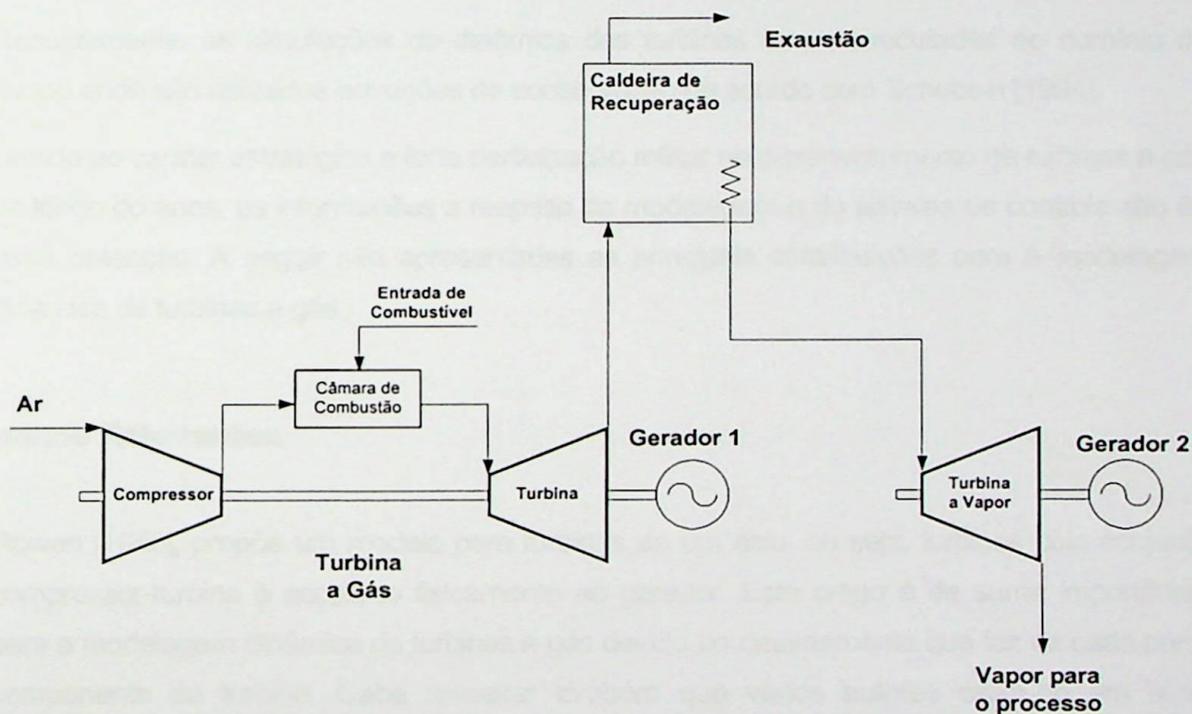


Figura 2.47 – Sistema em ciclo combinado com co-geração

---

# Capítulo 3

## Estado da Arte

Estudos analíticos e experimentais do comportamento transitório das turbinas a gás iniciaram na década de 50. Numerosos modelos e métodos para avaliação do comportamento das turbinas e de seus equipamentos auxiliares foram propostos e aplicados na análise das características da dinâmica do sistema.

Inicialmente o modelo da turbina foi aproximado por um sistema de primeira ordem, sendo a resposta da velocidade do rotor a uma variação do fluxo de combustível um simples atraso de acordo com Saravanamuttoo [1971].

Estes modelos foram utilizados e modificados para a utilização de reguladores de velocidade e análise no domínio da frequência por Rowen [1983] e Crosa [1995].

Recentemente, as simulações da dinâmica das turbinas foram executadas no domínio do tempo onde são utilizadas equações de conservação de acordo com Schobeiri [1994].

Devido ao caráter estratégico e forte participação militar no desenvolvimento de turbinas a gás ao longo do anos, as informações a respeito da modelagem e do sistema de controle são de difícil obtenção. A seguir são apresentadas as principais contribuições para a modelagem dinâmica de turbinas a gás.

### 3.1 Trabalhos Relevantes

Rowen [1983], propõe um modelo para turbinas de um eixo, ou seja, turbinas cujo conjunto compressor-turbina é acoplado fisicamente ao gerador. Este artigo é de suma importância para a modelagem dinâmica de turbinas a gás devido ao detalhamento que faz de cada parte componente da turbina. Cabe ressaltar também que vários autores citam-no em suas referências.

No referido artigo o autor desenvolve modelos matemáticos representativos de turbinas com potências de 18 a 106 MW, sendo os modelos propostos válidos para variações de 95 a 107% da rotação nominal. O ciclo termodinâmico em questão é o ciclo simples. A proposta se concentra na representação funcional da turbina e de seu sistema de controle.

O sistema de controle é composto pelo regulador de velocidade, sistema de controle de temperatura e o controle de aceleração. Na regulação de velocidade pode-se utilizar

reguladores isócronos, quando a turbina estiver operando isoladamente, ou reguladores com queda, na operação interligada.

No modelo apresentado a principal malha de controle é a de velocidade, e as malhas de temperatura e aceleração atuam como limitadoras. A malha de temperatura controla a temperatura de combustão para que a temperatura na entrada da turbina não exceda o limite do material utilizado.

A malha de aceleração atua durante a partida da máquina ou na ocorrência de rejeições de carga a fim de evitar o estresse térmico.

Os sinais de controle oriundos das malhas de velocidade, temperatura e aceleração servem de entrada de um seletor de valor mínimo, cujo valor de saída acarreta um mínimo de combustível.

No trabalho são representadas as limitações do sistema de combustível. O valor máximo está limitado em função da máxima temperatura permissível para a turbina e o valor mínimo assegura o fluxo mínimo de combustível para manter a chama.

O modelo proposto pode ser aplicado em turbinas a gás que utilizam tanto combustíveis líquidos quanto gasosos.

Com a utilização de combustível gasoso a constante de tempo envolvida com a combustão e exaustão pode ser desprezada. Assim como a combustão, a descarga do compressor e a exaustão dos gases são representadas por blocos distintos. Para a operação isolada, há a representação do conjunto compressor/turbina/gerador em diagrama de blocos. Na operação interligada deve-se modificar o modelo original omitindo-se o bloco representativo do conjunto e incorporar sua inércia à inércia do sistema.

O autor sugere algumas simplificações do modelo originalmente proposto. Estas simplificações estão associadas à utilização da turbina em um sistema interligado (barramento infinito).

Estas simplificações podem ser resumidas na eliminação da malha de controle de aceleração e temperatura, considerando o fluxo de combustível, e conseqüentemente a potência de saída, como função direta da ação do regulador de velocidade.

As simplificações propostas devem ser implementadas levando-se em consideração o tamanho e as características do sistema.

Schobeiri [1987] descreve um método computacional (COTRAN) para avaliação do comportamento dinâmico das turbinas a gás de um eixo. A partir das leis de conservação da mecânica dos fluidos e termodinâmica são desenvolvidas equações que representam todo o processo com relativa precisão. Para demonstrar a capacidade do processo, simula-se o comportamento de duas turbinas da ABB, uma em ciclo aberto e a outra em ciclo de acumulação (Huntorf). Os resultados foram comparados com dados obtidos em campo e, em ambos os casos, houve grande aproximação entre eles.

Hung [1991] apresenta o modelo matemático para a turbina a gás de dois eixos (gerador de gás + turbina livre).

No trabalho são mostrados os principais resultados dos testes de campo e comparados com os resultados das simulações. A turbina é de 13 MW e opera isoladamente.

O autor afirma que o modelo apresentado foi desenvolvido pelo fabricante e que modelos desenvolvidos sem o acesso a detalhes confidenciais não teriam a mesma precisão.

Ao modelo da turbina são associados modelos de gerador, sistema de excitação e sistema de controle, formando um modelo completo.

Os testes de resposta do regulador de tensão, rejeição e tomada de carga apresentam boa correlação com os resultados obtidos nas simulações.

Embora o modelo tenha sido desenvolvido para turbinas a gás de dois eixos, a técnica de modelagem pode ser aplicada para outros tipos de turbina, por exemplo, em aplicações de ciclo combinado.

Yacobucci [1991] descreve a atualização do sistema de controle de uma turbina a gás marca General Electric Frame 5 da AEPCO (Arizona Electric Power Cooperative's).

O sistema de controle eletro - hidráulico – pneumático é substituído por um sistema de controle digital da Woodward tipo 501. As maiores modificações ocorreram no sistema de controle de combustível e no sistema de controle do gerador.

As modificações implementadas acarretaram um aumento da confiabilidade nas partidas, melhoria do desempenho do sistema de controle, aumento da disponibilidade do sistema, melhoria do sistema de informações e aquisição de dados e melhoria do sistema de combustível.

Rowen [1992] apresenta o modelo dinâmico de turbinas a gás *heavy duty* (com um eixo) utilizadas em acionamentos mecânicos com velocidade variável. O modelo representa turbinas com potência na faixa de 19370 a 80460 kW.

Considera-se a influência do IGV no compressor axial, como elemento de controle.

O modelo apresentado é similar ao utilizado por Rowen [1983] com algumas considerações a saber:

- Utiliza-se somente regulador de velocidade isócrona;
- O combustível é o gás natural;
- É incluído um modelo rudimentar da carga representada pelo compressor;
- É calculado o fluxo de exaustão da turbina;
- É incorporada nos cálculos a correção devido à temperatura ambiente;

- Inclui-se a malha de realimentação representando os efeitos da modulação do fluxo de ar devido ao IGV.

Observa-se que o modelo proposto pode ser utilizado em aplicações com velocidade fixa (geração de energia elétrica) sendo o modelo proposto por Rowen [1983] um caso particular do presente.

Os modelos propostos por Hannett [1992, 1995] representam turbinas de um eixo e de dois eixos, respectivamente.

Hannett [1992] faz a validação do modelo proposto por Rowen [1983]. A validação é feita a partir de comparações do comportamento real da máquina inserida no sistema elétrico da Alaskan Railbelt System com os resultados de simulação do modelo proposto. O sistema da Alaskan Railbelt é tipicamente composto por unidades termoelétricas e o teste de validação foi feito após instalação de unidades hidráulicas no sistema.

No artigo é feita uma abordagem dos blocos principais, de maneira simplificada, dando-se maior ênfase à malha de controle de temperatura.

Para a determinação dos parâmetros do modelo procedeu-se a um teste que consiste de aquisição de dados em regime permanente e variações dinâmicas de carga.

Os sinais medidos em regime permanente são:

- Potência elétrica;
- Rotação;
- Sinal de demanda de combustível;
- Fluxo de combustível;
- Temperatura dos gases de exaustão da turbina.

As características dinâmicas são obtidas principalmente através de rejeições de carga, onde são medidos os seguintes sinais:

- Duas tensões de linha no gerador;
- Duas correntes (AC) no gerador;
- Rotação da turbina;
- Sinal de demanda de combustível;
- Temperatura de exaustão de combustível;
- Temperatura de exaustão da turbina.

As estimativas iniciais, para os valores das constantes de tempo, de acordo com o autor, podem ser feitas utilizando-se softwares comerciais. O processo utilizado pela Alaskan

Railbelt envolveu simulações (tentativa e erro), usando valores típicos como valores iniciais e ajustando-se os parâmetros até a obtenção de uma resposta satisfatória.

A primeira etapa de simulação considera cada unidade isolada, com carga de 50% e o distúrbio aplicado é um aumento de carga de 10%.

A segunda etapa de simulação considera uma rejeição total de carga. A comparação das frequências do modelo proposto e a obtida em testes de campo revela que o modelo é otimista, pois a excursão da frequência obtida em campo é 40% maior.

De Mello [1994] descreve vários aspectos do ciclo combinado (turbinas a gás, caldeira de recuperação e turbina a vapor) e desenvolve modelos para utilização em estudos dinâmicos do sistema elétrico. A intenção do artigo não é estabelecer um modelo para ciclo combinado, e sim motivar contribuições baseadas em instalações existentes e em futuras instalações.

A configuração utilizada para a turbina a gás é a de um eixo com IGV, proposta por Rowen [1983 e 1992] e Hannett [1992]. O IGV permite manter a temperatura de exaustão da turbina a gás em um valor elevado mesmo em condições de baixa carga, o que garante a eficiência do ciclo.

Schobeiri [1994] apresenta uma evolução do método COTRAN apresentado em seu artigo de 1987.

O programa apresentado (GETRAN) é capaz de simular o comportamento dinâmico de configuração mais complexas com múltiplos *spools*. O termo "*spool*" refere-se ao gerador de gás, ou seja, conjunto compressor/câmara de combustão/turbina que é responsável pela produção de energia (através de gases quentes) que é convertida na turbina livre ou turbina de potência. A figura 3.1 ilustra o gerador de gás (*spool*).

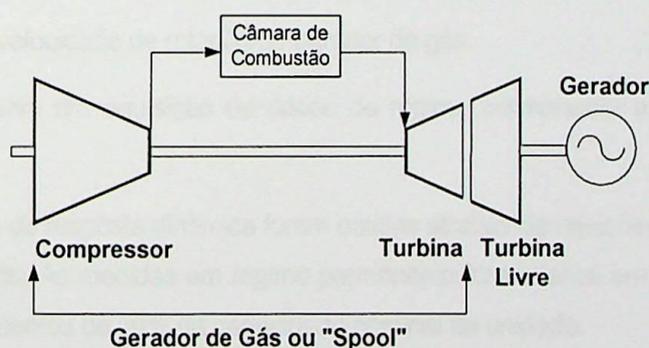


Figura 3.1 – Turbina a gás de dois eixos – Detalhe do gerador de gás

Para a verificação da capacidade, precisão, robustez e confiabilidade do programa, são feitos testes para validação do mesmo. Entre os testes feitos cabe ressaltar os seguintes:

- Operação sob surto do compressor com a configuração *spool* simples, um eixo;
- Operação com sistema de controle incluso com a configuração de três *spools*, quatro eixos;

- Operação com variação de carga com a configuração *spool* simples, um eixo.

Os resultados computacionais indicam alto grau de correlação entre estes e os dados experimentais.

Hannett [1995] apresenta o modelo dinâmico da turbina a gás de dois eixos. Do mesmo modo que no artigo de 1992, Hannett faz a validação do modelo através da comparação dos resultados de simulação com dados adquiridos em campo.

A unidade testada tem potência de 46,5 MVA ( $fp = 0,9$ ), pertence a Con Edison's Astoria Plant, e é utilizada em picos de carga e controle de tensão.

O arranjo considerado também pode ser observado na figura 3.1. O sistema é composto por um compressor, uma turbina de alta pressão, uma turbina de baixa pressão, ou turbina livre, e um gerador elétrico.

A turbina de alta pressão aciona o compressor e os gases de escape da turbina de alta acionam a turbina livre. O conjunto compressor/turbina de alta pressão é chamado de gerador de gás.

Uma variação no fluxo de combustível acarreta uma variação da potência de saída do gerador de gás que por sua vez faz variar a potência da turbina livre.

O fluxo de combustível é regulado pela válvula de combustível acionada por um servomecanismo que por sua vez é acionado por um dos três sinais de controle a seguir, dentre eles o de valor mínimo:

- Controle de velocidade de rotação da turbina livre;
- Controle da temperatura dos gases de exaustão da turbina livre;
- Controle de velocidade de rotação do gerador de gás.

Os testes consistem em aquisição de dados de regime permanente e de comportamento dinâmico.

As características de resposta dinâmica foram obtidas através de rejeições de carga e rápidos aumentos de carga. As medidas em regime permanente foram feitas em diferentes níveis de carga, com incrementos de 10% da capacidade nominal da unidade.

As rejeições de carga foram feitas em unidades com potência de 4,5 MW e 12,1 MW. Um outro teste realizado foi a tomada instantânea de carga do estado em vazio até a carga nominal.

O autor conclui que a modelagem envolve inicialmente uma completa análise da física do processo e de seu sistema de controle que determinarão a estrutura do modelo incluindo variáveis e parâmetros pertinentes.

Foi utilizado o processo de tentativa e erro para que as respostas das simulações fossem compatíveis com os testes realizados em campo, devido as não linearidades envolvidas.

Camporeale [1997] apresenta simulações do comportamento dinâmico de turbinas a gás inseridas em ciclos abertos de alta eficiência utilizando regeneradores, *intercooler*, economizadores e injeção de água ou vapor.

É apresentado um método numérico para a solução das equações não-lineares. Este método transforma as equações diferenciais em equações algébricas que serão resolvidas juntamente com as equações não-lineares que compõem o modelo. Para a solução destas equações utiliza-se o método de Newton Raphson com solução numérica da matriz Jacobiana através de diferenças finitas.

Foi utilizado um modelo linear reduzido do sistema de controle a fim de sintetizá-lo. O modelo foi desenvolvido tomando como base os resultados obtidos por Hannett [1992].

Para a verificação da confiabilidade e capacidade do programa desenvolvido, analisou-se o transitório causado por uma variação de carga considerando-se as seguintes configurações da planta:

- Ciclo Joule com controle do fluxo de combustível;
- Ciclo Regenerativo com controle de fluxo de combustível e controle das pás do compressor através do IGV.

Tanto na análise com ciclo Joule simples, quanto no ciclo regenerativo, foram consideradas turbinas de um único eixo.

Para a análise do ciclo Joule simples iniciou-se a simulação com o sistema em condições estáveis procedendo-se então, a uma rejeição de carga de 20%. O sistema retoma as condições iniciais rapidamente devido ao alto valor de regulação utilizado.

Para a análise do ciclo regenerativo observa-se que o trocador de calor tem grande influência no comportamento dinâmico da planta. Neste caso o IGV tem o papel de manter constante a temperatura de entrada da turbina em casos de variação de carga. A rejeição de carga neste caso foi de 10%.

Os resultados mostram que o modelo proposto é capaz de descrever o comportamento dinâmico de configurações mais complexas. Pode-se aprimorar o modelo através de aproximações zero - dimensionais dos elementos considerando o efeito da propagação da pressão no compressor.

Fortunato [1997] propõe um modelo matemático não-linear, para simulação do comportamento dinâmico de uma unidade de geração termoelétrica a gás em ciclo regenerativo. É desenvolvida uma metodologia que simplifica o modelo apresentado resultando em um modelo linear simplificado e em um controlador MIMO (Múltiplas Entradas, Múltiplas Saídas).

O modelo linear simplificado é validado através de comparações com o modelo não linear. Os resultados são satisfatórios.

Rowen [1998] apresenta modelos dinâmicos de turbinas aeroderivativas.

Trata-se de um tutorial apresentado na ASME TURBO EXPO'98, não sendo publicado oficialmente.

Este tutorial apresenta modelos para turbinas tradicionais com um *spool* + turbina livre e com dois *spools* + turbina livre. São apresentados modelos para projetos avançados com dois e três *spools*. Os fabricantes e modelos relacionados são:

- General Electric – LM 1600, 2500, 5000 e 6000;
- Pratt & Whitney – FT8
- Rolls Royce – Avon, RB211 e Trent.

Massucco [1998] apresenta um estudo de um caso real, considerando a geração em ciclo combinado.

Um modelo detalhado da turbina a gás é apresentado, considerando o IGV como elemento de controle.

O modelo adotado é baseado no modelo proposto por Rowen [1983, 1992] e validado por Hannett [1992].

Como as constantes de tempo associadas à caldeira de recuperação são muito elevadas, a dinâmica da turbina a vapor foi omitida, sendo considerado somente seu aspecto estático na produção de energia elétrica.

Apresentou-se um modelo simplificado de caldeira de recuperação. Estes modelos foram implementados em um programa de simulação de transitórios eletromecânicos através de sub-rotinas definidas pelo usuário.

Foram considerados os cenários de importação e exportação de energia por parte do produtor. Considerou-se também a utilização de um esquema de rejeição de carga.

Os resultados obtidos mostram as diferenças entre casos considerados e criam subsídios para adoção de modos de controle apropriados, calibração de reguladores de turbinas a gás e validação de procedimentos de rejeição de carga.

O artigo mostra a importância do IGV no controle de temperatura e, por consequência, sua influência no rendimento global do ciclo. Como exemplo pode-se citar que um incremento de 0 a 20°C ocasiona um decréscimo de 14 a 16% da potência de saída da máquina.

Kim [2000] utiliza basicamente o modelo proposto por Rowen [1992] com especial atenção a modelagem do compressor incluindo o efeito das pás móveis tanto IGV quanto VSV (pás do estator variáveis). Descreve-se o modelo matemático de cada componente, através de equações diferenciais ordinárias, e estes são validados através da comparação com dados de teste em campo.

A potência da turbina é de 150 MW. Os resultados das simulações estão bastante próximos dos dados do fabricante.

## Capítulo 4

### Modelo

A metodologia científica da física a que se reportam estas páginas obriga a uma complexidade e rigor que, quando bem sucedida, dá origem a leis que se mostram válidas para um intervalo de tempo determinado e para condições precisas que definem o sistema analisado. A prática da engenharia vive com a falta de certeza e a incerteza da natureza e da vida. Uma boa engenharia é aquela que utiliza os métodos de análise e síntese para investigar e definir o comportamento de um sistema físico, químico, biológico e psicológico, e proceder ao seu projeto e construção. A parte matemática pode ser determinada partindo de condições físicas que exigem um tratamento matemático que se resume ao seguinte:

#### 4.1. Turbina Francis P2

O modelo de turbina Francis P2 é composto por um conjunto de equações que descrevem o comportamento da turbina em função da velocidade da água e da velocidade da roda. O modelo é baseado no princípio de conservação de energia e momento. A turbina Francis P2 é uma turbina de eixo vertical, com uma potência nominal de 150 MW. O modelo é composto por um conjunto de equações que descrevem o comportamento da turbina em função da velocidade da água e da velocidade da roda. O modelo é baseado no princípio de conservação de energia e momento. A turbina Francis P2 é uma turbina de eixo vertical, com uma potência nominal de 150 MW.

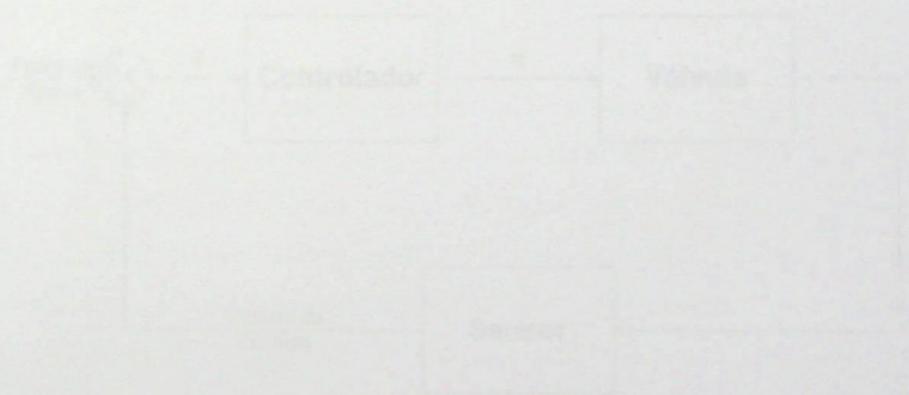


Figura 4.1 - Exemplo de sistema de controle em malha fechada.

O sistema de controle de uma turbina Francis P2 é baseado no princípio de conservação de energia e momento. A turbina Francis P2 é uma turbina de eixo vertical, com uma potência nominal de 150 MW. O modelo é composto por um conjunto de equações que descrevem o comportamento da turbina em função da velocidade da água e da velocidade da roda. O modelo é baseado no princípio de conservação de energia e momento. A turbina Francis P2 é uma turbina de eixo vertical, com uma potência nominal de 150 MW.

# Capítulo 4

## Modelagem Matemática

A modelagem matemática da turbina a gás é freqüentemente simplificada devido a sua complexidade e ao conhecimento intrínseco necessário à sua análise. Antes que o sistema dinâmico possa ser analisado, deve-se determinar o modelo matemático preciso que descreva o sistema completamente. A análise do sistema inicia com a obtenção de informações a respeito da turbina e cada elemento associado (atuadores, servomecanismos, válvulas, sistemas de medição e etc.). Com este conhecimento e detalhes específicos do sistema de controle (configuração e parâmetros), o procedimento de análise é composto de duas partes: Resposta Transitória (domínio do tempo) e Resposta em Freqüência. A partir destas avaliações pode-se determinar os parâmetros de controle corretos para assegurar um estado estável, tanto em regime quanto em estado transitório.

### 4.1 Teoria de Controle PID

A proposta do controle em retroação é computar a diferença ou o erro existente entre o ajuste (*set point* – ponto específico no qual deseja-se que o sistema permaneça - por exemplo, velocidade ou temperatura de exaustão definidos pelo usuário), e a variável de controle (parâmetro que se deseja controlar), como por exemplo, velocidade e temperatura. A partir da comparação entre os sinais, é gerado um sinal de controle, de acordo com a figura 4.1.

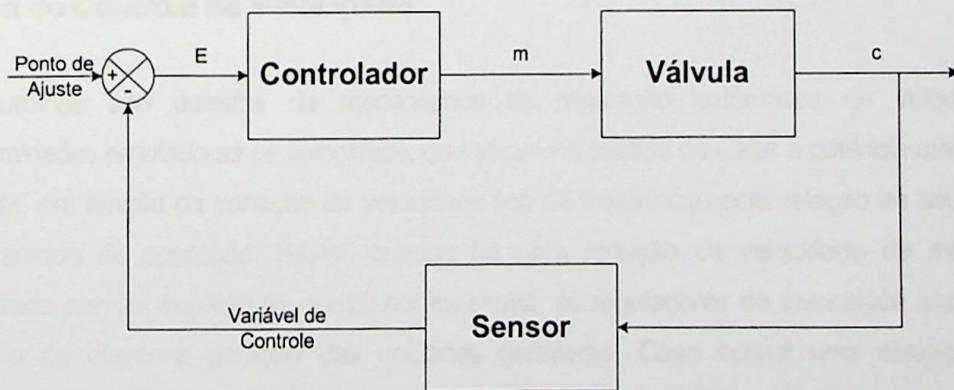


Figura 4.1 – Exemplo de sistema de controle em retroação

Os três modos básicos de controle em retroação são: Proporcional, Integral e Derivativo, ou P, I e D. O controlador pode consistir de um dos modelos ou de uma combinação entre eles.

A proposta do modo proporcional é a causa de uma mudança instantânea da saída baseada nas variações do erro entre o ponto de ajuste e a variável controlada. A equação para o modo proporcional é:

$$K_p \times E \quad (4.1)$$

Onde  $K_p$  é o ganho do controlador e  $E$  é o erro. Este modo não elimina o erro em regime permanente causado pela variação do ponto de ajuste ou em presença de distúrbios.

A proposta do modo integral é a eliminação do erro de regime permanente ou *offset*. Isto é feito através da integração do erro no tempo.

A equação para este modo é:

$$\frac{K_I \times E}{s} \quad (4.2)$$

Onde  $s$  representa o operador diferencial  $d/dt$  ou taxa de variação. Desta forma  $1/s$  denota integração.

O modo derivativo provoca a variação da saída do controlador com respeito a taxa de variação do erro, permitindo respostas mais rápidas, compensando os atrasos causados pelas malhas de realimentação.

A equação do modo derivativo é:

$$K_D \times s \quad (4.3)$$

## 4.2 Dinâmica do Controle de Velocidade

As turbinas são dotadas de mecanismos de regulação automática de velocidade, denominados *reguladores de velocidade*, que atuam no sentido de variar a potência mecânica gerada, em função da variação de velocidade (ou de frequência) com relação ao seu valor programado de operação. Assim, quando há uma redução da velocidade da máquina (motivada por um impacto de carga, por exemplo), os reguladores de velocidade atuam no sentido de elevar a geração das unidades geradoras. Caso ocorra uma elevação da velocidade, esses mesmos reguladores promoveriam uma redução da potência gerada.

No sentido de se analisar o comportamento dinâmico de uma unidade termoeletrica, diante das imposições de impactos de carga e de perturbações, é necessária uma representação matemática adequada dos elementos que compõem a regulação primária, ou seja: os reguladores de velocidade e as turbinas.



A frequência de um sistema elétrico de potência sofre redução, quando da ocorrência de um aumento súbito de carga, pois há diminuição na velocidade angular do rotor das unidades geradoras. Isto faz com que o ponto B da figura 4.2 se desloque para cima. Este deslocamento determina uma abertura da parte superior do elemento distribuidor, o que permite a injeção de óleo no servomotor. A entrada de óleo desloca a haste da válvula de admissão de combustível da turbina para baixo, causando elevação da potência gerada. Este processo continuará até o instante em que se atinja o valor exato da frequência nominal operativa do sistema.

Não é difícil de verificar que o regulador de velocidade isócrona tende a apresentar um comportamento pobre em termos de estabilidade, pois possui apenas uma realimentação externa, no processo de controle.

Um modelo matemático simplificado, que descreve o regulador isócrona através de um diagrama de bloco, é representado na figura 4.3.

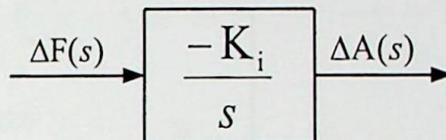


Figura 4.3 – Diagrama de bloco do regulador de velocidade isócrona

Na figura anterior tem-se:

$\Delta F(s)$  = variação na frequência de rotação da turbina [p.u.].

$\Delta A(s)$  = variação na abertura da válvula de admissão da turbina [p.u.].

$\Delta\omega(s)$  = variação de velocidade do eixo da turbina [p.u.].

$K_i$  = ganho do regulador de velocidade isócrona.

Do diagrama de bloco da figura 4.3 pode-se obter, no domínio do tempo, a seguinte equação diferencial para o regulador isócrona:

$$\frac{d\Delta A}{dt} = -k_i \cdot \Delta\omega \quad (4.4)$$

Portanto, o regulador de velocidade isócrona tem a característica de um integrador matemático, onde a variação da abertura da válvula de admissão da turbina só será nula,

quando a variação de velocidade (ou de frequência do sistema) for nula, motivo do nome isócrono (Mendes 1999).

#### 4.2.2 Regulador com Queda de Velocidade

Uma forma de melhorar a estabilidade do regulador de velocidade isócrono é conseguida com o estabelecimento de uma realimentação no processo de regulação. Isto pode ser realizado por meio de uma conexão entre a válvula piloto e o servomotor principal, conforme ilustra a figura 4.4.

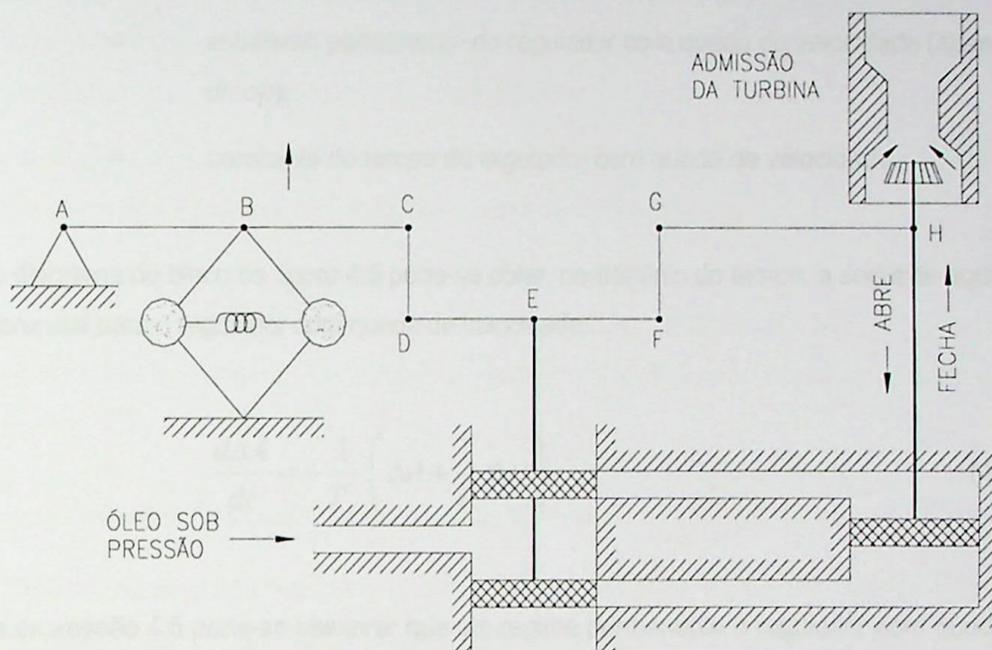


Figura 4.4 – Regulador com queda de velocidade.

Para um aumento de carga, que produz redução na frequência do sistema, haverá uma tendência de deslocamento para cima do ponto B, indicado na figura 4.4. Isto faz com que haja uma abertura na parte superior do elemento distribuidor, com conseqüente abertura da válvula de admissão da turbina e elevação da potência gerada. Entretanto, o deslocamento para baixo do ponto H fará com que o ponto E se desloque para baixo (através da ligação HGFE), promovendo um fechamento parcial no elemento distribuidor. Assim, o estado final de equilíbrio será atingido mais rapidamente e ocorrerá antes da frequência (ou velocidade) atingir seu valor inicial de operação.

Este regulador é mais estável e mais rápido do que o regulador isócrono, entretanto o preço desta maior eficiência é pago através de um erro final na frequência do sistema. A correção deste erro é uma função do controle secundário de frequência, que é exercido pelo CAG (Controle Automático de Geração).

Um modelo matemático simplificado, que descreve o regulador com queda de velocidade através de um diagrama de bloco, é apresentado na figura 4.5.

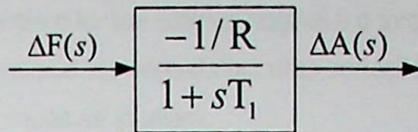


Figura 4.5 – Diagrama de bloco do regulador com queda de velocidade.

Na figura anterior tem-se:

- $\Delta A(s)$  = variação na abertura da válvula de admissão da turbina [p.u.];
- $\Delta \omega(s)$  = variação de velocidade do eixo da turbina [p.u.];
- $R$  = estatismo permanente do regulador com queda de velocidade (*speed droop*);
- $T_1$  = constante de tempo do regulador com queda de velocidade.

Do diagrama de bloco da figura 4.5 pode-se obter, no domínio do tempo, a seguinte equação diferencial para o regulador com queda de velocidade:

$$\frac{d\Delta A}{dt} = -\frac{1}{T_1} \left( \Delta A + \frac{1}{R} \Delta \omega \right) \quad (4.5)$$

Da expressão 4.5 pode-se observar que em regime permanente o regulador com queda de velocidade apresenta um erro proporcional ao seu estatismo  $R$ , ou seja:

$$\Delta \omega_{rp} = -R \Delta A_{rp} \quad (4.6)$$

### 4.3 Turbina a Gás de Eixo Simples

A turbina a gás de um eixo aciona o compressor e o gerador através de um único acoplamento, conforme mostra a figura 4.6.

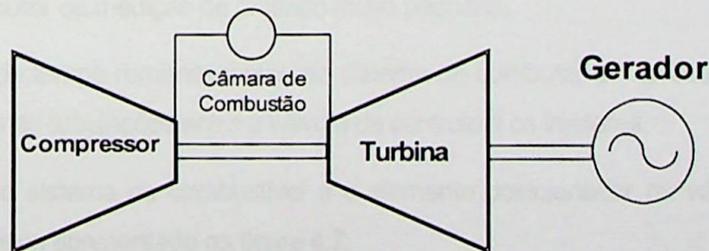


Figura 4.6 – Configuração típica de uma turbina a gás de um eixo (*Single Shaft*)

Somente um parâmetro de velocidade é considerado. O regulador de velocidade controla a velocidade pela modulação do fluxo de combustível. Qualquer variação no torque da carga

ocasiona um desequilíbrio entre o torque elétrico original e o torque desenvolvido pela turbina, causando uma variação da velocidade seguida por uma correção no fluxo de combustível feita pelo regulador, até que os torques se igualem.

Após a válvula de combustível alcançar sua nova posição e estabelecer um novo fluxo de combustível, as características da turbina determinam quando este novo fluxo de combustível será convertido em um novo nível de torque desenvolvido.

Deve-se considerar uma constante de tempo associada à tubulação de combustível. Esta constante de tempo dependerá do tipo de tubulação utilizada (rígida ou flexível). O tipo de combustível também influencia. Na utilização de gás a constante de tempo é maior, pois o gás é altamente compressível; já na utilização de combustível líquido a constante de tempo é menor devido a menor compressibilidade do mesmo.

Juntamente com o atraso causado pela tubulação, existe o atraso causado pela combustão que é associado à evaporação, mistura e queima do combustível.

A modelagem matemática está baseada nos desenvolvimentos realizados por Rowen (1983), (1992), Hannett (1992) e (1995), Gomes (1999) e Passaro (2000) para a turbina a gás de um eixo e de eixos múltiplos. Serão representados a seguir, cada elemento constitutivo da máquina.

#### **4.3.1 Sistema de Combustível e Posicionador da Válvula**

O sistema de combustível consiste de duas válvulas em série. A primeira controla a pressão entre elas como função da velocidade da turbina, e é usada para ampliar a razão de *turndown*, que é a razão de variação do fluxo máximo ao fluxo mínimo do sistema durante a partida.

A segunda válvula possui característica linear de abertura versus área. A posição da válvula é variada pelo sistema de controle, portanto o fluxo de combustível é proporcional ao produto do sinal de combustível pelo sinal de velocidade da turbina.

A resposta do controle de pressão do sistema é determinada pela resposta do posicionador da primeira válvula, sendo o volume entre estas válvulas muito pequeno, e a constante de tempo do transdutor de medição de pressão muito pequena.

As constantes de tempo remanescentes no sistema de combustível representam o acúmulo de combustível nas tubulações entre a válvula de controle e os injetores.

Representa-se o sistema de combustível e o elemento posicionador da válvula através do diagrama de blocos apresentado na figura 4.7.

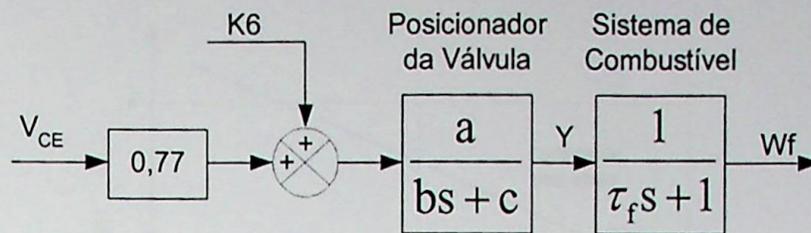


Figura 4.7 – Diagrama de blocos do sistema de combustível e posicionador da válvula

A constante  $K_6$  tem valor igual a 0,23 que representa o consumo próprio da turbina para a condição de operação a vazio.

O diagrama de blocos fornece as seguintes equações diferenciais:

$$\frac{dy}{dt} = \frac{1}{b} \cdot [a \cdot (k_6 + 0,77 \cdot V_{CE}) - y \cdot c] \quad (4.7)$$

$$\frac{dw_f}{dt} = \frac{1}{\tau_f} \cdot (y - w_f) \quad (4.8)$$

A tabela 4.1 apresenta os valores dos parâmetros típicos para sistemas de combustível (líquido e gasoso) utilizado por [Rowen – 1983].

Tabela 4.1 – Características do sistema de combustível.

Tipo	a	b	c	$\tau_f$	$K_f$
Gás	1	0,05	1	0,40	0
Líquido	10	1	0	0,10	1
	1	0,20	1	0,10	0

### 4.3.2 Turbina / Malha de Torque-Velocidade

A potência de saída da máquina é função da vazão em massa que por sua vez é função da rotação do eixo do conjunto compressor/turbina. Nas unidades de um eixo, o compressor tem a mesma rotação do gerador, ou múltiplos desta rotação caso se utilize uma caixa de redução. Na eventualidade de uma diminuição da rotação do compressor, resultará em uma redução da vazão em massa e conseqüentemente a redução do torque de saída, de acordo com a figura 4.8, onde (a) é a curva de torque para a turbina de eixo simples e (b) para eixo duplo.

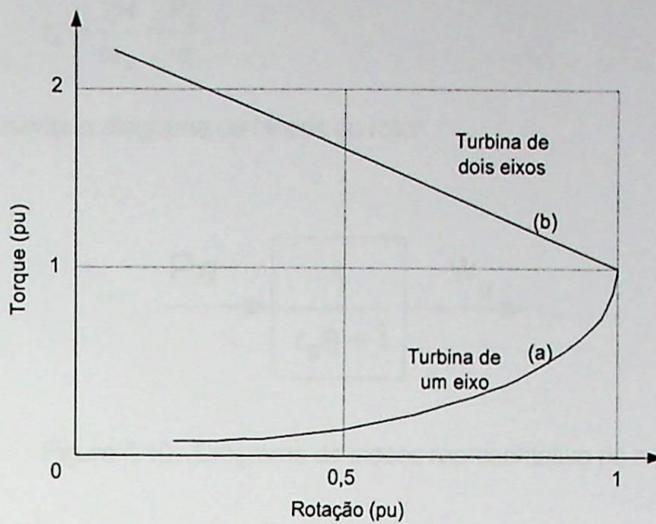


Figura 4.8– Característica de torque

O bloco apresentado na figura 4.9 relaciona a potência mecânica da turbina com as variáveis de fluxo de combustível e rotação da máquina através da seguinte equação algébrica (4.9).

$$Pm_u = 1,2987 \cdot (w_{fs1} - 0,23) + 0,5 \cdot (1 - w_u) \quad (4.9)$$

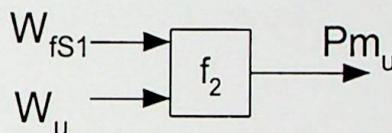


Figura 4.9 – Diagrama de blocos representativo da turbina/malha de torque-velocidade

### 4.3.3 Rotor

A constante de tempo do rotor é definida como o tempo necessário para que o rotor duplique a velocidade se for mantida uma taxa de variação de velocidade após a perda de torque de carga.

A partir da equação de oscilação do rotor ou equação mecânica, pode-se verificar que quando a potência elétrica é nula, existe uma potência acelerante de valor igual a:

$$P_m = P_a \quad (4.10)$$

$$P_m = \frac{2H\alpha}{\omega_s} \quad (4.11)$$

A constante de tempo  $\tau_s$  que está associada aos elementos acoplados ao eixo (compressor /turbina/gerador) pode ser definida como:

$$\tau_s = \frac{2H}{\omega_s} = \frac{P_a}{\alpha} \quad (4.12)$$

A figura 4.10 apresenta o diagrama de blocos do rotor

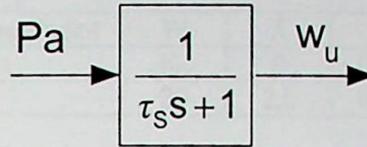


Figura 4.10 - Diagrama de blocos representativo do rotor

O bloco representativo do rotor fornece a seguinte equação:

$$\frac{Pa}{\tau_s s + 1} = w_u$$

$$Pa = \tau_s s w_u + w_u$$

$$\frac{d w_u}{dt} = \frac{1}{\tau_s} \cdot (Pa - w_u) \quad (4.13)$$

#### 4.3.4 Regulador de Velocidade

De acordo com o item 4.2 os reguladores de velocidade são elementos importantes na avaliação da estabilidade angular, uma vez que influem no conjugado mecânico das máquinas síncronas, promovendo variações nas potências ativas e nos deslocamentos angulares dos rotores.

A figura 4.11 apresenta o diagrama equivalente do regulador de velocidade. Sua utilização isócrona ou com estatismo depende dos valores adotados para os parâmetros W, X, Y e Z.

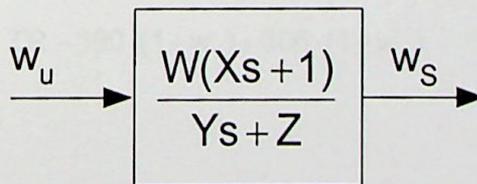


Figura 4.11 - Diagrama de blocos representativo do regulador de velocidade

O bloco do regulador de velocidade é equacionado da seguinte forma:

$$\frac{d w_s}{dt} = \frac{1}{Y} \cdot \left\{ W w_u \left[ \frac{dX}{dt} + 1 \right] - Z w_s \right\} \quad (4.14)$$

A tabela 4.2 (Rowen, 1983) apresenta os valores utilizados para os parâmetros do regulador de velocidade.

Tabela 4.2 – Valores típicos das constantes W, X, Y e Z

Tipo do Regulador	W	X	Y	Z
Com Queda	$K_D$	0	0,05	1
Isócrono	30	2,5	0,10	0

$$K_D = \frac{1}{R} \quad (4.15)$$

Onde R é chamado de estatismo. O estatismo no Sistema Interligado Nacional é tipicamente igual a 5%, em pu. Logo:  $K_D=20$ .

#### 4.3.5 Turbina / Malha de Temperatura

Sendo a turbina a gás uma máquina térmica que absorve ar atmosférico, seu desempenho será afetado pela variação de massa de ar de entrada do compressor. A temperatura ambiente é um dos fatores que afetam a potência de saída.

A figura 4.12 mostra o relacionamento entre a temperatura de exaustão da turbina e as variáveis da vazão de combustível e rotação da máquina.

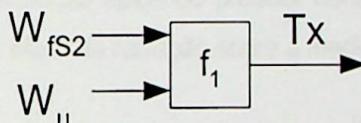


Figura 4.12 – Diagrama de blocos representativo da turbina/malha de temperatura

A relação entre a temperatura de exaustão da turbina e as variáveis de fluxo de combustível e rotação da máquina pode ser observada através da seguinte equação algébrica:

$$T_x = T_R - 390 \cdot (1 - w_f) + 306 \cdot (1 - w_u) \quad (4.16)$$

#### 4.3.6 Protetor Contra Radiação

A turbina a gás oferece uma variedade de condições físicas e aerodinâmicas sob as quais a temperatura deve ser medida. Para minimizar o erro de radiação que afeta o termopar, utiliza-se o protetor contra radiação (*Radiation Shield*).

O erro de radiação pode ser dividido em três componentes:

- Erro causado pela radiação na junção do termopar;
- Erro causado pela radiação do gás e da chama;

- Erro devido ao efeito catalítico (reações químicas na superfície do termopar).

Pode-se observar a partir da tabela 4.3 a diminuição do erro ao utilizar-se o protetor. O valor correto da temperatura do gás é de 1650°C.

Tabela 4.3 – Porcentagem de erro com a utilização das barreiras protetoras.

Nº de Barreiras	Temp. Junção	% erro
0	1400 °C	15,0
1	1530 °C	7,27
2	1625 °C	1,5
3	1642 °C	0,48

A figura 4.13 apresenta um protetor típico.

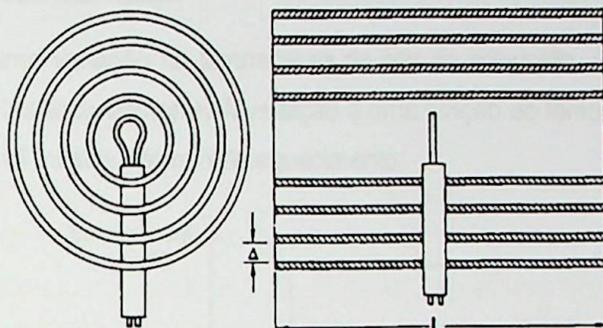


Figura 4.13 – Protetor contra radiação

A figura 4.14 apresenta a instalação típica do protetor contra radiação, formado por uma lâmina helicoidal, diminuindo o efeito da radiação sobre a medida de temperatura.

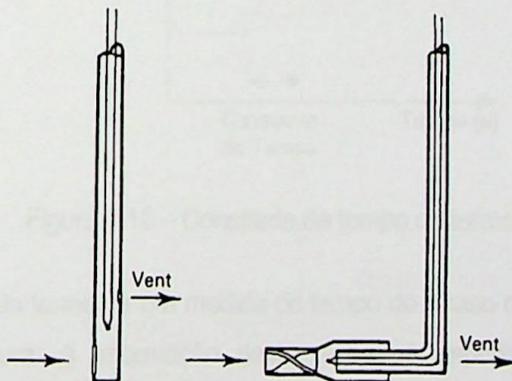


Figura 4.14 – Protetor contra radiação

O protetor contra radiação ocasiona um atraso, que é representado pelo bloco da figura 4.15.

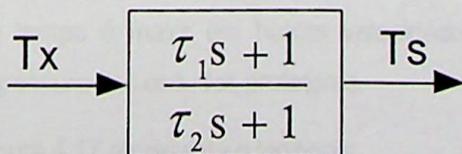


Figura 4.15 – Diagrama de blocos representativo do protetor contra radiação

O bloco representativo do efeito de atraso ocasionado pelo protetor contra a radiação fornece a equação diferencial a seguir:

$$\frac{dT_s}{dt} = \frac{\tau_1}{\tau_2} \left[ 390 \cdot \frac{dw_{fs2}}{dt} - 306 \frac{dw_U}{dt} \right] + \frac{T_x - T_s}{\tau_2} \quad (4.17)$$

#### 4.3.7 Termopar

A temperatura dos gases de exaustão da turbina é medida através de termopares. Os termopares produzem um sinal de tensão em seus terminais que é proporcional a temperatura a qual está submetido.

Na ocorrência de uma variação na temperatura do gás de exaustão, a tensão de saída do termopar não varia instantaneamente. A variação é uma função do tempo de aquecimento do bi-metal. A figura 4.16 mostra o tempo de aquecimento.

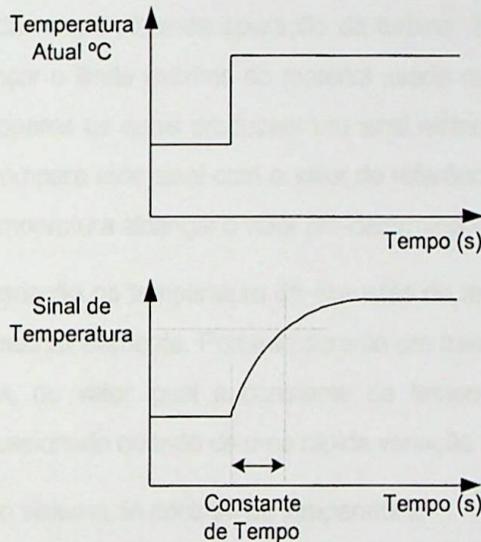


Figura 4.16 – Constante de tempo do termopar

A constante de tempo do termopar é a medida do tempo de atraso de resposta devido a uma variação de temperatura. A informação deste tempo é importante para o projeto do controlador por afetar a dinâmica da malha de controle. Sua magnitude determina o *overshoot* na ocorrência de uma variação rápida da temperatura.

A constante de tempo do termopar é afetada pelo fluxo de massa de gás sobre a superfície do escudo protetor do elemento bi-metálico. Como o fluxo de massa depende da velocidade da turbina, a "constante" de tempo é maior em baixas velocidades. A constante de tempo também é afetada pela espessura dos escudos protetores.

O bloco apresentado na figura 4.17 representa o termopar.

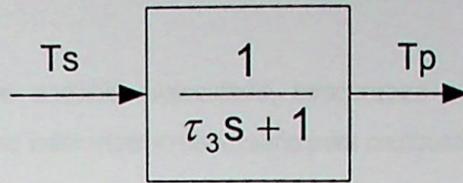


Figura 4.17 – Bloco representativo do termopar

O bloco representativo do termopar fornece as seguintes equações:

$$\frac{dT_P}{dt} = \frac{1}{\tau_3} \times (T_S - T_P) \quad (4.18)$$

$$T_F = T_R - T_P \quad (4.19)$$

### 4.3.8 Sistema de Controle de Temperatura

Um aumento na demanda de potência requer um aumento na vazão de combustível o qual resulta numa elevação da temperatura de operação da turbina. Esta temperatura deve ser restringida quando alcançar o limite máximo do material usado na turbina. A temperatura é medida através de termopares os quais produzem um sinal elétrico proporcional. O sistema de controle amplifica e compara este sinal com o valor de referência, modulando a vazão de combustível quando a temperatura alcançar o valor pré-determinado.

Na ocorrência de uma variação na temperatura de exaustão da máquina, a tensão de saída do termopar não varia instantaneamente. Portanto durante um transitório, ocorrerá um atraso no sinal de temperatura, de valor igual a constante de tempo. A magnitude do atraso determina o *overshoot* ocasionado quando de uma rápida variação na temperatura.

A figura 4.18 representa o sistema de controle de temperatura.

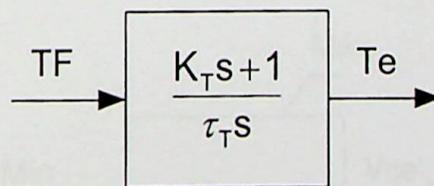


Figura 4.18 – Bloco representativo do sistema de controle de temperatura

A manipulação do bloco controlador de temperatura nos leva à seguinte equação diferencial:

$$\frac{dTe}{dt} = \frac{K_T}{\tau_t} \left[ -\frac{1}{\tau_3} (T_S - T_P) + \frac{T_F}{K_T} \right] \quad (4.20)$$

### 4.3.9 Seletor de Valor Mínimo

Para as três malhas de controle (velocidade, temperatura e aceleração) é feita uma comparação, resultando no valor mínimo necessário para combustível mínimo.

O seletor de valor mínimo compara as três entradas,  $\omega_s$  (regulador de velocidade),  $T_e$  (controle de temperatura) e  $\beta$  (controle de aceleração) sendo sua saída "Mín", a menor das três. A transferência de um sinal de controle para outro é feita sem atraso ou impacto.

A figura 4.19 ilustra este seletor.

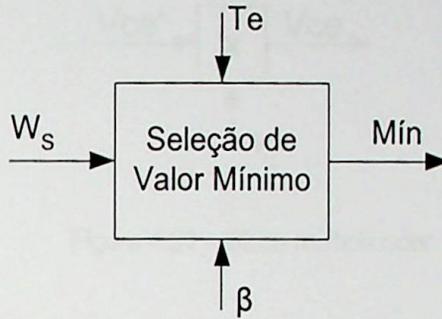


Figura 4.19 – Bloco representativo do seletor de valor mínimo

### 4.3.10 Limitador

A saída do bloco seletor de valor mínimo é comparada com os valores máximos e mínimos.

O limitador de combustível delimita a faixa operativa da turbina. A temperatura de exaustão da turbina é proporcional ao fluxo de combustível, portanto deve-se limitar este fluxo para que a temperatura de operação não ultrapasse o limite do material utilizado e também para evitar o surto do compressor. O valor máximo representa o limite superior.

O valor mínimo tem importância dinâmica pois este é escolhido para manter o fluxo de combustível adequado para assegurar a chama, evitando o apagamento da turbina.

A figura 4.20 ilustra o limitador de combustível.

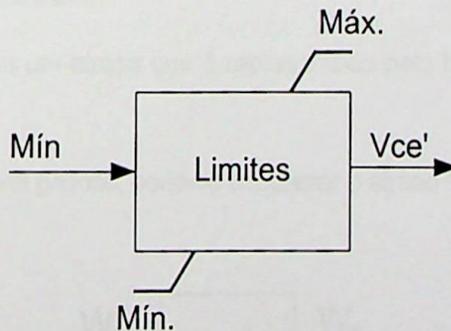


Figura 4.20 – Bloco representativo do limitador

### 4.3.11 Multiplicador

De acordo com o item 4.3.1, a posição da válvula é variada pelo sistema de controle, portanto o fluxo de combustível é proporcional ao produto do sinal de combustível pelo sinal de velocidade da turbina.

O bloco multiplicador multiplica os sinais  $Vce'$  e  $W_u$  onde se obtém o sinal  $Vce$  que é o sinal de fluxo de combustível, como mostra a figura 4.21.

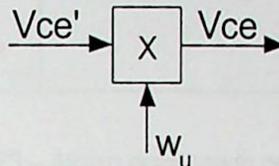


Figura 4.21 – Bloco multiplicador

A equação correspondente é:

$$Vce = Vce' \times w_u \quad (4.21)$$

Para pequenas variações de velocidade este bloco pode ser omitido [Rowen, 1983].

### 4.3.12 Combustor

A combustão de combustível líquido envolve a mistura de um *spray* de combustível, propriamente dito, com o ar, podendo ser melhor entendido seguindo os passos seguintes:

- vaporização das gotículas de combustível;
- quebra da cadeia pesada de hidrocarbonetos em frações mais leves;
- a mistura das moléculas dos hidrocarbonetos com as moléculas de oxigênio;
- e a reação química entre eles.

Todo este processo causa um atraso que é representado pelo bloco apresentado na figura 4.22.

Na utilização de combustível gasoso, pode-se desprezar o atraso causado.

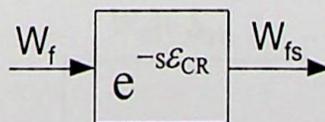


Figura 4.22 – Bloco representativo do combustor

O atraso ocasionado pelo processo de combustão é ilustrado na figura 4.23. A constante de tempo  $\mathcal{E}_{CR}$  representa este atraso.

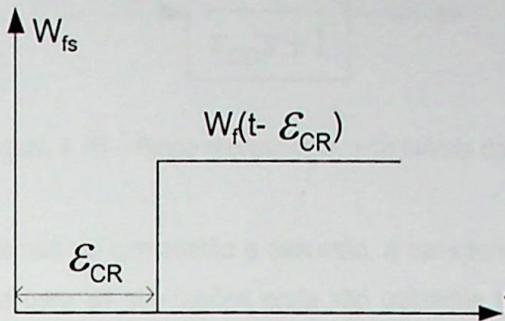


Figura 4.23 – Atraso ocasionado pela combustão

### 4.3.13 Exaustão

Existe um atraso associado ao tempo de reação da combustão, uma constante de tempo de primeira ordem associada à descarga do compressor e um atraso representativo do tempo necessário para os gases de combustão moverem-se das câmaras de combustão através da turbina até o local de instalação dos termopares responsáveis pela medição de temperatura.

O bloco representativo deste atraso é ilustrado na figura 4.24.

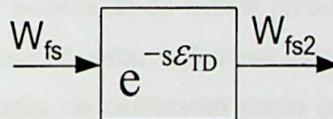


Figura 4.24 – Bloco representativo do atraso causado pela exaustão

O atraso ocasionado pela exaustão é representado pela figura 4.25. A constante de tempo  $\mathcal{E}_{TD}$  representa o atraso causado pelo sistema de exaustão, e somente será considerado para turbinas utilizando combustível líquido [Rowen, 1983].

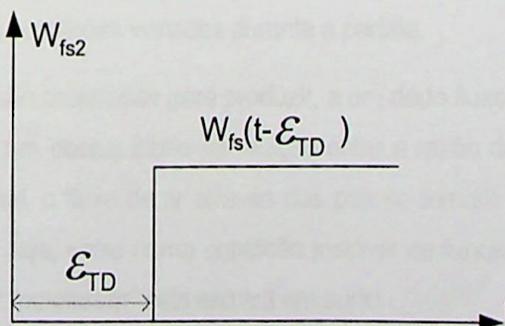


Figura 4.25 - Atraso causado pela exaustão dos gases

#### 4.3.14 Descarga do Compressor

O atraso ocasionado pela descarga do compressor é representado pelo bloco da figura 4.26.

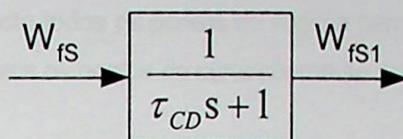


Figura 4.26 – Bloco representativo da inércia da turbina

Analogamente aos sistemas de combustão e exaustão, a característica dinâmica da turbina somente é considerada para as simulações onde são utilizadas turbinas com combustível líquido.

Este bloco fornece a seguinte equação diferencial:

$$\frac{dw_{fs}}{dt} = \frac{1}{\tau_{CD}} \times (w_{fs} - w_{fs1}) \quad (4.22)$$

#### 4.3.15 Controle de Aceleração

O controle de aceleração é utilizado durante a partida da turbina para limitar a taxa de aceleração do rotor, diminuindo desta forma o estresse térmico. Em operação normal este controle limita a tendência de sobre velocidade na eventualidade de uma rejeição de carga.

Basicamente deve-se limitar a aceleração da turbina para que esta não atinja a região de surto, que é uma região de operação instável. Pode-se utilizar métodos que levam em conta alguns parâmetros para limitação de aceleração como a descarga do compressor e a temperatura.

##### *Surto do Compressor*

Cada estágio do compressor possui características próprias de fluxo de ar que são diferentes em relação aos estágios subsequentes. Os parâmetros que determinam as características do compressor são o fluxo de massa, razão de pressão e velocidade de rotação.

O compressor é projetado para operar com eficiência ótima em sua rotação nominal devendo ser capaz de operar em condições variadas durante a partida.

As pás do compressor são projetadas para produzir, a um dado fluxo de ar, um certo aumento de pressão. Se houver um desequilíbrio na relação entre a razão de pressão, velocidade de rotação e fluxo de massa, o fluxo de ar através das pás se tornará turbulento. Neste caso o compressor “estola” ou seja, entra numa condição instável de funcionamento. Caso todos os estágios do compressor “estolarem” este entrará em surto.

A figura 4.27 mostra a relação entre a razão de pressão e o fluxo de ar em várias velocidades. Em cada velocidade uma certa condição de fluxo de massa e razão de pressão cria uma

condição de surto, chamado de ponto de surto. A linha de surto une todos os pontos de surto. Os pontos de regime permanente mostram a característica do compressor durante as condições de regime permanente com a turbina operando com velocidade constante. A linha de regime permanente conecta todos os pontos de regime permanente. A distância entre os pontos de regime permanente e os pontos de surto chama-se de margem de surto.

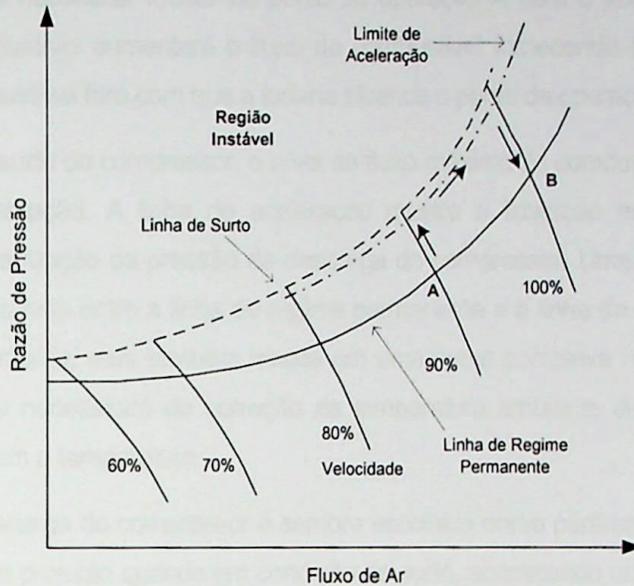


Figura 4.27 – Linha de surto (*surge line*)

Para aplicações industriais a pressão ambiente é relativamente constante e a razão de pressão do compressor é proporcional a sua descarga. Durante as condições de regime permanente, bem como condições transitórias a razão de pressão é determinada pela pressão do combustor que é determinada pelo fluxo de combustível.

Assumindo que o gerador de gás opera no ponto A (figura 4.27) em regime permanente, um aumento instantâneo de carga faz com que o compressor passe para o ponto B de operação. Um aumento da carga causa uma diminuição momentânea da velocidade da turbina, e o sistema de controle aumentará o fluxo de combustível. Inicialmente o compressor operará na mesma velocidade, e um aumento no fluxo de combustível aumentará a pressão no combustor que por sua vez aumentará a razão de pressão do compressor. Isto fará com que o ponto de operação varie sobre a curva de velocidade constante em direção à linha de surto, de acordo com a figura 4.27.

Um aumento do fluxo de combustível pode, portanto, causar o surto do compressor, que deve ser evitado. É comum restringir o fluxo máximo de combustível como função dos parâmetros do gerador de gás tais como, velocidade, temperatura ou pressão de descarga. A pressão de descarga é preferida, pois esta diminui rapidamente na ocorrência do surto.

O limitador de aceleração restringe qualquer aumento da razão de pressão a um ponto abaixo de linha de surto, de acordo com a figura 4.27.

Quando um aumento da demanda de potência exige um aumento da velocidade do gerador de gás do ponto A para o ponto B, a razão de pressão, devido a um aumento do fluxo de combustível, seguirá o caminho mostrado pelas setas.

A linha de regime permanente mostra o combustível necessário para a operação da turbina em condições de regime permanente. A região de surto indica a área que deve ser evitada. Quando a turbina necessitar mudar do ponto de operação A para o ponto B, o sistema de controle de combustível aumentará o fluxo de combustível fornecendo energia adicional. O excesso de combustível fará com que a turbina alcance o ponto de operação B.

A fim de evitar o surto do compressor, o nível de fluxo máximo de combustível é limitado pelo limitador de aceleração. A linha de aceleração mostra a limitação máxima do fluxo de combustível como função da pressão de descarga do compressor. Uma grande margem de aceleração (a distância entre a linha de regime permanente e a linha de aceleração) permite uma aceleração rápida, mas também resulta em uma curva complexa nas proximidades da região de surto e necessitará de correção da temperatura ambiente devido a variação da região de surto com a temperatura.

A pressão de descarga do compressor é sempre escolhida como parâmetro limitador, devido à rápida queda da pressão quando em condição de surto, acarretando um rápido decréscimo do fluxo de combustível retirando o compressor desta condição.

Para alguns tipos de compressores isto pode não ser rápido o suficiente e uma limitação adicional pode ser especificada, na qual o fluxo de combustível diminui com a diminuição da sua taxa de variação da pressão de descarga.

A limitação de aceleração por pressão de descarga é utilizada para a aceleração normal enquanto que a limitação por taxa é utilizada na proteção contra danos na ocorrência de surtos.

O limitador de aceleração por descarga do compressor diminui o fluxo de combustível rapidamente na ocasião de surto, mas resulta em altas variações de temperatura durante a partida. A vida útil da turbina é determinada principalmente pelas condições transitórias, portanto a alta variação de temperatura na partida afeta a vida útil da máquina.

### ***Limitadores de Desaceleração***

A turbina a gás é uma máquina de combustão contínua e a chama deve ser mantida na câmara de combustão. O controle de combustível deve manter um fluxo mínimo para sustentar a combustão. As características de combustão durante uma rápida diminuição do fluxo são determinadas pelo projeto do combustor. Certos projetos de combustores causam apagamento da turbina durante um decréscimo instantâneo do fluxo de combustível. O limitador de desaceleração é necessário para controlar a taxa de decréscimo no fluxo de combustível do regime permanente até o fluxo mínimo. Boas respostas transitórias necessitam de uma diminuição rápida do fluxo de combustível sem causar apagamento da

turbina. Um limitador de desaceleração simples é o limitador de degrau e rampa. Este dispositivo permite uma variação inicial em degrau no fluxo seguida por uma variação como função do tempo, de acordo com a figura 4.28. O dispositivo é instalado entre a válvula piloto do controlador de combustível e o servo mecanismo que opera a válvula de combustível, podendo ser um dispositivo hidráulico.

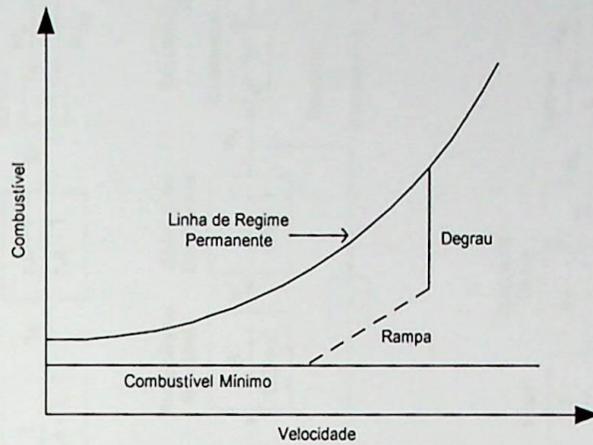


Figura 4.28 – Limites para desaceleração

O diagrama de blocos apresentado na figura 4.29 representa o sistema de controle de aceleração adotado no modelo.

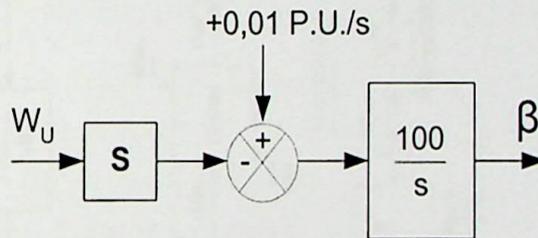


Figura 4.29 – Controle da aceleração

A partir do diagrama anterior, obtém-se as seguintes equações:

$$\frac{d\beta}{dt} = 1 - 100 \times \frac{dw_u}{dt} \quad (4.23)$$

$$\frac{d\beta}{dt} = 1 - \frac{100}{\tau_s} (Pa - \omega_u) \quad (4.24)$$

### 4.3.16 Modelo Completo

A figura 4.30 mostra o modelo completo proposto inicialmente por [Rowen, 1983].

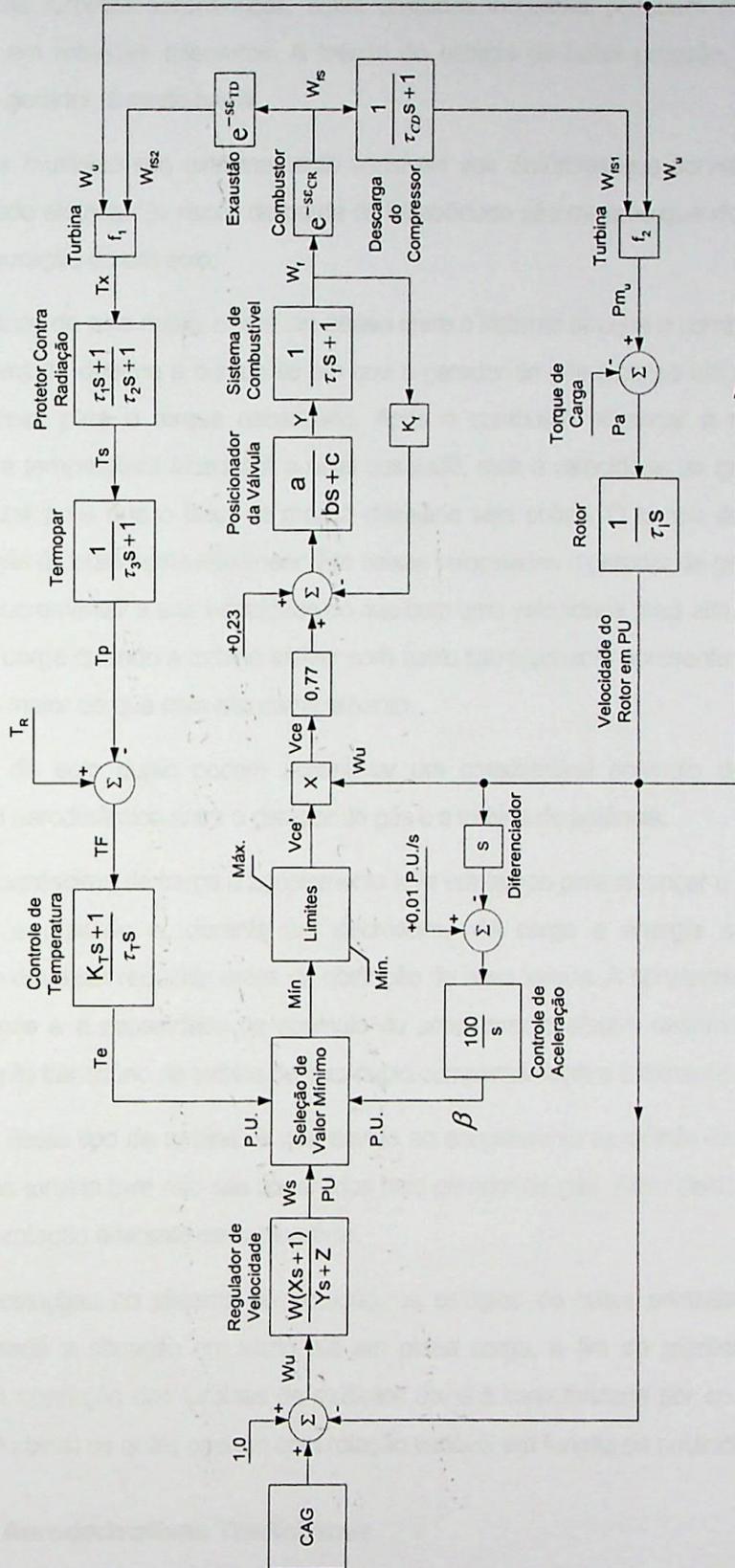


Figura 4.30 – Diagrama de Blocos Completo Representativo da Turbina a Gás de um Eixo

## 4.4 Turbina a Gás de Múltiplos Eixos

Derivadas das turbinas aeronáuticas, estas unidades industriais possuem múltiplos eixos trabalhando em rotações diferentes. A inércia do estágio de baixa pressão, ao qual está conectado o gerador, é muito baixa.

As máquinas multieixo são extremamente sensíveis aos distúrbios que porventura possam ocorrer na rede elétrica. Os riscos de perda de estabilidade são maiores quando comparadas com a configuração de um eixo.

Para as turbinas de eixo duplo, existe um atraso entre o instante em que o combustor alcança uma nova taxa de queima e o instante em que o gerador de gás alcança um novo nível de fluxo de massa para o torque necessário. Após o combustor alcançar a nova taxa de combustão, a temperatura alcançará o nível desejado, mas a velocidade do gerador de gás deve aumentar para que o fluxo de massa desejado seja obtido. O tempo de resposta do gerador de gás é usualmente não-linear. Em baixas velocidades o gerador de gás levará mais tempo para incrementar a sua velocidade do que com uma velocidade mais alta. Portanto, um aumento de carga quando a turbina estiver com baixo carregamento apresenta um tempo de recuperação maior do que com alto carregamento.

As turbinas de eixo duplo podem apresentar um considerável acúmulo de energia no acoplamento aerodinâmico entre o gerador de gás e a turbina de potência.

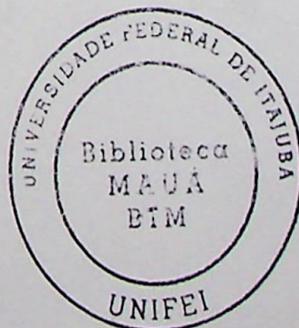
Durante um acréscimo de carga o acoplamento leva um tempo para alcançar o novo nível de temperatura e pressão e, durante um decréscimo de carga a energia acumulada no acoplamento deve ser reduzida antes da obtenção do novo torque. A constante de tempo do gerador de gás e a capacidade de acúmulo do acoplamento afetam desfavoravelmente o comportamento transitório da turbina de eixo duplo comparada com a turbina de um eixo.

A vantagem deste tipo de turbina é que devido ao acoplamento aerodinâmico, os esforços mecânicos na turbina livre não são absorvidos pelo gerador de gás. Além disso o gerador de gás pode ter rotação diferente da turbina livre.

Devido às restrições no sistema de geração, os estágios de baixa pressão tem rotação constante desde a situação em vazio até em plena carga, a fim de manter constante a frequência. A operação das turbinas de múltiplos eixos é caracterizada por *spools* (conjunto compressor/turbina) os quais operam com rotação variável em função da potência solicitada.

### 4.4.1 Configurações Aeroderivativas Tradicionais

O sistema físico pode ser descrito simplifcadamente pela figura 4.31 e o diagrama de blocos completo de acordo com a figura 4.32.



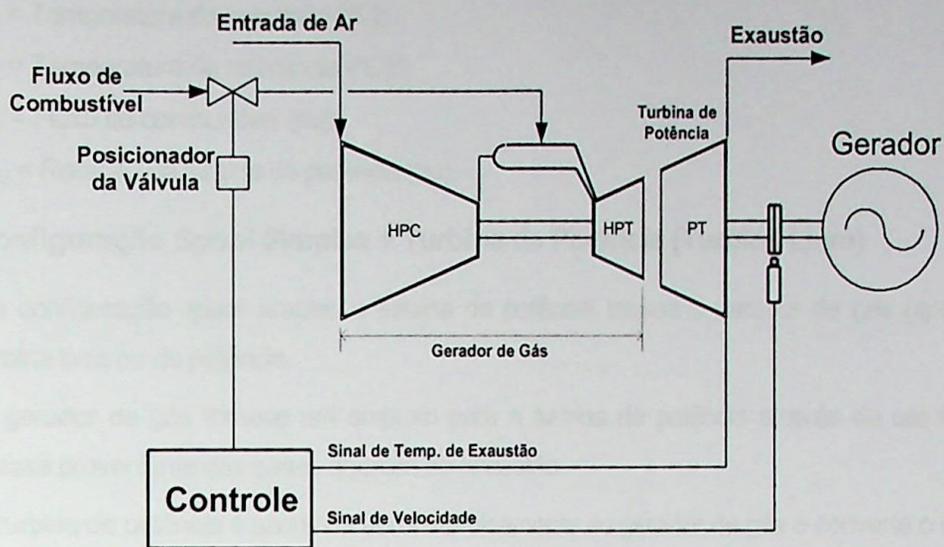


Figura 4.31 – Sistema físico simplificado para turbina de dois eixos

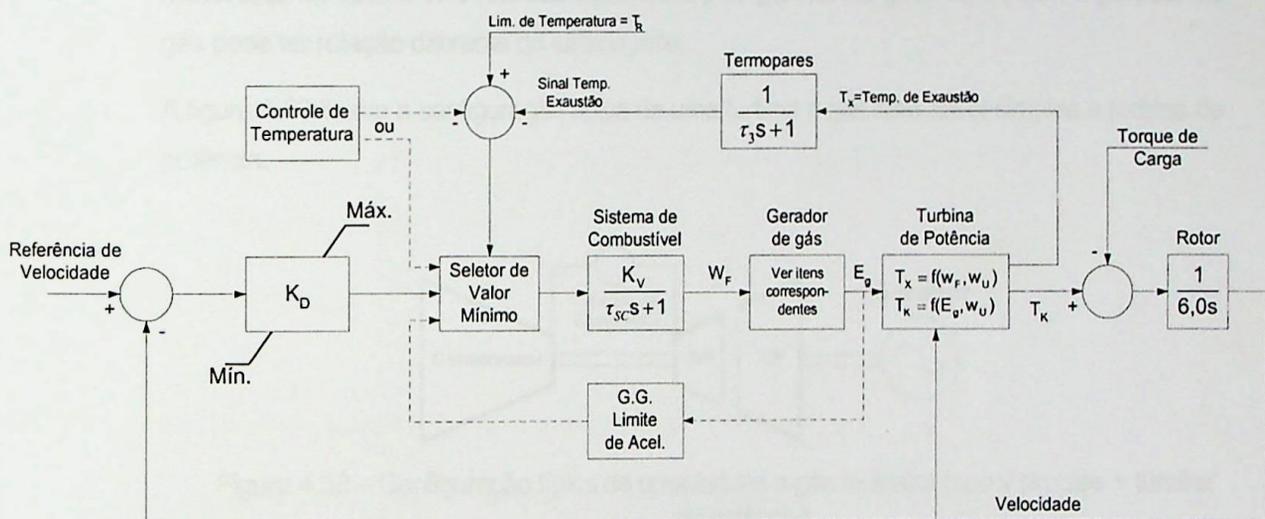


Figura 4.32 – Diagrama de blocos representativo da turbina com múltiplos eixos

O modelo dinâmico utilizado para as turbinas com múltiplos eixos é derivado do modelo proposto por [Rowen, 1983]. Foram feitas algumas modificações a partir do modelo original utilizado para a turbina de um eixo. As modificações são listadas a seguir:

- Inserção do bloco do gerador de gás;
- Modificação das funções algébricas;
- Mudança dos parâmetros do sistema de combustível, termopares e rotor.

Para as configurações aeroderivativas tradicionais as equações algébricas  $T_K$  e  $T_X$  são as seguintes:

$$T_K = 0,25 + 1,75W_f - 0,4W_U - 0,6W_fW_U \quad (4.25)$$

$$T_X = T_R - 340(1 - W_f) + 300(1 - W_U) \quad (4.26)$$

onde,

$T_K$  = Torque (pu)

$T_X$  = Temperatura de exaustão (°C);

$T_R$  = Temperatura de referência (°C);

$W_f$  = Fluxo de combustível (pu);

$W_U$  = Rotação da turbina de potência (pu).

### Configuração *Spool* Simples + Turbina de Potência (Turbina Livre)

Na configuração *spool* simples e turbina de potência tem-se o gerador de gás (*spool*) e a turbina livre ou de potência.

O gerador de gás fornece um empuxo para a turbina de potência através de um fluxo de massa proveniente dos gases quentes de exaustão.

A turbina de potência é acoplada aerodinamicamente ao gerador de gás e converte o empuxo em potência mecânica.

A vantagem deste tipo de turbina é que devido ao acoplamento aerodinâmico, os esforços mecânicos na turbina livre não são absorvidos pelo gerador de gás. Além disso, o gerador de gás pode ter rotação diferente da turbina livre.

A figura 4.33 ilustra a configuração típica de uma turbina a gás com *spool* simples e turbina de potência.

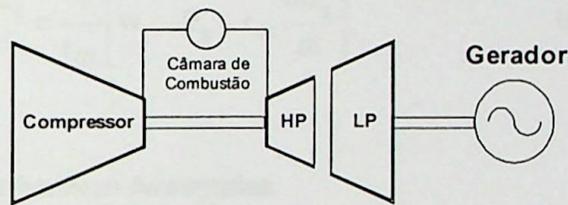


Figura 4.33 – Configuração típica de uma turbina a gás multieixo (*spool* simples + turbina de potência)

O bloco representativo do gerador de gás pode ser observado na figura 4.34.

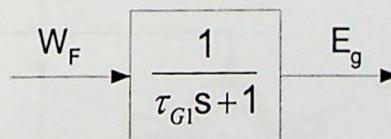


Figura 4.34 – Bloco do gerador de gás

Do bloco representativo do gerador de gás pode-se obter a seguinte equação:

$$\frac{dE_g}{dt} = \frac{1}{\tau_{G1}} \times (W_F - E_g) \quad (4.27)$$

### Configuração com Dois *Spools* + Turbina de Potência

A configuração com dois *spools* possui um gerador de gás de alta pressão e um gerador de gás de baixa pressão e a turbina livre ou de potência, de acordo com a figura 4.35.

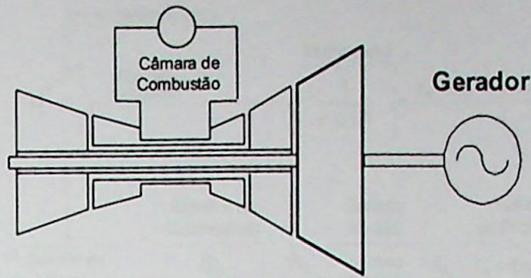


Figura 4.35 – Configuração típica de uma turbina a gás multieixo (dois *spools* + turbina de potência)

O bloco representativo do gerador de gás pode ser observado na figura 4.36.

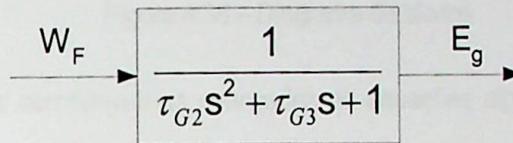


Figura 4.36 – Bloco do gerador de gás

Do bloco representativo do gerador de gás pode-se obter a seguinte equação:

$$\frac{d^2 E_g}{dt^2} = \frac{1}{\tau_{G2}} \left[ W_F - E_g - \tau_{G3} \frac{dE_g}{dt} \right] \quad (4.28)$$

#### 4.4.2 Configurações Aeroderivativas Avançadas

O sistema físico pode ser descrito simplificado pela figura 4.37 e o diagrama de blocos completo de acordo com a figura 4.38.

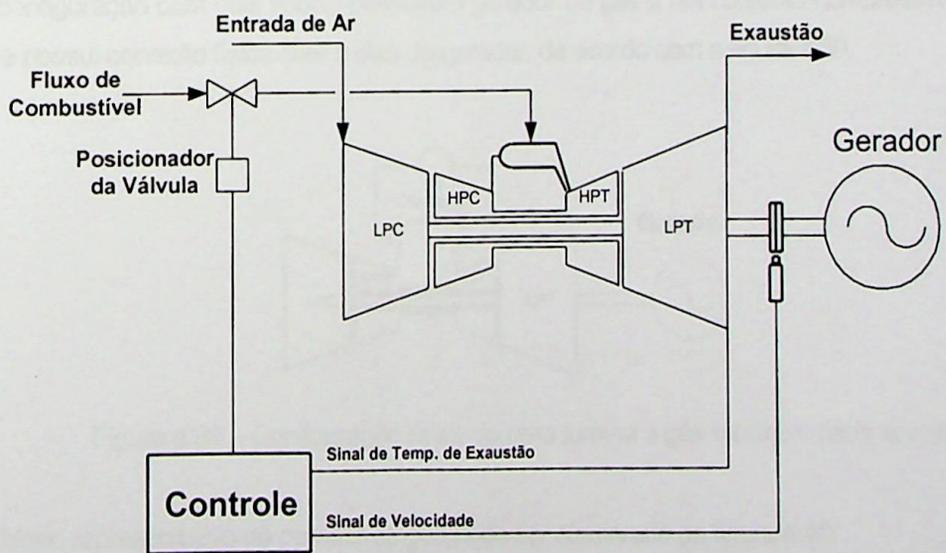


Figura 4.37 - Sistema físico simplificado

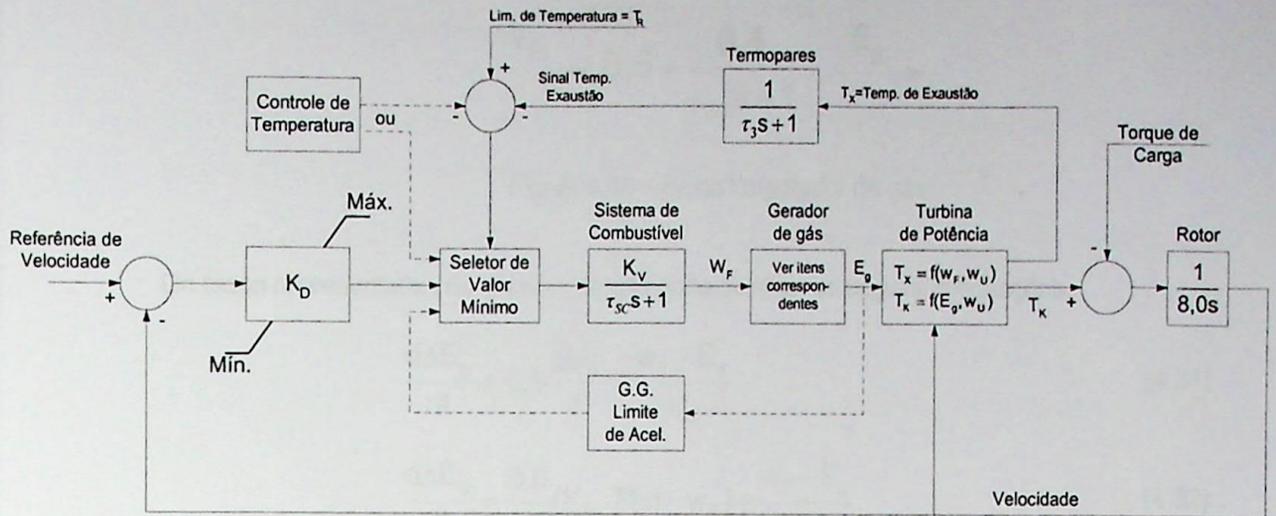


Figura 4.38 – Diagrama de blocos

Para as configurações aeroderivativas avançadas as equações algébricas  $T_K$  e  $T_X$  são as seguintes:

$$T_K = 1,28(W_f - 0,22) + 0,5(1 - W_U) \quad (4.29)$$

$$T_X = T_R - 85(1 - W_f) + 300(1 - W_U) \quad (4.30)$$

onde,

$T_K$  = Torque (pu)

$T_X$  = Temperatura de exaustão (°C);

$T_R$  = Temperatura de referência (°C);

$W_f$  = Fluxo de combustível (pu);

$W_U$  = Rotação da turbina de potência (pu).

### Configuração com Dois Spools

A configuração com dois *spools* possui um gerador de gás e um conjunto compressor/turbina que possui conexão física com o eixo do gerador, de acordo com a figura 4.39.

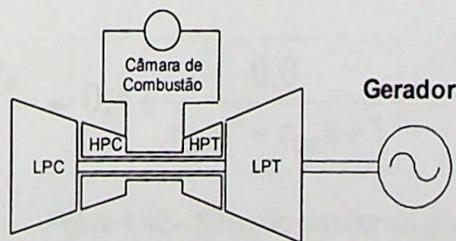


Figura 4.39 – Configuração típica de uma turbina a gás multieixo (dois *spools*)

O bloco representativo do gerador de gás pode ser observado na figura 4.40.

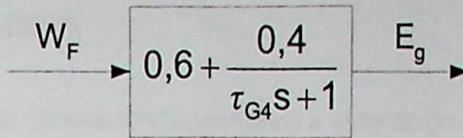


Figura 4.40 – Bloco do gerador de gás

Do bloco representativo do gerador de gás pode-se obter as seguintes equações:

$$\frac{d\Delta E_g}{dt} = 0,6 \frac{dw_F}{dt} + \frac{w_F - E_g}{\tau_{G4}} \quad (4.31)$$

$$\frac{d\Delta E_g}{dt} = \frac{0,6}{\tau_{SC}} (K_V \cdot \text{Min} - w_F) + \frac{w_F - E_g}{\tau_{G4}} \quad (4.32)$$

#### 4.4.2.2 Configuração com Três Spools

A configuração com três *spools* possui um gerador de gás de alta pressão, um gerador de gás de pressão intermediária e um conjunto compressor/turbina que possui conexão física com o eixo do gerador, de acordo com a figura 4.41.

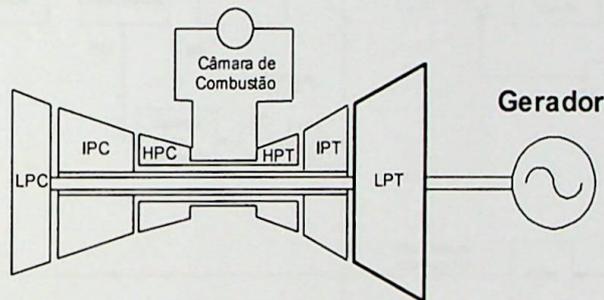


Figura 4.41 – Configuração típica de uma turbina a gás multieixo (três *spools*)

O bloco representativo do gerador de gás pode ser observado na figura 4.42.

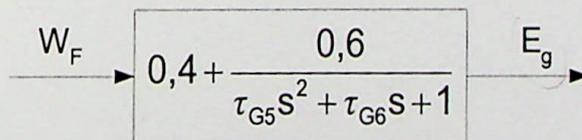


Figura 4.42 – Bloco do gerador de gás

Do bloco representativo do gerador de gás pode-se obter a seguinte equação:

$$\frac{d\Delta E_g}{dt} = 0,4w_F + \frac{0,6}{\tau_{G5}} \left[ e^{-\frac{\tau_{G6}}{2\tau_{G5}} t} \operatorname{sen} \left( \sqrt{\frac{4\tau_{G5} - \tau_{G6}^2}{4\tau_{G5}^2}} t \right) \right] w_F \quad (4.33)$$



A figura 4.44 ilustra em detalhes a malha de controle do IGV.

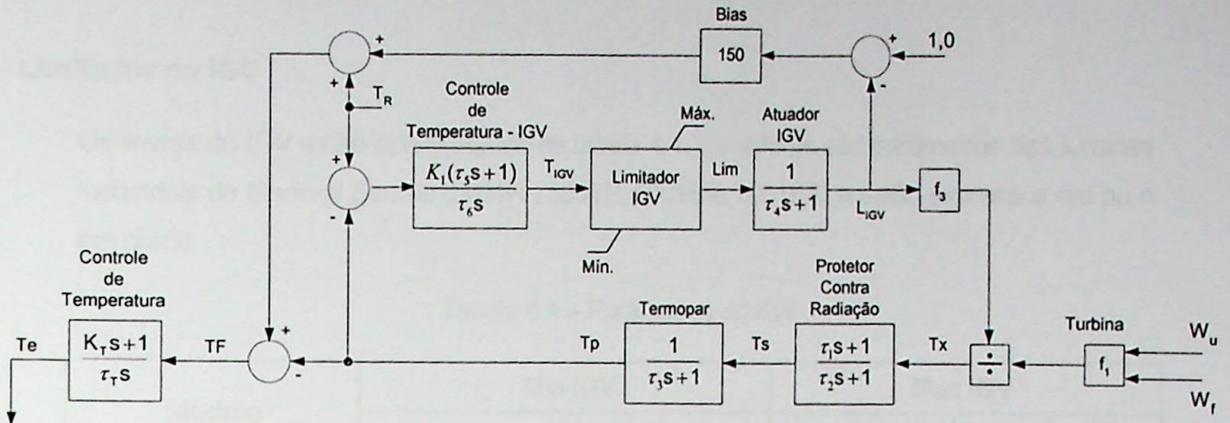


Figura 4.44 – Detalhes da malha de controle do IGV

#### 4.5.1 Atuador do IGV

O bloco do atuador representa o atraso causado pelo sistema hidráulico que aciona o IGV podendo ser observado na figura 4.45.

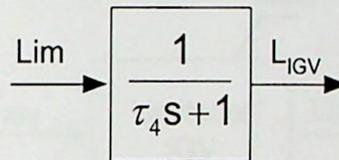


Figura 4.45 – Bloco representativo do atuador do IGV

Deste bloco resulta a seguinte equação diferencial:

$$\frac{dL_{IGV}}{dt} = \frac{1}{\tau_4} \times (Lim - L_{IGV}) \quad (4.34)$$

#### 4.5.2 Controle de Temperatura do IGV

A figura 4.46 ilustra o bloco representativo do controle de temperatura via IGV.

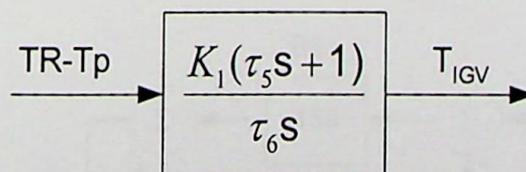


Figura 4.46 – Bloco representativo do controle de temperatura do IGV

Deste bloco resulta a seguinte equação diferencial:

$$\frac{dT_{IGV}}{dt} = \frac{K_1}{\tau_6} \left[ T_R - T_P - \frac{\tau_5}{\tau_3} (T_S - T_P) \right] \quad (4.35)$$

### 4.5.3 Limitador do IGV

Os limites do IGV estão apresentados na tabela 4.4. Os valores são parâmetros das turbinas industriais da *General Electric* (5001R, 5001P, 6001B e 7001EA) e estão expressos em pu e em graus.

Tabela 4.4 – Parâmetros do IGV

Modelo	Min IGV		Max IGV	
	L <sub>IGV</sub> (pu)	IGV (Graus)	L <sub>IGV</sub> (pu)	IGV (Graus)
5001R	0,00	50	1,00	82
5001P	0,33	56	1,00	85
6001B	0,46	57	1,00	84
7001EA	0,46	57	1,00	84

A figura 4.47 representa o bloco correspondente ao limitador do IGV:

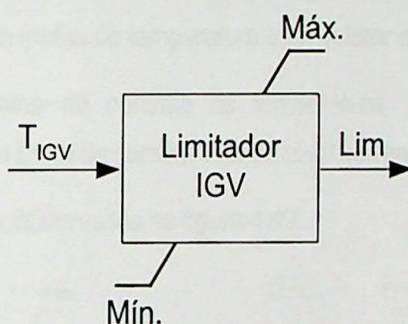


Figura 4.47 – Bloco representativo do limitador do IGV

### 4.5.4 Bias

O *bias* permite um *overshoot* na temperatura quando as pás do IGV estão parcialmente fechadas, através da elevação da temperatura de referência, de acordo com a posição das pás. A elevação de temperatura é transitória.

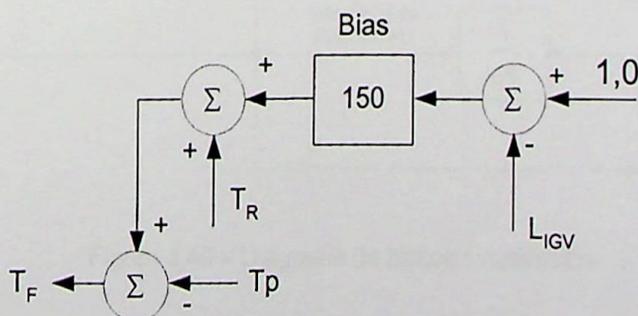


Figura 4.48 – Bloco representativo do Bias

O diagrama de blocos resulta na seguinte equação:

$$T_F = T_R + 150(1 - L_{IGV}) - T_P \quad (4.36)$$

#### 4.6 Simplificações do Modelo Completo

A maioria das simplificações do modelo completo estão associadas a operação em paralelo com um sistema relativamente “forte” (barramento infinito), no qual a variação da freqüência é significativamente menor que a faixa de 95 a 107%.

Nestas condições de limitação de variação de freqüência muitas simplificações podem ser feitas para reduzir a complexidade do modelo completo.

A primeira simplificação é a utilização de um regulador de velocidade com queda. Outra simplificação é a exclusão da malha de controle de aceleração. Esta pode ser excluída caso as variações de freqüência não excederem 1%. Cabe ressaltar que na ocasião de uma rejeição de carga a malha de aceleração deve ser considerada.

Desde que a saída da turbina seja controlada predominantemente pelo CAG, a necessidade de um limite imposto pelo controle de temperatura é significativamente diminuída, permitindo desta forma, a eliminação da malha de temperatura e do seletor de valor mínimo.

Com a eliminação da malha de controle de temperatura, o limite superior pode ser aproximado pela redução do limite de combustível ao nível correspondente a carga nominal.

As simplificações podem ser observadas na figura 4.49.

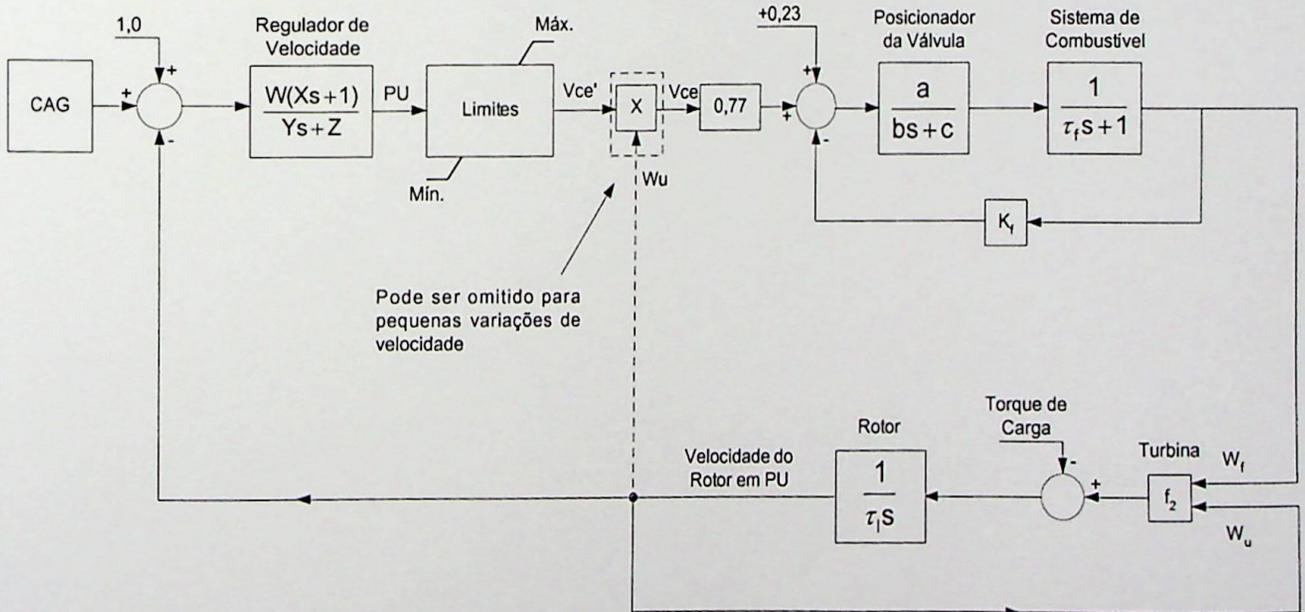


Figura 4.49 – Diagrama de blocos simplificado

As simplificações constantes da figura 4.50 são possíveis no caso de operação em paralelo onde a inércia do sistema é muito maior do que a da turbina.

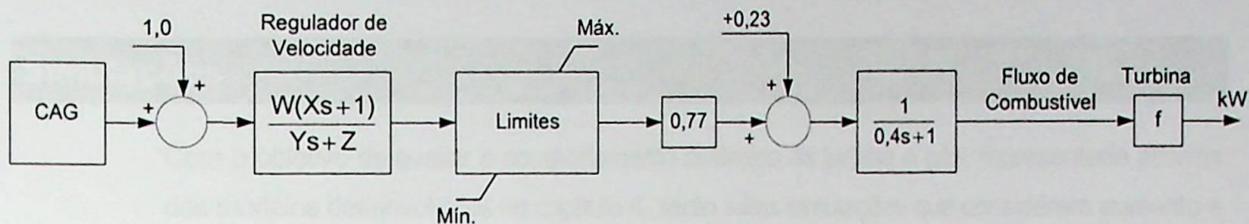


Figura 4.50 – Diagrama de blocos simplificado

Nesta situação as constantes de tempo associadas ao sistema de combustível podem ser agrupadas em somente uma (0,4s) [Rowen, 1983].

As simplificações citadas anteriormente podem tornar o modelo trivial. Estas simplificações são adequadas para a representação de turbinas relativamente pequenas em comparação com o sistema ao qual estão conectadas.

Não existem regras para simplificação de modelos. É de extrema importância o conhecimento das características do equipamento para que não ocorram erros devido às simplificações.

# Capítulo 5

## Simulações

Com o objetivo de avaliar o comportamento dinâmico da turbina a gás, representada através dos modelos desenvolvidos no capítulo 4, serão feitas simulações que consideram aumento e rejeição de carga.

Nas simulações serão utilizados dois tipos de reguladores de velocidade, regulador isócrono e regulador com queda de velocidade. Também serão utilizados dois tipos de combustível para o suprimento das turbinas a gás: combustível líquido e combustível gasoso.

A figura 5.1 ilustra o sistema elétrico simulado.

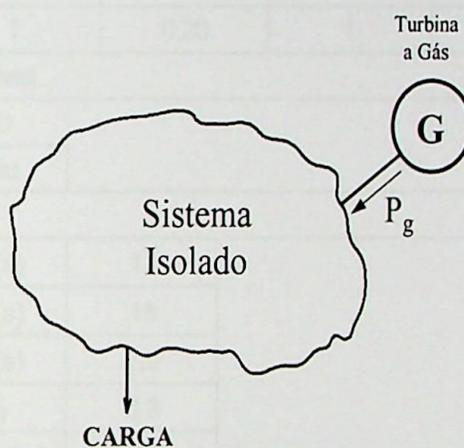


Figura 5.1 – Sistema Elétrico utilizado para estudo

A figura 5.2 ilustra o diagrama unifilar equivalente do sistema isolado utilizado nas simulações.

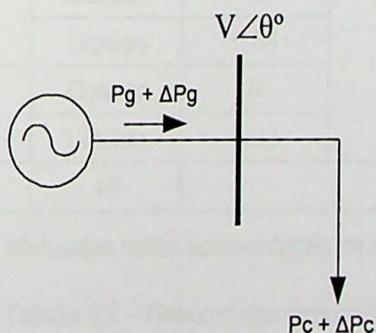


Figura 5.2 – Diagrama unifilar do sistema isolado.

Uma variação  $\Delta P_c$  na carga, acarreta uma variação  $\Delta P_g$  na potência gerada.

Utilizou-se o software Matlab e a sua *toolbox Simulink* para todas as simulações deste capítulo.

## 5.1 Turbina de um Eixo – Modelo Completo

Para as simulações deste item foi utilizado o modelo da turbina a gás apresentado na figura 4.30. Os parâmetros utilizados nas simulações da turbina de um eixo estão presentes na tabela 5.1. Estes parâmetros foram, inicialmente propostos e utilizados por Rowen (1983).

Tabela 5.1 – Parâmetros utilizados nas simulações da turbina de um eixo

<b>Regulador de Velocidade</b>					
Parâmetro	W	X	Y	Z	
Queda	20	0	0,05	1	
Isócrono 2	1	10	1	1	
Isócrono 1	K = 0,5				
<b>Sistema de Combustível</b>					
Parâmetro	a	b (s)	c	$\tau_F$ (s)	$K_F$
Gasoso	1	0,05	1	0,4	0
Líquido	1	0,20	1	0,1	0
<b>Limitador de Combustível</b>					
Limite Máximo	1,5 pu				
Limite Mínimo	-0,1 pu				
<b>Malha de Temperatura</b>					
Protetor contra radiação	$\tau_1$ (s)	12			
	$\tau_2$ (s)	15			
Termopar	$\tau_3$ (s)	2,5			
Controle de Temperatura	$K_T$	3,3			
	$\tau_3$ (s)	250			
<b>Outros elementos</b>					
Combustor	$\epsilon_{CR}$ (s)	Gasoso	0		
		Líquido	0,01		
Sistema de exaustão	$\epsilon_{TD}$ (s)	Gasoso	0		
		Líquido	0,04		
Descarga do compressor	$\tau_{CD}$ (s)	Gasoso	0		
		Líquido	0,02		
Rotor	$\tau_t$ (s)	18			

Um resumo das simulações efetuadas estão apresentadas na tabela 5.2.

Tabela 5.2 – Resumo das simulações

Simulação	Regulador de Velocidade	Varição de Carga	Figuras
01	Queda	+10%	5.3, 5.4, 5.5.
02	Queda	-10%	5.6, 5.7, 5.8.
03	Isócrono	+10%	5.9, 5.10, 5.11.
04	Isócrono	-10%	5.12, 5.13, 5.14.
Sobrecarga	Queda/Isócrono	110%	5.15 a 5.24

### 5.1.1 Simulação 01

Na simulação 01 foi considerado o gerador com regulador de velocidade com queda submetido a uma variação de carga de +10%. A turbina opera inicialmente com 80% da sua potência nominal.

As figuras 5.3, 5.4 e 5.5, respectivamente, ilustram a rotação (pu), temperatura de exaustão (°C) e potência mecânica (pu).

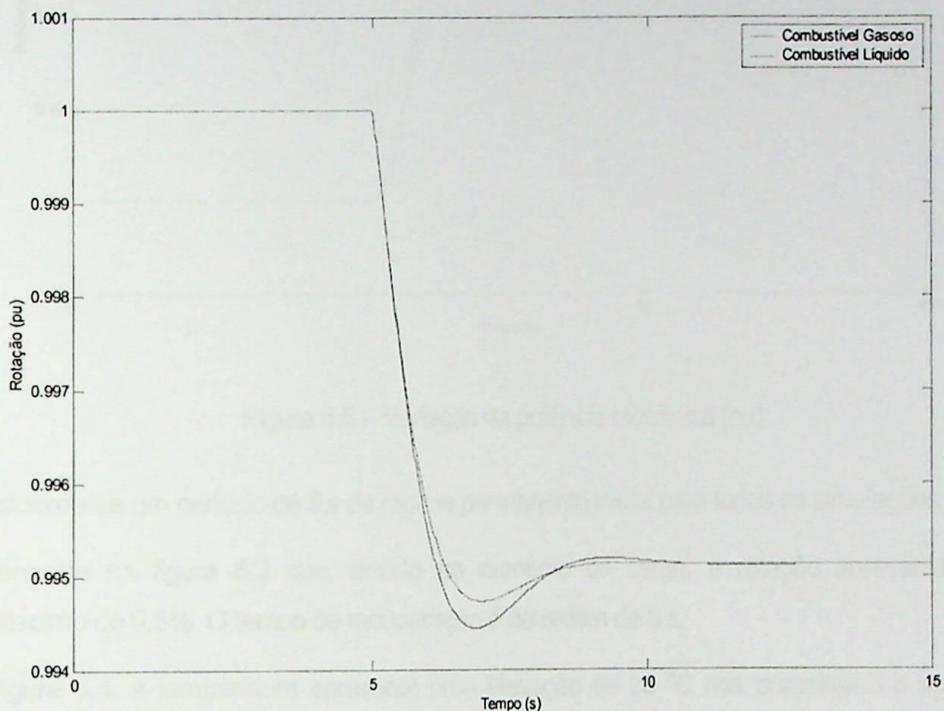


Figura 5.3 – Variação da velocidade de rotação (pu)

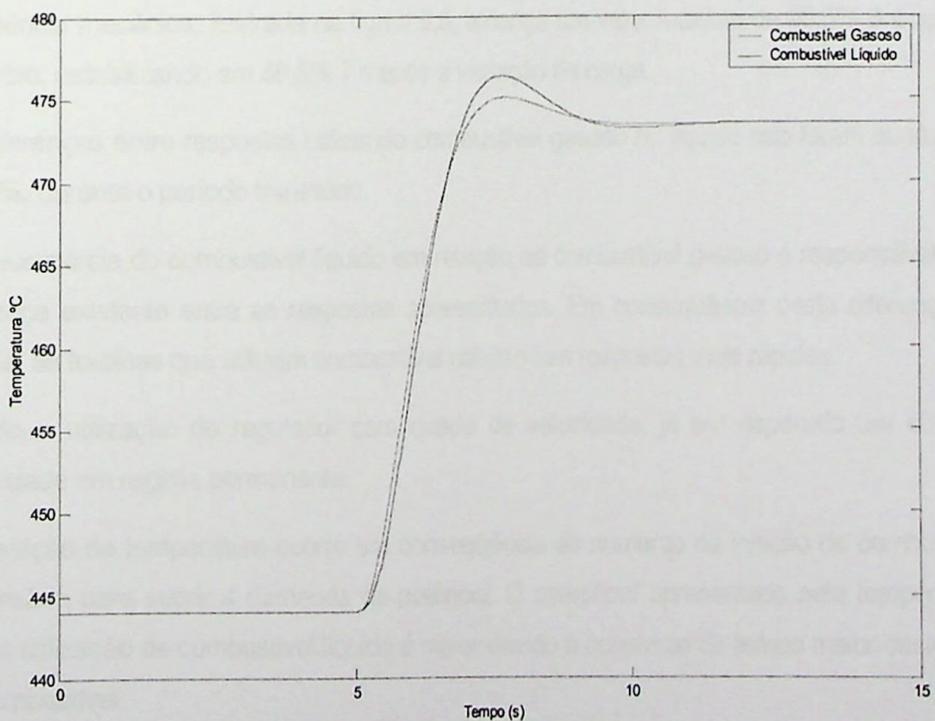


Figura 5.4 – Variação da temperatura de exaustão (°C)

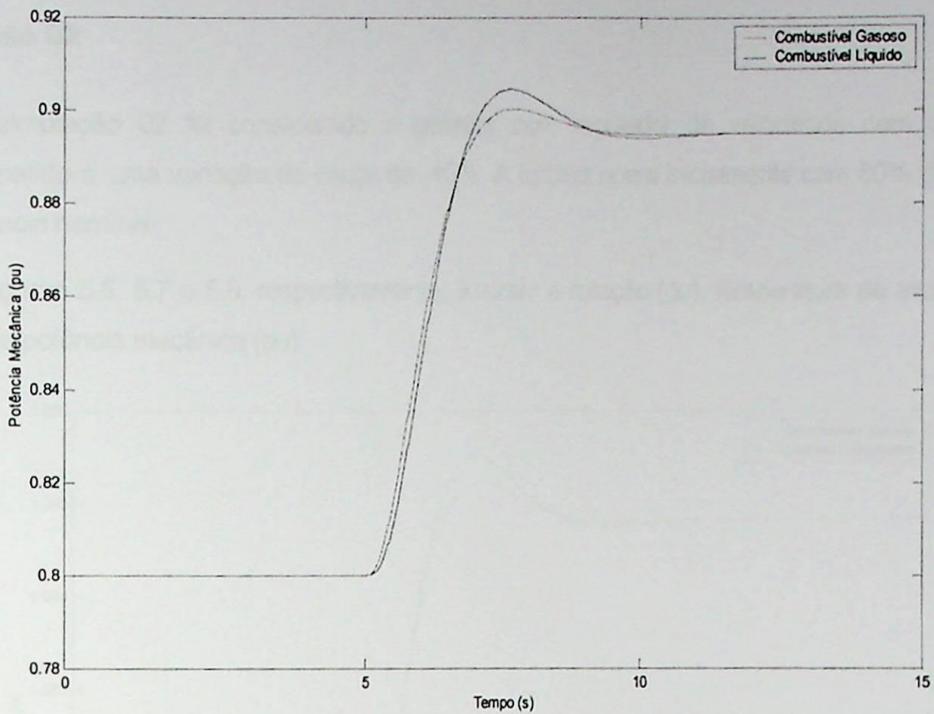


Figura 5.5 – Variação da potência mecânica (pu)

Considerou-se um período de 5 s de regime permanente inicial para todas as simulações.

Observa-se na figura 5.3 que, devido ao aumento de carga, a rotação apresenta um decréscimo de 0,5%. O tempo de recuperação é da ordem de 8 s.

Na figura 5.4, a temperatura apresenta uma elevação de 29 °C nos primeiros 3 s após a variação de carga, alcançando uma temperatura de 476 °C. A temperatura se estabiliza em 473 °C, 12 s após o distúrbio.

A potência mecânica, ilustrada na figura 5.5, alcança um valor máximo de 90,5% 3 s após o distúrbio, estabilizando em 89,5% 7 s após a variação de carga.

As diferenças entre respostas utilizando combustível gasoso ou líquido não foram superiores a 0,5%, durante o período transitório.

A maior inércia do combustível líquido em relação ao combustível gasoso é responsável pela diferença existente entre as respostas apresentadas. Em consequência desta diferença de inércia, as turbinas que utilizam combustível gasoso tem respostas mais rápidas.

Devido a utilização do regulador com queda de velocidade, já era esperado um erro de velocidade em regime permanente.

A elevação de temperatura ocorre em consequência do aumento da injeção de combustível necessário para suprir a demanda de potência. O *overshoot* apresentado pela temperatura com a utilização de combustível líquido é maior devido a constante de tempo maior deste tipo de combustível.

## 5.1.2 Simulação 02

Na simulação 02 foi considerado o gerador com regulador de velocidade com queda submetido a uma variação de carga de -10%. A turbina opera inicialmente com 80% da sua potência nominal.

As figuras 5.6, 5.7 e 5.8, respectivamente, ilustram a rotação (pu), temperatura de exaustão (°C) e potência mecânica (pu).

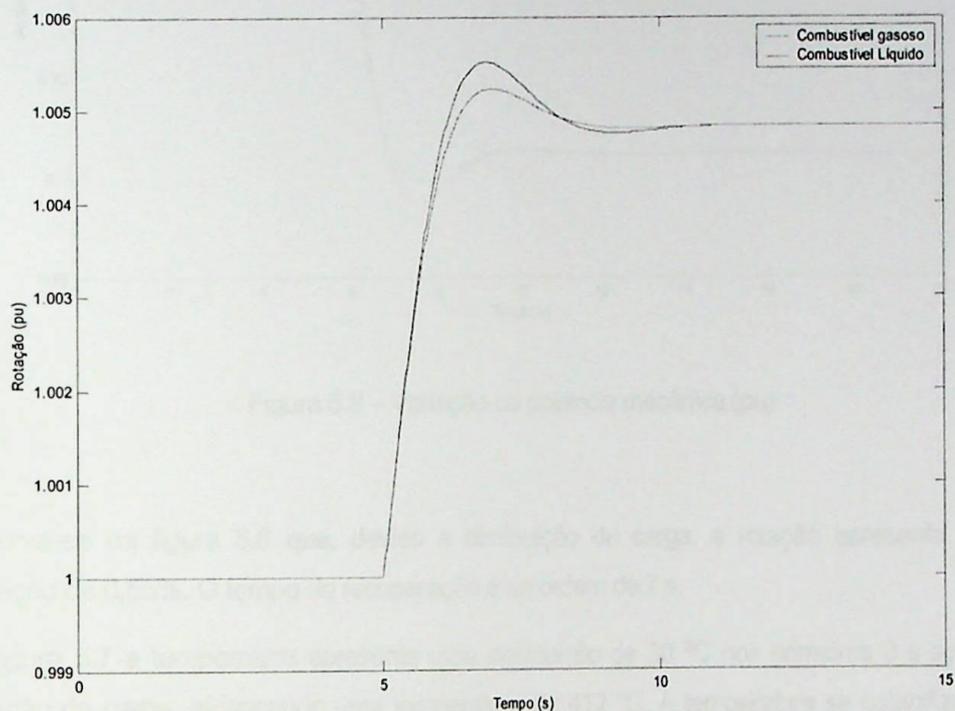


Figura 5.6 – Variação da velocidade de rotação (pu)

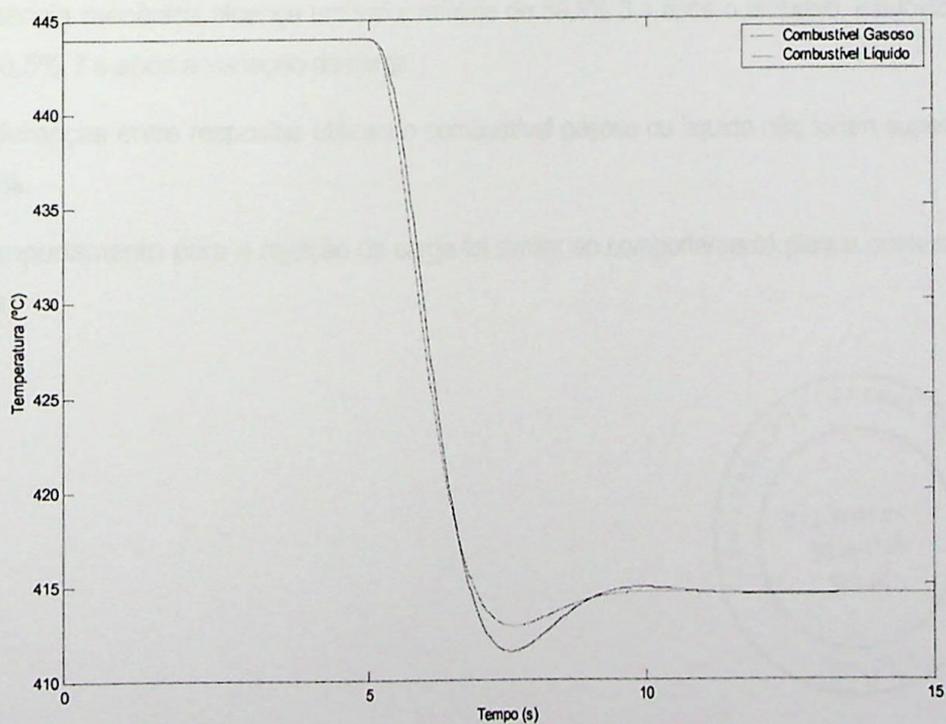


Figura 5.7 – Variação da temperatura de exaustão (°C)

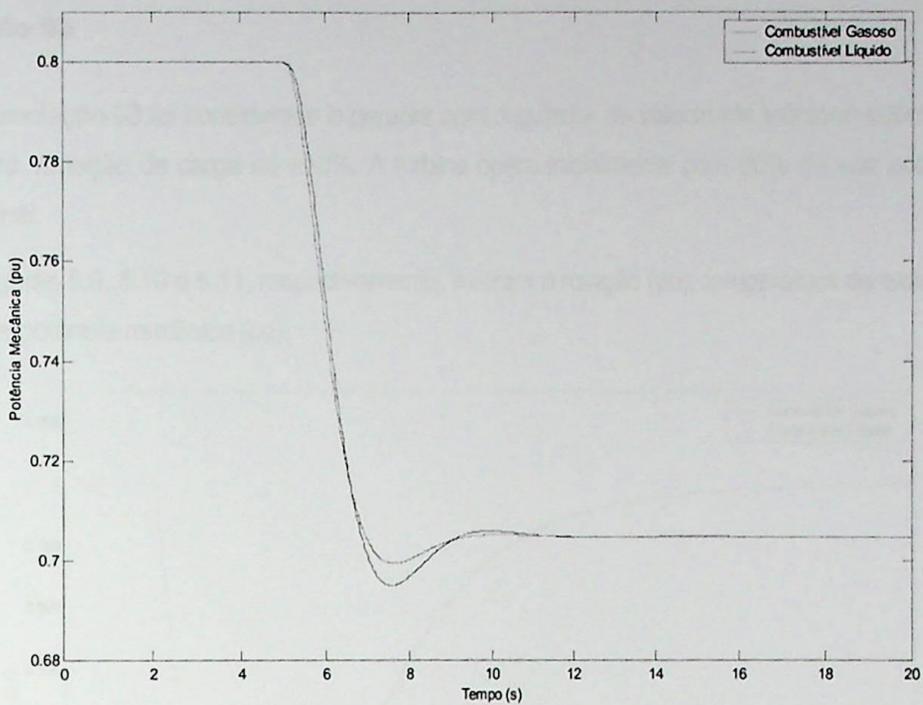


Figura 5.8 – Variação da potência mecânica (pu)

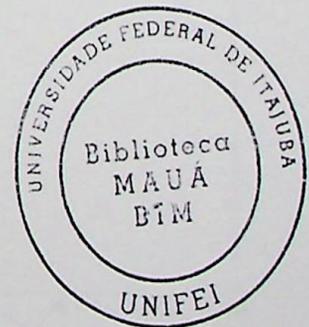
Observa-se na figura 5.6 que, devido a diminuição de carga, a rotação apresenta uma elevação de 0,55%. O tempo de recuperação é da ordem de 7 s.

Na figura 5.7 a temperatura apresenta uma diminuição de 30 °C nos primeiros 3 s após a variação de carga, alcançando uma temperatura de 412 °C. A temperatura se estabiliza em 414 °C 7 s após o distúrbio.

A potência mecânica alcança um valor mínimo de 69,5% 3 s após o distúrbio, estabilizando em 70,5% 7 s após a variação de carga.

As diferenças entre respostas utilizando combustível gasoso ou líquido não foram superiores a 0,5%.

O comportamento para a rejeição de carga foi similar ao comportamento para o aumento de carga.



### 5.1.3 Simulação 03

Na simulação 03 foi considerado o gerador com regulador de velocidade isócrono submetido a uma variação de carga de +10%. A turbina opera inicialmente com 80% da sua potência nominal.

As figuras 5.9, 5.10 e 5.11, respectivamente, ilustram a rotação (pu), temperatura de exaustão (°C) e potência mecânica (pu).

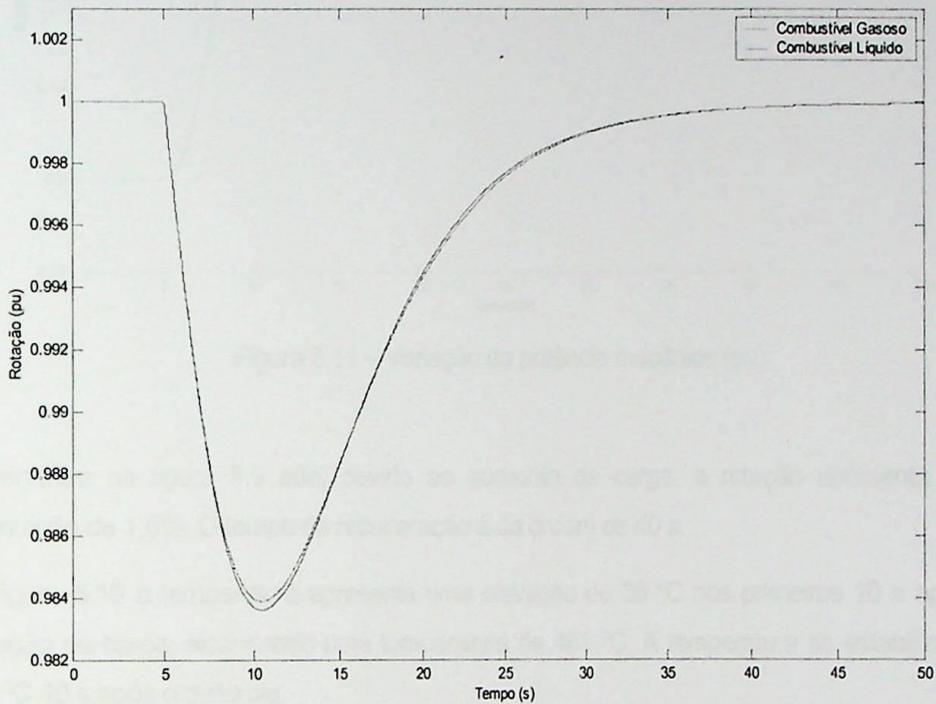


Figura 5.9 – Variação da velocidade de rotação (pu)

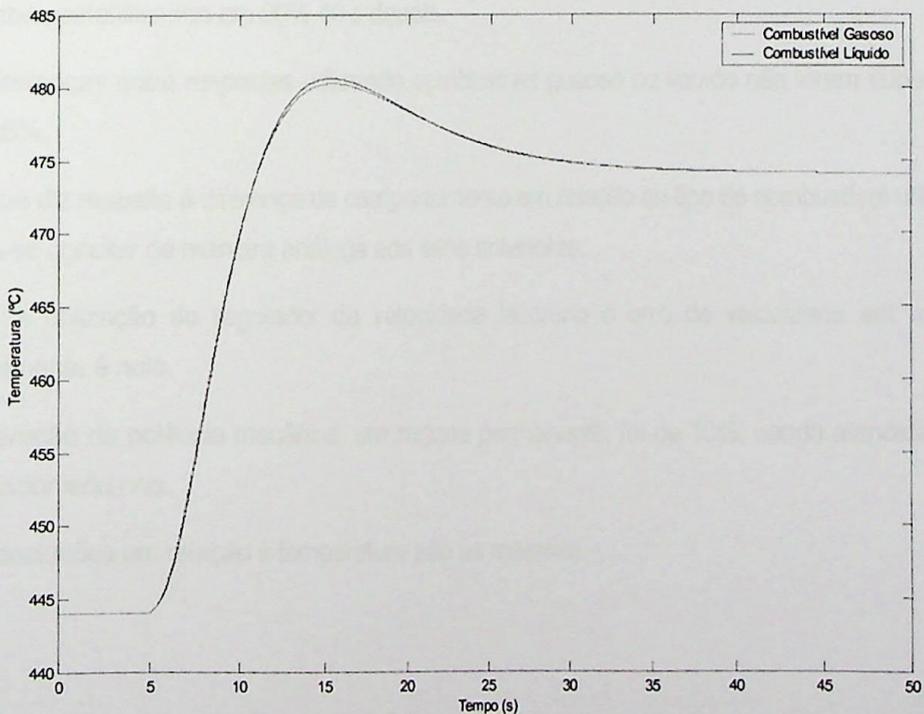


Figura 5.10 – Variação da temperatura de exaustão (°C)

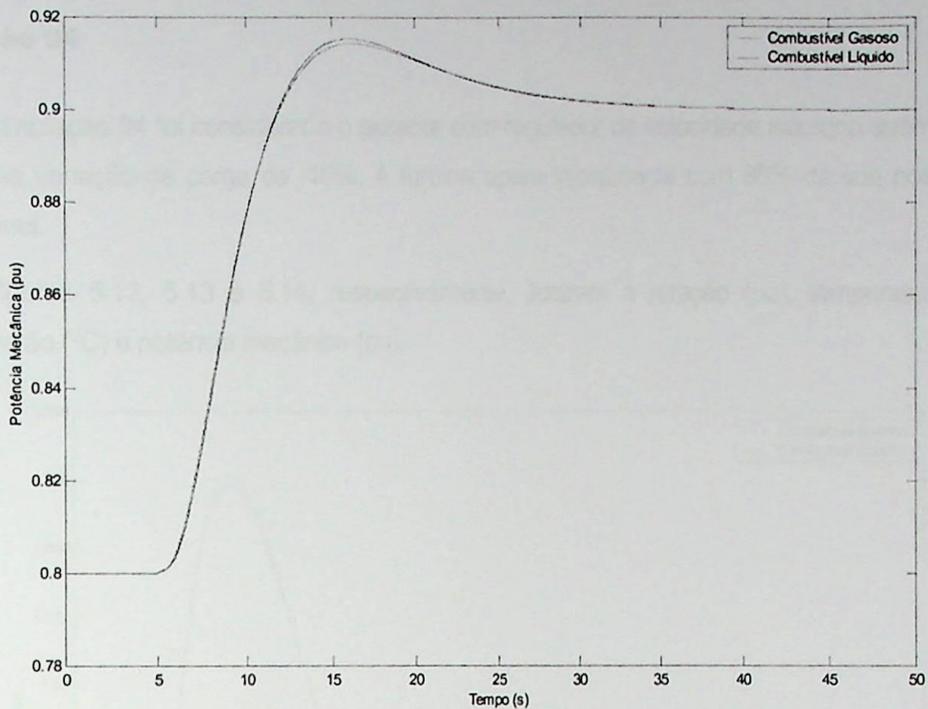


Figura 5.11 – Variação da potência mecânica (pu)

Observa-se na figura 5.9 que, devido ao aumento de carga, a rotação apresenta uma diminuição de 1,6%. O tempo de recuperação é da ordem de 40 s.

Na figura 5.10 a temperatura apresenta uma elevação de 36 °C nos primeiros 10 s após a variação de carga, alcançando uma temperatura de 481 °C. A temperatura se estabiliza em 474 °C 40 s após o distúrbio.

A potência mecânica, ilustrada na figura 5.11, alcança um valor máximo de 91,5% 8 s após o distúrbio, estabilizando em 90% 40 s depois.

As diferenças entre respostas utilizando combustível gasoso ou líquido não foram superiores a 0,25%.

No que diz respeito à diferença de comportamento em relação ao tipo de combustível utilizado pode-se concluir de maneira análoga aos itens anteriores.

Com a utilização do regulador de velocidade isócrono o erro de velocidade em regime permanente é nulo.

A elevação da potência mecânica, em regime permanente, foi de 10%, sendo atendida pelo regulador isócrono.

As conclusões em relação à temperatura são as mesmas.

### 5.1.4 Simulação 04

Na simulação 04 foi considerado o gerador com regulador de velocidade isócrono submetido a uma variação de carga de -10%. A turbina opera inicialmente com 80% da sua potência nominal.

As figuras 5.12, 5.13 e 5.14, respectivamente, ilustram a rotação (pu), temperatura de exaustão (°C) e potência mecânica (pu).

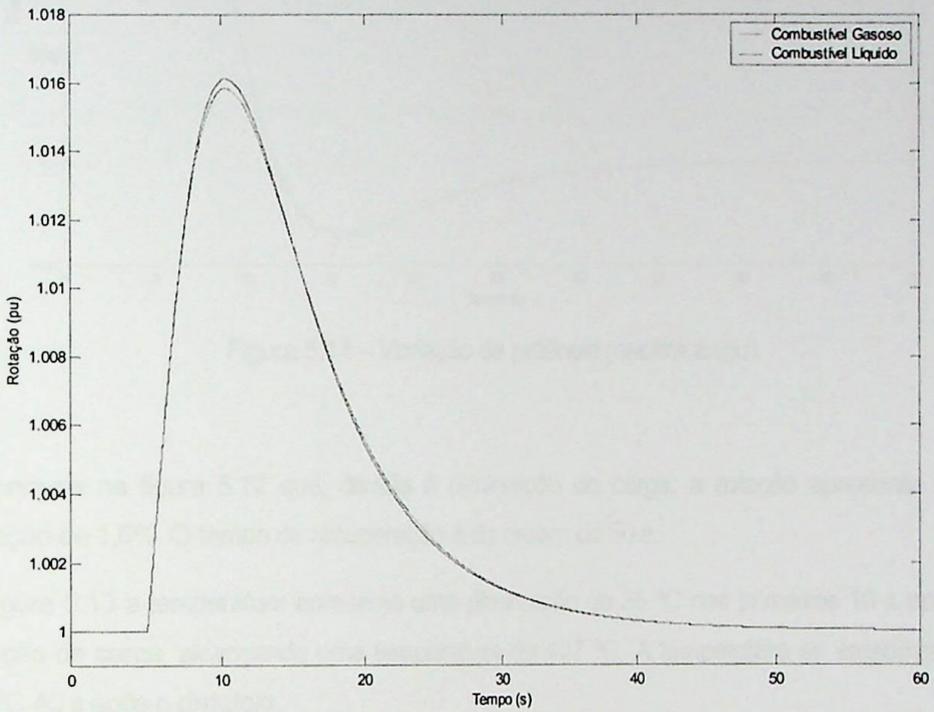


Figura 5.12 – Variação da velocidade de rotação (pu)

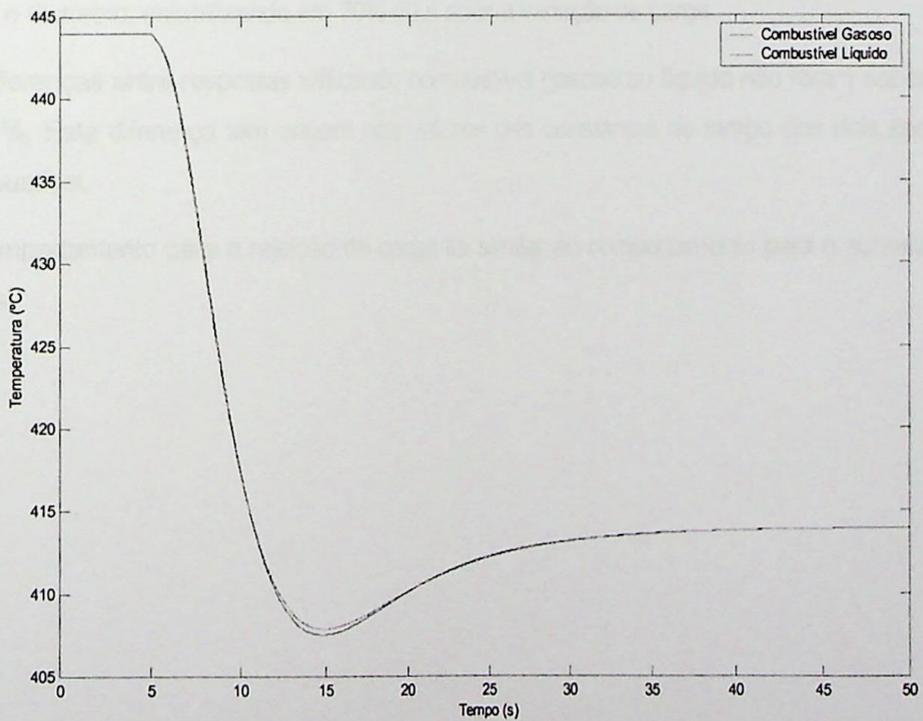


Figura 5.13 – Variação da temperatura de exaustão (°C)

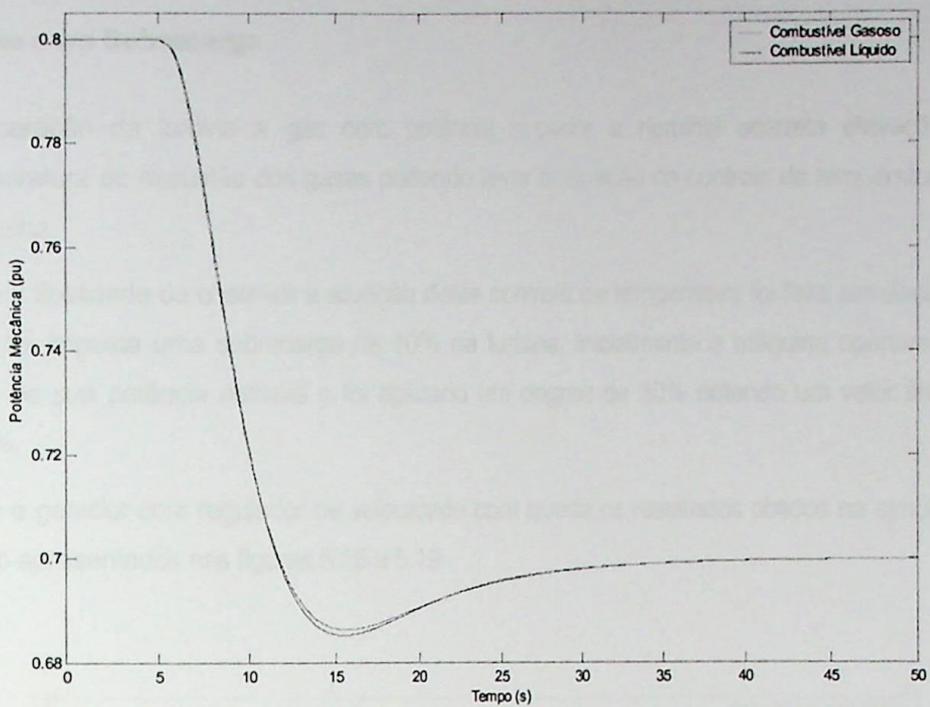


Figura 5.14 – Variação da potência mecânica (pu)

Observa-se na figura 5.12 que, devido à diminuição de carga, a rotação apresenta uma elevação de 1,6%. O tempo de recuperação é da ordem de 50 s.

Na figura 5.13 a temperatura apresenta uma diminuição de 38 °C nos primeiros 10 s após a variação de carga, alcançando uma temperatura de 407 °C. A temperatura se estabiliza em 414 °C 40 s após o distúrbio.

A potência mecânica, de acordo com a figura 5.14, alcança um valor mínimo de 68,5% 10 s após o distúrbio, estabilizando em 70% 40 s após a variação de carga.

As diferenças entre respostas utilizando combustível gasoso ou líquido não foram superiores a 0,1%. Esta diferença tem origem nos valores das constantes de tempo dos dois tipos de combustível.

O comportamento para a rejeição de carga foi similar ao comportamento para o aumento de carga.

### 5.1.5 Operação com Sobrecarga

A operação da turbina a gás com potência superior a nominal acarreta elevação na temperatura de exaustão dos gases podendo levar a atuação do controle de temperatura da máquina.

Com a finalidade de observar a atuação deste controle de temperatura foi feita simulação na qual foi imposta uma sobrecarga de 10% na turbina. Inicialmente a máquina operava com 90% de sua potência nominal e foi aplicado um degrau de 20% obtendo um valor final de 110%.

Para o gerador com regulador de velocidade com queda os resultados obtidos na simulação estão apresentados nas figuras 5.15 a 5.19

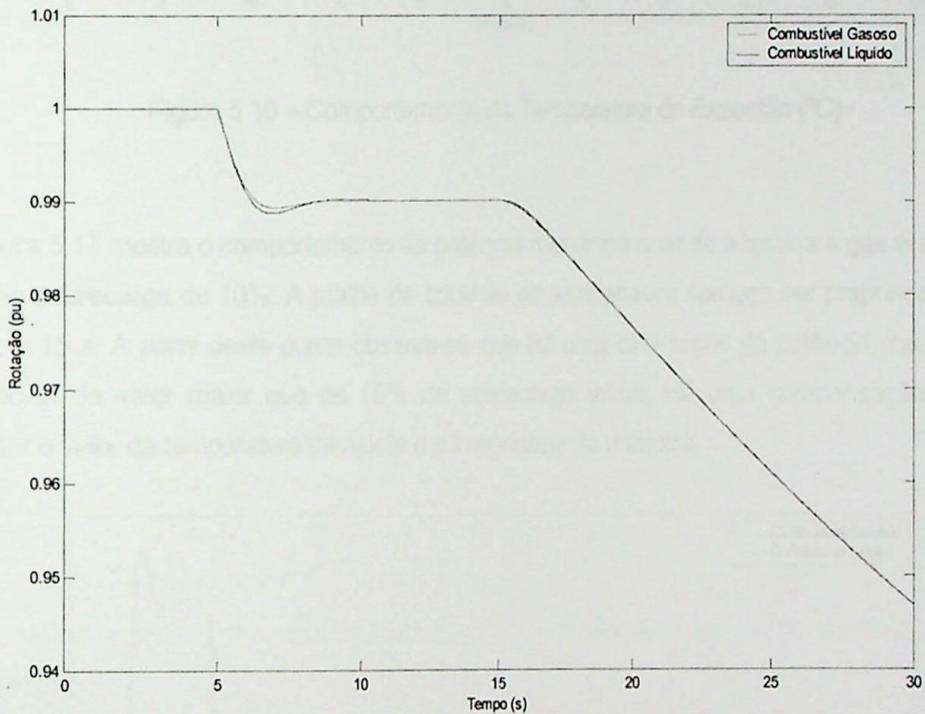


Figura 5.15 – Comportamento da Rotação (pu)

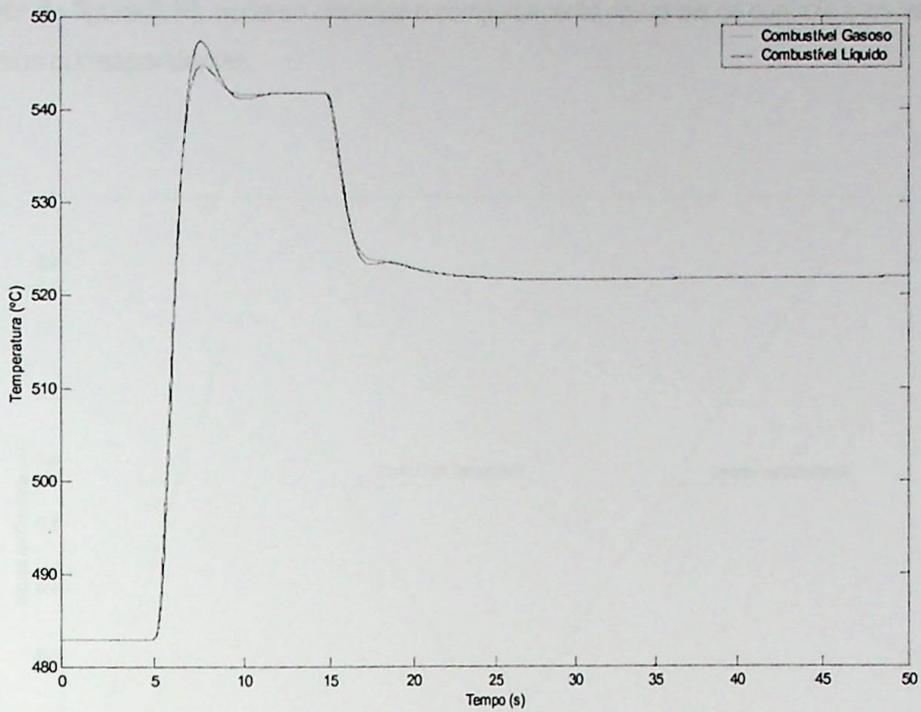


Figura 5.16 – Comportamento da Temperatura de Exaustão (°C)

A figura 5.17 mostra o comportamento da potência mecânica quando a turbina a gás é sujeita a uma sobrecarga de 10%. A malha de controle de temperatura começa ser preponderante em  $t = 15$  s. A partir deste ponto observa-se que há uma diminuição da potência mecânica fornecida de valor maior que os 10% de sobrecarga inicial. Há uma compensação para manter o valor da temperatura de ajuste e a integridade da máquina.

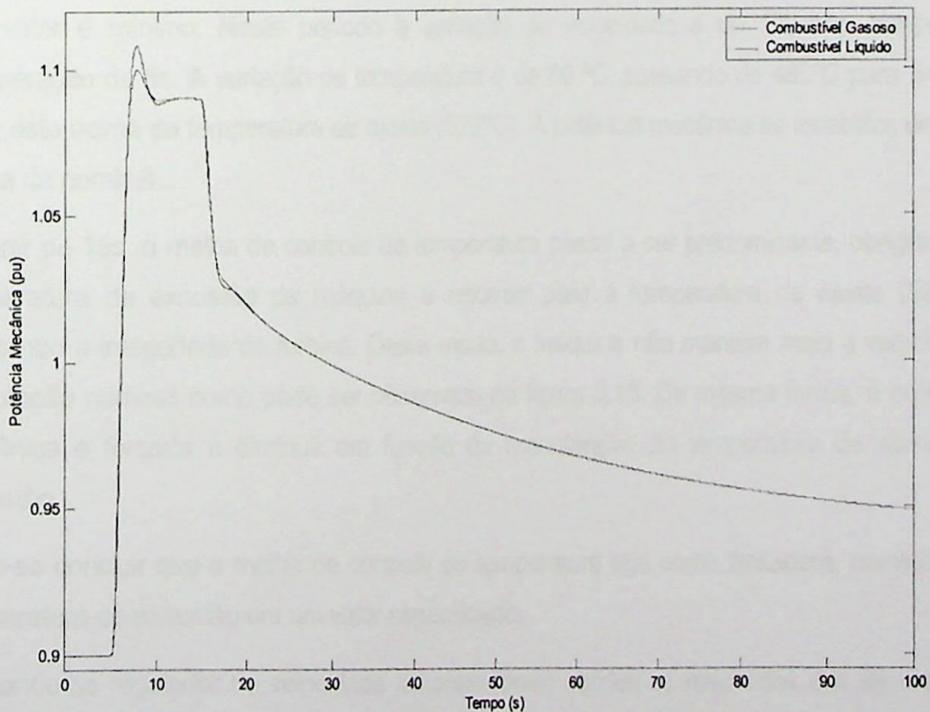


Figura 5.17 – Comportamento da Potência Mecânica (pu)

A partir da figura 5.18, pode-se observar o comportamento dos sinais de controle e os valores mínimos correspondentes.

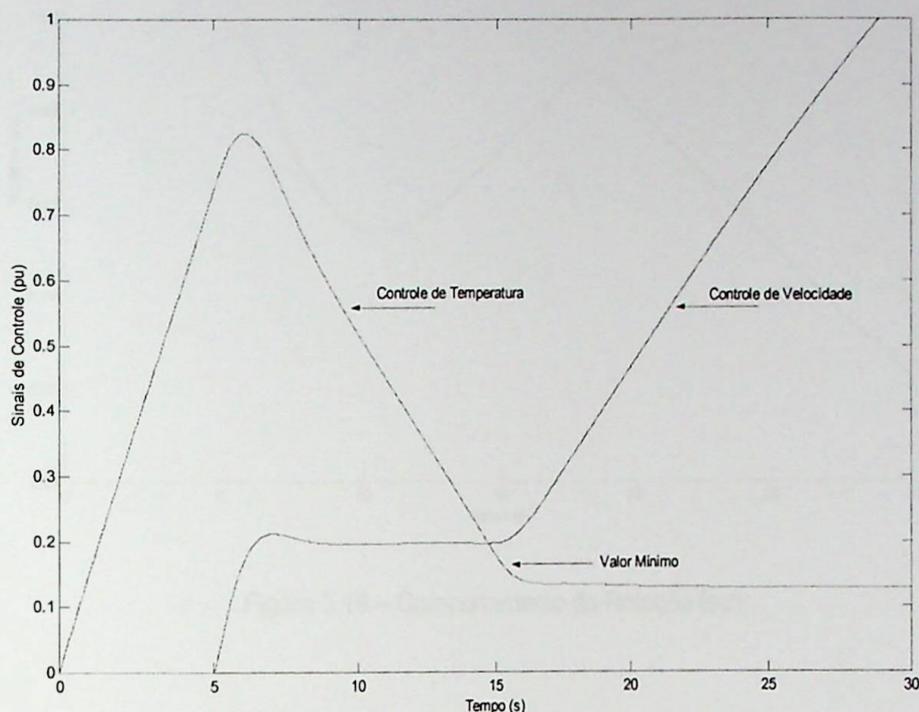


Figura 5.18 – Sinais de Controle (pu)

Pode-se observar, através das figuras 5.15, 5.16, 5.17 e 5.18, que a malha de controle de velocidade está ativa desde o instante da variação de carga  $t=5s$  até  $t=15s$ , período em que seu valor é mínimo. Neste período a variação de velocidade é de 1% com tempo de recuperação de 5s. A variação de temperatura é de 60 °C, passando de 483°C para 543°C, valor este acima da temperatura de ajuste (522°C). A potência mecânica se estabiliza em 8% acima da nominal.

A partir de 15s, a malha de controle de temperatura passa a ser predominante, obrigando a temperatura de exaustão da máquina a retornar para a temperatura de ajuste (522°C) mantendo a integridade da turbina. Deste modo, a máquina não mantém mais a velocidade de rotação nominal como pode ser observado na figura 5.15. Da mesma forma, a potência mecânica é forçada a diminuir em função da manutenção da temperatura de ajuste de exaustão.

Pode-se concluir que a malha de controle de temperatura age como limitadora, mantendo a temperatura de exaustão em um valor especificado.

Utilizando-se regulador de velocidade isócrono foram obtidos os resultados das simulações que estão apresentadas nas figuras 5.19 a 5.22

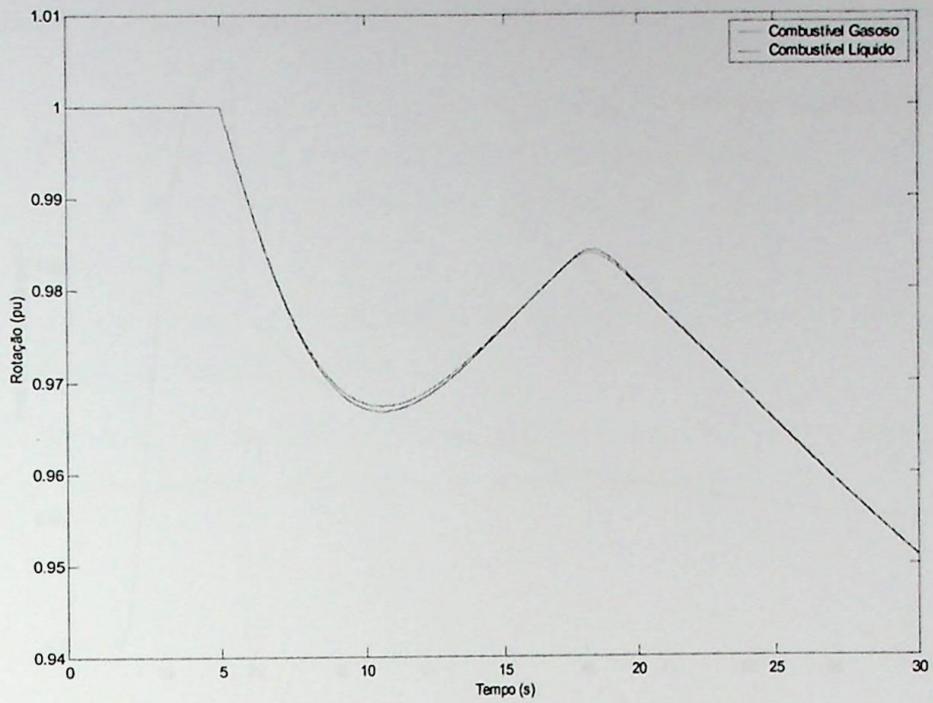


Figura 5.19 – Comportamento da Rotação (pu)

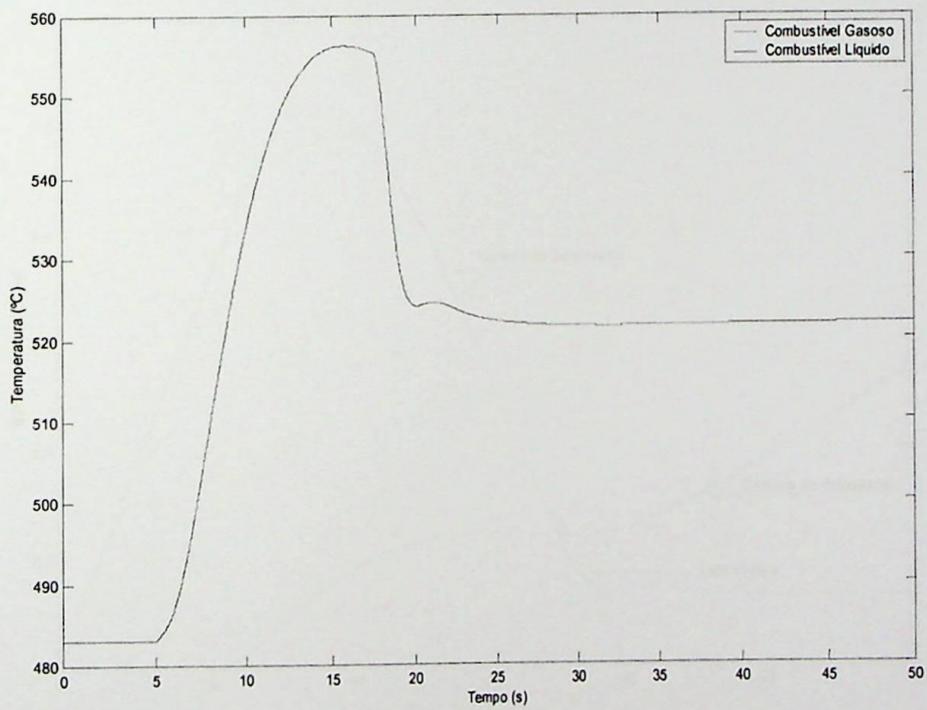


Figura 5.20 – Comportamento da Temperatura de Exaustão (°C)

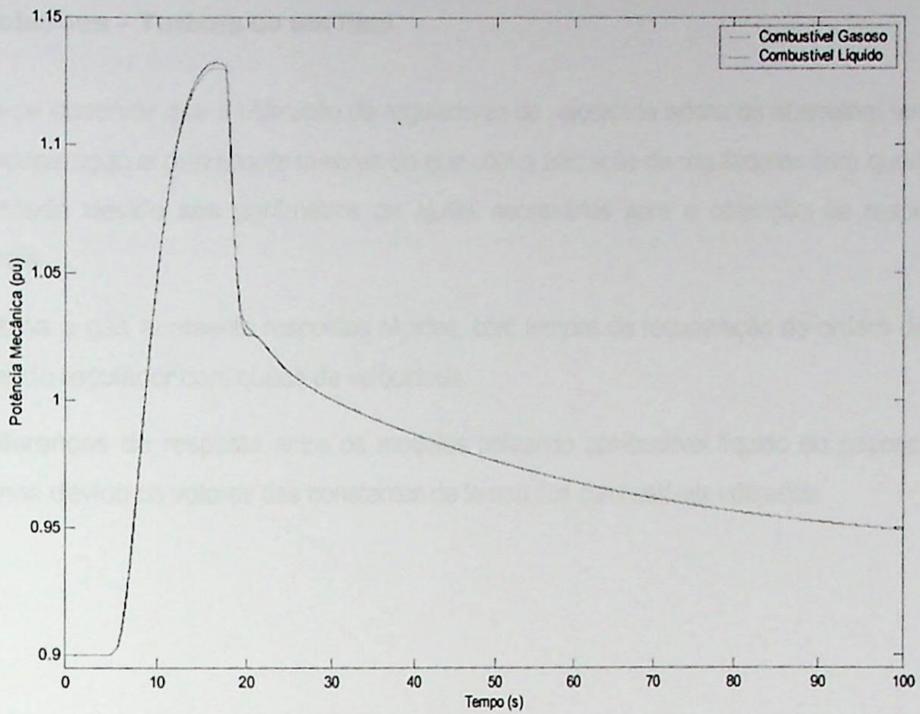


Figura 5.21 – Comportamento da Potência Mecânica (pu)

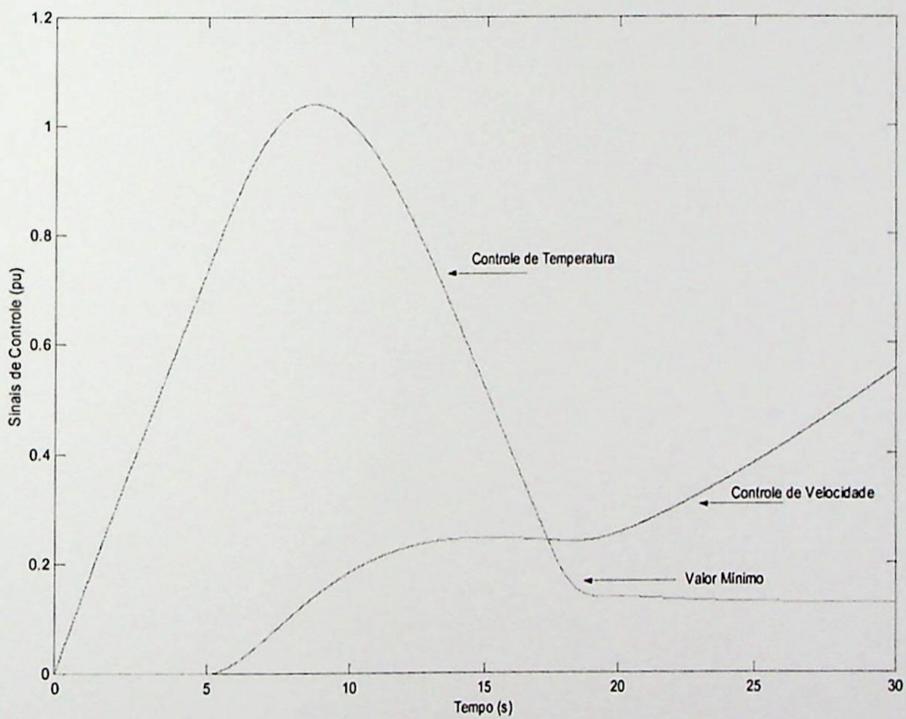


Figura 5.22 – Sinais de Controle (pu)

O comportamento da turbina é análogo ao comportamento utilizando regulador com queda de velocidade. A partir do instante em que o sinal de temperatura é menor que o de velocidade, a temperatura de exaustão retorna ao valor pré ajustado, a velocidade não é controlada e a potência mecânica no eixo diminui.

### 5.1.6 Conclusões – Turbina de um Eixo

Pode-se observar que a utilização de reguladores de velocidade isócronos acarretam tempos de recuperação e *overshoots* maiores do que com a utilização de reguladores com queda de velocidade devido aos parâmetros de ajuste necessários para a obtenção de respostas estáveis.

A turbina a gás apresenta respostas rápidas, com tempos de recuperação da ordem de 5 s utilizando regulador com queda de velocidade.

As diferenças de resposta entre os modelos utilizando combustível líquido ou gasoso são mínimas devido os valores das constantes de tempo dos combustíveis utilizados.

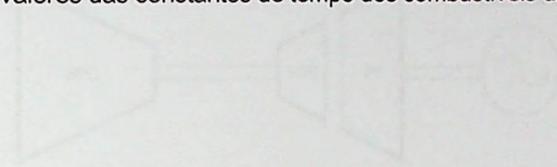


Figura 5.20 - Configuração de um eixo - Turbina de Propulsão

## 5.2 Turbina a Gás de Múltiplos Eixos

### 5.2.1 Configurações Aeroderivativas Tradicionais

Para as simulações a seguir, considera-se o modelo apresentado na figura 4.31.

A figura 5.23 ilustra a turbina a gás com configuração *spool* simples + turbina de potência que será utilizada nas simulações 05, 06, 07 e 08.

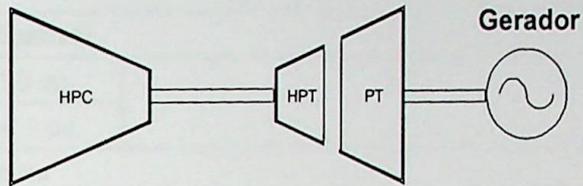


Figura 5.23 – Configuração *Spool* Simples + Turbina de Potência

Os parâmetros utilizados nas simulações da turbina com configuração com *spool* simples + turbina de potência estão presentes na tabela 5.3.

Tabela 5.3 – Parâmetros utilizados nas simulações da turbina de eixo duplo.

<b>Regulador de Velocidade</b>					
Parâmetro	W	X	Y	Z	
Queda	20	0	0,05	1	
Isócrono 2	1	20	1	1	
Isócrono 1	K = 0,1				
<b>Sistema de Combustível</b>					
Parâmetro	a	b (s)	c	$\tau_F$ (s)	$K_F$
Gasoso	1	0,2	1	0,8	0
Líquido	1	0,2	1	0,8	0
<b>Limitador de Combustível</b>					
Limite Máximo	1,5 pu				
Limite Mínimo	-0,1 pu				
<b>Malha de Temperatura</b>					
Protetor contra radiação	$\tau_1$ (s)	12			
	$\tau_2$ (s)	15			
Termopar	$\tau_3$ (s)	3,0			
Controle de Temperatura	$K_T$	3,3			
	$\tau_3$ (s)	250			
<b>Outros elementos</b>					
Combustor	$\epsilon_{CR}$ (s)	Gasoso	0		
		Líquido	0,01		
Sistema de exaustão	$\epsilon_{TD}$ (s)	Gasoso	0		
		Líquido	0,04		
Descarga do compressor	$\tau_{CD}$ (s)	Gasoso	0		
		Líquido	0,02		
Rotor	$\tau_r$ (s)	6			

A tabela 5.4 apresenta um resumo das simulações.

Tabela 5.4 – Resumo das simulações.

Simulação	Regulador de Velocidade	Varição de Carga	Figuras
05	Queda	+10%	5.26, 5.27, 5.28.
06	Queda	-10%	5.29, 5.30, 5.31.
07	Isócrono	+10%	5.32, 5.33, 5.34.
08	Isócrono	-10%	5.35, 5.36, 5.37.

### 5.2.1.1 Simulação 05

Na simulação 05 foi considerado o gerador com regulador de velocidade com queda submetido a uma variação de carga de +10%. A turbina opera inicialmente com 80% da sua potência nominal.

As figuras 5.24, 5.25 e 5.26, respectivamente, ilustram a rotação (pu), temperatura de exaustão (°C) e potência mecânica (pu).

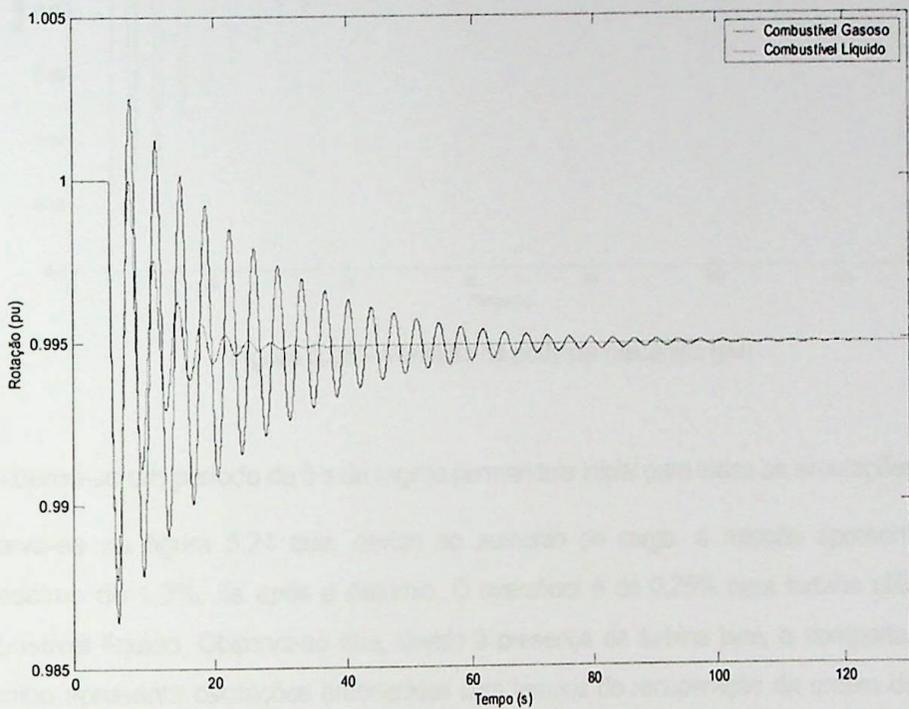


Figura 5.24 – Variação da velocidade de rotação (pu)

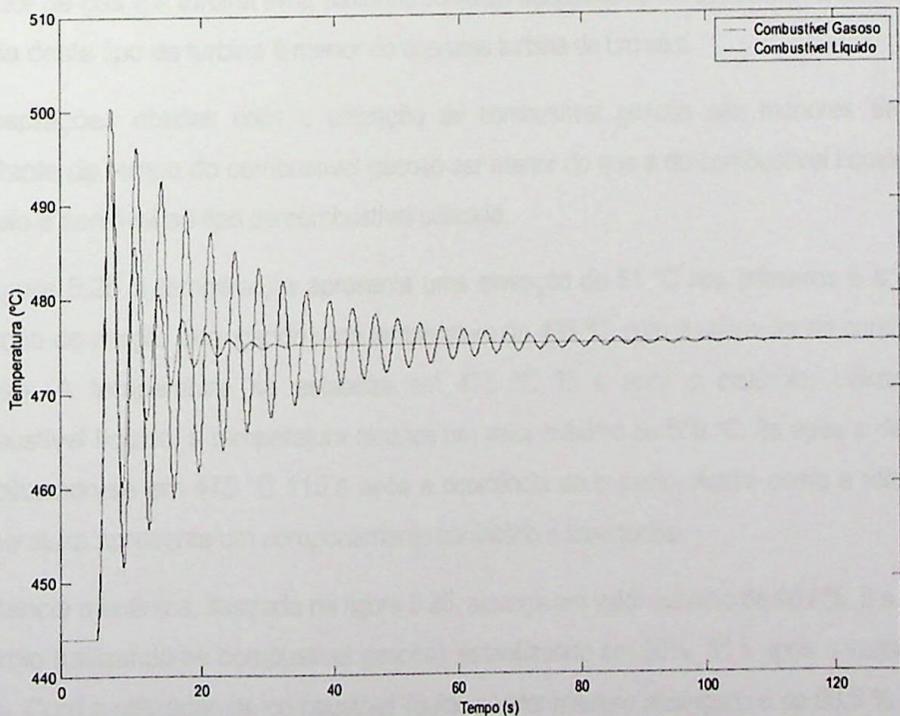


Figura 5.25 – Variação da temperatura de exaustão (°C)

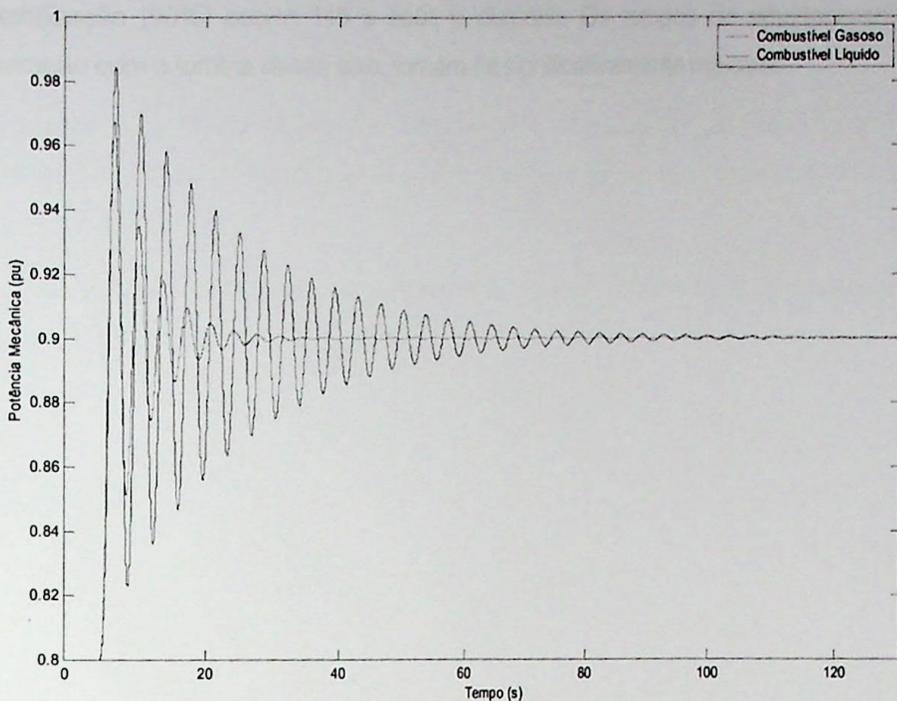


Figura 5.26 – Variação da potência mecânica (pu)

Considerou-se um período de 5 s de regime permanente inicial para todas as simulações.

Observa-se na figura 5.24 que, devido ao aumento de carga, a rotação apresenta um decréscimo de 1,5%, 5s após o distúrbio. O *overshoot* é de 0,25% para turbina utilizando combustível líquido. Observa-se que, devido à presença da turbina livre, o comportamento dinâmico apresenta oscilações amortecidas com tempos de recuperação da ordem de 35 s com a utilização de combustível gasoso e de 115 s com a utilização de combustível líquido. Os tempos de recuperação obtidos são maiores porque não existe acoplamento físico entre o gerador de gás e a turbina livre, havendo somente acoplamento aerodinâmico. Desta forma a inércia deste tipo de turbina é menor do que uma turbina de um eixo.

As oscilações obtidas com a utilização de combustível gasoso são menores devido a constante de tempo do combustível gasoso ser menor do que a do combustível líquido. Este modelo é sensível ao tipo de combustível utilizado.

Na figura 5.25 a temperatura apresenta uma elevação de 51 °C nos primeiros 5 s após a variação de carga, alcançando uma temperatura de 495 °C, com a utilização de combustível gasoso. A temperatura se estabiliza em 475 °C 35 s após o distúrbio. Utilizando-se combustível líquido, a temperatura alcança um valor máximo de 500 °C, 5s após o distúrbio, estabilizando-se em 475 °C 115 s após a ocorrência do impacto. Assim como a rotação, a temperatura apresenta um comportamento oscilatório e amortecido.

A potência mecânica, ilustrada na figura 5.26, alcança um valor máximo de 96,8%, 5 s após o distúrbio (utilizando-se combustível gasoso), estabilizando em 90%, 35 s após a variação de carga. Com a utilização de combustível líquido o valor máximo alcançado é de 98,5 % em 5s.

A estabilização (90%) ocorre 115 s após o distúrbio. Os tempos de amortecimento, em comparação com a turbina de um eixo, tornam-se significativamente maiores.

### 5.2.1.2 Simulação 06

Na simulação 06 foi considerado o gerador com regulador de velocidade com queda submetido a uma variação de carga de -10%. A turbina opera inicialmente com 80% da sua potência nominal.

As figuras 5.27, 5.28 e 5.29, respectivamente, ilustram a rotação (pu), temperatura de exaustão (°C) e potência mecânica (pu).

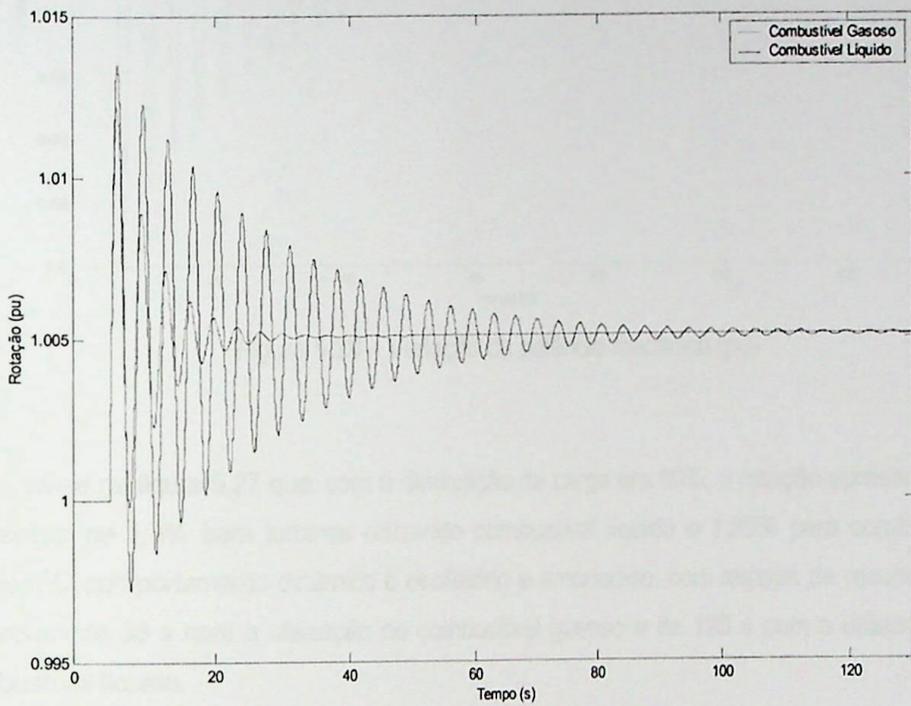


Figura 5.27 – Variação da velocidade de rotação (pu)

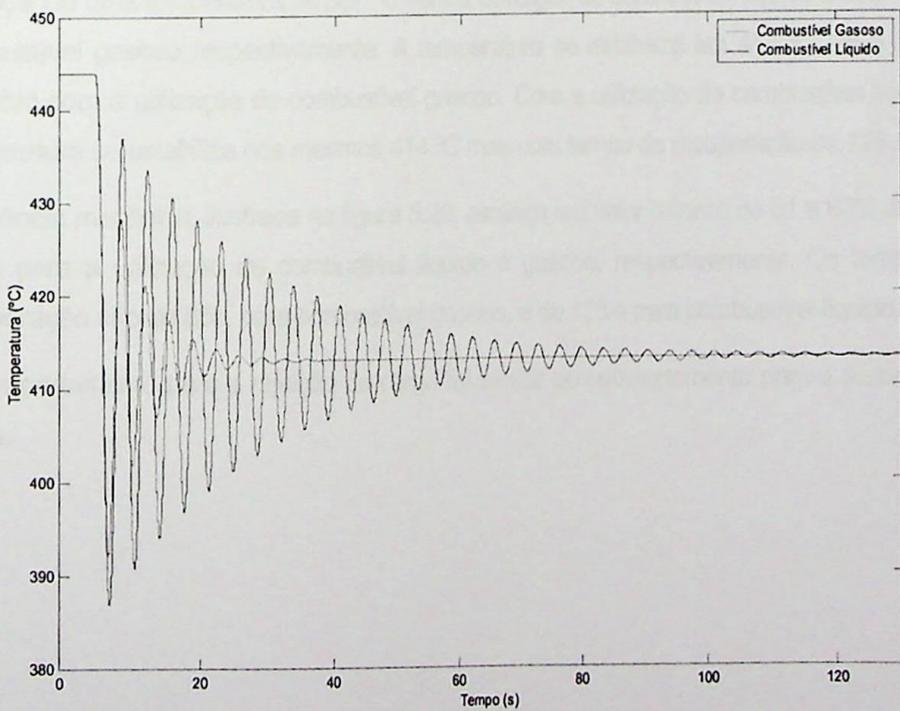


Figura 5.28 – Variação da temperatura de exaustão (°C)

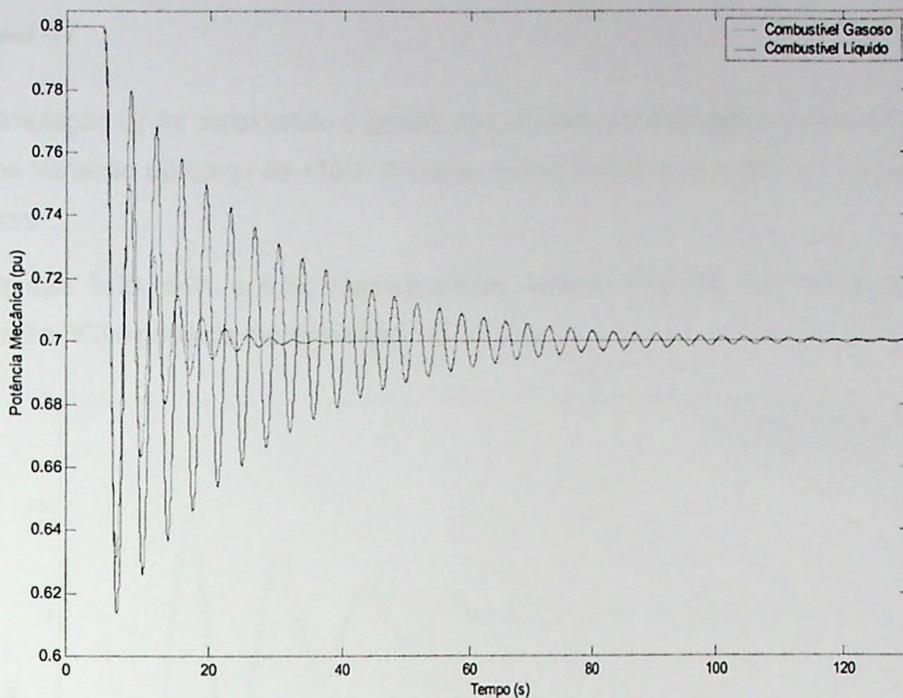


Figura 5.29 – Variação da potência mecânica (pu)

Observa-se na figura 5.27 que, com a diminuição da carga em 10%, a rotação apresenta um acréscimo de 1,4% para turbinas utilizando combustível líquido e 1,25% para combustível gasoso. O comportamento dinâmico é oscilatório e amortecido, com tempos de recuperação da ordem de 35 s com a utilização de combustível gasoso e de 125 s com a utilização de combustível líquido.

Na figura 5.28 a temperatura apresenta um decréscimo de 57 °C e de 51 °C nos primeiros 5 s, alcançando uma temperatura de 387 °C para a utilização de combustível líquido e 393 °C para combustível gasoso respectivamente. A temperatura se estabiliza em 414 °C, 35 s após o distúrbio com a utilização de combustível gasoso. Com a utilização de combustível líquido, a temperatura se estabiliza nos mesmos 414 °C mas com tempo de recuperação de 125 s.

A potência mecânica, ilustrada na figura 5.29, alcança um valor mínimo de 61 e 63% do valor inicial para a utilização de combustível líquido e gasoso, respectivamente. Os tempos de recuperação são de 35s, para combustível gasoso, e de 125 s para combustível líquido.

O comportamento para a rejeição de carga foi similar ao comportamento para o aumento de carga.

### 5.2.1.3 Simulação 07

Na simulação 07 foi considerado o gerador com regulador de velocidade isócrono submetido a uma variação de carga de +10%. A turbina opera inicialmente com 80% da sua potência nominal.

As figuras 5.30, 5.31 e 5.32, respectivamente, ilustram a rotação (pu), temperatura de exaustão (°C) e potência mecânica (pu).

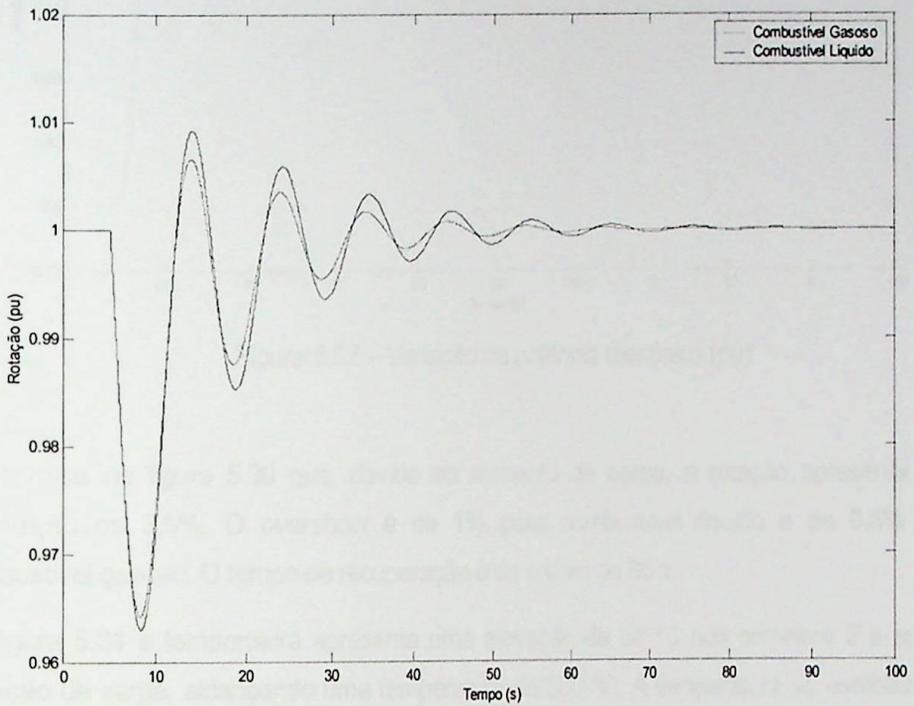


Figura 5.30 – Variação da velocidade de rotação (pu)

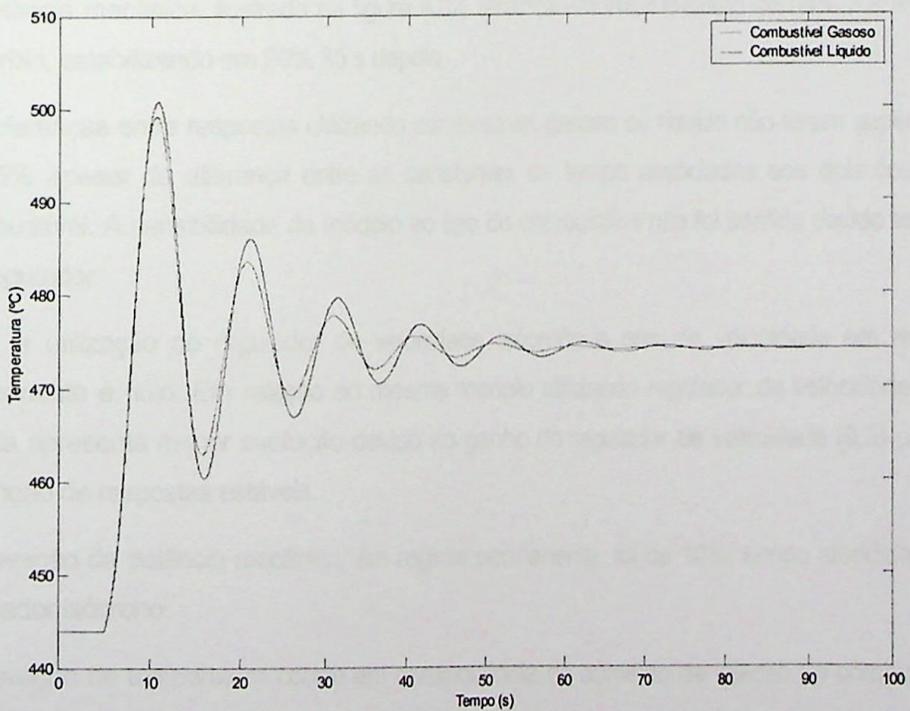


Figura 5.31 – Variação da temperatura de exaustão (°C)

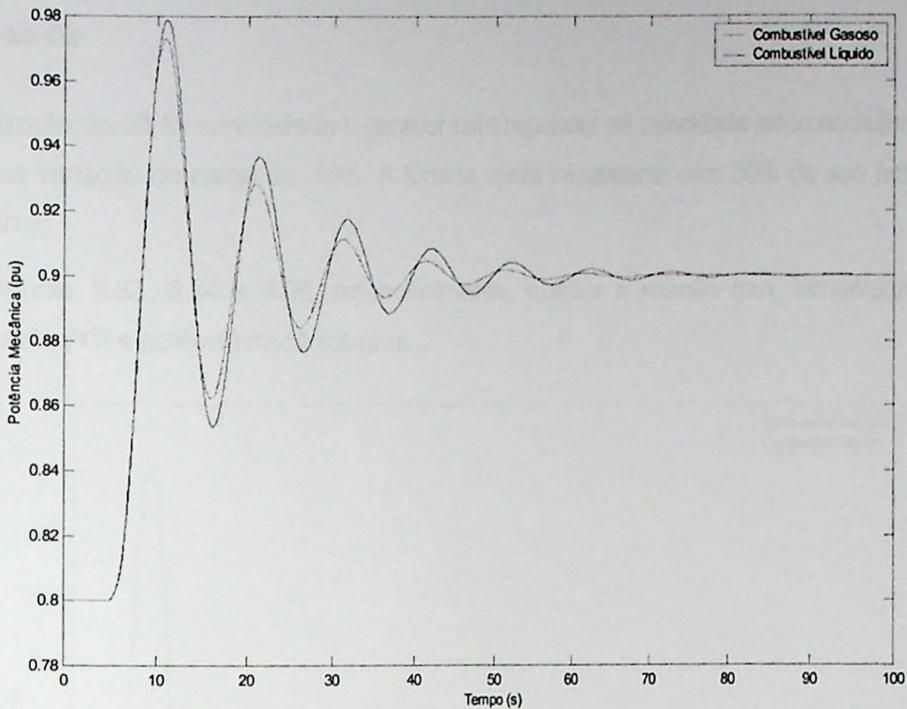


Figura 5.32 – Variação da potência mecânica (pu)

Observa-se na figura 5.30 que, devido ao aumento de carga, a rotação apresenta uma diminuição de 3,5%. O *overshoot* é de 1% para combustível líquido e de 0,8% para combustível gasoso. O tempo de recuperação é da ordem de 85 s.

Na figura 5.31 a temperatura apresenta uma elevação de 56 °C nos primeiros 5 s após a variação de carga, alcançando uma temperatura de 500 °C. A temperatura se estabiliza em 474 °C 85 s após o distúrbio.

A potência mecânica, ilustrada na figura 5.32, alcança um valor máximo de 98% 7 s após o distúrbio, estabilizando em 90% 85 s depois.

As diferenças entre respostas utilizando combustível gasoso ou líquido não foram superiores a 0,5% apesar da diferença entre as constantes de tempo associadas aos dois tipos de combustível. A sensibilidade do modelo ao tipo de combustível não foi sentida devido ao tipo de regulador.

Com a utilização do regulador de velocidade isócrono o erro de velocidade em regime permanente é nulo. Em relação ao mesmo modelo utilizando regulador de velocidade com queda apresenta menor oscilação devido ao ganho do regulador de velocidade (0,5) para a obtenção de respostas estáveis.

A elevação da potência mecânica, em regime permanente, foi de 10%, sendo atendida pelo regulador isócrono.

A elevação de temperatura ocorre em consequência do aumento da injeção de combustível necessário para suprir a demanda de potência.

### 5.2.1.4 Simulação 08

Na simulação 08 foi considerado o gerador com regulador de velocidade isócrona submetido a uma variação de carga de -10%. A turbina opera inicialmente com 80% da sua potência nominal.

As figuras 5.33, 5.34 e 5.35, respectivamente, ilustram a rotação (pu), temperatura de exaustão (°C) e potência mecânica (pu).

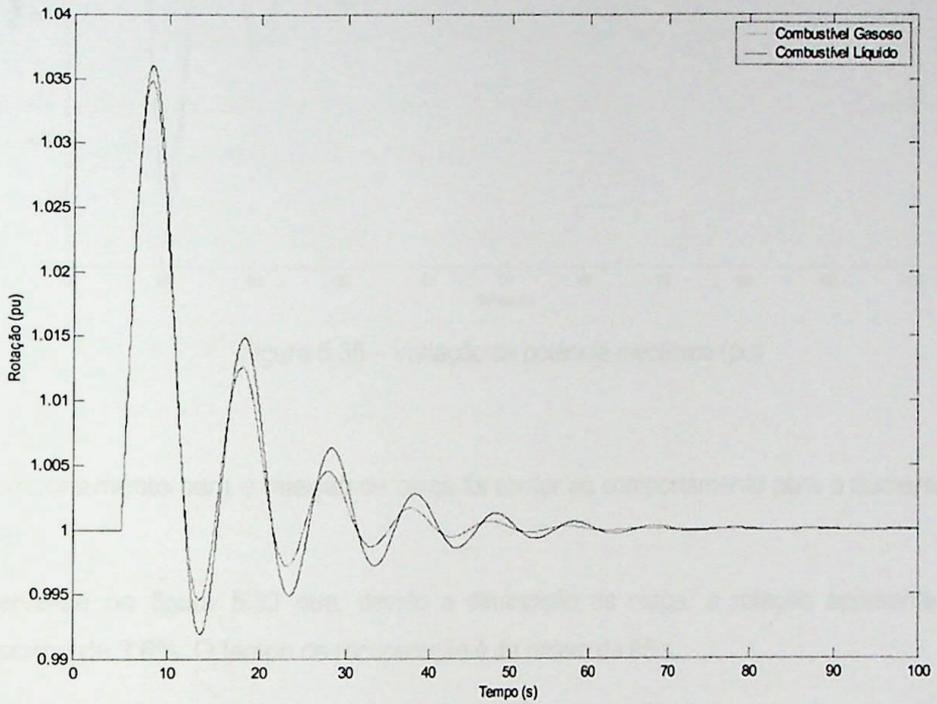


Figura 5.33 – Variação da velocidade de rotação (pu)

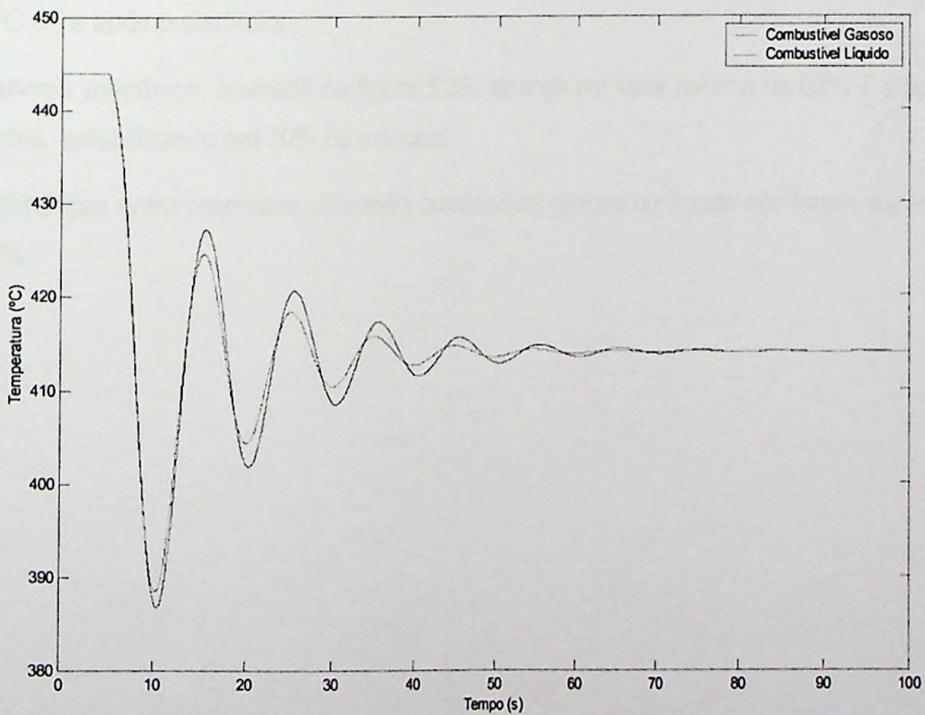


Figura 5.34 – Variação da temperatura de exaustão (°C)

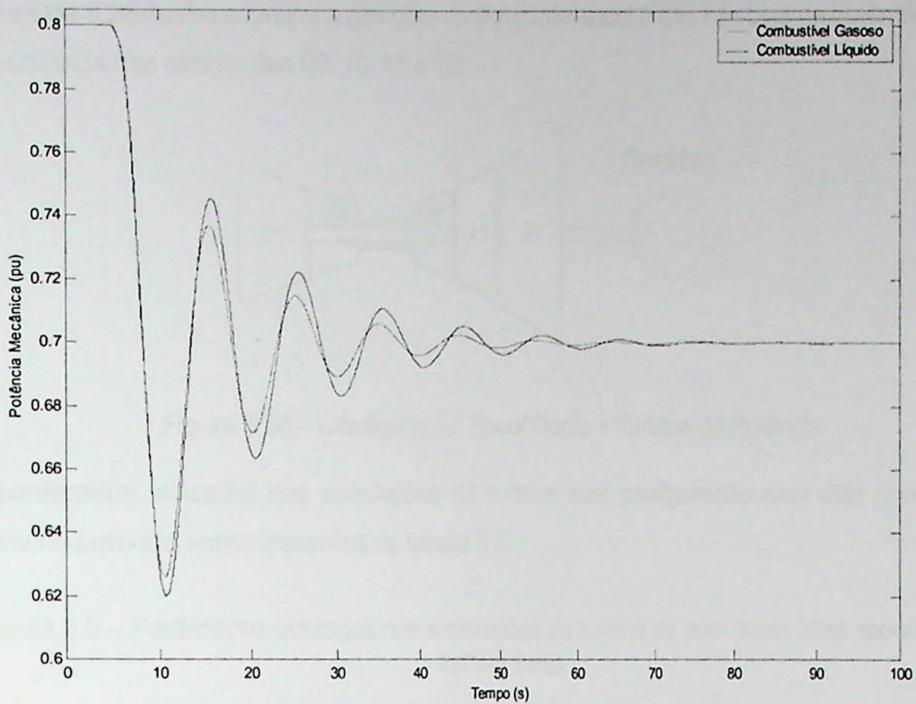


Figura 5.35 – Variação da potência mecânica (pu)

O comportamento para a rejeição de carga foi similar ao comportamento para o aumento de carga.

Observa-se na figura 5.33 que, devido a diminuição de carga, a rotação apresenta um acréscimo de 3,6%. O tempo de recuperação é da ordem de 85 s.

Na figura 5.34 a temperatura apresenta uma diminuição de 57 °C nos primeiros 7 s após a variação de carga, alcançando uma temperatura de 387 °C. A temperatura se estabiliza em 414 °C 85 s após o distúrbio.

A potência mecânica, ilustrada na figura 5.35, alcança um valor mínimo de 62% 7 s após o distúrbio, estabilizando em 70% 85 s depois.

As diferenças entre respostas utilizando combustível gasoso ou líquido não foram superiores a 0,5%.

A figura de 5.36 ilustra a turbina a gás com configuração *spool* duplo + turbina de potência que será utilizada nas simulações 09, 10, 11 e 12.

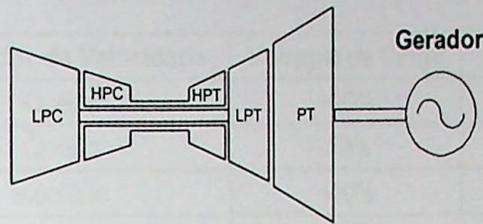


Figura 5.36 – Configuração *Spool* Duplo + Turbina de Potência

Os parâmetros utilizados nas simulações da turbina com configuração com dois *spools* + turbina de potência estão presentes na tabela 5.5.

Tabela 5.5 – Parâmetros utilizados nas simulações da turbina de eixo duplo (dois *spools* + turbina livre).

Regulador de Velocidade						
Parâmetro	W	X	Y	Z		
Queda	20	0	0,05	1		
Isócrono 2	1	20	1	1		
Isócrono 1	K = 0,1					
Sistema de Combustível						
Parâmetro	a	b (s)	c	$\tau_{G2}$ (s)	$\tau_{G3}$ (s)	$K_F$
Gasoso	1	0,2	1	2,0	3,3	0
Líquido	1	0,2	1	2,0	3,3	0
Limitador de Combustível						
Limite Máximo	1,5 pu					
Limite Mínimo	-0,1 pu					
Malha de Temperatura						
Protetor contra radiação	$\tau_1$ (s)	12				
	$\tau_2$ (s)	15				
Termopar	$\tau_3$ (s)	3,0				
Controle de Temperatura	$K_T$	3,3				
	$\tau_3$ (s)	250				
Outros elementos						
Combustor	$\epsilon_{CR}$ (s)	Gasoso	0			
		Líquido	0,01			
Sistema de exaustão	$\epsilon_{TD}$ (s)	Gasoso	0			
		Líquido	0,04			
Descarga do compressor	$\tau_{CD}$ (s)	Gasoso	0			
		Líquido	0,02			
Rotor	$\tau_t$ (s)	6				

A tabela 5.6 mostra um resumo das simulações.

Tabela 5.6 – Resumo das simulações.

Simulação	Regulador de Velocidade	Variação de Carga	Figuras
09	Queda	+10%	5.39, 5.40, 5.41.
10	Queda	-10%	5.42, 5.43, 5.44.
11	Isócrono	+10%	5.45, 5.46, 5.47.
12	Isócrono	-10%	5.48, 5.49, 5.50.

### 5.2.1.5 Simulação 09

Na simulação 09 foi considerado o gerador com regulador de velocidade com queda submetido a uma variação de carga de +10%. A turbina opera inicialmente com 80% da sua potência nominal.

As figuras 5.37, 5.38 e 5.39, respectivamente, ilustram a rotação (pu), temperatura de exaustão (°C) e potência mecânica (pu).

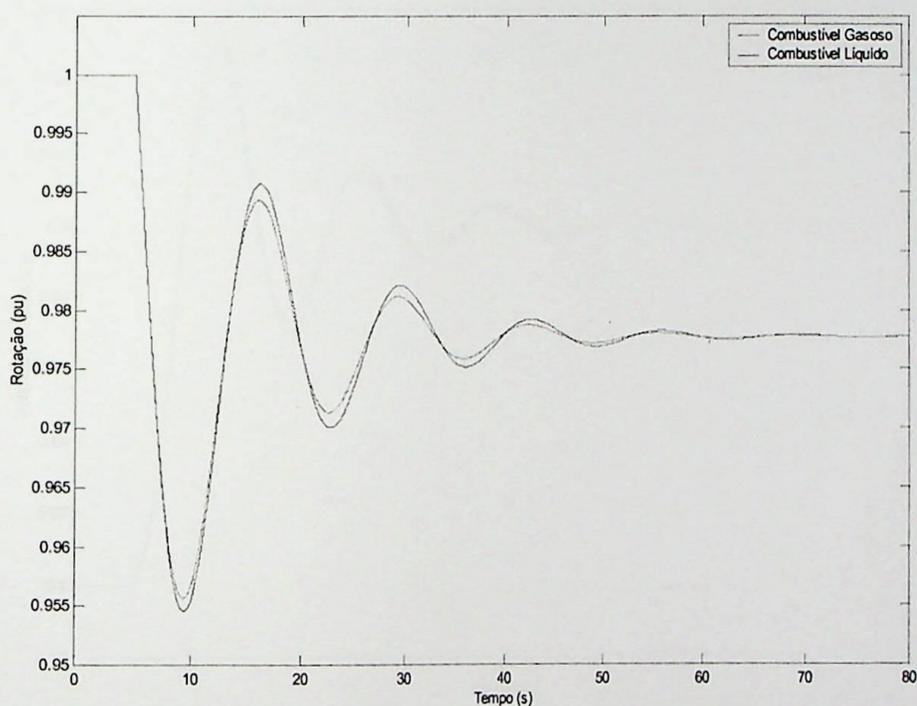
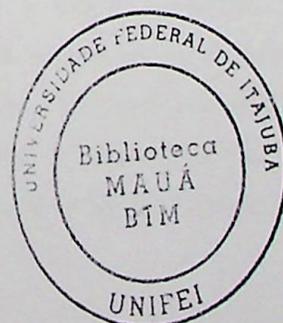


Figura 5.37 – Variação da velocidade de rotação (pu)



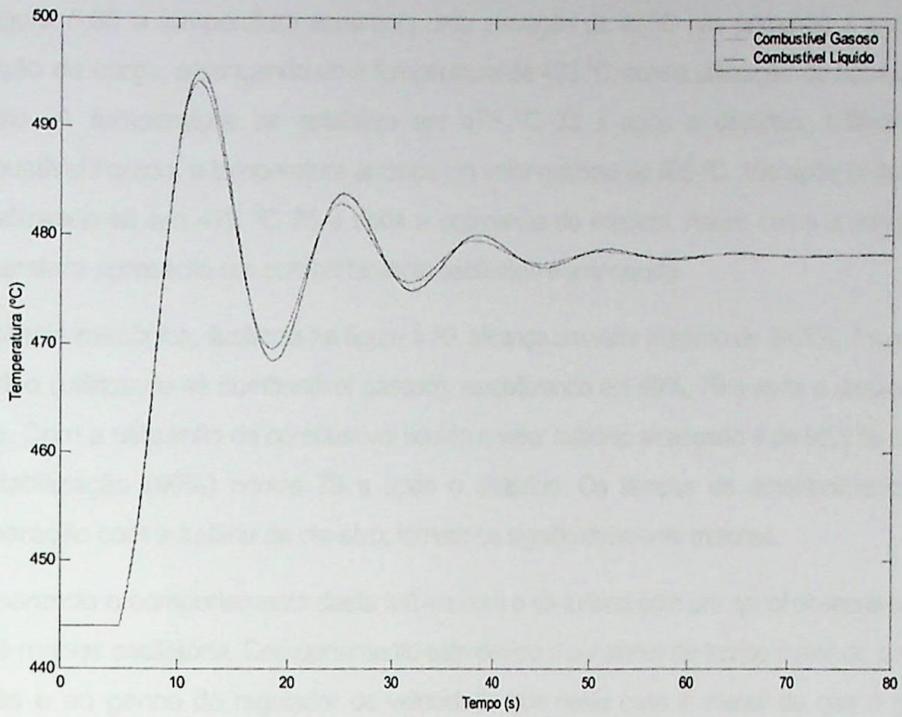


Figura 5.38 – Variação da temperatura de exaustão (°C)

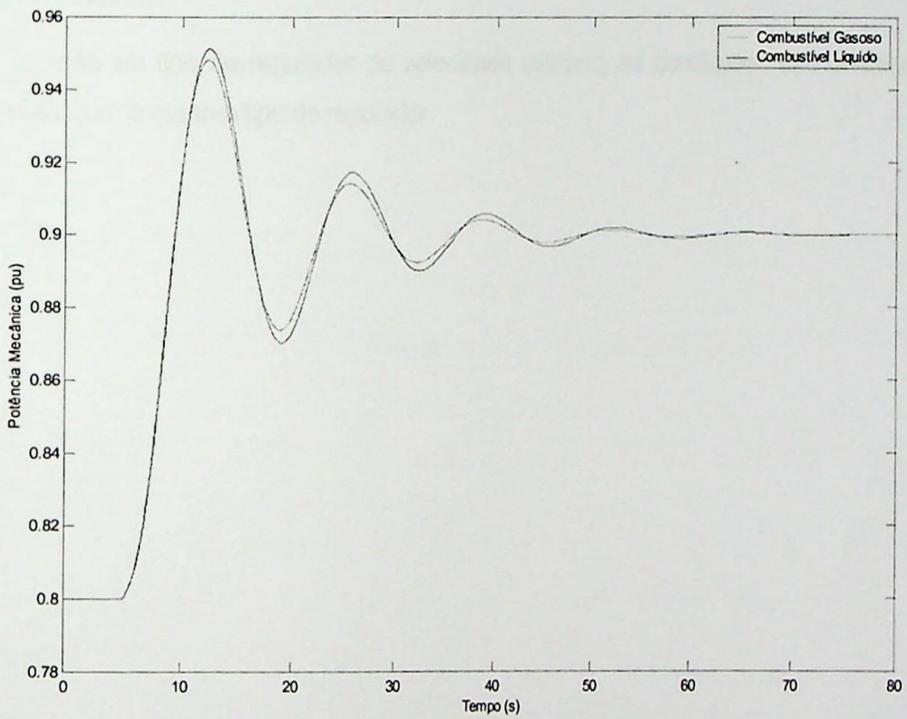


Figura 5.39 – Variação da potência mecânica (pu)

Observa-se na figura 5.37 que, devido ao aumento de carga, a rotação apresenta um decréscimo de 4,5%, 5s após o distúrbio. O *overshoot* é de 1,5 % para turbina utilizando combustível líquido e de 1,45 % na utilização de combustível gasoso. Observa-se que, devido à presença da turbina livre, o comportamento dinâmico apresenta oscilações amortecidas com tempos de recuperação da ordem de 75 s com a utilização de combustível líquido ou gasoso.

Na figura 5.38 a temperatura apresenta uma elevação de 49 °C nos primeiros 7 s após a variação de carga, alcançando uma temperatura de 493 °C, com a utilização de combustível gasoso. A temperatura se estabiliza em 478 °C 75 s após o distúrbio. Utilizando-se combustível líquido, a temperatura alcança um valor máximo de 495 °C, 10s após o distúrbio, estabilizando-se em 478 °C 75 s após a ocorrência do impacto. Assim como a rotação, a temperatura apresenta um comportamento oscilatório e amortecido.

A potência mecânica, ilustrada na figura 5.39, alcança um valor máximo de 94,8%, 7 s após o distúrbio (utilizando-se combustível gasoso), estabilizando em 90%, 70 s após a variação de carga. Com a utilização de combustível líquido o valor máximo alcançado é de 95,2 % em 7s. A estabilização (90%) ocorre 70 s após o distúrbio. Os tempos de amortecimento, em comparação com a turbina de um eixo, tornam-se significativamente maiores.

Comparando o comportamento desta turbina com o da turbina com um *spool* observa-se que esta é menos oscilatória. Comportamento este devido a constante de tempo maior do gerador de gás e ao ganho do regulador de velocidade que neste caso é menor do que o ganho utilizado no regulador com queda de velocidade para manter a estabilidade das respostas frente ao distúrbio.

Com relação ao tipo de regulador de velocidade utilizado, as conclusões são análogas as anteriores com o mesmo tipo de regulador.

### 5.2.1.6 Simulação 10

Na simulação 10 foi considerado o gerador com regulador de velocidade com queda submetido a uma variação de carga de -10%. A turbina opera inicialmente com 80% da sua potência nominal.

As figuras 5.40, 5.41 e 5.42, respectivamente, ilustram a rotação (pu), temperatura de exaustão (°C) e potência mecânica (pu).

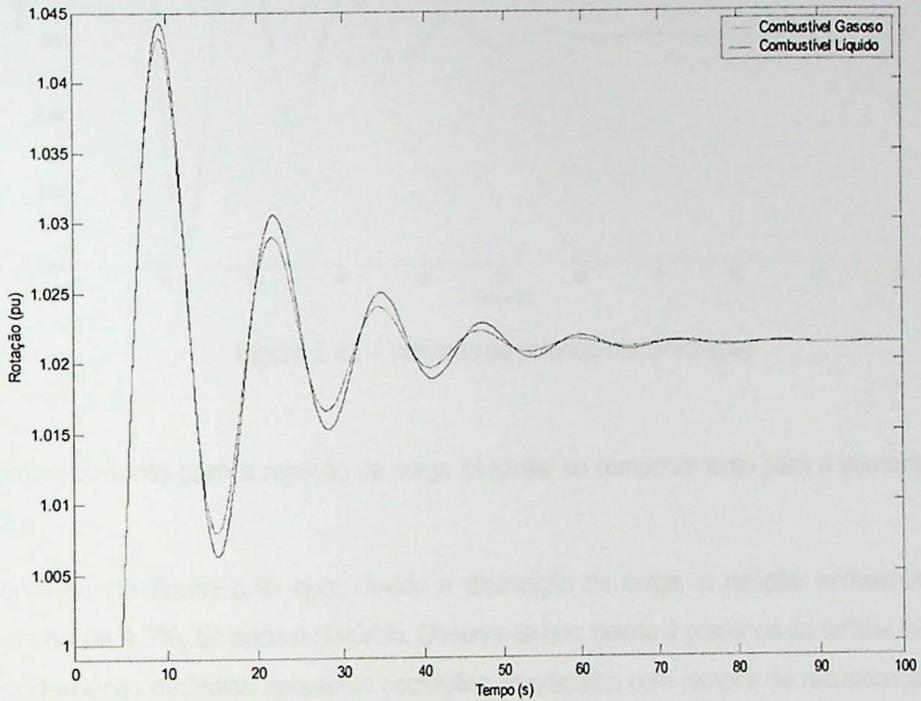


Figura 5.40 – Variação da velocidade de rotação (pu)

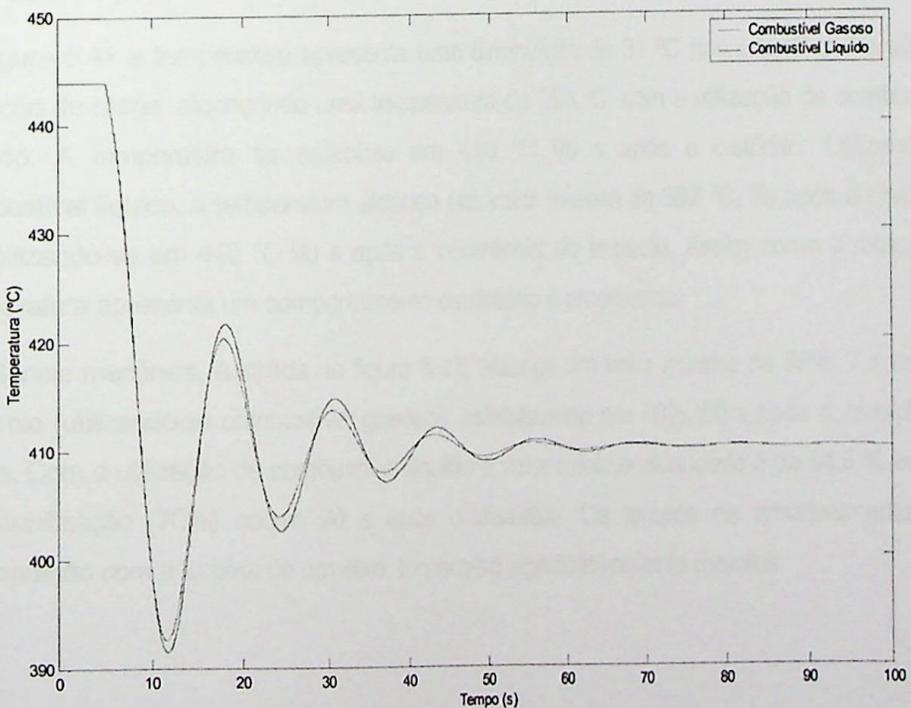


Figura 5.41 – Variação da temperatura de exaustão (°C)

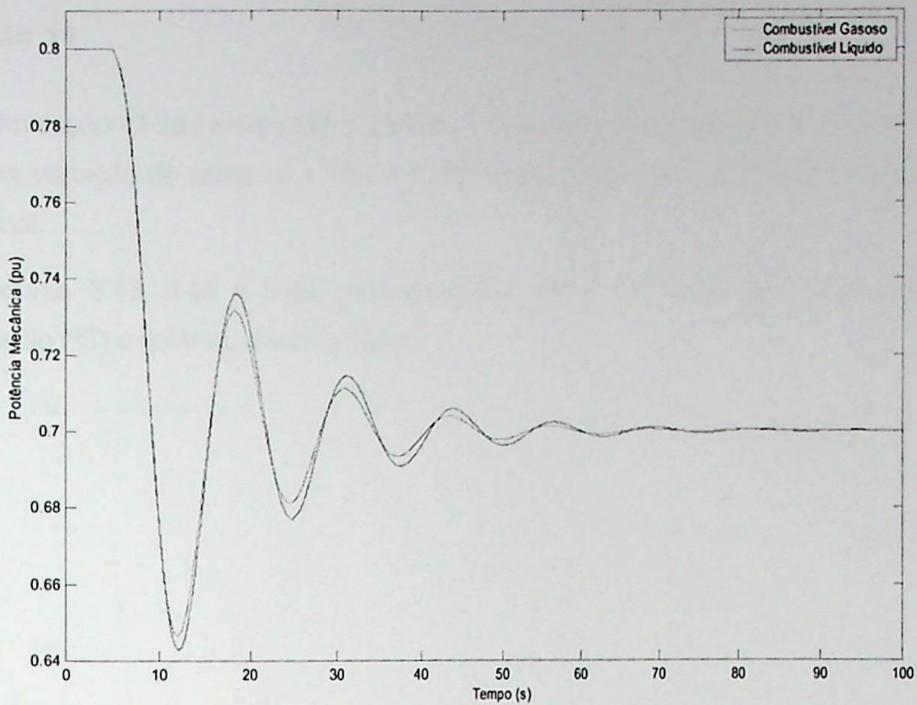


Figura 5.42 – Variação da potência mecânica (pu)

O comportamento para a rejeição de carga foi similar ao comportamento para o aumento de carga.

Observa-se na figura 5.40 que, devido a diminuição de carga, a rotação apresenta um acréscimo de 4,3%, 5s após o distúrbio. Observa-se que, devido à presença da turbina livre, o comportamento dinâmico apresenta oscilações amortecidas com tempos de recuperação da ordem de 90 s tanto com a utilização de combustível gasoso como com a utilização de combustível líquido.

Na figura 5.41 a temperatura apresenta uma diminuição de 51 °C nos primeiros 7 s após a variação de carga, alcançando uma temperatura de 393 °C, com a utilização de combustível gasoso. A temperatura se estabiliza em 410 °C 90 s após o distúrbio. Utilizando-se combustível líquido, a temperatura alcança um valor mínimo de 392 °C, 7s após o distúrbio, estabilizando-se em 410 °C 90 s após a ocorrência do impacto. Assim como a rotação, a temperatura apresenta um comportamento oscilatório e amortecido.

A potência mecânica, ilustrada na figura 5.42, alcança um valor mínimo de 65%, 7 s após o distúrbio (utilizando-se combustível gasoso), estabilizando em 70%, 90 s após a variação de carga. Com a utilização de combustível líquido o valor mínimo alcançado é de 64,5 % em 7s. A estabilização (70%) ocorre 90 s após o distúrbio. Os tempos de amortecimento, em comparação com a turbina de um eixo, tornam-se significativamente maiores.

### 5.2.1.7 Simulação 11

Na simulação 11 foi considerado o gerador com regulador de velocidade isócrona submetido a uma variação de carga de +10%. A turbina opera inicialmente com 80% da sua potência nominal.

As figuras 5.43, 5.44 e 5.45, respectivamente, ilustram a rotação (pu), temperatura de exaustão (°C) e potência mecânica (pu).

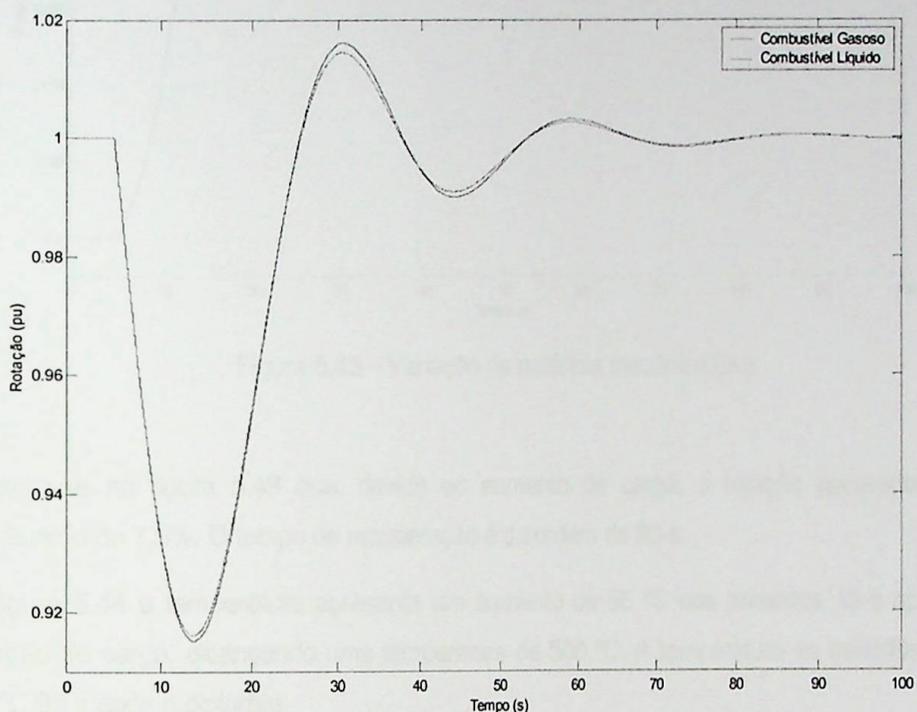


Figura 5.43 – Variação da velocidade de rotação (pu)

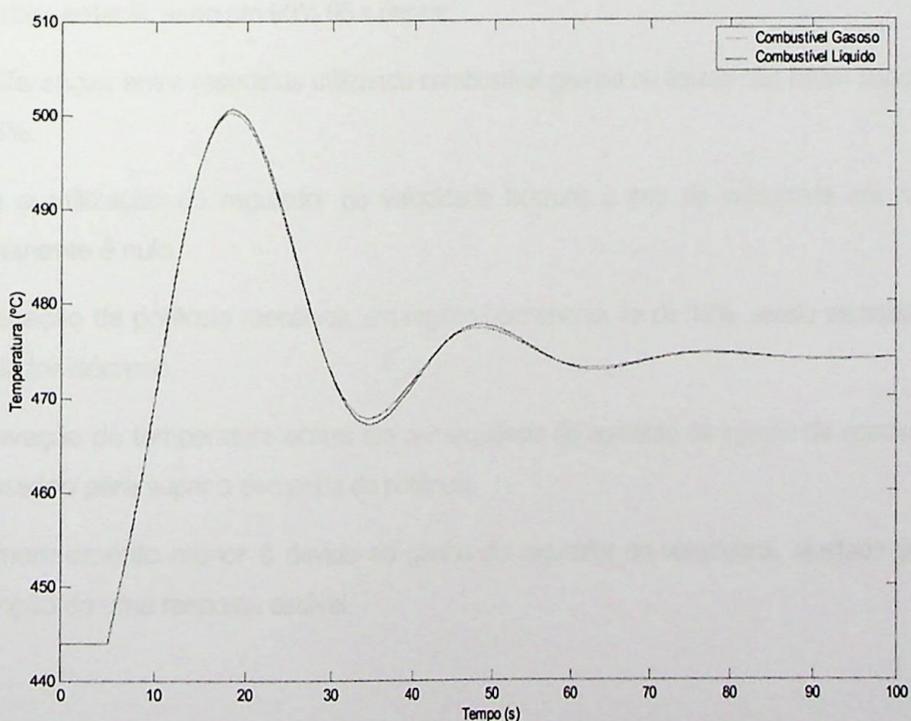


Figura 5.44 – Variação da temperatura de exaustão (°C)

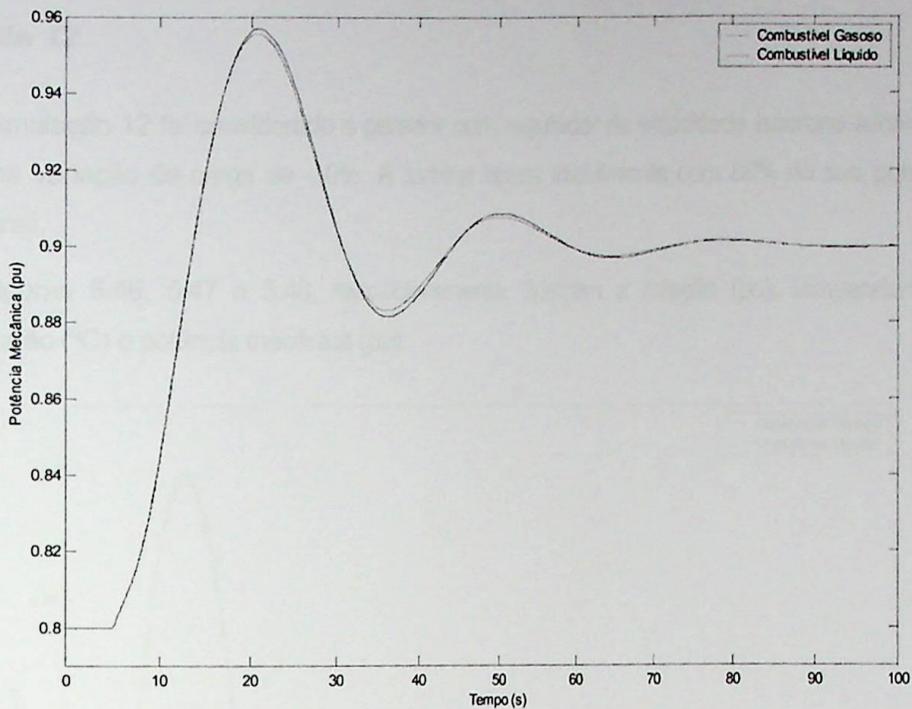


Figura 5.45 – Variação da potência mecânica (pu)

Observa-se na figura 5.43 que, devido ao aumento de carga, a rotação apresenta um decréscimo de 7,5%. O tempo de recuperação é da ordem de 95 s.

Na figura 5.44 a temperatura apresenta um aumento de 56 °C nos primeiros 15 s após a variação de carga, alcançando uma temperatura de 500 °C. A temperatura se estabiliza em 474 °C 95 s após o distúrbio.

A potência mecânica, ilustrada na figura 5.45, alcança um valor máximo de 95,5% 15 s após o distúrbio, estabilizando em 90% 95 s depois.

As diferenças entre respostas utilizando combustível gasoso ou líquido não foram superiores a 0,5%.

Com a utilização do regulador de velocidade isócrono o erro de velocidade em regime permanente é nulo.

A elevação da potência mecânica, em regime permanente, foi de 10%, sendo atendida pelo regulador isócrono.

A elevação de temperatura ocorre em consequência do aumento da injeção de combustível necessário para suprir a demanda de potência.

O amortecimento menor é devido ao ganho do regulador de velocidade, ajustado para a obtenção de uma resposta estável.

### 5.2.1.8 Simulação 12

Na simulação 12 foi considerado o gerador com regulador de velocidade isócrono submetido a uma variação de carga de -10%. A turbina opera inicialmente com 80% da sua potência nominal.

As figuras 5.46, 5.47 e 5.48, respectivamente, ilustram a rotação (pu), temperatura de exaustão (°C) e potência mecânica (pu).

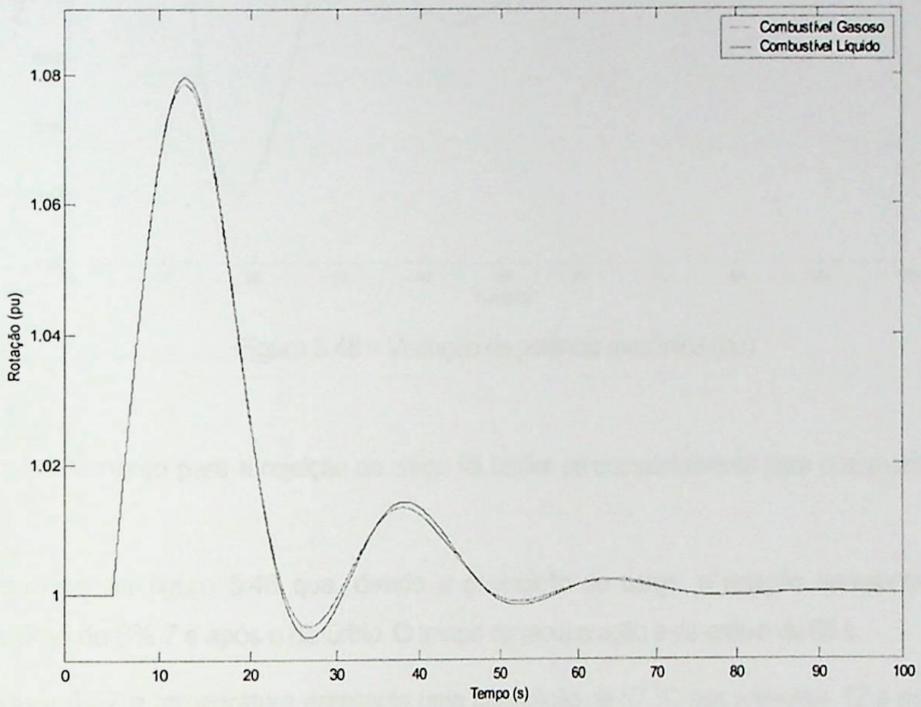


Figura 5.46 – Variação da velocidade de rotação (pu)

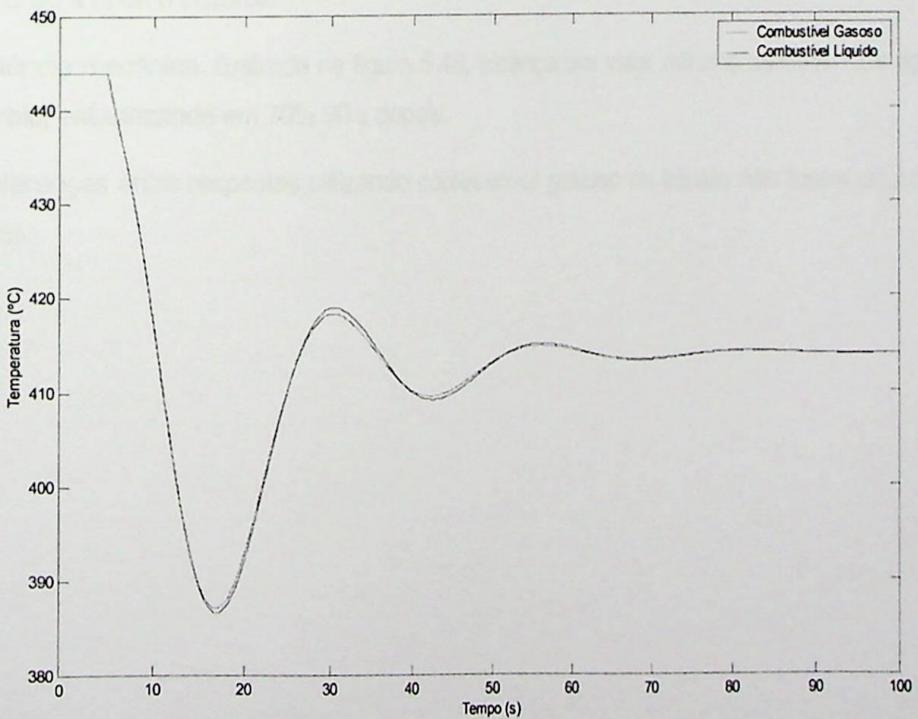


Figura 5.47 – Variação da temperatura de exaustão (°C)

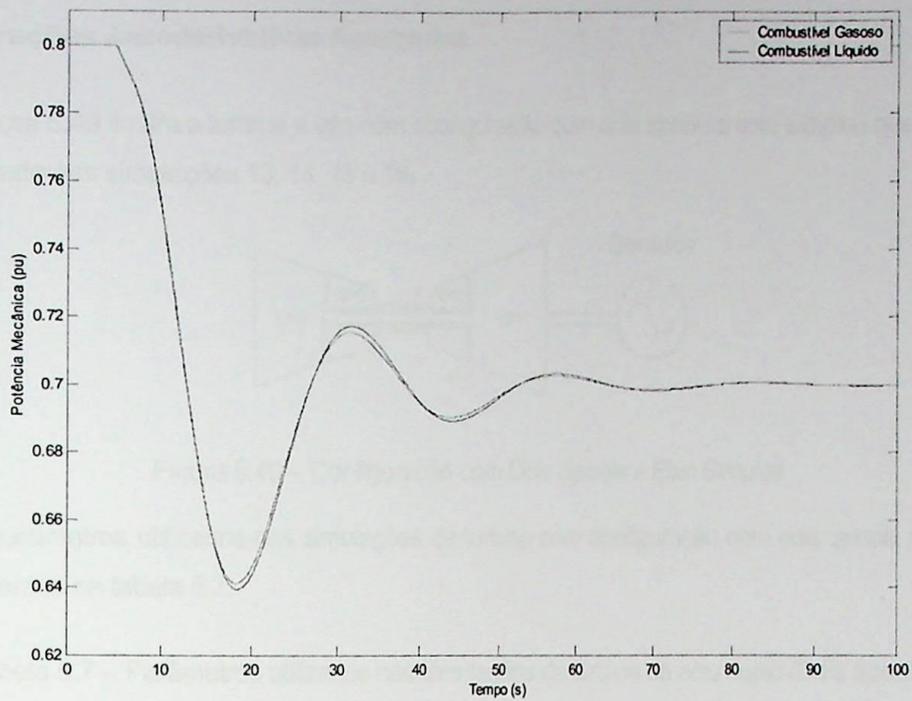


Figura 5.48 – Variação da potência mecânica (pu)

O comportamento para a rejeição de carga foi similar ao comportamento para o aumento de carga.

Observa-se na figura 5.46 que, devido a diminuição de carga, a rotação apresenta um acréscimo de 8% 7 s após o distúrbio. O tempo de recuperação é da ordem de 95 s.

Na figura 5.47 a temperatura apresenta uma diminuição de 57 °C nos primeiros 12 s após a variação de carga, alcançando uma temperatura de 387 °C. A temperatura se estabiliza em 414 °C 95 s após o distúrbio.

A potência mecânica, ilustrada na figura 5.48, alcança um valor mínimo de 64% 12 s após o distúrbio, estabilizando em 70% 90 s depois.

As diferenças entre respostas utilizando combustível gasoso ou líquido não foram superiores a 0,5%.

## 5.2.2 Configurações Aeroderivativas Avançadas

A figura 5.49 ilustra a turbina a gás com configuração com dois *spools* e eixo simples que será utilizada nas simulações 13, 14, 15 e 16.

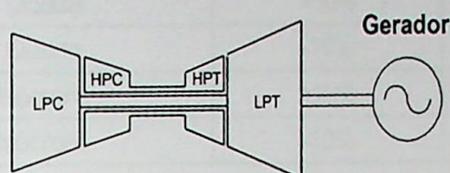


Figura 5.49 – Configuração com Dois *Spools* e Eixo Simples

Os parâmetros utilizados nas simulações da turbina com configuração com dois *spools* estão presentes na tabela 5.7.

Tabela 5.7 – Parâmetros utilizados nas simulações da turbina de eixo duplo (Dois *Spools*).

Regulador de Velocidade					
Parâmetro	W	X	Y	Z	
Queda	20	0	0,05	1	
Isócrono 2	1	10	1	1	
Isócrono 1	K = 0,5				
Sistema de Combustível					
Parâmetro	a	b (s)	c	$\tau_{G4}$ (s)	$K_F$
Gasoso	1	0,2	1	2,0	0
Líquido	1	0,2	1	2,0	0
Limitador de Combustível					
Limite Máximo	1,5 pu				
Limite Mínimo	-0,1 pu				
Malha de Temperatura					
Protetor contra radiação	$\tau_1$ (s)	12			
	$\tau_2$ (s)	15			
Termopar	$\tau_3$ (s)	3,0			
Controle de Temperatura	$K_T$	3,3			
	$\tau_3$ (s)	250			
Outros elementos					
Combustor	$\epsilon_{CR}$ (s)	Gasoso	0		
		Líquido	0,01		
Sistema de exaustão	$\epsilon_{TD}$ (s)	Gasoso	0		
		Líquido	0,04		
Descarga do compressor	$\tau_{CD}$ (s)	Gasoso	0		
		Líquido	0,02		
Rotor	$\tau_t$ (s)	8			

A tabela 5.8 mostra um resumo das simulações.

Tabela 5.8 – Resumo das simulações.

<b>Simulação</b>	<b>Regulador de Velocidade</b>	<b>Variação de Carga</b>	<b>Figuras</b>
13	Queda	+10%	5.52, 5.53, 5.54.
14	Queda	-10%	5.55, 5.56, 5.57.
15	Isócrono	+10%	5.58, 5.59, 5.60.
16	Isócrono	-10%	5.61, 5.62, 5.63.

### 5.2.2.1 Simulação 13

Na simulação 13 foi considerado o gerador com regulador de velocidade com queda submetido a uma variação de carga de +10%. A turbina opera inicialmente com 80% da sua potência nominal.

As figuras 5.50, 5.51 e 5.52, respectivamente, ilustram a rotação (pu), temperatura de exaustão (°C) e potência mecânica (pu).

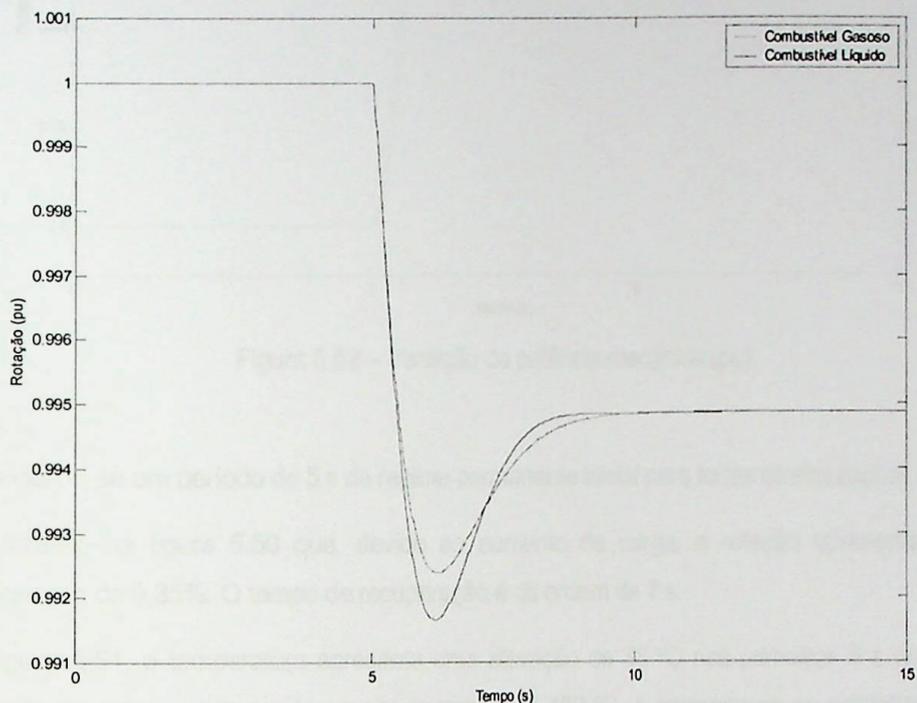


Figura 5.50 – Variação da velocidade de rotação (pu)

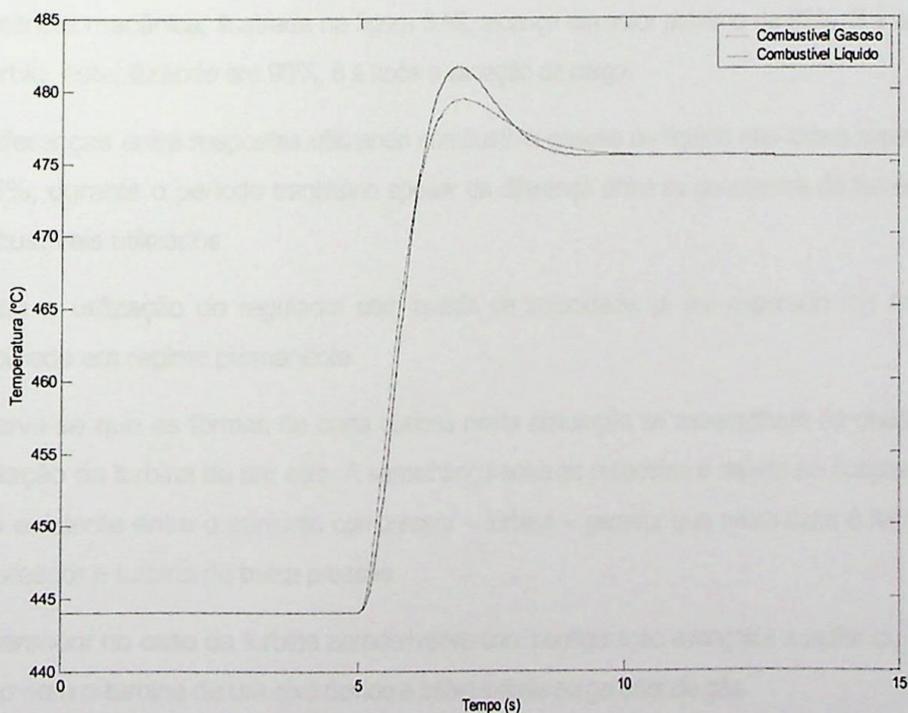


Figura 5.51 – Variação da temperatura de exaustão (°C)

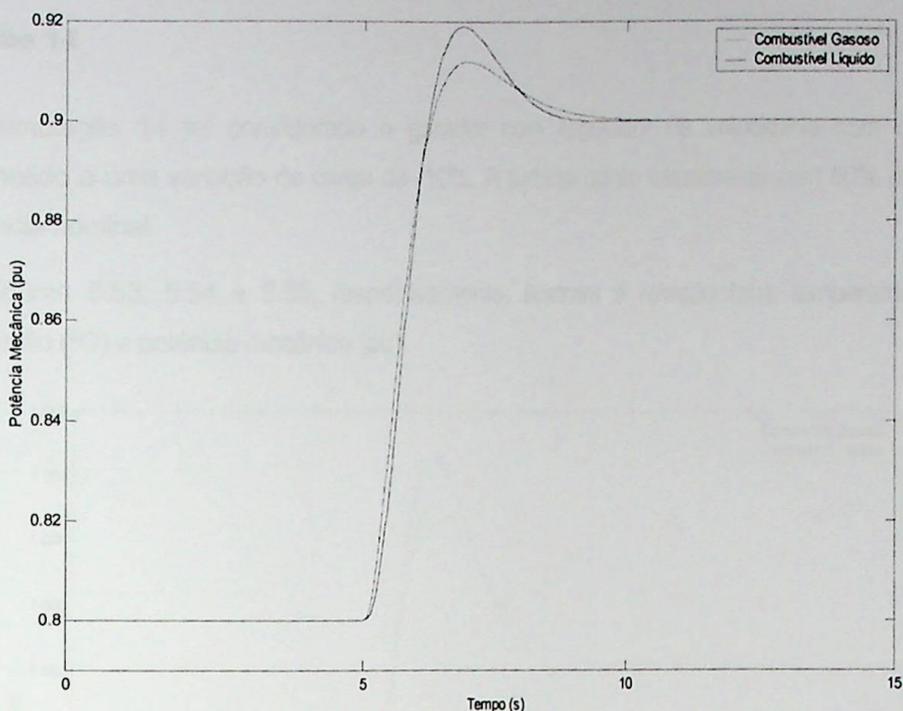


Figura 5.52 – Variação da potência mecânica (pu)

Considerou-se um período de 5 s de regime permanente inicial para todas as simulações.

Observa-se na figura 5.50 que, devido ao aumento de carga, a rotação apresenta um decréscimo de 0,85%. O tempo de recuperação é da ordem de 7 s.

Na figura 5.51, a temperatura apresenta uma elevação de 38 °C nos primeiros 3 s após a variação de carga, alcançando uma temperatura de 482 °C. A temperatura se estabiliza em 476 °C, 7 s após o distúrbio.

A potência mecânica, ilustrada na figura 5.52, alcança um valor máximo de 92%, 3 s após o distúrbio, estabilizando em 90%, 6 s após a variação de carga.

As diferenças entre respostas utilizando combustível gasoso ou líquido não foram superiores a 0,5%, durante o período transitório apesar da diferença entre as constantes de tempo dos combustíveis utilizados

Devido a utilização do regulador com queda de velocidade, já era esperado um erro de velocidade em regime permanente.

Observa-se que as formas de onda obtidas nesta simulação se assemelham às obtidas na simulação da turbina de um eixo. A semelhança entre as respostas é devido ao acoplamento físico existente entre o conjunto compressor – turbina – gerador que neste caso é feito pelo compressor e turbina de baixa pressão.

O *overshoot* no caso da turbina aeroderivativa com configuração avançada é maior do que o obtido com a turbina de um eixo devido a baixa inércia do gerador de gás.

### 5.2.2.2 Simulação 14

Na simulação 14 foi considerado o gerador com regulador de velocidade com queda submetido a uma variação de carga de -10%. A turbina opera inicialmente com 80% da sua potência nominal.

As figuras 5.53, 5.54 e 5.55, respectivamente, ilustram a rotação (pu), temperatura de exaustão (°C) e potência mecânica (pu).

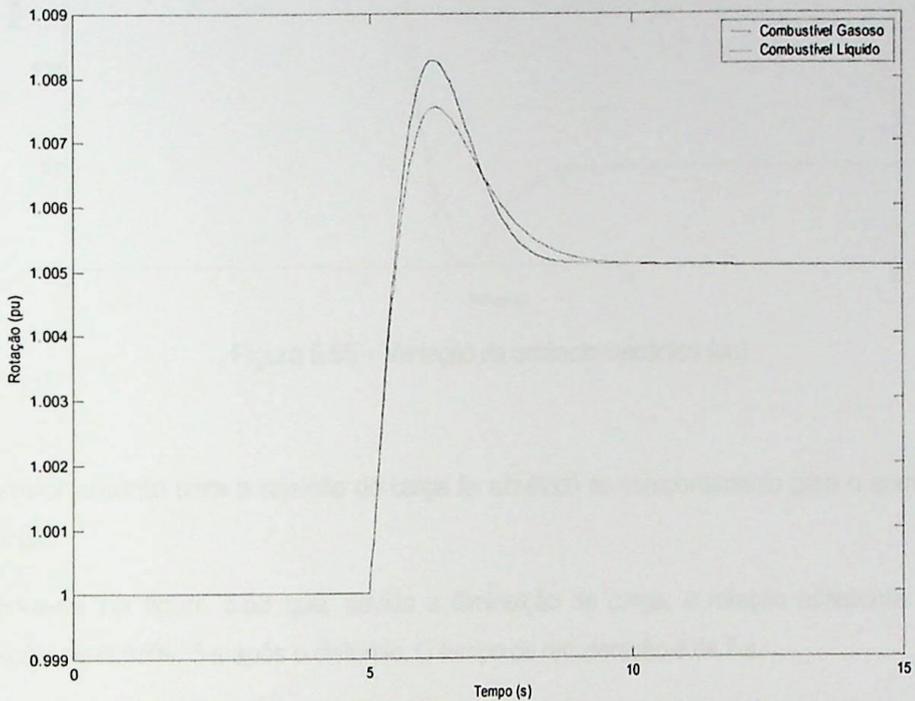


Figura 5.53 – Variação da velocidade de rotação (pu)

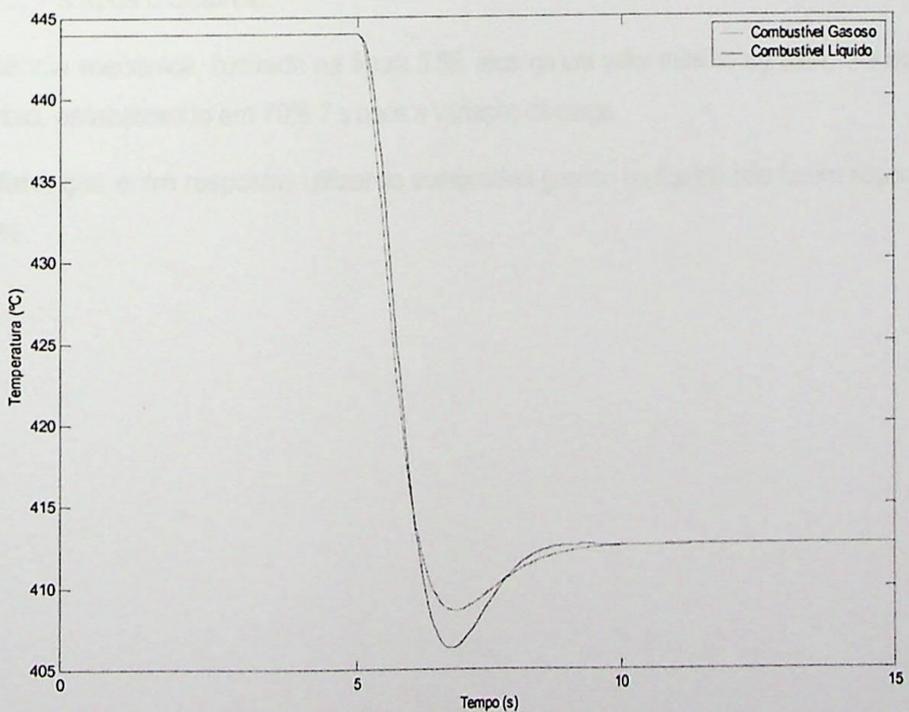


Figura 5.54 – Variação da temperatura de exaustão (°C)

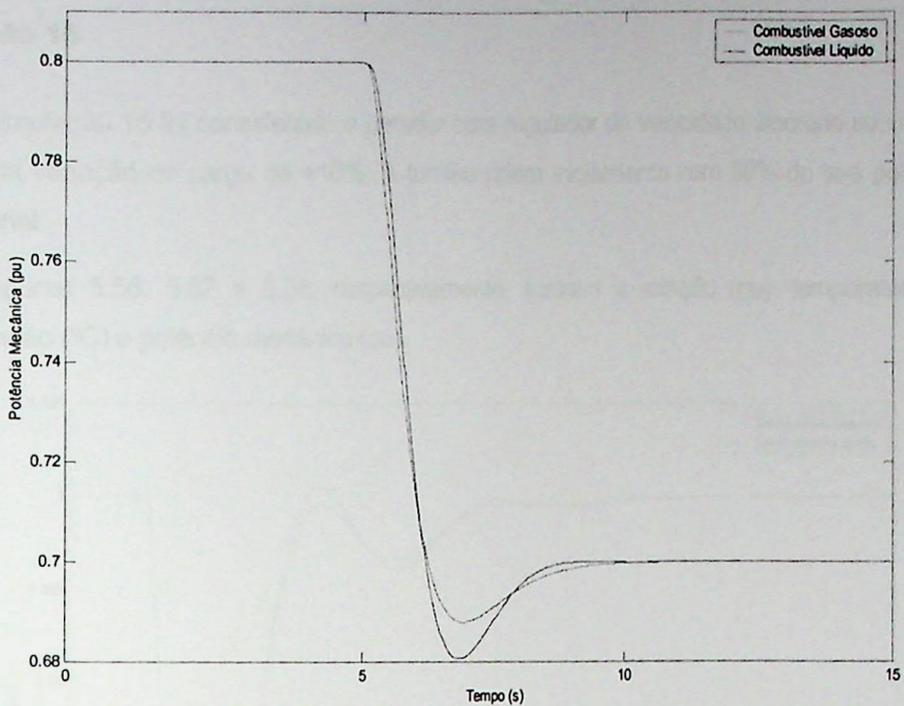


Figura 5.55 – Variação da potência mecânica (pu)

O comportamento para a rejeição de carga foi simétrico ao comportamento para o aumento de carga.

Observa-se na figura 5.53 que, devido a diminuição de carga, a rotação apresenta uma elevação de 0,85%, 3 s após o distúrbio. O tempo de recuperação é de 7 s.

Na figura 5.54 a temperatura apresenta uma diminuição de 37 °C nos primeiros 3 s após a variação de carga, alcançando uma temperatura de 407 °C. A temperatura se estabiliza em 413 °C, 7 s após o distúrbio.

A potência mecânica, ilustrada na figura 5.55, alcança um valor mínimo de 68%, 3 s após o distúrbio, estabilizando em 70% 7 s após a variação de carga.

As diferenças entre respostas utilizando combustível gasoso ou líquido não foram superiores a 0,5%.

### 5.2.2.3 Simulação 15

Na simulação 15 foi considerado o gerador com regulador de velocidade isócrono submetido a uma variação de carga de +10%. A turbina opera inicialmente com 80% da sua potência nominal.

As figuras 5.56, 5.57 e 5.58, respectivamente, ilustram a rotação (pu), temperatura de exaustão (°C) e potência mecânica (pu).

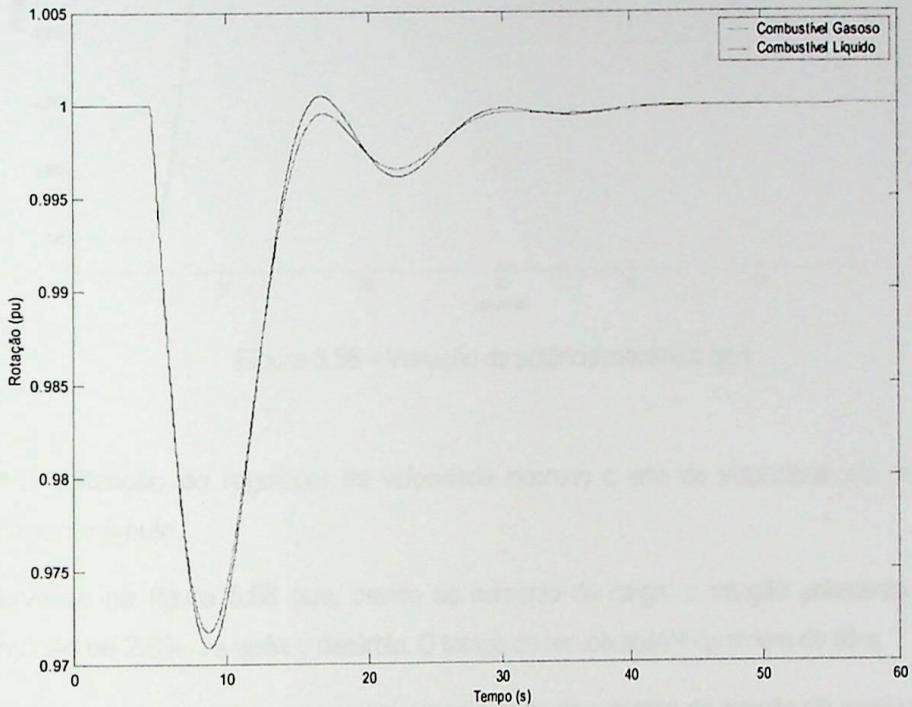


Figura 5.56 – Variação da velocidade de rotação (pu)

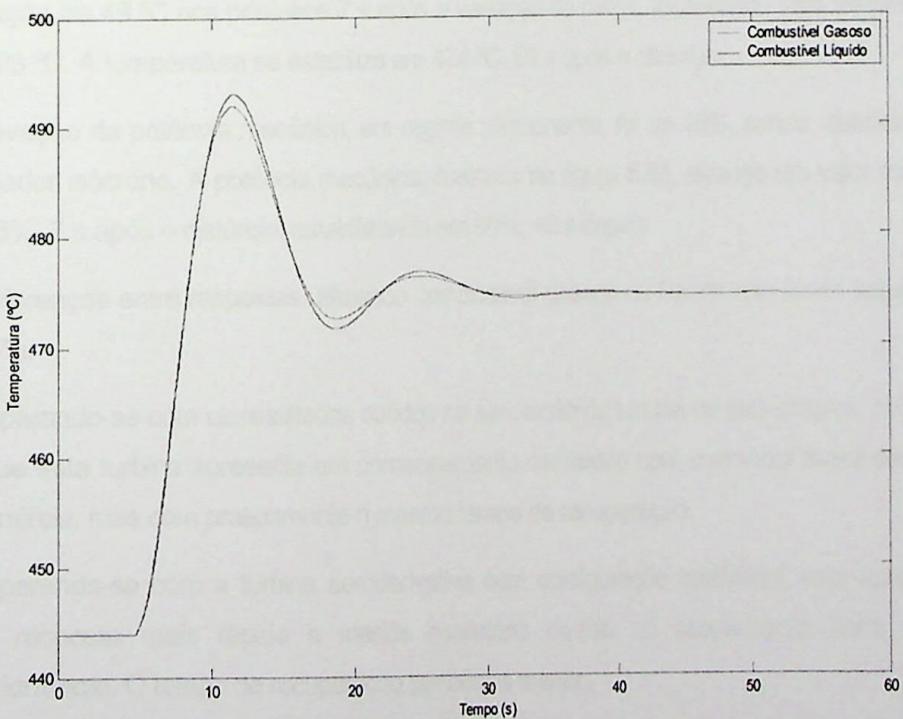


Figura 5.57 – Variação da temperatura de exaustão (°C)

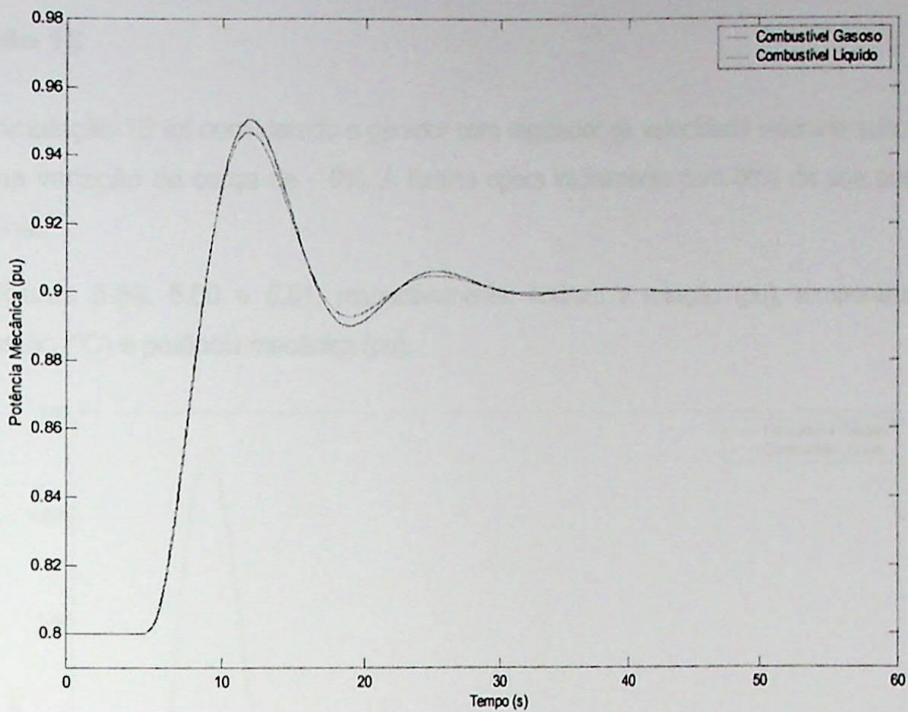


Figura 5.58 – Variação da potência mecânica (pu)

Com a utilização do regulador de velocidade isócrono o erro de velocidade em regime permanente é nulo.

Observa-se na figura 5.56 que, devido ao aumento de carga, a rotação apresenta uma diminuição de 2,8%, 3s após o distúrbio. O tempo de recuperação é da ordem de 50 s.

A elevação de temperatura ocorre em consequência do aumento da injeção de combustível necessário para suprir a demanda de potência. Na figura 5.57 a temperatura apresenta uma elevação de 49 °C nos primeiros 7 s após a variação de carga, alcançando uma temperatura de 493 °C. A temperatura se estabiliza em 474 °C, 50 s após o distúrbio.

A elevação da potência mecânica, em regime permanente, foi de 10%, sendo atendida pelo regulador isócrono. A potência mecânica, ilustrada na figura 5.58, alcança um valor máximo de 95%, 7 s após o distúrbio, estabilizando em 90%, 40 s depois.

As diferenças entre respostas utilizando combustível gasoso ou líquido não foram superiores a 0,5%.

Comparando-se com os resultados obtidos na simulação da turbina de eixo simples, observa-se que esta turbina apresenta um comportamento oscilatório com *overshoot* maior devido a sua inércia, mas com praticamente o mesmo tempo de recuperação.

Comparando-se com a turbina aeroderivativa com configuração tradicional, esta apresenta uma resposta mais rápida e menos oscilatória devido ao acoplamento físico citado anteriormente. O tempo de recuperação também é menor.

### 5.2.2.4 Simulação 16

Na simulação 16 foi considerado o gerador com regulador de velocidade isócrona submetido a uma variação de carga de -10%. A turbina opera inicialmente com 80% da sua potência nominal.

As figuras 5.59, 5.60 e 5.61, respectivamente, ilustram a rotação (pu), temperatura de exaustão (°C) e potência mecânica (pu).

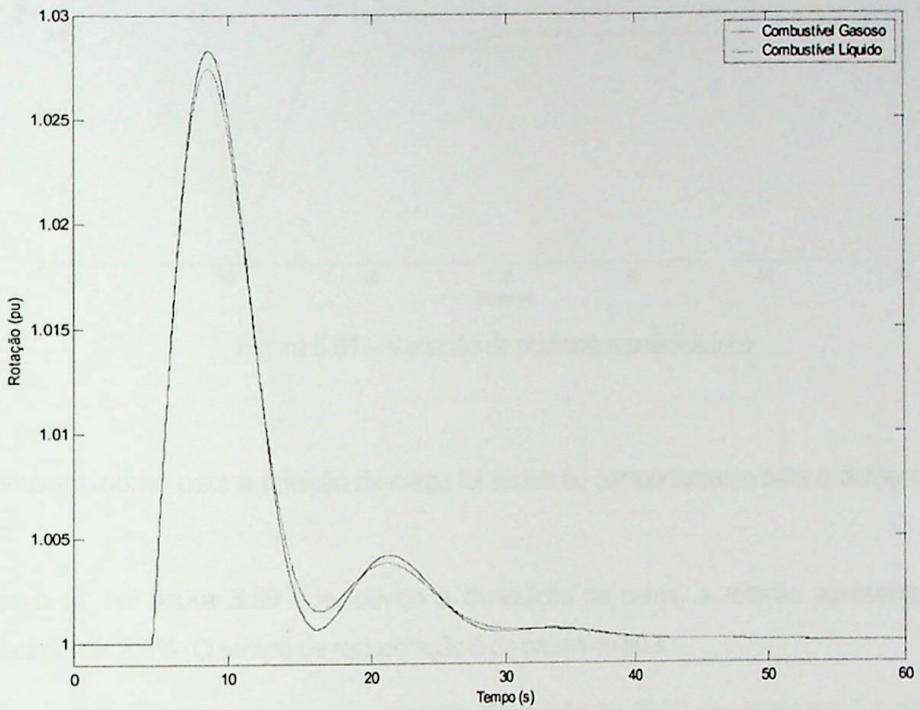


Figura 5.59 – Variação da velocidade de rotação (pu)

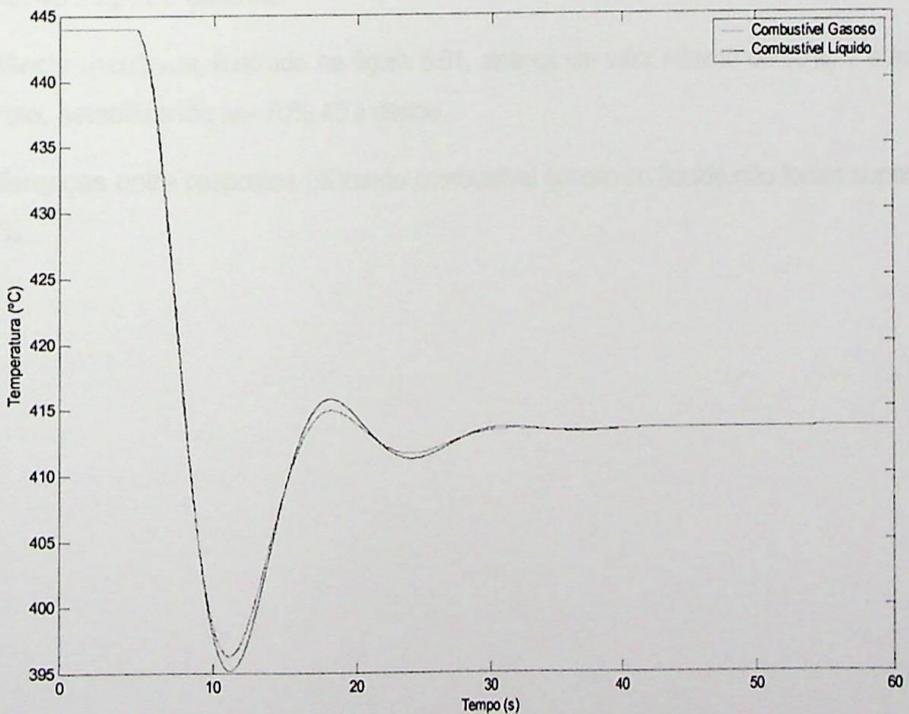


Figura 5.60 – Variação da temperatura de exaustão (°C)

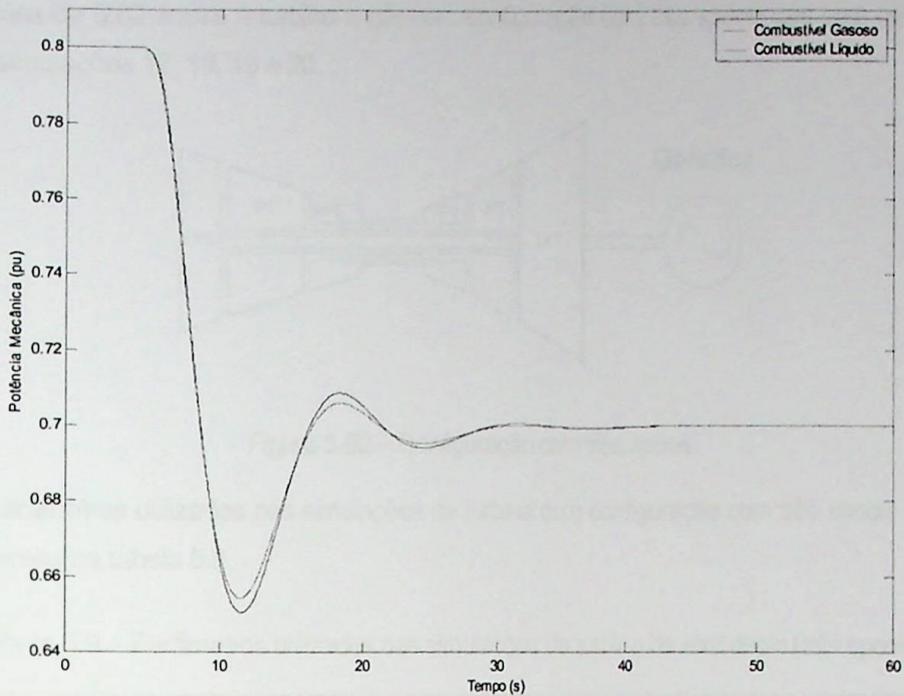


Figura 5.61 – Variação da potência mecânica (pu)

O comportamento para a rejeição de carga foi similar ao comportamento para o aumento de carga.

Observa-se na figura 5.59 que, devido a diminuição de carga, a rotação apresenta um acréscimo de 2,8%. O tempo de recuperação é da ordem de 50 s.

Na figura 5.60 a temperatura apresenta uma diminuição de 49 °C nos primeiros 7 s após a variação de carga, alcançando uma temperatura de 495 °C. A temperatura se estabiliza em 414 °C, 40 s após o distúrbio.

A potência mecânica, ilustrada na figura 5.61, alcança um valor mínimo de 65%, 7 s após o distúrbio, estabilizando em 70% 40 s depois.

As diferenças entre respostas utilizando combustível gasoso ou líquido não foram superiores a 0,5%.

A figura de 5.62 ilustra a turbina a gás com configuração com três *spools* que será utilizada nas simulações 17, 18, 19 e 20.

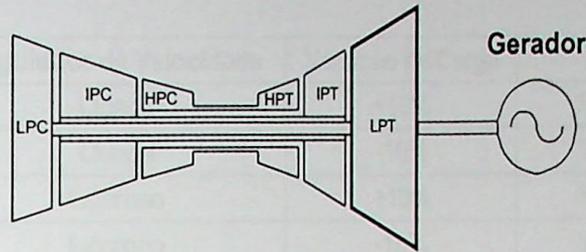


Figura 5.62 – Configuração com três *spools*.

Os parâmetros utilizados nas simulações da turbina com configuração com três *spools* estão presentes na tabela 5.9.

Tabela 5.9 – Parâmetros utilizados nas simulações da turbina de eixo duplo (três *spools*).

<b>Regulador de Velocidade</b>						
Parâmetro	W	X	Y	Z		
Queda	20	0	0,05	1		
Isócrono 2	1	10	1	1		
Isócrono 1	K = 0,5					
<b>Sistema de Combustível</b>						
Parâmetro	a	b (s)	c	$\tau_{G5}$ (s)	$\tau_{G6}$ (s)	$K_F$
Gasoso	1	0,2	1	2,0	3,3	0
Líquido	1	0,2	1	2,0	3,3	0
<b>Limitador de Combustível</b>						
Limite Máximo	1,5 pu					
Limite Mínimo	-0,1 pu					
<b>Malha de Temperatura</b>						
Protetor contra radiação	$\tau_1$ (s)	12				
	$\tau_2$ (s)	15				
Termopar	$\tau_3$ (s)	3,0				
Controle de Temperatura	$K_T$	3,3				
	$\tau_3$ (s)	250				
<b>Outros elementos</b>						
Combustor	$\varepsilon_{CR}$ (s)	Gasoso	0			
		Líquido	0,01			
Sistema de exaustão	$\varepsilon_{TD}$ (s)	Gasoso	0			
		Líquido	0,04			
Descarga do compressor	$\tau_{CD}$ (s)	Gasoso	0			
		Líquido	0,02			
Rotor	$\tau_t$ (s)	8				

A tabela 5.10 mostra um resumo das simulações.

Tabela 5.10 – Resumo das simulações.

<b>Simulação</b>	<b>Regulador de Velocidade</b>	<b>Variação de Carga</b>	<b>Figuras</b>
17	Queda	+10%	5.65, 5.66, 5.67.
18	Queda	-10%	5.68, 5.69, 5.70.
19	Isócrono	+10%	5.71, 5.72, 5.73.
20	Isócrono	-10%	5.74, 5.75, 5.76.

### 5.2.2.5 Simulação 17

Na simulação 17 foi considerado o gerador com regulador de velocidade com queda submetido a uma variação de carga de +10%. A turbina opera inicialmente com 80% da sua potência nominal.

As figuras 5.63, 5.64 e 5.65, respectivamente, ilustram a rotação (pu), temperatura de exaustão (°C) e potência mecânica (pu).

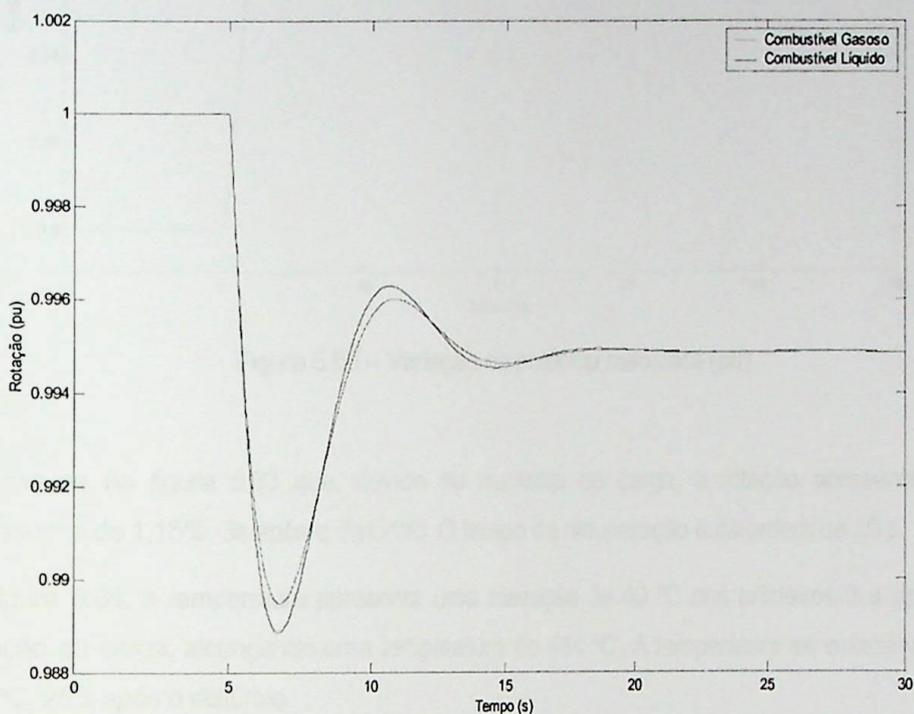


Figura 5.63 – Variação da velocidade de rotação (pu)

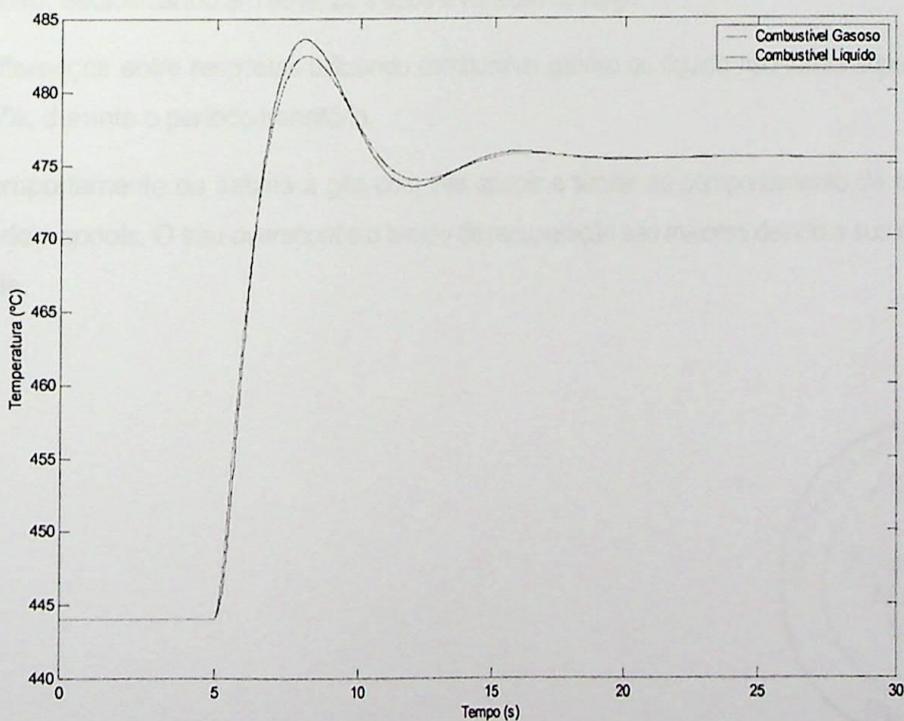


Figura 5.64 – Variação da temperatura de exaustão (°C)

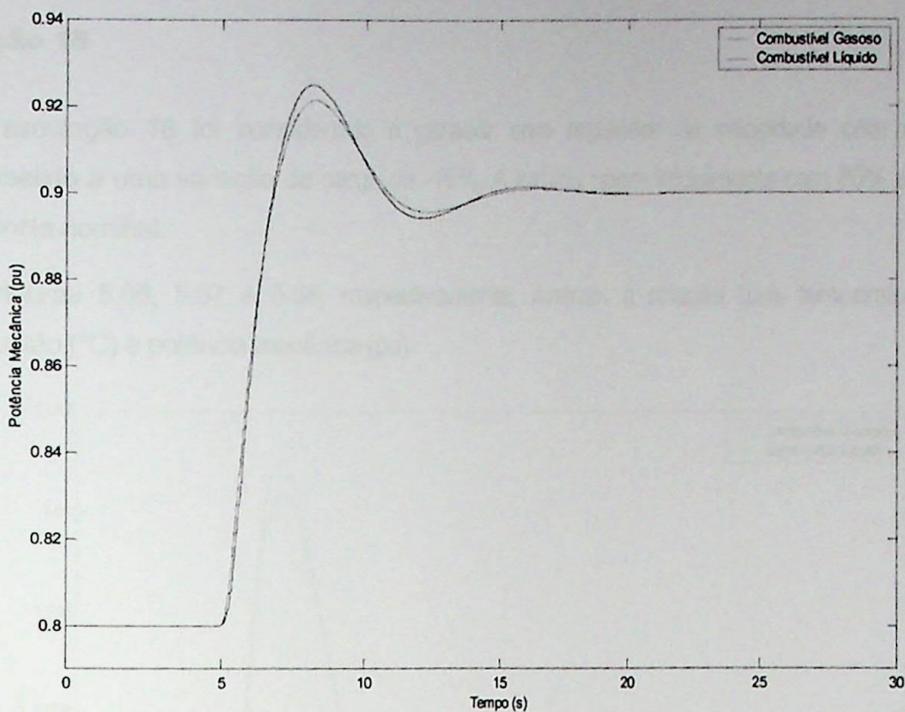


Figura 5.65 – Variação da potência mecânica (pu)

Observa-se na figura 5.63 que, devido ao aumento de carga, a rotação apresenta um decréscimo de 1,15%, 3s após o distúrbio. O tempo de recuperação é da ordem de 25 s.

Na figura 5.64, a temperatura apresenta uma elevação de 40 °C nos primeiros 3 s após a variação de carga, alcançando uma temperatura de 484 °C. A temperatura se estabiliza em 476 °C, 25 s após o distúrbio.

A potência mecânica, ilustrada na figura 5.65, alcança um valor máximo de 92,5%, 3 s após o distúrbio, estabilizando em 90%, 20 s após a variação de carga.

As diferenças entre respostas utilizando combustível gasoso ou líquido não foram superiores a 0,5%, durante o período transitório.

O comportamento da turbina a gás com três *spools* é similar ao comportamento da turbina com dois *spools*. O seu *overshoot* e o tempo de recuperação são maiores devido a sua menor inércia.



### 5.2.2.6 Simulação 18

Na simulação 18 foi considerado o gerador com regulador de velocidade com queda submetido a uma variação de carga de -10%. A turbina opera inicialmente com 80% da sua potência nominal.

As figuras 5.66, 5.67 e 5.68, respectivamente, ilustram a rotação (pu), temperatura de exaustão (°C) e potência mecânica (pu).

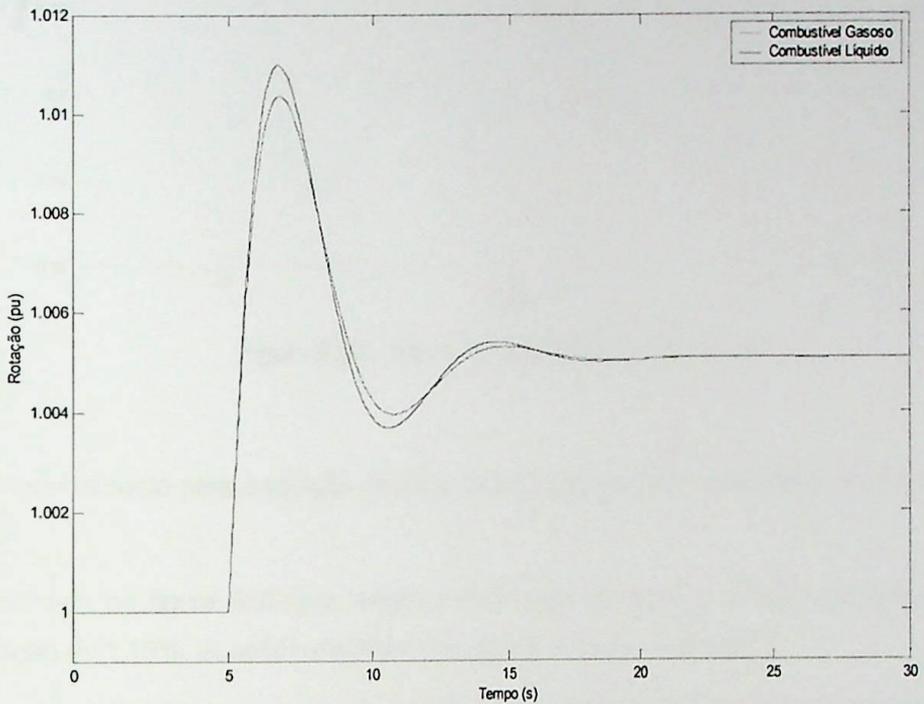


Figura 5.66 – Variação da velocidade de rotação (pu)

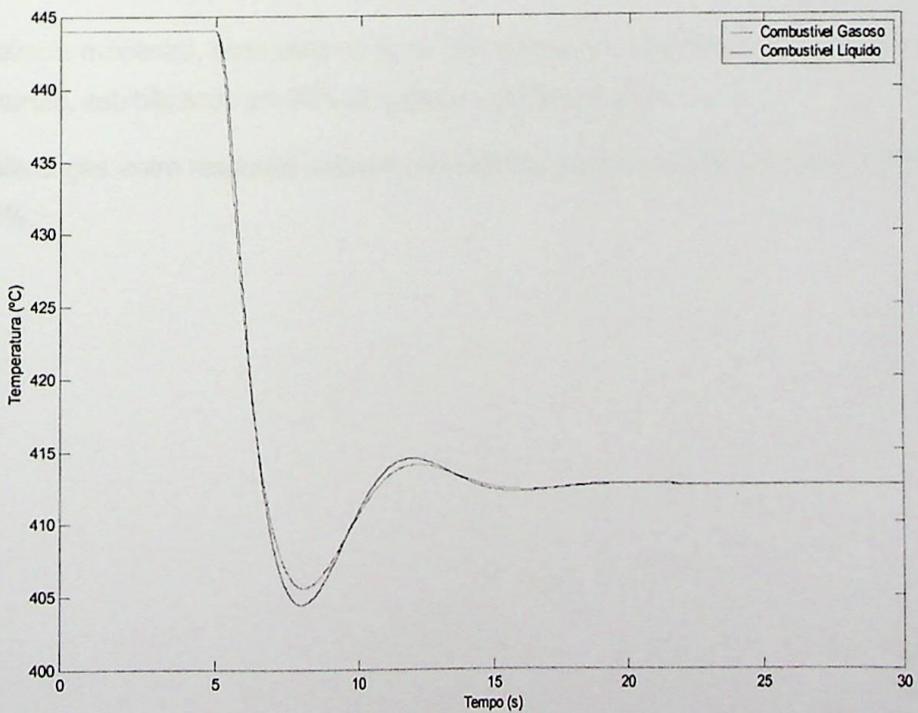


Figura 5.67 – Variação da temperatura de exaustão (°C)

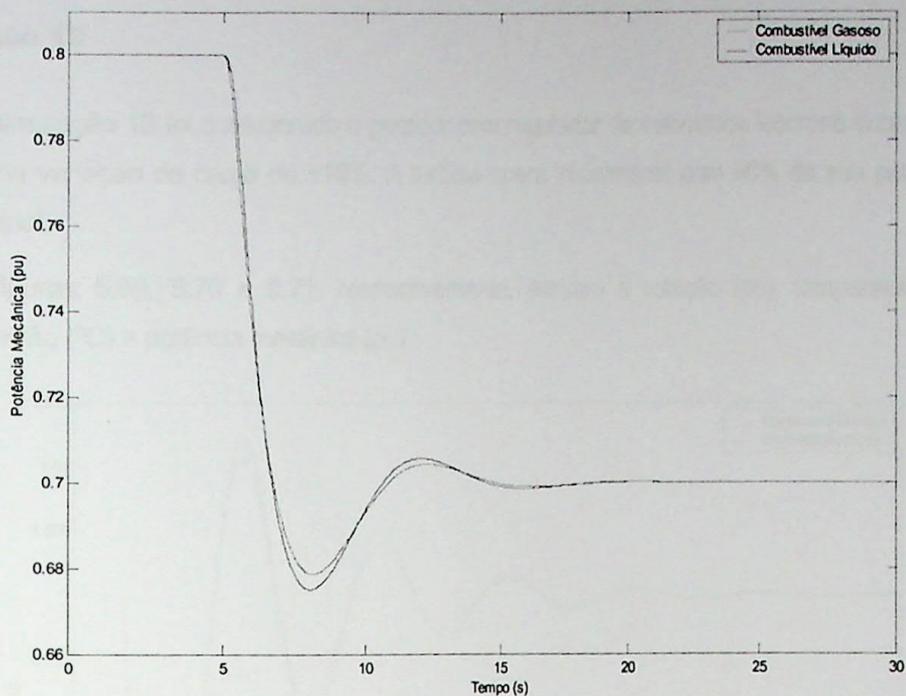


Figura 5.68 – Variação da potência mecânica (pu)

O comportamento para a rejeição de carga foi similar ao comportamento para o aumento de carga.

Observa-se na figura 5.66 que, devido a diminuição de carga, a rotação apresenta uma elevação de 1,15%, 3s após o distúrbio. O tempo de recuperação é de 20 s.

Na figura 5.67 a temperatura apresenta uma diminuição de 40 °C nos primeiros 10 s após a variação de carga, alcançando uma temperatura de 404 °C. A temperatura se estabiliza em 413 °C, 20 s após o distúrbio.

A potência mecânica, observada na figura 5.68, alcança um valor mínimo de 67,5%, 3 s após o distúrbio, estabilizando em 70% 20 s após a variação de carga.

As diferenças entre respostas utilizando combustível gasoso ou líquido não foram superiores a 0,5%.

### 5.2.2.7 Simulação 19

Na simulação 19 foi considerado o gerador com regulador de velocidade isócrono submetido a uma variação de carga de +10%. A turbina opera inicialmente com 80% da sua potência nominal.

As figuras 5.69, 5.70 e 5.71, respectivamente, ilustram a rotação (pu), temperatura de exaustão (°C) e potência mecânica (pu).

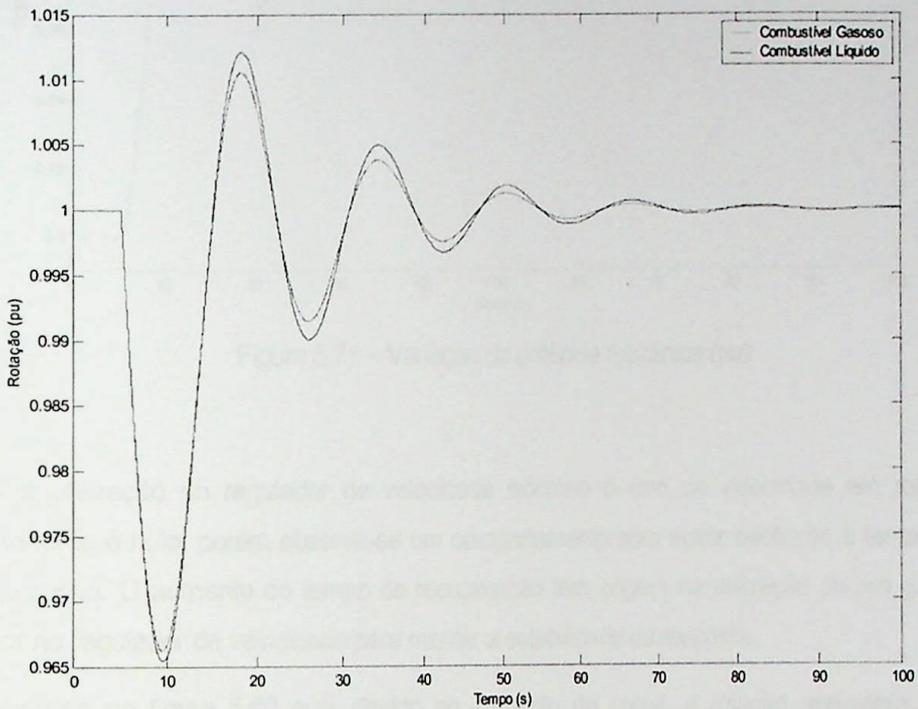


Figura 5.69 – Variação da velocidade de rotação (pu)

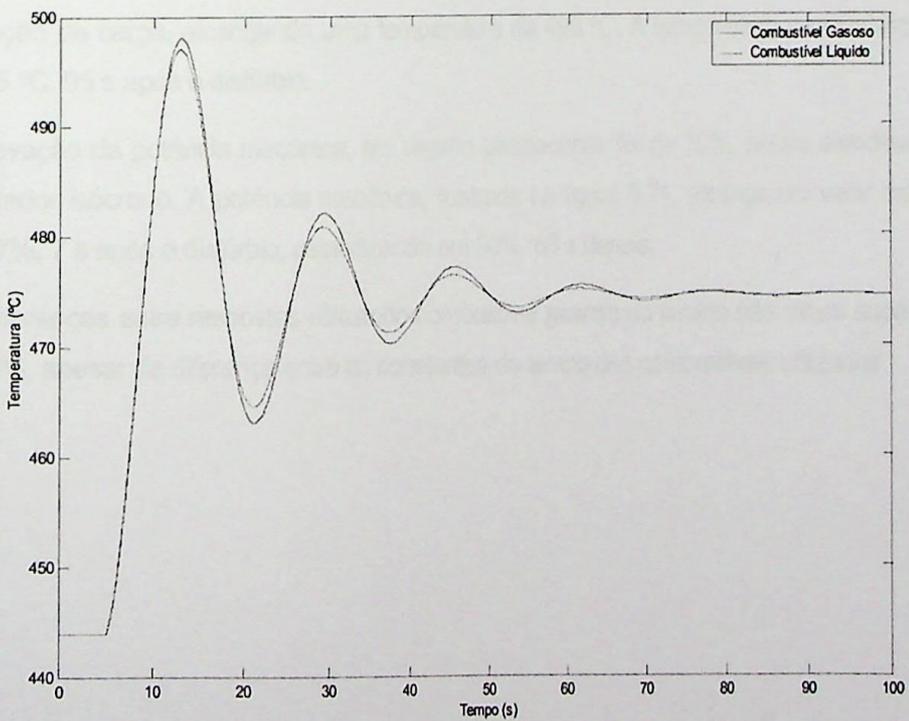


Figura 5.70 – Variação da temperatura de exaustão (°C)

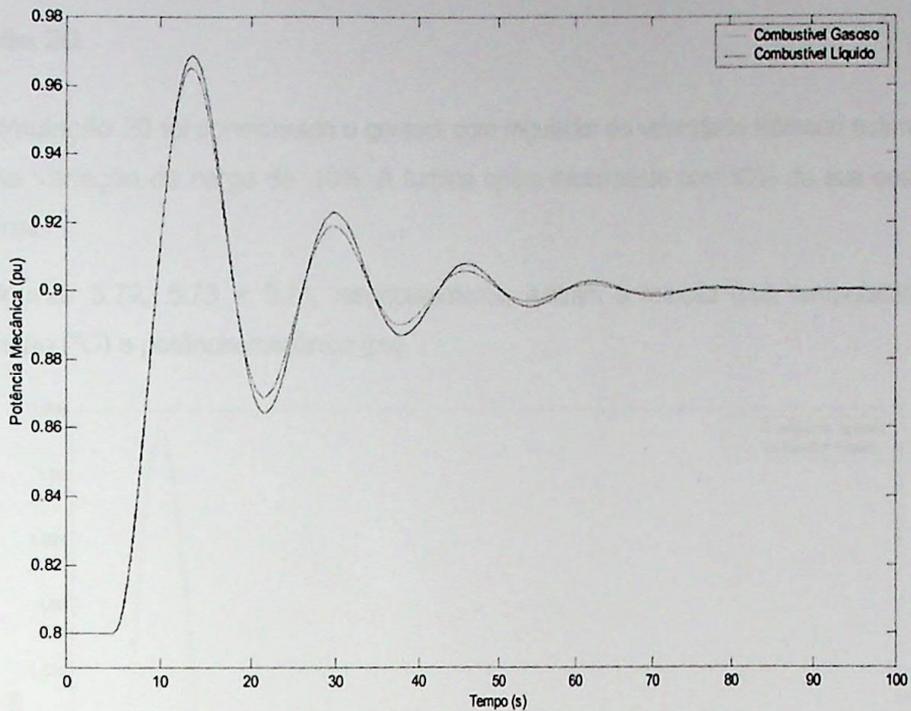


Figura 5.71 – Variação da potência mecânica (pu)

Com a utilização do regulador de velocidade isócrono o erro de velocidade em regime permanente é nulo, porém observa-se um comportamento com maior oscilação e tempo de recuperação. O aumento do tempo de recuperação tem origem na utilização de um ganho menor no regulador de velocidade para manter a estabilidade da resposta.

Observa-se na figura 5.69 que, devido ao aumento de carga, a rotação apresenta uma diminuição de 3,5%, 5s após o distúrbio. O tempo de recuperação é da ordem de 95 s.

Na figura 5.70 a temperatura apresenta uma elevação de 54 °C nos primeiros 7 s após a variação de carga, alcançando uma temperatura de 498 °C. A temperatura se estabiliza em 474,5 °C, 95 s após o distúrbio.

A elevação da potência mecânica, em regime permanente, foi de 10%, sendo atendida pelo regulador isócrono. A potência mecânica, ilustrada na figura 5.71, alcança um valor máximo de 97%, 7 s após o distúrbio, estabilizando em 90%, 80 s depois.

As diferenças entre respostas utilizando combustível gasoso ou líquido não foram superiores a 0,5%, apesar da diferença entre as constantes de tempo dos combustíveis utilizados

### 5.2.2.8 Simulação 20

Na simulação 20 foi considerado o gerador com regulador de velocidade isócrona submetido a uma variação de carga de -10%. A turbina opera inicialmente com 80% da sua potência nominal.

As figuras 5.72, 5.73 e 5.74, respectivamente, ilustram a rotação (pu), temperatura de exaustão (°C) e potência mecânica (pu).

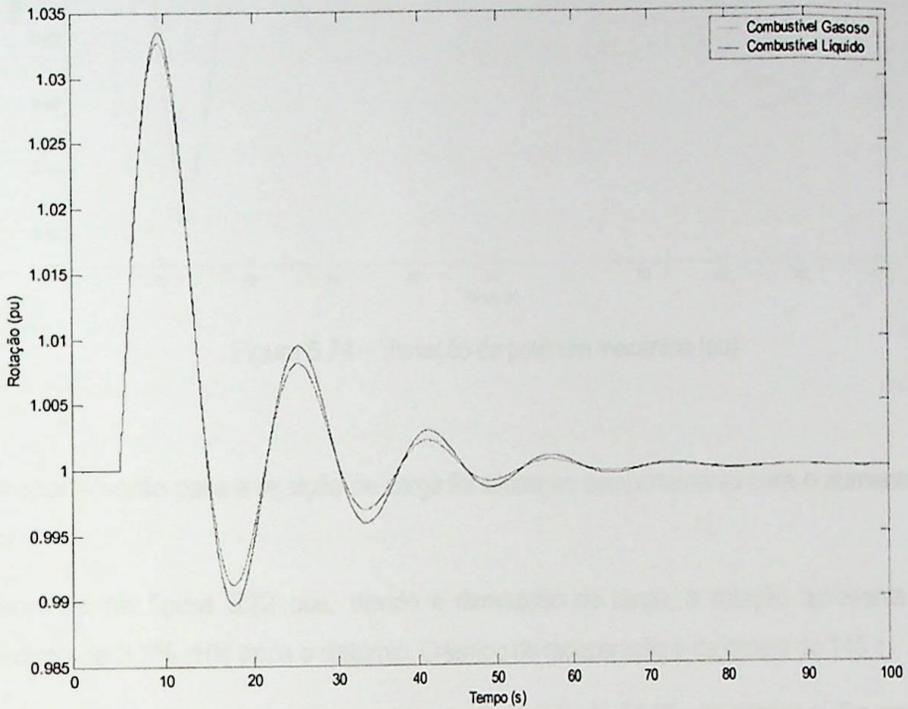


Figura 5.72 – Variação da velocidade de rotação (pu)

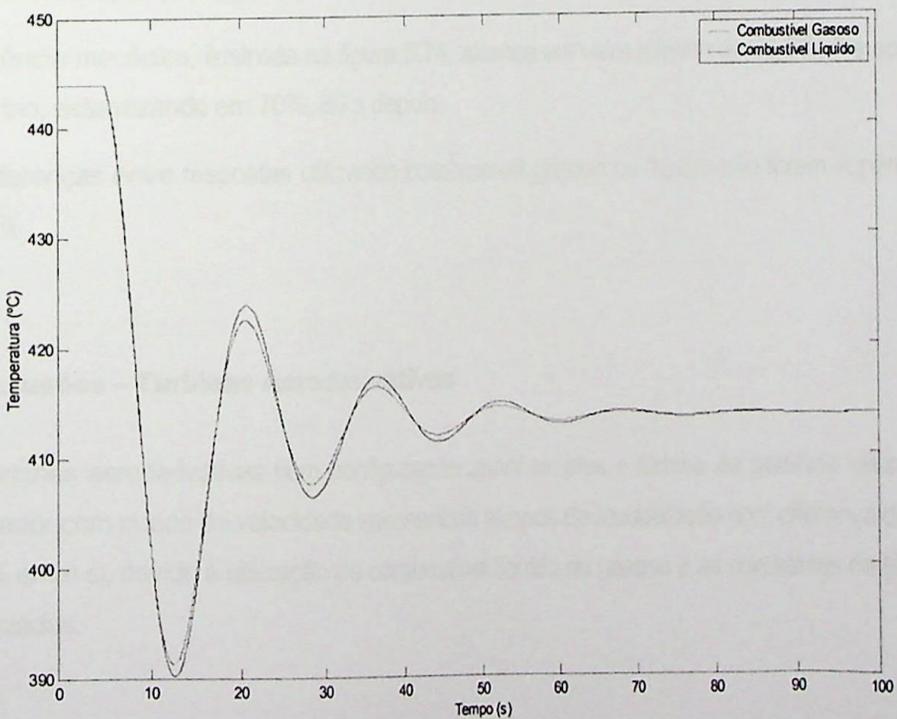


Figura 5.73 – Variação da temperatura de exaustão (°C)

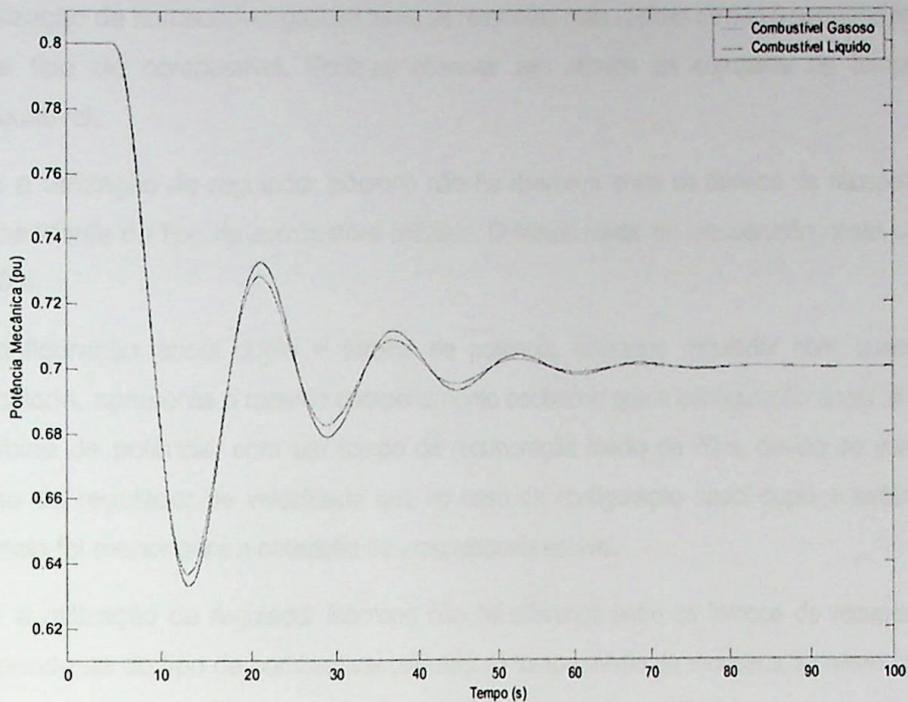


Figura 5.74 – Variação da potência mecânica (pu)

O comportamento para a rejeição de carga foi similar ao comportamento para o aumento de carga.

Observa-se na figura 5.72 que, devido a diminuição de carga, a rotação apresenta um acréscimo de 3,3%, 10s após o distúrbio. O tempo de recuperação é da ordem de 145 s.

Na figura 5.73 a temperatura apresenta uma diminuição de 54 °C nos primeiros 7 s após a variação de carga, alcançando uma temperatura de 390 °C. A temperatura se estabiliza em 414 °C, 95 s após o distúrbio.

A potência mecânica, ilustrada na figura 5.74, alcança um valor mínimo de 63,5%, 7 s após o distúrbio, estabilizando em 70%, 80 s depois.

As diferenças entre respostas utilizando combustível gasoso ou líquido não foram superiores a 0,5%.

### 5.2.3 Conclusões – Turbinas Aeroderivativas

As turbinas aeroderivativas com configuração *spool* simples + turbina de potência utilizando regulador com queda de velocidade apresentam tempos de recuperação com diferença de até 400% entre si, devido à utilização de combustível líquido ou gasoso e as constantes de tempo associadas.

A utilização de combustível gasoso torna as respostas mais rápidas devido à pequena inércia deste tipo de combustível. Pode-se observar isto através da constante de tempo do combustível.

Com a utilização de regulador isócrono não há diferença entre os tempos de recuperação independente do tipo de combustível utilizado. O tempo médio de recuperação neste caso é de 90 s.

A configuração *spool* duplo + turbina de potência, utilizando regulador com queda de velocidade, apresenta o mesmo comportamento oscilatório que a configuração *spool* simples + turbina de potência, com um tempo de recuperação médio de 70 s, devido ao valor do ganho do regulador de velocidade que no caso da configuração *spool* duplo + turbina de potência foi menor para a obtenção de uma resposta estável.

Com a utilização de regulador isócrono não há diferença entre os tempos de recuperação independente do tipo de combustível utilizado. O tempo médio de recuperação neste caso é de 90 s.

A configuração com dois *spools* apresenta um comportamento similar ao comportamento da turbina a gás de um eixo. Isto se explica através da semelhança entre as configurações onde está presente o conjunto compressor/turbina/gerador acoplados a um eixo comum. Os tempos de recuperação são equivalentes.

O *overshoot* para a rotação é 5 vezes maior que a turbina de um eixo. As variações de potência mecânica e temperatura são similares.

As diferenças de resposta devido ao tipo de combustível são menores que 0,5%. Os tempos de recuperação são da ordem de 7 s.

Para a configuração com três *spools*, assim como a configuração com dois *spools*, o comportamento é similar ao comportamento da turbina de um eixo. Neste caso os tempos de recuperação são da ordem de 25 s. A semelhança entre os comportamentos das configurações com um eixo, dois e três *spools* tem origem na inexistência da turbina livre ou de potência e ao acoplamento através de um mesmo eixo.

A turbina com um *spool* e turbina livre apresenta um comportamento mais oscilatório que a turbina com configuração dois *spools* e turbina livre devido ao valor do ganho do regulador de velocidade adotado na configuração dois *spools*. Outro fator de influência são as funções algébricas que correlacionam potência de eixo e temperatura com as variáveis de fluxo de combustível e rotação que são distintas para cada configuração.

## Capítulo 6

### Aplicação do Modelo em um Programa de Transitórios Eletromecânicos

No capítulo 5 avaliou-se o comportamento das turbinas a gás de um eixo e de eixos múltiplos, a partir dos modelos propostos por Rowen (1983) e (1992). Considerou-se a operação das turbinas em um sistema isolado.

Neste capítulo, utiliza-se um modelo dinâmico simplificado para a turbina a gás operando interligada a um sistema elétrico de grande porte. Foi utilizado o Sistema Interligado Nacional (SIN) com banco de dados válido para o período de janeiro/2000 a maio/2001.

Para as simulações foi usado o programa de simulação de transitórios eletromecânicos ANATEM, desenvolvido pelo Cepel (Centro de Pesquisas de Energia Elétrica).

A representação do modelo simplificado será feita através de elementos chamados CDU, ou seja, Controladores Definidos pelo Usuário do programa ANATEM, que permite a inserção de modelos não contemplados no mesmo.

A seguir serão apresentados no formato CDU, os modelos para a turbina a gás, regulador de tensão e PSS (Sinal Adicional Estabilizante), bem como os respectivos diagramas de blocos.

#### 6.1 Princípios Básicos

A figura 6.1 ilustra um diagrama de blocos representativo de um determinado sistema. O mesmo possui um bloco integrador, um bloco de realimentação e um bloco somador. Associados a estes blocos existem os blocos de entrada e saída.

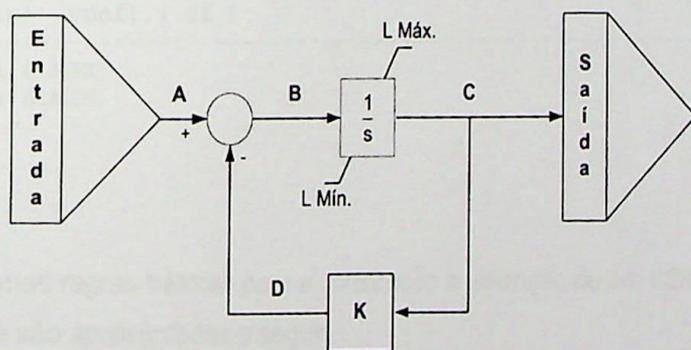


Figura 6.1 – Diagrama de blocos representativo de um sistema.

A figura 6.2 mostra o diagrama de blocos acima representado através de um CDU do programa ANATEM. Ele é composto de 5 blocos (numerados de 1 a 5) e seis variáveis (A, B, C, D,  $L_{MAX}$  e  $L_{MIN}$ ). O bloco 3 é dinâmico e possui limites fixos  $L_{MAX}$  e  $L_{MIN}$ . Os valores de definição dos parâmetros K,  $\#L_{MAX}$  e  $\#L_{MIN}$  são fornecidos através da instrução DEFVAR, que

no exemplo são de 2.0, 1.0, e 0.0, respectivamente. Algumas variáveis devem ser inicializadas e isto é feito através da instrução DEFVAL. No exemplo as variáveis C, L<sub>MAX</sub> e L<sub>MIN</sub> são inicializadas com 1, #L<sub>MAX</sub> e #L<sub>MIN</sub> respectivamente.

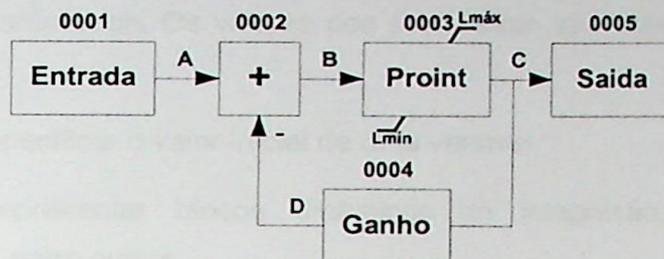


Figura 6.2 – Diagrama de blocos no formato CDU

A representação do diagrama de blocos da figura 6.1 e da figura 6.2 em CDU é detalhada a seguir:

```

DCDU
(-----)
(nc) ( nome cdu )
1 cdu_1
(-----)
(-----)
(EFPAR (npar) ( valpar )
(-----)
DEFPAR #K 2.0
DEFPAR #LMAX 1.0
DEFPAR #LMIN 0.0
(-----)
(nb)i(tipo) (stip)s(vent) (vsai) ( p1 )( p2 )( p3 )( p4 ) (vmin) (vmax)
(-----)
0001 ENTRAD      A
0002 SOMA      -D      B
           A      B
0003 PROINT     B      C      1.0  1.0      LMIN  LMAX
0004 GANHO     C      D      #K
0005 SAIDA     C
(-----)
(DEFVA (stip) (vdef) ( d1 )
(-----)
DEFVAL LMAX #LMAX
DEFVAL LMIN #LMIN
DEFVAL C 1.0
FIMCDU
9999

```

Existem algumas regras básicas para a construção e utilização de um CDU no programa ANATEM que são apresentadas a seguir:

- Os elementos básicos de um CDU são variáveis e blocos.
- Variáveis podem ser entradas, saídas ou limites de blocos.
- Toda variável que não é limite de bloco deve necessariamente ser entrada de um bloco e saída de outro bloco.

- Variáveis que são limites fixos de bloco são as únicas que não são saída de nenhum bloco.
- Todo bloco com limite deverá ter os dois limites definidos.
- Os dados dos blocos podem ser fornecidos diretamente ao CDU como números ou como parâmetros. Os valores dos parâmetros são especificados através de instruções.
- Pode-se especificar o valor inicial de uma variável.
- Pode-se representar blocos dinâmicos de integração, ledlag, wshout e polinômios, entre outros.
- As conexões de CDU com os outros modelos são feitas através dos blocos de importação e exportação de variáveis.
- O CDU deve estar associado a um equipamento como máquina, elo de corrente contínua, compensador estático, regulador de tensão, etc, através de códigos de execução.

## 6.2 Modelo da Turbina a Gás em CDU

O modelo da turbina a gás implementado no programa ANATEM tem como base o diagrama de blocos da figura 6.3.

A adoção do modelo simplificado, de acordo com Rowen (1983), apresenta resultados satisfatórios quando operando em paralelo com sistemas de grande porte (barramento infinito).

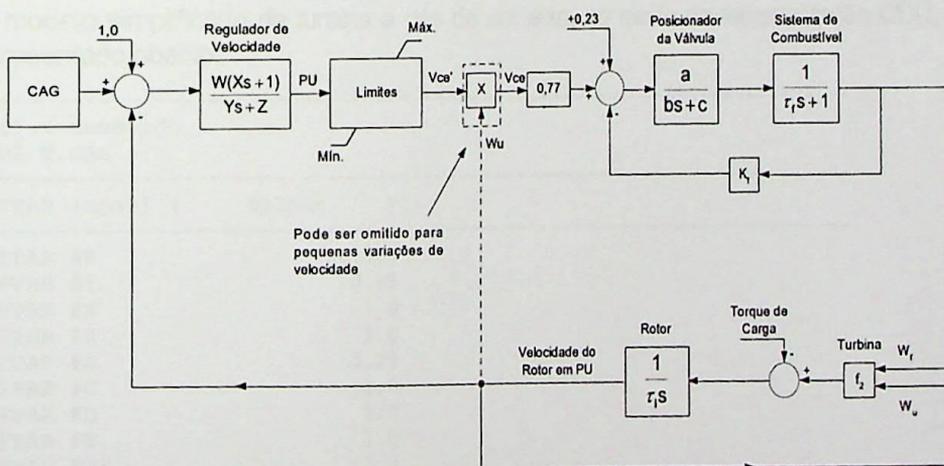


Figura 6.3 – Diagrama de blocos do modelo simplificado

A figura 6.4 representa o modelo simplificado implementado em CDU.

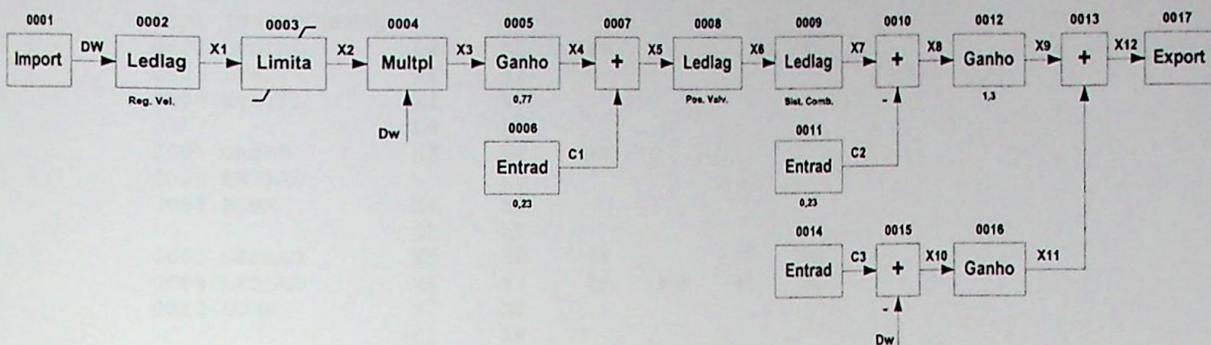


Figura 6.4 – Modelo simplificado representado em CDU.

A descrição dos blocos utilizados nas simulações está apresentada na tabela 6.1.

Tabela 6.1 – Descrição dos blocos utilizados.

Nº do Bloco	Elemento representado	Nº do Bloco	Elemento representado
0001	Importação da variação de frequência	0010	Somador
0002	Regulador de velocidade	0011	Função algébrica $F=1,2978(\omega_F-0,23)+0,5(1-N)$
0003	Limites do sistema de combustível	0012	
0004	Bloco multiplicador	0013	
0005	Ganho (0,77)	0014	
0006	Consumo sem carga (0,23)	0015	
0007	Somador	0016	
0008	Posicionador da válvula de combustível	0017	Exportação de Pmec.
0009	Sistema de combustível		

O modelo simplificado da turbina a gás de um eixo, no modo de representação CDU, está apresentado abaixo.

```

(-----)
(nc) ( nome cdu )
2002 T.GAS
(-----)
(EFPAR (npar) ( valpar )
(-----)
DEFPAR #W          20.000
DEFPAR #Y          0.05
DEFPAR #Z          1.0
DEFPAR #A          1.0
DEFPAR #B          0.20
DEFPAR #C          1.0
DEFPAR #D          1.0
DEFPAR #E          1.0
DEFPAR #TF         2.0
DEFPAR #TA         1.2
DEFPAR #M          0.77
DEFPAR #N          1.2987
DEFPAR #O          0.50
DEFPAR #C1         0.23
DEFPAR #C2         0.23
DEFPAR #C3         1.0
DEFPAR #LIC        -0.10
DEFPAR #LSC        1.50
(-----)
(nb) (tipo) (stip)s(vent) (vsai) ( p1 )( p2 )( p3 )( p4 ) (vmin) (vmax)
(-----)

```

```

0001 IMPORT DWMAQ           Dw
0002 LEDLAG                Dw X1 #W #Z #Y
0003 LIMITA                X1 X2 LIC LSC
0004 MULTPL                X2 X3
                                Dw X3
0005 GANHO                  X3 X4 #M
0006 ENTRAD                 C1
0007 SOMA                   X4 X5
                                C1 X5
0008 LEDLAG                 X5 X6 #A #C #B
0009 LEDLAG                 X6 X7 #D #TA #E #TF
0010 SOMA                   X7 X8
                                -C2 X8
0011 ENTRAD                 C2
0012 GANHO                  X8 X9 #N
0013 SOMA                   X9 X12
                                X11 X12
0014 ENTRAD                 C3
0015 SOMA                   C3 X10
                                -Dw X10
0016 GANHO                  X10 X11 #O
0017 EXPORT PMEC           X12
(-----)
(DEFVA (stip) (vdef) (dl) )
(-----)
DEFVAL LIC #LIC
DEFVAL LSC #LSC
DEFVAL C1 #C1
DEFVAL C2 #C2
(
FIMCDU

```

### 6.3 Modelo do Regulador de Tensão em CDU

O modelo de regulador de tensão utilizado nas simulações é o Unitrol tipo AFC-C/C1N3-F45 que equipa as turbinas Alstom modelos GT8C, GT8C2, GT11N2, GT13E2 e GT24 entre outras. A figura 6.5 apresenta o diagrama de blocos do regulador de tensão.

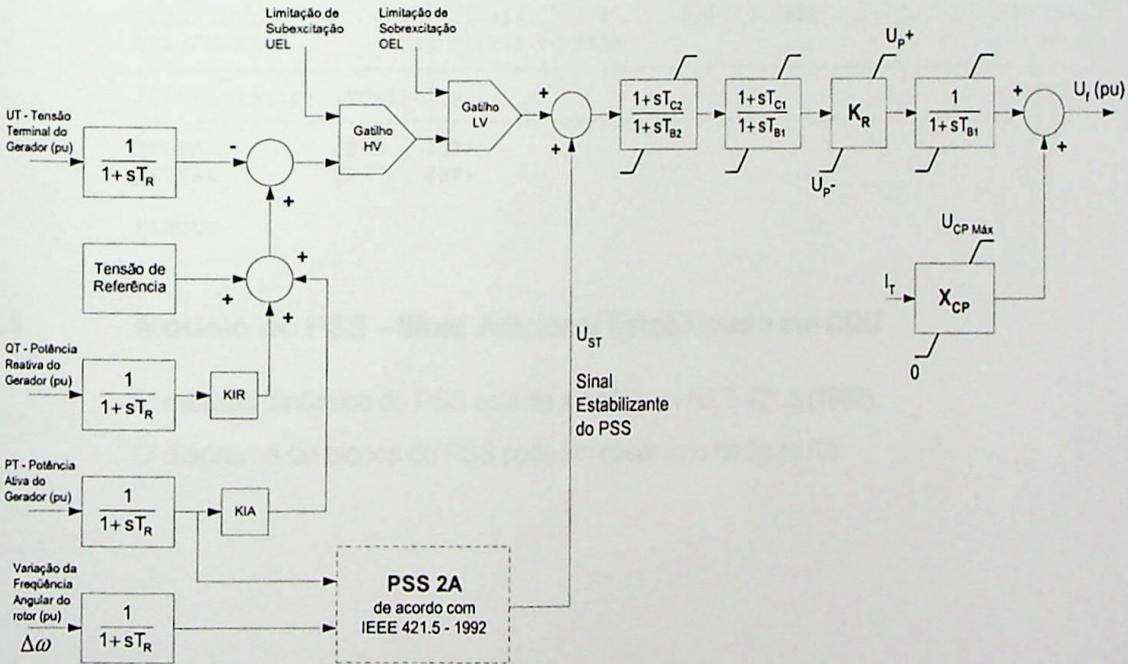


Figura 6.5 – Diagrama de blocos do regulador de tensão.

A representação em CDU do regulador de tensão é feita a seguir.

```

(-----)
(nc) ( nome cdu )
2001 RT.TGAS

```

```

(-----)
(EFPAR (npar) ( valpar )
(-----)
DEFPAR #TR          0.020
DEFPAR #TS          0.004
DEFPAR #KIR         0.06
DEFPAR #KR          300
DEFPAR #TC1         2
DEFPAR #TC2         0.25
DEFPAR #TB1         24
DEFPAR #TB2         0.52
DEFPAR #Up+         4.87
DEFPAR #Up-         -4.09
(-----)
(nb)i(tipo) (stip)s(vent) (vsai) ( p1 )( p2 )( p3 )( p4 ) (vmin) (vmax)
(-----)
0001 IMPORT VTR      Vt      Vt
0002 LEDLAG          Vt      X1      1.0      0.0      1.0#TR
0003 ENTRAD          Vref
0004 SOMA            -X1     X2
                   X15     X2
                   Vref     X2
0005 IMPORT VSAD    Vsad
0006 SOMA            Vsad    X3
                   X2      X3
0007 LEDLAG          X3      X4      1.0      #TC2  1.0 #TB2  X10  X13
0008 LEDLAG          X4      X5      1.0      #TC1  1.0 #TB1  X9   X12
0009 GANHO           X5      X6      #KR
0010 LIMITA          X6      X7
0011 LEDLAG          X7      efd     1.0      1.0 #TS  X8   X11
0012 EXPORT EFD     efd
0013 ENTRAD          UP-
0014 MULTPL          Vt      X8
                   UP-     X8
0015 FRACAO          UP-     X9      1.0      0.0      #KR 0.0
0016 FRACAO          X9      X10     #TB1    0.0      0.0 #TC1
0017 ENTRAD          UP+
0018 MULTPL          Vt      X11
                   UP+     X11
0019 FRACAO          UP+     X12     1.0      0.0      #KR 0.0
0020 FRACAO          X12     X13     #TB1    0.0      0.0 #TC1
0021 IMPORT QELE    Qe
0022 LEDLAG          Qe      X14     1.0      0.0      1.0#TR
0023 GANHO           X14     X15     #KIR
(-----)
(DEFVA (stip) (vdef) ( dl )
(-----)
DEFVAL          UP+      #UP+
DEFVAL          UP-      #UP-
(
FIMCDU

```

## 6.4 Modelo do PSS – Sinal Adicional Estabilizante em CDU

O modelo dinâmico do PSS está de acordo com IEEE 421.5 (1992).

O diagrama de blocos do PSS pode ser observado na figura 6.6.

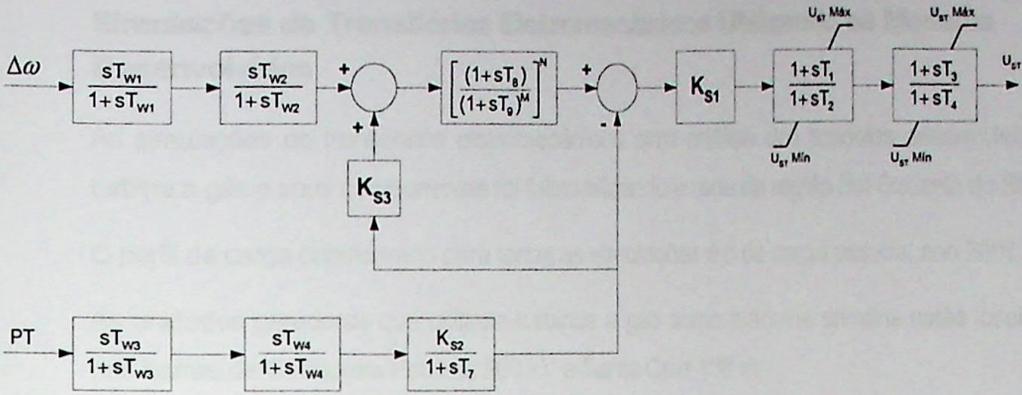


Figura 6.6 – Diagrama de blocos do PSS.

A representação em CDU do PSS é feita a seguir.

```
(nc) ( nome cdu )
2003 PSS.GAS
(-----)
(EFPAR (npar) ( valpar )
(-----)
DEFPAR #TR          0.020
DEFPAR #TW3         2.0
DEFPAR #TW1         2.0
DEFPAR #TW2         2.0
DEFPAR #KS2         0.135
DEFPAR #T7          2.0
DEFPAR #KS3         1.0
DEFPAR #KS1         5.0
DEFPAR #T1          0.2
DEFPAR #T2          0.04
DEFPAR #T3          0.5
DEFPAR #T4          0.04
DEFPAR #T9          0.1
DEFPAR #H           7.4
(-----)
(nb) (tipo) (stip)s(vent) (vsai) ( p1 )( p2 )( p3 )( p4 ) (vmin) (vmax)
(-----)
0001 IMPORT PELE           Pe           Pe
0002 LEDLAG                Pe           X1           1.0           1.0 #TR
0003 IMPORT DWMAQ         Dw           X2           1.0           1.0 #TR
0004 LEDLAG                Dw           X3           #TW3 1.0 #TW3
0005 WSHOUT                X1           X4           #TW1 1.0 #TW1
0006 WSHOUT                X2           X5           #TW2 1.0 #TW2
0007 WSHOUT                X4           X6           #TW2 1.0 #TW2
0008 FRACAO                X3           X5           0.5 0.0 #H 0.0
0009 LEDLAG                X5           X7           #T7 1.0 #T7
0010 GANHO                 X7           X8           #KS3
0011 SOMA                  X6           X9
                                X8           X9
0012 LEDLAG                X9           X14          1.0           1.0 #T9
0013 LEDLAG                X14          X15          1.0           1.0 #T9
0014 LEDLAG                X15          X16          1.0           1.0 #T9
0015 LEDLAG                X16          X17          1.0           1.0 #T9
0016 LEDLAG                X17          X10          1.0           1.0 #T9
0017 SOMA                  X10          X11
                                X7           X11
0018 GANHO                 X11          X12          #KS1
0019 LEDLAG                X12          X13          1.0 #T1 1.0 #T2 UTMI UTMX
0020 LEDLAG                X13          Vsad        1.0 #T3 1.0 #T4 UTMI UTMX
0021 EXPORT VSAD          Vsad
(-----)
(DEFVA (stip) (vdef) ( dl )
(-----)
DEFVAL          UTMI    -0.1
DEFVAL          UTMX     0.1
FIMCDU
9999
```

## 6.5 **Simulações de Transitórios Eletromecânicos Utilizando os Modelos Desenvolvidos**

As simulações de transitórios eletromecânicos para análise dos modelos desenvolvidos da turbina a gás e seus componentes foi feita utilizando a rede da região Sul-Sudeste do SIN.

O perfil de carga considerado para todas as simulações é o de carga pesada, ano 2001.

As unidades geradoras que utilizam turbinas a gás como máquina primária estão localizadas nas barras de Cachoeira Paulista 500 kV e Santa Cruz 138 kV.

A figura 6.7 mostra o diagrama unifilar simplificado do SIN referente à parte da região sul-sudeste de interesse na análise.

As simulações analisadas foram:

- Rejeição de carga no sistema através da abertura das interligações da barra de Santa Cruz 138 kV com as barras de Palmares 138 kV e ZIN 138 kV;
- Perda das unidades geradoras de Santa Cruz 13,8 kV e 19 kV;
- Curto circuito trifásico na barra de Cachoeira Paulista 500 kV por 100 ms eliminado através de abertura trifásica da linha de transmissão Cachoeira Paulista - Poços de Caldas 500 kV;
- Perda da unidade geradora de Angra II.



## 6.5.1

### Rejeição de Carga

A rejeição de carga aplicada consiste na abertura das linhas que interligam o barramento de Santa Cruz 138 kV aos barramentos de Palmares e ZIN. Foi considerada ainda a abertura da LT Santa Cruz – Jacarepaguá 138 kV.

Os fluxos de potência nas linhas antes da abertura são de:

LT Santa Cruz – Palmares  $P = 205 \text{ MW}$  e  $Q = -33,4 \text{ MVar}$

LT Santa Cruz – ZIN  $P = 236 \text{ MW}$  e  $Q = 0,6 \text{ MVar}$

LT Santa Cruz – Jacarepaguá  $P = 4,5 \text{ MW}$  e  $Q = -9,9 \text{ MVar}$

As variáveis observadas são a frequência (Hz), ângulo de potência ( $\delta$ ), fluxo de combustível ( $W_f$ ), potência mecânica (MW) e potência acelerante (MW).

A figura 6.8 mostra o comportamento do ângulo de potência das máquinas de Cachoeira Paulista (Gás), Santa Cruz (Gás), Funil (Hidráulica) e Santa Cruz (Vapor) na ocorrência da rejeição de carga. A máquina de Ilha Solteira é tomada como referência.

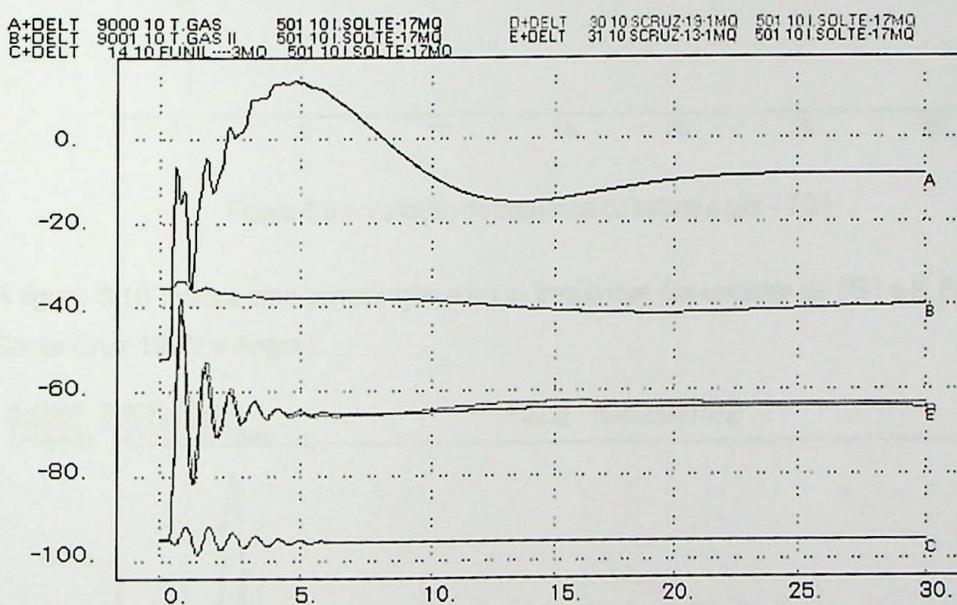


Figura 6.8 – Ângulos de potência ( $\delta$ )

Pode-se observar que o comportamento de Santa Cruz 13,8 e 19 kV são coerentes entre si. Devido à distância elétrica e principalmente ao modelo dinâmico adotado, as unidades de Funil e TG II apresentam uma pequena variação frente ao distúrbio.

A TG I, bem como as unidades de Santa Cruz, devido à proximidade do distúrbio apresentam uma maior variação do ângulo de potência.

Pode-se observar uma grande redução dos ângulos potência de TG I e Santa Cruz, em regime permanente, motivados pela rejeição de carga.

Observa-se que nos primeiros 5 s após o distúrbio, o ângulo de potência de TG I apresenta maior variação, demonstrando rapidez em se adequar a um novo perfil de carga. O tempo de estabilização do ângulo das unidades de Santa Cruz e Funil é da ordem de 5 s.

A partir de 5 s, TG I procura um novo ponto de operação, estabilizando-se em 25 s.

A figura 6.9 mostra a variação de frequência de TG I. A frequência máxima é de 60,83 Hz em 0,117 s e a mínima é de 59,58 Hz em 0,624 s. O tempo de amortecimento é de aproximadamente 5 s.

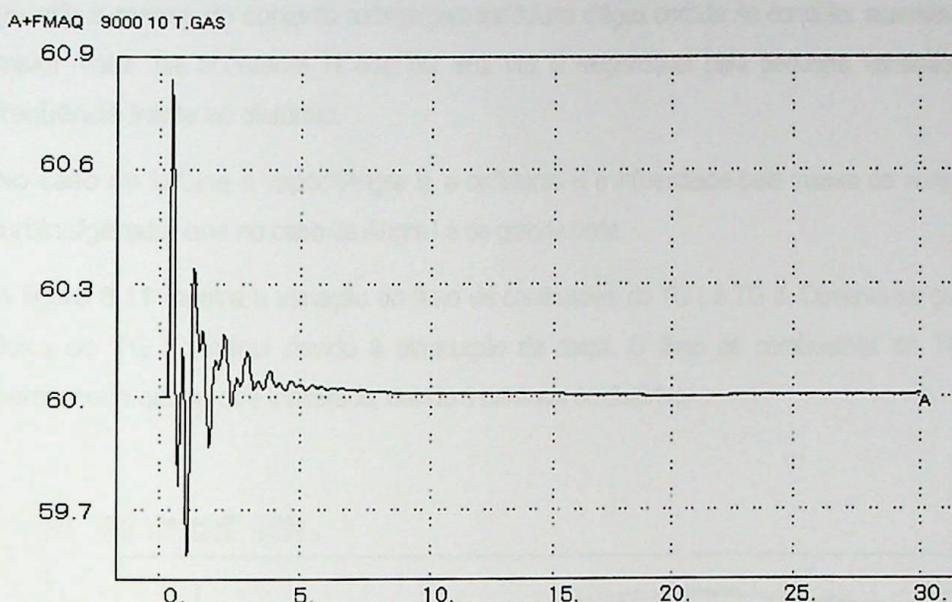


Figura 6.9 – Variação da frequência da turbina a gás – TG I

A figura 6.10 mostra uma comparação entre as frequências das unidades de TG I e II, Funil, Santa Cruz 19 kV e Angra I.

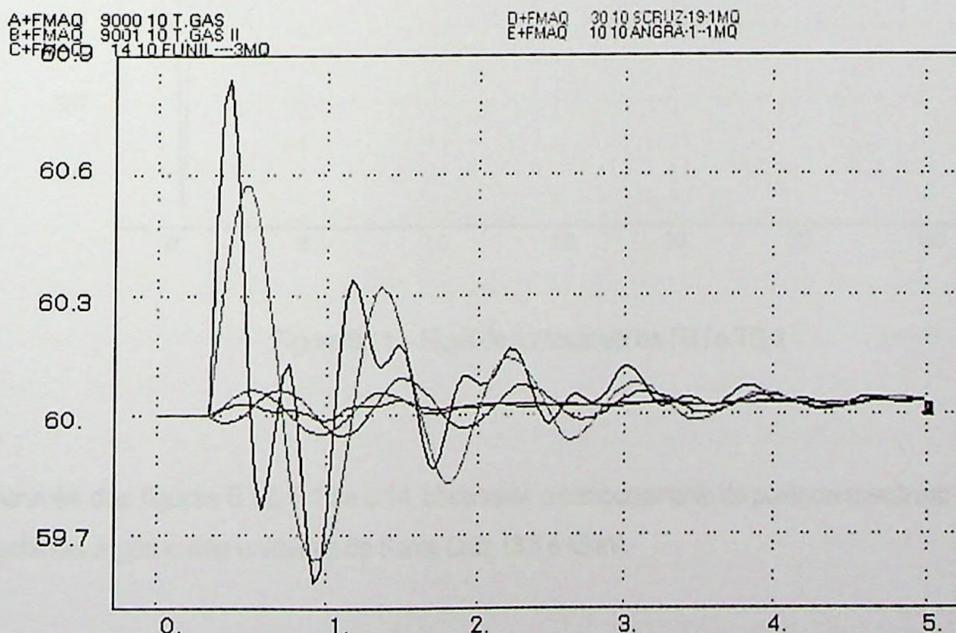


Figura 6.10 – Comparação das frequências entre turbinas a gás, hidráulica e a vapor

A variação da frequência de TG I é maior em função do pequeno valor da constante de inércia (H). Esta constante depende das características construtivas da turbina.

A configuração geométrica (pequeno raio) e a pequena massa da turbina a gás são responsáveis pelo baixo valor da constante de inércia.

Como foi observado na figura 6.10, TG I apresenta uma maior variação da frequência devido ao exposto acima, seguida pela unidade de Santa Cruz.

As unidades de Funil e Angra I apresentam variações menores. No caso da turbina hidráulica (Funil), a massa do conjunto turbina/gerador/coluna d'água contida no conduto, acarreta um maior valor da constante H que por sua vez é responsável pela pequena variação de frequência frente ao distúrbio.

No caso da turbina a vapor (Angra I), a constante H é influenciada pela massa do conjunto turbina/gerador que no caso de Angra I é de grande porte.

A figura 6.11 mostra a variação do fluxo de combustível de TG I e TG II. Observa-se que o fluxo de TG I diminui devido à diminuição da carga. O fluxo de combustível de TG II permanece quase que inalterado, devido à distância do distúrbio.

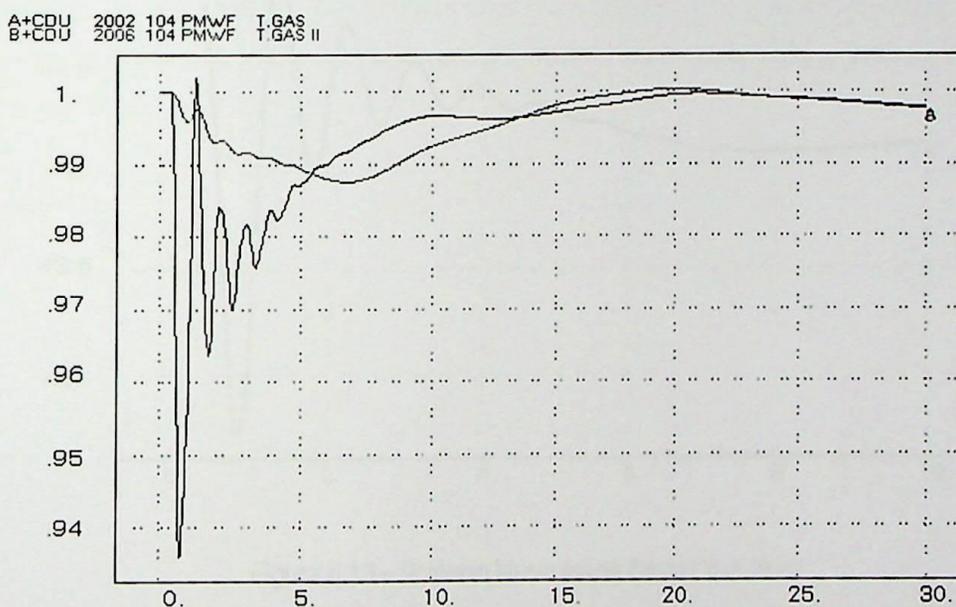


Figura 6.11 – Fluxo de combustível de TG I e TG II

Através das figuras 6.12, 6.13 e 6.14, observa-se o comportamento da potência mecânica das turbinas a gás e das unidades de Santa Cruz 13,8 e 19 kV.

A+PMEC 9000 10 T.GAS  
B+PMEC 9001 10 T.GAS II

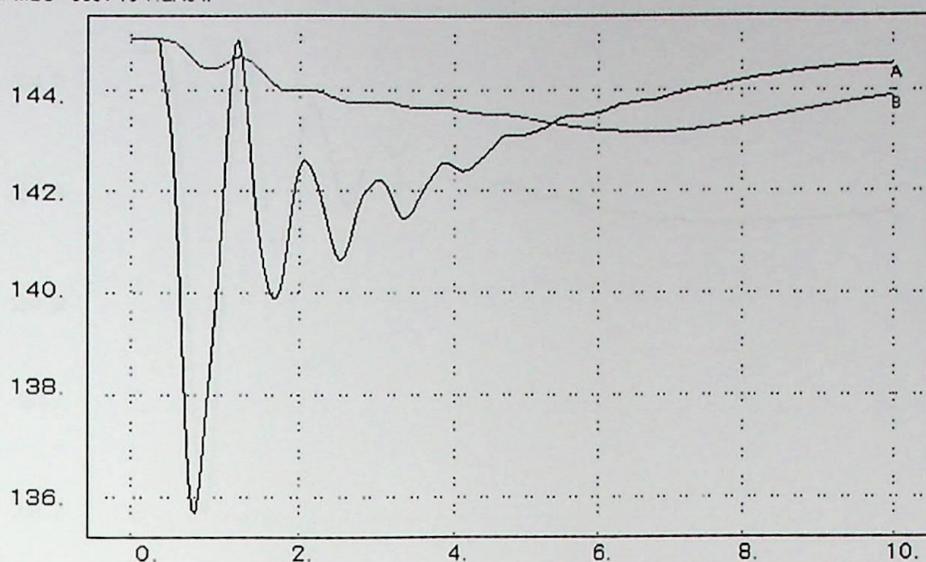


Figura 6.12 – Comparação das potências mecânicas entre as turbinas a gás

A+PMEC 30 10 SCRUIZ-19-1MQ

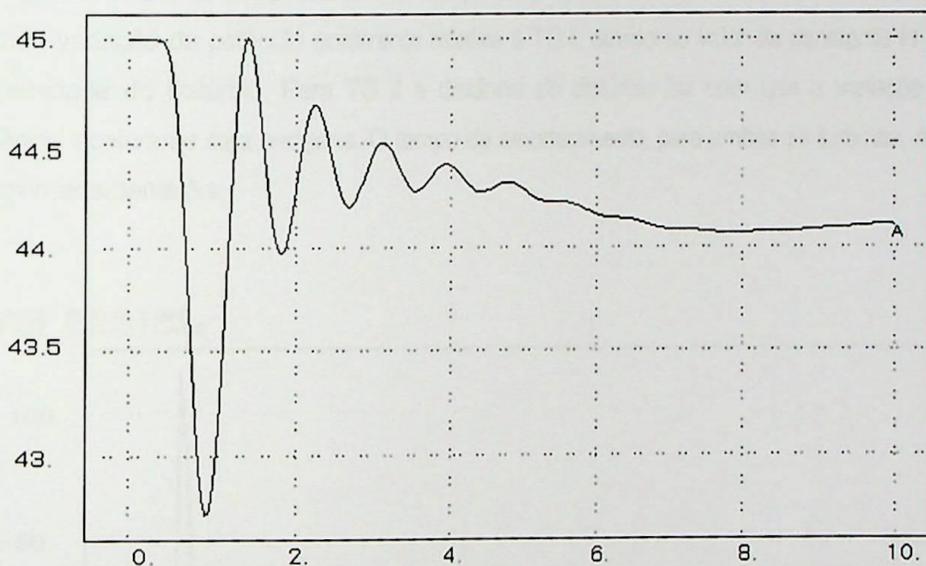


Figura 6.13 – Potência Mecânica de Santa Cruz 19 kV

Na fase transitória a distribuição de potências entre as unidades geradoras, em um primeiro momento, depende da proximidade elétrica, do local da perturbação, e das constantes de tempo de inércia das unidades geradoras. Em seguida a distribuição de potências é desenvolvida através da ação combinada entre reguladores de velocidade e turbina, ficando em regime permanente o efeito dos respectivos estatismos dos reguladores.

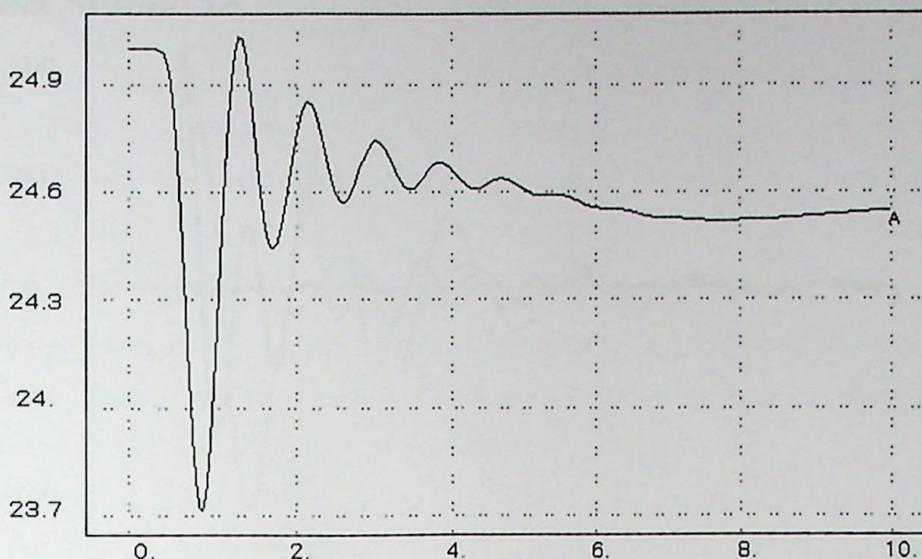


Figura 6.14 – Potência Mecânica de Santa Cruz 13,8 kV

As figuras 6.15 e 6.16 apresentam o comportamento das potências acelerantes. Há uma grande variação da potência acelerante relativa à TG I, devido ao valor da constante H e à proximidade do distúrbio. Para TG II a distância do distúrbio faz com que a variação da potência acelerante seja pequena. O tempo de amortecimento, para ambas as turbinas, é de aproximadamente 5 s.

A+PACE 9000 10 T.GAS  
B+PACE 9001 10 T.GAS II

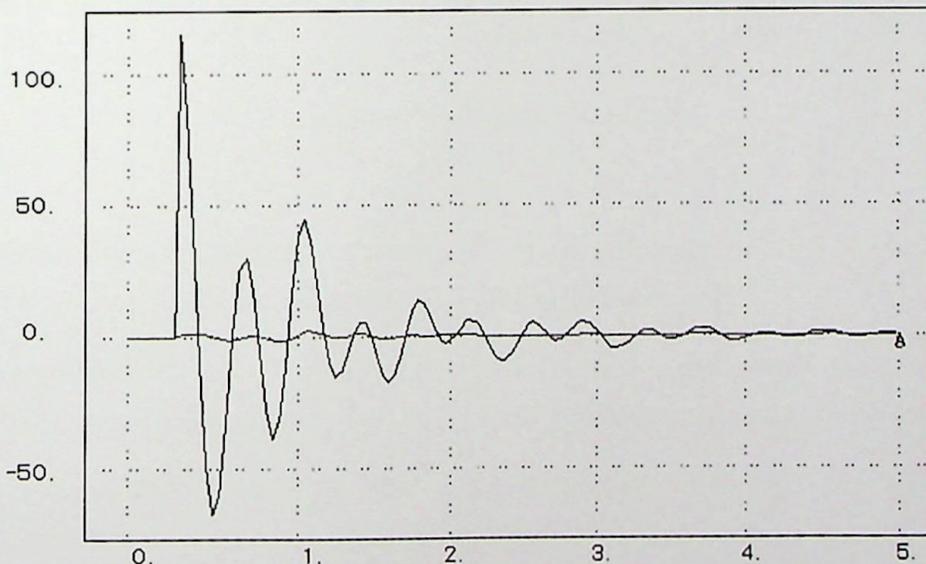


Figura 6.15 – Comparação das potências acelerantes das turbinas a gás

A figura 6.16 mostra uma comparação entre as potências acelerantes das turbinas a gás com uma térmica a vapor e uma hidráulica.

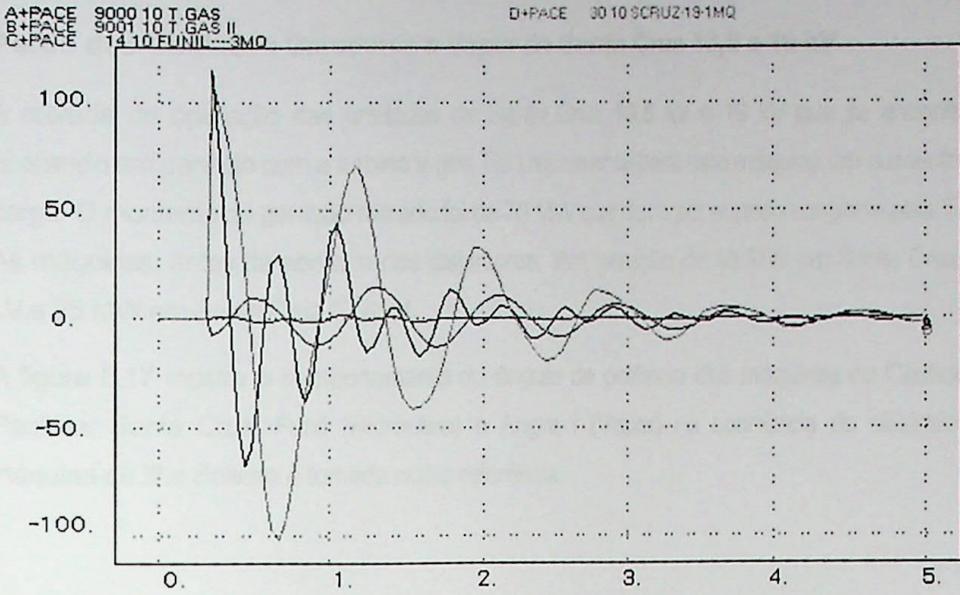


Figura 6.16 – Comparação das potências acelerantes das turbinas a gás com hidráulica e a vapor

Observa-se que o comportamento de TG I é mais oscilatório que TG II, influência direta da localização do distúrbio. Em comparação com Funil, as oscilações são maiores.

## 6.5.2

### Perda das Unidades Geradoras a Vapor de Santa Cruz 13,8 e 19 kV

A retirada de operação das unidades de Santa Cruz 13,8 kV e 19 kV que se encontram operando em paralelo com a turbina a gás TG I representa para esta máquina um aumento de carga. O montante de geração retirado foi de 70 MW que deve ser suprido em parte pela TG I. As máquinas, antes da abertura dos disjuntores, têm geração de 45 MW em Santa Cruz 19 kV e 25 MW em Santa Cruz 13,8 kV.

A figura 6.17 mostra o comportamento do ângulo de potência das máquinas de Cachoeira Paulista, Santa Cruz, Funil (Hidráulica) e Angra I (Vapor) na ocorrência do distúrbio. A máquina de Ilha Solteira é tomada como referência.

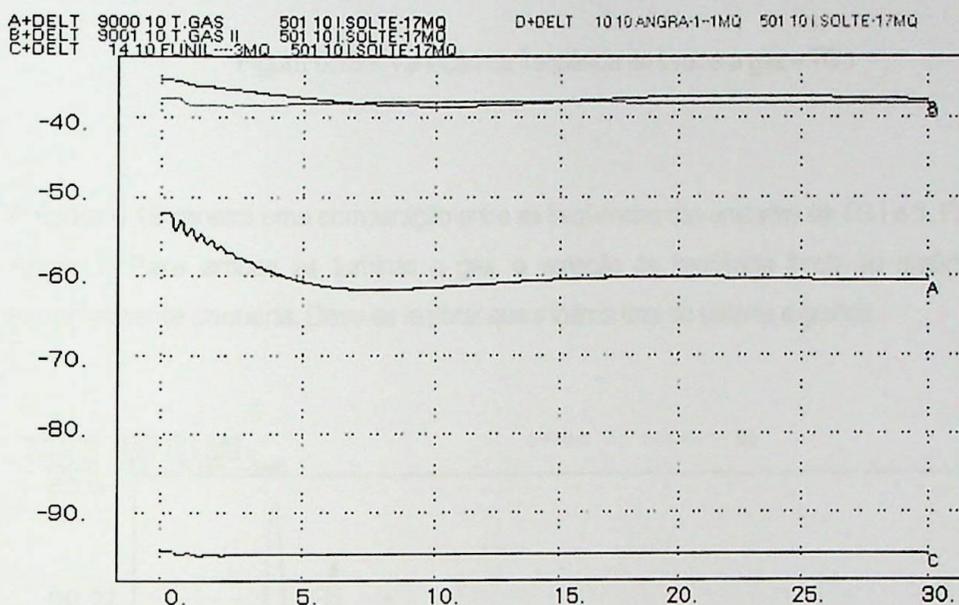


Figura 6.17 – Ângulo de potência ( $\delta$ )

Pode-se observar que os comportamentos das unidades são coerentes entre si. As unidades de Funil e Angra I apresentam uma pequena variação frente ao distúrbio.

TG I apresenta maior variação do ângulo de potência. Como exposto anteriormente, devido ao baixo valor da constante de inércia (H), a turbina TG I apresenta uma resposta mais rápida.

Pode-se observar a elevação dos ângulos de potência, determinada pelo impacto considerado.

A figura 6.18 mostra a variação de frequência de TG I. A frequência máxima é de 60,04 Hz em 0,273 s e a mínima é de 59,95 Hz em 0,078 s. O tempo de amortecimento é de aproximadamente 7,5 s.

A+FMAQ 9000 10 T.GAS

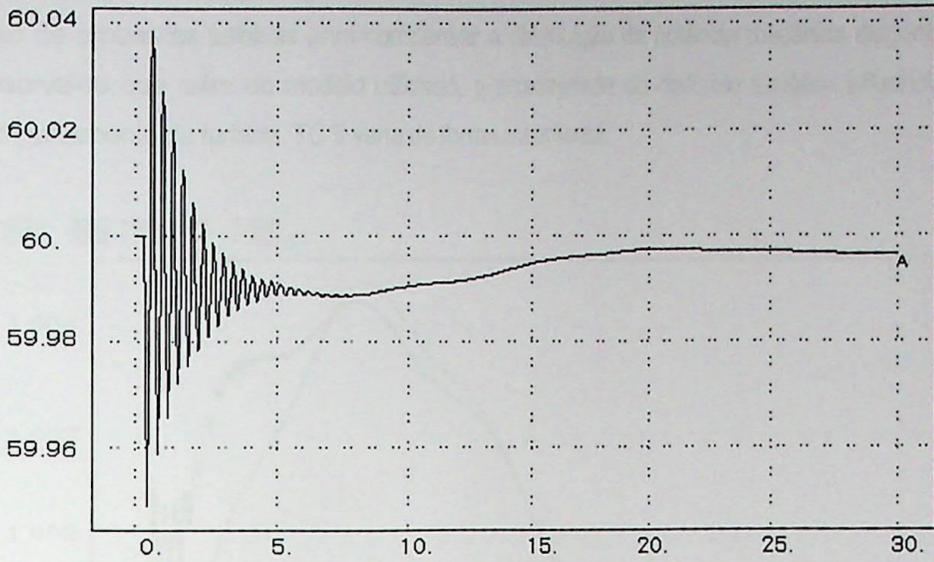


Figura 6.18 – Variação da frequência da turbina a gás – TG I

A figura 6.19 mostra uma comparação entre as frequências das unidades de TG I e II, Funil e Angra I. Para ambas as turbinas a gás, a variação de frequência frente ao distúrbio é extremamente pequena. Deve-se lembrar que a inércia total do sistema é grande.

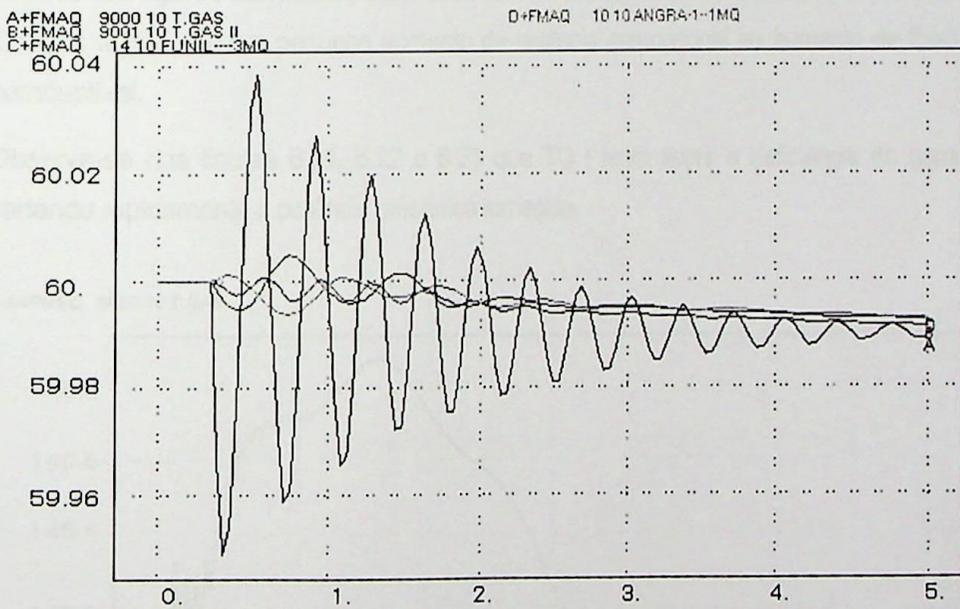


Figura 6.19 – Comparação das frequências entre as turbinas a gás, hidráulica e a vapor

A variação da frequência de TG I é maior em função da proximidade do distúrbio e da sua constante de inércia. As variações de frequência de Funil, Angra I e TG II são menores devido à distância elétrica e ao tipo de máquina primária, como já dito anteriormente.

A figura 6.20 mostra a variação do fluxo de combustível de TG I e TG II. Há um aumento de fluxo de ambas as turbinas para compensar a diminuição de potência mecânica disponível. Observa-se que além do modelo utilizado, a proximidade do distúrbio também influencia o comportamento da turbina. TG II varia de forma mais lenta.

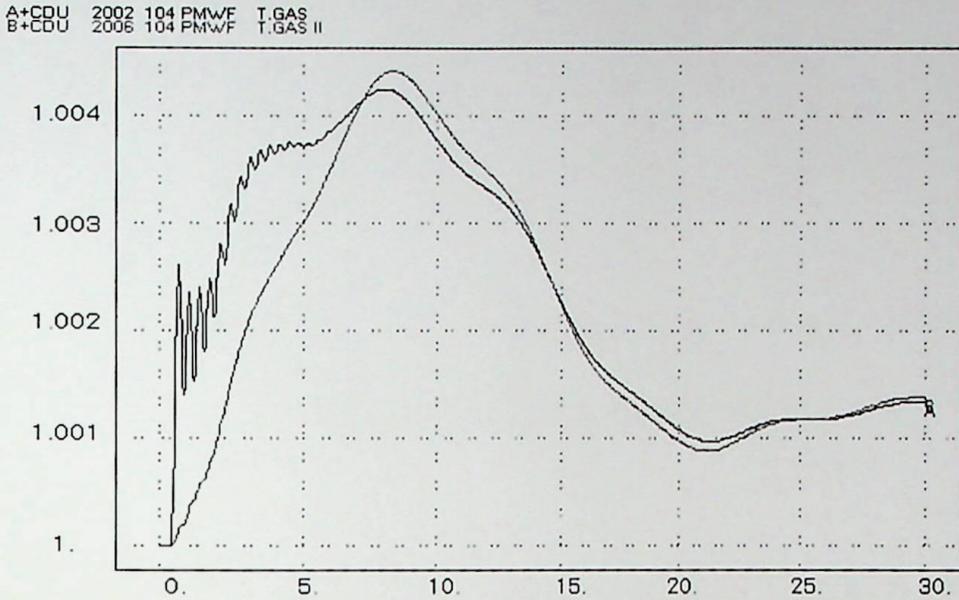


Figura 6.20 – Fluxo de combustível nas turbinas a gás

Através das figuras 6.21, 6.22 e 6.23, observa-se o comportamento da potência mecânica das turbinas a gás. Há um pequeno aumento de potência proporcional ao aumento de fluxo de combustível.

Observa-se nas figuras 6.21, 6.22 e 6.23 que TG I tenta suprir a deficiência de geração variando rapidamente a potência mecânica fornecida.

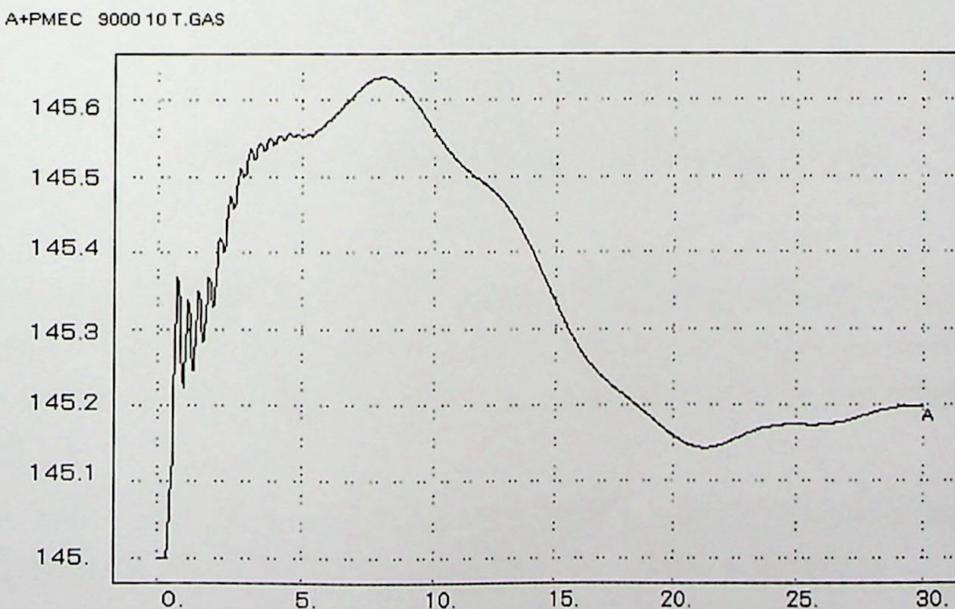


Figura 6.21 – Potência mecânica (MW) – TG I

A+PMEC 9001 10 T.GAS II

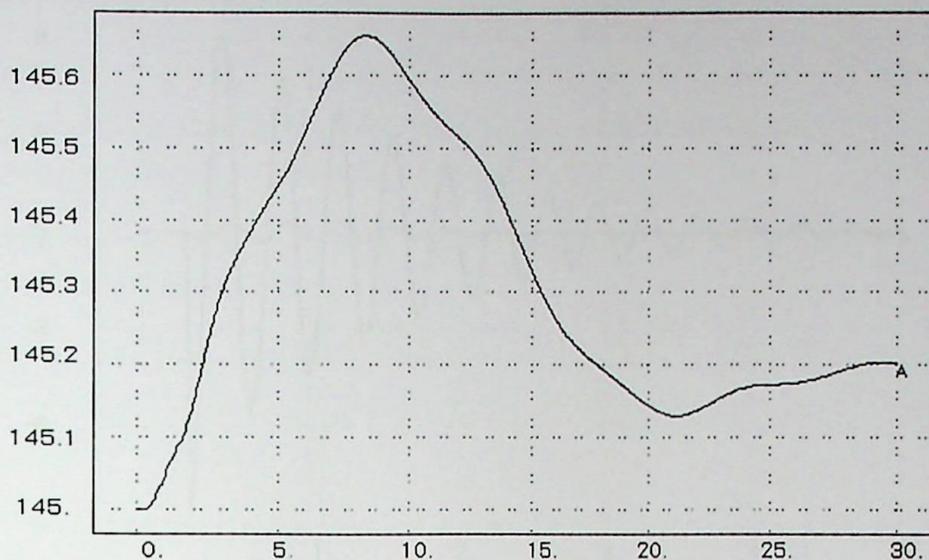


Figura 6.22 – Potência mecânica (MW) – TG II

A+PMEC 9000 10 T.GAS  
B+PMEC 9001 10 T.GAS II

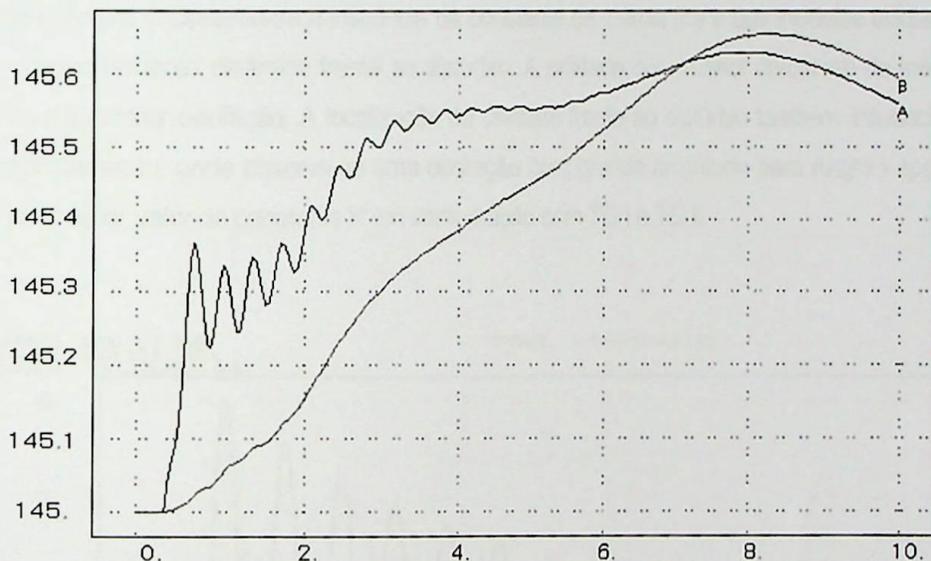


Figura 6.23 – Comparação das potências mecânicas de TG I e TG II

O período transitório entre 0 e 5 s apresenta oscilações ocasionadas pela rapidez com que a turbina toma carga para si. Após este período a oscilação diminui e se pode observar a turbina buscando um novo ponto de operação após a recuperação de carga das outras unidades do sistema.

A figura 6.24 apresenta o comportamento das potências acelerantes das turbinas a gás. A variação de TG I é pequena e a variação relativa a TG II é praticamente inexistente.

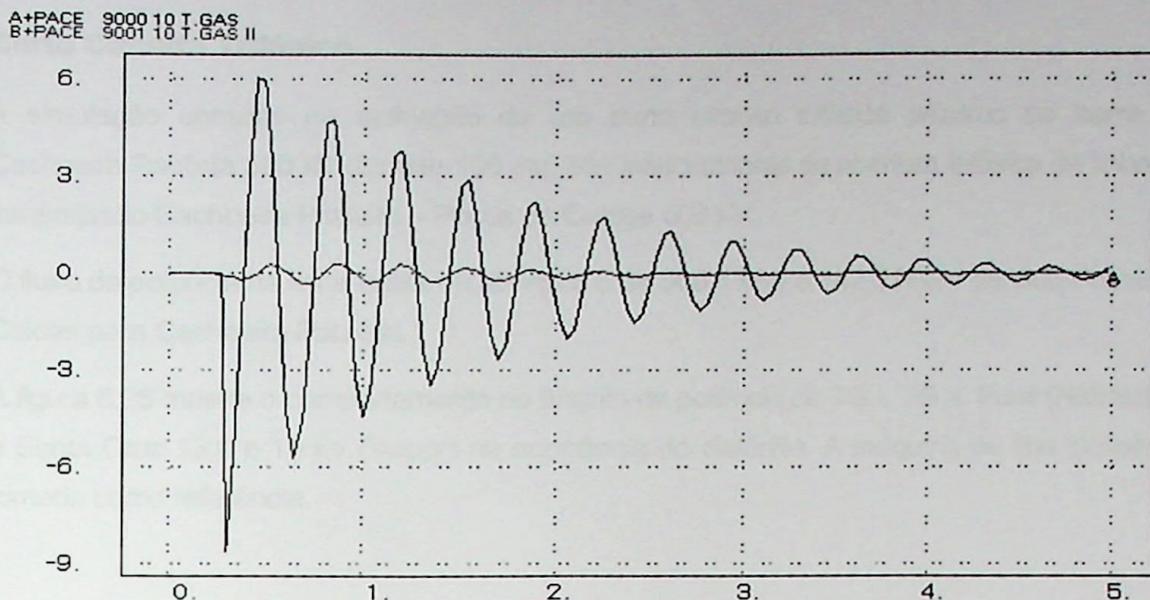


Figura 6.24 – Comparação das potências acelerantes das turbinas a gás

A figura 6.25 mostra a comparação entre as potências acelerantes das unidades TG I, TG II, Funil e Angra I. Observa-se a influência da constante de inércia (H) e dos modelos utilizados no comportamento dinâmico frente ao distúrbio. A unidade com menor constante de inércia apresenta maior oscilação. A localização da unidade frente ao distúrbio também influencia o comportamento, onde observa-se uma oscilação com grande amplitude para Angra I apesar do seu maior valor de constante H em comparação com TG I e TG II.

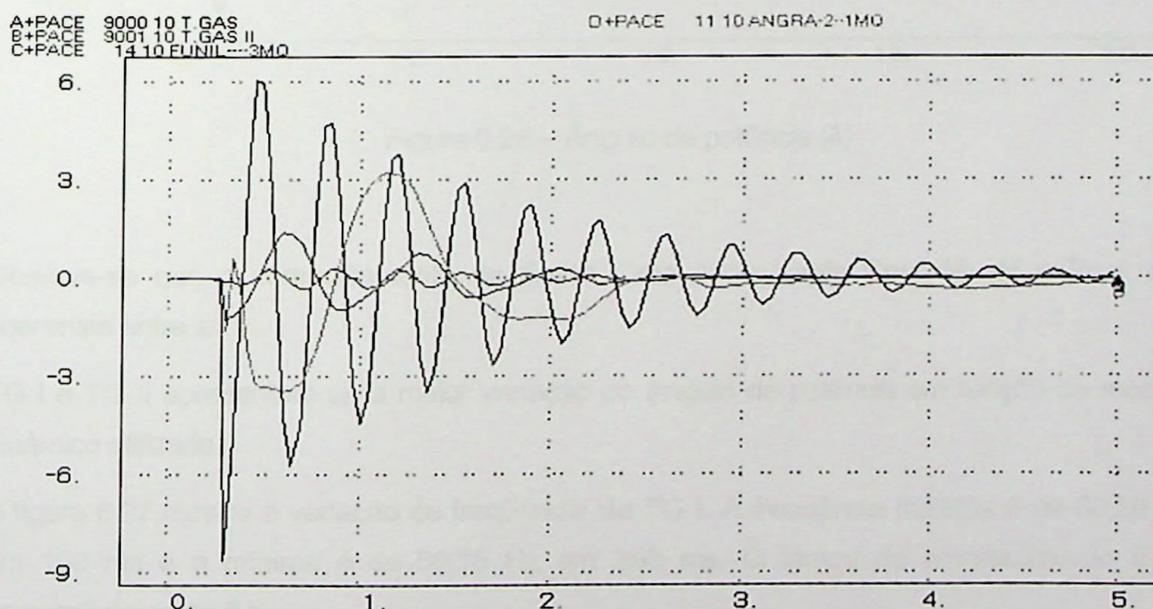


Figura 6.25 – Comparação das potências acelerantes das turbinas a gás com hidráulica e a vapor

### 6.5.3 Curto Circuito Trifásico

A simulação consiste na aplicação de um curto circuito trifásico próximo da barra de Cachoeira Paulista 500 kV durante 100 ms, eliminado através da abertura trifásica da linha de transmissão Cachoeira Paulista – Poços de Caldas 500 kV.

O fluxo de potência na linha antes da abertura é de 569,6 MW e 142,5 MVar sentido Poços de Caldas para Cachoeira Paulista.

A figura 6.26 mostra o comportamento do ângulo de potência de TG I, TG II, Funil (Hidráulica) e Santa Cruz 13,8 e 19 kV (Vapor) na ocorrência do distúrbio. A máquina de Ilha Solteira é tomada como referência.

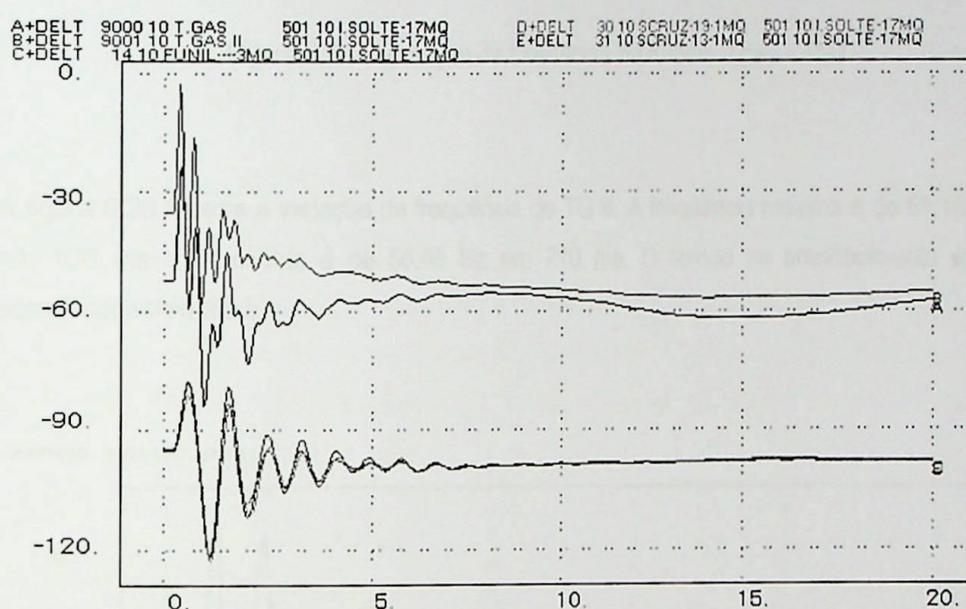


Figura 6.26 – Ângulo de potência ( $\delta$ )

Observa-se que o comportamento de Santa Cruz 13,8, Santa Cruz 19 kV e Funil são coerentes entre si.

TG I e TG II apresentam uma maior variação do ângulo de potência em função do modelo dinâmico utilizado.

A figura 6.27 mostra a variação de frequência de TG I. A frequência máxima é de 60,99 Hz em 100 ms e a mínima é de 59,16 Hz em 250 ms. O tempo de amortecimento é de aproximadamente 5 s.

A+FMAQ 9000 10 T.GAS

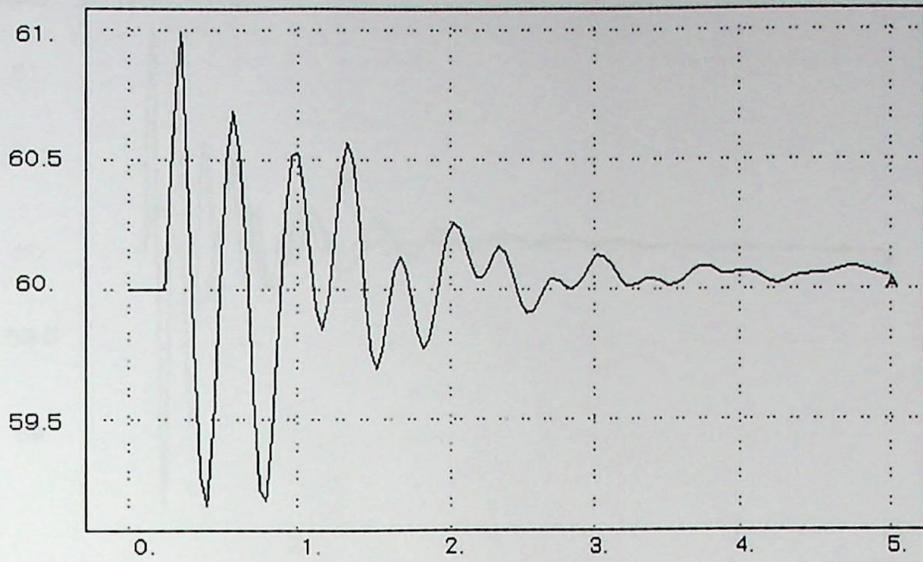


Figura 6.27 – Variação da frequência da turbina a gás – TG I

A figura 6.28 mostra a variação de frequência de TG II. A frequência máxima é de 61,18 Hz em 100 ms e a mínima é de 58,65 Hz em 210 ms. O tempo de amortecimento é de aproximadamente 5 s.

A+FMAQ 9001 10 T.GAS II

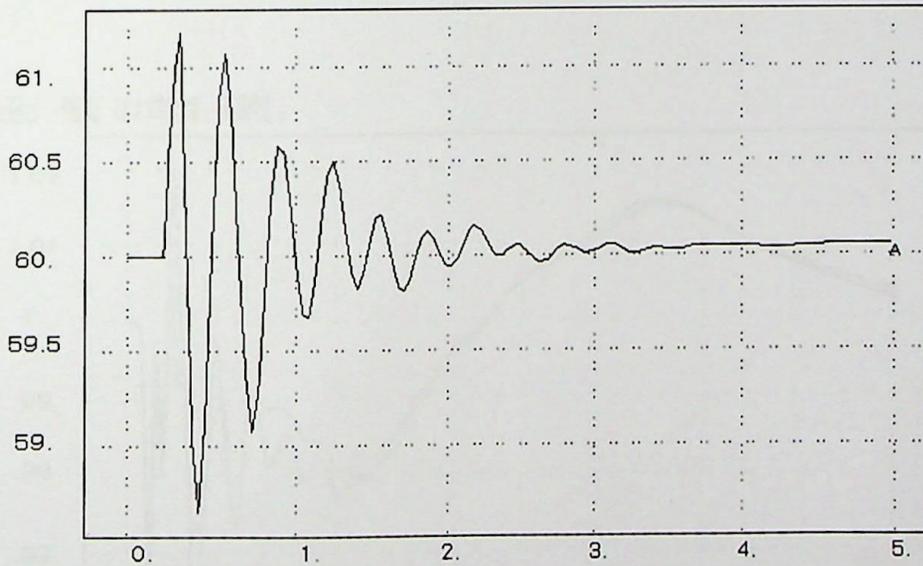


Figura 6.28 – Variação da frequência da turbina a gás – TG II

A figura 6.29 mostra uma comparação entre as frequências das unidades de TG II, Funil, Santa Cruz 19 kV e Angra I.

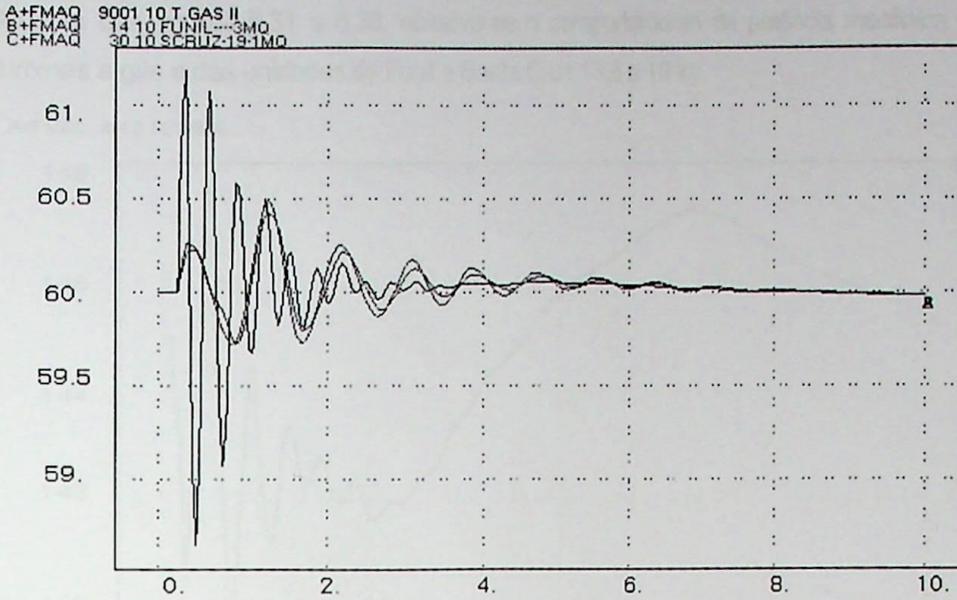


Figura 6.29 – Comparação das freqüências da turbina a gás com hidráulica e a vapor

A variação da freqüência de TG II é maior em função do modelo dinâmico utilizado e da proximidade do distúrbio. As variações de freqüência de Funil e Santa Cruz são menores.

A figura 6.30 mostra a variação do fluxo de combustível de TG I e TG II. Nos primeiros 5 s há uma grande oscilação devido à ação rápida das turbinas a gás e, posteriormente, com a intervenção dos reguladores de velocidade no controle da freqüência, há um amortecimento com tempo de recuperação de 20 s.

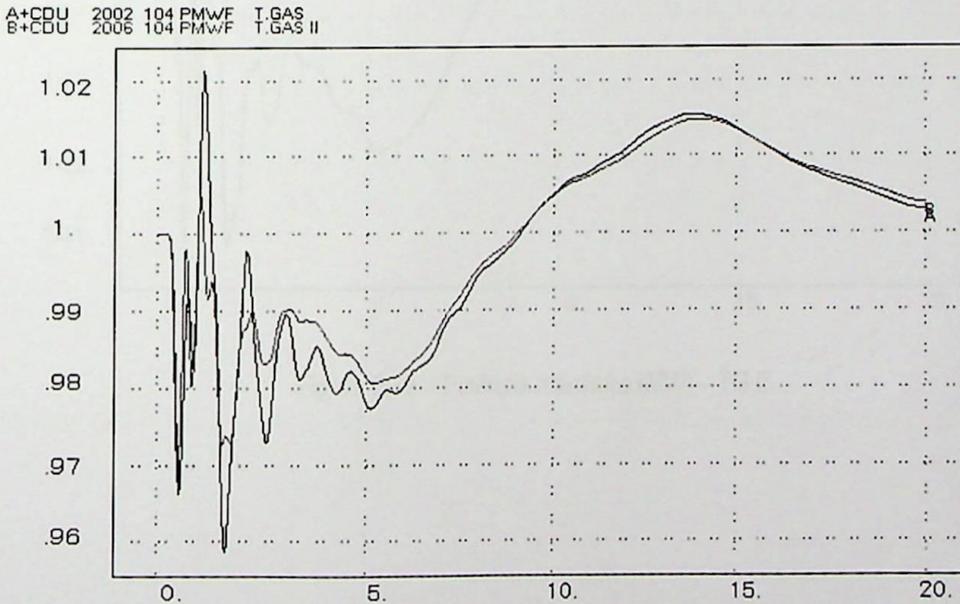


Figura 6.30 – Fluxo de combustível nas turbinas a gás

Através das figuras 6.31 a 6.36, observa-se o comportamento da potência mecânica das turbinas a gás e das unidades de Funil e Santa Cruz 13,8 e 19 kV.

A+PMEC 9000 10 T.GAS

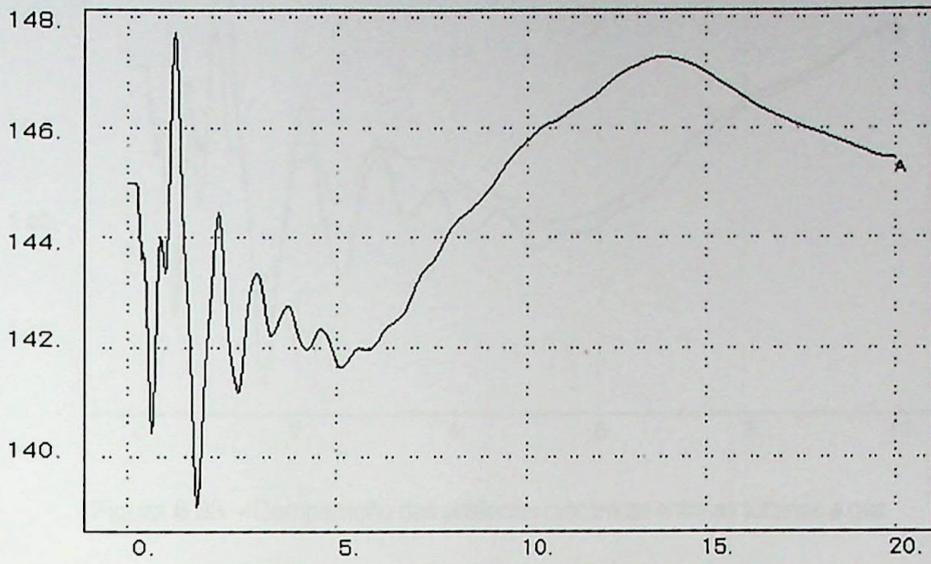


Figura 6.31 – Potência mecânica (MW) – TG I

A+PMEC 9001 10 T.GAS II

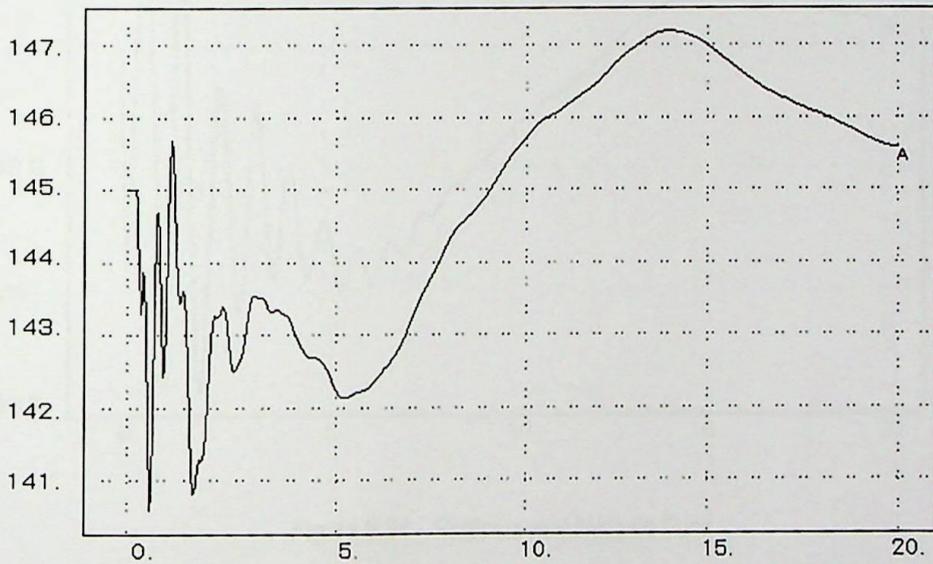


Figura 6.32 – Potência mecânica (MW) – TG II

A+PMEC 9000 10 T.GAS  
B+PMEC 9001 10 T.GAS II

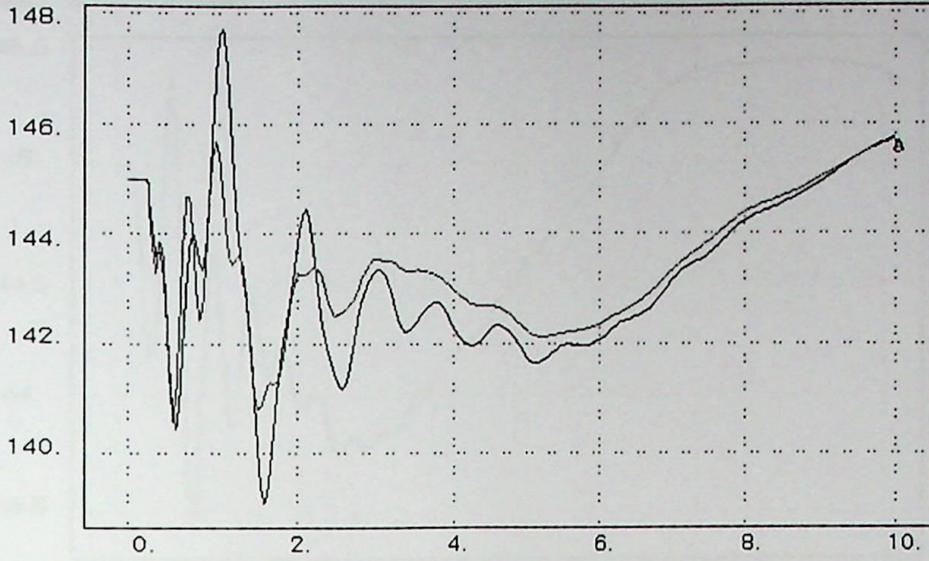


Figura 6.33 – Comparação das potências mecânicas entre as turbinas a gás

A+PMEC 14 10 FUNIL---3MQ

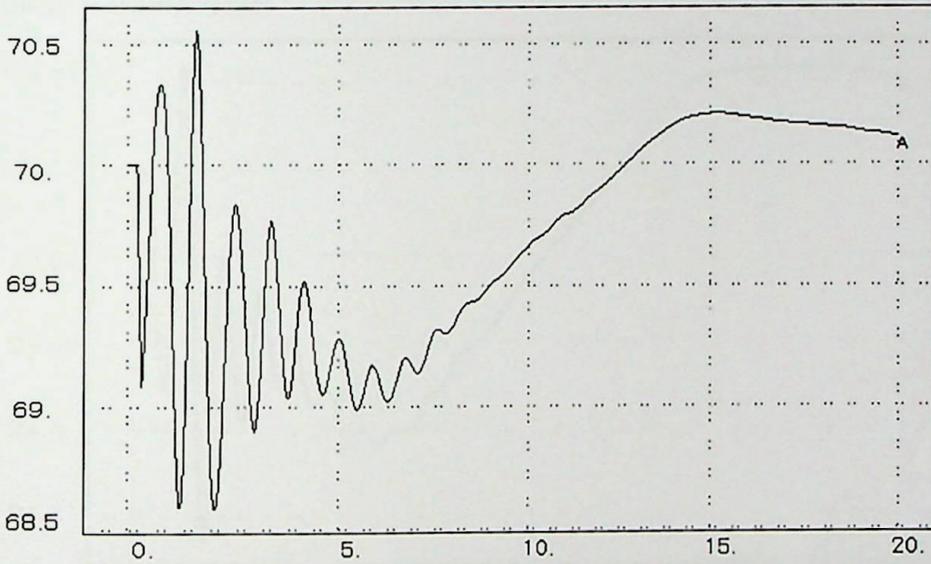


Figura 6.34 – Potência mecânica de Funil

Apesar do comportamento oscilatório observado na figura 6.34, a variação de potência mecânica de Funil é muito pequena.

A+PMEC 30 10 SCRUIZ-19-1MQ

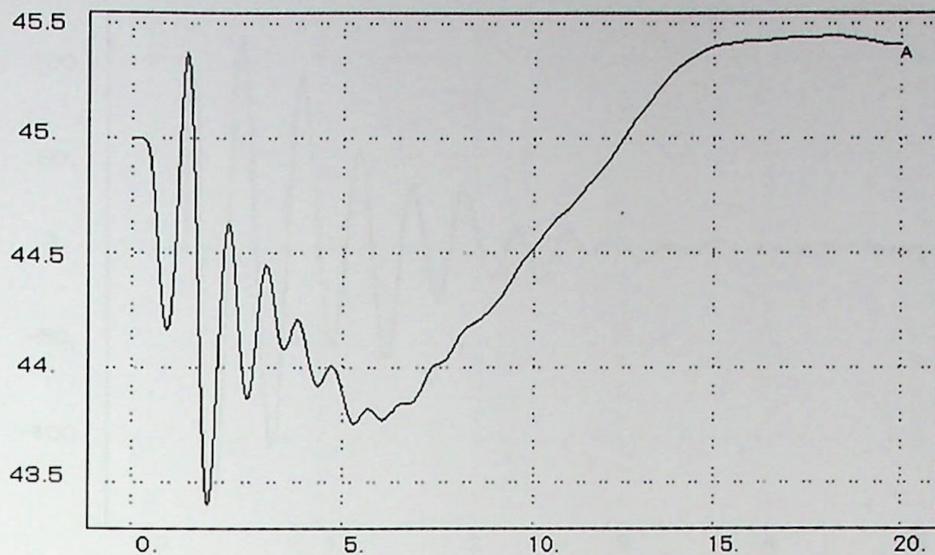


Figura 6.35 – Potência mecânica de Santa Cruz 19 kV

A+PMEC 31 10 SCRUIZ-13-1MQ

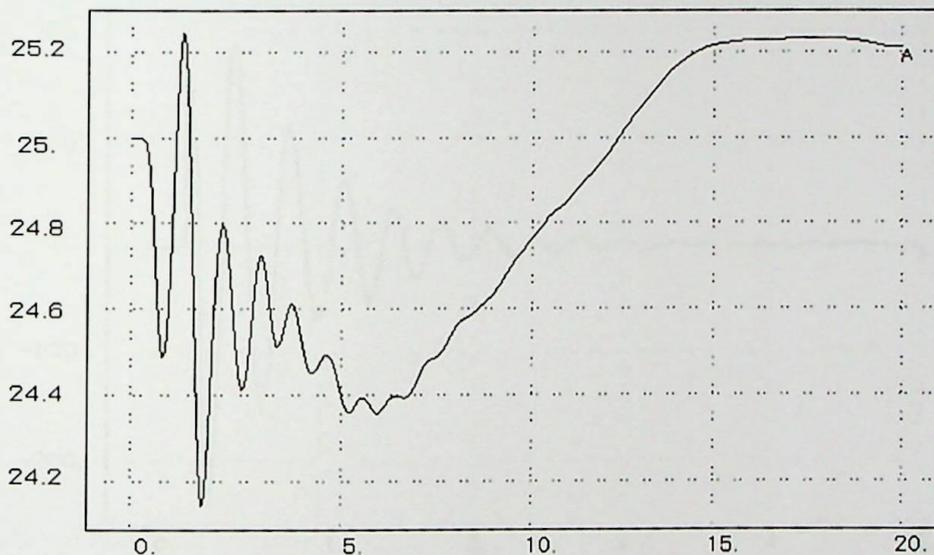


Figura 6.36 – Potência mecânica de Santa Cruz 13,8 kV

As figuras 6.37 a 6.40 apresentam o comportamento das potências acelerantes. A variação da potência acelerante de TG II é 100% maior que TG I. O tempo de recuperação é de 5 s para ambas as turbinas.

A+PACE 9000 10 T.GAS

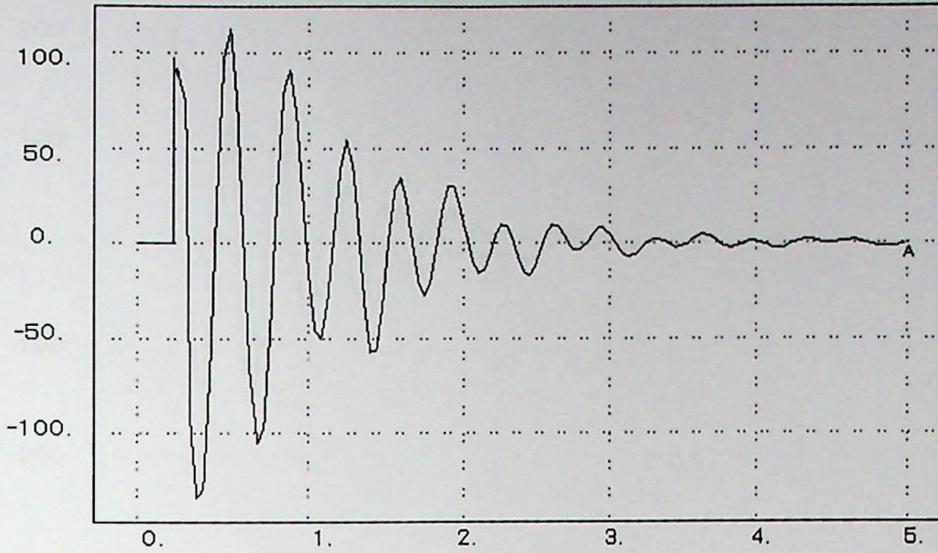


Figura 6.37 - Potência acelerante TG I

A+PACE 9001 10 T.GAS II

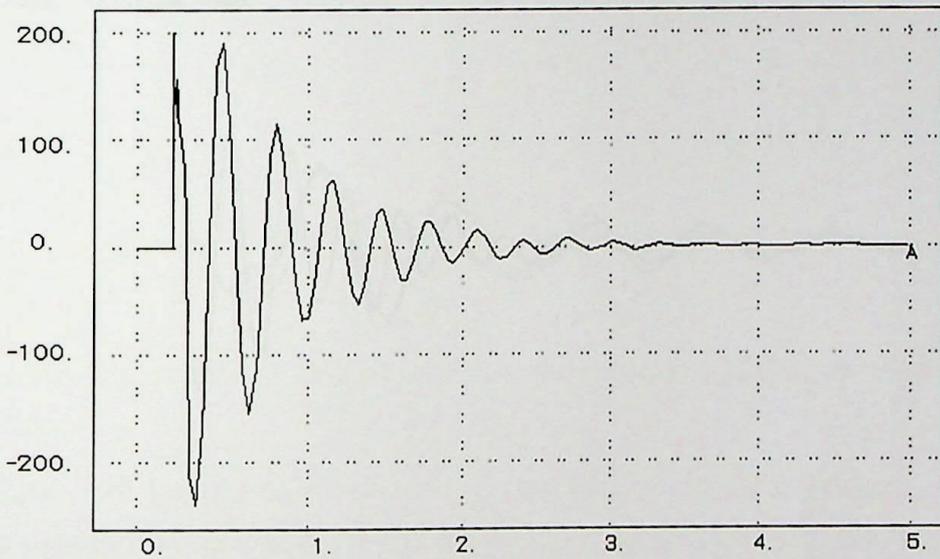


Figura 6.38 - Potência acelerante TG II

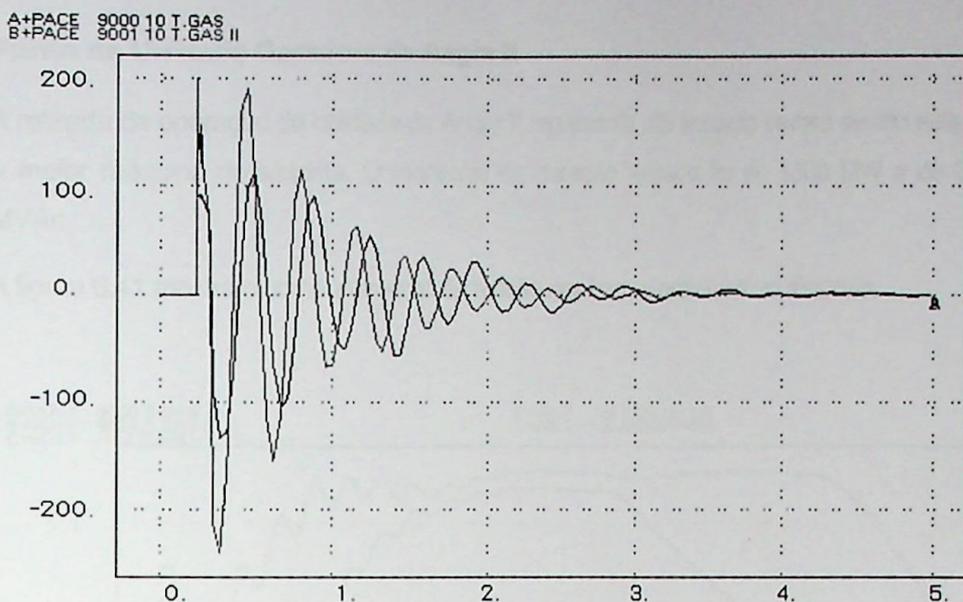


Figura 6.39 – Comparação das potências acelerantes das turbinas a gás

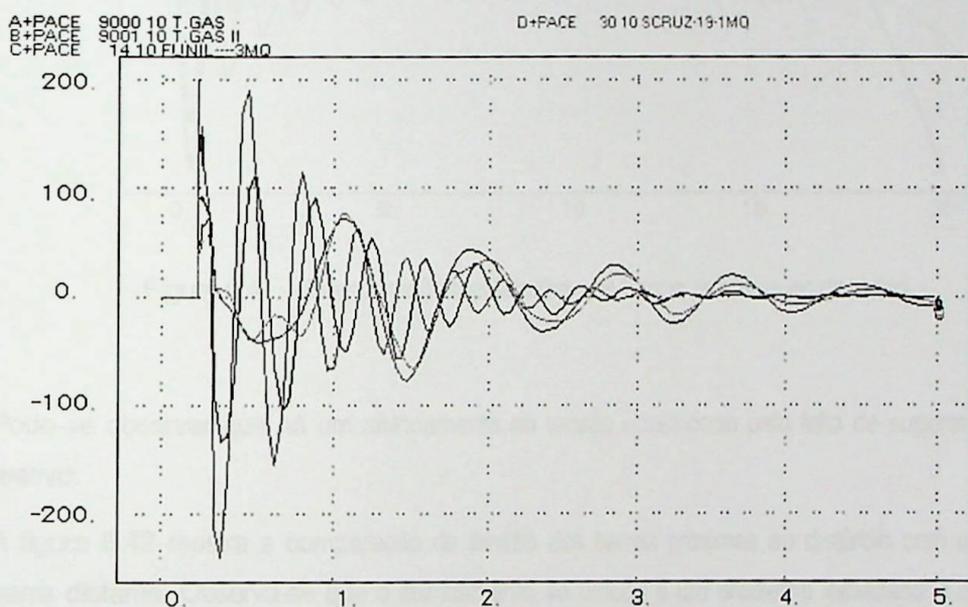


Figura 6.40 – Comparação das potências acelerantes das turbinas a gás com hidráulica e a vapor

Observa-se nas figuras 6.37 e 6.38 respectivamente a variação da potência acelerante das unidades TG I e TG II. A baixa inércia deste tipo de máquina em comparação com as unidades térmicas convencionais e hidráulicas, aliada à localização e tipo do distúrbio, acarretam um comportamento bastante oscilatório, porém com tempos de amortecimento baixos. Pode-se observar este comportamento através da figura 6.40.

#### 6.5.4 Perda da Unidade Geradora de Angra II

A retirada de operação da unidade de Angra II representa um impacto severo devido esta ser a maior máquina do sistema. O montante de geração retirado foi de 1300 MW e de 34,7 MVar.

A figura 6.41 mostra o comportamento da tensão nas barras próximas ao distúrbio.

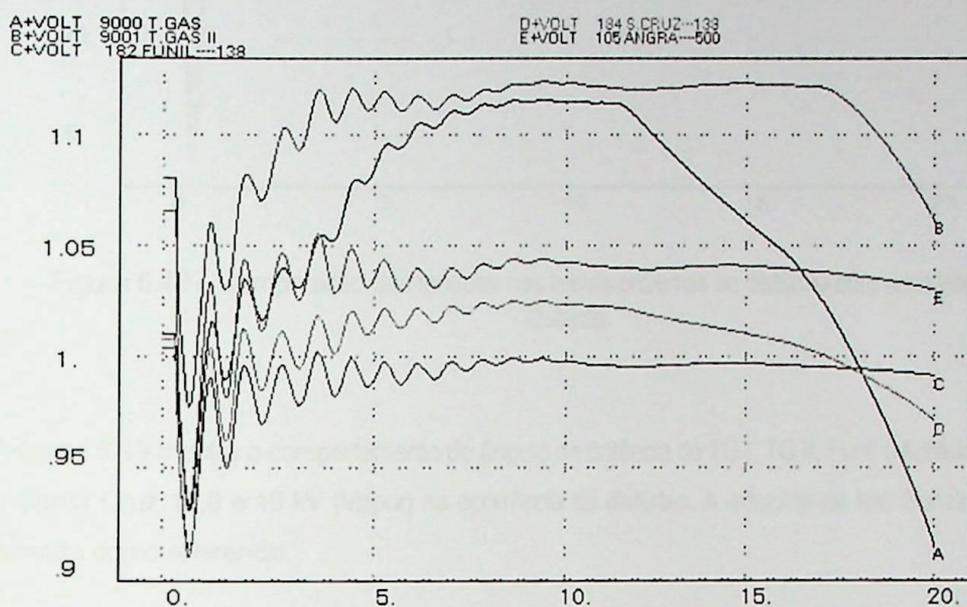


Figura 6.41 – Comparação das tensões nas barras próximas ao distúrbio.

Pode-se observar que há um afundamento de tensão ocasionado pela falta de suporte de reativo.

A figura 6.42 mostra a comparação da tensão das barras próximas ao distúrbio com uma barra distante. Observa-se que o afundamento de tensão é um problema localizado e com maior sensibilidade no nível de tensão de 138 kV.



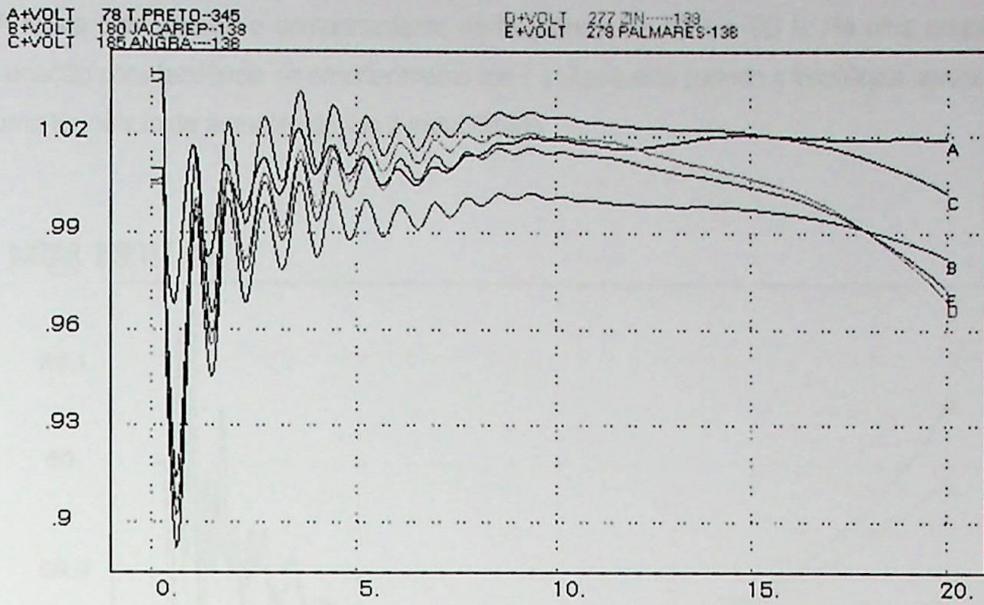


Figura 6.42 – Comparação das tensões nas barras próximas ao distúrbio com uma barra distante.

A figura 6.43 mostra o comportamento do ângulo de potência de TG I, TG II, Funil (Hidráulica) e Santa Cruz 13,8 e 19 kV (Vapor) na ocorrência do distúrbio. A máquina de Ilha Solteira é tomada como referência.

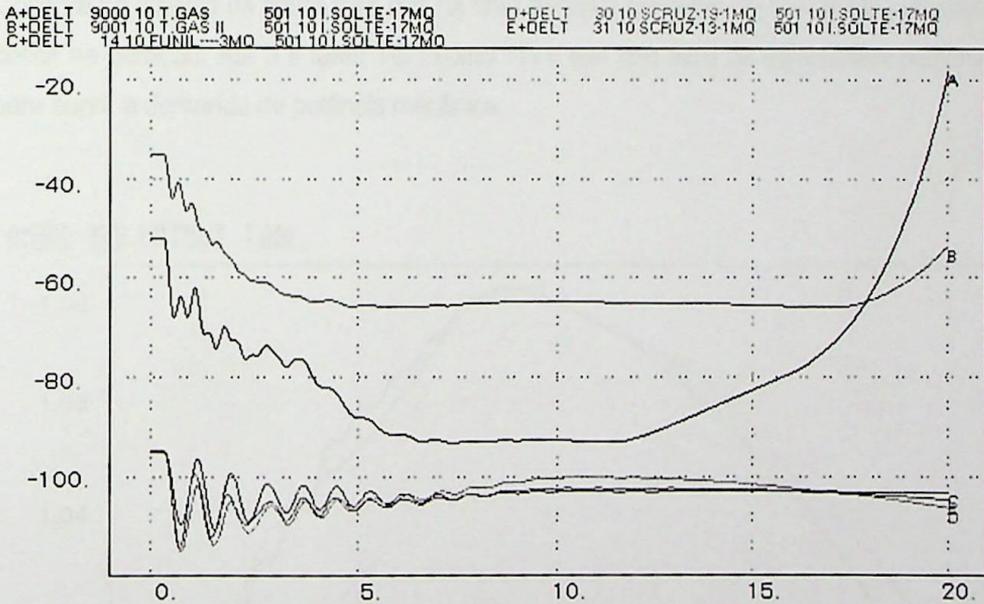


Figura 6.43 – Ângulo de Potência ( $\delta$ )

Observa-se que as unidades TG I e TG II têm uma variação muito grande do ângulo de potência caracterizando a perda de estabilidade e conseqüentemente a saída de operação destas duas unidades. O comportamento de Funil e Santa Cruz 13,8 e 19 kV são coerentes.

A figura 6.44 mostra o comportamento da frequência de TG I e TG II. Há uma pequena variação com tendência de amortecimento até 7 s. Após este período a frequência apresenta uma tendência de aumento devido à instabilidade.

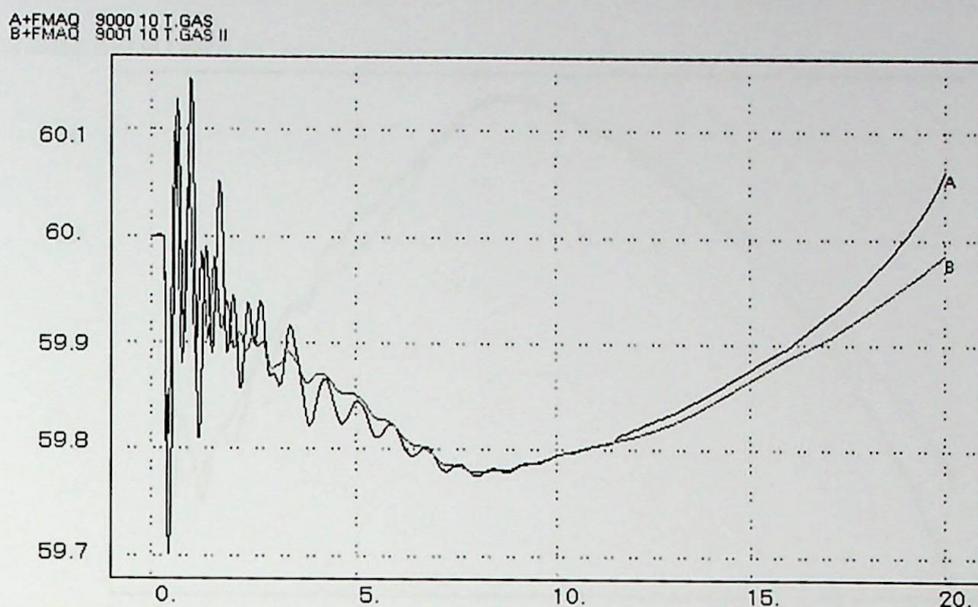


Figura 6.44 – Comparação das frequências de TG I e TG II

Observa-se através da figura 6.45 que há uma tentativa por parte de TG I e TG II de suprir o déficit de geração. Até 9 s tanto TG I como TG II tem seu fluxo de combustível aumentado para suprir a demanda de potência mecânica.

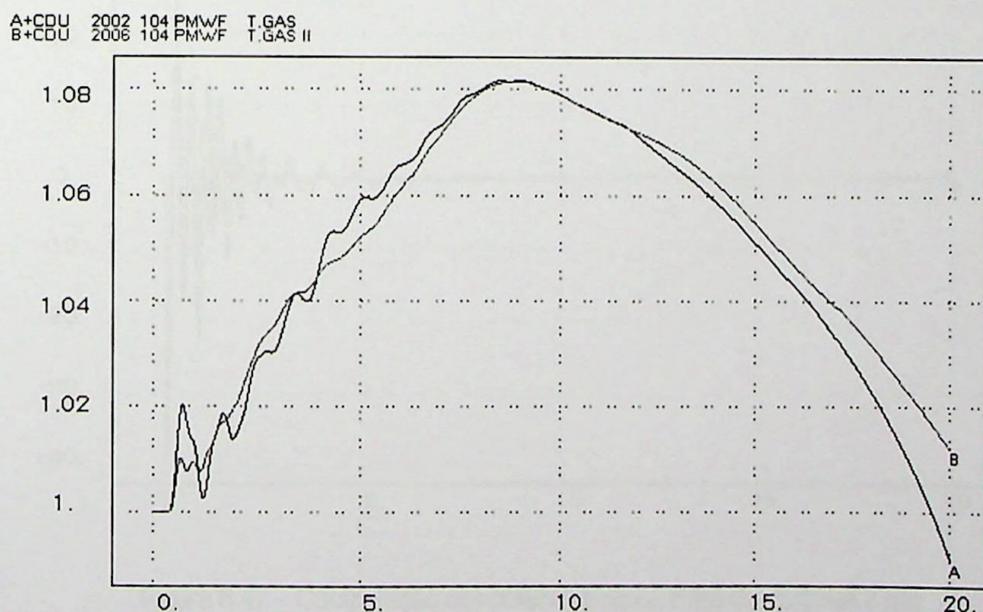


Figura 6.45 – Comparação dos fluxos de combustível de TG I e TG II

A potência mecânica é proporcional ao fluxo de combustível e seu comportamento pode ser observado através da figura 6.46.

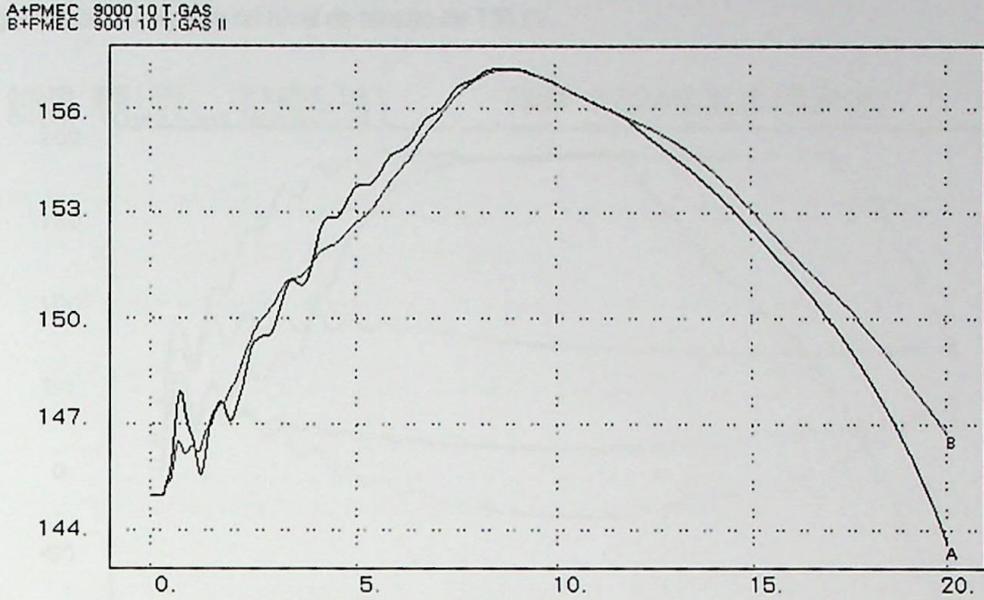


Figura 6.46 – Comparação das potências mecânicas

Através da figura 6.47 pode-se observar o comportamento da potência acelerante de TG I e TG II. As turbinas apresentam oscilações amortecidas e de pequena amplitude.

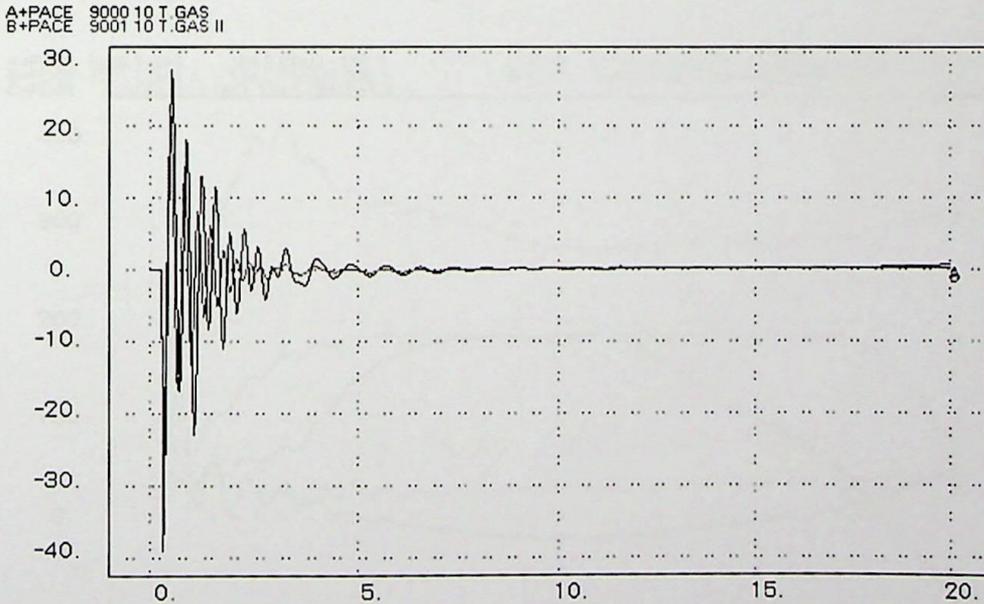


Figura 6.47 – Comparação das potências acelerantes das turbinas a gás

Através da figura 6.48 observa-se o comportamento do fluxo de potência reativa através das interligações das unidades com o sistema. As unidades TG I e TG II rapidamente assumem o déficit de potência reativa ocasionado pela perda de Angra II. Para TG I a perda de estabilidade ocorre em 12 s e para TG II em 17 s. Após a saída das duas unidades (TG I e TG II), há uma situação caracterizada por um afundamento de tensão localizado na área Rio com grande sensibilidade no nível de tensão de 138 kV.

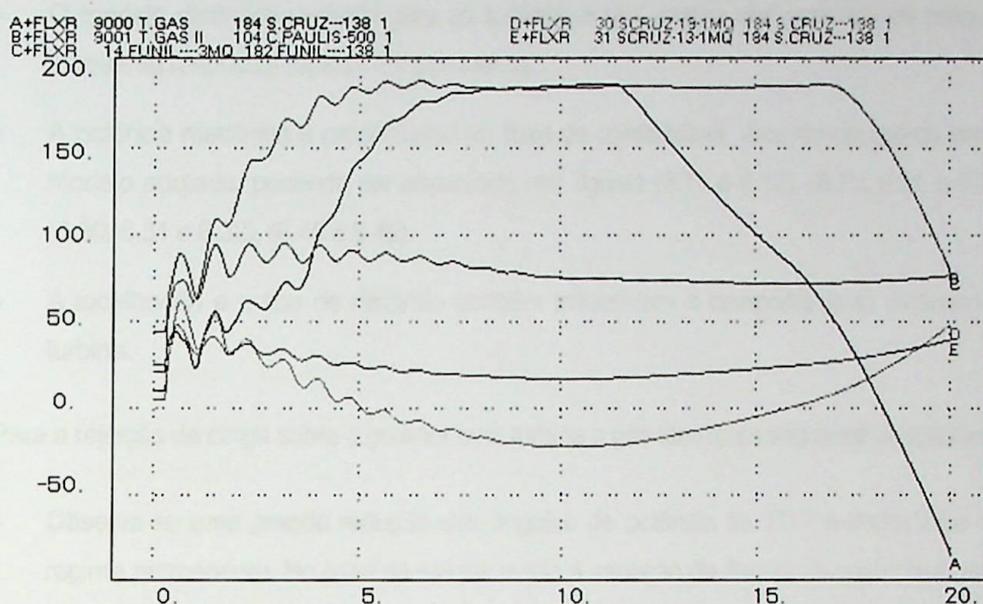


Figura 6.48 – Fluxo de potência reativa nos ramos

Observa-se através da figura 6.49 que a unidade de Angra I assume, em regime permanente, grande parte da potência reativa de Angra II.

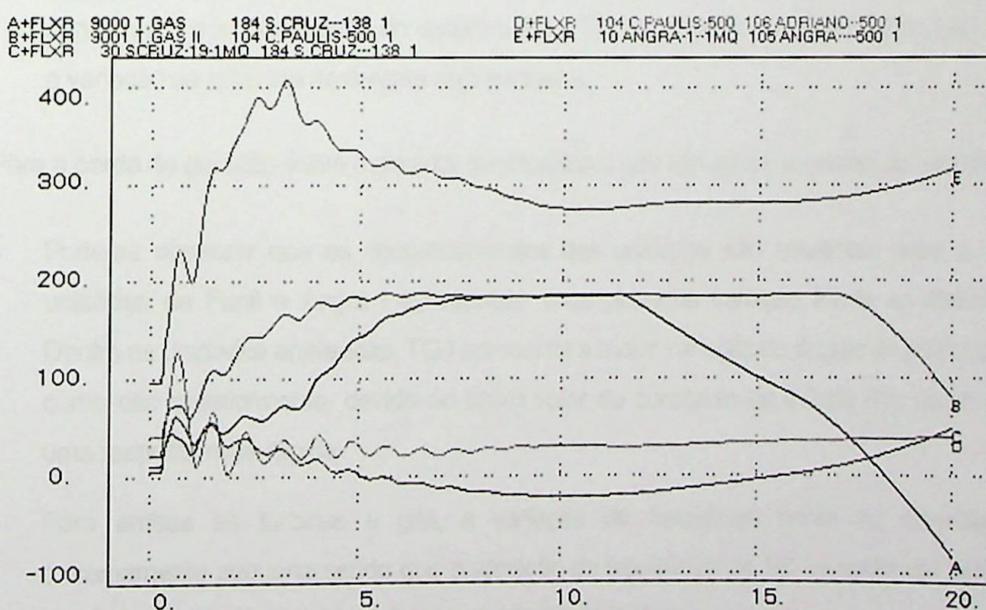


Figura 6.49 – Fluxo de potência reativa nos ramos

### 6.5.5

### Conclusões

Das simulações efetuadas as seguintes conclusões podem ser obtidas:

- Para todas as perturbações simuladas observa-se que a variação de velocidade da unidade que utiliza turbina a gás como máquina primária é maior que unidades que utilizam turbinas hidráulicas ou a vapor, como Funil e Angra I.
- O modelo dinâmico utilizado para as turbinas a gás mostra que este tipo de máquina apresenta respostas rápidas e baixa inércia.
- A potência mecânica é proporcional ao fluxo de combustível, estando de acordo com o modelo adotado, podendo ser observado nas figuras (6.11 e 6.12), (6.20, 6.21 e 6.22), (6.30, 6.31 e 6.32), (6.45 e 6.46).
- A localização e o tipo de distúrbio também influenciam o comportamento dinâmico da turbina.

Para a rejeição de carga sobre o gerador com turbina a gás têm-se as seguintes conclusões:

- Observa-se uma grande redução dos ângulos de potência de TG I e Santa Cruz, em regime permanente. No caso da turbina a gás a variação do ângulo de potência é maior, o que demonstra rapidez em se adequar a um novo perfil de carga. A sua variação de frequência é maior em função do pequeno valor da sua constante de inércia (H).
- As unidades de Funil e Angra I apresentam variações menores devido aos modelos utilizados.
- A potência acelerante de TG I apresenta uma grande variação devido ao valor da constante H e a proximidade do distúrbio. Para TG II a distância do distúrbio faz com que a variação da potência acelerante seja pequena.

Para a perda de geração sobre o gerador com turbina a gás têm-se as seguintes conclusões:

- Pode-se observar que os comportamentos das unidades são coerentes entre si. As unidades de Funil e Angra I apresentam uma pequena variação frente ao distúrbio. Dentre as unidades analisadas, TG I apresenta a maior variação do ângulo de potência, e como dito anteriormente, devido ao baixo valor da constante de inércia (H), apresenta uma resposta mais rápida.
- Para ambas as turbinas a gás, a variação de frequência frente ao distúrbio é extremamente pequena sendo que a variação da frequência de TG I é maior em função da proximidade do distúrbio e da sua constante de inércia.
- As variações de frequência de Funil, Angra I e TG II são menores devido à distância elétrica e ao tipo de máquina primária (turbina hidráulica e a vapor).

- Para compensar a diminuição de potência mecânica disponível há um aumento de fluxo de combustível de ambas as turbinas. TG I tenta suprir a deficiência de geração variando rapidamente a potência mecânica fornecida.
- Observa-se a influência da constante de inércia (H) e dos modelos utilizados no comportamento dinâmico frente ao distúrbio. A unidade com menor constante de inércia apresenta maior oscilação. A localização da unidade frente ao distúrbio também influencia o comportamento, onde se observa uma oscilação com grande amplitude para Angra I apesar do seu maior valor de constante H em comparação com TG I e TG II.

Para Curto circuito trifásico no sistema analisado têm-se as seguintes conclusões:

- TG I e TG II apresentam uma maior variação do ângulo de potência e da frequência em função do modelo dinâmico utilizado. As variações de frequência de Funil e Santa Cruz são menores.
- Há uma grande oscilação do fluxo de combustível de TG I e TG II devido a sua ação rápida e, posteriormente, com a intervenção dos reguladores de velocidade no controle da frequência, há um amortecimento. Apesar do comportamento oscilatório a variação de potência mecânica de Funil é muito pequena.
- A baixa inércia das turbinas a gás em comparação com as unidades térmicas convencionais e hidráulicas, aliada à localização e tipo do distúrbio, acarretam um comportamento bastante oscilatório, porém com tempos de amortecimento baixos.

Para a perda de Angra II tem-se:

- Observa-se que o ângulo de potência de TG I e TG II varia significativamente, caracterizando a perda de sincronismo. Inicialmente há uma tendência de suprimento da potência reativa de Angra II por parte de TG I, TG II e Angra I. Com a perda de sincronismo destas unidades segue-se um afundamento de tensão na área Rio com maior sensibilidade para o nível de tensão de 138 kV.

---

# Capítulo 7

## Conclusões e Linhas para Desenvolvimentos Futuros

### 7.1 Conclusões

Para a turbina a gás em operação isolada com a utilização do programa digital Matlab as seguintes conclusões foram obtidas:

- O comportamento para a rejeição de carga foi similar ao comportamento para o aumento de carga, ou seja, apresentam formas de onda simétricas para todas as variáveis analisadas e configurações de turbinas adotadas.
- As diferenças entre respostas utilizando combustível gasoso ou líquido não são significativas nas turbinas *heavy duty* e aeroderivativas avançadas.
- A influência do tipo de combustível utilizado só é sentida nas configurações aeroderivativas tradicionais. Neste caso o combustível gasoso apresenta respostas mais rápidas. Estas diferenças têm origem nos valores das constantes de tempo dos dois tipos de combustível.
- As turbinas que utilizam combustível gasoso têm respostas mais rápidas.
- A elevação de temperatura ocorre em consequência do aumento da injeção de combustível necessário para suprir a demanda de potência. O *overshoot* apresentado pela temperatura com a utilização de combustível líquido é maior devido a constante de tempo maior deste tipo de combustível.
- Tanto para a turbina de um eixo quanto para as turbinas aeroderivativas a utilização de reguladores de velocidade isócronos acarretam tempos de recuperação e *overshoots* maiores do que com a utilização de reguladores com queda de velocidade devido aos parâmetros de ajuste necessários para a obtenção de respostas estáveis.

Para a Configuração Aeroderivativa Tradicional com um *Spool* e Turbina Livre tem-se:

- Para as configurações aeroderivativas tradicionais com um *spool* e turbina livre ou de potência observa-se que, devido à presença da turbina livre, o comportamento dinâmico apresenta oscilações amortecidas com tempos de recuperação da ordem de 35 s com a utilização de combustível gasoso e de 115 s com a utilização de combustível líquido. Os tempos de recuperação obtidos são maiores do que os obtidos com a turbina de um eixo porque não existe acoplamento mecânico entre o gerador de gás e a turbina livre, havendo somente acoplamento aerodinâmico o que implica em atraso na resposta. Desta forma a inércia deste tipo de turbina é menor do que uma turbina de um eixo.

- As oscilações obtidas com a utilização de combustível gasoso são menores devido à constante de tempo deste combustível ser menor do que a do combustível líquido. A configuração aeroderivativa tradicional com um *spool* e turbina livre é sensível ao tipo de combustível utilizado.
- Os tempos de amortecimento, em comparação com a turbina de um eixo, tornam-se significativamente maiores.
- Utilizando regulador de velocidade isócrono, esta configuração apresenta menor oscilação devido ao valor considerado para o ganho do regulador de velocidade com a finalidade de se obter respostas estáveis.

Para a Configuração Aeroderivativa Tradicional com *Spool* Duplo e Turbina Livre tem-se:

- Para a configuração com *spool* duplo e turbina livre, observa-se que, devido à presença da turbina livre, o comportamento dinâmico apresenta oscilações amortecidas com tempos de recuperação da ordem de 75 s para aumento de carga e de 90 s para rejeição de carga, com a utilização de combustível líquido ou gasoso.
- Os tempos de amortecimento, em comparação com a turbina de um eixo, também neste caso, tornam-se significativamente maiores.
- Comparando o comportamento desta turbina com o da turbina com um *spool* observa-se que esta é menos oscilatória. Comportamento este devido ao maior valor da constante de tempo do gerador de gás e ao ganho do regulador de velocidade que, neste caso, deve ser menor para manter a estabilidade das respostas frente ao distúrbio.

Para a Configuração Aeroderivativa Avançada com Dois *Spools* e Eixo Simples tem-se:

- Para a turbina a gás com configuração com dois *spools* e eixo simples, observa-se que as formas de onda obtidas na simulação se assemelham às obtidas na simulação da turbina de um eixo. A semelhança entre as respostas é devido ao acoplamento mecânico existente entre o conjunto compressor – turbina – gerador, que neste caso é feito pelo compressor e turbina de baixa pressão.
- O *overshoot* no caso da turbina aeroderivativa com configuração avançada é maior do que o obtido com a turbina de um eixo devido à baixa inércia do gerador de gás.
- Comparando-se com os resultados obtidos na simulação da turbina de eixo simples, observa-se que esta turbina apresenta um comportamento oscilatório com *overshoot* maior devido a sua inércia, mas com praticamente o mesmo tempo de recuperação.
- Comparando-se com a turbina aeroderivativa com configuração tradicional, esta apresenta uma resposta mais rápida e menos oscilatória devido ao acoplamento mecânico citado anteriormente. O tempo de recuperação também é menor.

Para a Configuração Aeroderivativa Avançada com Três *Spools* e Eixo Simples tem-se:

- O comportamento da turbina a gás com três *spools* é similar ao comportamento da turbina com dois *spools*. O seu *overshoot* e o tempo de recuperação são maiores devido a sua menor inércia.
- Com a utilização do regulador de velocidade isócrono o erro de velocidade em regime permanente é nulo, porém observa-se um comportamento com maior oscilação e tempo de recuperação. O aumento do tempo de recuperação tem origem na utilização de um ganho menor no regulador de velocidade para manter a estabilidade da resposta.

Para a Configuração *Heavy Duty* Operando em Sobrecarga tem-se:

- A operação da turbina a gás com potência superior a nominal acarreta elevação na temperatura de exaustão dos gases podendo levar a atuação do controle de temperatura da máquina.
- Na simulação de operação em sobrecarga quando a malha de controle de temperatura começa ser preponderante observa-se uma diminuição da potência mecânica fornecida. O valor de diminuição é maior que os 10% de sobrecarga inicial, havendo uma compensação para manter o valor da temperatura de ajuste e a integridade da máquina. Deste modo, a máquina não mantém mais a velocidade de rotação nominal.
- Pode-se concluir que a malha de controle de temperatura age como limitadora, restringindo a temperatura de exaustão a um valor especificado.

Para a turbina a gás em operação interligada com a utilização do programa digital ANATEM as seguintes conclusões foram obtidas:

- Para todas as perturbações observa-se que a variação de velocidade da unidade que utiliza turbina a gás como máquina primária é maior que unidades que utilizam turbinas hidráulicas ou a vapor.
- O modelo dinâmico utilizado para as turbinas a gás mostra que este tipo de máquina apresenta respostas rápidas e baixa inércia.
- A potência mecânica é proporcional ao fluxo de combustível.
- A localização e o tipo de distúrbio influenciam o comportamento dinâmico da turbina.
- Para todos os casos simulados há a necessidade de implementação do modelo completo, considerando a malha de temperatura, aceleração e IGV com a finalidade de se avaliar a sensibilidade do modelo.

Para a rejeição de carga têm-se as seguintes conclusões:

- Observa-se uma grande redução dos ângulos de potência de TG I e Santa Cruz, em regime permanente. No caso da turbina a gás a variação do ângulo de potência é maior, o que demonstra rapidez em se adequar a um novo perfil de carga. A sua variação de

freqüência é maior em função do pequeno valor da sua constante de inércia ( $H$ ). Esta constante depende das características construtivas da turbina. As unidades de Funil e Angra I apresentam variações menores devido aos modelos utilizados.

- A potência acelerante de TG I apresenta uma grande variação devido ao valor da constante  $H$  e a proximidade do distúrbio. Para TG II a distância do distúrbio faz com que a variação da potência acelerante seja pequena.

Para a perda de geração têm-se as seguintes conclusões:

- Pode-se observar que os comportamentos das unidades são coerentes entre si. As unidades de Funil e Angra I apresentam uma pequena variação frente ao distúrbio. Dentre as unidades analisadas, TG I apresenta a maior variação do ângulo de potência, e como dito anteriormente, devido ao baixo valor da constante de inércia ( $H$ ), apresenta uma resposta mais rápida.
- Para ambas as turbinas a gás, a variação de freqüência frente ao distúrbio é extremamente pequena sendo que a variação da freqüência de TG I é maior em função da proximidade do distúrbio e da sua constante de inércia. As variações de freqüência de Funil, Angra I e TG II são menores devido à distância elétrica e ao tipo de máquina primária (turbina hidráulica e a vapor).
- Para compensar a diminuição de potência mecânica disponível há um aumento de fluxo de combustível de ambas as turbinas. TG I tenta suprir a deficiência de geração variando rapidamente a potência mecânica fornecida.
- Observa-se a influência da constante de inércia ( $H$ ) e dos modelos utilizados no comportamento dinâmico frente ao distúrbio. A unidade com menor constante de inércia apresenta maior oscilação. A localização da unidade frente ao distúrbio também influencia o comportamento, onde se observa uma oscilação com grande amplitude para Angra I apesar do seu maior valor de constante  $H$  em comparação com TG I e TG II.

Para o curto circuito trifásico têm-se as seguintes conclusões:

- TG I e TG II apresentam uma maior variação do ângulo de potência e da freqüência em função do modelo dinâmico utilizado, como dito anteriormente. As variações de freqüência de Funil e Santa Cruz são menores.
- Há uma grande oscilação do fluxo de combustível de TG I e TG II devido a sua ação rápida e, posteriormente, com a intervenção dos reguladores de velocidade no controle da freqüência, há um amortecimento.
- Apesar do comportamento oscilatório a variação de potência mecânica de Funil é muito pequena.
- A baixa inércia das turbinas a gás em comparação com as unidades térmicas convencionais e hidráulicas, aliada à localização e tipo do distúrbio, acarreta um

comportamento dinâmico bastante oscilatório, porém com tempos de amortecimento baixos.

Para a perda de Angra II têm-se as seguintes conclusões:

- Observa-se que o ângulo potência de TG I e TG II varia significativamente, caracterizando a perda de sincronismo.
- Inicialmente há uma tendência de suprimento da potência reativa de Angra II por parte de TG I e TG II e Angra I. Com a perda de sincronismo destas unidades segue-se um afundamento de tensão na área Rio com maior sensibilidade para o nível de tensão de 138 kV.

## **7.2 Contribuições do Presente Trabalho**

A principal contribuição deste trabalho foi a modelagem e análise do comportamento dinâmico da turbina a gás operando isolada ou interligada a um sistema de grande porte.

Outra contribuição significativa foi o desenvolvimento de modelos dos elementos, inclusive em código CDU (Controlador Definido pelo Usuário), que poderão ser utilizados nos estudos dinâmicos do Sistema Interligado Nacional pelas concessionárias.

## **7.3 Desenvolvimentos Futuros**

Os seguintes pontos são indicados para desenvolvimento futuro:

- Analisar o comportamento da turbina considerando as malhas de controle de temperatura, aceleração e IGV;
- Comparar com o comportamento do modelo simplificado adotado neste trabalho;
- Analisar o comportamento da configuração aeroderivativa operando em paralelo ao sistema interligado;
- Analisar o comportamento da turbina operando em ciclo combinado.

---

## Referências Bibliográficas

- **Rowen, W. I., 1983.** "Simplified Mathematical Representations of Heavy-Duty Gas Turbines". Transactions of the ASME, Vol. 105 (October), 865-869.
- **Bathie, W.W., 1984.** "Fundamentals of Gas Turbines", John Wiley & Sons Inc.
- **Sawyer's Gas Turbine Engineering Handbook, 1985.** 3<sup>rd</sup> Edition Vol. III, Turbomachinery International Publications.
- **Schobeiri, M. T., 1987.** "Digital Computer Simulation of the Dynamic Operating Behaviour of Gas Turbines". Brown Boveri Review, (March), 161-174.
- **Cohen, H.; Rogers, G.F.C.; Saravanamuttoo, H.I.H., 1987.** "Gas Turbine Theory", 3<sup>rd</sup> Edition, John Wiley & Sons Inc.
- **Hung, W. W., 1991.** "Dynamic Simulation of Gas Turbine Generating Unit". IEE Proceedings -C, Vol. 138 N° 4 (July), 342-350.
- **Yacobucci, R. B., 1991.** "A Control System Retrofit for a GE Frame 5 Turbine/Generator Unit" Transactions on ASME, Vol. 6 n° 2 (June), 225-230.
- **Rowen, W. I., 1992.** "Simplified Mathematical Representations of Single Shaft Gas Turbines in Mechanical Drive Service". Turbomachinery International, (July/August), 26-32.
- **Hannett, L. N., A. Khan, 1992.** "Combustion Turbine Dynamic Validation from Tests". IEEE Transactions on Power Systems, Vol. 8, n° 1 (February), 152-158.
- **IEEE Std 421.5, 1992.** "Recommended Practice for Excitation system Models for Power System Stability Studies".
- **De Mello, F. P., 1994.** "Dynamic Models for Combined Cycle Plants in Power Systems Studies". IEEE Transactions on Power Systems, Vol. 9 N° 3 (August), 1698-1708.
- **Schobeiri, M. T., 1994.** "GETRAN: A Generic, Modularly Structured Computer Code for Simulation of Dynamic Behavior of Aero- and Power Generation Gas Turbine Engines". Transactions of the ASME, Vol. 116 (July), 483-494.
- **Hannett, L. N., G. Jee, B. Fardanesh, 1995.** "A Governor/Turbine Model for a Twin-Shaft Combustion Turbine". IEEE Transactions on Power Systems, Vol. 10, n° 1 (February), 133-139.
- **Gas Turbine World, Março 1995.**
- **Camporeale, S. M., B. Fortunato, 1997.** "Dynamic Analysis and Control of Turbo-Gas Power Plant". Fonte não disponível.
- **Camporeale, S. M., B. Fortunato, A. Dumas, 1997.** "Non-Linear Simulation Model and Multivariable Control of a Regenerative Single Shaft Gas Turbine". Proceedings of the International Conference on Control Applications Hartford, CT, (October), 721-723.
- **Rowen, W. I., 1998.** "IGTI Tutorial on Gas Turbine Simulation". Asme Turbo Expo '98, (November - 1997), 01-09.

- **Massuco, S., A. Bagnasco, B. Delfino, G. B. Denegri, 1998.** "Management and Dynamic Performances of Combined Cycle Power Plants During Parallel and Islanding Operation". IEEE Transactions on Energy Conversion, Vol. 13 Nº 2 (June), 194-201.
- **Nascimento, M. A. R., 1998.** "Turbinas a Gás". Apostila - Escola Federal de Engenharia de Itajubá.
- **Mendes, P. P. C., J. Haddad, 1999.** "Dinâmica dos Sistemas Elétricos – Controle Automático de Geração". Apostila - Escola Federal de Engenharia de Itajubá.
- **Gomes, L.V., C. Ferreira, P. P. C. Mendes, 1999.** "Desenvolvimentos de Modelos Matemáticos Simplificados das Turbinas a Gás". VIII CBE - Congresso Brasileiro de Energia, Rio de Janeiro - RJ.
- **CSPE – Comissão de Serviços Públicos de Energia do Estado de São Paulo, 1999,** Guia do Cogrador de Energia Elétrica.
- **Kim, J. H., T. W. Song, T. S. Kim, S. T. Ro, 2000.** "Model Development and Simulation of Transient Behavior of Heavy Duty Gas Turbines". Proceedings of ASME TURBOEXPO 2000, (May), 01-08.
- **Passaro, M. C., C. Ferreira, P. P.C. Mendes, M. A. R. Nascimento, 2000.** "Modelos de Turbinas a Gás para Aplicação em Programas de Transitórios Eletromecânicos". IV Congresso Latino-americano de Geração e Transmissão de Energia Elétrica.