

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA POLITÉCNICA

MÁRIO MORISHITA
VITOR PEREIRA FARIA

**Simulação e Controle de Turbinas a Gás Estacionárias
para Aplicação em Geração Termelétrica**

São Paulo
2006

MÁRIO MORISHITA
VITOR PEREIRA FARIA

nota final 8.8
(oito e oito)



**Simulação e Controle de Turbinas a Gás Estacionárias
para Aplicação em Geração Termelétrica**

Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
conclusão do curso de Engenharia Mecatrônica.

Orientador: Prof. Dr. Jurandir Itizo Yanagihara

069

São Paulo
2006

DEDALUS - Acervo - EPMN



31600012462

FICHA CATALOGRÁFICA

TF-06
M 8265

1573990

Morishita, Mário

Simulação e controle de turbinas a gás estacionárias para aplicação em geração termelétrica / M. Morishita, V.P. Faria. -- São Paulo, 2006.

p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos.

**1.Turbinas a gás (Simulação) 2.Sistemas de controle 3.Mode-
lagem matemática I.Faria, Vitor Pereira II.Universidade de São
Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecatrô-
nica e de Sistemas Mecânicos III.t.**

RESUMO

Este trabalho apresenta a modelagem e simulação de um sistema de controle de uma turbina a gás estacionária através do programa *Matlab®* e do seu módulo *Simulink*. São utilizados conceitos de mecânica dos sólidos e termodinâmica para a modelagem. Uma turbina a gás é um motor térmico que produz energia mecânica ou eletricidade. O sistema de controle deve controlar a injeção de combustível para manter a rotação da turbina constante, uma vez que esta aciona um gerador de corrente alternada. Esta rotação varia de acordo com a carga e a demanda de energia elétrica. O porte da turbina a ser analisada é considerado de grande porte (Heavy-Duty), ou seja, em torno de 100 MW. Para o projeto do controlador PID, para controle da velocidade da turbina, é utilizada a regra de sintonia de Ziegler-Nichols(ZN). Foi feita uma análise da influência dos parâmetros do controlador sobre o seu desempenho, buscando-se uma atuação otimizada. O controlador apresentou desempenho adequado quando submetido a diferentes tipos de perturbações de carga.

ABSTRACT

This work presents the modeling and simulation of a control system for heavy-duty gas turbines by using the software *Matlab*® and its module *Simulink*. Concepts of Solid Mechanics and Thermodynamics are used in this modeling. A gas turbine is a heat engine that produces mechanical energy or electricity. The main task of the control system is to control the fuel flow to the combustion chamber to keep the machine in a certain rotational speed. This speed may varies as the demand load of electric energy varies. A 100 MW heavy-duty gas turbine was considered for the modeling and simulation. In the project of the control system the Ziegler-Nichols(ZN) method is used to define the PID controller parameters. An analysis of the control parameters were performed in order to find the best combination for optimized speed control. The controller presented good performance for different load perturbations.

LISTA DE CONSTANTES

a_i	Coefficientes da equação característica
A	Área
AC	Relação mássica de ar-combustível[kg/kg]
B	Torque viscoso[N.m.s]
B_{ar}	Torque viscoso do ar[N.m.s]
$B_{óleo}$	Torque viscoso do óleo[N.m.s]
B_{total}	Soma do torque viscoso do ar e do óleo[N.m.s]
c_p	Calor específico a pressão constante[J/kg.K]
c_v	Calor específico a volume constante[J/kg.K]
d_{gap}	Espaço entre parte móvel e estática[m]
$G(s)$	Função de transferência
$G_{Fuel/Duct/Dyn}$	Função de transferência da dinâmica do duto de combustível
$G_{sistema}$	Função de transferência de malha fechada
$G_{Valv/Dyn}$	Função de transferência da dinâmica da válvula
h_i	Entalpia no ponto i[J/kg]
J	Momento de inércia[kg.m ²]
J_{barra}	Momento de inércia de uma barra[kg.m ²]
$J_{cilindro}$	Momento de inércia de um cilindro[kg.m ²]
$J_{gerador}$	Momento de inércia do gerador[kg.m ²]
J_{rotor}	Momento de inércia do rotor[kg.m ²]
J_{total}	Soma do momento de inércia do gerador e rotor[kg.m ²]
k	Relação de calores específicos
K	Ganho
K_{cr}	Ganho crítico
K_p	Ganho do controle proporcional
K_T	Ganho de potência para torque[s]
l	Comprimento da barra[m]
L	Comprimento do cilindro[m]
\dot{m}_{ar}	Vazão mássica de ar[kg/s]
\dot{m}_{comb}	Vazão mássica de combustível[kg/s]
P_{cr}	Período crítico[s]
p_1	Pressão de entrada do compressor[Pa]
p_2	Pressão de saída do compressor[Pa]
p_3	Pressão de entrada da turbina[Pa]

p_4	Pressão de saída da turbina[Pa]
PCI	Poder calorífico inferior[J/kg]
r	Raio[m]
R	Constante para o ar como gás perfeito[kJ/kg.K]
r_p	Relação de pressão
s	Variável do plano s
T	Torque de atrito viscoso[N.m]
$T_{demanda}$	Torque gerado pela demanda[N.m]
T_{duto}	Constante de tempo do duto
$T_{turbina}$	Torque gerado pela turbina[N.m]
T_{valv}	Constante de tempo da válvula
T_1	Temperatura de entrada do compressor[K]
T_2	Temperatura de saída do compressor[K]
T_{2s}	Temperatura de saída do compressor isentrópica[K]
T_3	Temperatura de entrada da turbina[K]
T_4	Temperatura de saída da turbina[K]
T_{4s}	Temperatura de saída da turbina isentrópica[K]
T_{ref}	Temperatura de referência[K]
T_d	Ganho de controle derivativo
T_i	Ganho de controle integral
V	Velocidade[m/s]
\dot{W}	Potência[W]
ρ	Densidade do cilindro[kg/m ³]
ω	Velocidade angular[rad/s]
$\dot{\omega}$	Aceleração angular[rad/s ²]
ω_0	Velocidade angular inicial[rad/s]
τ	Tensão de cisalhamento[Pa]
μ	Viscosidade dinâmica[N.s/m ²]
η_{ciclo}	Rendimento do ciclo da turbina desenvolvida
η_{comp}	Rendimento do compressor
$\eta_{térmico}$	Rendimento do ciclo Brayton
η_{turb}	Rendimento da turbina

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	8
2 OBJETIVOS	9
3 A USINA TERMELÉTRICA	10
3.1 DESCRIÇÃO DA TURBINA A GÁS.....	12
4 CICLO TERMODINÂMICO	14
5 MODELAGEM DO SISTEMA	16
5.1 MODELAGEM DO SISTEMA DINÂMICO	16
5.1.1 MOMENTO DE INÉRCIA	17
5.1.2 ATRITO VISCOSO	19
5.2 SISTEMA TÉRMICO	20
5.3 DIAGRAMA DE BLOCOS DO SISTEMA	23
6 AÇÕES DE CONTROLE	30
7 REGRAS DE ZIEGLER-NICHOLS PARA SINTONIA DE CONTROLE PID	32
8 RESULTADOS	33
8.1 INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS DO CONTROLADOR	38
8.2 ALTERNATIVA PARA CÁLCULO DOS PARÂMETROS DO CONTROLADOR PID	42
8.3 ANÁLISE PARA DISTÚRBO EM DEGRAU	43
8.4 ANÁLISE PARA DISTÚRBO EM RAMPA	44
8.5 ANÁLISE PARA TORQUE DE DEMANDA SEQUENCIAL	45
8.6 ANÁLISE PARA TORQUE DE DEMANDA ALEATÓRIO	47
9 CONCLUSÃO	49
REFERÊNCIAS	50
ANEXOS	52

1 Introdução

De acordo com os estudos do Plano Decenal de Expansão de 2006/2015, divulgado pela Eletrobrás, espera-se uma taxa média anual de crescimento no período de 5,1%; levando-se em conta a trajetória econômica nacional de referência mais provável. Resultando assim, a expectativa de um consumo total demandado do setor elétrico de aproximadamente 567TWh no ano de 2015.

Em 2001, o ano foi marcado pela necessidade de racionamento de energia elétrica devido à falta de investimentos no setor junto ao gerenciamento inadequado dos recursos. Gerando assim a necessidade de uma imediata providência com o intuito de não comprometer novamente o crescimento econômico do país ocasionado por um novo racionamento de energia elétrica.

Uma das formas de solucionar o problema é aumentar a demanda e a diversidade na geração de energia elétrica. Em vista da dificuldade de implantação de hidrelétricas devido ao seu alto custo de investimento e alto impacto ambiental, as usinas termelétricas se mostram uma boa opção. Sendo o gás natural um combustível pouco poluente e encontrado em grande abundância, nota-se uma grande vantagem em optar por tal fonte. Além disso, um fator relevante, é a possibilidade de geração de energia elétrica próxima aos grandes centros consumidores, reduzindo assim as perdas na distribuição da mesma.

2 Objetivos

O presente trabalho tem o objetivo de estudar alguns tipos de sistemas controle que podem ser utilizados para controlar a rotação de uma turbina a gás do tipo *Heavy-Duty*, sua implementação e como os parâmetros de controle contribuem para o desempenho da resposta do sistema a um distúrbio de torque. Além disso, deseja-se determinar os parâmetros relevantes para que a modelagem do sistema seja condizente com a realidade.

Podem-se citar ainda como objetivos, a aplicação de conhecimentos adquiridos na graduação, a junção interdisciplinar, o aumento do conhecimento em sistemas térmicos, conhecer a geração energia elétrica a partir de turbinas a gás, bem como projetos práticos de engenharia e obras executadas.

3 A Usina Termelétrica

Uma termelétrica pode ser dividida em algumas partes principais, comuns a maioria delas. Temos a turbina a gás, caixas de engrenagens para redução, geradores, alternadores, excitadores, exaustores, salas de controle, transformadores, sistemas de lubrificação, entre outros.

Uma turbina a gás é constituída a partir de um compressor, uma câmara de combustão e uma turbina. O compressor recebe o ar atmosférico e eleva sua pressão e temperatura. Este ar, em alta pressão, penetra em uma câmara de combustão na qual se mistura com o combustível gasoso e fornece o oxigênio necessário para a combustão. A mistura gasosa, dentro da câmara, tem sua temperatura elevada até o ponto necessário para a sua entrada na turbina. Então o ar se encontra em alta pressão e alta temperatura, com elevada disponibilidade de energia. Assim, o ar entra na turbina e cede parte da sua energia para as palhetas, provocando o movimento do rotor. Ao passar pelas palhetas, a pressão do ar diminui, reduzindo também a sua temperatura. Quando o ar passa pelos últimos estágios da turbina, a sua pressão atinge o valor da pressão atmosférica, e assim a disponibilidade energética para realizar trabalho dentro da turbina, termina.

A turbina recebe a energia dos gases de combustão e faz girar o compressor e o gerador.

Geradores elétricos podem ser tanto AC quanto DC, no entanto os mais usados são os de corrente alternada devido à possibilidade de utilização direta da frequência de rotação do eixo, pois a menor perda e o melhor meio de transmissão de energia elétrica se dão em corrente alternada(AC). A eficiência do gerador varia de 85% a 95% para carga máxima.

Os geradores elétricos, usualmente são acoplados à parte mais fria da turbina, ou seja, próximos ao eixo do compressor, isto devido às altas temperaturas na região do eixo da turbina.



Fig.01 - Usina Nova Piratininga em fase inicial de construção.

Abaixo uma turbina a gás, que queima gás natural e produz até 115MW. Esta possui 14 (quatorze) estágios de compressão, 4 (quatro) estágios de expansão e um único queimador do tipo silo.

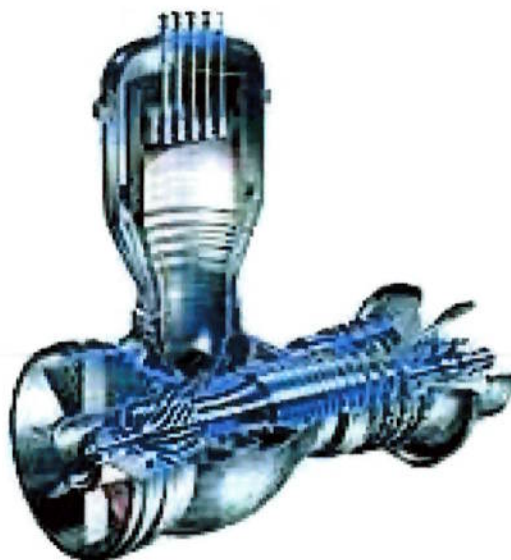


Fig.02 - Turbina a Gás Alston Modelo GT11N02.

Tabela 3.1 - Característica da Turbina GT11N2.

GT11N2 (60Hz)	
Fuel	Natural gas
Frequency	60 Hz
Gross Electrical output	115.4 MW
Gross Electrical efficiency	33.6%
Gross Heat rate	10,150 Btu/kWh
Turbine speed	3600 rpm
Compressor pressure ratio	15.5 : 1
Exhaust gas flow	399 kg/s
Exhaust gas temperature	531 °C
Nox emissions (corr. to 15% O ₂ ,dry)	< 25 vppm

3.1 Descrição da Turbina a Gás

Como mencionado anteriormente pode-se dividir a turbina a gás em três partes principais: compressor, câmara de combustão e turbina. Abaixo segue o detalhamento construtivo da turbina para posterior justificativa da modelagem.

Tanto o compressor como a turbina, possuem bastantes fileiras de pás. Estas pás se localizam tanto no rotor quanto no estator. Cada fileira é conhecida como estágio de compressão e expansão referentes, respectivamente, ao compressor e a turbina. Muitas destas pás têm refrigeração interna para evitar que estas derretam durante o funcionamento da turbina, ou seja, elas são ocas e por dentro delas circula ar de modo forçado, sendo que este entra pelo eixo do rotor. O eixo do rotor é um duto e o ar é então distribuído para as pás através da comunicação entre eixo e pás. As seções de maior pressão têm pás menores, mais inclinadas e em maior número ao longo das fileiras, enquanto que as de menor pressão possuem menos pás, menor inclinação e maiores. As pás do estator são muito semelhantes às pás dos estágios onde se encontram, elas têm a finalidade de direcionar o ar da melhor forma possível para o próximo estágio.

O ar adentra o compressor a uma determinada velocidade, onde a área da seção transversal por onde ele passa diminui ao longo do eixo do rotor, mas

também, o ar é comprimido diminuindo seu volume e, portanto, sua velocidade pouco se altera durante a passagem no compressor.

Na câmara de combustão o ar é aquecido e ganha grande quantidade de energia devido à combustão, então, constantemente, o produto gerado (gases) na câmara de combustão é injetado na turbina. Ocorrendo assim um processo inverso do processo no compressor, ou seja, os gases (ar mais produto da combustão) em alta pressão e alta temperatura choca-se com as pás da turbina gerando energia cinética de rotação. Após a passagem por todos estágios de expansão da turbina, os gases são expulsos para a atmosfera.

Na figura a seguir pode-se observar uma turbina em corte mostrando seus estágios e as seções por onde o ar passa, bem como sua câmara de combustão.

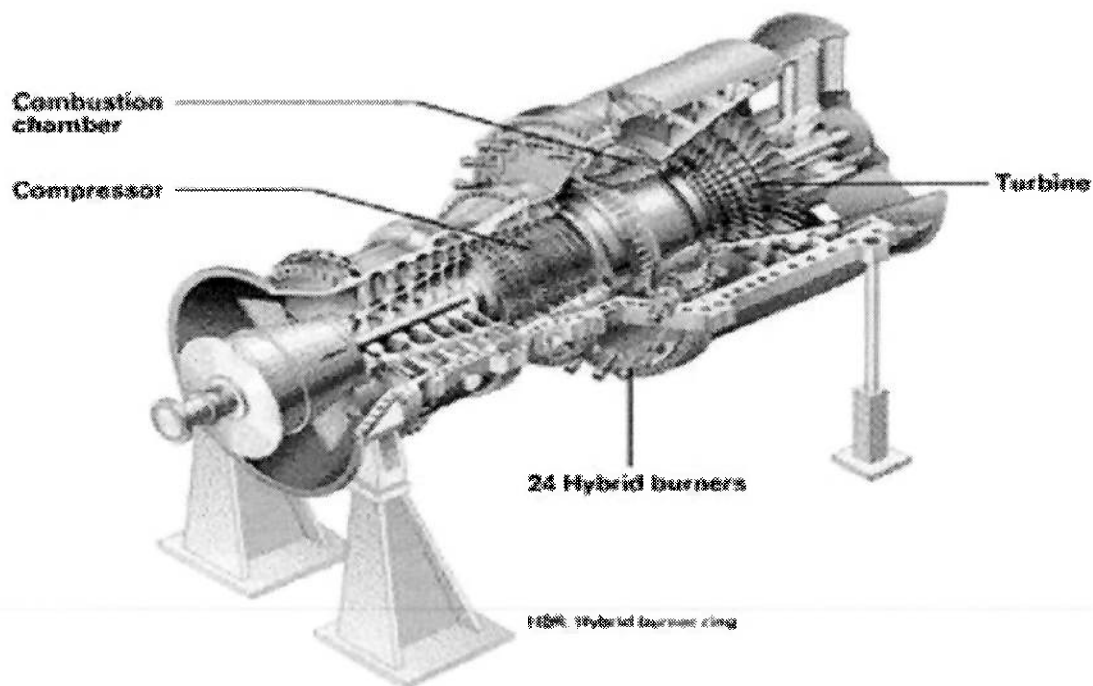


Fig. 03 - Esquema de turbina estacionária a gás.

4 Ciclo Termodinâmico

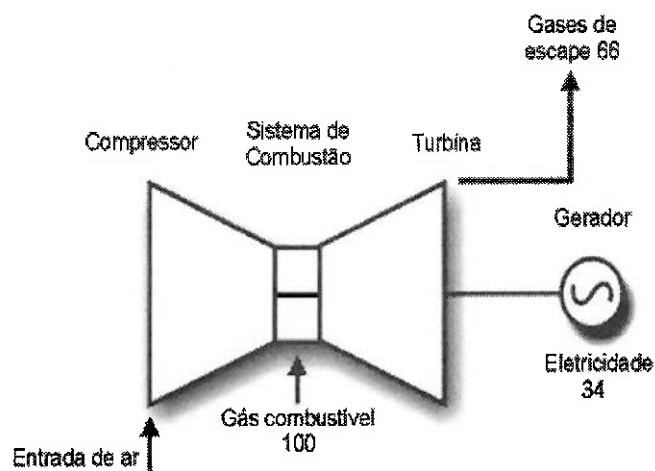


Fig. 04 - Turbina a Gás em Ciclo aberto.

O Ciclo Brayton apresenta como uma das características o fato do fluido não mudar de fase, permanecendo na fase gasosa durante todo o processo. Uma outra característica deste ciclo é que o compressor utiliza uma grande quantidade de trabalho em sua operação (se comparado com o trabalho gerado pela turbina). A potência utilizada por um compressor é da ordem de 40 a 80% da potência desenvolvida pela turbina.

Para geração termelétrica é utilizado o Ciclo Brayton aberto, sem retorno dos gases de escape da turbina à entrada do compressor.

O rendimento deste ciclo é função da relação de pressão isoentrópica. Podendo ser calculado através da expressão:

$$\eta_{\text{Térmico}} = 1 - \frac{1}{(p_2 / p_1)^{(k-1)/k}} \quad (4.1)$$

onde: p_1 : pressão atmosférica

p_2 : pressão de saída do compressor

k: relação entre calores específicos (c_p / c_v)

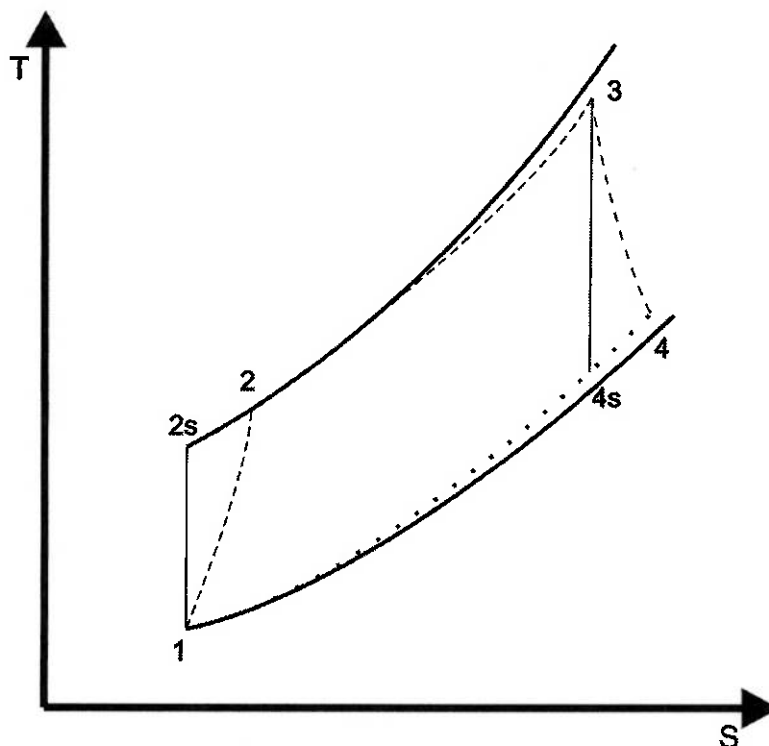


Fig.05 - Efeito das ineficiências sobre o comportamento das turbinas a gás no diagrama T-s.

A turbina a gás real difere do ciclo ideal, principalmente, devido às irreversibilidades no compressor e na turbina, devido à perda de carga nas passagens do fluido e na câmara de combustão.

As eficiências do compressor e da turbina são definidas em relação aos processos isentrópicos e são as seguintes:

$$\eta_{compressor} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (4.2)$$

$$\eta_{turbina} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (4.3)$$

onde: h: entalpias nos pontos determinados do ciclo.

5 Modelagem do Sistema

A modelagem da turbina foi dividida em duas partes. A primeira parte é referente ao sistema dinâmico, enquanto a segunda é referente ao sistema térmico da turbina.

A parte dinâmica foi feita para uma turbina de 8 m de comprimento por 5 m de diâmetro, o gerador com 3 m de comprimento por 2 m de diâmetro. Considera-se uma turbina de 4 estágios de expansão, relativos à turbina, e 11 estágios de compressão, relativos ao compressor.

A parte térmica foi modelada com produção de 100MW pela turbina e combustão com 400% de ar teórico para a vazão mássica máxima. O combustível utilizado foi metano.

No sistema de admissão do combustível foram adotadas as seguintes funções de transferência, apresentadas por Camporeale, Fortunato e Mastrovito (2006):

$$G_{valvDyn} = \frac{1}{0.05s + 1} \quad (5.1)$$

$$G_{FuelDuctDyn} = \frac{1}{0.1s + 1} \quad (5.2)$$

A primeira refere-se à dinâmica de abertura da válvula de admissão de combustível e a segunda refere-se à dinâmica do duto de combustível.

5.1 Modelagem do sistema dinâmico

O sistema dinâmico foi baseado na seguinte equação de primeira ordem:

$$J\dot{\omega} + B\omega = T_{turbina} - T_{demanda} \quad (5.3)$$

onde: J é o momento de inércia e B é o atrito viscoso.

$T_{turbina} - T_{demanda}$ é a diferença entre o torque fornecido pela turbina e o torque de demanda.

Utilizando a transformada de Laplace podemos representar o sistema dinâmico por:

$$G(s) = \frac{1}{J \cdot s + B} = \frac{1}{91971 \cdot s + 5.7907} \quad (5.4)$$

Utilizou-se o MATLAB® para fazer a estimativa. Através dos programas, anexos, se obteve os valores para as constantes do sistema, ou seja, do atrito viscoso e do momento de inércia da turbina.

5.1.1 Momento de Inércia

O primeiro termo da equação, o momento de inércia, foi estimado através da aproximação das pás por cilindros. O disco que contém as pás foi modelado como um cilindro oco, cada estágio utilizou um modelo desse proporcional ao diâmetro de cada estágio e mais um tubo representando o eixo principal. Foram consideradas 36 pás para cada estágio. A figura abaixo mostra o esquema dessa unidade.

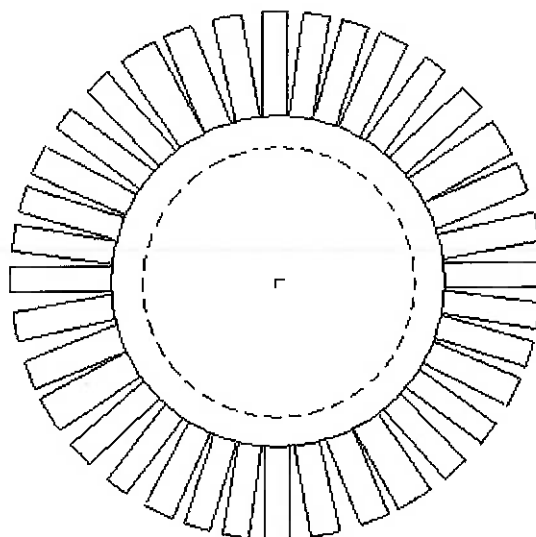


Fig.06 - Parte base para momento de inércia do rotor.

Tanto o comprimento das pás, a espessura do cilindro, o comprimento do cilindro e o diâmetro das pás são proporcionais ao diâmetro máximo de cada estágio referido.

O eixo principal e os discos são ociosos a fim de que, através da passagem de ar, se dê o resfriamento das pás, de modo a evitar seus derretimentos devido à alta temperatura na saída da câmara de combustão e na entrada da turbina.

O momento de inércia do gerador foi modelado como um tubo com uma espessura de 0,25 m, 2 m de diâmetro externo e 3 m de comprimento. Tanto a turbina como o gerador, foram considerados de aço e, portanto, com uma densidade de 7870 kg/m³.

A seguir são mostradas as equações principais para o cálculo do momento de inércia do rotor e do gerador. O momento de inércia tanto de um quanto do outro foi feito através de combinações dessas equações.

$$J_{cilindro} = \frac{\pi \cdot r^4}{2} \cdot L \cdot \rho \quad (5.5)$$

$$J_{barra} = \frac{A \cdot l^3}{3} \cdot \rho \quad (5.6)$$

onde: $J_{cilindro}$ é o momento de inércia do cilindro.

J_{barra} é o momento de inércia da barra.

r é o raio do cilindro.

L é o comprimento do cilindro.

ρ é a densidade do material.

A é a área da seção transversal da barra.

l é o comprimento da barra.

Combinando os momentos de inércia do gerador e do rotor, obtêm-se os respectivos momentos de inércias:

$$J_{gerador} = 25352 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad J_{rotor} = 66619 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad J_{total} = J_{gerador} + J_{rotor} = 91971 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

5.1.2 Atrito Viscoso

Para o cálculo do atrito viscoso (B), utilizamos as seguintes considerações:

- fluido newtoniano;
- variação da temperatura de trabalho dos gases e do óleo desprezíveis (suas viscosidades constantes);
- As forças envolvidas são proporcionais à velocidade angular.

A tensão de cisalhamento de um fluido newtoniano pode ser representada pela equação:

$$\tau = \mu \cdot \frac{\dot{\theta} \cdot r}{d_{gap}} \quad \therefore T = A \cdot r \cdot \tau \quad \therefore B \cdot \dot{\theta} = \frac{A \cdot r^2 \cdot \mu}{d_{gap}} \cdot \dot{\theta} \quad (5.7)$$

onde: τ é a tensão de cisalhamento.

μ é viscosidade dinâmica do fluido.

d_{gap} é o espaço existente entre a parte móvel e a parte estática.

T é o torque devido ao atrito viscoso.

r é o raio médio de atuação do cisalhamento.

A é área de contato com o fluido.

Através destas equações podemos calcular, com base na área dos mancais e na área relativa do rotor, pás e nas áreas por onde escoar o fluido (não estas anteriores) e seus respectivos parâmetros, a constante de atrito viscoso.

Para os mancais, temos um comprimento de 0,3 m para cada um, um *gap* de 1 mm e mais o eixo do rotor de 0,5 m de diâmetro. Foi considerada uma viscosidade dinâmica de 0,005 N.s/m² para o óleo. Para o rotor foi considerado um raio de atuação médio de modo a estimar-se o torque provocado pelo rotor em relação ao atrito viscoso do ar e uma viscosidade dinâmica de 0,009 Ns/m², devido a grande pressão e temperatura no compressor e turbina. A área total de contato com o ar foi estimada como sendo a área da seção dos *gap*'s para cada estágio, multiplicada por dois (representando as partes: anterior e posterior das

pás), mais as partes referentes ao contato com ar que tem movimento relativo com o mesmo. Sendo assim temos:

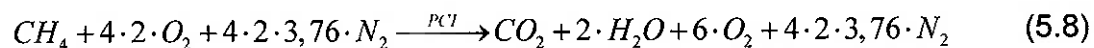
$$B_{\text{óleo}} = 0,1178 N \cdot m \cdot s \quad B_{\text{ar}} = 5,6729 N \cdot m \cdot s \quad B_{\text{total}} = B_{\text{ar}} + B_{\text{óleo}} = 5,7907 N \cdot m \cdot s$$

5.2 Sistema térmico

Para o sistema térmico fizemos algumas considerações.

- A temperatura de operação não pode ultrapassar 1400K em nenhum ponto da planta;
- a vazão mássica de ar é constante;
- as velocidades de entrada e de saída são praticamente a mesma;
- o calor específico do sistema é constante;
- a relação de compressão é de 15:1;
- o rendimento do compressor é de 88%;
- o rendimento da turbina de 95%;
- o combustível é metano com 400% de ar teórico para a combustão;
- o PCI do metano é igual a 50000kJ/kg;
- o rendimento máximo do ciclo é de 46%;
- a potência máxima é de 100MW;
- a temperatura de entrada e de referência é de 298,15K e
- pressão de entrada de 100kPa.

As equações que regem o sistema térmico são as seguintes:



O valor 3,76 representa a relação de nitrogênio-oxigênio do ar em mols, pois, 80% do ar é constituído de nitrogênio enquanto apenas 20% de oxigênio.

$$AC(\text{relação mássica ar/combustível}) = (4 \cdot 2 + 4 \cdot 2 \cdot 3,76) \cdot \frac{28,97}{16} = 68,95 \frac{\text{kg}}{\text{kg}} \quad (5.9)$$

$$T_{2s} = T_1 \cdot rp^{\frac{k-1}{k}} \quad (5.10)$$

$$T_2 = T_1 \cdot \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_{comp}} \quad (5.11)$$

Com das equações a seguir, se obteve o valor da temperatura máxima do sistema, ou seja, a temperatura na entrada da turbina.

$$AC \cdot c_p \cdot (T_2 - T_{ref}) + PCI = (AC + 1) \cdot c_p \cdot (T_3 - T_{ref}) \quad (5.12)$$

$$T_{4s} = \frac{T_3}{rp^{\frac{k-1}{k}}} \quad (5.13)$$

$$T_4 = T_3 - \eta_{turb} \cdot (T_3 - T_{4s}) \quad (5.14)$$

Obteve-se a equação de potência do sistema através do balanço do trabalho gerado pela turbina menos o trabalho requerido para compressão do ar.

$$\dot{W} = \dot{m}_{comb} \cdot (AC + 1) \cdot c_p \cdot (T_3 - T_4) + \dot{m}_{comb} \cdot AC \cdot c_p \cdot (T_1 - T_2) \quad (5.15)$$

O rendimento total do ciclo é caracterizado pela razão entre o trabalho gerado e a quantidade de energia fornecida.

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}}{\dot{m}_{comb} \cdot PCI} \quad (5.16)$$

Primeiramente resolve-se o sistema para se obter a vazão mássica de ar máxima. Verificam-se as temperaturas no ciclo e se determina a vazão de combustível máxima. Então, para esta solução, temos:

$$\dot{m}_{ar} = 300,7 \frac{kg}{s} \quad T_3 = 1400 K \quad \eta_{ciclo} = 0,46 \quad c_p = 1,004 \frac{kJ}{kg \cdot K} \\ k = 1,4$$

Os valores de 'k' e do calor específico justificam-se com a proximidade dos valores do ar devido à relação das massas de ar e de combustível ser grande, ou seja, AC é em torno de 70kg/kg. Isto quer dizer que a massa de ar é 70 vezes maior que a de combustível.

Através da recombinação das equações anteriores e com o auxílio do computador, pode-se obter o ganho da potência através da vazão de combustível, sendo assim, podemos representar uma parte pelo ganho devido à queima de combustível e outra parte pela perda de potência na compressão e devido aos rendimentos menores que a unidade.

O calor específico do ar e dos gases de combustão em um sistema real é variável ao longo da turbina. Por motivos de simplificação adota-se o 'Cp' como constante, mas com algumas alterações se poderia obter o sistema com 'Cp' variando conforme a temperatura de cada ponto da turbina. Por exemplo, para uma faixa de temperatura poderíamos representar o 'Cp' como sendo uma função polinomial da temperatura.

Na turbina considera-se que as velocidades de entrada e de saída são iguais. Sendo assim, através do balanço de energia podem-se desprezar os termos referentes às energias potencial e cinética.

$$V = \frac{R \cdot T \cdot \dot{m}}{P \cdot A} \quad \dot{E}_{cinética} = \dot{m}_{ar} \cdot \frac{(V_4^2 - V_1^2)}{2} \quad (5.17)$$

Pode-se ver que o termo referente à energia cinética é zero e mesmo que não fosse seria pequeno em relação à energia cedida para o sistema através da queima de combustível, em torno de alguns kW. Podemos considerar que a massa que atravessa a turbina é constante devido à baixa injeção de massa de

combustível em relação à de ar. A energia potencial é mais desprezível, pois sua densidade é muito pequena e a diferença de altura praticamente não existe.

$$\dot{W} = \dot{m}_c \cdot 27,5 \cdot 10^6 - 12,3 \cdot 10^6 \quad (5.18)$$

5.3 Diagrama de Blocos do Sistema

Através da representação do sistema por funções de transferência e da utilização o SIMULINK (um módulo do programa MATLAB®), é possível simular o sistema dinâmico para uma condição inicial de 3600rpm e entradas de torque de demanda.

O sistema em diagrama de blocos desenvolvido no SIMULINK é o seguinte:

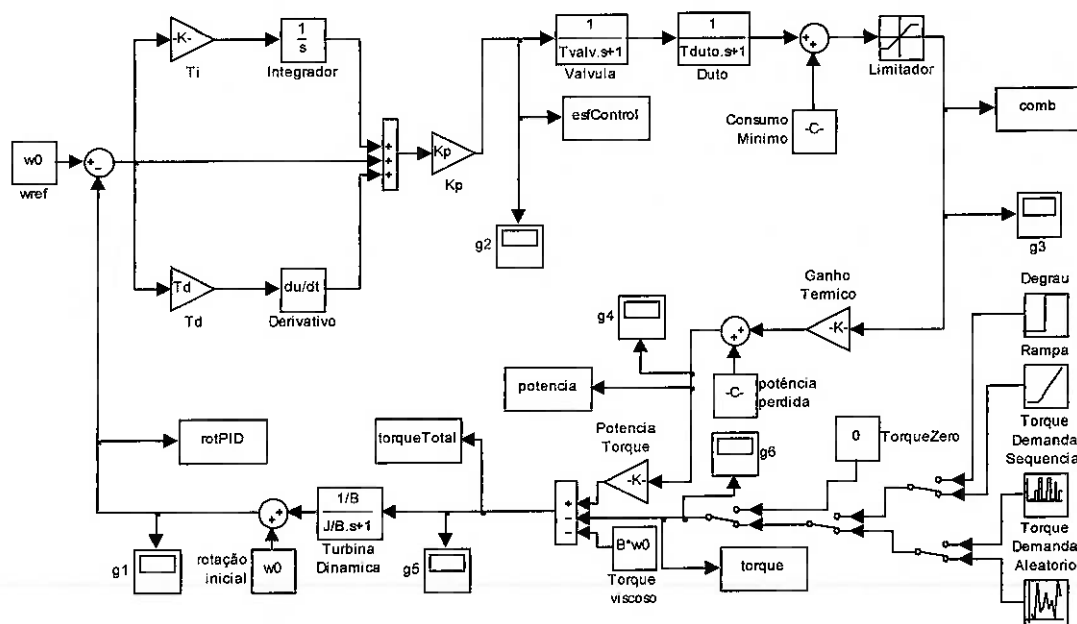


Fig.07 – Diagrama de Blocos do Sistema.

A configuração acima se justifica porque mostra o controle PID controlando a válvula. Na sequência vê-se a representação da válvula e duto. O bloco da turbina dinâmica representa a modelagem dinâmica e a realimentação negativa é feita para se fechar o circuito e poder se fazer controle em malha fechada.

Dividindo o sistema em diversas partes para melhor compreensão do significado cada bloco. As partes hachuradas, no lado direito das figuras, mostram onde se encontram os blocos mencionados no lado esquerdo.

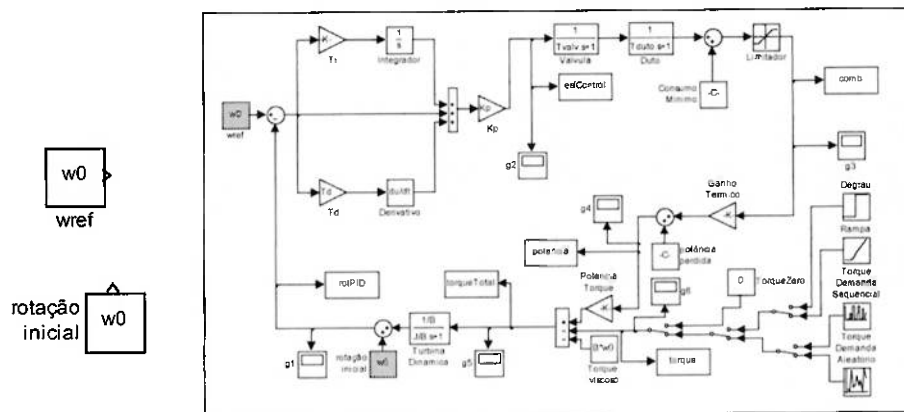


Fig. 08 – Constante de rotação.

Estes blocos representam a rotação de referência nas duas partes do sistema. Aparentemente há um uso indevido da soma e da subtração, logo em seguida do mesmo valor, porém o que nos interessa na realidade é a variação da velocidade e não a magnitude em si.

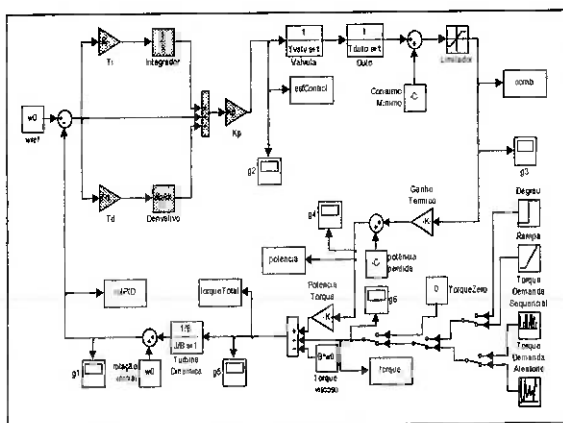
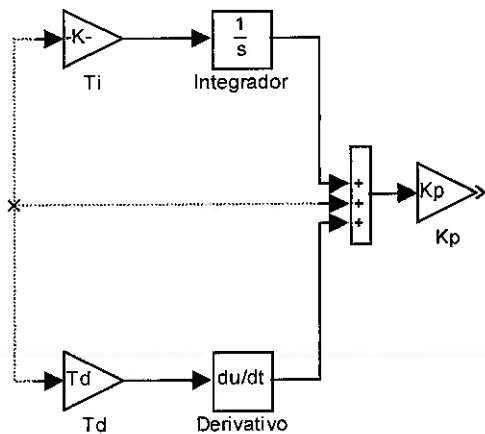


Fig. 09 – Controlador PID.

O diagrama de blocos anterior representa um controlador PID. Um controlador PID é representado por uma parte integrativa, uma parte proporcional e uma parte derivativa.

A parte integrativa é mostrada na parte superior pelo ganho integral e por um integrador.

A parte proporcional é mostrada na parte mediana do diagrama de blocos sendo que o ganho proporcional é dado na parte posterior do diagrama de blocos, sendo que, este multiplica os demais fatores do bloco.

A parte derivativa se encontra na parte inferior do diagrama de blocos onde há a parte representando o ganho derivativo e a própria derivação em si.

O somador tem por finalidade unir os três sinais de controle de modo a implementar corretamente o controlador PID.

Através do critério de Routh para se achar o ganho crítico e através do uso da tabela 7.1 referente à ZN obtiveram-se os parâmetros iniciais do controlador.

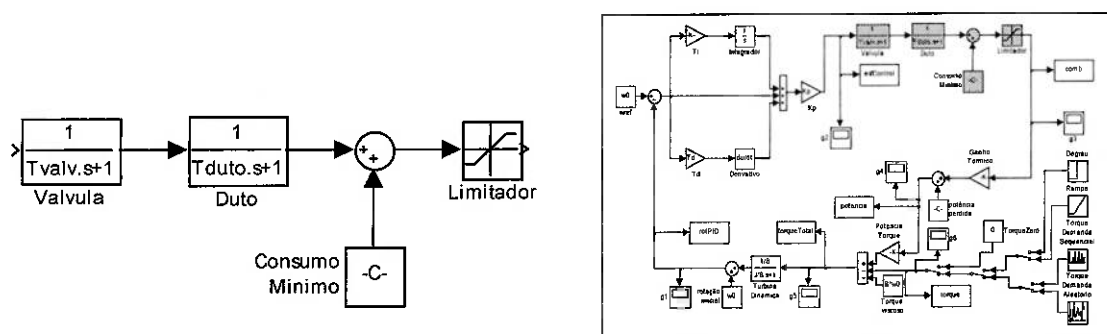


Fig. 10 – Vazão de combustível.

Esta parte do diagrama de blocos representa a dinâmica da válvula, do duto e como saída tem a massa de combustível a ser queimada.

O bloco “válvula” é mostrada a função de transferência para a dinâmica da válvula, sendo esta de primeira ordem e sua respectiva constante de tempo, “Tvalv”.

O bloco 'Duto' mostra a função de transferência para a dinâmica do conduto, que também é de primeira ordem e sua respectiva constante de tempo, "Tduto".

As constantes de tempo são a relação entre a inércia e o amortecimento de cada parte. Essas foram obtidas adotando-se as mesmas do artigo de Camporeale, Fortunato e Mastrovito (2006).

O bloco 'consumo mínimo' mostra a constante que indica a vazão mássica de combustível mínima para que o sistema se mantenha na rotação de 3600 rpm sem carga. Esse valor foi encontrado através das combinações das equações (5.3) e (5.7) e das equações (5.12) a (5.14) e substituindo-se estas em (5.15).

O limitador impõe os limites máximo e mínimo para a vazão de combustível. O máximo consumo de combustível não pode ultrapassar 4,361 kg/s, pois, para esta vazão de combustível, a energia liberada pela combustão seria tal que as pás da turbina começariam a derreter devido à alta temperatura em sua entrada. O mínimo consumo é 0 (zero), pois não é possível haver consumo negativo.

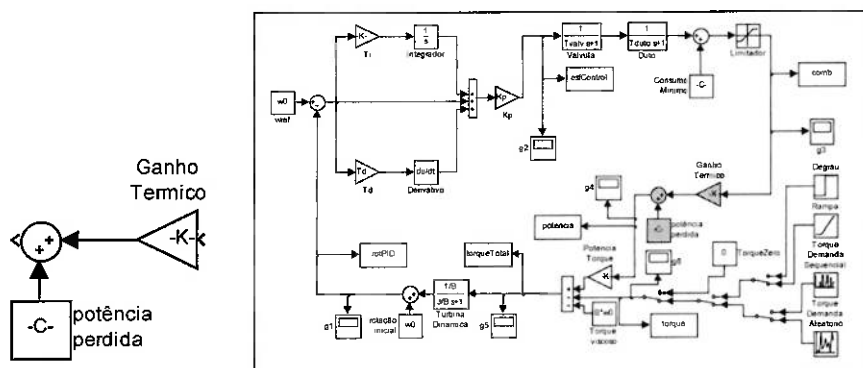


Fig. 11 – Transformação da queima de combustível em potência.

O bloco 'ganho térmico' indica o ganho gerado pela queima de combustível e cede sua potência.

O bloco 'potência perdida' indica o gastos constantes com a eficiência do sistema e com a perda na compressão do ar.

Os valores foram determinados com base do uso das equações (5.12) a (5.14) e substituindo-se estas em (5.15).

A saída deste trecho é a potência total do sistema.

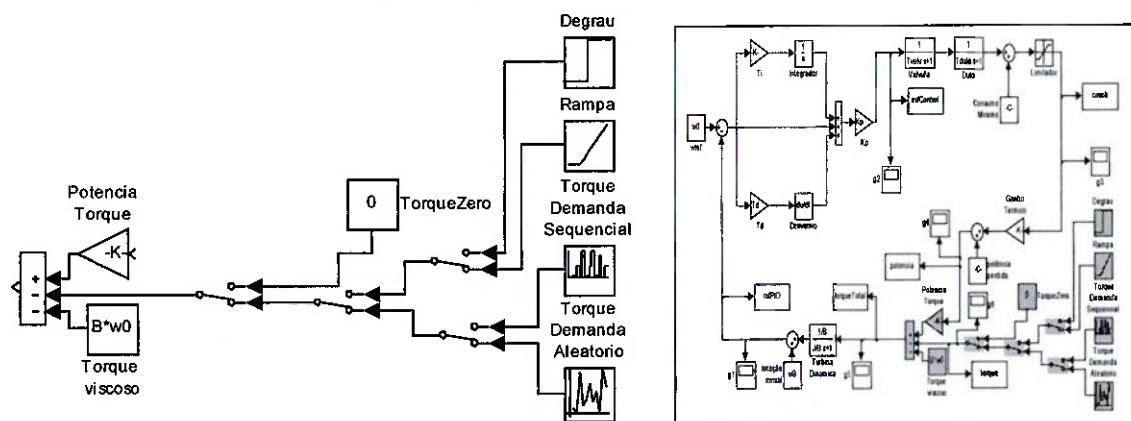


Fig. 12 – Transformação da queima de combustível em potência.

O bloco “Potência Torque” transforma a potência obtida pela queima de combustível em torque. Para isto, pressupõe-se que a rotação do sistema é mantida em 376,99 rad/s (3600 rpm), de modo que o torque obtido a partir da queima de combustível seja dependente apenas da potência gerada por esta queima. Portanto:

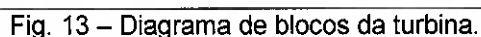
$$\frac{P}{T} = \omega = K = 376,99 \text{ rad} / \text{s} = 3600 \text{ rpm} \quad (5.18)$$

O bloco “torque viscoso” indica o torque gerado pelo atrito viscoso na rotação de referência através das equações (5.3) e (5.7).

O sistema de chaveamento foi utilizado apenas com o intuito de se facilitar às mudanças dos sinais para as diferentes possibilidades de entradas de distúrbios.

Os blocos referentes às entradas de distúrbios são as localizadas no canto direito da figura do lado esquerdo. O “degrau” representa uma entrada tipo degrau, o “rampa” uma entrada tipo rampa, o “torque demanda seqüencial” uma seqüência de entradas tipo degrau com valores escolhidos para se garantir que o teste abranja todas as faixas de operação, o “torque demanda aleatório” tem por saída uma demanda randômica numa faixa de valores para simular uma demanda mais

Através da soma dos três torques (torque viscoso, torque de potência e torque de distúrbio), obtemos, então, o torque líquido que será aplicado ao sistema inercial.



Através da realimentação do sistema podemos fazer o controle do sistema em malha fechada.



28

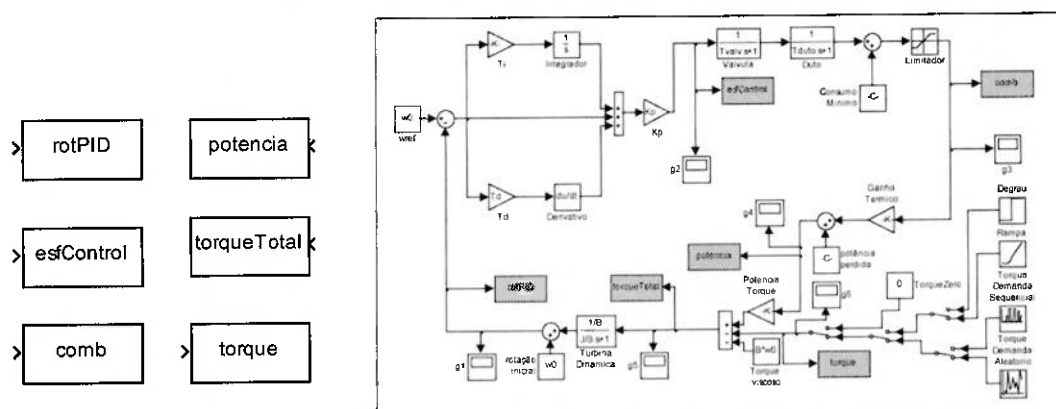


Fig. 15 – Blocos de saída de dados.

Os blocos à esquerda da figura foram utilizados para gerar saídas no workspace do Matlab®, criando gráficos das simulações.

6 Ações de Controle

O manual apresentado por Hovey (1988) inclui as principais especificações de controladores, incluindo exigências para o desempenho do sistema sob a atuação do sistema de controle. Essas exigências são utilizadas neste trabalho como critério para as análises de desempenho dos controladores. O sistema de controle deve ser capaz de manter a velocidade de rotação entre os valores de 95% a 105% do valor nominal quando o sistema for submetido a qualquer variação (aumento ou redução) de demanda. Além disso, para variações súbitas tais como as que possam ser representadas por rampas com grande inclinação ou por um degrau, o terceiro pico de velocidade deve ser, no máximo, 25% do primeiro pico. Ainda segundo as recomendações apresentadas por Hovey (1988), os parâmetros de um controlador PID que possui a forma, $G_c = P + \frac{I}{s} + Ds$ devem seguir os seguintes valores,

- P, variando de 0 a 20;
- I, variando de 0 a 10 por segundo e
- D, variando de 0 a 5 segundos.

A função principal da ação integral é assegurar que a saída do processo atinja o mesmo valor que o valor de referência em regime estacionário. Com um controle proporcional normalmente existe um erro de regime estacionário diferente de zero. Com uma ação integral, um erro positivo vai sempre levar a um aumento do sinal de controle, e um erro negativo vai sempre levar a uma diminuição do sinal de controle independente do tamanho do erro.

A proposta da ação derivativa é o aumento da estabilidade da malha fechada. A razão de uma possível instabilidade pode ser descrita intuitivamente como se segue. Devido à dinâmica do processo, levará algum tempo até que o efeito da mudança na variável de controle seja notado na saída do processo. Portanto, o sistema de controle passará a agir tardiamente para uma correção de erro. A ação de um controlador com uma ação de controle proporcional e

derivativa pode ser interpretada como proporcional à saída predita do processo, onde a predição é feita extrapolando o erro através da tangente à curva de erro.

O termo derivativo é freqüentemente não utilizado. É interessante observar que na maioria dos controladores industriais a parte derivativa opera em geral desligada. Os controladores Proporcionais Integrais são adequados para todos os processos onde as dinâmicas são essencialmente de 1ª ordem.

Similarmente controladores Proporcionais Integrais e Derivativos são suficientes para processos onde as dinâmicas dominantes são de segunda ordem. Um caso típico de benefício com o uso do termo derivativo é a utilização em processos onde as constantes de tempo são bastante distintas (pólos diferentes em magnitude). Por exemplo, em processos de controle de temperatura. Neste caso, a ação derivativa pode diminuir o tempo de resposta do sistema.

7 Regras de Ziegler-Nichols para sintonia de controle PID

Ziegler e Nichols propuseram regras para a determinação de valores do ganho proporcional K_p , do tempo integral T_i e do tempo derivativo T_d baseadas nas características da resposta temporal de uma dada planta.

Em um dos métodos de sintonia de Ziegler e Nichols, define-se primeiro $T_i = \infty$ e $T_d = 0$, utilizando apenas a ação de controle proporcional. Variando K_p de 0 ao valor de K_{cr} , no qual a saída exibe uma oscilação sustentada pela primeira vez. Este valor de ganho crítico (K_{cr}) é obtido através do critério de Routh aplicado ao sistema. A partir da curva de oscilação sustentada obtida, define-se o período crítico (P_{crit}).

A escolha dos parâmetros K_p , T_i e T_d é dado pela seguinte tabela.

Tabela 7.1 – Regra de sintonia de Ziegler-Nichols baseada no ganho crítico e no período crítico.

Tipo de Controlador	K_p	T_i	T_d
P	$0,5K_{cr}$	∞	0
PI	$0,45K_{cr}$	$\frac{1}{1,2}P_{cr}$	0
PID	$0,6K_{cr}$	$0,5P_{cr}$	$0,125P_{cr}$

8 Resultados

Plotando a simulação, somente da parte correspondente à dinâmica do rotor da turbina, pode-se verificar se o sistema está modelado corretamente, ou seja, condizente com o esperado.

Para verificar se o sistema foi bem dimensionado, pode-se verificar quanto tempo o sistema leva para, a partir da rotação de regime, chegar a um valor próximo de parada total.

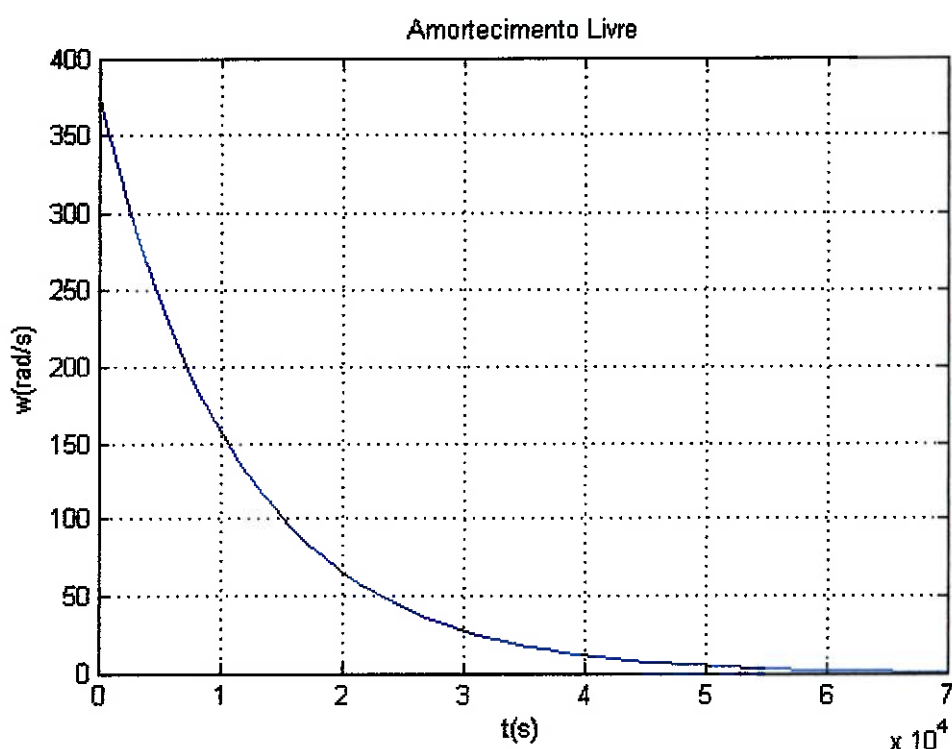


Fig.16 – Gráfico de parada da turbina.

Através do gráfico nota-se que demora em torno de 60000s para rotação zero (aproximadamente 16,5 horas), o que é bastante condizente com a realidade e, portanto, pode-se dizer que tanto o momento de inércia quanto o atrito viscoso foram bem dimensionados.

A seguir, a função de transferência do sistema malha fechada e sua equação característica.

$$G_{sistema}(s) = \frac{K_p}{\frac{B \cdot w_0}{K_T} \left(\left(T_{valv} \cdot T_{duto} \cdot \frac{J}{B} \right) \cdot s^3 + \left(T_{valv} \cdot T_{duto} + T_{valv} \cdot \frac{J}{B} + T_{duto} \cdot \frac{J}{B} \right) \cdot s^2 + \left(T_{valv} + T_{duto} + \frac{J}{B} \right) \cdot s + 1 \right) + K_p} \quad (8.1)$$

$$\frac{B \cdot w_0}{K_T} \left(\left(T_{valv} \cdot T_{duto} \cdot \frac{J}{B} \right) \cdot s^3 + \left(T_{valv} \cdot T_{duto} + T_{valv} \cdot \frac{J}{B} + T_{duto} \cdot \frac{J}{B} \right) \cdot s^2 + \left(T_{valv} + T_{duto} + \frac{J}{B} \right) \cdot s + 1 \right) + K_p = 0 \quad (8.2)$$

$$a_0 \cdot s^3 + a_1 \cdot s^2 + a_2 \cdot s^1 + a_3 + K_p = 0 \quad (8.3)$$

As constantes “a_i” são combinações das constantes de tempo das funções de transferência da válvula, do duto e da turbina.

Critério de estabilidade de Routh:

$$\begin{array}{ccc} s^3 & a_0 & a_2 \\ s^2 & a_1 & a_3 + K_p \\ s^1 & \frac{a_1 \cdot a_2 - a_0 \cdot (a_3 + K_p)}{a_1} & \\ s^0 & a_3 + K_p & \end{array}$$

$$\text{para: } a_0 = 6,73 \cdot 10^{-3} \quad a_1 = 2,02 \cdot 10^{-1} \quad a_2 = 1,35 \quad a_3 = 8,48 \cdot 10^{-5}$$

Igualando o termo de primeira ordem a zero para obter uma saída do sistema com oscilações sustentadas, temos:

$$K_p = \frac{a_1 \cdot a_2}{a_0} - a_3 = 40,41 = K_{critico}$$

Utilizando a equação característica da função de transferência em malha fechada para um controlador proporcional com ganho ' K_p ' e aplicando o critério de estabilidade de Routh obtém-se o ganho crítico igual a 40,41.

Para este valor do ganho obtém-se o seguinte gráfico que mostra as oscilações sustentadas para o método de ZN:

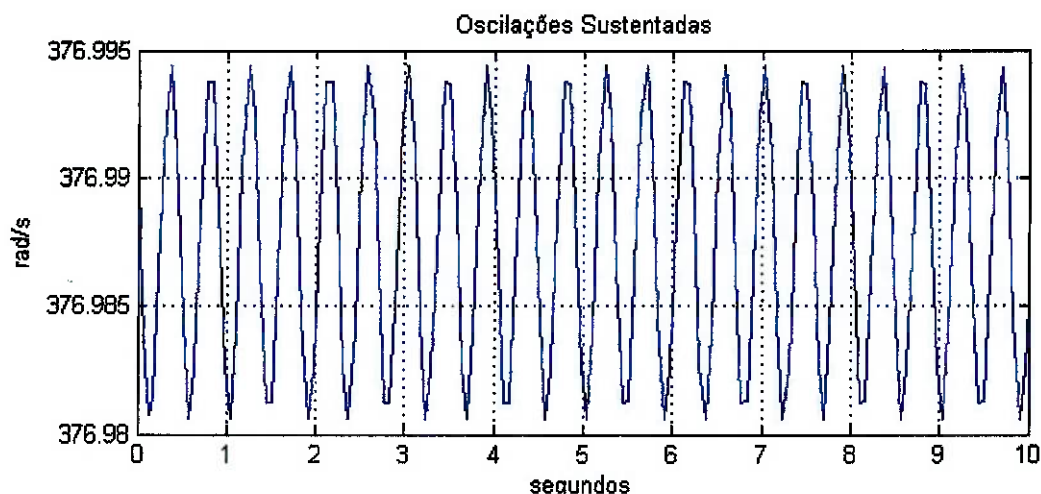


Fig. 17 – Oscilação sustentada do sistema.

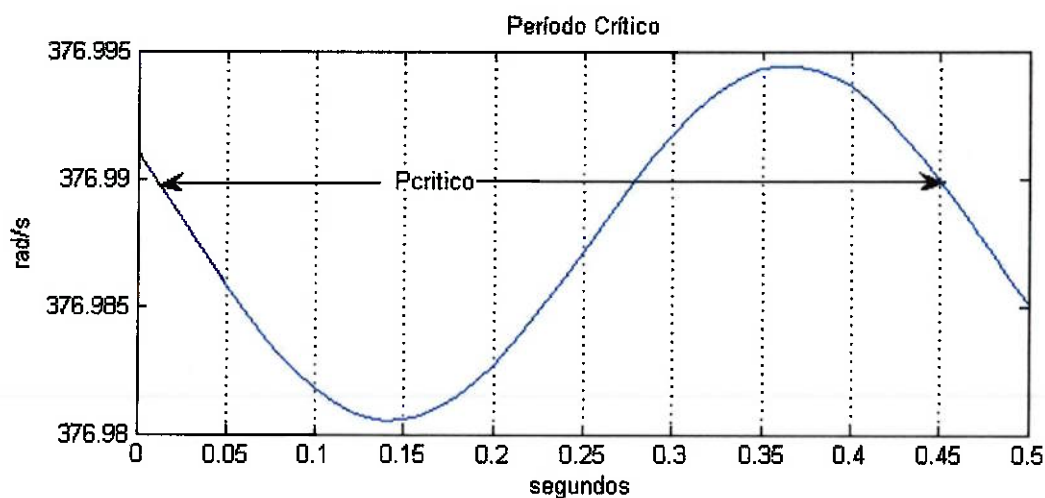


Fig. 18 – Obtenção do período crítico (P_{crit}).

Para o período crítico (P_{crit}) igual a 0,44 segundos e através da tabela de ZN para um controle PID, obtém-se:

$$K_p = 0,6 \cdot K_{crítico} = 24,24$$

$$T_i = 0,5 \cdot P_{crítico} = 0,2214$$

$$T_d = 0,125 \cdot P_{crítico} = 0,0554$$

Para estes valores de parâmetros obteve-se gráfico da rotação para uma entrada de distúrbio em degrau:

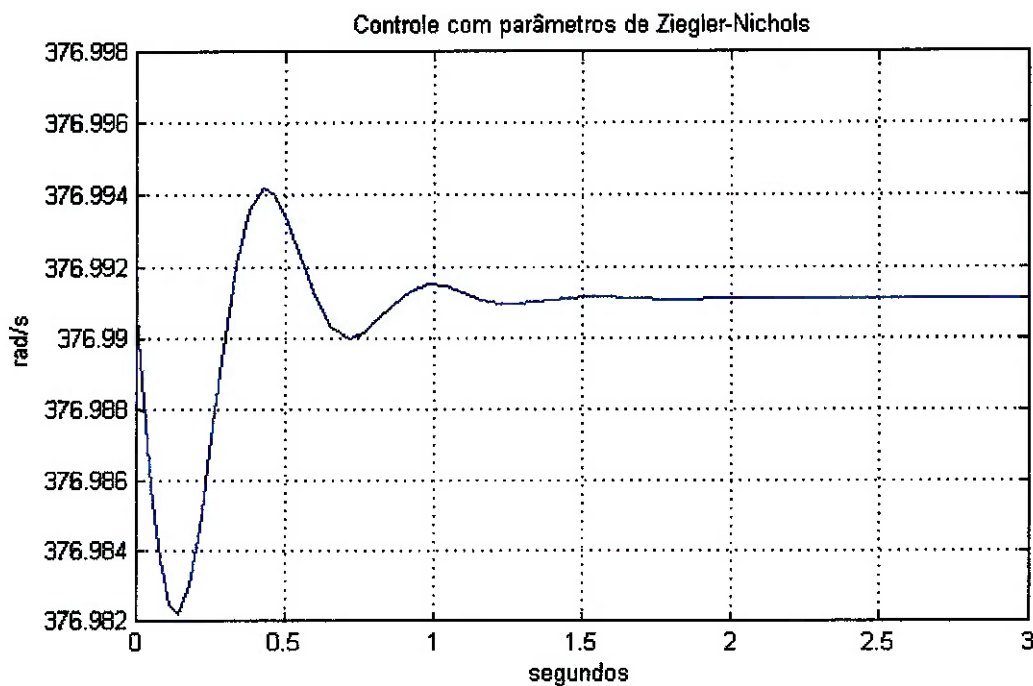


Fig. 19 – Rotação da turbina a uma entrada degrau com parâmetros obtidos do ZN.

Pode-se notar que para esses valores de parâmetros o sistema estabiliza-se a partir de 2 segundos.

Fazendo os parâmetros variarem em torno dos parâmetros obtidos por ZN, através de tentativa e erro, observa-se o resultado a seguir:

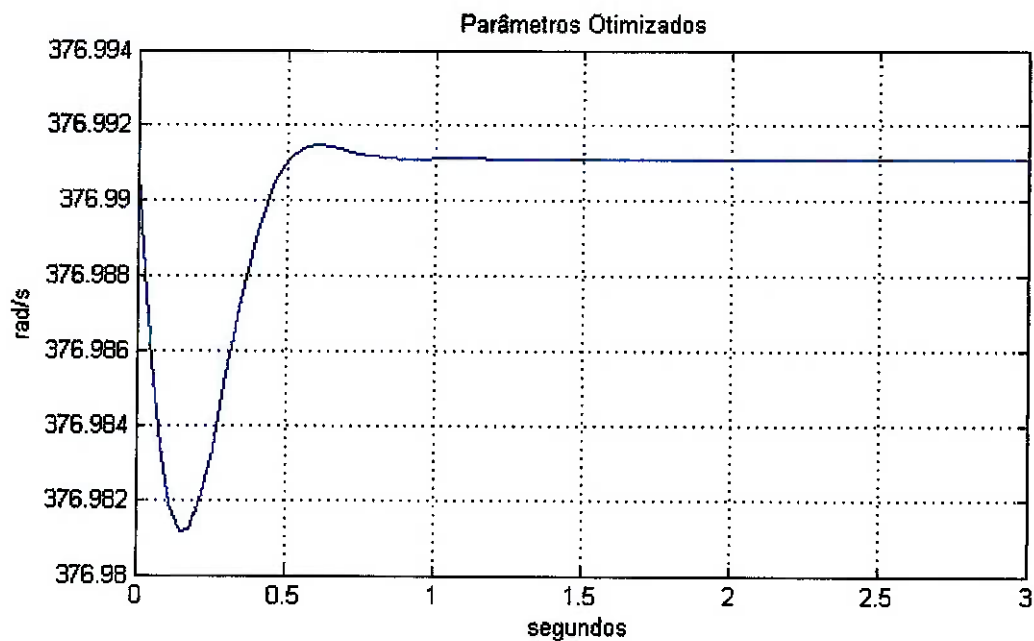


Fig. 20 – Rotação da turbina a uma entrada degrau com os parâmetros ajustados.

Com parâmetros iguais a:

$$K_p = 18,3 \quad T_i = 0,329 \quad T_d = 0,068$$

Comparando os gráficos pode-se observar que foi possível otimizar o controle e que o método de ZN é um ótimo método para se dar uma estimativa inicial.

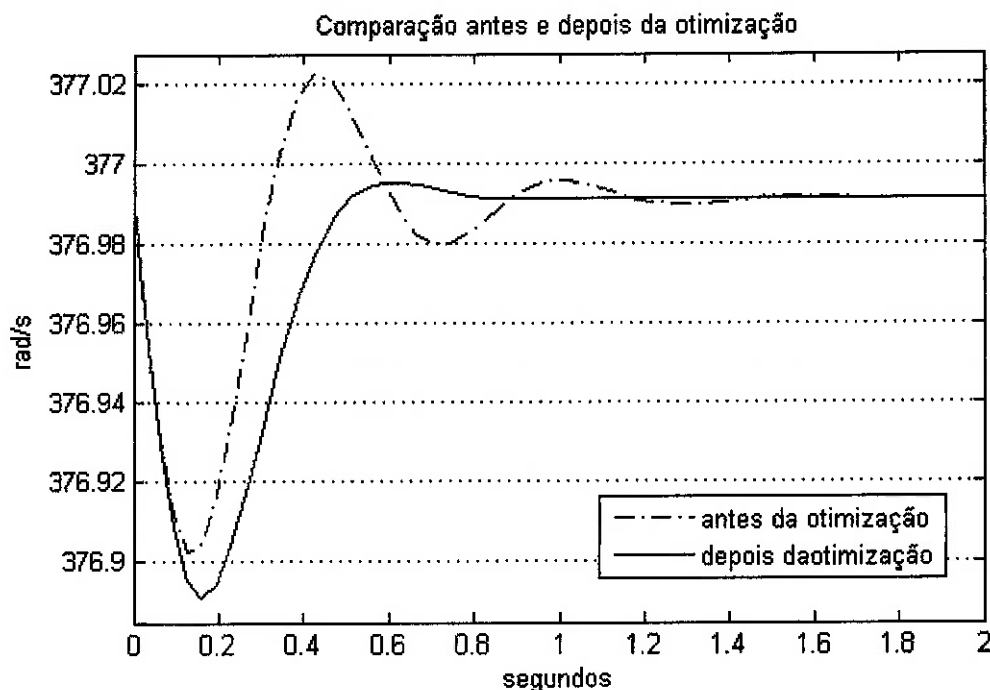


Fig. 21 – Comparativo das curvas de rotação obtidos antes e depois dos ajustes.

É possível verificar que a resposta em regime permanente foi mais rápida, passou de aproximadamente 2 segundos para apenas aproximadamente 1 segundo. Portanto, a partir destes parâmetros otimizados realizam-se as demais análises.

Os parâmetros sugeridos por Hovey (1988) foram seguidos. Nenhum valor ficou acima ou abaixo de 5% do nominal para o maior valor possível de torque em degrau. Para ferir esse parâmetro precisaria haver uma variação de 18 rad/s para mais ou para menos.

8.1 Influência dos parâmetros do controlador

Para uma mesma entrada em degrau mudamos os parâmetros T_d , T_i e K_p , nessa sequência. Fizemos três medidas para ver a influência de cada parâmetro, mantendo-se os demais com os valores obtidos pela tabela 7.1.

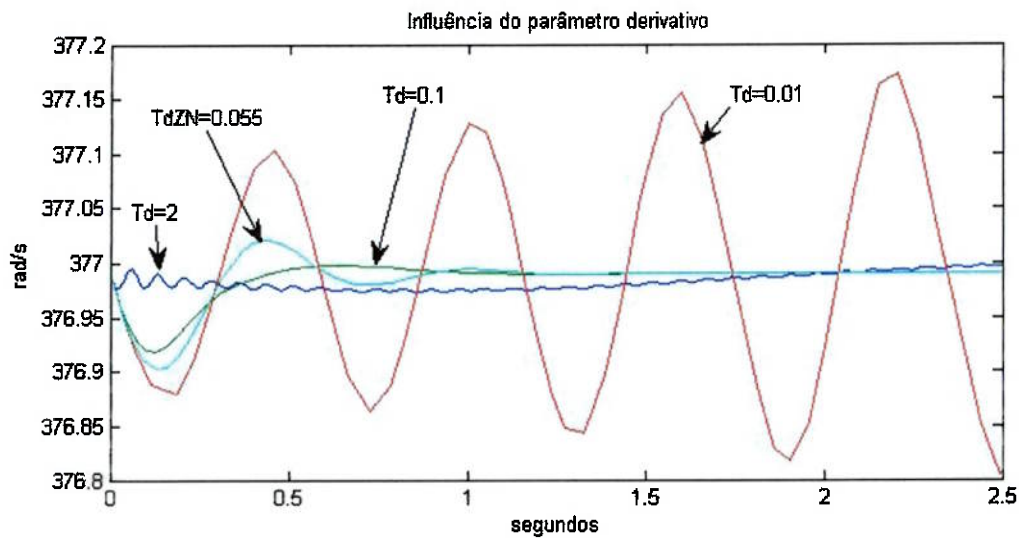


Fig. 22 – Comportamento do sistema para diversos valores de T_d .

Para altos valores de T_d nota-se que o controle oscila em alta frequência, nunca chegando a estabilizar totalmente, porém ele mantém a variação de velocidade angular numa pequena faixa de oscilação desde o instante 0 (zero).

Para pequenos valores de T_d nota-se que o controle não consegue antecipar-se à resposta do sistema e, portanto, observam-se oscilações crescentes que tenderam a fazer com que o sistema se torne instável.

Assim, pode-se concluir que o valor do ganho derivativo deve estar entre esses dois valores. Quanto maior o ganho, menor o número de oscilações, porém sua resposta é mais lenta como é possível observar com $T_d=0,1$ e, quanto menor o ganho mais ele oscilará, porém atingindo a resposta mais rapidamente com maior sobressinal.

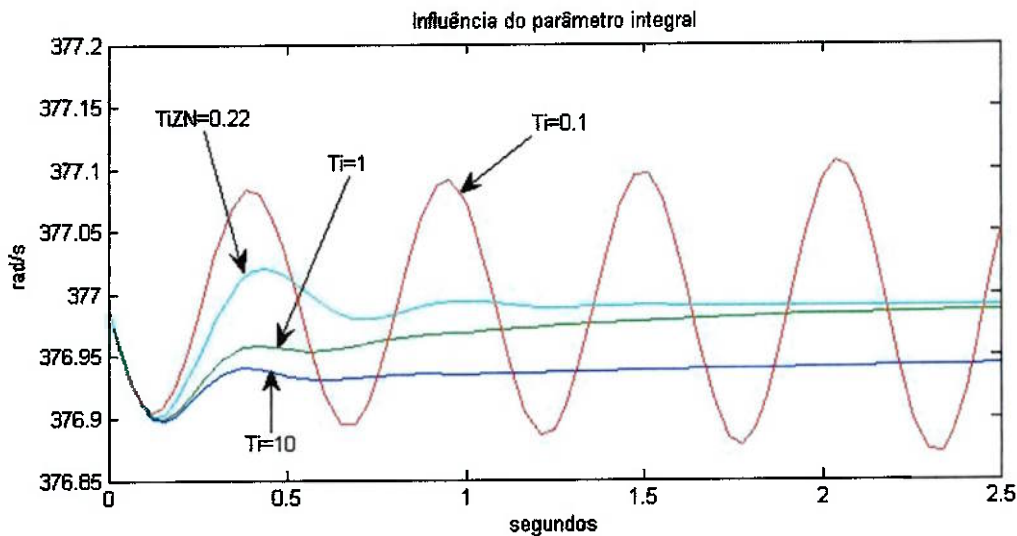


Fig. 23 – Comportamento do sistema para diversos valores de T_i .

Para um ganho integral grande nota-se que o sistema tem uma resposta lenta e demorada para atingir o regime de rotação. Já para um ganho integral pequeno, nota-se um tempo de subida mais rápido, porém mais oscilatória. E no caso deste ganho integral muito pequeno, o sistema se torna instável com oscilações crescentes. Isso ocorre porque o erro não consegue ser compensado em tempo suficiente para chegar-se à estabilidade.

Portanto, pode-se afirmar que o ganho integral deve estar entre 0,2 e 1,0.

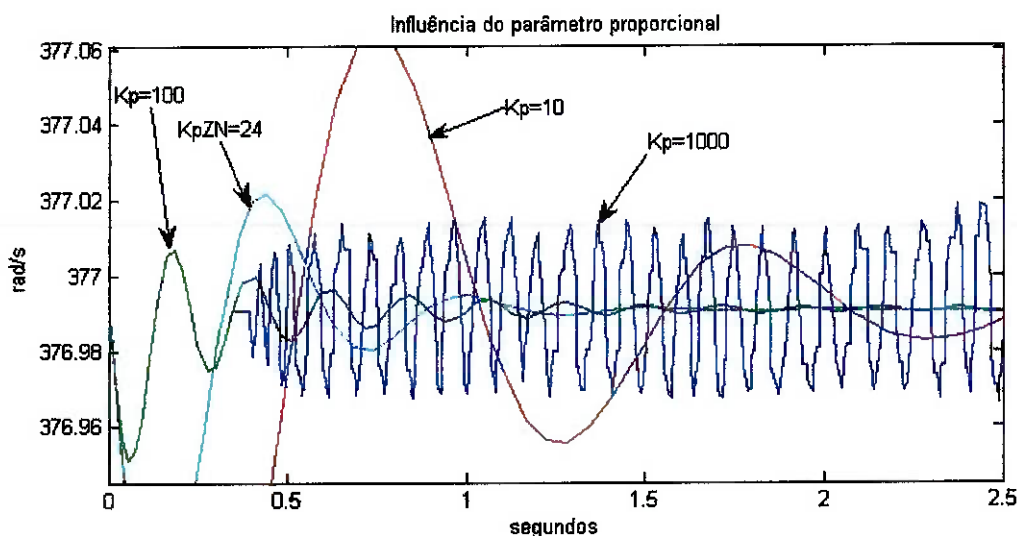


Fig. 24 – Comportamento do sistema para diversos valores de K_p .

Para o ganho K_p pode-se notar que quanto maior este ganho, mais rápida será reposta do sistema ao distúrbio. Porém, caso este ganho seja elevado, desde que menor que 100, o sistema se torna oscilante com média em torno da rotação de regime. Se K_p for pequeno, o sistema oscilará por mais tempo e portanto, demorará para atingir a rotação de regime.

Observando-se os gráficos das figuras 21, 22 e 23, escolhe-se a seqüência de determinação dos parâmetros de acordo com o de menor influência até o de maior influência. Portanto, determinou-se primeiro T_d , depois T_i e então, K_p .

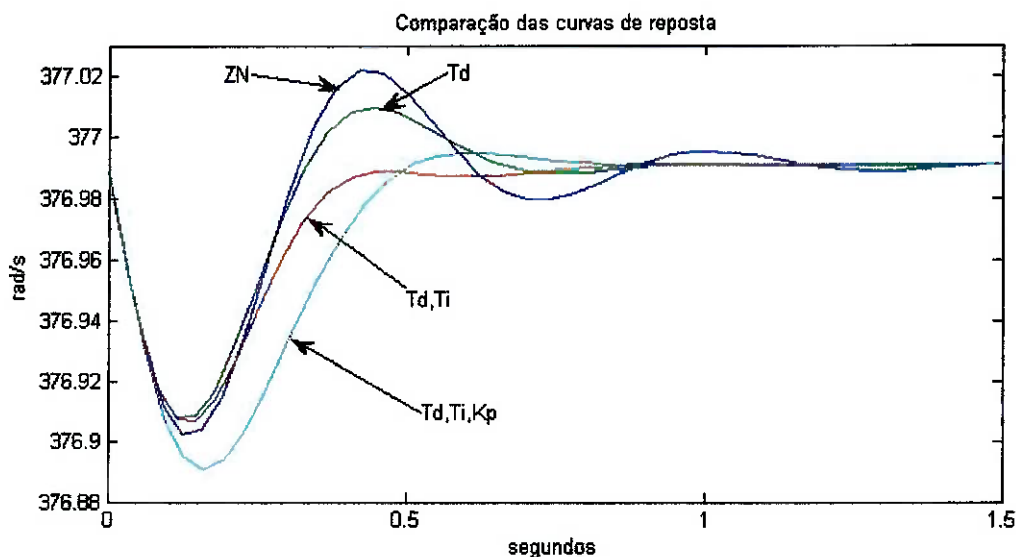


Fig. 25 – Comparação das repostas conforme mudança de parâmetros.

Na figura 25, pode-se notar que na curva onde é implementado um controle PID ajustado, o sistema estabiliza-se mais rapidamente, apesar da maior queda na rotação e do atraso para restituição da rotação desejada. Nota-se ainda que, quando comparada às demais curvas, praticamente não oscila.

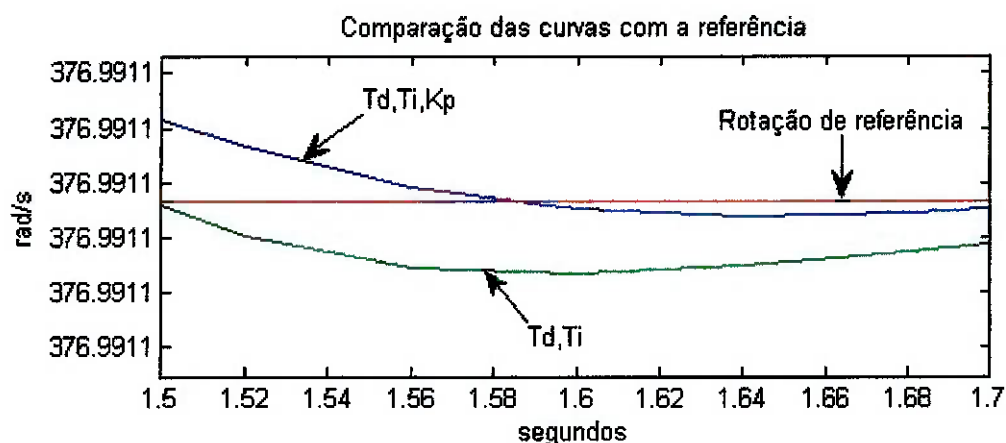


Fig. 26 – Comparação das repostas conforme mudança de parâmetros.

A curva com T_d e T_i modificados oscila mais que a curva do PID ajustado, apesar do tempo de subida menor, como pode ser visualizado nesta figura.

8.2 Alternativa para cálculo dos parâmetros do controlador PID

Uma outra forma de definir quais devem ser os valores do controlador PID é a integração do erro absoluto (usando valores do erro sempre positivos, ou seja, em módulo) da rotação para diversos valores dos parâmetros. A malha de parâmetros pode ser ajustada através dos gráficos anteriormente citados, figuras 22, 23 e 24, ou seja, K_p variando de 10 a 25, T_d variando de 0,05 a 0,2 e T_i de 0,2 a 1 (os passos devem ser escolhidos de acordo com a precisão que se deseja).

Através da comparação de cada integral do erro, salvam-se os valores dos parâmetros que tem a menor área, ou seja, aquele que provavelmente terá a melhor resposta para o sistema.

Como o sistema foi modelado no *Simulink* e não foi possível encontrar uma forma de se rodar o diagrama de blocos pelo *workspace* do *Matlab* tornou-se inviável no presente trabalho o uso deste método.

Para a demonstração do método utilizou-se os valores de ZN com apenas T_d modificado e com todos os parâmetros modificados. Aplicando-se o método de integração por trapézios.

O erro é representado pelas curvas de rotação menos o valor da rotação de referência ($\sim 377\text{rad/s}$). Então, obtém-se os valores de $0,0225\text{rad}$ de erro para a curva com apenas T_d modificado e $0,0213\text{ rad}$ para a curva com os três parâmetros modificados para 10 segundos de integração, provando assim que esse método é eficaz quando se pode utilizar a malha para se modificar os parâmetros e analisar as repostas do sistema.

8.3 Análise para Distúrbio em Degrau

O gráfico a seguir mostra como variam os diversos parâmetros do sistema para uma entrada degrau.

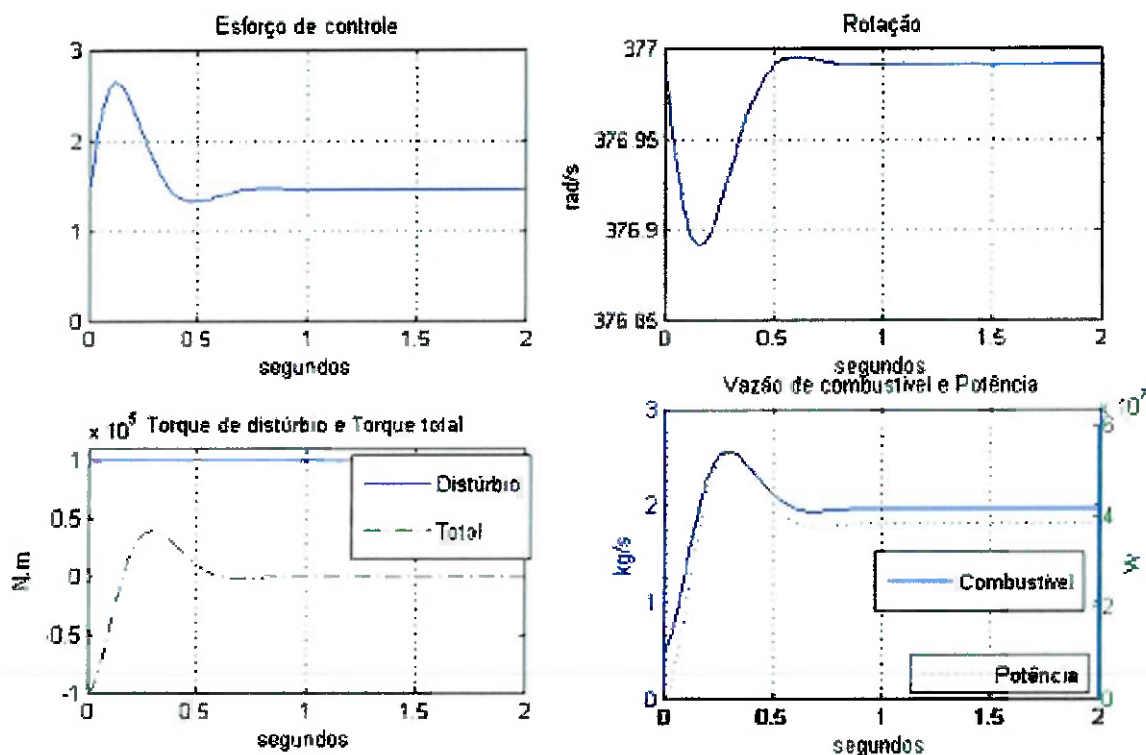


Fig. 27 – Curvas características do sistema para entrada degrau.

Os gráficos mostram os dados condizentes com o esperado. Para uma demanda de 40 MW, pode-se notar um esforço de controle crescente afim da compensação do distúrbio. Observa-se também a queda da rotação e a rápida

recuperação do sistema. Pode-se, além disto, verificar o sistema de controle compensando o torque de demanda, anulando o torque total. O último gráfico mostra a variação da potência e do consumo de combustível. Estas curvas têm aspectos diferentes devido ao volume de ar que se deve aquecer junto ao combustível. A vazão de combustível varia mais rápido que a potência, pois aquela depende mais da dinâmica da válvula e do duto que da inércia do rotor. A potência obtida depende mais da inércia que da válvula e do duto que tem inércias menores.

8.4 Análise para Distúrbio em Rampa

O gráfico a seguir mostra como variam os diversos parâmetros do sistema para uma entrada em rampa:

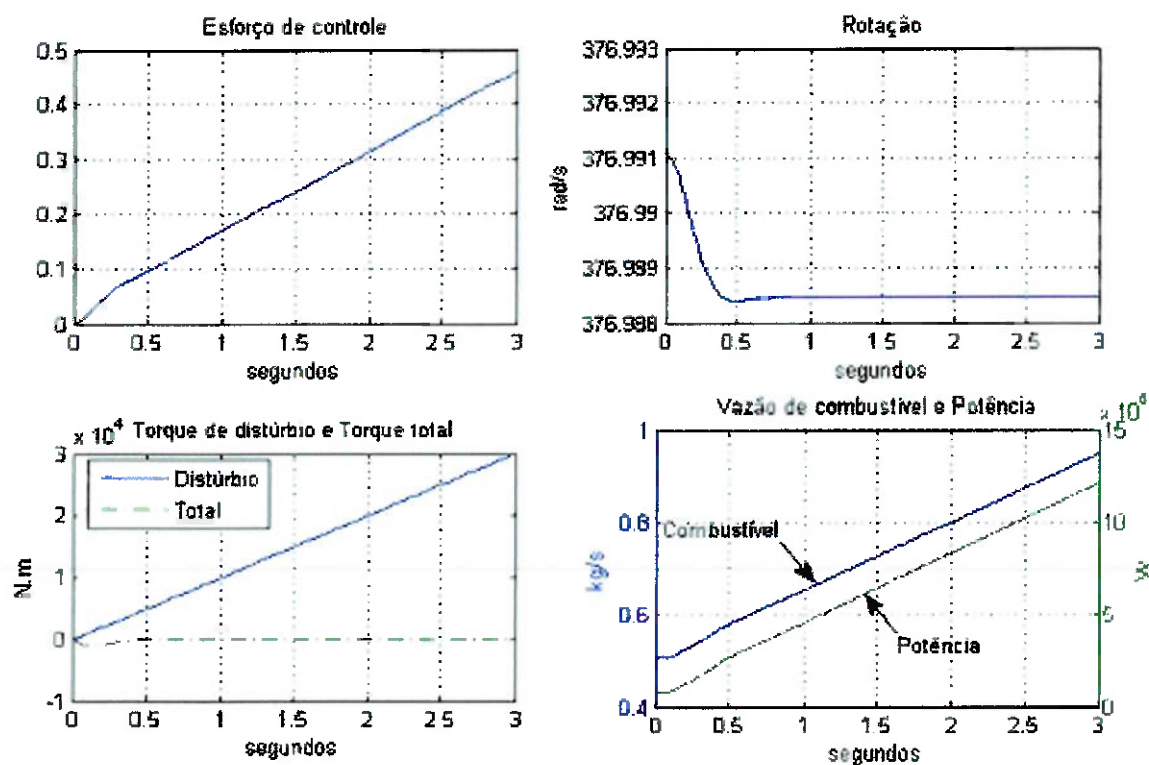


Fig. 28 – Curvas características do sistema para entrada rampa.

Nota-se que para o distúrbio em rampa valem os mesmos comentários relativos ao distúrbio em degrau. As diferenças se localizam na tendência do esforço de controle caracterizar-se como uma reta inclinada, assim como a vazão de gás e a potência da turbina.

A principal diferença é que apesar do sistema conseguir compensar o torque, este não consegue manter a rotação com o mesmo valor da rotação de regime. Isso se deve ao erro pela entrada em rampa que o sistema não consegue reparar. Mesmo assim, esta queda na rotação de regime é praticamente insignificante e logo que a demanda não mais seja uma rampa, ela voltará ao patamar normal, ou seja, conforme a reta se torne horizontal, o erro irá diminuir. Quando a demanda se estabilizar, o sistema terá a rotação normal estabelecida.

8.5 Análise para Torque de Demanda Sequencial

A seguir, o gráfico mostra como variam os diversos parâmetros do sistema para uma entrada que varia diversas vezes de intensidades de degraus com um intervalo de tempo de 2 segundos entre cada degrau.

Esta análise tem como finalidade demonstrar como o sistema se comporta para diferentes magnitudes de entradas em degrau.

Através da observação dos gráficos, verifica-se que, com a variação de torque do demanda, a rotação aumenta ou diminui conforme a diferença entre os degraus atual e próximo, ou seja, quanto maior o degrau maior sua variação.

Para variações muito grandes pode-se notar a vazão de combustível atingindo os limites, superior e inferior. Isto é mostrado como patamares horizontais no gráfico referente à vazão de combustível e à potência.

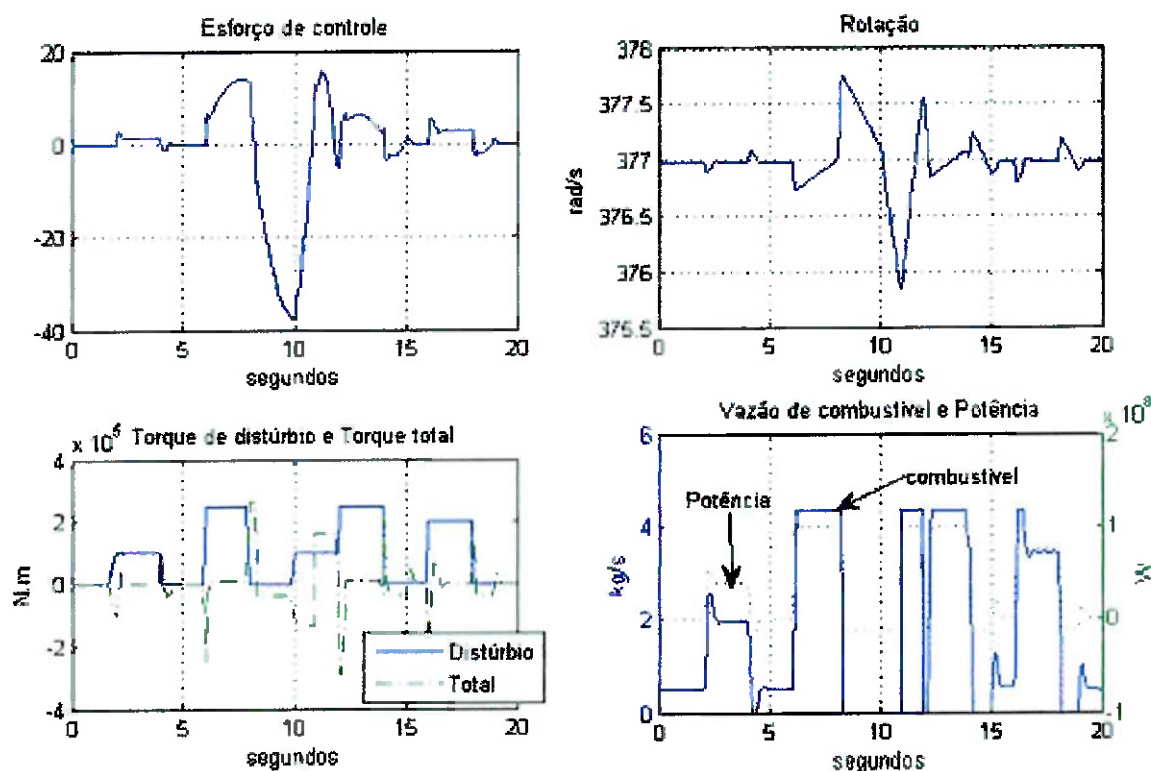


Fig. 29 – Curvas características do sistema para entrada de demanda seqüencial.

No gráfico referente à rotação, nota-se que no período entre 6 e 12 segundos existem várias retas inclinadas. Estas retas são originadas devido aos limites impostos ao sistema no que diz a vazão de combustível. Quando o degrau cresce muito de valor no sexto segundo, o sistema consegue obter uma resposta satisfatória, pois apenas injeta combustível e logo que a demanda cai para zero uma reta surge, indicando que o sistema de controle estava injetando o máximo de combustível naquele momento. Como existe um tempo para a resposta do sistema nota-se uma reta mais acentuada em active. Assim que o sistema percebe que o torque de demanda decresceu verifica-se que o sistema pára de injetar combustível e, portanto, reduz sua rotação somente com as perdas do sistema. É por isso que a reta no intervalo de 8 a 10 segundos é menos acentuada.

Após o décimo segundo, nota-se uma maior queda no consumo devido ao aumento do torque de demanda e ao tempo de resposta do sistema. Logo que este compensa o torque de demanda volta-se a notar patamar de consumo.

8.6 Análise para Torque de Demanda Aleatório

O gráfico a seguir mostra como variam os diversos parâmetros do sistema para uma entrada que varias diversas vezes de magnitude representando a variação de demanda ao longo de um intervalo de tempo.

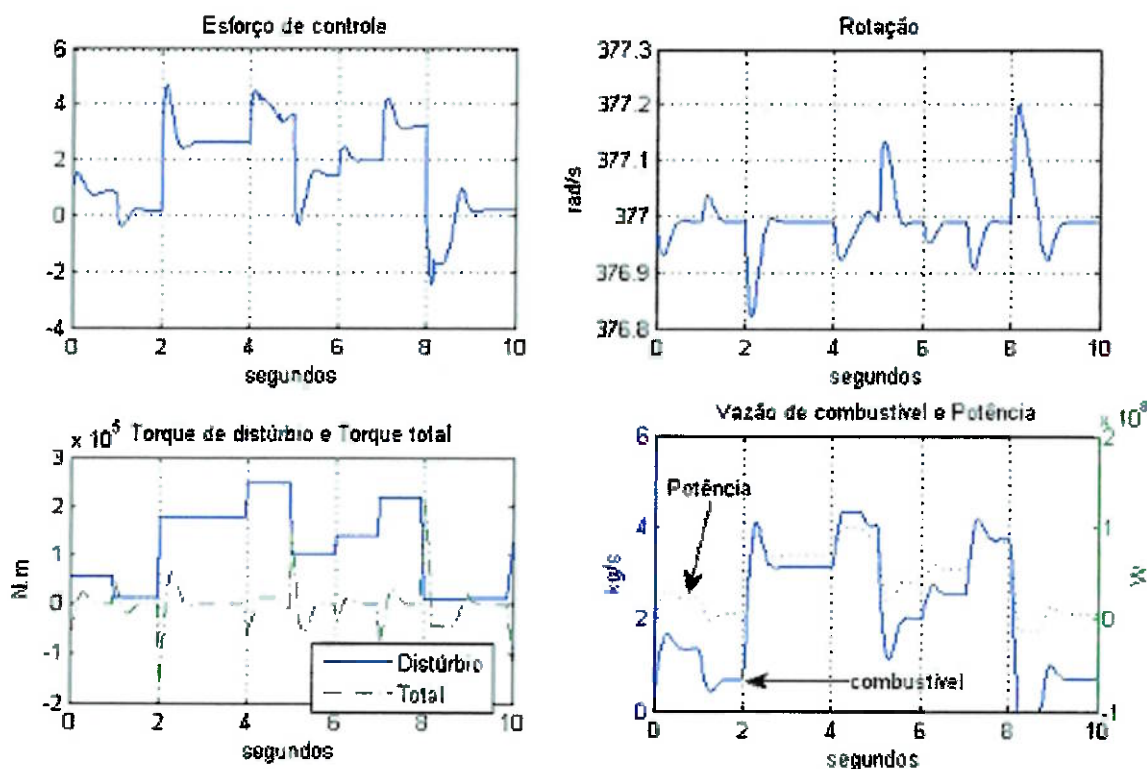


Fig. 30 – Curvas características do sistema para entrada de demanda aleatória.

As observações são praticamente as mesmas mencionadas pela demanda seqüencial, porém esta demanda varia de forma aleatória. Cada degrau tem período de duração de 1 segundo. Optou-se por utilizar apenas degraus, pois estes representam bem as variações de uma forma digital, ou seja, uma função qualquer pode ser substituída por vários degraus infinitesimais.

Apesar da entrada em rampa nos mostrar que há um erro residual, nota-se que este é relativamente pequeno e, como o dito acima, podemos aproximá-la por uma série de degraus.

Para uma turbina *Heavy-Duty*, 1 segundo não é um grande período de tempo, visto que a variação de torque geralmente não será de 0 até o limite superior. Para a variação de alguns *megawatts* de potência, geralmente, se passam alguns minutos ou até algumas horas. Sendo assim, a adoção de um segundo como intervalo de tempo para representar a variação de demanda é razoável.

9 Conclusão

O objetivo inicialmente proposto no trabalho foi plenamente atingido. Foi feita uma modelagem dinâmica e térmica da turbina a gás, que foi utilizado na implementação do simulador do sistema de controle. Foram realizados estudos paramétricos visando buscar valores ótimos de desempenho do controlador. A partir da análise dos resultados verificou-se que o sistema se comporta de maneira estável e com parâmetros próximos aos reais, mesmo sendo este representado com algumas simplificações em relação ao sistema real.

Os parâmetros sugeridos por Hovey (1988) de valor máximo e mínimo de 105% e de 95% do valor nominal e terceiro pico menor que 25% em relação ao primeiro foram obedecidos, assim como os parâmetros do controlador.

Conseguiu-se obter uma modelagem do sistema térmico, passando pelas etapas de uma turbina a gás, ou seja, entrada e saída do compressor, entrada e saída da turbina e câmara de combustão. Foram observados detalhes da montagem de uma turbina e suas características térmicas e de funcionamento, tais como regime de rotação, potência e geração de energia elétrica. Essas estimativas foram adequadas e o sistema modelado foi bem sucedido.

Conclui-se que a modelagem mecânica também foi bem sucedida. Os resultados mostram como as partes mecânicas e de controle agem no sistema. Todas as aproximações adotadas e considerações tomadas foram relativamente adequadas tanto para válvula e duto quanto para o rotor da turbina a gás.

O tempo de acomodação do sistema, 1 segundo, é razoável, pois é possível construir uma curva de demanda com vários degraus dessa ordem. As curvas de demanda demoram minutos e às vezes até horas para se modificarem significativamente.

O controle foi bem projetado e pode-se notar que sua utilização poderia ser adotada para fins práticos. Comprovando que o método de Ziegler-Nichols é bastante útil quando utilizado como uma primeira aproximação.

REFERÊNCIAS

BOYCE, M. P. **Gas Turbine Engineering Handbook**, Houston, Tex. : Gulf Pub. Co., 1982.

CAMPOREALE, S. M., FORTUNATO, B., MASTROVITO, M. A Modular Code for Real Time Dynamic Simulation of Gas Turbines in Simulink. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol.128, No.4, July 2006.

ELETROBRÁS (2006). Plano Decenal de Expansão 2006/2015. Rio de Janeiro. Grupo Coordenador de Planejamento dos Sistemas Elétricos.

GT11N2 GAS TURBINE - 115MW.

<http://www.power.alstom.com/home/equipment_systems/turbines/gas_turbines/GT11N2_117MW_/6673.EN.php?languageId=EN&dir=/home/equipment_systems/turbines/gas_turbines/GT11N2_117MW_/ > [Consulta: 3 de junho de 2006].

HOVEY, L. M. *et. al.* **IEEE Recommended Practice for Preparation of Equipment Specifications for Speed-Governing of Hydraulic Turbines Intended to Drive Electric Generators**. New York: The Institute of Electrical and Electronics Engineers, 1988.

OGATA, K. **Engenharia de Controle Moderno**. São Paulo. Ed. Prentice Hall, 4ª edição, 2003.

SIMONS, C. R., **Gas Turbine Manual**, London, England, 3rded. 1968.

VAN WYLEN, G. e SONNTAG, R.E. **Fundamentos da Termodinâmica Clássica** - Ed. Blücher, 2a. edição.

ZOBY, M. R. G. Análise do Sistema de Controle Primário e da Estabilidade em Centrais Hidrelétricas. São Paulo, 2005.

ANEXOS

Cálculo do momento de inércia da parte básica do rotor

```
function [J]=Jpt(d)
l=0.05*d;
lpa=0.1*d;
Jc=Jcil(.8*d,l)-Jcil(0.99*.8*d,.8*l);
dpa=0.02*d;
rpa=dpa/2;%raio das pas
A=pi*rpa^2;
Jbar1=A*d^3/3;
Jbar2=A*(d-lpa)^3/3;
Jpa=36*(Jbar1-Jbar2);
J=Jpa+Jc;
```

Cálculo do momento de inércia de cilindro

```
function [J]=Jcil(d,l)
r=d/2;
J=pi/2*r^4*l;
%V=pi*r^2*l;
```

Cálculo do coeficiente de atrito viscoso do óleo

```
function [B]=visoleo(d,l)
%supondo-se um fluido newtoniano
mi=5e-3;
r=d/2;
dgap=0.01;
tcis=mi*r/dgap;
%area relacionada aos mancais de largura 0.3m cada
A=4*pi*r*l;
%coeficiente de amortecimento, consideramos também o ar escoando pela turbina
B=mi*r/dgap*A;
```

Cálculo do coeficiente de atrito viscoso do ar

```
function [B]=visar(d,l)
%supondo-se um fluido newtoniano
mi=0.018;
r=.9*d/2;
dgap=0.1*d;
```

```

tcis=mi*r/dgap;
%área relacionada aos mancais de largura 0.3m cada
A=2*pi*(d^2-(.8*d)^2)/4;
%coeficiente de amortecimento, consideramos também o ar escoando pela turbina
B=mi*r/dgap*A;

```

Cálculo e fixação dos parâmetros relevantes do sistema

```

%Cálculo do Momento de inércia do rotor da turbina
%mais o momento de inércia do Gerador
%para o gerador fizemos uma modelagem simples
%Consideramos o rotor do gerador como um tubo de 2m diâmetro por
%3m de comprimento e 0.25m de espessura.
Jgerador=Jcil(2,3)-Jcil(1.5,3);
%para a turbina fizemos uma modelagem melhor
%comprimento 8m, diametro maximo 5m,
% 4 estágios de expansão e 11 de compressão
Jturb=Jpt(5)+Jpt(4)+Jpt(3)+Jpt(2);
Jcomp=Jpt(2)+Jpt(2.1)+Jpt(2.2)+Jpt(2.3)+Jpt(2.4)+Jpt(2.5)+Jpt(2.6)+...
    Jpt(2.7)+Jpt(2.8)+Jpt(2.9)+Jpt(3);
J=Jgerador+Jcil(.5,8)-Jcil(.4,8)+Jturb+Jcomp;
%supondo a turbina fabricada apenas com aço temos que
%a densidade do aço é 7870kg/m3
J=J*7870;
visturb=visar(5)+visar(4)+visar(3)+visar(2);
viscomp=visar(2)+visar(2.1)+visar(2.2)+visar(2.3)+visar(2.4)+visar(2.5)+...
    visar(2.6)+visar(2.7)+visar(2.8)+visar(2.9)+visar(3);
B=visoleo(.5,3)+visturb+viscomp;
w0=120*pi;%rotação de referência
Pliq=100e6;%potência líquida
nturb=0.95;%rendimento da turbina
ncomp=0.88;%rendimento do compressor
rp=15;%relação de pressão
mcombmax=4.361;%vazão mássica de combustível máxima
mar=300.7;%vazão mássica de ar
pci=50e6;%poder calorífico inferior
cp=1004;%calor específico a pressão constante
T1=298.15;%temperatura de entrada do compressor
T2=693.8;%temperatura de saída do compressor
Tref=T1;%temperatura de referência
k=1.4;%constante do ar
%cálculo dos coeficientes da reta de potência da turbina devido a combustão
k1=mar*cp*(T1-T2);
k2=mar*cp*(T2-Tref);
k3=nturb*(1-1/(rp^((k-1)/k)));
kganho=k3*(pci+Tref*cp);

```

```

kperda=k3*(k2+Tref*cp*mar)+k1;
clear k1 k2 k3;
Tvalv=0.05;
Tduto=0.1;
k1=kganho/(B*w0);
k2=conv([Tvalv 1],[Tduto 1]);
k2=conv(k2,[J/B 1]);
k2=k2/k1;
Kcrit=k2(3)*k2(2)/k2(1)-k2(4);
clear k1;
nciclo=Pliq/(mcombmax*pci);
Td=0;Ti=0;
Pcrit=9.3/21;
Ti=0.5*Pcrit;
Td=0.125*Pcrit;
%vamos utilizar a de baixo porque ela contém o fator de torque devido ao atrito
%viscoso
kcombmin=(B*w0^2-kperda)/kganho;
Kp=0.6*Kcrit;
%depois dos ajustes
Kp=18.3;
Ti=0.329;
Td=0.068;

```

Cálculo do erro através de integral

```

Atot=0;
rotPID=rotPID-120*pi;
for i=2:max(size(tout))
    A=abs((tout(i)-tout(i-1))*(rotPID(i)-rotPID(i-1))/4);
    Atot=Atot+A;
end
Atot

```

Programa de auxílio na construção de gráficos do sistema

```

subplot(2,2,1);
plot(tout,esfControl);
title('Esforço de controle');
xlabel('segundos');
grid;

subplot(2,2,2);
plot(tout,rotPID);
title('Rotação');

```

```
xlabel('segundos');  
ylabel('rad/s');  
grid;
```

```
subplot(2,2,3);  
plot(tout,torque,tout,torqueTotal,'-.');  
title('Torque de distúrbio e Torque total');  
xlabel('segundos');  
ylabel('N.m');  
grid;
```

```
subplot(2,2,4);  
plotyy(tout,comb,tout,potencia);  
title('Vazão de combustível e Potência');  
xlabel('segundos');  
ylabel('kg/s');
```