

MODELAGEM MATEMÁTICA PARA REGULAGEM AUTOMÁTICA DE VELOCIDADE DE TURBINAS A VAPOR

Washington Orlando Irrazabal Bohorquez, wirraz@yahoo.com¹
João Roberto Barbosa, barbosa@ita.br¹

¹Centro de Referência em Turbinas a gás e Energia, Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, SP

Resumo: Em um sistema interligado de energia elétrica, as unidades geradoras de eletricidade estão expostas a diversos tipos de distúrbios que produzem o desequilíbrio entre a potência mecânica desenvolvida pela máquina motriz e a potência elétrica consumida na rede. O resultado disto é uma constante alteração do torque na turbina a vapor, acarretando uma mudança na velocidade de rotação do turbogerador, que será inversamente proporcional ao momento resistente. Quando se aumenta o torque se reduz a velocidade de rotação e quando se diminui o torque aumentará a velocidade de rotação do turbogerador. Essas variações de velocidade devem ser controladas a fim de produzir um funcionamento estável da máquina motriz. O dispositivo que soluciona esse problema é o Regulador Automático de Velocidade, normalmente denominado RAV. Esse equipamento efetua uma regulagem da rotação e da potência do turbogerador para que em todo momento seu funcionamento se ajuste à carga da rede elétrica. O RAV ao controlar a velocidade do turbogerador apóia a regulagem primária da rede ao controlar a frequência da máquina motriz. Neste estudo se faz uma descrição dos elementos que compõem o controle de velocidade de uma turbina a vapor: regulador de velocidade, variador de velocidade, válvula piloto, servomotor e válvulas de regulagem. Se descrevem os modelos matemáticos dos elementos do sistema de controle, assim como se detalham as funções de transferência e constantes do sistema de regulagem da velocidade de rotação da turbina a vapor. Entre outros resultados se detalha o comportamento do sistema mediante seu grau de estabilidade, características da resposta transitória e exatidão das características estáticas e dinâmicas do controle de velocidade.

Palavras-chave: modelo matemático, regulador de velocidade, turbina a vapor, termoelétrica

1. INTRODUÇÃO

Um sistema de potência elétrica é constituído por vários equipamentos ligados entre si para formar um grande e complexo sistema dinâmico capaz de gerar, transmitir e distribuir energia elétrica em uma grande região.

Um assunto de principal importância é a resposta do sistema elétrico às variações na demanda de potência elétrica e aos efeitos dos diversos tipos de distúrbios. A mudança na demanda de potência origina uma série de alterações dinâmicas no sistema global, em diferentes instantes. As dinâmicas mais velozes ocorrem devido às repentinas mudanças na demanda e estão associadas à transferência de energia entre os turbogeradores e a carga ligada à rede elétrica. Para manter um sistema interligado funcionando adequadamente continuamente são necessárias ações de controle contínuas, entre as que se pode mencionar o controle da frequência e tensão da rede (Anderson e Fouad, 2003).

Nas linhas de transmissão de alta tensão se desenvolve uma série de fenômenos de rápida propagação que afetam os geradores de eletricidade na forma de distúrbios, que provocam conseqüentemente mudanças eletromagnéticas nos geradores elétricos. Como estes estão ligados fisicamente aos acionadores primários, produzem-se oscilações eletromecânicas requerendo ações de controle automático (Kundur, 1994).

A rede elétrica é um sistema dinâmico e exige continuamente dos acionadores primários variações de carga devido à demanda de potência, o que produz modificação continua do momento resistente de cada máquina ligada ao sistema. Isto produzirá uma resposta de cada acionador na forma de oscilação da velocidade de rotação. Isto significa que quando se aumenta o momento resistente aplicado à turbina, sua rotação cai. Semelhantemente, aumenta a rotação quando a carga cai. Essas oscilações da velocidade de rotação do acionador primário são controladas para produzir o funcionamento estável do turbogerador e para manter a velocidade angular da máquina constante, para que a frequência da rede que depende diretamente da regulagem desse parâmetro, fique constante (Anderson, 1972).

Em cada acionador primário ligado ao gerador elétrico existe um dispositivo que controla a frequência e a carga da unidade geradora, ele é chamado de regulador automático de velocidade (RAV). A intenção deste trabalho é descrever de uma forma básica o funcionamento desse controle, suas funções inerentes e sua interação com as outras máquinas ligadas em paralelo.

2. SISTEMA DE CONTROLE EM TURBINAS A VAPOR

2.1. Princípios mecânicos

Segundo a 2ª Lei de Newton para o movimento circular é possível determinar o torque aplicado em um corpo em rotação. Quando é aplicado um momento no eixo de uma máquina rotativa se produz uma aceleração ou desaceleração angular proporcional ao momento aplicado e inversamente proporcional ao momento polar de inércia do corpo rotativo, conforme a Eq. (1) que é de grande importância no prognóstico do comportamento do sistema de controle de velocidade, porque é utilizada para calcular a alteração da velocidade de rotação em diferentes instantes.

$$T = I \cdot \left(\frac{\partial \omega}{\partial t} \right) \quad (1)$$

Na Figura (1) é possível esquematizar a operação do turbogerador quando está girando com uma rotação constante. O momento requerido pela carga é exatamente igual ao momento de saída do acionador primário. O momento tissor de saída fornecido pelo acionador primário é igual ao momento produzido pelo vapor que entra na turbina, menos o momento originado pelas perdas mecânicas (lubrificação, ventilação, atrito, etc.). Sob essas condições o momento líquido resultante é zero (Lapem, 2000).

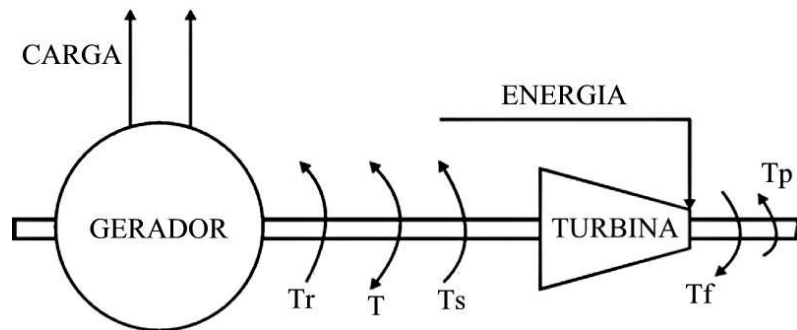


Figura 1. Esquema simplificado do momento tissor e momento resistente.

$$T = T_s - T_r \quad (2)$$

$$\text{Se } T_s = T_r \text{ então } T = 0 \text{ e } \frac{d\omega}{dt} = \alpha = 0 \quad (3)$$

onde:

- T_f Momento desenvolvido pelo vapor superaquecido entrando na turbina
- T_p Momento resistente produzido pelas perdas
- T_s Momento de saída no acionador primário ($T_s = T_f - T_p$)
- T_r Momento resistente necessário para acionar a carga
- T Momento resultante

Quando ocorre alteração da carga, o momento resistente muda, o que produz uma mudança no momento tissor e o resultado será a aceleração ou desaceleração do conjunto rotativo. Durante o tempo que a máquina motriz fornece uma potência maior que a carga, existe um excesso de energia que aumentará a rotação da máquina motriz. Similarmente, quando existe um incremento súbito na carga, a rotação da máquina motriz se reduzirá.

A função do controle de velocidade é estabelecer de uma forma automática o equilíbrio dos momentos tissor e resistente para manter a rotação pré-estabelecida e conseqüentemente, à frequência do sistema no valor pré-fixado. O RAV equilibra em todo instante o momento tissor do turbogerador com o momento resistente das cargas ligadas à rede, regulando a entrada de vapor através de válvulas de regulagem. Dessa forma se efetua a regulagem da velocidade e da potência para que em todo instante seu funcionamento fique ajustado à carga ligada à rede. A Figura (2) é usada para explicar o funcionamento do controle de velocidade (Ramírez e Beltrán, 1996).

Os momentos tissor e resistente são função da rotação do turbogerador. As curvas do momento tissor têm como parâmetro a abertura das válvulas de regulagem e as curvas do momento resistente têm como parâmetro importante a carga. O ponto de equilíbrio se estabelece quando o momento tissor e o momento resistente são iguais e, nesse caso, o turbogerador gira a uma velocidade ω que corresponde ao ponto de intersecção das duas curvas.

Quando as válvulas estão totalmente abertas, $v = 100\%$, e o momento tissor é P_1 , o ponto de intersecção corresponde a M_0 com uma velocidade de rotação ω_0 . Se a carga P decresce subitamente, passando de P_1 para P_2 , o novo ponto de intersecção será M_1 e a velocidade do turbogerador após uma perturbação será ω_1 . Para voltar à velocidade de rotação

nominal será necessário reduzir o momento tursor atuando nas válvulas de regulagem de vapor e reduzindo a abertura delas a $v=90\%$, obtendo um novo ponto de equilíbrio M'_0 . A ação do controle automático é realizada instantaneamente após ser detectado o aumento de velocidade, ainda que exista um pequeno atraso devido à inércia da máquina e ao tempo de atuação do controle.

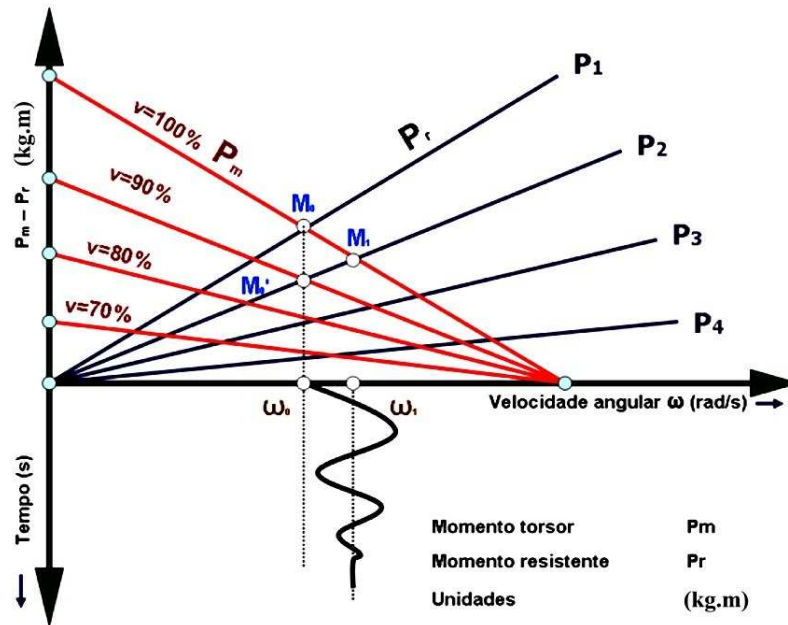


Figura 2. Curvas características do momento tursor e momento resistente.

2.2. Tipos de controle

Por muitos anos o tipo de controle utilizado foi o hidromecânico que detectava a velocidade do eixo da turbina usando o mecanismo centrífugo de Watt. O sinal era amplificado por meio de um circuito hidráulico de alta pressão para movimentar as válvulas de regulagem da turbina a vapor. Nas modernas turbinas a vapor o sistema centrífugo de Watt é substituído por um sistema digital eletro-hidráulico, que usa sensores de proximidade para determinar a velocidade do acionador primário e um sistema hidráulico de alta pressão para abrir ou fechar as válvulas de regulagem da turbina.

Os reguladores automáticos de velocidade de turbinas a vapor podem ser de ação direta, quando atuam diretamente na variável a ser controlada, ou de ação indireta quando atuam na variável controlada, através de um dispositivo denominado servomotor (Machowski *et al.*, 2008).

O sistema de controle de velocidade hidromecânico do tipo centrífugo de Watt normalmente funciona usando massas giratórias, que oscilam ao redor de eixos perpendiculares ao eixo de rotação, produzindo o movimento axial de uma haste unido a um transmissor exterior. As principais desvantagens desse tipo de regulador de velocidade são a presença de bandas mortas e a relativa baixa precisão. Nos modernos reguladores de velocidade, o dispositivo hidromecânico é substituído por um regulador eletrônico. Um diagrama esquematizado do regulador hidromecânico é apresentado na Fig. (3). Pode-se observar que sua operação não difere muito do funcionamento do regulador digital eletro-hidráulico mostrado na Fig. (4), mas a flexibilidade do regulador eletrônico permite laços adicionais de controle, que podem ser ligados aos laços principais de controle da caldeira e turbina (Anderson e Fouad, 2003)

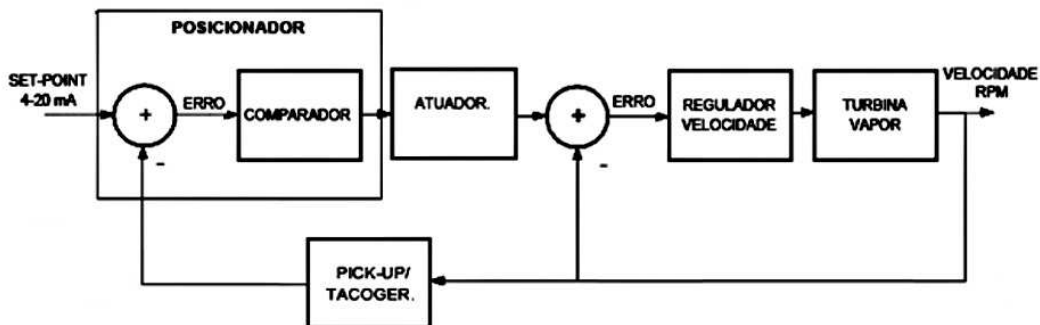


Figura 3. Diagrama esquematizado de um regulador de tipo mecânico-hidráulico.

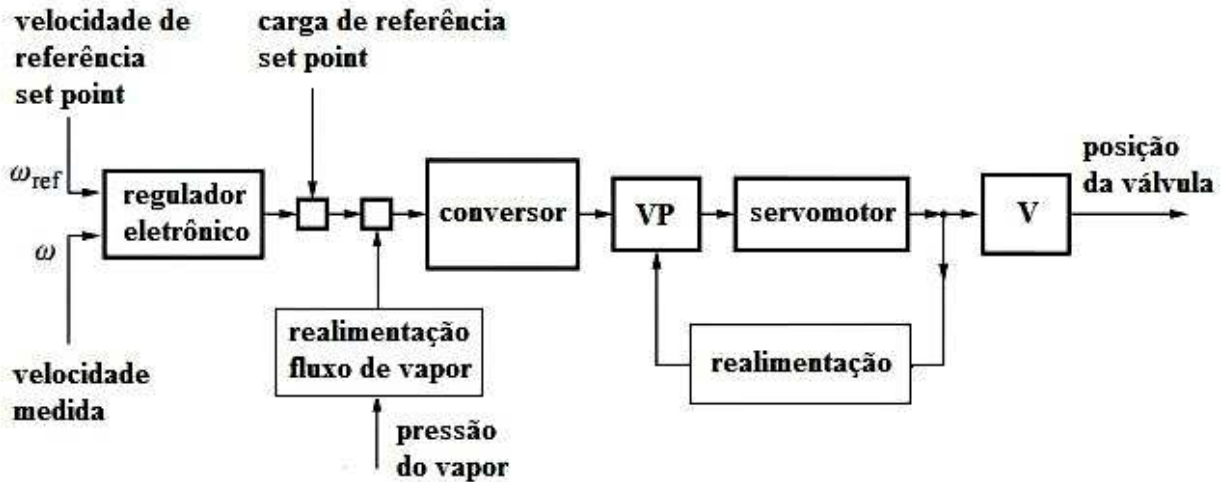


Figura 4. Diagrama esquematizado de um regulador de tipo digital eletro-hidráulico.

3. ANÁLISE MATEMÁTICA E CARACTERÍSTICAS DOS ELEMENTOS DO RAV

Os elementos que conformam o sistema de regulação de velocidade de uma turbina a vapor são: regulador, variador de velocidade, válvula piloto, servomotor, válvulas de regulação e turbogerador.

3.1. Regulador

Esse dispositivo tem por finalidade medir a mudança de velocidade e responder com um sinal proporcional de deslocamento. A velocidade da turbina é detectada utilizando uma coroa e um parafuso sem fim, fixado no rotor da turbina no caso do sistema hidromecânico, e uma coroa dentada com sensores de proximidade se o sistema usado é um dispositivo digital eletro-hidráulico. Quando ocorre uma mudança de velocidade na entrada do regulador se obterá uma mudança de posição dy_1 no sinal de saída (Khelhofer, 1991).

A força centrípeta é uma variável importante na análise operacional do regulador e uma forma de expressar sua interação com a velocidade nominal está expressa pela Eq. (4).

$$dF_c = \left(\frac{\partial F_c}{\partial R} \right)_{r_0, s_0} \cdot dR + \left(\frac{\partial F_c}{\partial S} \right)_{r_0, s_0} \cdot dS \quad (4)$$

3.2. Variador de velocidade

Esse dispositivo mecânico detecta e amplifica o sinal de deslocamento produzido pelo regulador. É nele que se ajustam simultaneamente a velocidade e a carga do turbogerador, assim como a regulação da velocidade. Nas turbinas a vapor a regulação de velocidade varia usualmente entre 2 e 7% da velocidade nominal. A característica principal desse mecanismo é a amplificação do sinal de erro detectado pelo regulador. O sinal de resposta do equipamento é de primeira ordem e envolve realimentações internas. Sua magnitude de amplificação depende dos elementos constitutivos do dispositivo. A equação que descreve o comportamento dinâmico do variador de velocidade é expressa pela Eq. (5).

$$A \cdot \left(\frac{a}{b} \right) \cdot \frac{dy_2}{dt} + C_1 \cdot f_1 \cdot y_2 - C_1 y_1 = 0 \quad (5)$$

3.3. Servomecanismo

O sistema de controle do regulador de velocidade precisa de uma força elevada para abrir ou fechar as válvulas de regulação do vapor que entra na turbina. Para isso é usada uma segunda etapa de amplificação baseada num servomecanismo hidráulico constituído por uma válvula piloto e um servomotor. Esse servomecanismo responde a um sinal do variador de velocidade e opera as válvulas de regulação (Khelhofer, 1991).

Esse dispositivo utiliza óleo a alta pressão, que é fornecido ou drenado pela válvula piloto desde a câmara inferior do servomotor, seguindo o sinal do variador de velocidade. Quando ocorre uma mudança de velocidade, produz-se um deslocamento do eixo vertical da válvula piloto, fazendo como consequência, o deslocamento do servomotor e uma realimentação representada pelo deslocamento da jaqueta da válvula piloto.

A Equação (6) descreve o comportamento dinâmico do servomecanismo.

$$A \cdot \frac{dy_3}{dt} + C_2 \cdot f_2 \cdot y_3 - C_2 y_2 = 0 \quad (6)$$

3.4. Válvulas de regulagem

As válvulas de regulagem têm por objetivo controlar o fluxo de vapor que entra na turbina. Esse mecanismo é formado por barras internas, montadas no interior da câmara de admissão de vapor. As válvulas abrem seqüencialmente, dependendo dos requisitos de vapor, que é diretamente proporcional aos requisitos de carga da rede.

Quando o servomotor se desloca, seja descendentemente ou ascendentemente, produz um movimento giratório do eixo da base das válvulas, produzindo um deslocamento vertical dos pinos das válvulas. O movimento dos pinos das válvulas é transmitido à barra interna, que regula o deslocamento das válvulas de regulagem, conseguindo dessa forma regular a velocidade do acionador primário (Khelhofer, 1991).

As válvulas de regulagem operam seqüencialmente para regular a vazão de vapor e o sinal de saída (vazão de vapor) tem uma relação linear com o sinal de entrada (deslocamento do servomotor). No sistema, válvulas de regulagem e rotor da turbina a vapor têm como variável controlada o momento tursor e como variável de controle a posição do servomotor. O equacionamento matemático inclui:

- Válvulas de regulagem;
- Vazão volumétrica de vapor entre as válvulas e bocal convergente;
- Transformação de energia em momento tursor no acionador primário.

As Equações (7) e (8) apresentam a aplicação da Lei de conservação de massa.

$$\frac{DM}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho dV + \int_{SC} \rho(v \cdot n) dA \quad (7)$$

$$0 = Q_s - Q_e + V \cdot \frac{d\rho}{dt} \quad (8)$$

A vazão de vapor que entra na turbina produz um trabalho que dá origem ao momento tursor. Aplicando o principio da conservação da quantidade de movimento angular podem-se relacionar esses parâmetros pela Eq. (9).

$$0 = T - c_6 y_3 + \frac{V}{v \cdot Q} \cdot \frac{dT}{dt} \quad (9)$$

3.5. Turbogenerador

As principais variáveis desse sistema são a velocidade de rotação e o momento tursor. A Equação (10), que relaciona essas variáveis, também inclui a inércia do turbogenerador. Assim, pode-se dizer que uma mudança no momento tursor acelera o rotor da turbina, com uma taxa proporcional à inércia do rotor (Khelhofer, 1991).

$$T = T_c + J \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad (10)$$

Assumindo um momento resistente constante e sabendo-se que a velocidade de rotação é $(2\pi/60)N$, pode-se escrever a Eq. (10) na seguinte forma:

$$T = \left(\frac{2\pi}{60} \right) \cdot J \cdot \frac{dN}{dt} \quad (11)$$

4. ANÁLISE DOS RESULTADOS OBTIDOS

Baseado nas equações dos itens anteriores e em testes numa turbina a vapor foi possível calcular as funções de transferência, constantes de proporcionalidade e modelo matemático que representam um regulador automático de velocidade do tipo hidromecânico. As principais características desse dispositivo que são utilizadas como bases para a modelagem matemática do regulador automático de velocidade estão resumidas na Tab. (1).

O modelo utilizado pode ser integrado num diagrama de blocos que representa todos os elementos que compõem o sistema de controle, como pode ser observado na Fig. (5).

Para obter a função de transferência do variador de velocidade foi necessário calcular a constante de proporcionalidade que relaciona à vazão de óleo a alta pressão ao deslocamento entre os eixos. Esses resultados estão mostrados na Fig. (6). O resultado dessa constante de proporcionalidade está registrado na Tab. (2).

Tabela 1. Parâmetros característicos do RAV de tipo hidromecânico.

Parâmetro	Unidade
Velocidade de rotação da turbina	3.600 rpm
Momento de inércia do rotor	83.490,37 kg.m ²
Vazão volumétrica de vapor	286 toneladas
Volume específico de vapor	38.16E-03 m ³ /kg
Válvulas de regulação	6 unidades
Deslocamento do servomotor (0-100% carga)	207.6 mm
Diâmetro do pistão do servomotor	220 mm
Diâmetro da câmara do variador de velocidade	140 mm
Deslocamento do pino do variador (0-100% carga)	20 mm
Velocidade mínima de rotação do regulador	1375 rpm
Velocidade nominal de rotação do regulador	1494 rpm
Velocidade máxima de rotação do regulador	1674 rpm

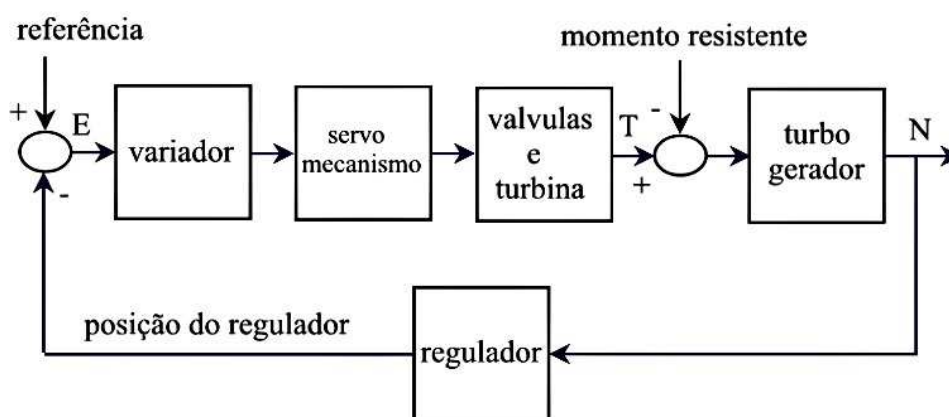


Figura 5. Diagrama de blocos do sistema de controle do RAV de tipo hidromecânico.

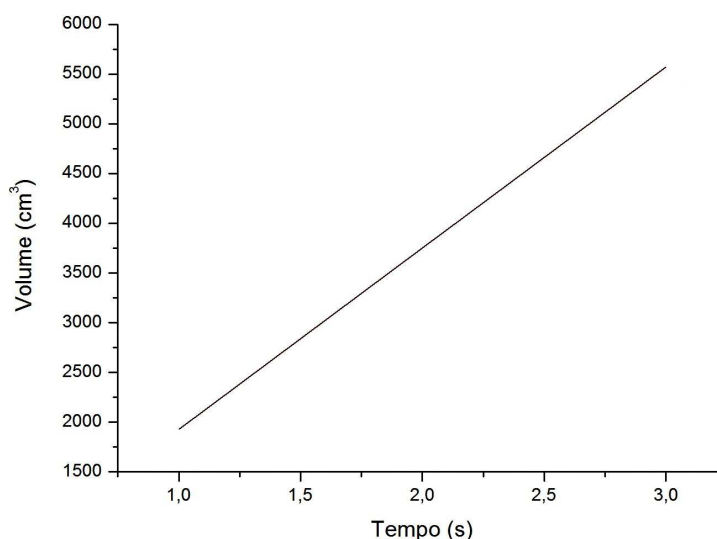


Figura 6. Curva volume de óleo a alta pressão versus tempo.

Para calcular a constante de proporcionalidade do servomecanismo foi necessário relacionar à vazão de óleo a alta pressão através da válvula piloto à diferença do deslocamento entre o eixo e a jaqueta da válvula piloto.

Os dados medidos foram utilizados para traçar a curva mostrada na Fig. (7). A constante de proporcionalidade calculada está registrada na Tab. (2).

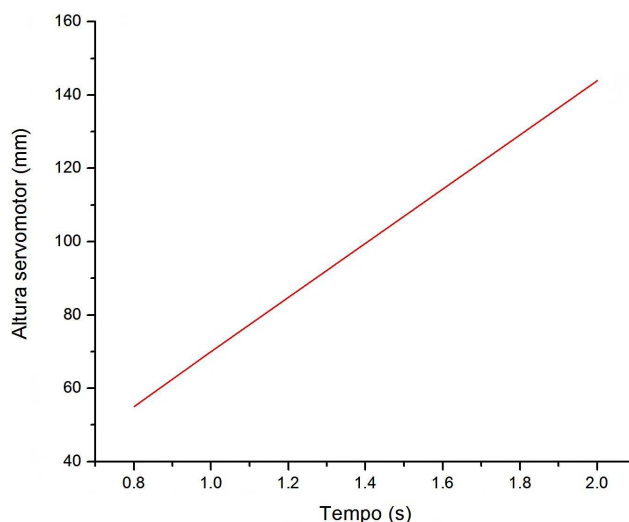


Figura 7. Curva deslocamento do servomotor versus tempo.

Para calcular a função de transferência do sistema formado pelas válvulas de regulagem e turbina foi necessário calcular a constante de proporcionalidade desse sistema. Esse parâmetro depende da constante de proporcionalidade das válvulas de regulagem e da constante de proporcionalidade da turbina. Para calcular a constante de proporcionalidade da turbina foi necessário relacionar o momento torsor desenvolvido pelo acionador primário e a vazão de vapor que entra na câmara de admissão. Os dados medidos foram utilizados para fazer a curva mostrada na Fig. (8). A constante de proporcionalidade calculada está indicada na Tab. (2).

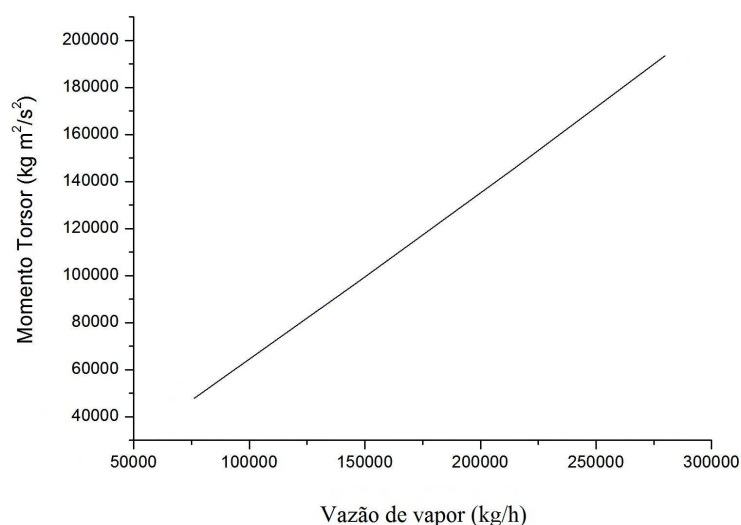


Figura 8. Curva Momento Torsor do acionador primário versus vazão de vapor.

Tabela 2. Constantes de proporcionalidade e funções de transferência do sistema de controle do RAV.

Parâmetro	Unidade
Constante do variador de velocidade	2.400 cm ² /s
Constante da válvula piloto	10.995 cm ² /s
Constante da turbina	0.68 m ² /s ²
Função de transferência do regulador	20
Função de transferência do variador	(0.83/(1+0.18D))
Função de transferência do servomecanismo	(1/(1+0.3D))
Função de transferência das válvulas e turbina	(0.86/(1+0.04D))
Função de transferência do turbogerador	(1/14D)

Com as funções de transferência calculadas é possível modificar o diagrama de blocos da Figura 5, colocando-as nos blocos que correspondem a cada dispositivo do sistema. O diagrama de blocos com as respectivas funções é mostrado na Fig. (9).

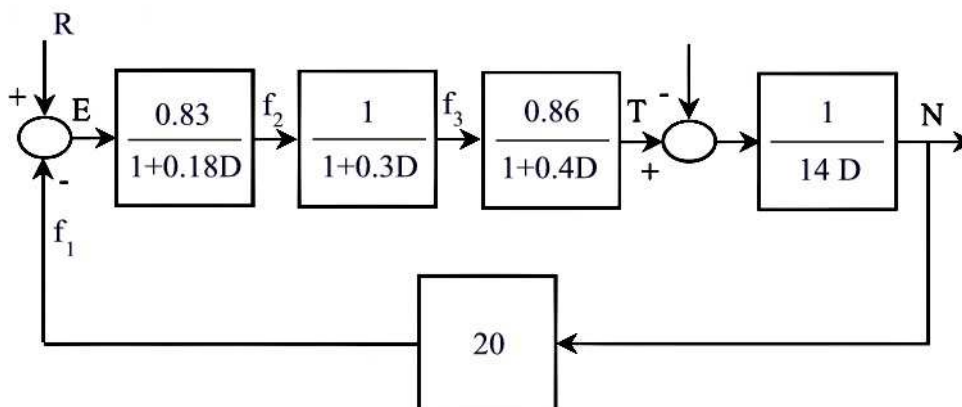


Figura 9. Diagrama de blocos do sistema de controle do RAV com as funções de transferência.

Com o diagrama de blocos definido para uma unidade que gera eletricidade e forma parte de um sistema interligado é possível desenvolver modelos dinâmicos para determinar o comportamento de cada unidade ante um distúrbio na rede como, por exemplo, uma rejeição de carga e determinar a contribuição de cada máquina na regulagem primária da rede elétrica (Kundur, 1994).

Foi desenvolvida a equação diferencial representativa do sistema de controle a partir da aplicação das regras de transformação de diagrama de blocos no diagrama de blocos mostrado na Fig. (9). Adicionalmente, aplicando as respectivas condições de contorno, foram calculados os parâmetros de funcionamento da resposta teórica do sistema para uma função degrau unitário. Esses resultados estão indicados na Tab. (3).

Tabela 3. Parâmetros da resposta teórica para uma função degrau unitário de velocidade.

Parâmetro	Valor	Unidade
Variação da velocidade máxima	190	rpm
Variação da velocidade final	180	rpm
Variação da velocidade mínima	180	rpm
Tempo de atraso	1	s
Tempo de resposta	2	s
Tempo máximo	2,5	s
Tempo de estabilização	3,8	s
Erro estacionário	0	%

Também foram obtidas as características dinâmicas reais do sistema de controle. Esses parâmetros foram calculados a partir de testes aplicados ao turbogerador, em condições operativas normais à velocidade nominal e sem carga.

Um desses testes foi variar o sinal de entrada, aplicando uma variação de 100% no variador de velocidade, produzindo uma mudança na velocidade de rotação de 3.600 a 3.820 rpm. Esse procedimento operativo permitiu determinar as constantes de amortecimento, tempo de resposta, tempo máximo, tempo de estabilidade e erro estacionário. Esses resultados estão registrados na Tab. (4).

Tabela 4. Parâmetros da resposta real para uma função degrau unitário de velocidade.

Parâmetro	Valor	Unidade
Variação da velocidade máxima	220	rpm
Variação da velocidade final	180	rpm
Variação da velocidade mínima	167	rpm
Tempo de atraso	0,62	s
Tempo de resposta	1,5	s
Tempo máximo	1,8	s
Tempo de estabilização	8	s
Erro estacionário	0	%

Na Figura (10) estão mostradas as curvas características do comportamento do RAV para um degrau unitário.

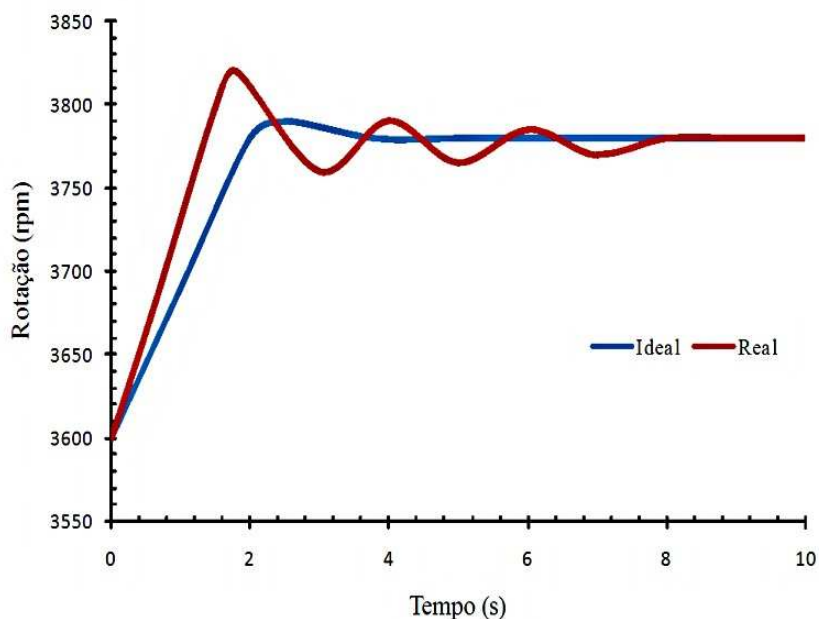


Figura 10. Curvas da resposta do sistema de controle para um degrau unitário de velocidade.

5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

O regulador automático de velocidade de um turbogerador é um dispositivo de suma importância no funcionamento da unidade geradora, já que, além de um dispositivo de proteção, é um mecanismo que apóia a regulação primária de um sistema interligado. Os reguladores também possuem limitadores de carga que ajudam a prever que o turbogerador, ante uma rejeição de carga, entregue uma potência acima do limite da segurança permissível, evitando uma saída brusca do sistema com o conseqüente estresse térmico que afetaria a vida útil da usina.

O modelo matemático estudado utiliza equações lineares e simples. Efeitos da inércia dos componentes auxiliares, compressibilidade e características de vazão não linear e atrito, podem ser incorporados ao modelo.

A utilização de reguladores hidromecânicos pode não ser aconselhada em alguns casos, como o de acionadores primários com valores baixos de momentos polares de inércia. Isto produziria limites operativos inapropriados no regulador devido, ao tempo de resposta relativamente lento desse mecanismo frente à ocorrência de distúrbios de rápida propagação.

6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o suporte oferecido pelo Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) e ao Centro de Referência em Turbinas a Gás e Energia (ITA).

7. REFERÊNCIAS

- Anderson, P.M., 1972, "Modeling Thermal Power Plants for Dynamic Stability Studies", Pacific Gas and Electric Company, San Francisco, United States of America.
- Anderson, P.M., Fouad, A.A., 2003, "Power Control System and Stability", Second Edition, John Wiley & Sons Publication, Vol. 1, United States of America, pp. 402-481.
- Khelhofer, R., 1991, "Combined-Cycle Gas and Steam Turbine Power Plants", The Fairmont Press, Librun, GA.
- Kundur, P., 1994, "Power System Stability and Control", McGraw-Hill, New York, United States of America.
- Lapem, 2000, "Curso de reguladores de velocidad de centrales de generación eléctrica", LAPEM CFE, México D.F., México, pp. 1-28.
- Machowski, J., Bialek, J., Bumby, J., 2008, "POWER SYSTEM DINAMICS Stability and Control", Second Edition, John Wiley & Sons Ltd, Vol. 1, West Sussex, United Kingdom, pp. 335-481.
- Ramírez, J., Beltrán, D., 1996, "MÁQUINAS MOTRICES GENERADORES DE ENERGIA ELÉCTRICA – Enciclopedia CEAC de Electricidad", 8ª Edición, Grupo Editorial Ceac S.A., Barcelona, España, pp. 327-430.

8. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso, incluído no seu trabalho.



COMPROMETIDA COM A PROMOÇÃO DO DESENVOLVIMENTO
DA ENGENHARIA E DAS CIÊNCIAS MECÂNICAS

VI CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA
VI NATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING
18 a 21 de agosto de 2010 – Campina Grande – Paraíba - Brasil
August 18 – 21, 2010 – Campina Grande – Paraíba – Brazil

MATHEMATICAL MODELLING FOR SPEED AUTOMATIC CONTROL OF STEAM TURBINES

Washington Orlando Irrazabal Bohorquez, wirraz@yahoo.com¹
João Roberto Barbosa, barbosa@ita.br¹

¹Center for Reference on Gas Turbine and Energy, Technological Institute of Aeronautics, São José dos Campos, Brazil

***Abstract.** Power units supplying electric power in an interconnect system are exposed to several types of disturbances that produce unbalance between the produced mechanical power and the consumed electric power in the grid. The result is a constant modification of the torque produced by the steam turbine causing change in the rotational speed of the generator, inversely proportional to the resistant moment. When the torque is increased, the rotational speed is reduced and vice-versa. Those speed variations must be controlled in order to produce a stable operation of the prime mover. The solution to this problem is Speed Automatic Regulator, commonly denominated RAV. This equipment adjusts the power and rotational speed of the prime mover so that at every moment, its operation is adjusted to the electric grid load. The RAV controls the turbine speed according to the electric grid frequency when controlling the frequency of the prime mover. In this study a description is made for regulator, speed regulator, pilot valve, servomotor and regulating valves. The mathematical model is indicated for each one of the control system elements, as well as the transfer functions and proportionality constants of the steam turbine speed control system. The system theoretical behavior is indicated by its stability degree, transient response and accuracy of the static and dynamics characteristics of the speed control.*

Keywords: *mathematical model, speed control, steam turbine, thermal power plant*