

2. MODELOS DE MÁQUINA SÍNCRONA, TURBINAS E REGULADORES DE VELOCIDADE

2.1. Introdução

Este capítulo tem por objetivo desenvolver os modelos matemáticos dos equipamentos que constituem as malhas de controle de velocidade primária e secundária associadas a um gerador síncrono. Assim, na Seção 2.2 são derivados os modelos de gerador isolado alimentando carga, de dois geradores formando um sistema interligado e o modelo de máquina conectada a uma barra infinita. A Seção 2.3 trata dos modelos de turbina a vapor, com e sem reaquecimento. O modelo de turbina hidráulica a ser utilizado no curso é desenvolvido na Seção 2.4. Finalmente, os modelos de reguladores de velocidade compatíveis com os tipos de turbina apresentados nas seções anteriores são derivados na Seção 2.5.

2.2. Modelos de Máquina Síncrona

2.2.1. A Equação de Oscilação

Se J é o momento de inércia da massa girante de um gerador síncrono, γ é a aceleração angular do rotor e T_a é o torque líquido aplicado sobre o rotor, a segunda Lei de Newton na forma rotacional fornece:

$$J\gamma = T_a \tag{2.1}$$

Note que o torque T_a apresenta como componentes o torque mecânico de entrada devido à ação da turbina, o torque devido às perdas rotacionais (atrito, ventilação, perdas no núcleo) e o torque eletromagnético. Este último pode ser subdividido em torque síncrono e torque assíncrono (efeito de motor de indução). Se

T_m = torque mecânico de entrada, corrigido para perdas rotacionais, e

T_e = torque eletromagnético,

então

$$T_a = T_m - T_e \tag{2.2}$$

Em regime, esta diferença é nula, e não há aceleração. Durante perturbações, contudo, $T_a \neq 0$.

Ao invés de medir a posição angular com respeito a um eixo fixo, é mais conveniente fazê-lo com respeito a um eixo de referência que gira à velocidade síncrona w_s em relação

ao eixo fixo. Se θ é o ângulo medido em relação ao eixo fixo e δ é medido com respeito ao eixo que gira com velocidade w_s (ver Fig. 2.1):

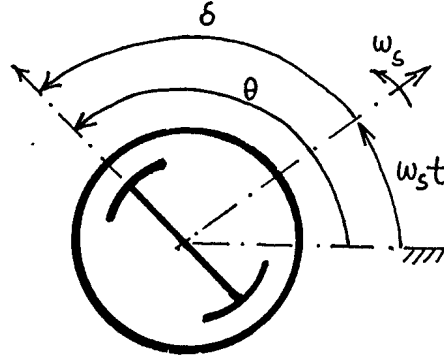


Figure 2.1: Relação entre θ e δ .

$$\delta = \theta - w_s t \quad (2.3)$$

$$\frac{d\delta}{dt} = \frac{d\theta}{dt} - w_s \quad (2.4)$$

$$\frac{d^2\delta}{dt^2} = \frac{d^2\theta}{dt^2} = \gamma \quad (2.5)$$

Substituindo (2.5) e (2.2) em (2.1):

$$J \frac{d^2\delta}{dt^2} = T_m - T_e \quad (2.6)$$

Multiplicando (2.6) pela velocidade w :

$$\mathcal{M} \frac{d^2\delta}{dt^2} = P_m - P_e \quad (2.7)$$

onde

$\mathcal{M} = J \times w$ é a quantidade de movimento angular,

$P_e = T_e \times w$ é a potência elétrica de saída (corrigida pelas perdas elétricas) e

$P_m = T_m \times w$ é a potência mecânica de entrada (corrigida pelas perdas rotacionais).

O uso da Eq. (2.7) é preferível, pois envolve a potência elétrica de saída, ao invés do torque. A Eq.(2.7) é a chamada *equação de oscilação* da máquina. No sistema MKS, P_m e P_e são expressas em watts, δ em radianos, t em segundos e \mathcal{M} em joule-seg/rad. \mathcal{M} é normalmente suposta constante e igual ao seu valor à velocidade nominal. Na prática, contudo, P_m e P_e estarão em MW ou p.u., δ em radianos e t em segundos. Logo, \mathcal{M} deve ser expresso em MJ-seg/rad. Se P_a está em p.u., \mathcal{M} deve estar em pu de MW-seg/rad.

Define-se a constante H como:

$$H = \frac{\text{energia cinética armazenada à velocidade nominal, } W}{\text{potência aparente nominal da máquina, } S_N} \quad (2.8)$$

A energia cinética armazenada à velocidade nominal é dada por:

$$W = \frac{1}{2} J w_0^2 = \frac{1}{2} \mathcal{M} w_0 \quad (2.9)$$

onde $w_0 = 2\pi f_0$ é a velocidade nominal. Portanto, da Eq. (2.9):

$$\mathcal{M} = \frac{2W}{w_0} \quad (2.10)$$

finalmente, de (2.8) e (2.10):

$$\mathcal{M} = \frac{2S_N H}{w_0} \quad (2.11)$$

onde \mathcal{M} está expresso em MJ-seg/rad, S_N está em MVA, H tem dimensão de segundos e w_0 está em rad/seg.

A quantidade H apresenta a propriedade desejável de que seu valor, ao contrário de \mathcal{M} , não varia muito com a potência e a velocidade da máquina. H apresenta um valor típico para cada classe de máquina, que pode ser obtido de tabelas e gráficos construídos em função da potência e da velocidade nominais. A Fig. 2.2 ilustra a variação de H com a potência aparente nominal para geradores hidráulicos de eixo vertical ¹.

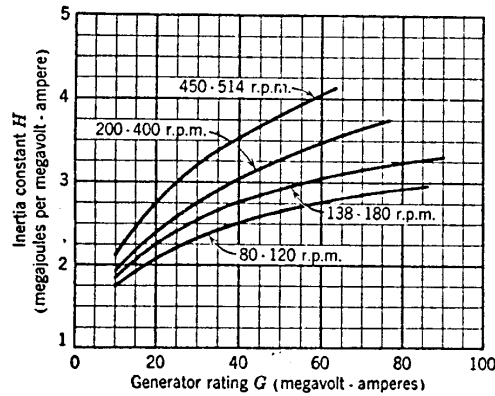


Figure 2.2: Variação da constante H com a potência nominal para hidrogeradores.

Equação de Oscilação em p.u.

Re-escrevendo a Eq. (2.7) em função da velocidade w ,

$$\mathcal{M} \frac{dw}{dt} = P_m - P_e \quad (2.12)$$

¹Figura reproduzida do livro “Power System Stability”, E.W. Kimbark, Vol. I, Wiley.

e escrevendo P_m e P_e em p.u. da potência trifásica nominal, P_N , e w em p.u. da velocidade nominal $w_0 = 2\pi f_0$:

$$\mathcal{M} \times w_0 \frac{d}{dt} \left(\frac{w}{w_0} \right) = S_N \left(\frac{P_m}{S_N} - \frac{P_e}{S_N} \right) \quad (2.13)$$

$$\mathcal{M} \times \frac{w_0}{S_N} \frac{d}{dt} (w_{pu}) = P_{m,pu} - P_{e,pu} \quad (2.14)$$

ou, usando a Equação (2.11):

$$2H \frac{d}{dt} (w_{pu}) = P_{m,pu} - P_{e,pu} \quad (2.15)$$

2.2.2. Modelo de Gerador Isolado Alimentando Carga para Pequenas Perturbações

Seja o sistema formado por um gerador alimentando carga isolada mostrado no Fig. 2.3. Em estudos de controle, trabalha-se em geral com a hipótese de pequenas perturbações com respeito a um ponto de operação. Considerando-se estas condições na Eq.(2.15) (o subscrito que indica sistema p.u. será, por conveniência, abandonado):

$$2H \frac{d}{dt} (w_0 + \Delta w) = P_m^0 + \Delta P_m - (P_e^0 + \Delta P_e) \quad (2.16)$$

onde o superescrito “0” significa que as variáveis correspondem ao ponto de operação com respeito ao qual é feita a linearização. Como w_0 é constante e supondo $P_m^0 = P_e^0$:

$$2H \frac{d}{dt} (\Delta w) = \Delta P_m - \Delta P_e \quad (2.17)$$

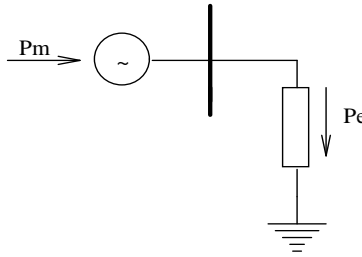


Figure 2.3: Gerador alimentando carga isolada.

Examinemos agora os termos ΔP_m e ΔP_e . Dentro da faixa de variações de velocidade que se tem interesse, será suposto que ΔP_m depende essencialmente de variações na posição das válvulas de admissão de vapor ou do distribuidor das turbinas, e assim independe de Δw .

Será também suposto que a potência elétrica pode ser afetada por variações de frequência, sendo esta dependência expressa como:

$$\Delta P_e = \Delta P_L + D \times \Delta w \quad (2.18)$$

onde ΔP_L corresponde a variações da carga à frequência nominal e D é o coeficiente de variação da carga com a frequência. Em geral, as cargas industriais podem ser supostas como variando linearmente com a frequência, na forma dada pela Eq.(2.18)². Para cargas puramente resistivas, $D = 0$.

Substituindo-se (2.18) em (2.17):

$$2H \frac{d}{dt}(\Delta w) = \Delta P_m - \Delta P_L - D\Delta w \quad (2.19)$$

ou, aplicando a transformada de Laplace (com condições iniciais todas nulas):

$$2Hs\Delta w(s) = \Delta P_m(s) - \Delta P_L(s) - D\Delta w(s) \quad (2.20)$$

Se for redefinido $M = 2H$:

$$\Delta w(s) = \frac{1}{Ms}(\Delta P_m(s) - \Delta P_L(s) - D\Delta w(s)) \quad (2.21)$$

O diagrama de blocos para o sistema “gerador alimentando carga isolada” é dado na Fig. 2.4.

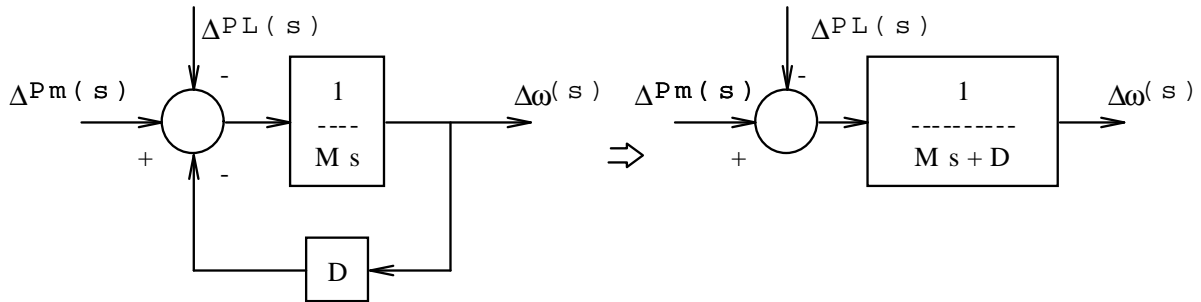


Figure 2.4: Diagrama de blocos para o sistema gerador-carga isolada.

2.3. Modelos de Turbina a Vapor

Uma turbina a vapor consiste basicamente de aletas montadas sobre um eixo, projetadas para extrair a energia térmica e de pressão do vapor superaquecido, originário da caldeira, e converter esta energia em energia mecânica. O vapor é admitido na turbina via válvula de controle, a alta temperatura e pressão. Na saída, o vapor é entregue ao condensador, a baixa pressão e baixa temperatura.

²Obviamente, isto se aplica apenas para pequenas perturbações.

Em geral, as turbinas são compostas por diferentes estágios, em função do nível da pressão do vapor. No caso geral, uma turbina pode ter três estágios: de alta, intermediária e baixa pressão (AP, PI e BP). Em turbinas com reaquecimento, o vapor que sai do estágio de AP é levado de volta à caldeira para ter sua energia térmica aumentada antes de ser introduzido no estágio de PI (ou BP). O objetivo é aumentar a eficiência da turbina.

2.3.1. Função de Transferência de uma Tubulação de Vapor

Considere a tubulação de vapor da Fig. 2.3.1, onde Q_{ent} representa o fluxo de vapor de entrada na tubulação e Q_s é o fluxo de vapor da saída. Deseja-se saber como se comporta dinamicamente o fluxo de vapor de saída Q_s frente a uma variação do fluxo de entrada Q_{ent} . É de se esperar que o tempo de acomodação desses transitórios dependa do volume da tubulação, das condições de vazão e pressão vigentes antes da perturbação e das características do vapor.

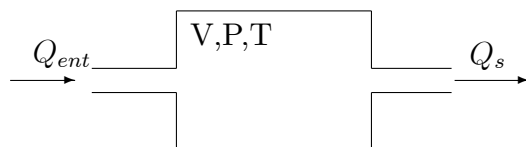


Figure 2.5: Tubulação de vapor

De fato, se for desprezado o efeito de variações de temperatura ao longo da tubulação, sendo portanto a variação da massa de vapor dentro dela função apenas da pressão, é possível se aproximar a função de transferência $Q_s(s)/Q_{ent}(s)$ como:

$$\frac{Q_s(s)}{Q_{ent}(s)} = \frac{1}{1 + s T} \quad (2.22)$$

onde

$$T \triangleq \frac{P_0}{Q_{s0}} \times V \times \frac{\partial}{\partial P} \left(\frac{1}{v} \right) \quad (2.23)$$

P_0, Q_{s0} : pressão e vazão de vapor vigentes antes da perturbação;

V : volume da tubulação;

v : volume específico do vapor.

O termo $\partial(1/v)/\partial P$ pode ser estimado a partir de cartas de entalpia x entropia de vapor.

2.3.2. Modelo para Turbinas de Condensação Direta (Sem Reaquecimento)

A Figura 2.6 representa esquematicamente uma turbina a vapor sem reaquecimento. O comportamento da válvula de admissão de vapor é afetado pelo fato de que o fluxo de vapor na válvula é uma função não-linear da posição da válvula, pois tende a haver saturação quando a abertura da válvula aumenta. Este efeito é contudo contrabalançado pela introdução de

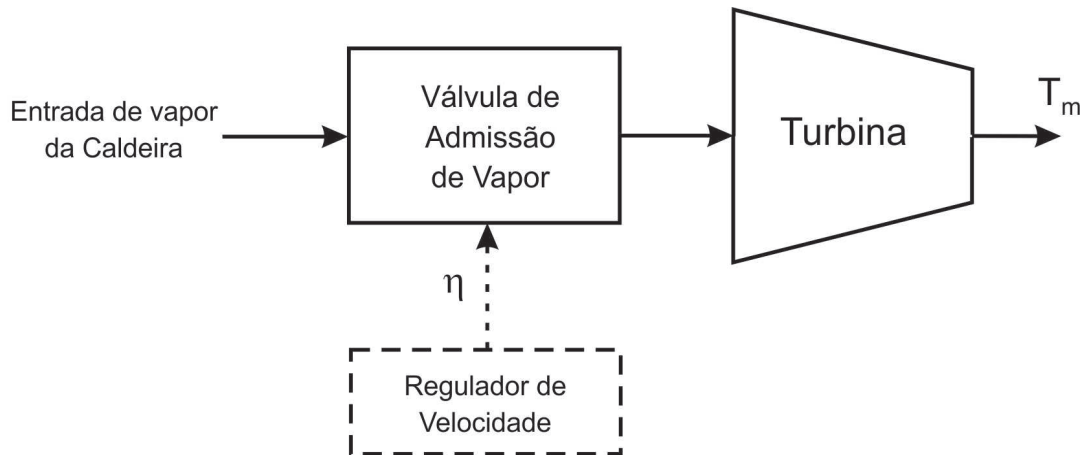


Figure 2.6: Diagrama esquemático de uma turbina sem reaquecimento.

uma não-linearidade no mecanismo de abertura da válvula, através de cames. Com consequência desta combinação de não-linearidades, a válvula pode ser representada por um ganho constante K_v .

Entre as variações de fluxo de vapor na válvula e o torque mecânico produzido existe um atraso de tempo T_c devido às próprias tubulações de entrada e à câmara de vapor da turbina. A função de transferência correspondente é do tipo desenvolvido na Subseção 2.3.1, e portanto a função de transferência da turbina de codensação direta é dada por:

$$\frac{T_m(s)}{\eta(s)} = \frac{K_v}{1 + s T_c} \quad (2.24)$$

2.4. Modelo de Turbina Hidráulica e Conduto Forçado

A Fig. 2.7 representa esquematicamente o reservatório, o conduto forçado, o distribuidor e a turbina de uma unidade hidráulica. H é a altura de água do reservatório em relação ao nível do distribuidor, u é a velocidade da água no conduto forçado, L e A são o comprimento e a área da seção transversal do conduto forçado, respectivamente.

Considerando que o conduto forçado não é muito longo, que a água é incompressível e a tubulação do conduto forçado é inelástica, é possível se chegar a um modelo dinâmico aproximado para o conjunto “conduto forçado + turbina”. As hipóteses básicas para o desenvolvimento deste modelo são:

- Água e conduto forçado são incompressíveis;
- A velocidade da água é diretamente proporcional ao produto abertura do distribuidor \times raiz quadrada da altura da água no reservatório;
- A potência da turbina é proporcional ao produto entre altura d’água e vazão;
- As perdas de pressão no conduto forçado são desprezíveis.

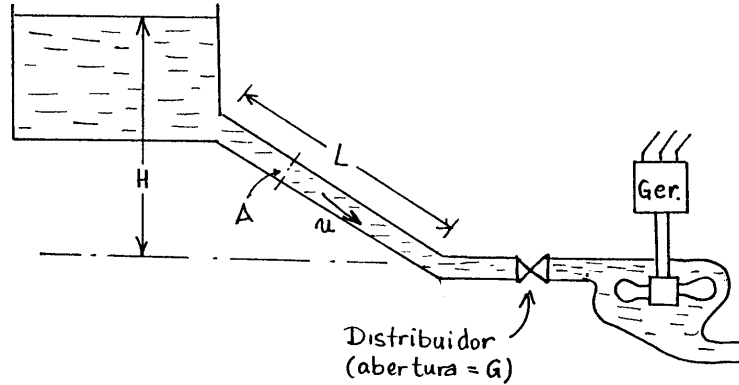


Figure 2.7: Representação esquemática de uma unidade hidráulica.

Usando a segunda hipótese acima, pode-se escrever:

$$u = KG\sqrt{H} \quad (2.25)$$

u : velocidade da água;

G : fator proporcional à posição do distribuidor;

H : altura d'água no reservatório (proporcional à pressão hidráulica nas palhetas).

K : constante de proporcionalidade.

Linearizando-se (2.25) com respeito a um ponto de operação, obtém-se:

$$\Delta u = \left. \frac{\partial u}{\partial G} \right|_0 \Delta G + \left. \frac{\partial u}{\partial H} \right|_0 \Delta H = K\sqrt{H_0}\Delta G + \frac{1}{2} \frac{KG_0}{\sqrt{H_0}} \Delta H \quad (2.26)$$

ou

$$\Delta u = KG_0\sqrt{H_0} \frac{\Delta G}{G_0} + \frac{1}{2} KG_0\sqrt{H_0} \frac{\Delta H}{H_0} \quad (2.27)$$

Como $u_0 = KG_0\sqrt{H_0}$, a expressão acima pode ser normalizada, obtendo-se:

$$\frac{\Delta u}{u_0} = \frac{\Delta G}{G_0} + \frac{1}{2} \frac{\Delta H}{H_0} \quad (2.28)$$

Pela segunda Lei de Newton, a equação da aceleração para a coluna d'água devido a uma variação na pressão hidráulica sobre as pás da turbina é:

$$\rho LA \frac{d(\Delta u)}{dt} = -A(\rho g \Delta H) \quad (2.29)$$

onde:

ρ : massa específica da água;

L, A : comprimento e área do conduto forçado, respectivamente;

g : aceleração da gravidade.

O lado direito de (2.29) representa o aumento incremental de pressão hidráulica nas pás da turbina. Dividindo (2.29) por $A\rho gH_0u_0$:

$$\frac{Lu_0}{gH_0} \frac{d}{dt} \left(\frac{\Delta u}{u_0} \right) = - \frac{\Delta H}{H_0} \quad (2.30)$$

Definindo o tempo de partida nominal da água como

$$T_W \triangleq Lu_0/gH_0 \quad (2.31)$$

e escrevendo (2.30) na forma operacional, obtem-se:

$$T_W s \left(\frac{\Delta u}{u_0} \right) = - \left(\frac{\Delta H}{H_0} \right) \quad (2.32)$$

T_W é o tempo necessário para uma altura de água H_0 acelerar a água no conduto forçado, do repouso até a velocidade u_0 . Substituindo-se (2.32) em (2.28):

$$\frac{\Delta u}{u_0} = \frac{\Delta G}{G_0} - \frac{1}{2} T_W s \times \frac{\Delta u}{u_0} \quad (2.33)$$

ou

$$\frac{(\Delta u/u_0)}{(\Delta G/G_0)} = \frac{1}{1 + (T_W/2)s} \quad (2.34)$$

Por outro lado, da terceira hipótese acima, tem-se:

$$P_m = K_2 H u, \quad K_2 = \text{constante}. \quad (2.35)$$

Linearizando-se (2.35) e normalizando a equação resultante:

$$\frac{\Delta P_m}{P_{m_0}} = \frac{\Delta H}{H_0} + \frac{\Delta u}{u_0} \quad (2.36)$$

onde $P_{m_0} = K_2 H_0 u_0$.

Substituindo-se (2.32) e (2.34) em (2.36):

$$\frac{\Delta P_m(s)}{P_{m_0}(s)} = (1 - T_W s) \left(\frac{\Delta u}{u_0} \right) = \frac{1 - T_W s}{1 + (T_W/2)s} \times \left(\frac{\Delta G}{G_0} \right) \quad (2.37)$$

Isto é:

$$\frac{(\Delta P_m/P_{m_0})(s)}{(\Delta G/G_0)(s)} = \frac{1 - T_W s}{1 + (T_W/2)s} \quad (2.38)$$

Ressalta-se que o modelo obtido, dado pela Eq. (2.38), não considera fenômenos de “golpe de aríete”, cujas ondas são de frequência mais alta. Não se leva em conta igualmente a presença de chaminé de equilíbrio, que pode provocar o aparecimento de oscilações de baixa frequência.

A constante de tempo T_w é proporcional ao ponto de operação, isto é:

$$(T_W \text{ a meia carga}) \approx \frac{1}{2} (T_W \text{ a plena carga})$$

A resposta da potência mecânica da turbina a uma variação em degrau na posição do distribuidor é dada na Fig. 2.8.

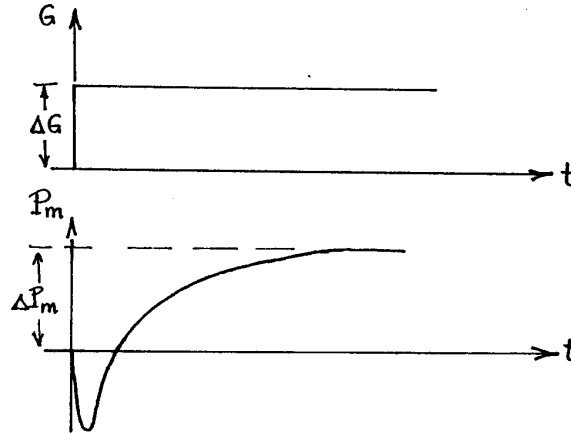


Figure 2.8: Resposta ao degrau do sistema conduto forçado-turbina hidráulica.

Assim, a queda de pressão resultante da abertura do distribuidor provoca uma variação negativa de potência da turbina. Isto se dá porque a pressão está sendo usada para acelerar a massa d'água no conduto forçado.

2.4.1. Explicação de Característica Dinâmica da Turbina Hidráulica

Não se pode esperar que o simples procedimento de reduzir a abertura do distribuidor possa produzir uma variação súbita na vazão da grande massa d'água (normalmente dezenas de toneladas) que se encontra no conduto forçado, se deslocando a grande velocidade (na faixa de 150 a 200 km/h). Embora a redução na abertura do distribuidor provoque uma maior resistência ao fluxo e cause assim uma desaceleração da massa d'água, a vazão não pode variar instantaneamente. Como: (i) $u = Q/A$, (ii) a vazão Q permanece inicialmente constante, (iii) a vazão saindo do distribuidor deve ser igual à vazão que entra nele proveniente do conduto forçado, a redução da área apresentada ao fluxo pelo distribuidor provoca um aumento da velocidade da água para a turbina. Assim, o nível de energia cinética da água ($\frac{1}{2}mv^2$) aumenta, provocando um aumento da potência de saída. Após algum tempo, o aumento de resistência ao fluxo reduz tanto a vazão quanto a velocidade, e a potência de saída da turbina é reduzida a um valor abaixo do valor inicial.

2.4.2. Constante de Tempo de Partida da Água em Termos da Potência Elétrica Gerada

Se F é a força sobre a massa d'água, a potência mecânica da água ao nível da turbina é dada por:

$$P = F \times u_0 = \rho \times g \times H \times A \times u_0 \quad (\text{em watts})$$

onde todas as grandezas estão no MKS. Como $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ e $g = 9,81 \text{ m/s}^2$,

$$P = 9,81 \times H \times A \times u_0 \quad (\text{em Kw})$$

Se η_T e η_G são os rendimentos da turbina e do gerador, a potência elétrica gerada é dada por:

$$P_e = 9,81 \times H \times A \times u_0 \times \eta_T \times \eta_G \quad (\text{em Kw}) \quad (2.39)$$

Logo:

$$u_0 = \frac{P_e}{9,81 \times H \times A \times \eta_T \times \eta_G} \quad \text{m/s} \quad (2.40)$$

Substituindo-se (2.40) em (2.31), obtem-se:

$$T_W = \frac{LP_e}{(9,81)^2 \times H^2 \times A \times \eta_T \times \eta_G} \quad (2.41)$$

ou

$$T_W = \frac{LP_e}{96,236 \times H^2 \times A \times \eta_T \times \eta_G} \quad (2.42)$$

2.5. Reguladores de Velocidade

2.5.1. Malha de Controle

O regulador de velocidade para o conjunto turbina gerador é composto genericamente de um transdutor de velocidade e amplificadores de deslocamento e força (ver(Fig. 2.9)). A saída do sensor de velocidade é um deslocamento proporcional à velocidade do conjunto turbina-gerador. Tanto o deslocamento quanto a força produzidos pelo sensor são pequenos e necessitam ser amplificados, através de um ou mais estágios de amplificadores hidráulicos. É a saída do servo-motor principal que atua sobre a válvula da turbina.

No caso de turbinas hidráulicas, o regulador deve apresentar características que compensem os efeitos instabilizantes peculiares deste tipo de turbina.

2.5.2. Sensores de Velocidade

Classicamente, o transdutor de velocidade utilizado em reguladores de velocidade é o mecanismo centrífugo de Watt, esquematizado na Fig. 2.10.

Desprezando-se as forças gravitacionais, duas forças agem sobre as esferas: a força centrífuga e a força dirigida para dentro devida à mola. Embora a relação entre a força centrífuga e a velocidade seja, a rigor, não-linear, para pequenas variações de velocidade é lícito se supor que

$$\Delta x = K_w \Delta w \quad (2.43)$$

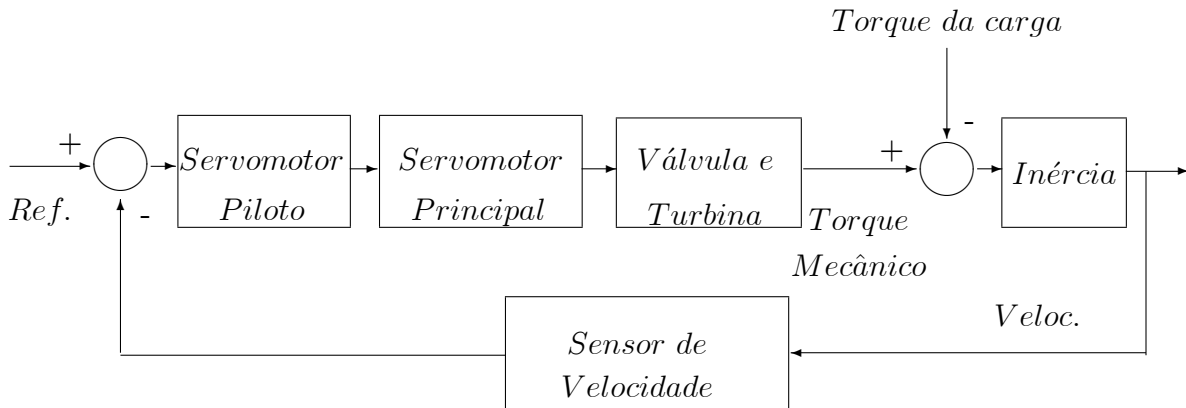


Figure 2.9: Malha de controle de velocidade de um gerador síncrono

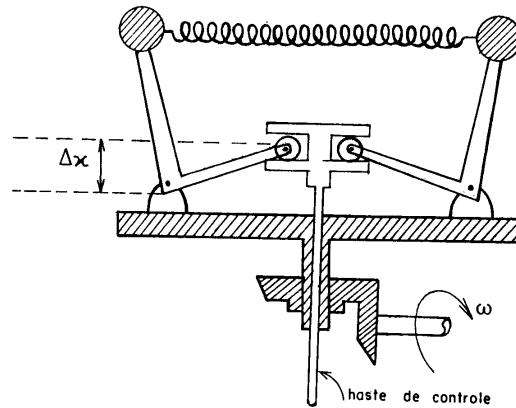


Figure 2.10: Sensor de velocidade baseado no pêndulo de Watt.

A velocidade de resposta do mecanismo é geralmente considerada suficientemente grande para que se possa fazer a hipótese de resposta instantânea.

Unidades mais modernas são dotadas de sensores elétricos, onde o mecanismo centrífugo é substituído por um dispositivo elétrico. Assim, por exemplo, um gerador c.a. de alta frequência pode ser acionado pelo eixo da turbina, e a variação na frequência gerada fornece uma medida das variações de velocidade. A tensão gerada é convertida em um sinal c.c. através de circuitos sensíveis à frequência. Alternativamente, uma roda dentada acionada pelo eixo da turbina pode ser usada para gerar pulsos via um cabeçote magnético. A frequência dos pulsos é proporcional à velocidade, e técnicas de contagem de pulsos podem ser empregadas para a determinação do erro de velocidade. Similarmente, dispositivos óticos podem ser usados para gerar pulsos e fornecer uma medida de velocidade.

Vantagens do sensor elétrico:

1. Transmissão do sinal é elétrica, sem zonas mortas, o que implica em maior sensibilidade;
2. Ajustes mais fáceis da malha de controle, utilizando-se técnicas eletrônicas para ajustes

de ganhos (ampops, etc);

3. Maior facilidade de implementação de técnicas de estabilização (uso de circuitos de estabilização).

2.5.3. Regulador Isócrono

A Fig. 2.11 mostra o esquema de um regulador isócrono que utiliza um sensor centrífugo cujo deslocamento é amplificado por um amplificador hidráulico.

Desprezando-se as forças de reação de origem hidráulica, as forças que atuam sobre a válvula-carretel são a força devida à mola, F_m , e a força centrífuga, F_c , dadas por:

$$F_m = K_m(\Delta x + \Delta r) \quad (2.44)$$

$$F_c = K_c \Delta w \quad (2.45)$$

No equilíbrio, $F_m = F_c$, de modo que:

$$K_m \Delta x + K_m \Delta r = K_c \Delta w \quad (2.46)$$

Por outro lado, supondo a pressão do óleo aproximadamente constante, é possível se relacionar a vazão do óleo a Δx , para pequenos deslocamentos, por:

$$\Delta Q = K_Q \Delta x \quad (2.47)$$

Se ΔV é a variação de volume de óleo que exerce pressão na parte superior do pistão do servomotor:

$$\Delta Q = \frac{d(\Delta V)}{dt} = A \frac{d(-\Delta y)}{dt} \quad (2.48)$$

onde o sinal negativo traduz as variações em sentidos opostos de Δx e Δy . De (2.47) e (2.48):

$$\frac{d(\Delta y)}{dt} = -K_y \Delta x \quad (2.49)$$

onde $K_y \triangleq K_Q/A$.

As equações (2.46) e (2.49) servem de base para o diagrama de blocos da Fig. 2.12, onde as variáveis Δr , Δx , Δy e Δw são substituídas por seus respectivos valores em p.u. de quantidades-base apropriadas ρ , ξ , η e σ , respectivamente. As constantes que aparecem no diagrama de blocos da Fig. 2.12 são definidas como:

$$C_g \triangleq \frac{K_c w_B}{K_m r_B} \quad (2.50)$$

$$k_1 \triangleq \frac{r_B}{x_B} \quad (2.51)$$

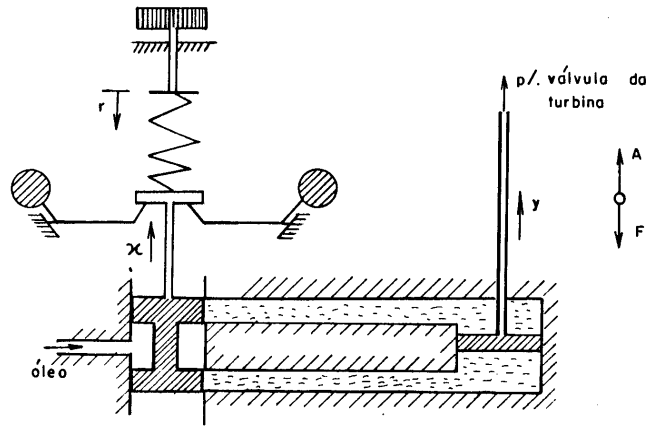


Figure 2.11: Regulador isócrono.

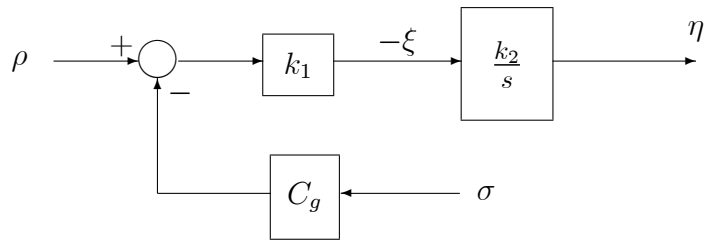


Figure 2.12: Diagrama de blocos preliminar para o regulador isócrono

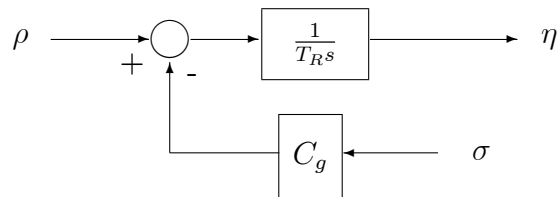


Figure 2.13: Diagrama de blocos para o regulador isócrono

$$k_2 \triangleq \frac{K_y x_B}{y_B} \quad (2.52)$$

onde o índice B indica valores-base.

Definindo-se:

$$T_R \triangleq \frac{1}{k_1 k_2} = \frac{y_B}{K_y r_B} \quad (2.53)$$

o diagrama de blocos da Fig. 2.12 pode ser simplificado para a forma indicada na Fig. 2.13.

Suponha que o sistema controlado consiste de uma turbina a vapor sem rea aquecimento e da inércia do rotor de um turbogerador, conforme indicado na Fig. 2.14.

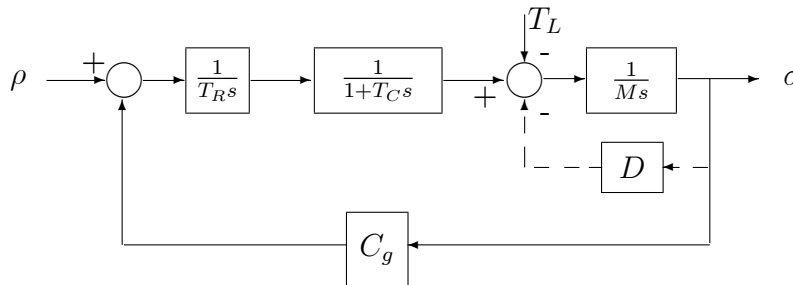


Figure 2.14: Sistema de controle de velocidade de uma unidade a vapor sem rea aquecimento

A FT em malha fechada é dada por:

$$\frac{\sigma(s)}{\rho(s)} = \frac{1/T_R T_C M}{s^3 + (1/T_C)s^2 + C_g/T_R T_C M} \quad (2.54)$$

cuja equação característica é:

$$s^3 + \frac{1}{T_C}s^2 + \frac{C_g}{T_R T_C M} = 0 \quad (2.55)$$

A ausência do termo em s na Eq. (2.55) indica sistema instável, o que poderia ser confirmado pela aplicação do critério de Routh-Hurwitz. Mesmo se fosse considerado o amortecimento da carga, o que tornaria o sistema estável, uma análise pelo Lugar das Raízes indicaria que a região de operação estável é muito pequena, para os valores práticos de D (verifique!).

2.5.4. Regulador com Queda de Velocidade

Para corrigir as características indesejáveis do regulador isócrono, introduz-se a conexão entre a haste do servopistão e o controle da válvula corretel, como mostrado na Fig. 2.15.

O efeito do conexão entre a haste do servopistão e o controle da válvula corretel é a introdução de um ganho de realimentação entre η e $-\xi$, conforme mostrado no diagrama

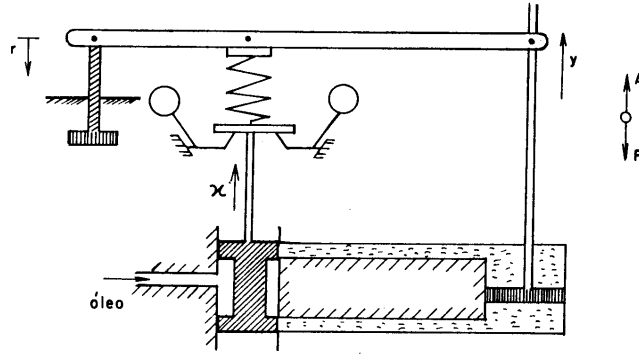


Figure 2.15: Regulador com queda de velocidade.

de blocos da Fig. 2.16, em que o *estatismo permanente* R é definido como $R \triangleq 1/C_g$. O diagrama da Fig. 2.16 pode ser redesenhado como na Fig. (2.17), onde:

$$K_1 = K_1/K_3 \quad (2.56)$$

e

$$T_1 = 1/K_2K_3 \quad (2.57)$$

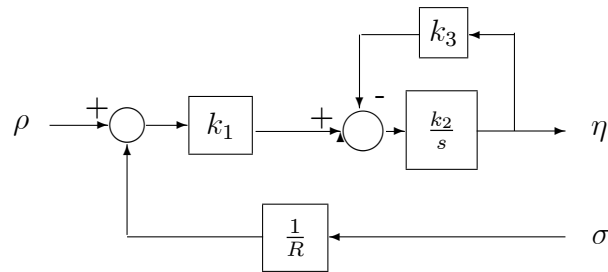


Figure 2.16: Diagrama de blocos de um regulador com queda de velocidade

Para estudar o comportamento do regulador com queda de velocidade e compará-lo ao do regulador isócrono, considere o sistema da Fig. 2.18, que é o mesmo da Fig. 2.14, com exceção do bloco do regulador.

A FT em malha fechada $\sigma(s)/\rho(s)$ é dada por:

$$\frac{\sigma(s)}{\rho(s)} = \frac{R}{RT_1T_cMs^3 + RM(T_1 + T_c)s^2 + RMs + 1} \quad (2.58)$$

Aplicando o critério de *Routh-Hurwitz* :

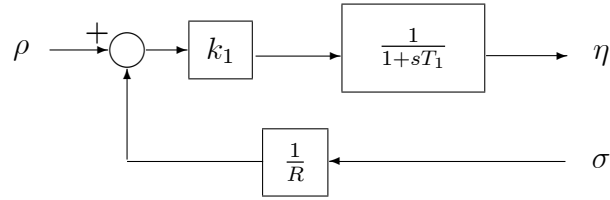


Figure 2.17: Diagrama de blocos simplificado de um regulador com queda de velocidade.

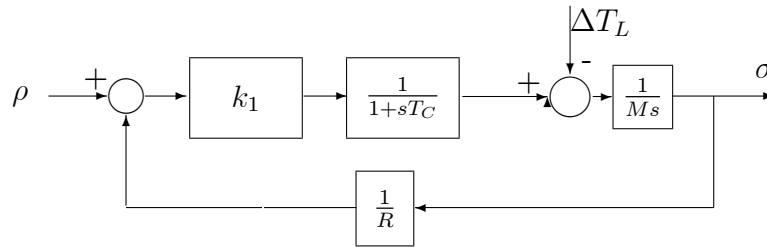


Figure 2.18: Unidade térmica sem reaquecimento controlada por regulador com queda de velocidade.

$$\begin{array}{l|ll}
 s^3 & RT_1T_cM & RM \\
 s^2 & RM(T_1 + T_c) & 1 \\
 s^1 & RM - [T_1T_c/(T_1 + T_c)] & \\
 s^0 & 1 &
 \end{array} \quad (2.59)$$

Para estabilidade:

$$RM - \frac{T_1T_c}{T_1 + T_c} > 0 \quad (2.60)$$

ou

$$\frac{1}{T_1} + \frac{1}{T_c} > \frac{1}{RM} \quad (2.61)$$

Como T_c e M são fixos, os parâmetros que podem ser ajustados para se assegurar a estabilidade são T_1 e R . De Eq. (2.61), é claro que se deve procurar reduzir T_1 e aumentar R a fim de assegurar a estabilidade da malha de controle.

O lugar das raízes da FT (2.58) para variações no parâmetro R (de ∞ a 0) é mostrado na Fig. 2.19.

Vejam agora como a variação na frequência, σ , se comporta frente a variações na carga ΔT_L . Supondo referência constante, o diagrama de blocos da Fig. 2.18 pode ser redesenhado como na Fig. 2.20.

Assim,

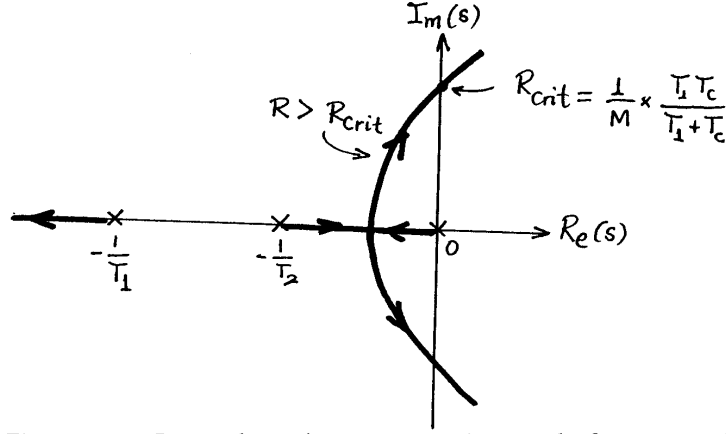


Figure 2.19: Lugar das raízes para o sistema da figura anterior.

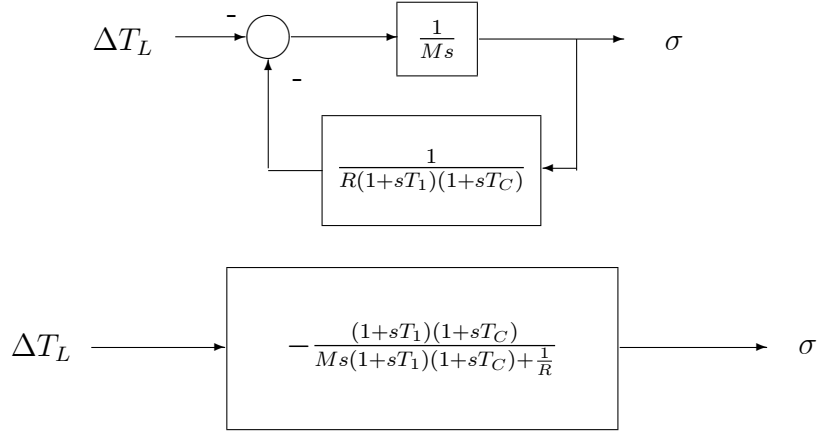


Figure 2.20: Diagrama de blocos anterior com ΔT_L como entrada.

$$\frac{\sigma(s)}{\Delta T_L(s)} = -\frac{(1+T_1s)(1+T_c s)}{Ms(1+T_1s)(1+T_c s) + 1/R} = F_{\sigma L}(s) \quad (2.62)$$

Supondo uma variação em degrau na carga, $\Delta T_L(s) = \frac{L}{s}$ e usando o teorema do valor final, obtêm-se o desvio de freqüência em regime:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \sigma(t) = \lim_{s \rightarrow 0} s F_{\sigma L}(s) \times \frac{L}{s} = -RL \quad (2.63)$$

A Fig. 2.21 mostra $\sigma(t)$ após uma variação em degrau em ΔT_L , para dois diferentes valores do estatismo, $R_2 > R_1$.

Em regime permanente, as variações da freqüência com a carga são em geral representadas em um diagrama $f \times P_L$, conhecido como *característica de carga-freqüência em regime permanente* (Fig. 2.22).

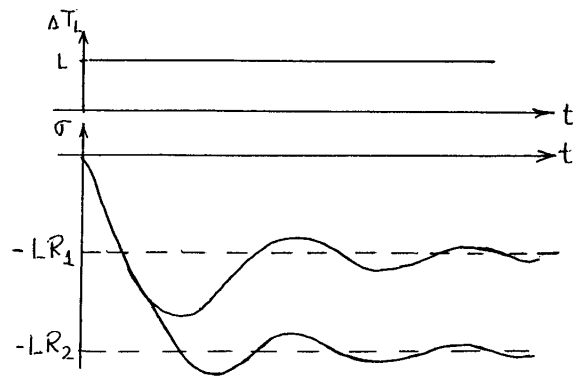


Figure 2.21: Resposta a um degrau em ΔT_L para valores diferentes de estatismo, $R_1 < R_2$.

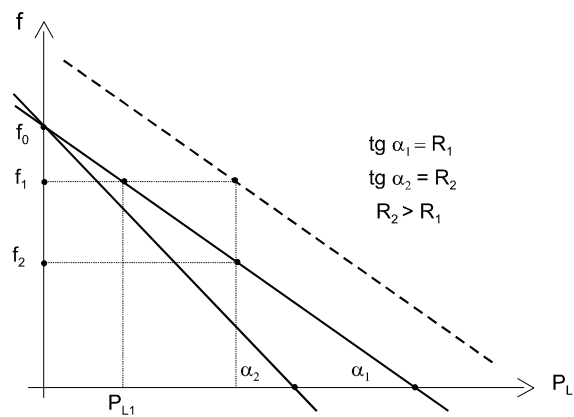


Figure 2.22: Característica carga-freqüência em regime permanente.

Nota-se que, com um regulador com queda de velocidade, e no caso de um sistema isolado, um aumento de carga provoca uma queda de frequência. Esta característica se contrapõe à do regulador isócrono, que é plana (isto é, em regime o erro de frequência é sempre nulo).

Com o regulador com queda de velocidade, a frequência é restabelecida ao seu valor nominal após uma variação de carga variando-se a referência do regulador (variador de velocidade). Isto tem o efeito de deslocar a característica paralelamente à posição anterior, conforme mostra a Fig. 2.22.

Interpretação do Parâmetro R (Estatismo)

Considere novamente o diagrama de blocos da Fig. 2.18. e suponha que $\rho = 0$ (referência mantida constante) e $\sigma(s) = \sigma_0/s$ (variação em degrau, de amplitude σ_0 , da velocidade). Aplicando-se o Teorema de valor final:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \eta(t) = \lim_{s \rightarrow 0} \left(-\frac{1}{R} \times \frac{1}{1 + T_1 s} \right) \times \frac{\sigma_0}{s} = -\frac{\sigma_0}{R} \quad (2.64)$$

Da Eq. (2.64) pode-se concluir que o valor em regime de desvio de velocidade expresso em p.u. que provocará uma variação na posição do êmbolo do servomotor de 1,0 p.u. é R . Como o valor de y_B normalmente usado é igual ao deslocamento do êmbolo da condição de vazio para plena carga, isto significa que, correspondentemente, a velocidade variará de seu valor em vazio para o valor a plena carga, este último sendo considerado o valor nominal base, w_B . Logo:

$$R = |\sigma_0| = \left| \frac{\Delta w}{w_B} \right| = \frac{w_{\text{vazio}} - w_B}{w_B} \quad (2.65)$$

Em razão do lado esquerdo da Eq. (2.65), o parâmetro R é alguma vezes referido como *regulação de velocidade*.

2.5.5. Regulador de Velocidade com Compensação de Queda Transitória

O comportamento peculiar das turbinas hidráulicas, que resulta da presença de um zero de sua função de transferência no semiplano direito, requer reguladores de velocidade com características especiais.

Se, no diagrama de blocos da Fig. 2.18, a FT da turbina a vapor for substituída pela FT da turbina hidráulica, pode-se verificar, à luz dos métodos de análise tais como lugar das Raízes e Diagramas de Bode, que o sistema só será estável para valores demasiado altos de estatismo (ver exercícios do final do capítulo). Valores de estatismo dentro da faixa usual normalmente provocam instabilidade, ou na melhor das hipóteses um comportamento transitório demasiado oscilatório. Isto advém do fato de que o ganho estático em malha aberta, $1/R$, é alto o suficiente para criar problemas a altas frequências.

É portanto necessário que se utilize alguma forma de compensação tal que o ganho seja reduzido a altas frequências (isto é, alta regulação a alta frequência) enquanto que, para baixas frequências, o ganho volta a assumir o valor ditado pelo estatismo em regime

permanente. Esta compensação pode ser obtida através de uma realimentação onde se utiliza um amortecedor hidráulico, conforme mostrado na Fig. 2.23.

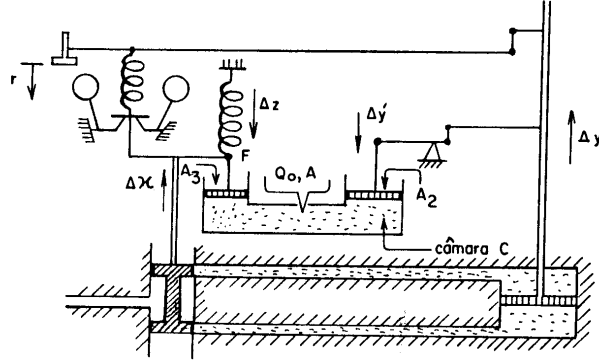


Figure 2.23: Regulador de velocidade com compensação de queda transitória.

Para variações lentas da posição da haste do servomotor, Δy , a vazão de óleo na câmara C , provocada pelo deslocamento Δy do pistão de área A_2 , é completamente drenada pela válvula agulha. Desta forma, o ponto F permanece estacionário, e o ganho de realimentação é determinado inteiramente pela realimentação rígida.

Por outro lado, para variações bruscas de Δy , o fluxo de óleo pela válvula agulha não é capaz de absorver a vazão provocada pelo movimento do pistão A_2 , o que implica em uma variação na posição do pistão A_3 e conseqüentemente do ponto F . O deslocamento de F é no sentido de reduzir a variação de x , o que equivale a reduzir transitariamente o ganho de realimentação.

Para obter a função de transferência desta realimentação transitória, considere inicialmente a aplicação da equação da continuidade na câmara C antes da válvula agulha:

$$A_2 \frac{d\Delta y'}{dt} = Q_0 - A_3 \Delta z \quad (2.66)$$

onde

A_2, A_3 : área dos pistões da câmara C ;

Q_0 : vazão de óleo na válvula agulha;

$\Delta y', \Delta z$: deslocamento dos pistões.

Se k_y é a relação entre os braços de alavanca que relaciona Δy e $\Delta y'$, então:

$$\Delta y' = k_y \Delta y \quad (2.67)$$

A vazão de óleo Q_0 é proporcional à pressão do óleo:

$$Q_0 = k_Q \Delta P \quad (2.68)$$

Por outro lado, a variação de pressão sobre o óleo está diretamente ligada ao esforço da mola, o que pode ser observado pela soma das forças que agem sobre o pistão de área A_3 , na posição de equilíbrio:

$$\Delta P.A_3 = -k_m.\Delta z \quad (2.69)$$

onde o sinal negativo advém do fato de que a força exercida pela mola é proporcional à compressão da mola, que tem sentido oposto ao estabelecido para Δz .

De (2.68) e (2.69):

$$Q_0 = -\left(\frac{k_Q k_m}{A_3}\right)\Delta z \triangleq -k_q \Delta z \quad (2.70)$$

Substituindo-se (2.67) e (2.70) em (2.66):

$$k_y A_2 \Delta y = -k_q \Delta z - A_3 \Delta \dot{z} \quad (2.71)$$

ou, aplicando a transformada de Laplace com condições iniciais nulas:

$$\Delta z(s) + \frac{A_3}{k_q} s \Delta z(s) = -\frac{k_y A_2}{k_q} s \Delta y(s) \quad (2.72)$$

Definindo-se:

$$k_4 \triangleq \frac{k_y A_2}{k_q} \quad e \quad T_d \triangleq \frac{A_3}{k_q}$$

obtêm-se:

$$\Delta z(s) = -\frac{s k_4}{1 + s T_d} \Delta y(s) \quad (2.73)$$

Como a variação de Δz reflete-se diretamente em Δx , a inclusão da realimentação transitória dada pela Eq. (2.73) altera o diagrama de blocos da Fig. 2.16 como indicado na Fig. 2.24.

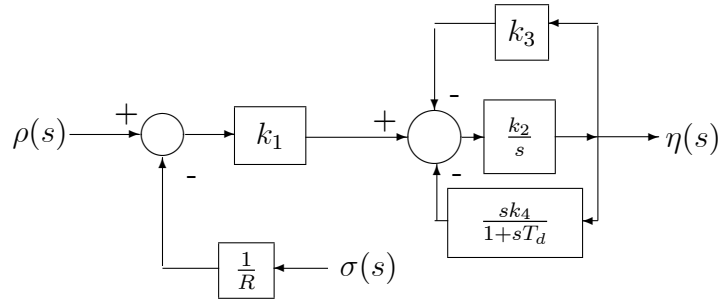


Figure 2.24: Diagrama de blocos detalhado de um regulador com queda de velocidade transitória

Da Eq. (2.73), observa-se que, para baixas frequências, o efeito de Δy sobre Δz é praticamente nulo, enquanto que, para altas frequências, Δz é proporcional a $-\Delta y$.

A função de transferência entre $\eta(s)$ e $\sigma(s)$ pode ser obtida da Fig. 2.24. Observa-se que $\eta(s)/\sigma(s)$ é uma *FT* de segunda ordem, que pode ser fatorada e colocada na forma:

$$\frac{\eta(s)}{\sigma(s)} = -\frac{1}{R} \times \frac{1 + sT_r}{(1 + sT_1)(1 + s\frac{r}{R}T_r)} \quad (2.74)$$

onde o parâmetro r é chamado *estatismo transitório* (em contraposição a R , designado *estatismo permanente*) e T_r é a *constante de tempo do amortecedor hidráulico* de realimentação.

A Fig. 2.25 apresenta a resposta no tempo do regulador com compensação transitória a uma variação em degrau na velocidade (ver Diagrama de Blocos na Fig. 2.26).

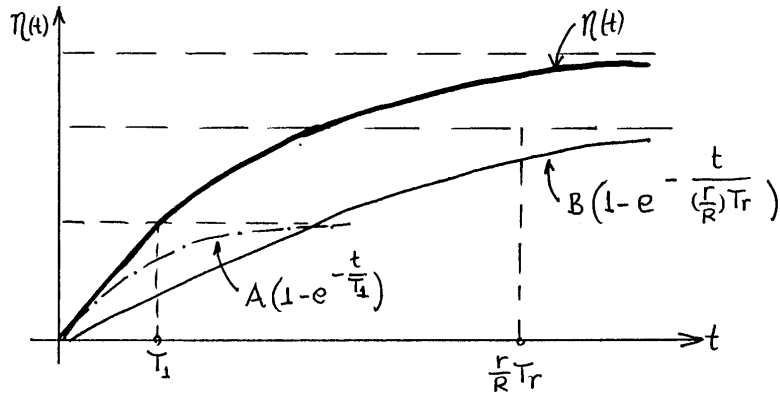


Figure 2.25: Resposta ao degrau de um regulador com compensação transitória.

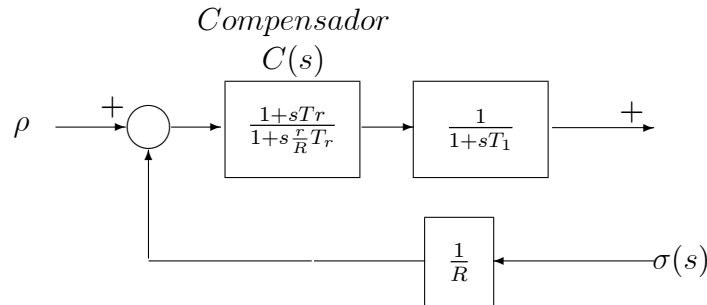


Figure 2.26: Diagrama de blocos de um regulador com compensação transitória

Observa-se que, para baixas frequências ($s \rightarrow 0$):

$$\frac{1}{R}C(s) \approx \frac{1}{R} \quad (2.75)$$

enquanto que, para altas frequências ($s \rightarrow \infty$),

$$\frac{1}{R}C(s) \approx \frac{1}{r} \quad (2.76)$$

Em geral, o estatismo transitório é maior que o estatismo permanente, de modo que o efeito da compensação é portanto o de reduzir o ganho durante o transitório.

2.6. Ajuste Convencional de Reguladores de Velocidade de Turbinas Hidráulicas

Como já mencionado, os reguladores de velocidade de turbinas hidráulicas exigem procedimentos de compensação, para fazer face à resposta inversa da turbina a altas frequências. Esta seção trata do ajuste de parâmetros para prover esta compensação. Conforme visto no Capítulo 2, a função de transferência típica de reguladores de velocidade tem a forma:

$$\frac{\eta(s)}{\sigma(s)} = -\frac{1}{R} \times \frac{1 + sT_r}{(1 + sT_1)(1 + s\frac{r}{R}T_r)}$$

Os parâmetros do compensador a serem ajustados para se obter um bom comportamento transitório são r e T_r . Este ajuste é em geral feito para o caso de sistema isolado, usando-se por exemplo técnicas de resposta em frequência para se obter valores adequados de margens de ganho e fase do sistema compensado. Entretanto, a partir de hipóteses simplificadoras conservativas, é possível se chegar a fórmulas generalísticas de ajuste para o estatismo transitório r e o parâmetro de tempo do zero, T_r , dadas por:

$$r = 2,5 \frac{T_W}{M} \quad (2.77)$$

$$T_r = \left[\frac{(r/R) - 1}{0,536(r/R)} + \sqrt{\left(\frac{(r/R) - 1}{0,536(r/R)}\right)^2 - \frac{R}{r}} \right] \times \frac{T_w}{0,4} \quad (2.78)$$

onde:

T_W = constante de tempo de partida da água;

$M = 2H$ constante de inércia da máquina, e

R = estatismo permanente.

As fórmulas acima fornecem um ajuste em geral estável, mas podem levar a uma resposta lenta do regulador. Ajustes mais eficazes exigem a utilização de métodos de projeto específicos, em geral realizados com base na resposta em frequência do sistema de controle de velocidade.