



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ  
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DE TUCURUÍ  
FACULDADE DE ENGENHARIA ELÉTRICA**

**PROJETO DE REGULADORES DE VELOCIDADE DE UMA  
UNIDADE GERADORA HIDRÁULICA (UGH) POR TÉCNICAS  
CONVENCIONAIS E ALOCAÇÃO POLINOMIAL EM RST**

**AMANDA DE OLIVERIA LEÃO**

**TUCURUÍ - PARÁ  
JULHO – 2013**

AMANDA DE OLIVEIRA LEÃO

# **PROJETO DE REGULADORES DE VELOCIDADE DE UMA MOTOR POR TÉCNICAS CONVENCIONAIS E ALOCAÇÃO POLINOMIAL EM RST**

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação apresentada ao colegiado da Faculdade de Engenharia Elétrica do Campus Universitário de Tucuruí da Universidade Federal do Pará como requisito final de avaliação para obtenção do título de Engenheiro Eletricista.

Orientador: Prof. MSc. Raphael Barros  
Teixeira

**TUCURUÍ – PARÁ  
JULHO – 2013**

AMANDA DE OLIVEIRA LEÃO

# **PROJETO DE REGULADORES DE VELOCIDADE DE UMA MOTOR ELÉTRICA POR TÉCNICAS CONVENCIONAIS E ALOCAÇÃO POLINOMIAL EM RST**

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação apresentada ao colegiado da  
Faculdade de Engenharia Elétrica do Campus Universitário de Tucuruí da  
Universidade Federal do Pará como requisito final de avaliação para obtenção do  
título de Engenheiro Eletricista.

BANCA EXAMINADORA  
01/07/2013

---

Prof. Msc. Raphael Barros Teixeira  
Universidade Federal do Pará – Campus Universitário de Tucuruí  
Orientador

---

Eng. Eletricista João Ferreira da Silva Filho  
Universidade Federal do Pará – Campus Universitário de Tucuruí  
Co-orientador

---

Dr. Domingos Sávio das Virgens Alves  
Universidade Federal do Pará – Campus Universitário de Tucuruí  
Membro da Banca

---

Msc. Jânio José de Lana  
Grupo Eletrobrás – Eletronorte  
Membro da Banca

**TUCURUÍ – PARÁ  
JULHO – 2013**

Dedico este trabalho:

À minha querida mãe, Lourdes pelos ensinamentos e por sempre dizer que a minha maior herança é o estudo, me incentivando para tal;

Ao meu pai Leovaldo, pelo grande amor e paciência dedicados a minha mãe, as minhas irmãs e a mim, minha eterna gratidão.

As minhas amadíssimas irmãs, Uricélia, Daniele e Mírian que tem me incentivado a sempre continuar.

Aos meus também amadíssimos irmãos, Reinaldo que em tempos de muita dificuldade foi um segundo pai para minhas irmãs e eu, Cleiton e Cleison pelo carinho e respeito.

Aos meus sobrinhos, Lídia que nos presenteou com Ana Shophia, Andrews, Renan e Beatriz que são o futuro da nossa família.

## Agradecimento

Agradeço a Deus por me ensinar através da sua palavra que *“a tribulação produz perseverança; e a perseverança, experiência; e a experiência, esperança”* (Rm. 5: 3 – 4). *“Que darei ao Senhor por todos os benefícios para comigo?”* (Sl 116: 12).

Ao meu cunhado Carlos, por ser um bom esposo para minha irmã e verdadeiro pai amável para minha sobrinha.

Aos meus pais na fé, Júlio e Leandra Rangel que me ensinaram valores Cristãos que certamente ensinarei aos meus filhos.

A minha amiga Keila, que em momentos difíceis mostrou-se uma verdadeira irmã.

Aos meus irmãos em Cristo da minha 1ª Igreja Presbiteriana de Parauapebas, que me ligavam que oraram por mim pela conclusão do Curso e para que o meu retorno fosse breve.

Ao meu parceiro no laboratório e amigo fiel, João Filho, pelas muitas vezes que quis desistir e sempre me deu força para continuar, meu muitíssimo obrigada.

Ao meu orientador o Professor Msc. Raphael Barros Teixeira que durante esses meses mostrou-se sempre disposto, paciente e interessado ao me mostrar o caminho que deveria ser seguido, que de pronto presenteou-me com sua amizade e sapiência.

Ao amigo Engenheiro Nielson, por compartilhar o seu conhecimento e a sua experiência, os quais contribuíram para conclusão deste trabalho.

Aos meus amigos e colegas da turma de 2008 e de todas as turmas que passei muito obrigada pelos momentos de risos que nos fazem esquecer por hora o quanto esse curso é difícil.

E por fim todos que de maneira direta ou indiretamente contribuíram para a conclusão deste curso.

## Resumo

Este trabalho, inicialmente apresenta uma base teórica dos principais componentes de uma Usina Hidrelétrica, componentes estes que estão ou não diretamente relacionados com a geração de energia, mas que são essenciais para manter a funcionalidade bem como a qualidade da geração de energia.

Também reúne os principais fundamentos e definições necessárias ao desenvolvimento do estudo de reguladores de velocidades, apresentando suas configurações físicas e definindo suas funções dentro do sistema.

Apresenta-se ainda a modelagem matemática da turbina hidráulica do tipo Francis, linear e não linear, do servoposicionador e o equacionamento do gerador síncrono direcionado as dinâmicas mecânicas do conjunto turbina-gerador. A partir destas modelagens e equacionamentos, tem-se o modelo dinâmico das partes necessárias para o projeto de reguladores de velocidades e simulação destes diante das dinâmicas apresentadas.

Então, diante da planta da turbina hidráulica do tipo Francis, do servoposicionador e da dinâmica mecânica do conjunto turbina-gerador, desenvolve-se o projeto dos reguladores de velocidade do tipo isócrono, PID (Proporcional Integral Derivativo) e RST (*Regulation, Sensitivity e Tracking*, Regulação, Sensibilidade e Rastreamento).

Para o controle feito pelo isócrono e o PID usa-se o método de projeto pelo Lugar Geométrico das Raízes (LGR). Onde se define os requisitos de projeto e busca-se a alocação dos pólos dominantes para satisfazer os requisitos desejados. Quanto ao RST, um controlador digital baseado na estrutura canônica RST e seus parâmetros são projetados pelo método de alocação polinomial, em que os requisitos de projeto definem os pólos dominantes gerando um polinômio que armazena as características desejadas e as impõe sobre o sistema.

Finalmente, as simulações para os reguladores projetados são analisadas. Onde se observa o desempenho destes frente às principais situações características da natureza da planta em seu funcionamento real, tais como: variações de velocidade, tomada e rejeição de carga. Neste ponto, faz-se uma análise dos resultados do regulador PID e RST diante da mesma situação.

**Palavras - chave:** Turbinas hidráulicas, controlador PID, controlador RST, controle digital, regulação de velocidade.

## Lista de Figuras

Figura 2.1. Vista em corte de uma Usina Hidrelétrica com Turbina Francis, adaptado de (Eletronorte, UGH de Tucuui).....	17
Figura 2.2. Reservatório UGH Tucuui (Eletronorte).....	18
Figura 2.3. Vertedouro da UGH de Tucuui (Eletronorte).....	19
Figura 2.4. Vista da Tomada D'água (Eletronorte).....	20
Figura 2.5. Comporta Ensecadeira, instalada na Usina Paulo Afonso IV, Bahia (www.chesf.gov.br) .....	20
Figura 2.6. Conduto Forçado, adaptado (Eletronorte) .....	21
Figura 2.7. Casa de Força I UGH Tucuui (Eletronorte).....	21
Figura 2.8. Sistema de Supervisão e Controle UGH Tucuui (Eletronorte).....	22
Figura 2.9. Vista aérea da Usina Hidrelétrica de Tucuui (www.eln.gov.br, 29/05/13) .....	22
Figura 2.10. Turbina Francis (www.voiht.com.br) .....	24
Figura 2.11. Vista em corte de uma Turbina Francis (Power Machines, 2004) .....	25
Figura 2.12. Turbina Kaplan (www.alstom.com.br) .....	25
Figura 2.13. Vista em corte de uma Turbina Kaplan (Power Machines, 2004) .....	26
Figura 2.14. Turbina Pelton (www.alstom.com.br) .....	27
Figura 3.1. Sistema Regulador de Velocidade (Mazzorana, 2008) .....	29
Figura 3.2. Diagrama de Blocos de um regulador Isócrono (Kundur, 1994).....	31
Figura 3.3. Diagrama de Blocos do regulador com Estatismo (adaptado de Kundur, 1994) .....	32
Figura 3.4. Divisão de cargas por duas unidades geradores de reguladores com Estatismo (Kundur, 1994) .....	33
Figura 3.5. Esquema de um Sistema Hidráulico de Atuação (adaptado de UGH Tucuui) .....	35
Figura 4.1. Diagrama de Blocos do conjunto de atuadores, adaptado de (Paolo,2009).....	37
Figura 4.2. Diagrama de Blocos de um modelo não-linear de Turbina Hidráulica (Kundur, 1994) .....	39
Figura 4.3. Diagrama de Blocos para as equações de swing do rotor (Kundur, 1994).....	41
Figura 5.1. Diagrama de Blocos de um Controlador Proporcional (adaptado de Ogata, 2006).....	42
Figura 5.2. Diagrama de Blocos de um Controlador Integral (adaptado de Ogata, 2006) .....	43
Figura 5.3. Diagrama de Blocos de um Controlador PID (adaptado de Ogata, 2006).....	45
Figura 5.4. Diagrama de Blocos de um Controlador RST (adaptado de Landau, 2006) .....	46
Figura 5.5. Localização dos pólos dominantes no plano z .....	51
Figura 6.1. Diagrama de Blocos com Regulador Isócrono.....	53
Figura 6.2. Lugar das Raízes sem Regulador Isócrono.....	55
Figura 6.3. Diagrama de Blocos do Sistema Servoposicionador, Turbina, Massa e Regulador Isócrono .....	55
Figura 6.4. Resposta ao Degrau de G(s) com Regulador Isócrono.....	56
Figura 6.5. Diagrama de Blocos com o Controlador PID .....	57
Figura 6.6. Resposta ao Degrau em MA.....	58
Figura 6.7. LGR de H(s) com PID .....	59
Figura 6.8. LGR do Sistema H(s) com PID .....	59
Figura 6.9. Resposta ao Degrau em MF com Controlador PID .....	60
Figura 6.10. Diagrama de Blocos com o Controlador RST.....	61
Figura 6.11. Resposta ao Degrau em MF com o Controlador RST.....	63
Figura 6.12. Resposta do Sistema com PID ao Degrau -0,1 pu e +0,15 pu (Velocidade).....	65
Figura 6.13. Resposta do Sistema com PID ao Degrau -0,1 pu e +0,15 pu (Sinais do Servoposicionador) .....	66
Figura 6.14. Resposta do Sistema com PID a Tomada de Carga de +0,2 pu e Rejeição de Carga de -0,1 pu (Velocidade e Potência) .....	67
Figura 6.15. Resposta do Sistema com PID a Tomada de Carga de +0,2 pu e Rejeição de Carga de -0,1 pu (Sinais do Servoposicionador) .....	68
Figura 6.16. Resposta do Sistema com RST ao Degrau -0,1 pu e +0,15 pu (Velocidade).....	69
Figura 6.17. Resposta do Sistema com RST ao Degrau -0,1 pu e +0,15 pu (Sinais do Servoposicionador).....	70

<i>Figura 6.18. Resposta do Sistema com RST a Tomada de Carga de +0,2 pu e Rejeição de Carga de -0,1 pu (Velocidade e Potência) .....</i>	<i>71</i>
<i>Figura 6.19. Resposta do Sistema com RST a Tomada de Carga de +0,2 pu e Rejeição de Carga de -0,1 pu (Sinais do Servoposicionador) .....</i>	<i>71</i>
<i>Figura 6.20. Resposta do Sistema com PID e RST a Variação de Velocidade, Rejeição de Carga de -0,1 pu e Tomada de Carga de +0,2 pu (Velocidade).....</i>	<i>72</i>
<i>Figura 6.21. Resposta do Sistema com PID e RST a Variação de Velocidade, Rejeição de Carga de -0,1 pu e Tomada de Carga de +0,2 pu (Potência) .....</i>	<i>73</i>
<i>Figura 6.22. Resposta do Sistema com PID e RST a Variação de Velocidade, Rejeição de Carga de -0,1 pu e Tomada de Carga de +0,2 pu (Servoposicionador).....</i>	<i>74</i>



## **Lista de Tabelas**

Tabela 6.1. Parâmetros do Sistema Servoposicionador, Turbina Hidráulica e Massa para o Controlador Isócrono.....	54
Tabela6.2. Parâmetros do Sistema Servoposicionador, Turbina Hidráulica e Massa .....	58
Tabela 6.3. Requisitos de Projeto Para o Sistema Controlado Pelo PID .....	58
Tabela 6.4. Requisitos de Projeto Para o Sistema Controlado Pelo RST .....	61

## Sumário

1	Introdução.....	13
1.1	Revisão Bibliográfica.....	15
2	Usina Hidrelétrica (UHE) .....	17
2.1	Usina Hidrelétrica (UHE) .....	17
2.1.1	Reservatório.....	18
2.1.2	Barragem .....	18
2.1.3	Sistema Extravasor.....	19
2.1.4	Tomada D'água .....	19
2.1.5	Comportas .....	20
2.1.6	Conduto Forçado .....	20
2.1.7	Tubo de Sucção.....	21
2.1.8	Canal de Restituição.....	21
2.1.9	Casa de Força .....	21
2.1.10	Sistema de Supervisão e Controle.....	21
2.2	Turbinas Hidráulicas .....	22
2.2.1	Turbina Francis .....	23
2.2.2	Turbina Kaplan.....	25
2.2.3	Turbina Pelton.....	26
3	Regulador de Velocidade (RV) .....	28
3.1	Regulador de Velocidade .....	28
3.2	Classificação dos Reguladores de Velocidade .....	30
3.2.1	Isócrono (sem estatismo).....	31
3.2.2	Estatismo Permanente (com Queda de Velocidade) .....	32
3.3	O Sistema Hidráulico de Controle .....	34
4	Modelagem.....	36
4.1	Servo Posicionador .....	36

4.2	Turbina.....	37
4.3	Dinâmica Mecânica da Máquina Síncrona.....	39
5	Controle.....	42
5.1	Ação de Controle Proporcional (P).....	42
5.2	Ação de Controle Integral (I).....	43
5.3	Ação de Controle Derivativo (D).....	44
5.4	Ação de Controle Proporcional Integral e Derivativo (PID).....	44
5.5	Controle Digital na Estrutura RST.....	45
5.6	Projeto do Controlador Digital RST por Alocação Polinomial de Pólos.....	48
5.7	Regulador Isócrono.....	52
6	Projetos e Resultados.....	53
6.1	Controlador Isócrono.....	53
6.2	Controlador PID.....	56
6.3	Controlador RST.....	60
6.4	Análise dos Resultados dos Controladores PID e RST.....	64
6.4.1	Resultados do Controlador PID.....	64
6.4.2	Resultados do Controlador RST.....	69
6.4.3	Resultados dos Controladores PID e RST.....	72
7	Conclusão.....	75
7.1	Propostas para Trabalhos Futuros.....	76
8	Bibliografia.....	77
	APÊNDICE.....	79
A.	Algoritmos em Matlab.....	79

# 1 INTRODUÇÃO

---

O Brasil é uma potência mundial em geração de energia elétrica com o emprego de usinas hidrelétricas, pois conta com a maior bacia hidrográfica do mundo. Segundo o balanço energético nacional realizado pelo Ministério de Minas e Energia no ano de 2008, cerca de 73,1% da produção nacional de energia elétrica do país é obtida através de centrais hidrelétricas, (ANEEL, 2008).

Em uma central hidrelétrica, a energia potencial hidráulica é convertida em energia mecânica, que por sua vez, é convertida em energia elétrica. Costuma-se utilizar máquinas elétricas síncronas para transformar essa energia mecânica em energia elétrica. Em uma máquina síncrona, o campo magnético induzido no rotor gira em conjunto com o mesmo, e o campo magnético induzido no estator gira em uma rotação proporcional à frequência elétrica, (Weg, 2013).

Atualmente a maior parte da energia elétrica consumida no mundo é de corrente alternada. O Operador Nacional do Sistema (ONS) exige padrões de qualidade, entre os quais a tensão e a corrente fazem parte deles e devendo atender um percentual de variação definido pelo próprio ONS. A variação de frequência entre nominal e real deve ser a mínima possível. Para conseguir que a frequência atenda essas exigências é necessário que as máquinas envolvidas na produção de energia elétrica, máquinas primárias, mantenham rotação constante e seus Reguladores de Velocidade sejam capazes de corrigir eventuais desvios de frequência dentro de um valor padrão, que no caso do Brasil é de 60 Hz.

O RV também tem a função de controlar o torque mecânico imposto a máquina primária com a finalidade de encontrar o equilíbrio entre a geração de energia elétrica com sua demanda e evitar assim o mínimo desvio de frequência da energia gerada. Além disso, ele também é responsável, pela qualidade de energia elétrica produzida. O RV é, por sua vez, constituído de sistemas hidráulico e elétrico, além de todos os componentes mecânicos.

Atualmente, a geração de energia elétrica é regulamentada pela Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL). A produção, portanto, depende da demanda, essa demanda é definida pelo ONS e deve ser atendida pelas usinas requeridas com qualidade e confiabilidade. Para isso, o sistema de regulação age sobre as

máquinas primárias fazendo a mudança no patamar da geração e atendendo as faixas de tolerância da qualidade da energia.

No campo da produção de energia elétrica, as conseqüências associadas com uma falha de um hidrogerador que influem em redução da capacidade de geração de energia elétrica, podem sofrer penalidades ou multas impostas pela legislação vigente. Na resolução nº 161, 20 de abril de 2001, da ANEEL, estabelece o valor mínimo dessa multa bem como o pagamento da energia elétrica que não foi produzida.

Na resolução nº 318, 06 de outubro de 1998, da ANEEL, tem-se que *“a inexecução parcial ou total de obrigações legais e contratuais, caracterizam, entre outras, por violação dos padrões de qualidade dos serviços, atrasos da entrada em operação das instalações está sujeita a suspensão temporária de participação de licitações para obtenção de novas concessões, permissões ou autorizações, bem como impedimento de contratos com ANEEL e de recebimento de autorização para serviços e instalações de energia elétrica”*.

Segundo a norma brasileira NBR 5462 (ABNT, 1994), a confiabilidade é definida como a *“capacidade de um item desempenhar uma função requerida sob condições especificadas, durante um intervalo de tempo”*. A determinação da confiabilidade deve indicar e melhorar a disponibilidade das unidades geradoras. A disponibilidade de um sistema está diretamente relacionada com a confiabilidade dos equipamentos que o compõem.

Essa mesma norma também institui a disponibilidade como sendo a *“capacidade de um item estar em condições de executar uma certa função em um intervalo de tempo determinado, levando-se em conta os aspectos combinados de sua confiabilidade, manutenibilidade e suporte de manutenção, supondo que os recursos externos requeridos estejam assegurados”*.

Para manter a confiabilidade e a disponibilidade em níveis elevados é necessário fazer manutenção. A manutenção deve ser compreendida como a atividade cuja função é manter ou retornar os equipamentos às suas condições operacionais especificadas em projeto. Ao longo dos últimos trinta anos, houve uma grande evolução no que diz respeito às técnicas e métodos de intervenção nos equipamentos. (NBR 5462, 1994).

## 1.1 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Turbinas hidráulicas são máquinas de fluxo de longa história. Vem sendo projetadas e colocadas em operação há cerca de duzentos anos. Inicialmente como substitutas das milenares rodas d'água no acionamento de moinhos, teares e pequenas manufaturas, hoje a utilização delas é destinada a quase que exclusivamente à geração de energia elétrica. Para este fim específico muitos estudos têm surgido.

Em Moraes, (2010) é dedicado todo um capítulo para tratar de Turbinas hidráulicas, suas características principais, os tipos de turbinas hidráulicas, onde são mais utilizadas e quais os métodos utilizados para escolha da turbina, bem como os reguladores de velocidade que cada turbina utiliza. Ainda é apresentado o equacionamento completo da dinâmica de um conduto forçado, e seu respectivo modelo não linear.

Ainda no que diz respeito a turbinas hidráulicas Costa (2003), se aprofunda mais em destacar as características das turbinas bem como o princípio de funcionamento das principais turbinas utilizadas (Francis, Kaplan e Pelton) e faz comparações de rendimento entre elas.

Além desses, ALSTOM (2010), apresenta os princípios básicos de funcionamento e operação de turbinas hidráulicas e seus sistemas de regulação de velocidade para turbinas hidráulicas.

O estudo das turbinas hidráulicas tem como objetivo conhecer a planta hidráulica com o intuito de representar sua dinâmica. A preocupação com a representação da dinâmica tem início a partir do crescimento e interligação de sistemas, surgindo grandes sistemas, de amplas complexidades. Devido à complexidade de tais desses sistemas, há uma necessidade da representação autêntica de seus componentes, a fim de que as simulações contemplem todas as possíveis interações existentes entre os diversos elementos que constituem o sistema. O estudo de turbinas hidráulicas também envolve o modelo dos seus Reguladores de Velocidades entre outros assuntos abordados.

Com relação à modelagem das turbinas hidráulicas, Kundur, (1994) apresenta todo o equacionamento do sistema hidráulico de uma usina hidrelétrica começando pelo equacionamento completo do conduto forçado, bem como a função

de transferência contemplando um modelo simplificado de turbinas hidráulicas conhecido como modelo linear até o modelo não linear, mais completo e real assim como o modelo de seu respectivo RV e seu sistema hidráulico de controle.

Ainda no que diz respeito ao RV, Kundur (1994), apresenta RV sem estatismo, isócronos, e com estatismo permanente, além de uma análise da sua modelagem e comportamento até a identificação de parâmetros.

Barra, et. al, (2010), também apresenta a modelagem matemática de turbinas hidráulicas desde o modelo linear até o não linear, modelagem do RV e uma análise desde o regulador Isócrono, sem estatismo, até os reguladores com estatismo permanente, ainda é apresentado parâmetros reais da UHE de Tucuruí utilizados nas simulações deste trabalho. É apresentada também a modelagem do sistema hidráulico de controle.

Em Marchioro, (2012) é feito o estudo analítico e matemático para o desempenho de sistemas hidráulicos de acionamento, tais como: servossistemas hidráulicos.

Ainda em Nise, (2009) e Ogata, (2003) é realizado o estudo da construção de controladores com ação Proporcional, Integral, Derivativa e controladores que fazem uso dessas três ações de controle Proporcional Integral Derivativa, conhecidos como controladores PID.

Landau, (2006), propõe um método de projeto de controladores com dois graus de liberdade, regulação e rastreamento, na estrutura RST que combina a técnica de alocação de pólos ao perfil desejado para as funções.

## 2 USINA HIDRELÉTRICA (UHE)

O intuito deste capítulo é apresentar uma base teórica necessária para a compreensão dos principais componentes que fazem parte de uma UHE, bem como apresentar os conceitos básicos relacionados com a geração de energia hidrelétrica. Buscando identificar os principais componentes de uma instalação, ainda serão descritos os tipos de turbinas existentes e a aplicação de cada uma, bem como o detalhamento dos principais componentes de uma turbina hidráulica do tipo Francis devido à mesma ser o objeto de estudo deste trabalho.

### 2.1 USINA HIDRELÉTRICA (UHE)

Uma central hidrelétrica é um complexo arquitetônico que tem como principal objetivo transformar a energia potencial hidráulica de um rio ou de uma represa em energia elétrica.

Ela é composta principalmente por uma Turbina Hidráulica, que transforma a energia cinética de movimento da água em energia mecânica; acoplado ao eixo da Turbina um Gerador Síncrono que transforma a energia mecânica em energia elétrica e por um Sistema de Regulação de Velocidade, o qual é responsável por manter a velocidade angular do conjunto turbina geradora dentro das condições normais de operação aumentando ou diminuindo a potência elétrica gerada em função da variação de carga do sistema elétrico (Kundur, 1994). Na figura 2.1, é ilustrada uma vista em corte de uma usina hidrelétrica.

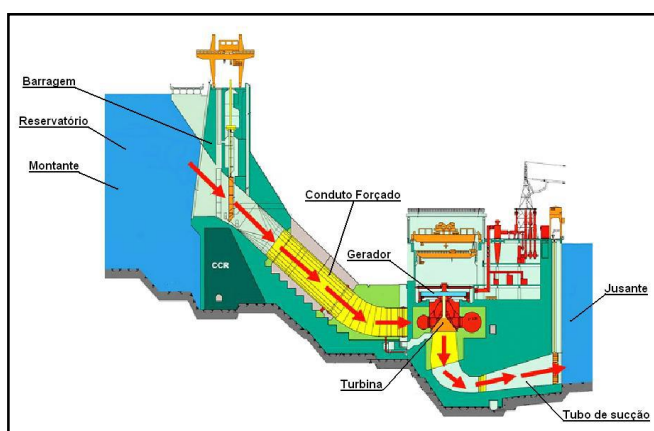


Figura 2.1. Vista em corte de uma Usina Hidrelétrica com Turbina Francis, adaptado de (Eletronorte, UGH de Tucuruí)

Além dessas partes constituintes, ela também é formada pelos seguintes componentes:



### 2.1.1 Reservatório

Acumula água por meio de barragem garantindo uma cota de água e compensando períodos de estiagem. O reservatório é construído em um nível mais alto do que a turbina.



*Figura 2.2. Reservatório UGH Tucuruí (Eletrobrás/Eletronorte)*

### 2.1.2 Barragem

Pode ser definida como sendo um elemento estrutural, construída transversalmente à direção de escoamento de um curso d'água, destinado à criação de um reservatório artificial de acumulação de água para determinados fins, criando um desnível local.

As barragens podem ser classificadas em diferentes tipos, de acordo com seu objetivo, seu projeto hidráulico e os tipos de matérias empregados na construção: Barragem de Terra; Barragem de Enrocamento; Barragem em Arco e Barragem Mista.

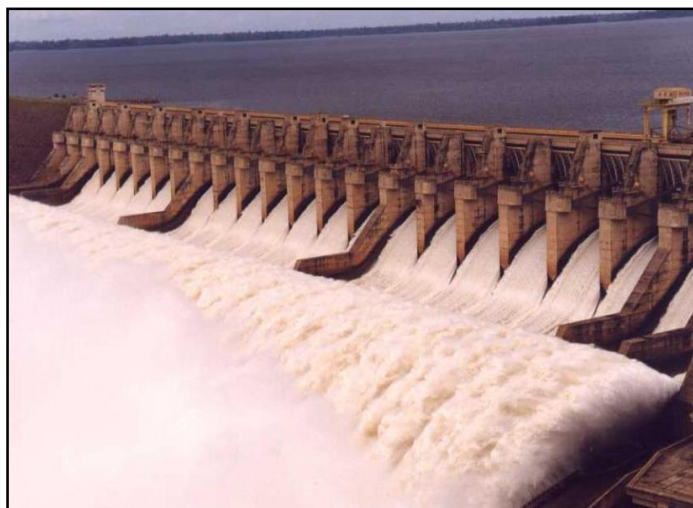
A barragem da UHE de Tucuruí, objeto de nosso estudo, é do tipo Mista, sua estrutura é composta de um núcleo de terra compactada, revestido com placas de concreto. A figura 2.3 observa-se essa característica.



*Figura 2.3. Barragem de terra e enrocamento UHE Tucuruí (Eletrobrás/Eletronorte)*

### **2.1.3 Sistema Extravasor**

Projetado e construído com o objetivo de escoar o excesso d'água acumulado pelo reservatório, evitando o risco do nível d'água atingir a crista da barragem. Faz parte do sistema extravasor: comportas de vertedouro, stop-logs e sistema de acionamento das comportas (em geral, hidráulico). Sendo o vertedouro da UHE de Tucuruí composto por 23 comportas, 580m e é do tipo salto de esquí, (Eletrobrás/Eletronorte)



*Figura 2.3. Vertedouro da UGH de Tucuruí (Eletrobrás/Eletronorte)*

### **2.1.4 Tomada D'água**

Destinada a captar água necessária ao funcionamento das turbinas hidráulicas. A tomada d'água deve conter dispositivos para eliminar ou reter o material sólido transportado pela água que poderiam danificar as turbinas.

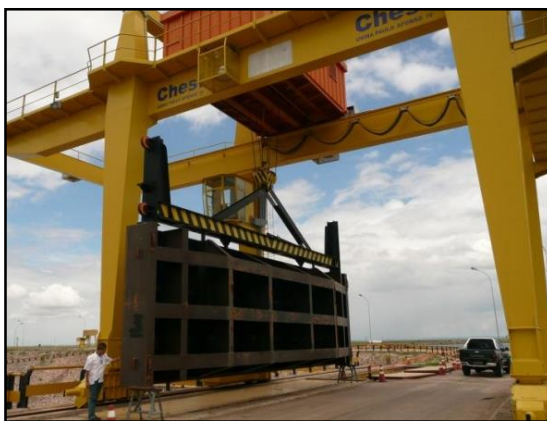
Elas podem ser de superfície ou afogadas. Faz parte da tomada d'água: adutores (condutos forçados), comportas, stop-logs e sistemas de acionamento.



*Figura 2.4. Vista da Tomada D'água (Eletrobrás/Eletronorte)*

### **2.1.5 Comportas**

Equipamento que permite o controle da vazão de água em reservatórios, limpeza de reservatórios, manutenção de equipamentos, tomada d'água, etc. Podem ser de vários tipos: comporta setor (vertedouro), comporta segmento (tomada d'água), comporta ensecadeira (stop-log) entre outras.



*Figura 2.5. Comporta Ensecadeira, instalada na Usina Paulo Afonso IV, Bahia ([www.chesf.gov.br](http://www.chesf.gov.br))*

### **2.1.6 Condutos Forçado**

Dutos de alta pressão, usados no transporte de água do reservatório até as turbinas de uma usina hidrelétrica.

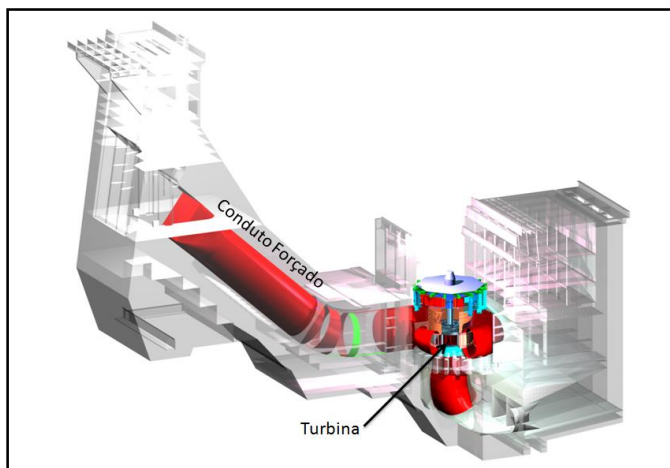


Figura 2.6. Conduto Forçado, adaptado (Eletrobrás/Eletronorte)

### 2.1.7 Tubo de Sucção

Interliga a saída da turbina ao canal de restituição.

### 2.1.8 Canal de Restituição

Devolve a água turbinada ao leito do rio. Dimensionado para que a água, após passar pela turbina, retorne ao leito do rio favorecendo o desempenho da turbina.

### 2.1.9 Casa de Força

Local onde normalmente se abriga o conjunto turbina-gerador e associados tais como regulador de velocidade, regulador de tensão, serviços auxiliares, sala de controle e outros. Conforme Figura 2.7.



Figura 2.7. Casa de Força I UGH Tucuruí (Eletrobrás/Eletronorte)

### 2.1.10 Sistema de Supervisão e Controle

Sistema digital aberto e distribuído que permite a supervisão e controle do sistema a partir de uma interface humana.



Figura 2.8. Sistema de Supervisão e Controle UGH Tucuruí (Eletrobrás/Eletronorte)

A figura 2.9. mostra a Usina Hidrelétrica de Tucuruí com indicações de algumas das principais partes citadas.



Figura 2.9. Vista aérea da Usina Hidrelétrica de Tucuruí ([www.eln.gov.br](http://www.eln.gov.br), 29/05/13)

## 2.2 TURBINAS HIDRÁULICAS

As turbinas hidráulicas são máquinas com a finalidade de transformar a energia cinética do escoamento contínuo da água, em energia mecânica, (Moraes, 2011).

Em função de suas características intrínsecas, cada turbina tem sua aplicação específica. Assim a escolha do tipo de turbina baseia-se nas características do aproveitamento, como a altura da queda e a vazão disponível.

Podem ser classificadas como turbinas de reação e de ação. Sendo as turbinas de reação aquelas em que o trabalho mecânico é obtido pela transformação das energias cinética e de pressão da água em escoamento, através do rotor. Essas turbinas são as mais usuais no Brasil e cobrem uma faixa de queda média (10 a 600

m) para as instalações hidrelétricas (Voith, 2013). Elas podem ser do tipo Kaplan ou Francis.

E as turbinas de ação são aquelas em que o trabalho mecânico é obtido pela transformação da energia cinética da água em escoamento, através do rotor. Essas turbinas são operadas sobre pressão atmosférica por jato livre, é geralmente utilizada em usinas cuja altura d'água é maior do que 250 m, embora seja também utilizada para alturas menores, sendo por isto, muito mais comuns em países montanhosos, (Costa, 2003). As turbinas que se enquadram nesta definição são as turbinas Pelton.

### **2.2.1 Turbina Francis**

A turbina Francis foi idealizada em meados do século XIX, pelo engenheiro inglês James Bicheno FRANCIS (1812-1892), desde a sua primeira concepção muitos aperfeiçoamentos foram feitos, tanto em termos hidráulicos, mecânicos como de instalação, (ALSTOM, 2010).

Estas turbinas se utilizam em quedas úteis superiores aos 20 m até 400 m, e possuem uma grande adaptabilidade a diferentes quedas. A usina hidrelétrica de Itaipu assim como a usina hidrelétrica de Tucuruí, a grande maioria das usinas do sistema Chesf, Furnas e outras no Brasil funcionam com turbinas tipo Francis com cerca de 100 m de queda d'água, (Costa, 2003). Este tipo de turbina é responsável por aproximadamente 80% da energia produzida pelo sistema elétrico brasileiro, (ALSTOM, 2010).

Atualmente são aplicadas a pequenos e grandes aproveitamentos hidrelétricos, podendo ultrapassar a potência unitária de 750 MW. Uma turbina Francis é composta basicamente de caixa espiral, distribuidor, rotor e tubo de sucção. A água é conduzida da barragem até a caixa espiral pelo conduto forçado. Entre a caixa espiral e o rotor da turbina, tem-se o distribuidor, composto por um conjunto de palhetas móveis. Após passar pelo distribuidor, a água passa pelo rotor, e é conduzida até o canal de fuga pelo tubo de sucção (ALSTOM, 2010). A imagem 2.10 ilustra uma turbina Francis com as partes citadas apontadas.



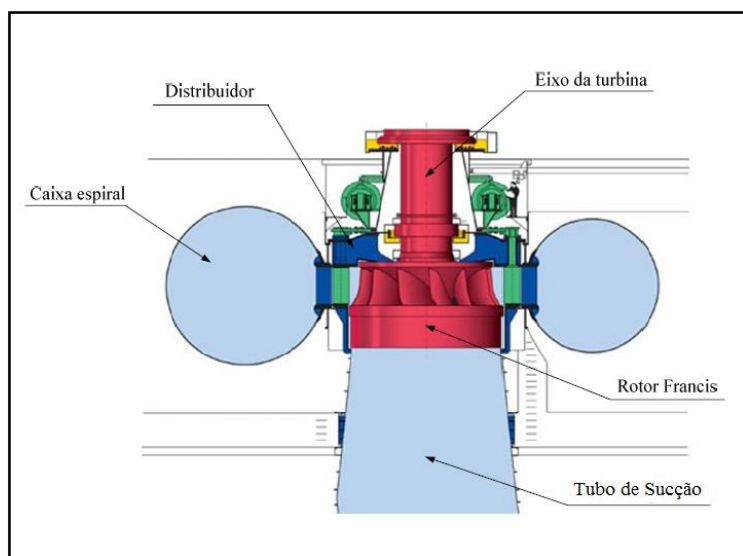


Figura 2.10. Turbina Francis ([www.voiht.com.br](http://www.voiht.com.br))

A principal função da caixa espiral é permitir que a vazão que passa pelo conduto forçado seja igualmente distribuída por toda a circunferência de entrada do distribuidor. Já o distribuidor, é formado por um conjunto de palhetas que têm a função de controlar o fluxo que passa pela turbina. Estas palhetas são movimentadas conjuntamente através de um anel de comando, que é acionado por servomotores. Através do controle do distribuidor, controla-se a vazão que passa pela turbina, e, conseqüentemente, a potência mecânica gerada.

Após a passagem da água pelo distribuidor, esta se choca diretamente com as pás do rotor (turbina), onde a potência hidráulica é transformada em potência mecânica, ou seja, força proveniente da pressão e da vazão da água sobre as pás do rotor e a inércia das partes rotativas do mesmo faz com que ele gire em torno do seu eixo. Este eixo é apoiado sobre mancais radiais e axiais para permitir o correto movimento de rotação do rotor da turbina. A figura 2.11 apresenta uma vista em corte de uma turbina Francis.

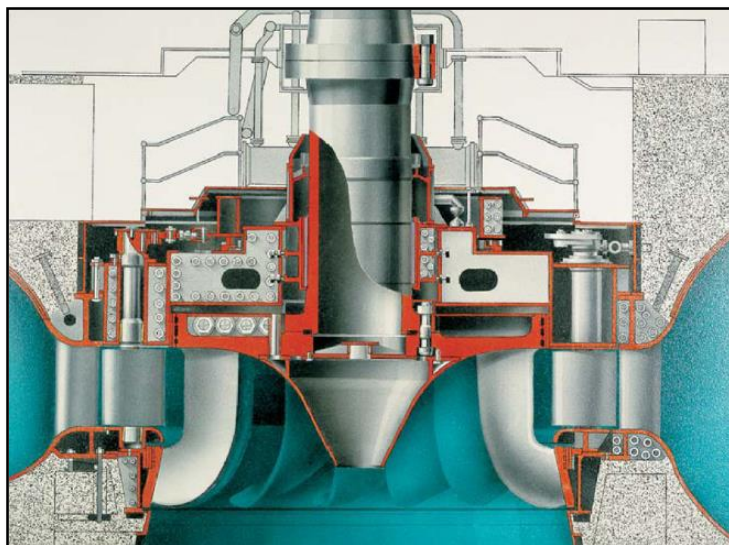


Figura 2.11. Vista em corte de uma Turbina Francis (Power Machines, 2004)

### 2.2.2 Turbina Kaplan

As turbinas Kaplan são turbinas de reação, geralmente empregadas em aproveitamentos de baixa queda (entre 10 e 60m) e grandes volumes de água. (ALSTOM, 2010). São bastante semelhantes às turbinas Francis, uma vez que possuem caixa espiral, distribuidor e tubo de sucção. As grandes diferenças entre elas estão no rotor, nas turbinas Kaplan, este se assemelha a um propulsor de navio (similar a uma hélice), e a velocidade da água através da turbina é maior que nas turbinas Francis. A figura 2.12 apresenta a configuração básica de uma turbina Kaplan.

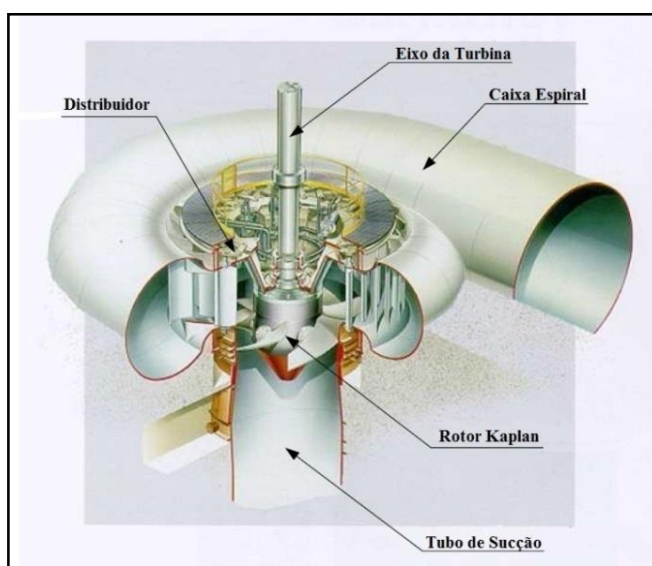
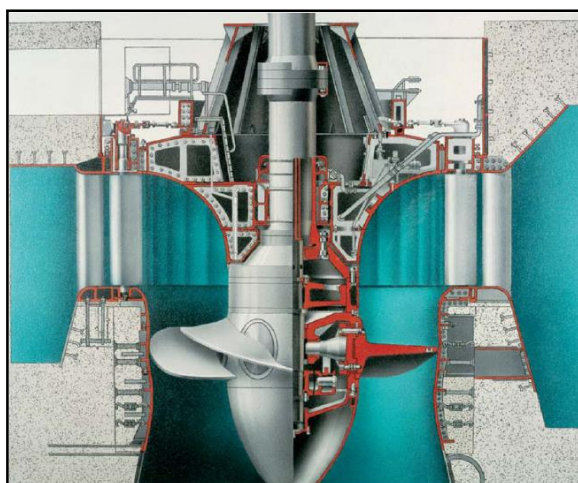


Figura 2.12. Turbina Kaplan (www.alstom.com.br)

O rotor da turbina Kaplan possui quatro a seis pás, embora um número maior de pás possa ser utilizado para alturas de quedas maiores. Quando essas pás



são fixas diz-se que a turbina é do tipo hélice. Se as pás são móveis, diz-se que a turbina é do tipo Kaplan. O ângulo dessas pás é ajustado através de um servomotor hidráulico, usualmente instalados no núcleo do rotor. O acionamento dessas pás é conjugado ao das palhetas do distribuidor, de modo que para uma determinada abertura do distribuidor, corresponde a um determinado valor de inclinação das pás do rotor, que por sua vez é comandado a partir do regulador de velocidade. O objetivo desse acoplamento assegura máxima eficiência de operação. A figura 2.13 apresenta uma vista em corte de uma turbina Kaplan.



*Figura 2.13. Vista em corte de uma Turbina Kaplan (Power Machines, 2004)*

### **2.2.3 Turbina Pelton**

As Turbinas Pelton são constituídas fisicamente por uma roda munida de pás dispostas em círculo (rotor) e de um injetor (ou mais de um) que desempenha o papel de distribuidor, este pode ser horizontal ou vertical. Cada pá é formada de duas conchas dispostas simetricamente em relação ao plano mediano da roda. Nelas não há um sistema de palhetas móveis, e sim um bocal com uma agulha móvel, semelhante a uma válvula. O controle da vazão é feito por este dispositivo. A potência mecânica fornecida por estas turbinas é regulada pela atuação nas válvulas de agulha dos injetores. Na figura 2.14 são indicadas as características citadas, (ALSTOM, 2010).

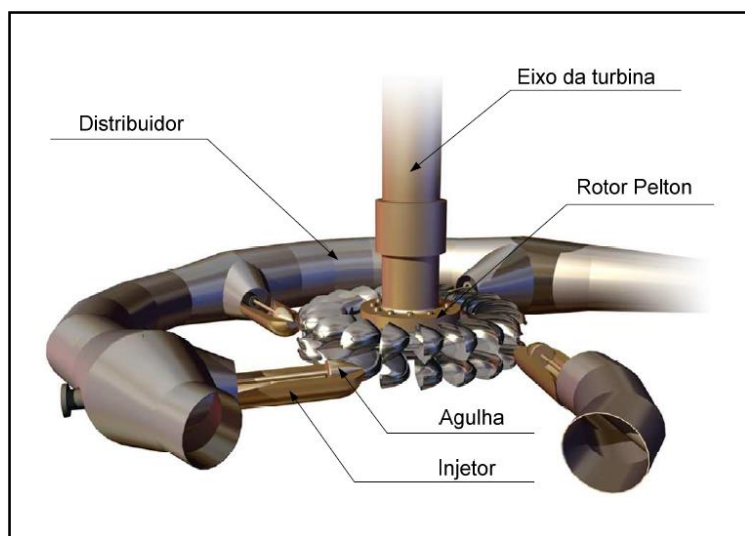


Figura 2.14. Turbina Pelton ([www.alstom.com.br](http://www.alstom.com.br))

O número normal de bocais varia de dois a seis, igualmente espaçados angularmente para garantir um balanceamento dinâmico do rotor. Dependendo da potência que se queira gerar podem ser acionados os seis, ou apenas cinco, quatro, etc.

A regulação de velocidade de turbinas Pelton é realizada ajustando-se o fluxo de água nos injetores através de válvulas de agulha que podem ser deslocadas longitudinalmente a fim de variar a abertura do injetor, podendo ser comparadas à regulação do fluxo de água em certos tipos de mangueiras de jardim.

### 3 REGULADOR DE VELOCIDADE (RV)

---

Um sistema de potência tem uma característica inerente de alcançar um novo ponto de equilíbrio quando ocorre um desbalanço momentâneo entre a carga e a geração, esta regulação pode levar o sistema a níveis de operação inaceitáveis e tornar-se, portanto necessária a atuação de um controle que auxilie na condução do sistema a um novo ponto de equilíbrio mais favorável.

Por esta razão as unidades são dotadas de mecanismos de regulação de velocidade automáticas que atuam no sentido de aumentar ou diminuir a potência gerada quando a frequência se afasta da frequência de referência. Esta primeira fase de controle em uma unidade de geração hidráulica é denominada de Regulação Primária, (Kundur, 1994).

Este capítulo tem como objetivo principal reunir os principais fundamentos e definições necessárias ao desenvolvimento do estudo proposto, em particular o RV, apresentando suas configurações físicas e definindo suas funções dentro do sistema.

#### 3.1 REGULADOR DE VELOCIDADE

Dentre os subsistemas que atuam conjuntamente com a turbina hidráulica, o regulador de velocidade, é um sistema de controle automático cuja função principal é manter a rotação da turbina constante para que o gerador forneça energia ao sistema elétrico dentro da faixa de tolerância estipulada pelo ONS, que no caso do Brasil é de 60 Hz, e assim, atendendo os padrões de qualidade da energia exigidos, (Mendonza, 2006).

A ação deste controle é comandar a abertura ou fechamento das pás do distribuidor (palhetas diretrizes) através de servomotores que são cilindros com pistões movimentados com óleo pressurizado, abrindo ou fechando, regulando a vazão de água que chega ao rotor, fazendo com que o sistema hidrogerador gere a energia elétrica demandada pelo ONS, (Hidalgo, 2010).

O controle do óleo admitido no servomotor é feito por uma válvula chamada válvula distribuidora que por sua vez é comandada através de transdutor eletro-hidráulico que converte os sinais elétricos oriundos da malha de controle de

velocidade em comandos hidráulicos, que à menor tendência de variação de velocidade movimentará a haste da válvula no sentido de admitir óleo, seja para fechamento ou abertura do distribuidor da turbina.

Também é função do regulador propiciar a partida da unidade levando-a desde a rotação nula até a rotação nominal através da abertura do distribuidor da turbina. A parada da turbina também cabe ao RV, (Barra, et.al, 2010).

Quando houver uma rejeição de carga, com parada parcial, o RV deve ser capaz de manter o conjunto turbina-gerador com rotação nominal para que seja conectado novamente ao sistema elétrico. Se a rejeição de carga for com parada total o RV deverá efetuar a parada da unidade, (Futikami, et. al, 2003).

Finalmente, como ultima atribuição do regulador de velocidade, ele deve ser capaz de ajustar a potência ativa para o caso de tomada ou alívio de carga do sistema elétrico e provocar abertura ou fechamento automático do distribuidor quando sua velocidade (ou freqüência) se afastar do valor de referência. Ele também é responsável pela correta distribuição de potência entre as máquinas de um sistema multimáquinas, conforme sua característica de estatismo (Yesid, 2006). Na figura 3.1 destacam-se alguns elementos de um sistema de regulação de velocidade.

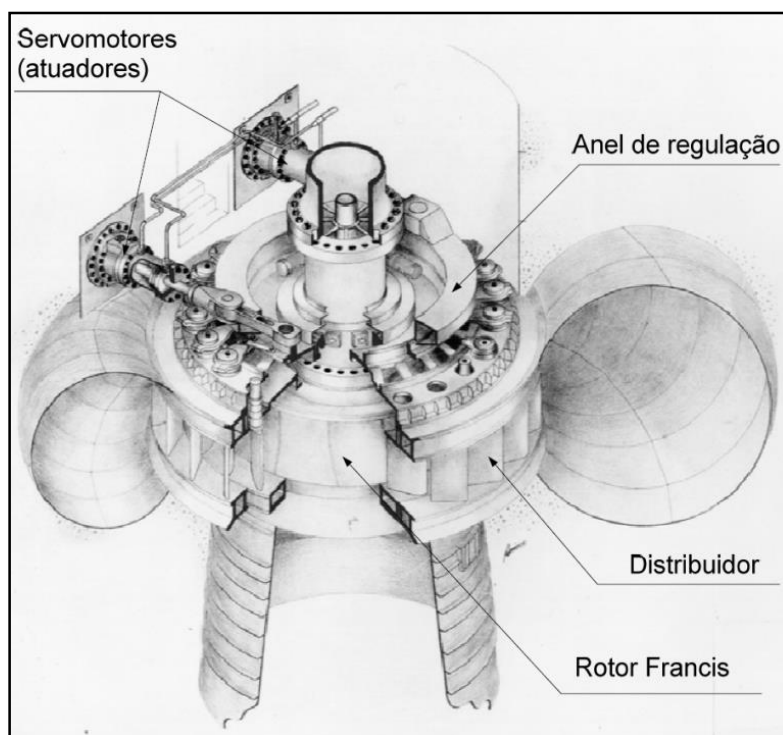


Figura 3.1. Sistema Regulador de Velocidade (Mazzorana, 2008)

### 3.2 CLASSIFICAÇÃO DOS REGULADORES DE VELOCIDADE

Quanto à natureza dos componentes: Os reguladores de velocidade são classificados em três tipos:

- Mecânico: São reguladores de velocidade em que todos os seus estágios são puramente mecânicos.
- Mecânico Hidráulico: São reguladores de velocidade em que seus estágios são constituídos por elementos mecânicos e circuitos hidráulicos.
- Eletro – Hidráulico: são reguladores de velocidade em que seus estágios são constituídos de circuitos elétricos e hidráulicos, (Manual Neyrpic ELN, 1983).

Quanto ao princípio de funcionamento: Os reguladores de velocidade são classificados em dois tipos:

- Tacométrico: são reguladores de velocidade cujo sinal de erro é função do desvio de frequência.
- Acelero-Tacométrico: são reguladores de velocidade, cujo sinal de erro é função do desvio de frequência e da derivada, ou seja, a aceleração angular.

Pela terminologia de controle de servomecanismo, dizemos que o regulador tacométrico é de ação PI, isto é, de ação proporcional e integral e o regulador Acelero-Tacométrico é de ação PID, isto é, tem ação proporcional e integral e derivativa, (ALSTOM, 2010).

Quanto à característica de regulação: Os reguladores de velocidade apresentam diferentes características com relação à resposta em regime permanente após uma variação de carga, ou seja, o erro de frequência após uma variação de carga. O comportamento transitório associado a cada característica pode exigir a modificação do regulador para melhorar a resposta transitória.

Basicamente os reguladores podem ser classificados como isócrono (sem estatismo) ou com estatismo permanente (com queda de velocidade), como segue, (Kundur, 1994).

### 3.2.1 Isócrono (sem estatismo)

Este regulador mantém teoricamente constante a velocidade da turbina e trabalha satisfatoriamente quando um gerador está alimentando uma carga isolada ou quando somente um gerador em um sistema multigerador é necessário para responder a variações de carga, (Costa, 2012).

Um regulador isócrono tem seu funcionamento como um integrador como mostra a figura

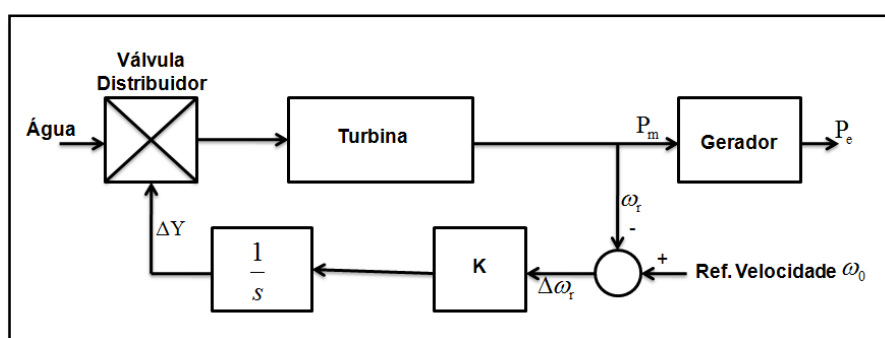


Figura 3.2. Diagrama de Blocos de um regulador Isócrono (Kumdur, 1994)

Onde,  $\omega_0$  a velocidade de referência,  $\omega_r$  a velocidade do rotor,  $\Delta\omega_r$  o erro,  $P_m$  a potência mecânica,  $P_e$  a potência elétrica e  $Y$  a posição de abertura da válvula.

O valor medido da velocidade do rotor é comparado com uma velocidade de referência. O erro é amplificado e integrado para produzir um sinal de controle  $\Delta Y$  que atua na válvula principal de alimentação. Por causa do controlador integral,  $\Delta Y$  vai alcançar um novo regime somente quando o erro  $\Delta\omega_r$  for zero.

Apesar deste regulador manter a velocidade da turbina constante (isocronismo), independentemente da carga dentro dos limites de sua capacidade, ele não é usado em sistemas interligados, pois nesse caso há necessidade de uma divisão apropriada de carga entre as máquinas do sistema. Além disso, devido à sua única posição de equilíbrio, esse tipo de regulador apresenta tendências de instabilidade, (ALSTOM, 2010).

Os reguladores isócronos não podem ser usados quando existem duas ou mais unidades conectadas ao mesmo sistema, pois cada gerador teria que possuir a mesma velocidade de referência. Por outro lado, eles disputariam um com o outro, cada um tentando controlar a frequência do sistema pela sua referência. Para divisão de uma carga estável entre duas ou mais unidades operando em paralelo, os

reguladores são providos com uma característica que a velocidade cai à medida que a carga aumenta, (Costa, 2012).

### 3.2.2 Estatismo Permanente (com Queda de Velocidade)

Esse tipo de regulador apresenta uma característica de queda de velocidade para que se tenha uma divisão estável da carga entre duas ou mais unidades geradoras operando em paralelo, (Barra, et. al, 2010).

A queda de velocidade ou característica de regulação pode ser obtida pela adição de uma malha de realimentação em paralelo ao integrador do regulador isócrono, como na figura 3.3.

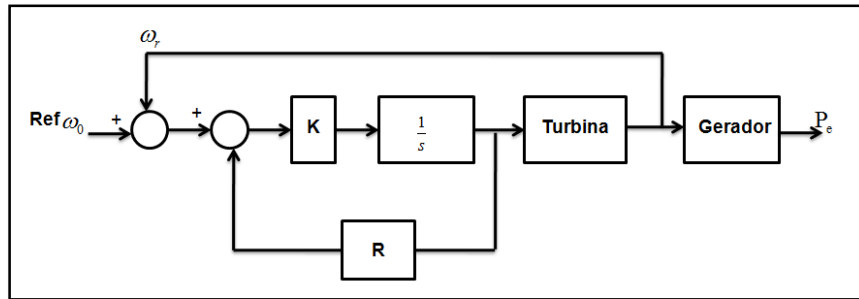


Figura 3.3. Diagrama de Blocos do regulador com Estatismo (adaptado de Kundur, 1994)

Este tipo de regulador é caracterizado como um controlador proporcional e apresenta um erro de  $-\frac{1}{R}$  em regime permanente visto na equação 3.2.2.1, (Barra, et. al, 2010).

$$\Delta P = -\frac{1}{R} \Delta f \quad (3.2.2.1)$$

O valor de  $R$  determina a velocidade em regime permanente versus a característica da carga da unidade geradora. A relação de desvio de velocidade,  $\Delta\omega_r$ , ou o desvio de frequência,  $\Delta f$ , para variar a posição de abertura da válvula,  $\Delta Y$ , ou da potência,  $\Delta P$ , é igual a  $R$ . Este parâmetro refere-se à regulação ou estatismo, e pode ser expresso por, (Ferreira, 2009):

$$R(\%) = \frac{\text{Percentual de variação de Velocidade ou Frequência}}{\text{Percentual de Variação de Potencia de Saída}} \times 100 \quad (3.2.2.2)$$

Se dois ou mais geradores com regulador com característica de estatismo estão conectadas a um mesmo sistema de potência, haverá somente um único valor de frequência no qual eles vão dividir o aumento de carga. Considere duas unidades com características de estatismo, que estejam inicialmente à frequência nominal,

com saídas  $P_1$  e  $P_2$ . Então, se uma carga aumenta a saída, até elas alcançarem uma nova e comum frequência de operação  $f$ , a quantidade de carga distribuída para cada unidade depende da característica de estatismo, (Kundur, 1994).

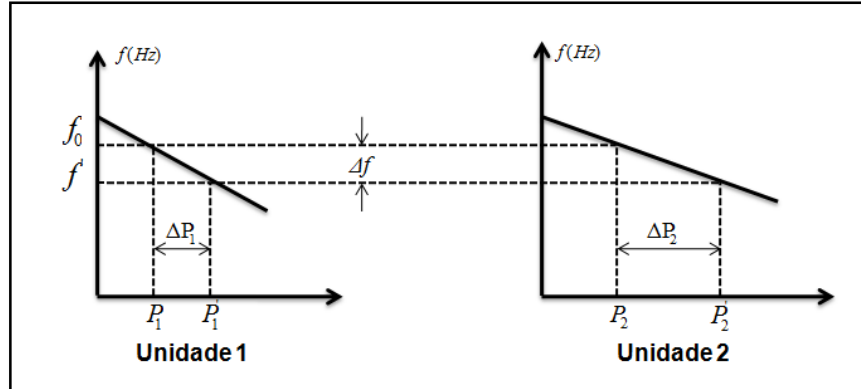


Figura 3.4. Divisão de cargas por duas unidades geradoras de reguladores com Estatismo (Kundur, 1994)

A figura 3.4 apresenta duas unidades geradoras com estatismo  $R_1$  e  $R_2$ , sendo  $R_1 > R_2$ . Inicialmente o sistema está operando a uma frequência nominal  $f_0$ , e cada máquina gerando  $P_1$  e  $P_2$ . Quando temos um aumento de carga  $\Delta P_d$  os reguladores farão com que a potencia mecânica de cada gerador aumente até se unir a um novo ponto de equilíbrio com um novo valor de frequência. A parcela do aumento de geração que cada gerador absorverá, dependerá do estatismo de cada maquina e pode ser calculado através das relações, (Kundur, 1994):

$$\begin{cases} \Delta P_{d1} = P_1' - P_1 = \frac{-\Delta f}{R_1} \\ \Delta P_{d2} = P_2' - P_2 = \frac{-\Delta f}{R_2} \\ \Delta P_{d1} + \Delta P_{d2} = \Delta P_d = -\left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}\right) \Delta f \end{cases} \quad (3.1.3.3)$$

A utilização de reguladores de velocidade com estatismo supera os inconvenientes dos reguladores isócronos, ou seja, os problemas de estabilidade e repartição de carga. No entanto, como consequência da característica estática do regulador, a frequência não retorna ao valor nominal permanecendo no sistema um erro de frequência proporcional ao montante de desequilíbrio de potência ocorrido. É desejável que o sistema seja capaz de manter o seu equilíbrio dentro de erros de frequência admissíveis. Para solucionar este inconveniente é necessário introduzir na estrutura do regulador de velocidade um segundo estágio de regulação, que constitui a chamada regulação secundária. Este estágio de regulação não será abordado neste trabalho e é mais detalhado em (Kundur, 1994).



### 3.3 O SISTEMA HIDRÁULICO DE CONTROLE

Um sistema hidráulico pode ser definido como um conjunto de elementos físicos convenientemente associados que, utilizam um fluido como meio de transferência de energia, permite a transmissão e controle de forças e movimentos (Marchioro, 2012). No Brasil, por vezes é utilizado o termo “sistema óleo-hidráulico” quando se deseja referir ao condicionamento de fluido para se obter energia mecânica útil (ALSTOM, 2010).

Atualmente, devido ao grande desenvolvimento tecnológico e científico associado ao tema, os sistemas hidráulicos encontram aplicação nos mais variados ramos, desde o uso cotidiano, como em veículos de passeio, até em servomecanismos de usinas hidrelétricas.

Normalmente um sistema de posicionamento hidráulico é composto por um atuador hidráulico comandado por uma eletroválvula que controla o sentido e intensidade de vazão de óleo para o atuador, de acordo com um sinal elétrico aplicado à válvula. Neste contexto, as válvulas proporcionais ou servomotor apresentam grande vantagem devido à possibilidade de assumir posições intermediárias entre seus pontos extremos, dependendo do sinal elétrico de acionamento.

Para o sistema de controle do distribuidor de uma usina hidrelétrica que consiste em geral de vários equipamentos, os principais componentes deste subsistema são: válvula eletro-hidráulica, válvula distribuidora e servomotor. Este conjunto comanda a posição das pás do distribuidor através do sinal de controle do regulador de velocidade (Barra, et. al, 2010). Além desses, outros equipamentos são usados no processo, como válvula de alívio, bomba, acumulador e filtros para controle da qualidade do óleo. Todos estes equipamentos estão interligados através de uma tubulação rígida. Os cilindros e válvulas de controle do sistema são apresentados na figura 3.5.

O sinal de controle é gerado com base em um sinal de tensão ou corrente, e é aplicado na bobina da válvula piloto que transforma esse sinal em um deslocamento, que por sua vez alimenta uma câmara da válvula distribuidora, fornecendo a força necessária para movimentá-la e assim gerar o escoamento do fluido até o atuador que recebe óleo sob pressão e de acordo com o fluido hidráulico

recebido, abre ou fecha de forma mais rápida ou lentamente, movimentando o anel distribuidor, e conseqüentemente as pás do distribuidor (Moraes, et. al, 2009).

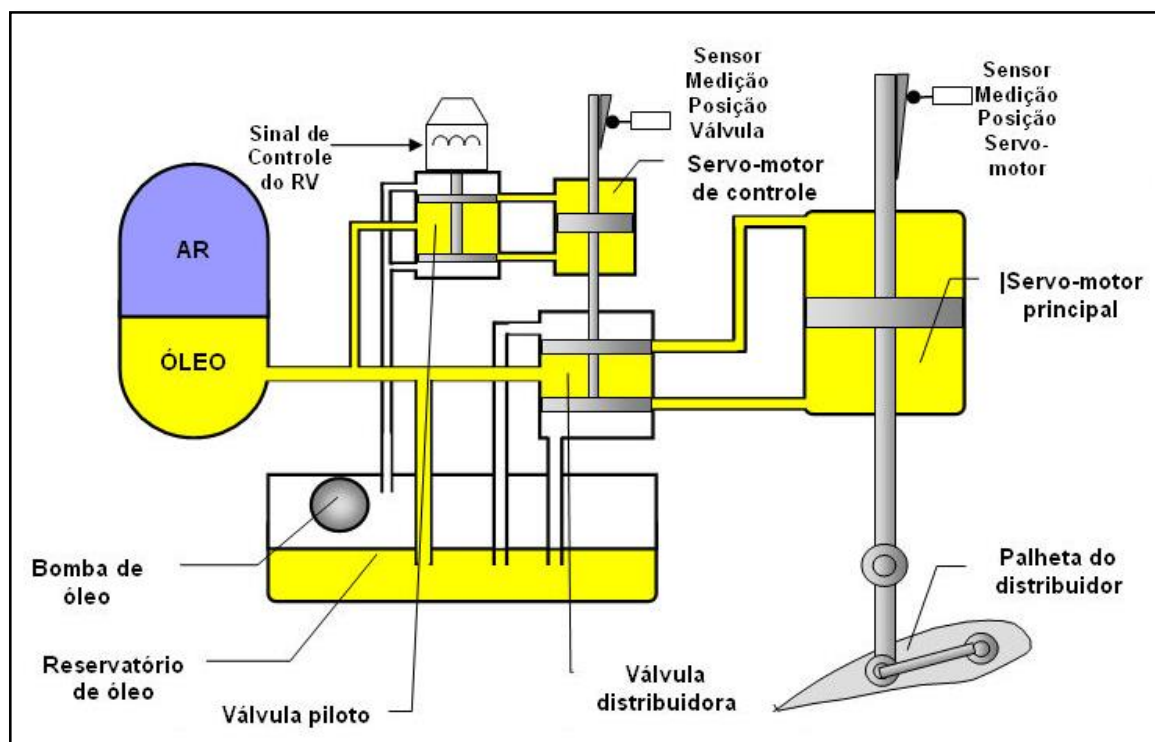


Figura 3.5. Esquema de um Sistema Hidráulico de Atuação (adaptado de UGH Tucuruí)

## 4 MODELAGEM

---

Após classificar as turbinas hidráulicas e apresentar alguns dos sistemas que compõem uma usina hidrelétrica, será dado início ao processo de modelagem do sistema hidráulico e do servoposicionador que atua para posicionar o distribuidor da turbina.

### 4.1 SERVO POSICIONADOR

A modelagem do conjunto de atuadores, responsável pela abertura e fechamento do distribuidor da turbina, pode ser encontrada em (Kundur, 1994). Ele é constituído pelos seguintes elementos básicos: uma válvula piloto hidráulica e um servoposicionador. A válvula piloto, comandada por sinais elétricos vindo do regulador de velocidade, controla o sentido e o fluxo de fluido hidráulico; o servo posicionador, de acordo com esse fluxo, comanda diretamente os movimentos do distribuidor da turbina.

Segundo (Kundur, 1994) o modelo simplificado da função de transferência que representa o servo posicionador também pode representar a válvula e é dada por:

$$\frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{K}{s} \quad (4.1.1)$$

Ou seja, o conjunto válvula e servo posicionador é um integrador com um ganho.

O diagrama em blocos do conjunto de atuadores é mostrado na figura 4.1 sendo os parâmetros constantes assim definidos:

$K$  = ganhos dos atuadores;

$t_g$  = constante de tempo resultante para o servo-motor principal e válvula distribuidora;

$t_p$  = constante de tempo resultante para o servo-motor piloto e válvula piloto;

$u$  = sinal de controle;

$g_{m\acute{a}x}$  = deslocamento máximo do servo-motor e

$g_{\min}$  = deslocamento mínimo do servo-motor;

$g$  = sinal de saída correspondente à abertura real do distribuidor.

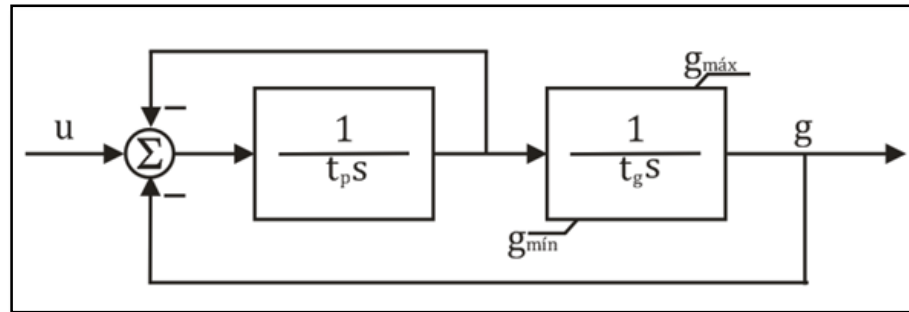


Figura 4.1. Diagrama de Blocos do conjunto de atuadores, adaptado de (Paolo, 2009)

A seguinte simplificação ainda pode ser feita na modelagem do servoposicionador, quando  $t_p \ll t_g$  o diagrama da figura 4.1 pode ser representada pela função de transferência mostrada na equação 4.1.2.:

$$\frac{X_1(s)}{U(s)} = \frac{1}{t_g s + 1} \quad (4.1.2)$$

## 4.2 TURBINA

Para a determinação de um modelo de turbina hidráulica para o controle de velocidade, apenas a dinâmica da água no conduto forçado é considerada. Levando em consideração que o conduto forçado não é muito longo, se a água for considerada incompressível e a tubulação inelástica, é possível se chegar a um modelo dinâmico mais simples para o conduto forçado e turbina. Assim, supondo que essas considerações são atendidas, (Barra, et. al, 2010) tem-se:

$$U = K_u G \sqrt{H} \quad (4.2.1)$$

onde,

$U$  = velocidade da água no conduto forçado;

$G$  = posição do distribuidor;

$H$  = queda hidráulica no distribuidor;

$K_u$  = constante de proporcionalidade.

Para o modelo clássico de uma turbina hidráulica a função transferência será (Kundur, 1994):

$$\frac{\Delta \bar{P}_m}{\Delta \bar{G}} = \frac{1 - T_w s}{1 + \frac{1}{2} T_w s} \quad (4.2.2)$$

A equação 4.2.2 apresenta a variação da potência em função de uma variação na abertura do distribuidor, o parâmetro  $T_w$  é o tempo de partida da água (Kundur, 1994) e o mesmo varia com a carga.

O modelo definido na equação 4.2.2 representa a dinâmica da turbina para pequenas variações em torno de um ponto de operação, e é ideal para estudos simplificados, pois permite uma visão imediata das características básicas do sistema hidráulico (Barra, et. al, 2010).

Porém quando se levam em conta os efeitos de compressibilidade da água e elasticidade das paredes do conduto forçado, a modelagem do conduto forçado e turbina hidráulica tornam-se complexa. Neste caso faz-se necessário considerar o caráter distribuído da tubulação hidráulica, resultando em um modelo não linear de equações que segundo (Kundur, 1994), são as seguintes:

$$\begin{aligned} \bar{G} &= A_t \bar{g} \\ \bar{H} &= \left( \frac{\bar{U}}{\bar{G}} \right) \\ \bar{U} &= \frac{1}{T_w s} \left( \overline{H_0} - \bar{H} \right) \\ \bar{P}_m &= \bar{H} (\bar{U} - \bar{U}_{NL}) \\ \bar{T}_m &= \bar{P}_r \frac{\bar{P}_m}{\bar{\omega}} \end{aligned} \quad (4.2.3)$$

onde,

$\bar{g}$  = abertura real do distribuidor;

$\bar{G}$  = abertura ideal do distribuidor;

$\bar{U}$  = velocidade da água na turbina;

$\bar{U}_{nl}$  = velocidade da água com a turbina rodando sem carga;

$\bar{H}$  = queda hidráulica no distribuidor;

$\bar{H}_0$  = valor de regime inicial;

$\overline{P}_m$  = potência mecânica da turbina;

$\overline{\omega}$  = velocidade do conjunto turbina – gerador;

$\overline{T}_m$  = torque mecânico da turbina;

$\overline{A}_t$  = ganho da turbina;

$\overline{T}_w$  = tempo de partida da água;

$\overline{P}_r$  = potência base da turbina em valor por unidade (p.u.), dada por:

$$\overline{P}_r = \frac{KW_{base}(turbina)}{KW_{base}(gerador)} \quad (4.2.4)$$

Ao obter o conjunto de equações que definem as características não lineares da turbina hidráulica e coluna d'água, apresentam-se na forma de diagrama de blocos na figura 4.2 essas equações (Kundur, 1994).

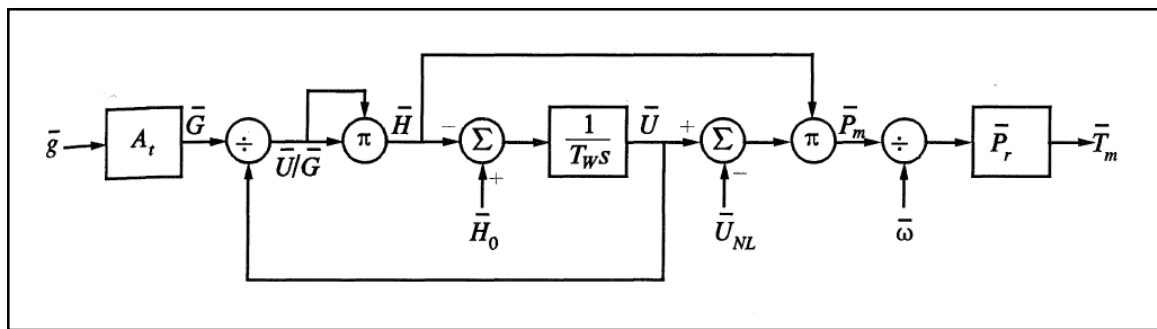


Figura 4.2. Diagrama de Blocos de um modelo não-linear de Turbina Hidráulica (Kundur, 1994)

### 4.3 DINÂMICA MECÂNICA DA MÁQUINA SÍNCRONA

Quando ocorre um desbalanço momentâneo entre a carga e a geração, a diferença entre o torque elétrico e o torque mecânico atuando no eixo de uma máquina síncrona, resultará em um torque acelerante,  $T_a = T_m - T_e$ , que irá acelerar ou retardar o movimento rotativo do rotor da máquina síncrona, de acordo com a seguinte equação de movimento rotacional, (Kundur, 1994):

$$J \frac{d\omega_m}{dt} = T_m - T_e \quad (4.3.1)$$

Onde  $\omega_m$  é a velocidade angular mecânica do rotor (em radianos mecânicos por segundo),  $T_m$  e  $T_e$  são torques mecânico e elétrico aplicados ao eixo da máquina síncrona (em N.m) e  $J$  é o momento de inércia combinada das partes girantes da

máquina síncrona e da turbina (em kg.m<sup>2</sup>). Na equação 4.3.1 o tempo é dado em segundos.

Algumas dificuldades numéricas podem ser encontradas na solução das equações diferenciais que modelam a dinâmica do sistema. Dessa forma, torna-se mais conveniente expressar as grandezas em valores por unidade (p.u). Além disso, há uma razão prática para a utilização da dessa representação é que, em sistemas de potência, algumas grandezas operam sempre muito próximas de seus valores nominais, (Kundur, 1994).

Segundo (Kundur, 1994), a equação 4.3.1 pode ser normalizada em termos de uma constante de inércia  $H$ , a qual é definida como sendo a razão entre a energia cinética da parte girante, na velocidade nominal de rotação, e o valor da potência base ( $S_b$ ), apresentado na equação 4.3.2:

$$H = \frac{\text{energia cinética armazenada em velocidade síncrona (MJ)}}{\text{potência nominal da máquina (MVA)}} \quad (4.3.2)$$

Logo,

$$H = \frac{1}{2} \frac{J \omega_{m0}^2}{S_b} \quad (4.3.3)$$

Utilizando-se a equação 4.3.3, o momento de inércia  $J$ , poderá, então, ser expresso na equação 4.3.4.

$$J = \frac{2H}{\omega_{m0}^2} S_b \quad (4.3.4)$$

Substituindo o valor de  $J$ , dado na equação 4.3.4, na equação 4.3.1, resulta em:

$$2H \frac{d}{dt} \left( \frac{\omega_m}{\omega_{m0}} \right) = \frac{T_m}{\left( \frac{S_b}{\omega_{m0}} \right)} - \frac{T_e}{\left( \frac{S_b}{\omega_{m0}} \right)} \quad (4.3.5)$$

Defini-se então a grandeza base para o torque como sendo  $T_b = \frac{S_b}{\omega_{m0}}$ , a equação de movimento 4.3.1 assume a seguinte forma em valores p.u.:

$$2H \frac{d\bar{\omega}_r}{dt} = \bar{T}_m - \bar{T}_e \quad (4.3.5)$$

Onde  $\bar{\omega}_r$  é a velocidade angular do rotor (em radianos elétricos por segundo). Para obtenção da equação 4.3.5, utilizou-se a relação entre a velocidade angular mecânica ( $\omega_m$ ) e elétrica ( $\omega_r$ ) do rotor, expressa na equação 4.3.6:

$$\frac{\omega_m}{\omega_{m0}} = \frac{\frac{\omega_r}{n_p}}{\frac{\omega_0}{n_p}} = \frac{\omega_r}{\omega_0} = \bar{\omega}_r \quad (4.3.6)$$

Onde  $\omega_0 = 2\pi f_0$  é a freqüência angular síncrona, e  $n_p$  é o número de par de pólos do enrolamento de campo da máquina síncrona.

Seja  $\delta$  a posição angular do rotor da máquina síncrona (em radianos) medida em relação a um fasor de referencia girando a velocidade síncrona  $\omega_0$ . O ângulo  $\delta$  é definido tal que seu valor seja constante sempre que o sistema estiver em regime permanente (ou seja, quando  $\omega_r = \omega_0$ ), logo:

$$\frac{d\delta}{dt} = \omega_r - \omega_0 = \omega_0 \left( \frac{\omega_r}{\omega_0} - 1 \right) = \omega_0 (\bar{\omega}_r - 1) = \omega_0 \Delta \bar{\omega}_r \quad (4.3.5)$$

Onde o ângulo  $\delta$  é expresso em radianos.

Portando, a dinâmica do rotor será governada pelo conjunto de equações diferenciais, já expressas em p.u. (Kundur, 1994):

$$\frac{d\bar{\omega}_r}{dt} = \frac{1}{2H} (\bar{T}_m - \bar{T}_e - D\Delta \bar{\omega}_r) \quad (4.3.5)$$

$$\frac{d\delta}{dt} = \omega_0 \Delta \bar{\omega}_r \quad (4.3.5)$$

Onde  $D$  é o coeficiente de amortecimento.

Assim sendo as equações de movimento, em sua forma p.u., podem ser representadas pelo diagrama da figura 4.3. Neste diagrama, a variável  $s$  é o operador da transformada de Laplace, (Kundur, 1994).

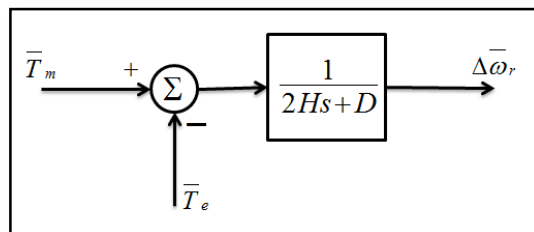


Figura 4.3. Diagrama de Blocos para as equações de swing do rotor (Kundur, 1994)



## 5 CONTROLE

A maioria dos controladores utiliza eletricidade ou fluidos sobre pressão como fontes de potência. Desta forma, controladores podem ter suas funções de transferência implementada através de circuitos eletrônicos, circuitos hidráulicos e pneumáticos. Entretanto, é cada vez mais comum a utilização de controladores digitais utilizados em conjunto com conversores eletro-hidráulicos ou pneumáticos caso sejam necessários.

Neste capítulo, as ações de controle básicas utilizadas em controladores industriais e o seu desempenho em regime permanente são apresentados.

### 5.1 AÇÃO DE CONTROLE PROPORCIONAL (P)

Na ação de controle proporcional, a relação entre a saída do controlador e o sinal de erro é apenas um ganho, sendo representada pela equação 5.1.1. A função de transferência pode ser verificada na equação 5.1.2.

$$u(t) = K_P e(t) \quad (5.1.1)$$

$$\frac{U(s)}{E(s)} = K_P \quad (5.1.2)$$

Onde  $K_P$  é denominado ganho proporcional,  $U(s)$  é amplitude do sinal de controle e  $E(s)$  é o sinal de erro.

O diagrama de bloco deste tipo de controlador está ilustrado na figura 5.1.

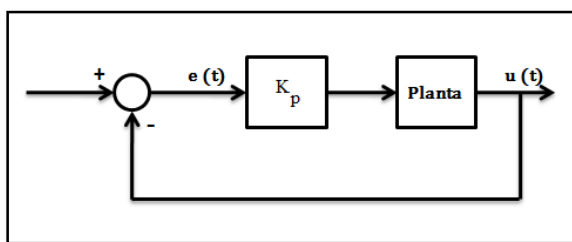


Figura 5.1. Diagrama de Blocos de um Controlador Proporcional (adaptado de Ogata, 2006)

O controle proporcional apresenta dois inconvenientes que devem ser levados em conta. O primeiro diz respeito ao que ocorre quando o erro é nulo, nesse caso teríamos uma saída nula.

A outra consideração importante é com relação ao erro em regime permanente que a saída apresenta. Como o controlador proporcional necessita de

um erro para apresentar uma saída de controle, toda vez que o erro nulo é alcançado, sua ação de controle cessa. Isso faz com que a variável controlada mude seu valor, fazendo com que um erro apareça e o controlador volte a operar, ou seja, sempre haverá um pequeno erro em regime, (Ogata, 2006) e (Nise, 2009).

Esse erro pode ser eliminado se for incluída no controlador uma ação de controle integral.

## 5.2 AÇÃO DE CONTROLE INTEGRAL (I)

Para eliminar o erro residual do sistema de controle, a resposta do controlador deve ser mudada. A saída do controlador proporcional é proporcional ao erro. O controlador integral tem uma saída cuja taxa de variação é proporcional ao erro; enquanto houver erro a saída do controlador muda. Quando o erro é levado à zero, a saída não sofre mais mudanças, mantendo o valor que foi necessário para eliminar o erro, (Ogata, 2006) e (Nise, 2009).

Na ação de controle integral, como o próprio nome diz, possui um integrador na sua malha de controle, o valor da ação de controle  $u(t)$  varia proporcionalmente ao sinal de erro  $e(t)$ :

$$u(t) = K_i \int_0^t e(t) dt \quad (5.2.1)$$

Após a aplicação da Transformada de Laplace, sua função de transferência pode ser representada como:

$$\frac{U(s)}{E(s)} = \frac{K_i}{s} \quad (5.2.2)$$

onde,  $K_i$  é o ganho integral.

Se o valor de  $e(t)$  dobra, então o valor de  $u(t)$  varia duas vezes mais rápido. Se  $e(t) = 0$  o valor de  $u(t)$  permanece estacionário.

O diagrama de bloco deste tipo de controlador está ilustrado na figura 5.2.

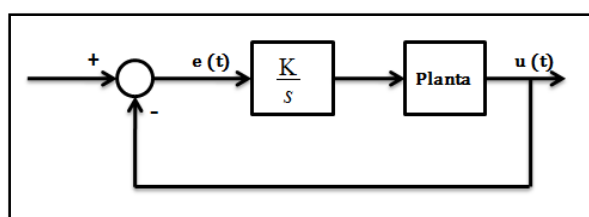


Figura 5.2. Diagrama de Blocos de um Controlador Integral (adaptado de Ogata, 2006)

A ação de controle integral, embora remova o erro residual ou erro estacionário, pode conduzir a uma resposta oscilatória com uma amplitude que decresce lentamente ou mesmo uma amplitude sempre crescente, ambas em geral indesejáveis (Nise, 2009).

### 5.3 AÇÃO DE CONTROLE DERIVATIVO (D)

Na ação de controle derivativo, a amplitude de correção é proporcional à amplitude do desvio e uma grande taxa de variação provoca um grande sinal de correção mesmo que o erro seja pequeno, entretanto se o erro não variar, o sinal de correção é nulo (Ogata, 2006).

$$e(t) = T_d \frac{du(t)}{dt} \quad (5.3.1)$$

A função de transferência, após aplicação da transformada de Laplace, é dada por:

$$\frac{U(s)}{E(s)} = s T_d \quad (5.3.2)$$

O tempo derivativo ( $T_d$ ), também chamada de ganho derivativo, corresponde ao tempo gasto para se obter a mesma quantidade operacional de ação proporcional somente pela ação derivativa, quando o desvio varia numa velocidade constante.

Uma vantagem em utilizar a ação de controle derivativo é que essa responde a uma taxa de variação do erro atuante e pode produzir uma correção significativa antes que o valor do erro atuante se torne muito elevado. Portanto, o controle derivativo prevê o erro atuante, inicia uma ação corretiva antecipada e tende a aumentar a estabilidade do sistema (Ogata, 2006).

Na prática a ação de controle derivativo opera sobre a taxa de variação do erro e não sobre o próprio erro atuante, esse modo nunca é utilizado sozinho. É sempre utilizado em combinação com uma ação de controle proporcional ou proporcional-integral (Ogata, 2006).

### 5.4 AÇÃO DE CONTROLE PROPORCIONAL INTEGRAL E DERIVATIVO (PID)

O controlador PID vem sendo utilizado a mais de meio século e é o algoritmo de controle mais utilizado industrialmente, devido sua fácil implementação e sua versatilidade, proporcionando resultados satisfatórios, (Patané, 2008).

As combinações das ações de controle proporcional, de controle integral e de controle derivativo é denominada de ação de controle proporcional - integral - derivativo. Essa ação combinada tem as vantagens individuais de cada uma das três ações de controle. A equação de um controlador com essas ações combinadas é dada por, (Ogata, 2006):

$$u(t) = K_P e(t) + \frac{K_P}{T_i} \int_0^t e(t) dt + K_P T_d \frac{de(t)}{dt} \quad (5.4.1)$$

e a função de transferência é:

$$\frac{U(s)}{E(s)} = K_P \left( 1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \quad (5.4.2)$$

onde  $K_P$  é o ganho proporcional,  $T_i$  é o tempo integrativo e  $T_d$  é o tempo derivativo.

O diagrama de blocos um controlador proporcional - integral - derivativo é mostrado na figura 5.3.

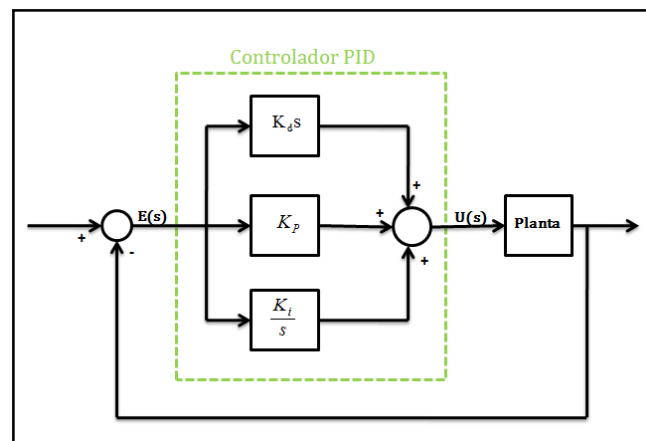


Figura 5.3. Diagrama de Blocos de um Controlador PID (adaptado de Ogata, 2006)

## 5.5 CONTROLE DIGITAL NA ESTRUTURA RST

Devido à modernização e interligação do Sistema Elétrico de Potência (SEP) o aumento do desempenho e da qualidade no fornecimento de energia elétrica é cada vez mais exigido pelo órgão competente, ANEEL, para atender essa necessidade a utilização de controladores digitais tem aumentado consideravelmente.

Embora os controladores analógicos em funcionamento atendam aos requisitos para o qual foram projetados os controladores digitais são mais precisos, também mais flexíveis. Uma vez que são implementados em software, é possível

fazer alterações sem que seja necessária a substituição completa do controlador, possibilitando ainda estruturas de controle mais complexas.

Visando isso, a estrutura RST (*Regulation, Sensitivity e Tracking*, Regulação, Sensibilidade e Rastreamento) é um método de projeto de controladores digitais baseado na técnica de alocação de pólos que permite uma estratégia de posicionamento dos pólos de malha fechada de maneira que é possível analisar o desempenho do sistema conforme as especificações de projeto.

Essa técnica possibilita também projetar controladores digitais tanto para sistemas estáveis quanto sistemas instáveis, de fase mínima ou não mínima sem restrição quanto aos graus dos polinômios da função de transferência da planta. As únicas condições exigidas são que os polinômios A e B não devem apresentar fatores comuns, ou seja, pólos e zeros iguais ou muito próximos, (Landau, 2006).

A metodologia adotada neste trabalho será descrita de maneira simplificada podendo ser encontrada em detalhes em (Astrom, 1997) e (Landau, 2006).

O diagrama em blocos de um sistema de controle com estrutura RST é ilustrado na figura 5.4, (Landau, 2006).

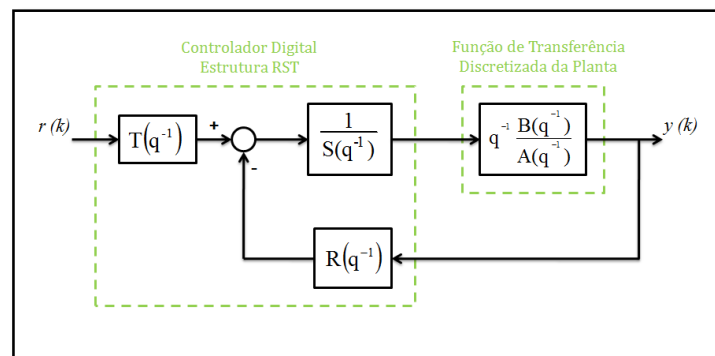


Figura 5.4. Diagrama de Blocos de um Controlador RST (adaptado de Landau, 2006)

Segundo as definições de (Landau, 2006) e (Aström, 1997) do diagrama de blocos da figura 5.5 obtém-se a função de transferência discreta da planta de acordo com a equação 5.5.1:

$$H(q^{-1}) = z^{-d} \frac{B(q^{-1})}{A(q^{-1})} \quad (5.5.1)$$

Onde  $d$  é o número inteiro de períodos de amostragem representando o tempo de atraso e a forma canônica dos polinômios A e B, em q, são:

$$A(q^{-1}) = 1 + a_1 q^{-1} + a_2 q^{-2} + \dots + a_{n_a} q^{-n_a} \quad (5.5.2)$$

$$B(q^{-1}) = b_0 + b_1 q^{-1} + b_2 q^{-2} + \dots + b_{n_b} q^{-n_b} \quad (5.5.3)$$

Onde  $n_a$  e  $n_b$  são as ordens dos polinômios do numerador e denominador, respectivamente.

Os polinômios R, S e T, que constituem o controlador digital para fins de regulação, são dados respectivamente por, (Landau, 2006):

$$R(q^{-1}) = r_0 + r_1 q^{-1} + r_2 q^{-2} + \dots + r_{n_r} q^{-n_r} \quad (5.5.4)$$

$$S(q^{-1}) = 1 + s_1 q^{-1} + s_2 q^{-2} + \dots + s_{n_s} q^{-n_s} \quad (5.5.5)$$

$$T(q^{-1}) = R(1) \quad (5.5.6)$$

Onde  $n_r$  e  $n_s$  são respectivamente os graus dos polinômios R e S, respectivamente.

Para aplicar a estratégia de alocação de pólos, no projeto de controladores digitais com estrutura RST, os graus dos polinômios R e S devem obedecer às seguintes restrições, (Aström, 1997):

$$n_r = n_a - 1 \quad (5.5.7)$$

$$n_s = n_b + d - 1 \quad (5.5.8)$$

A partir do diagrama de blocos exposto na figura 5.5, observa-se que a função de transferência de malha aberta é dada por:

$$H_{MA}(q^{-1}) = \frac{R(q^{-1})q^{-1}B(q^{-1})}{S(q^{-1})A(q^{-1})} \quad (5.5.9)$$

e a função de transferência de malha fechada do sistema de controle, por:

$$H_{MF}(q^{-1}) = \frac{q^{-d}B(q^{-1})T(q^{-1})}{A(q^{-1})S(q^{-1}) + q^{-d}B(q^{-1})R(q^{-1})} = \frac{q^{-d}B(q^{-1})T(q^{-1})}{P(q^{-1})} \quad (5.5.10)$$

onde P é o polinômio característico de grau  $n_p$ , também denominado de Equação de Bezout, o qual pode ser expresso como:

$$P(q^{-1}) = A(q^{-1})S(q^{-1}) + q^{-d}B(q^{-1})R(q^{-1}) \quad (5.5.11)$$

cujas raízes são os pólos de malha fechada do sistema. Outra representação para  $P$  é na forma polinomial, como expresso na equação 5.5.12.

$$P(q^{-1}) = 1 + p_1 q^{-1} + p_2 q^{-2} + \dots + p_{np} q^{-np} \quad (5.5.12)$$

Para aplicar a estratégia de Alocação Polinomial de Pólos no projeto de controladores digitais na estrutura RST, o grau do polinômio característico ( $n_p$ ) deve atender a seguinte restrição, (Aström, 1997):

$$n_p \leq n_a + n_b + d - 1 \quad (5.5.13)$$

O polinômio característico pode ser decomposto no produto de dois outros polinômios, como mostrado na equação 5.5.14.

$$P(q^{-1}) = P_D(q^{-1})P_F(q^{-1}) \quad (5.5.14)$$

onde as raízes do polinômio  $P_D(q^{-1})$  de grau  $n_D$  são os pólos dominantes e as raízes do polinômio  $P_F(q^{-1})$  de grau  $n_F$  são os pólos auxiliares. Sendo assim, os polinômios  $P_D(q^{-1})$  e  $P_F(q^{-1})$  podem ser expressos da seguinte forma canônica:

$$P_D(q^{-1}) = (1 - \delta_1 q^{-1})(1 - \delta_2 q^{-1}) \quad (5.5.15)$$

$$P_F(q^{-1}) = (1 - \alpha_1 q^{-1})(1 - \alpha_2 q^{-1}) \dots (1 - \alpha_{n_F} q^{-1}) \quad (5.5.16)$$

onde  $\delta_i$ ,  $i = 1, 2$  e  $\alpha_j$ ,  $j = 1, 2, \dots$  Em que o grau de  $P_F(q^{-1})$  é dado por:

$$n_F = n_p - n_D = n_p - 2 \quad (5.5.17)$$

## 5.6 PROJETO DO CONTROLADOR DIGITAL RST POR ALOCAÇÃO POLINOMIAL DE PÓLOS

O projeto de um controlador digital com estrutura RST pelo método da alocação polinomial de pólos consiste em resolver a equação de Bezout para encontrar o valor dos parâmetros dos polinômios  $R$  e  $S$ .

A forma matricial da equação de Bezout oferece uma melhor maneira de resolvê-la e é representada pela equação 5.5.1.

$$M x = p \quad (5.6.1)$$

em que  $x$  é o vetor formado pelos parâmetros do controlador a ser calculado, e o vetor  $p$  é formado pelos coeficientes do polinômio característico  $P$  desejado. Sendo assim, os vetores  $x$  e  $p$  são representados por:

$$x = [1 \ s_1 s_2 \dots s_{n_s} r_1 r_2 \dots r_{n_r}]^T \quad (5.6.2)$$

$$p = [1 \ p_1 p_2 \dots p_{n_p} \ 0 \ 0 \dots 0]^T \quad (5.6.3)$$

Tanto o vetor  $x$  quanto o vetor  $p$  devem possuir  $n_A + n_B + d$  elementos. A matriz  $M$ , chamada de matriz de Silvestre, equação 5.5.1, tem a forma a seguir:

$$M = \begin{bmatrix} 1 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ a_1 & 1 & & \vdots & \vdots & 0 & & \vdots \\ a_2 & a_1 & & 0 & 0 & \vdots & & 0 \\ a_3 & a_2 & & 1 & b_0 & 0 & & 1 \\ \vdots & a_3 & & a_1 & b_1 & b_0 & & a_1 \\ a_{n_a-1} & \vdots & & a_2 & \vdots & b_1 & & b_0 \\ a_{n_a} & a_{n_a-1} & & a_3 & b_{n_b} & \vdots & & b_1 \\ 0 & a_{n_a} & & \vdots & 0 & b_{n_b} & & \vdots \\ \vdots & \vdots & & a_{n_a-1} & \vdots & \vdots & & b_{n_b-1} \\ 0 & 0 & \dots & a_{n_a} & 0 & 0 & \dots & b_{n_b} \end{bmatrix} \quad (5.6.4)$$

onde

O vetor  $x$  com os parâmetros do controlador é obtido pela solução da equação 5.6.1 por meio da inversão da matriz, ou seja,

$$x = M^{-1}p \quad (5.6.5)$$

Essa inversão só é possível se o determinante for diferente de zero, isto é, se  $M$  for não singular, caso contrario a sua inversão não existe. Logo não existirá solução para a equação 5.6.5. A matriz  $M$  é singular se, e somente se, os polinômios  $A$  e  $B$  forem primos, (Landau, 2006).

A fim de acrescentar características de desempenho e robustez no sistema de controle, são acrescentadas partes fixas pré-especificadas aos polinômios  $R$  e  $S$ , tal como: erro de regime permanente, o que requer um integrador na função de transferência de malha direta do sistema de controle. Isto equivale acrescentar o termo  $(1 - q^{-1})$  ao polinômio  $S(q^{-1})$  da equação 5.5.5, que resultará na equação 5.6.6 onde  $m$  é o número de integradores que se deseja adicionar:

$$S'(z^{-1}) = (1 - z^{-1})^m (1 + s_1 z^{-1} + s_2 z^{-2} + \dots + s_{n_s} z^{-n_s}) \quad (5.6.6)$$

Com isso da equação 5.5.11 definimos um novo  $P(q^{-1})$  resulta na equação 5.6.7.

$$P(z^{-1}) = A(z^{-1})(1 - z^{-1})S'(z^{-1}) + B(z^{-1})R(z^{-1}) \quad (5.6.7)$$



Resolvendo a equação 5.6.7, e realizando os devidos produtos polinomiais, o polinômio  $P(q^{-1})$  será, (Landau, 2006):

$$P(z^{-1}) = (1 + p_1 z^{-1} + p_2 z^{-2})(1 + \alpha_1 z^{-1})(1 + \alpha_2 z^{-2}) \quad (5.6.8)$$

Onde os coeficientes  $p_1$  e  $p_2$  são determinados de acordo com as especificações de desempenho desejadas, como o máximo sobressinal ( $M_{ss}$ ) e o tempo de acomodação ( $t_s$ ), em segundos. A partir dessa definição pode-se calcular coeficiente de amortecimento ( $\xi$ ) e a frequência natural ( $\omega_n$ ) do sistema em malha fechada, considerando o critério de 5% para  $t_s$  (Ogata, 2003).

$$\xi = \frac{-\ln M_{ss}}{\sqrt{\pi^2 + \ln^2 M_{ss}}} \quad (5.6.9)$$

$$\omega_n = \frac{3}{\xi t_s} \quad (5.6.10)$$

$$T_s \gtrsim \frac{2\pi}{25\omega_n(1-2\xi^2) + \sqrt{4\xi^4 - 4\xi^2 + 2}} \quad (5.6.11)$$

onde:

$M_{ss}$  = máximo valor sobre sinal;

$t_s$  = tempo de acomodação;

$T_s$  = período de amostragem.

De posse de  $\xi$  e  $\omega_n$  calcula-se os polos contínuos do sistema em malha fechada no plano S ( $s_{1,2}$ ).

$$s_{1,2} = -\xi\omega_n \pm j\omega_n^2 \sqrt{1 - \xi^2} \quad (5.6.12)$$

Com isso, na equação 5.6.13, são calculados os pólos de malha fechada do sistema no plano Z. Estes pólos formam as raízes do polinômio  $P_D$  definido na equação 5.5.14.

$$\delta_{1,2} = e^{s_{1,2} T_s} \quad (5.6.13)$$

Onde  $T_s$  é o período de amostragem e segundo (Landau, 2006) pode ser calculado segundo a equação 5.6.14:

$$T_s \gtrsim \frac{2\pi}{25\omega_n(1-2\xi^2) + \sqrt{4\xi^4 - 4\xi^2 + 2}} \quad (5.6.14)$$

Da equação 5.6.8 identifica-se os coeficientes  $\alpha_1$  e  $\alpha_2$  que são denominados pólos auxiliares e devem ser escolhidos dentro do círculo unitário e sobre o eixo real  $Re(z)$  e correspondem a uma frequência maior que  $\omega_n/2\pi$ , isso para garantir robustez e uma resposta rápida do controlador, esse conceito pode ser observado na figura 5.5.

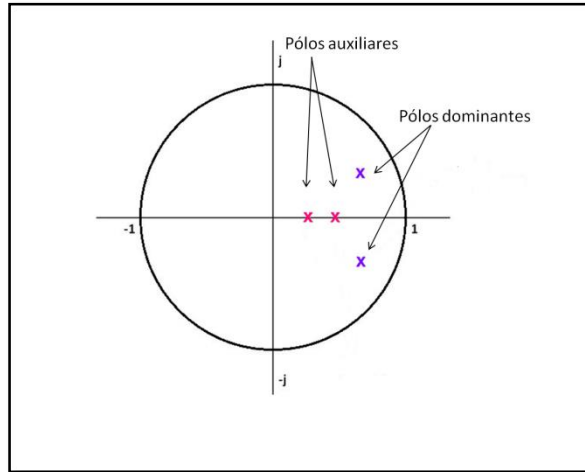


Figura 5.5. Localização dos pólos dominantes no plano  $z$

Observe que os pólos  $-\alpha_1$  e  $-\alpha_2$  são menores que a parte real dos pólos dominantes,  $-\delta_1$  e  $-\delta_2$ . De acordo com (Landau, 2006), uma boa escolha para a posição dos pólos auxiliares é mostrada em 5.5.17.

$$-0,05 \leq \alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n \leq -0,5 \quad (5.6.15)$$

A equação matricial equivalente a este sistema que define os coeficientes do controlador será:

$$\begin{bmatrix} 1 \\ s_1 \\ s_2 \\ \vdots \\ s_{n_s} \\ r_0 \\ r_1 \\ r_2 \\ \vdots \\ r_{n_r} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ a_1 & 1 & & \vdots & \vdots & 0 & & \vdots \\ a_2 & a_1 & & 0 & 0 & \vdots & & 0 \\ a_3 & a_2 & & 1 & b_0 & 0 & & 1 \\ \vdots & a_3 & & a_1 & b_1 & b_0 & & a_1 \\ & \vdots & & a_2 & \vdots & b_1 & & b_0 \\ a_{n_A-1} & \vdots & & a_3 & b_{n_B} & \vdots & & b_1 \\ a_{n_A} & a_{n_A-1} & & \vdots & \vdots & b_{n_B} & & \vdots \\ 0 & a_{n_A} & & \vdots & 0 & b_{n_B} & & \vdots \\ \vdots & \vdots & & a_{n_A-1} & \vdots & \vdots & & b_{n_B-1} \\ 0 & 0 & \dots & a_{n_A} & 0 & 0 & \dots & b_{n_B} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} 1 \\ p_1 \\ p_2 \\ \vdots \\ p_{n_p} \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.6.16)$$

## 5.7 REGULADOR ISÓCRONO

O projeto deste tipo de regulador resume-se em encontrar um ganho  $K_p$  que atenda o requisito de projeto tempo de acomodação.

Considere a seguinte planta de segunda ordem geral, (Nise, 2009)

$$G(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\xi\omega_n s + \omega_n^2} \quad (5.6.1)$$

Com os pólos,

$$s_{1,2} = -\xi\omega_n \pm \omega_n\sqrt{\xi^2 - 1} \quad (5.6.2)$$

Conforme Nise (2009) o tempo de acomodação é dado por

$$t_s = \frac{4}{\xi\omega_n} \quad (5.6.2)$$

Então, a relação do tempo de acomodação com os pólos do sistema pode ser feita da seguinte forma.

$$t_s = \frac{4}{\xi\omega_n} = \frac{4}{|Re(s_{1,2})|} \quad (5.6.4)$$

Com esta relação, define-se o tempo de acomodação e calcula-se a parte real dos pólos do sistema. Fazendo uso da ferramenta RLTOOL do Matlab, plota-se o Lugar Geométrico das Raízes (LGR) da referida planta. Adicionam-se os requisitos de tempo de acomodação no LGR e então se ajusta os pólos para atender tal requisito, ou seja, move-se os pólos do sistema até a localização da parte real calculada com a equação 5.6.4.

Com esses requisitos atendidos, ou seja, com os pólos posicionados para atender o cálculo da parte real, encontra-se o ganho  $K_p$  que possibilita a resposta desejada com o tempo de acomodação definido para o sistema controlado.

## 6 PROJETOS E RESULTADOS

Neste capítulo serão mostrados os projetos dos controladores: Isócrono, PID e RST. Obedecendo as técnicas apresentadas no capítulo 5.

### 6.1 CONTROLADOR ISÓCRONO

O sistema sobre o qual o controlador isócrono, controlador proporcional, atuará está apresentado na figura 6.1. O servoposicionador destacado é o modelado por Barra et. al. (2010) sendo que este representa os da 1ª Etapa da UHE Tucuruí. Neles estão modeladas as dinâmicas da Válvula Atuadora e Servo-motor de Comando, onde  $t_1$  é a constante de tempo da válvula piloto, a Válvula Distribuidora, onde  $t_2$  é a constante de tempo da válvula distribuidora e Servo-Motor Principal, onde  $t_3$  é a constante de tempo do servo motor. Ainda na figura 6.1 representa-se o modelo da Turbina Hidráulica Linear e o modo mecânico referente à máquina síncrona, turbina hidráulica e o acoplamento da turbina com a máquina síncrona, mostrado no bloco Massa Mecânica.

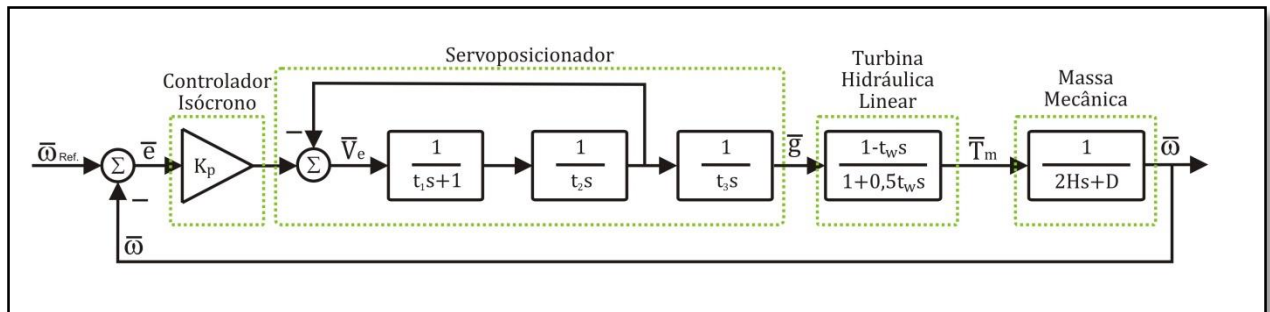


Figura 6.1. Diagrama de Blocos com Regulador Isócrono

A tabela 6.1 mostra os parâmetros utilizados para simulação do diagrama de blocos da figura 6.1, que foram extraídos de Barra et. al, 2010 e referem-se à UHE Tucuruí.

Tabela 6.1. Parâmetros do Sistema Servoposicionador, Turbina Hidráulica e Massa para o Controlador Isócrono

Dinâmica	Parâmetro	Valor
Servoposicionador	$t_1$	0,01 s
	$t_2$	0,05 s
	$t_3$	0,909 s
Turbina Hidráulica Linear	$t_w$	1,2 s
Massa Mecânica	$H$	4,66 s
	$D$	1

A função de transferência de malha direta do servoposicionador, turbina hidráulica linear e massa mecânica da figura 6.1 com os parâmetros da tabela 6.1, resulta em,

$$H(s) = \frac{-1.2s + 1}{0.002542s^5 + 0.2587s^4 + 5.534s^3 + 9.063s^2 + 0.909s}$$

Os pólos da função de transferência  $H(s)$  são: 0; -0.1073; -1.6667; -27.6393 e -72.3607. Aqui, destaca-se que dois pólos são muito mais rápidos que os demais, sendo até 200 vezes mais rápidos e são os pólos -27.6393 e -72.3607. Estes pólos são a contribuição da Válvula Atuadora e Servo-motor de Comando e da Válvula Distribuidora. Logo, estas dinâmicas são desconsideradas para o projeto do controlador, devido à rapidez de seus pólos, de maneira que o servoposicionador é representado de modo satisfatório pela dinâmica do Servo-Motor Principal.

Portanto, as plantas utilizadas para o projeto são as seguintes:

$$G_{servoposicionador}(s) = \frac{1}{0.909s} \quad (6.1.1)$$

$$G_{turbina}(s) = \frac{-1.2s+1}{0.6s+1} \quad (6.1.2)$$

$$G_{massa}(s) = \frac{1}{9.32s+1} \quad (6.1.3)$$

Assim, a função de transferência da malha direta é

$$G(s) = G_{servoposicionador}(s) \times G_{turbina}(s) \times G_{massa}(s) = \frac{-1.2s+1}{5.083s^3+9.017s^2+0.909s} \quad (6.1.4)$$

A figura 6.2 apresenta o lugar das raízes (LGR) do sistema  $G(s)$  da equação 6.1.4.

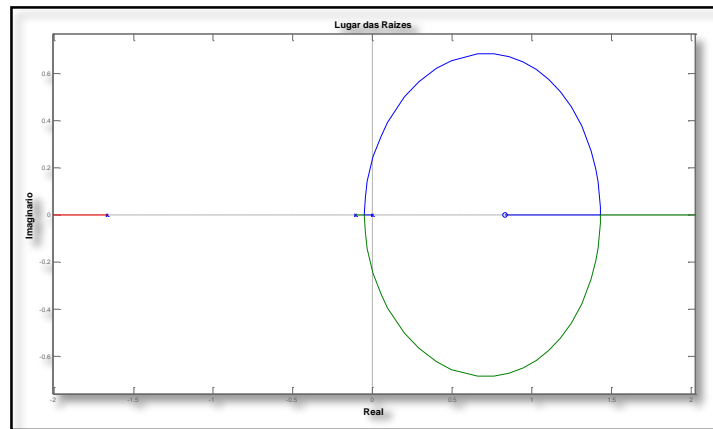


Figura 6.2. Lugar das Raízes sem Regulador Isócrono

Tomando a equação 5.6.4, manipulando-a e escolhendo como tempo de acomodação o valor de 80s, tem-se que a parte real dos pólos é

$$Re(s_{1,2}) = \frac{4}{T_s} = \frac{4}{80} = 0.05 \quad (6.1.5)$$

Usando a ferramenta *RLTOOL* do Matlab faz-se o ajuste dos pólos posicionando-os de modo que sua parte real corresponda ao valor calculado na equação 6.1.5. Feito isso, a referida ferramenta oferece o valor de  $K_p = 0.0319$  que corresponde ao posicionamento dos pólos desejados e consequentemente ao requisito inerente a estes.

A figura 6.3 é o diagrama de blocos utilizado para a simulação, note que o servoposicionador não possui simplificações e que o modelo da turbina hidráulica utilizado é o não linear. Os parâmetros utilizados estão apresentados na tabela 6.1, inclui-se também o ganho  $K_p$  encontrado.

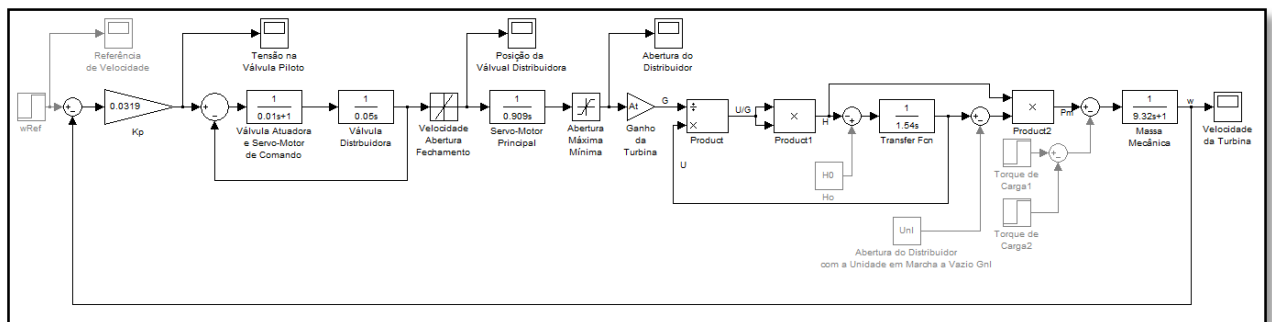


Figura 6.3. Diagrama de Blocos do Sistema Servoposicionador, Turbina, Massa e Regulador Isócrono

Na figura 6.4 encontra-se o sistema  $G(s)$  respondendo a uma entrada degrau. Destaca-se o erro nulo em regime permanente, resultado do integrador que já existe no sistema. Note ainda que o tempo de acomodação foi igual a 51 segundos, considerando o critério de 5%, estando abaixo do valor de 80 segundos, que foi o valor utilizado no projeto. Essa diferença entre o valor obtido e o valor de projeto pode ser explicado diante do fato que o projeto deve-se somente na parte real do pólo, ignorando as influências dos zeros que compõem o sistema. Mesmo diante da simplicidade no projeto, mostra-se que o regulador isócrono foi projetado de modo satisfatório.

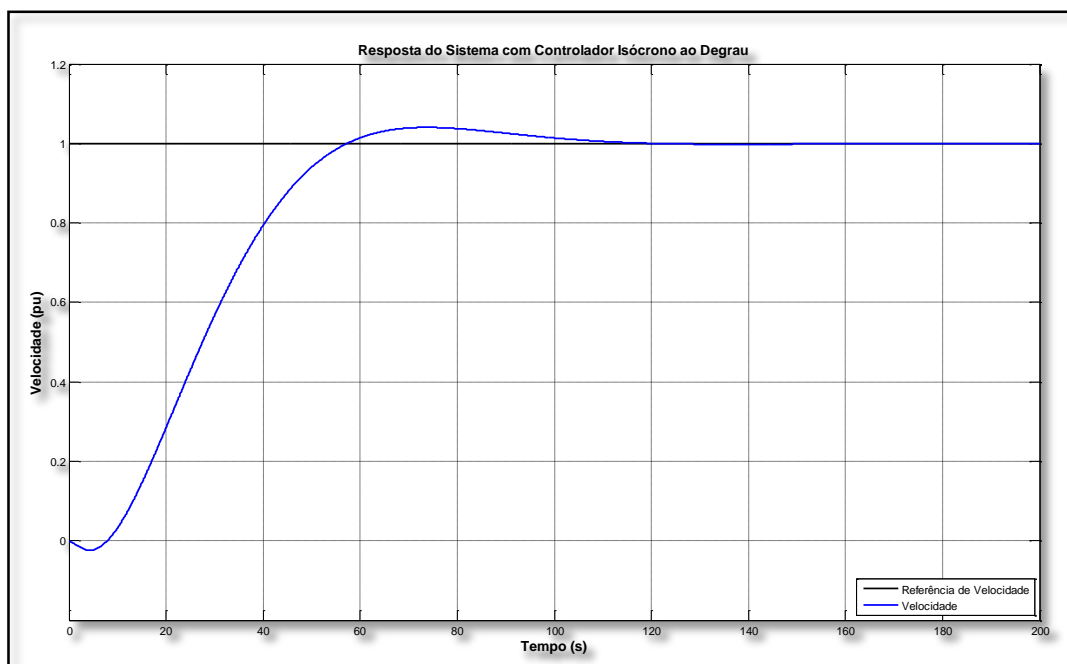


Figura 6.4. Resposta ao Degrau de  $G(s)$  com Regulador Isócrono

## 6.2 CONTROLADOR PID

A planta que será usada para projeto do controlador PID é composta pelo servoposicionador simplificado (equação 4.1.2), pela turbina hidráulica linear (equação 4.2.2) e a função de transferência apresentada na equação 6.2.1, esta função modela as características mecânicas da máquina síncrona, da turbina hidráulica e do acoplamento entre ambas.

$$G_{Mecânica}(s) = \frac{1}{2Hs + D} \quad (6.2.1)$$

O diagrama de blocos da figura 6.5 apresenta o sistema a ser controlado pelo controlador PID. Este controlador recebe um erro resultante da diferença da

referência de velocidade ( $\bar{\omega}_{Ref}$ ) com a velocidade da máquina primária ( $\bar{\omega}$ ). A partir desse erro ( $\bar{e}$ ) o controlador aplica o sinal de controle, que é um sinal de tensão na válvula piloto ( $\bar{V}_e$ ), este, por sua vez, aciona o servoposicionador abrindo ou fechando o distribuidor. Este sinal de abertura do distribuidor ( $\bar{g}$ ) é recebido pela dinâmica da turbina hidráulica linear que gera um sinal de torque mecânico ( $\bar{T}_m$ ). O torque mecânico é recebido pela dinâmica que representa as características mecânicas do conjunto turbina gerador (MASSA MECÂNICA), de onde se tem a velocidade de realimentação para comparação com a velocidade de referência.

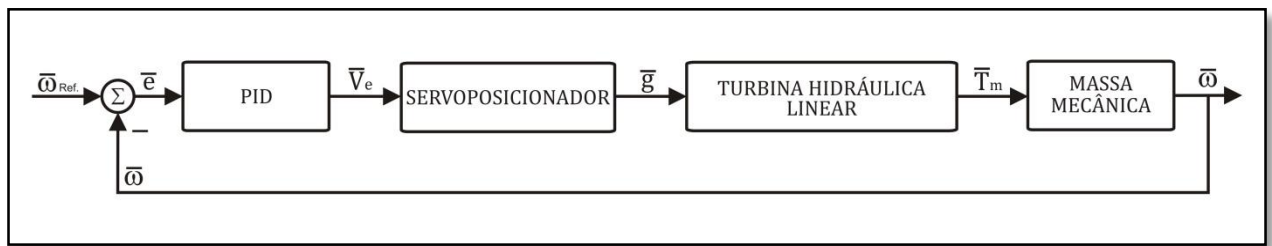


Figura 6.5. Diagrama de Blocos com o Controlador PID

As plantas do sistema apresentado na figura 6.5 são compostas pelas seguintes funções de transferências,

$$G_{servoposicionador}(s) = \frac{1}{t_g s + 1} = \frac{1}{2,8s + 1} \quad (6.2.2)$$

$$G_{turbina}(s) = \frac{1 - t_w s}{1 + 0,5 t_w s} = \frac{1 - 1,54s}{1 + 0,77s} \quad (6.2.3)$$

$$G_{massa}(s) = \frac{1}{2Hs + D} = \frac{1}{9,32s + 1} \quad (6.2.4)$$

A malha direta dessas plantas resulta na função de transferência,

$$H(s) = G_{servoposicionador}(s) \times G_{turbina}(s) \times G_{massa}(s) = \frac{1 - 1,54s}{20,09s^3 + 35,43s^2 + 12,89s + 1} \quad (6.2.5)$$

Os parâmetros utilizados para o servoposicionador, turbina hidráulica e massa mecânica estão na tabela 6.2 e foram retirados de Di Paolo (2009), Kundur (1994) e Barra et. al (2010), respectivamente.



Tabela 6.2. Parâmetros do Sistema Servoposicionador, Turbina Hidráulica e Massa

Dinâmica	Parâmetro	Valor
Servoposicionador	$t_g$	2,8 s
Turbina Hidráulica Linear	$t_w$	1,54 s
Massa Mecânica	$H$	4,66 s
	$D$	1

O sistema  $H(s)$ , equação 6.2.5, quando submetido ao degrau, tem o comportamento apresentado na figura 6.6, com erro em regime nulo e tempo de acomodação de 41,8 segundos.

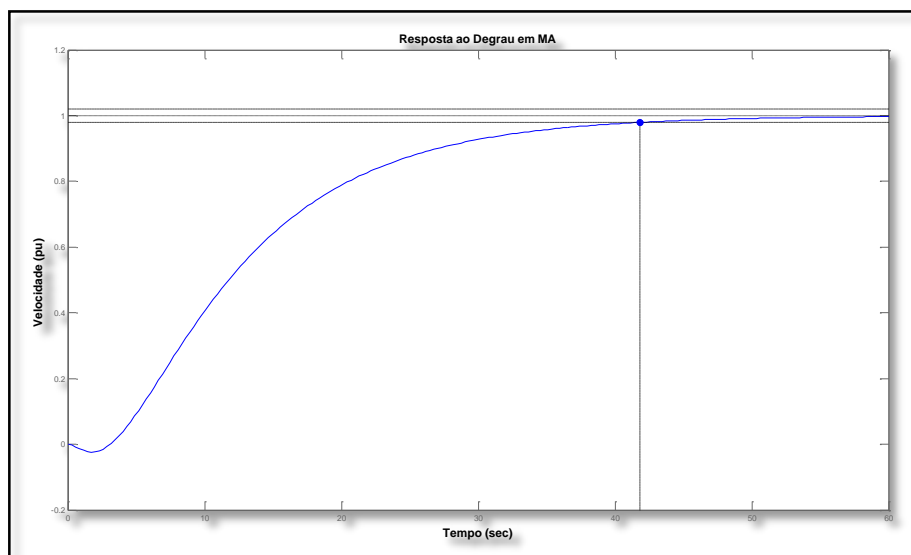


Figura 6.6. Resposta ao Degrau em MA

Para o sistema controlado os requisitos desejados estão apresentados na tabela 6.3.

Tabela 6.3. Requisitos de Projeto Para o Sistema Controlado Pelo PID

Requisito	Sigla	Valor
Tempo de Acomodação	$t_s$	16 s
Sobre Valor Percentual	$SP_{\%}$	1,22 %

Utilizando a técnica do LGR, adicionam-se dois zeros, um integrador e um ganho, o que caracteriza um controlador PID. Faz-se o ajuste dos zeros adicionados e dos pólos do sistema para atender os requisitos definidos na tabela 6.3. A figura 6.7 é o LGR do sistema  $H(s)$  com o controlador PID já ajustado para atender os requisitos.

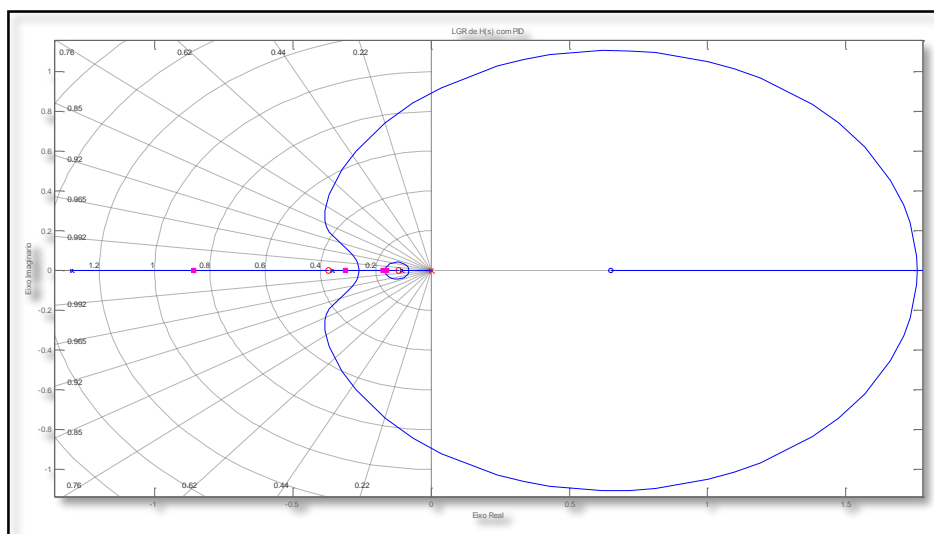


Figura 6.7. LGR de  $H(s)$  com PID

A figura 6.8 é uma ampliação da área de interesse da figura 6.7. Nesta vê-se claramente o posicionamento estabelecido nos pólos da planta sistema  $H(s)$  e nos zeros do controlador PID.

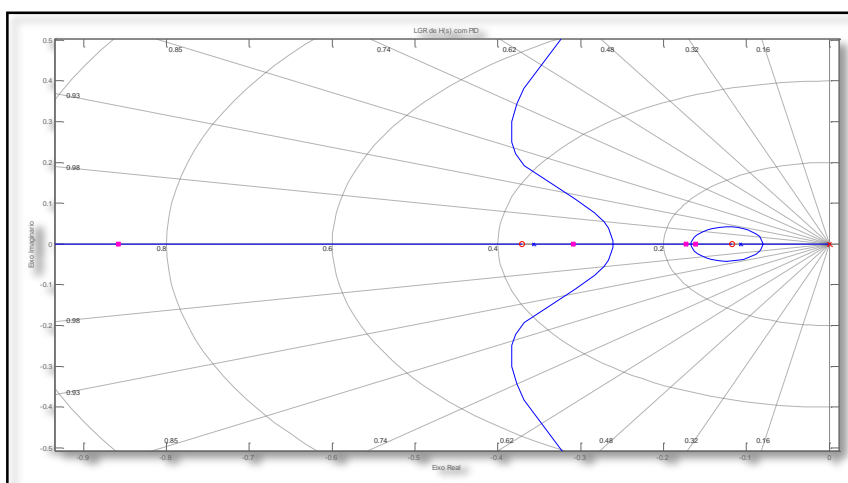


Figura 6.8. LGR do Sistema  $H(s)$  com PID

O controlador PID obtido do ajuste realizado é o apresentado na equação 6.2.6.

$$C(s) = \frac{3,41 \times (s+0,3709)(s+0,1176)}{s} = 1,666 + \frac{0,1488}{s} + 3,41s \quad (6.2.6)$$

A figura 6.9 mostra a resposta ao degrau do sistema controlado pelo controlador PID apresentado na equação 6.2.6. Nota-se que o tempo de acomodação de 16 segundos e o sobre valor percentual de 1,22 satisfaz o requisito da tabela 6.3.

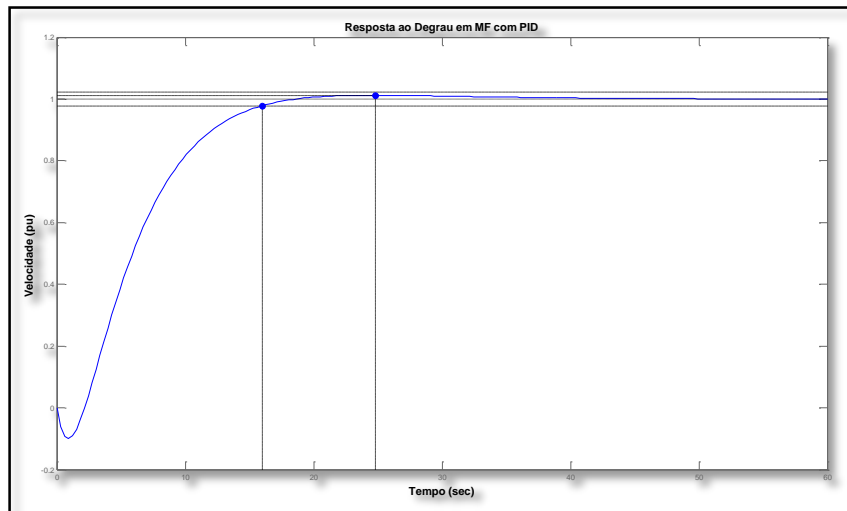


Figura 6.9. Resposta ao Degrau em MF com Controlador PID

Então, o projeto do controlador PID se deu de modo adequado atendendo os requisitos de projeto.

Com o propósito de analisar o desempenho do controlador PID frente ao controlador RST, e como este último é um controlador digital. Apresenta-se a seguir, a discretização para o controlador PID. Convenientemente, escolhe-se o período de amostragem de 0.3 segundos, pois oferece uma reprodução aceitável ao sinal e utilizando o método de Tustin obtêm-se o controlador PID discreto apresentado na equação 6.2.7.

$$C(q^{-1}) = \frac{24,42 - 45,42q^{-1} + 21,09q^{-2}}{1 - q^{-2}} \quad (6.2.7)$$

### 6.3 CONTROLADOR RST

A planta a ser utilizada para o projeto do controlador RST é a mesma utilizada na seção 6.2 no projeto do controlador PID. Portanto, o servoposicionador simplificado, turbina hidráulica linear e massa mecânica.

A figura 6.10 mostra o diagrama de blocos do sistema com o controlador RST.

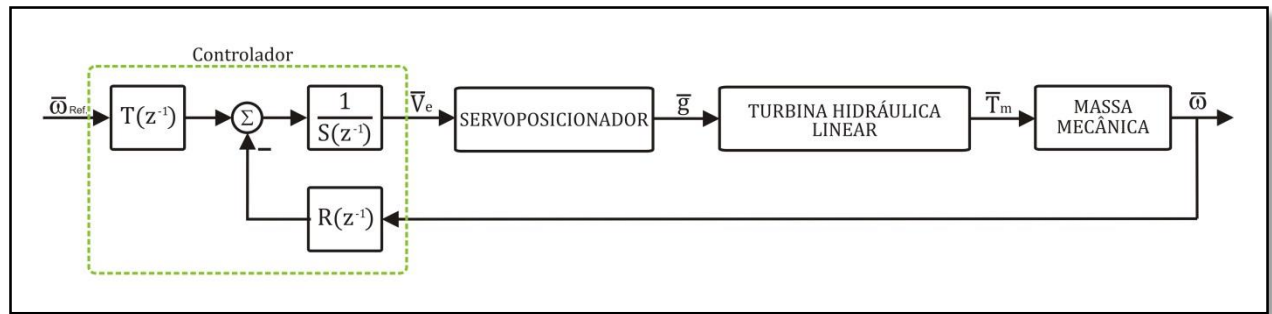


Figura 6.10. Diagrama de Blocos com o Controlador RST

Na figura 6.10 observa-se que o sinal de referência de velocidade ( $\bar{\omega}_{Ref.}$ ) é tratado pelo polinômio  $T(z^{-1})$  e a velocidade da máquina primária ( $\bar{\omega}$ ) é tratada pelo polinômio  $R(z^{-1})$ , nisso destaca-se os dois graus de liberdade do controlador RST. O erro de velocidade é integrado pelo polinômio  $S(z^{-1})$ , que foi imposto como integrador para obtenção de erro nulo em regime. Então o controlador entrega um sinal de tensão na válvula piloto ( $\bar{V}_e$ ) que gera uma abertura do distribuidor ( $\bar{g}$ ) entregue a turbina hidráulica que produz um torque mecânico ( $\bar{T}_m$ ) recebido pela massa mecânica onde se tem a velocidade da máquina ( $\bar{\omega}$ ).

As plantas do sistema apresentado na figura 6.3 são as mesmas das equações 6.2.2, 6.2.3 e 6.2.4. Assim, a malha direta do sistema da figura 6.3 resultará na equação 6.2.5, que é,

$$H(s) = \frac{1-1,54s}{20,09s^3+35,43s^2+12,89s^2} \quad (6.3.1)$$

Como a função de transferência da equação 6.3.1 é a mesma da equação 6.2.5, segue que a resposta ao degrau é a mesma apresentada na figura 6.3 com tempo de acomodação de 41,8 segundos e erro em regime nulo.

Assim, definem-se como requisitos de projeto os parâmetros apresentados na tabela 6.4, que são iguais os requisitos para PID projetado na seção 6.2.

Tabela 6.4. Requisitos de Projeto Para o Sistema Controlado Pelo RST

Requisito	Sigla	Valor
Tempo de Acomodação	$t_s$	20 s
Sobre Valor Percentual	$SP_{\%}$	1,5 %

Desses requisitos calculam-se  $\xi$ ,  $\omega_n$  e  $T_s$ , conforme equações 5.5.14, 5.5.15 e 5.5.16 respectivamente, resultando em:

$$\xi = \frac{-\ln(1,5/100)}{\sqrt{\pi^2 + \ln^2(1,5/100)}} = 0,8007 \quad (6.3.2)$$

$$\omega_n = \frac{4}{0,8007 \times 20} = 0,2498 \text{ rad/s} \quad (6.3.3)$$

$$T_s \gtrsim \frac{2\pi}{25 \times 0,2498(1 - 2 \times 0,8007^2) + \sqrt{4 \times 0,8007^4 - 4 \times 0,8007^2 + 2}} = 0,9458 \cong 0,95 \text{ s} \quad (6.3.4)$$

Desses parâmetros obtêm-se os pólos desejados para o sistema controlado que são:

$$s_{1,2} = -\xi\omega_n \pm j\omega_n\sqrt{\xi^2 - 1} = 0,2 \pm j0,1496 \quad (6.3.3)$$

Escolhe-se como período de amostragem o valor 1 segundo, atendendo o critério exigido na equação 6.3.4. Então se faz a discretização da planta  $H(s)$  pelo método do ZOH e dos pólos  $s_{1,2}$  conforme equação 5.6.13, resultando, respectivamente, em:

$$H(z^{-1}) = \frac{-0,0165z^2 + 0,02421z + 0,01451}{z^3 - 1,871z^2 + 1,065z - 0,1715} \quad (6.3.1)$$

$$z_{1,2} = 0,8096 \pm j0,122 \quad (6.3.3)$$

Então se seleciona os pólos auxiliares conforme equação 5.5.17, como sendo,

$$\text{Pólos Auxiliares} = [0,5 \ 0,4 \ 0,2 \ 0,1] \quad (6.3.4)$$

Com os pólos auxiliares e os pólos dominantes  $z_{1,2}$  determina-se o polinômio  $p$  apresentado na equação 5.5.3, sendo este, o polinômio que contém os requisitos desejados para o sistema em malha fechada:

$$p(q^{-1}) = q^{-1} - 2,8192q^{-2} + 3,1033q^{-3} - 1,6758q^{-4} + 0,4588q^{-5} - 0,0588q^{-6} + 0,0027q^{-7} \quad (6.3.5)$$

A matriz de Silvester é montada de acordo com a equação 5.5.4 com os coeficientes da função discretizada apresentada na equação 6.3.1, e é

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -2,8708 & 1 & 0 & -0,165 & 0 & 0 & 0 \\ 2,9354 & -2,8708 & 1 & 0,0242 & -0,165 & 0 & 0 \\ -1,2360 & 2,9354 & -2,8708 & 0,0145 & 0,0242 & -0,165 & 0 \\ 0,1715 & -1,2360 & 2,9354 & 0 & 0,0145 & 0,0242 & -0,165 \\ 0 & 0,1715 & -1,2360 & 0 & 0 & 0,0145 & 0,0242 \\ 0 & 0 & 0,1715 & 0 & 0 & 0 & 0,0145 \end{bmatrix} \quad (6.3.6)$$

De posse do vetor  $p$  mostrado na equação 6.3.5 e da matriz de Silvester apresentada na equação 6.3.6 calcula-se o vetor  $x$  como na equação 5.5.5, resultando em:

$$x = [1 \ 0,2906 \ 0,2155 \ 14,4845 \ -26,4378 \ 14,8129 \ -2,3623] \quad (6.3.7)$$

Então, obtêm-se os polinômios  $R(z^{-1})$ ,  $S(z^{-1})$  e  $T(z^{-1})$  de acordo com as equações 5.5.4, 5.5.6 e 5.5.6 respectivamente, o que resulta em,

$$R(q^{-1}) = 14,4845 - 26,4378q^{-1} + 14,8129q^{-2} - 2,3623q^{-3} \quad (6.3.7)$$

$$S(q^{-1}) = 1 - 0,7094q^{-1} - 0,0751q^{-2} - 0,2155q^{-3} \quad (6.3.8)$$

$$T(q^{-1}) = 0,4973 \quad (6.3.9)$$

A figura 6.11 apresenta o sistema controlado pelo controlador RST mostrado nas equações 6.3.7, 6.3.8 e 6.3.9. Onde se constata o tempo de acomodação de aproximadamente 33 segundos, considerando o critério de 5%. Quanto ao sobre valor percentual, não existe a presença do mesmo, sendo uma resposta superamortecida. Pode-se considerar que o tempo de acomodação indesejado é resultado de submeter o modelo da turbina linear a uma variação muito grande de velocidade, visto que esse modelo foi linearizado para operar as margens de um ponto de operação. Então se pode considerar que o controlador RST foi projeto de modo adequado, o que será confirmado em simulações mostradas na seção 6.4.2.

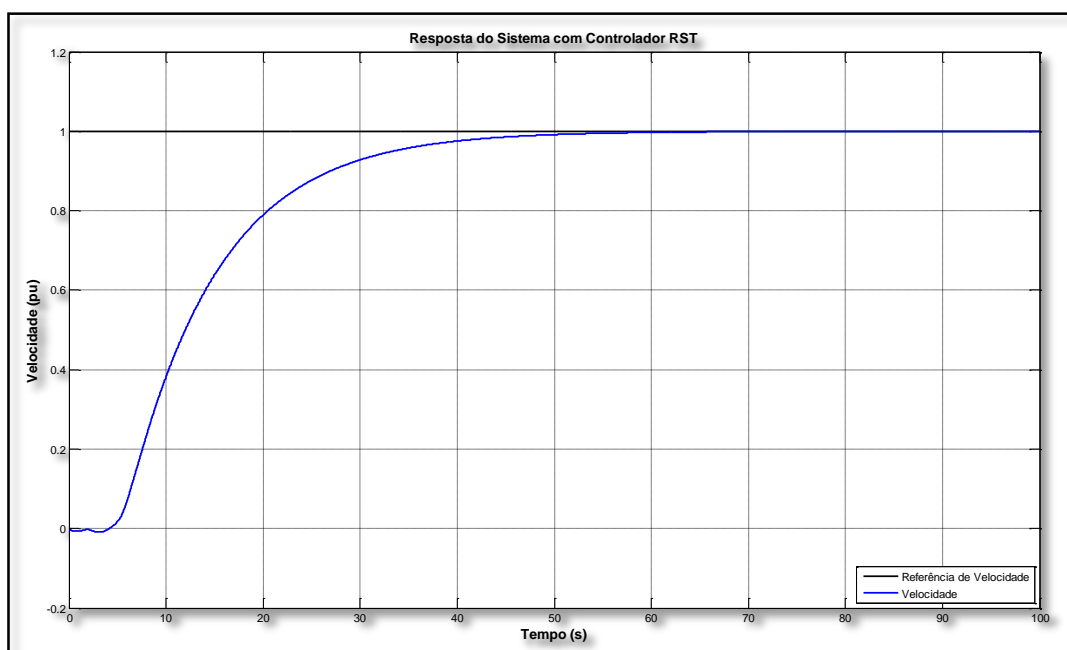


Figura 6.11. Resposta ao Degrau em MF com o Controlador RST

## 6.4 ANÁLISE DOS RESULTADOS DOS CONTROLADORES PID E RST

Nesta seção serão mostrados os resultados dos controladores PID e RST agindo sobre a planta não simplificada do servoposicionador, figura 4.1 , e sobre a planta não linear da turbina hidráulica, figura 4.2 e massa mecânica. É importante ressaltar, que nas seções 6.2 e 6.3, os controladores PID e RST, respectivamente, foram projetados para a planta simplificada do servoposicionador e linear da turbina hidráulica.

### 6.4.1 Resultados do Controlador PID

A figura 6.12 mostra duas mudanças no patamar de velocidade com a máquina operando a vazio, ou seja, sem carga. A referência de velocidade é a linha na cor preta e a velocidade da máquina é alinhada na cor azul. No instante 100 segundos, quando a máquina opera com 0.5 pu de sua velocidade nominal, um degrau negativo de 0.1 pu é dado na referência de velocidade. Em seguida, no instante 200 segundos um degrau positivo 0.15 pu é dado.

Nas duas mudanças da referência de velocidade, linha na cor preta, o controlador PID atuou levando a velocidade do sistema, linha na cor azul, para a referência desejada com erro nulo em regime permanente, atendendo também o tempo de acomodação de 20 segundos. Quanto ao sobre valor percentual, atingiu-se aproximadamente 9%. Reitera-se que o controlador PID foi projetado para plantas simplificadas e linearizadas, e esses resultados são das plantas sem simplificações e linearizações. Ainda assim, pode-se considerar o sobre valor indesejável, dado os riscos de sobre pressão no conduto forçado e no caracol.

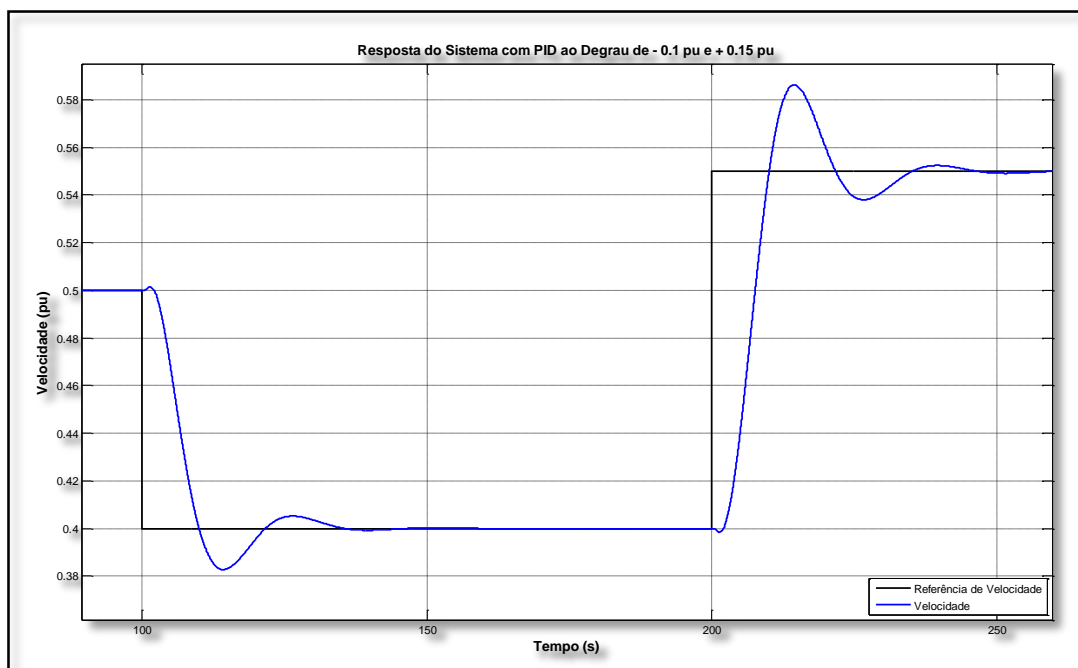


Figura 6.12. Resposta do Sistema com PID ao Degrau -0,1 pu e +0,15 pu (Velocidade)

A figura 6.13 mostra os sinais do servoposicionador referente a situação da figura 6.12. Note que o sinal em verde representa a tensão na válvula piloto, ou seja, o sinal de controle. O sinal em roxo representa a posição da válvula distribuidora e o sinal em verde à abertura do distribuidor.

No instante 100 segundos, onde ocorre o degrau negativo 0,1 pu, a tensão na válvula piloto diminui, sinal verde, fazendo com que a posição da válvula distribuidora, sinal roxo, mude no sentido de fechar o distribuidor, sinal vermelho, e assim diminuir a velocidade da máquina.

Posteriormente, no instante 200 segundos, ocorre a elevação de velocidade por um degrau positivo de 1,5 pu. Então a tensão na válvula piloto aumenta (sinal verde) mudando a posição da válvula distribuidora (sinal roxo) abrindo o distribuidor (sinal vermelho) e aumentando a velocidade da máquina.



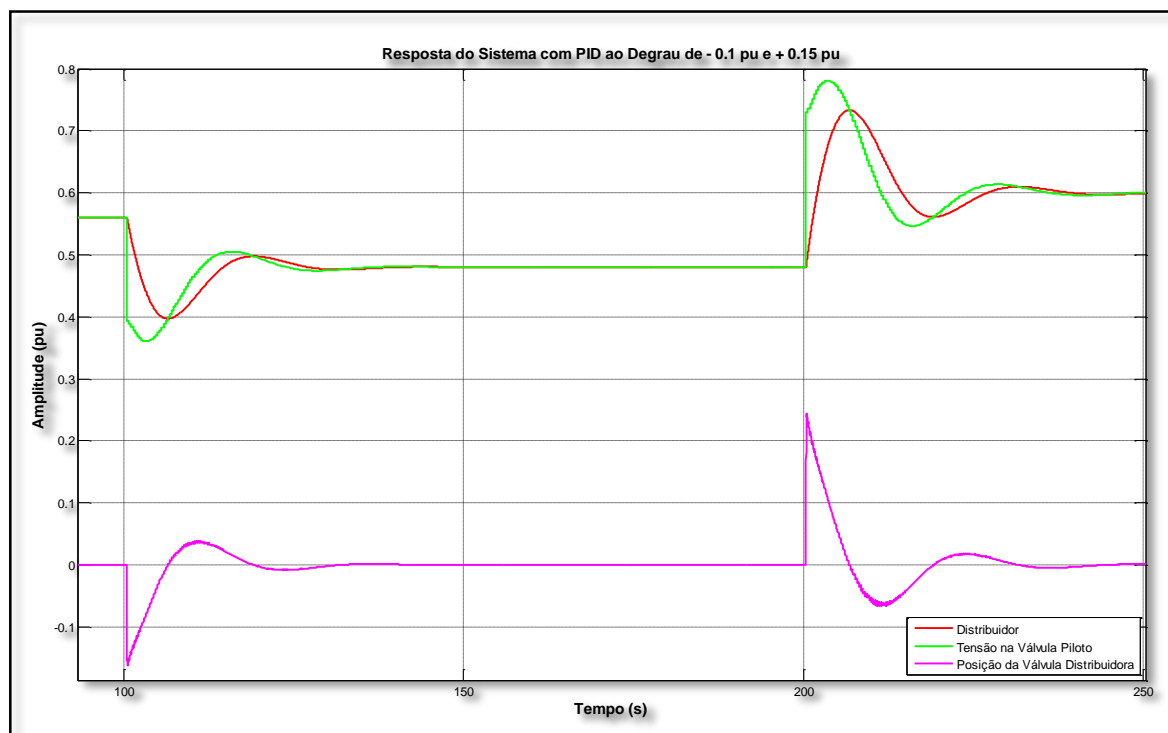


Figura 6.13. Resposta do Sistema com PID ao Degrau -0,1 pu e +0,15 pu (Sinais do Servoposicionador)

Na figura 6.14 apresentam-se os sinais de referência de velocidade, sinal preto, velocidade da máquina, sinal azul e potência mecânica da turbina, sinal vermelho, para uma situação de tomada de carga de +0,2 pu e uma rejeição de carga de -0,1 pu.

No instante 200 segundos ocorre a tomada de carga de +0,2 pu. Note que a máquina estava gerando 0,5 pu de sua potência nominal, sinal vermelho, após a tomada de carga ela passa para o patamar de 0,7 pu. Posteriormente, em 300 segundos, ocorre uma rejeição de carga de -0,1 pu, então a máquina passa de 0,7 pu para 0,6 pu.

Para ambos os casos, de tomada e rejeição de carga, a velocidade da máquina sofre perturbações, sinal azul. Para a tomada de carga ela sofre uma diminuição, enquanto para a rejeição de carga ela sofre uma aceleração.

No entanto, diante das perturbações, o controlador PID atua sobre o sistema retornando a máquina para a velocidade nominal de 1 pu, conforme velocidade de referência, sinal preto.

Neste ponto, destaca-se que os requisitos de projeto foram atendidos devidamente, tanto o tempo de acomodação de 20 segundos como o sobre valor

percentual de 1,5%, neste último quesito, ficando abaixo do projetado. Diferente da situação apresentada na figura 6.12, onde a máquina sofre variações de velocidade operando a vazio, aqui as variações de velocidade são decorrentes de variações na demanda da carga, e o regulador deve rejeitar essas variações mantendo a máquina na velocidade nominal. Não ocorre, portanto, uma mudança no patamar de velocidade. Isso oferece ao regulador de velocidade e seu atuador (servoposicionador) um comportamento mais suave se comparado ao da figura 6.12, veja isto comparando os sinais da figura 6.13 e 6.15.

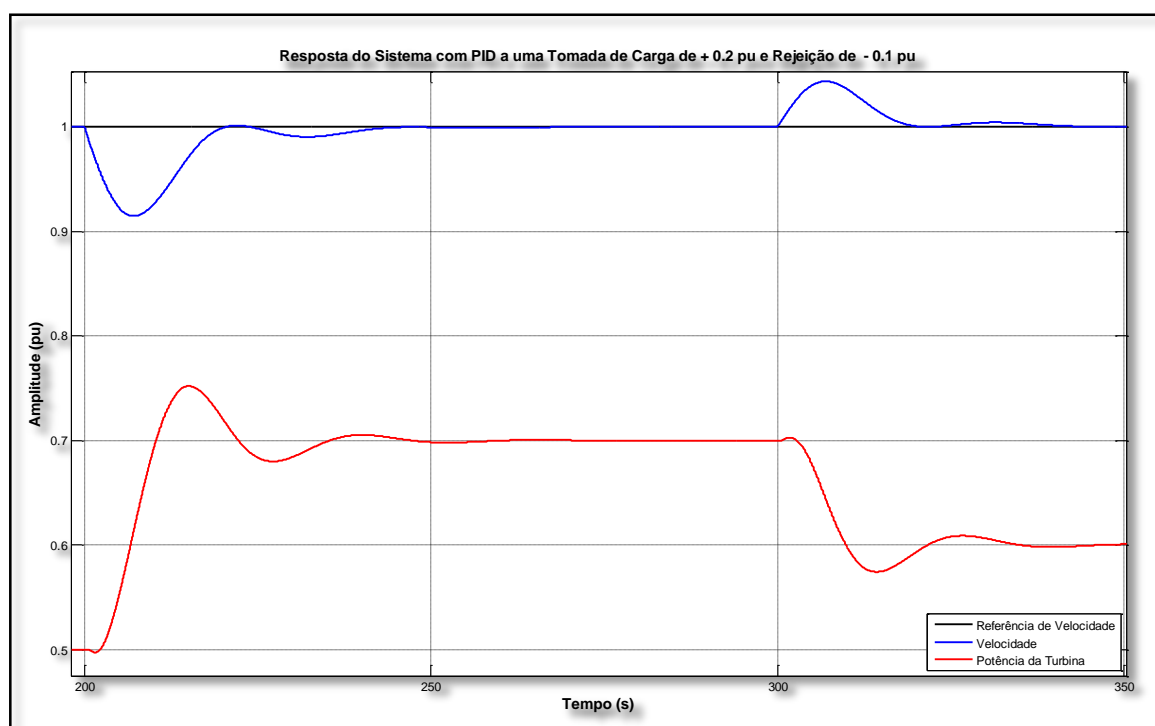


Figura 6.14. Resposta do Sistema com PID a Tomada de Carga de +0,2 pu e Rejeição de Carga de -0,1 pu (Velocidade e Potência)

A figura 6.15 mostra os sinais do servoposicionador para a simulação da figura 6.14, logo uma tomada de carga de +0,2 pu e uma rejeição de -0,1 pu.

Observe que para a tomada de carga, instante 200 segundos, a tensão na válvula piloto, sinal verde, aumenta deslocando a válvula distribuidora, sinal roxo, admitindo óleo para abertura do distribuidor, sinal vermelho. Quando o novo patamar de potência é atingido a válvula distribuidora retorna a sua posição de repouso, vedando a passagem de óleo e mantendo o distribuidor fixo na posição que atende a demanda de carga e preserva a velocidade nominal da máquina.

De modo semelhante, no instante 300 segundos, ocorre à rejeição de carga, então o sinal de controle, tensão na válvula piloto (sinal verde), é reduzido deslocando a válvula distribuidora no sentido de admitir óleo para o fechamento do distribuidor. Após o equilíbrio de potência e velocidade ter sido atingido à válvula distribuidora volta à posição de repouso.

Conforme já foi destacado, note o comportamento mais suave dos sinais do servoposicionador quando comparados com os sinais da figura 6.12. O que proporciona a atendimento dos requisitos de projeto, visto que as variações de cargas causam perturbações em torno de um ponto de operação do sistema. Vale lembrar que o PID foi projetado para a planta da turbina hidráulica linear e embora esteja atuando satisfatoriamente para casos como o da figura 6.12, seu desempenho ideal se dá em casos como o da figura 6.14, por se tratar de perturbações em torno de um ponto de operação. Razão, pela qual, os requisitos foram atendidos adequadamente.

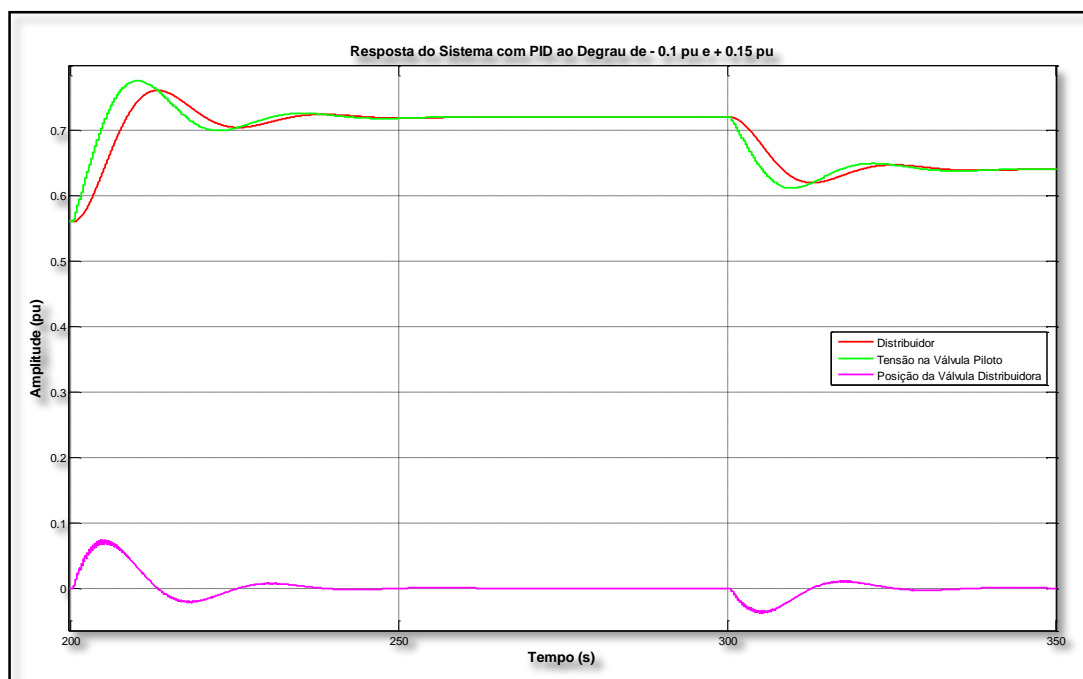


Figura 6.15. Resposta do Sistema com PID a Tomada de Carga de +0,2 pu e Rejeição de Carga de -0,1 pu (Sinais do Servoposicionador)

Diante desses resultados, pode-se afirmar que o controlador PID projetado para as plantas simplificadas e lineares respondeu adequadamente para as plantas não simplificadas e não linearizadas quando estas sofrem perturbações e variações em torno de um ponto de operação. Quanto a variações bruscas, pode-se afirmar que o controlador PID respondeu satisfatoriamente.

### 6.4.2 Resultados do Controlador RST

Assim como o PID foi testado na seção 6.4.1 o RST será testado nessa seção. Seguindo inclusive a mesma sequência de teste, sendo os seguintes: primeiro a variação na referência de velocidade; segundo e último, tomada e rejeição de carga. Em ambos os testes apresenta-se, assim como na seção anterior, os sinais de servoposicionador, logo o sinal de controle.

A figura 6.16 mostra a variação na referência de velocidade, onde o sinal preto é a referência de velocidade e o sinal azul é a velocidade da máquina. Até o instante 100 segundos a máquina opera com 0,5 pu da velocidade nominal, então ocorre um degrau de -0,1 pu. Posteriormente, no instante 200 segundos outro degrau é aplicado, agora no valor de +0,15 pu.

Nas duas mudanças de velocidade o regulador de velocidade corrigiu para o novo valor exigido sem erro em regime permanente e atendendo as especificações de projeto onde o tempo de assentamento é de 20 segundos e o sobre valor percentual é de 1,5%.

Destaca-se o controlador RST atender as especificações de projeto, visto que foi projetado para planta simplificada e linearizada e está diante da planta não simplificado e não linearizada nos testes apresentados nesta seção.

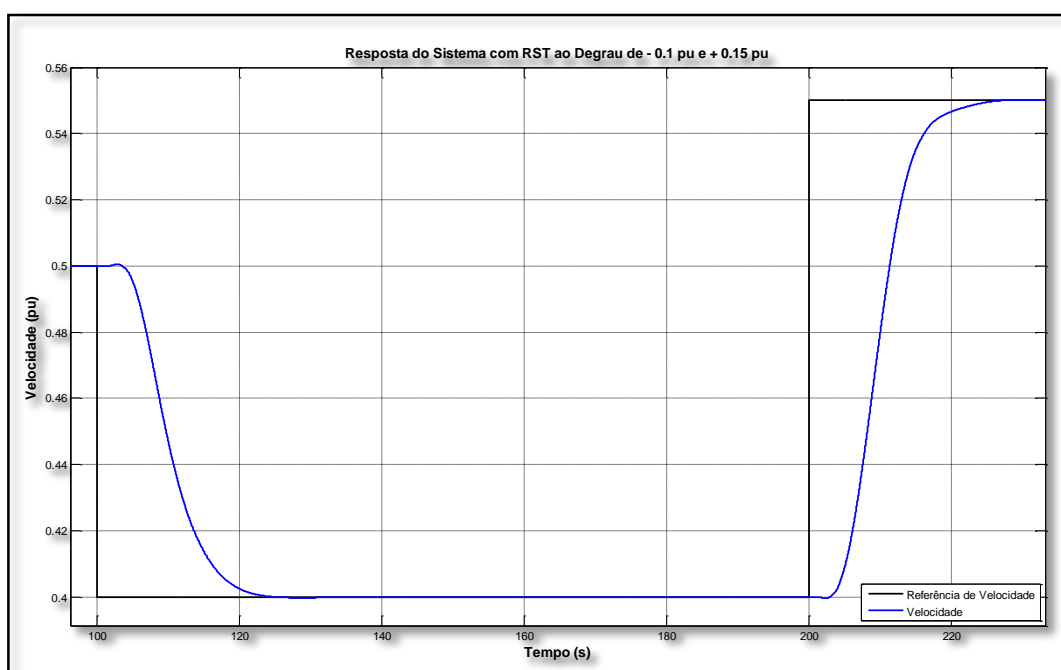


Figura 6.16. Resposta do Sistema com RST ao Degrau -0,1 pu e +0,15 pu (Velocidade)

A figura 6.17 mostra os sinais do servoposicionador para o teste mostrado na figura 6.16. Note que no momento da redução de velocidade, 100 segundos, a amplitude do sinal de controle, sinal verde, diminui fazendo com que a válvula distribuidora, sinal roxo, seja deslocada no sentido de admitir óleo fechando o distribuidor, sinal vermelho. Quanto ao momento de aumento de velocidade, instante 200 segundos, o sinal de controle é aumentado fazendo a válvula distribuidora deslocar-se no sentido de abrir o distribuidor. Para ambos os casos a válvula distribuidora retorna a sua posição de descanso impedindo o fluxo de óleo em qualquer sentido.

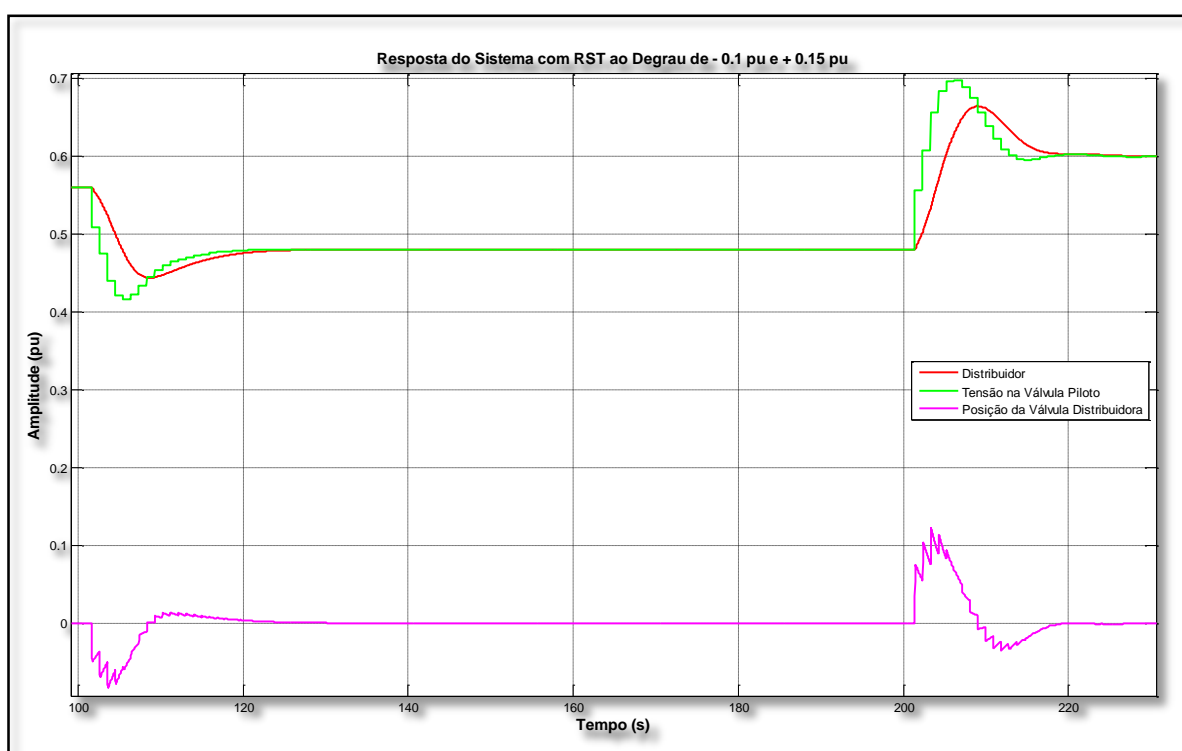


Figura 6.17. Resposta do Sistema com RST ao Degrau -0,1 pu e +0,15 pu (Sinais do Servoposicionador)

Na figura 6.18 apresenta-se o sistema respondendo a uma tomada de carga de +0,2 pu e uma rejeição de carga -0,1 pu, que pode ser vista no sinal vermelho no instante 200 segundos e 300 segundos respectivamente. No instante das variações de carga, seja tomada ou rejeição, ocorre uma perturbação na velocidade, sinal azul, porém o controlador RST age rejeitando a perturbação e trazendo a máquina para a velocidade nominal, sinal preto. A ação de controle ocorre, novamente, atendendo as especificações de projeto.

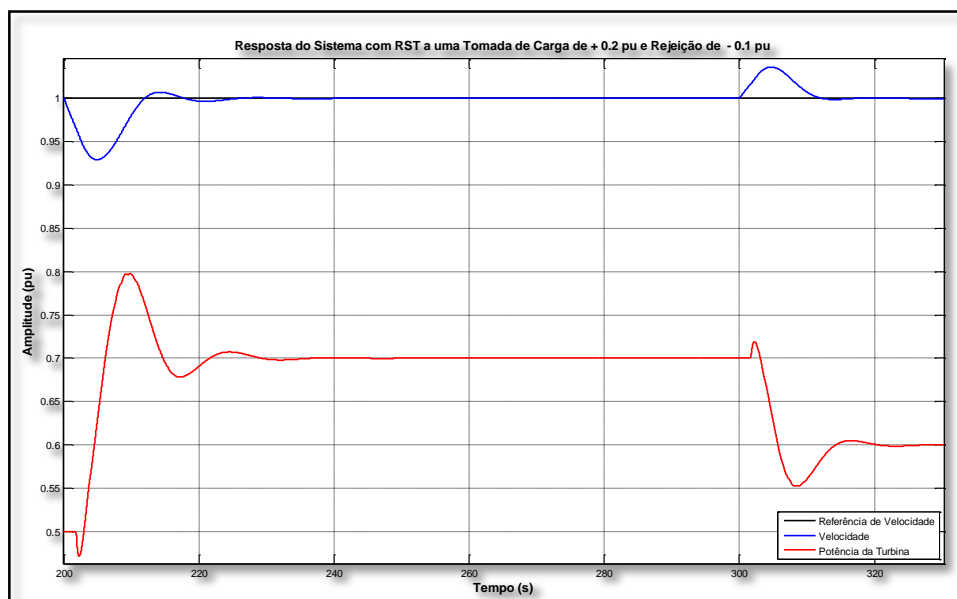


Figura 6.18. Resposta do Sistema com RST a Tomada de Carga de +0,2 pu e Rejeição de Carga de -0,1 pu (Velocidade e Potência)

Na figura 6.19 mostram-se os sinais do servoposicionador para o caso apresentado na figura 6.18. Na tomada de carga, 200 segundos, o sinal de controle, sinal verde, atua deslocando a válvula distribuidora, sinal roxo, e com isso abrindo o distribuidor, sinal vermelho, o que aumenta a potência gerada pela máquina até que essa atenda a demanda. Então, em 300 segundos, ocorre a rejeição de carga, onde o sinal de controle, verde, desloca a válvula distribuidora, roxo, admitindo óleo e fechando o distribuidor, vermelho, diminuindo a potência gerada até a nova demanda.

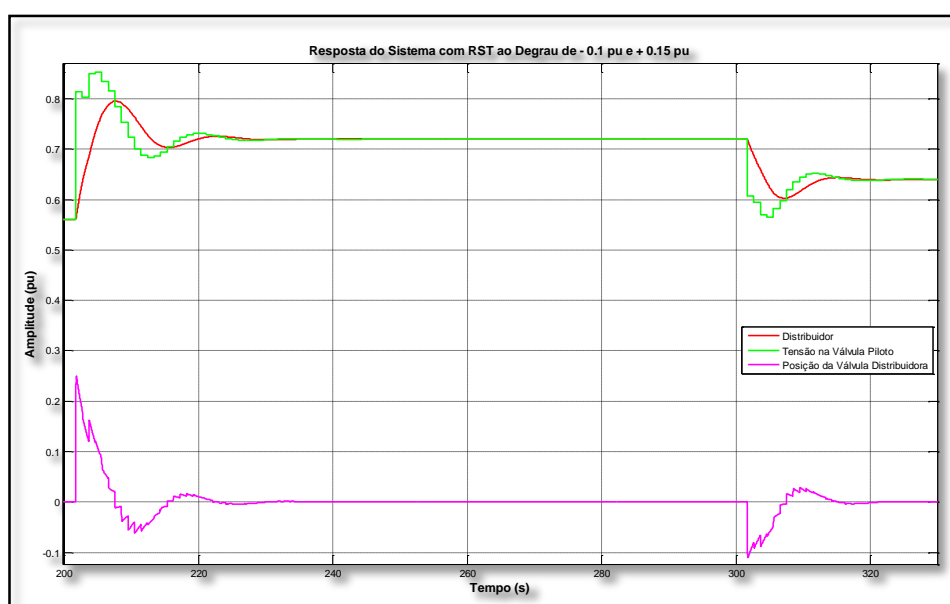


Figura 6.19. Resposta do Sistema com RST a Tomada de Carga de +0,2 pu e Rejeição de Carga de -0,1 pu (Sinais do Servoposicionador)

### 6.4.3 Resultados dos Controladores PID e RST

A figura 6.20 apresenta a resposta do sistema com o controlador PID, sinal azul, e com o controlador RST, sinal vermelho. Inicialmente a máquina opera com 0,4 pu de sua velocidade nominal e a referência de velocidade é mudada para 0,7 pu, logo um degrau positivo de 0,3 pu é aplicado no instante 100 segundos. A resposta do sistema controlado pelo PID, sinal azul, apresenta um sobre valor percentual maior que 9% e tempo de acomodação próximo de 40 segundos. Quanto ao sistema controlado pelo controlador RST, sinal vermelho, tem sobre valor percentual menor 1% e tempo de acomodação próximo de 20 segundos.

No instante 160 segundos ocorre uma rejeição de carga de -0,1 pu, onde é possível perceber a aceleração da máquina, e após 50 segundos, em 210 segundos, ocorre uma tomada de carga de +0,2 pu, em que se nota uma diminuição na velocidade da máquina.

Em todos os casos, desde a mudança na referencia de velocidade até a rejeição e tomada de carga, percebe-se a resposta do sistema controlado pelo RST como sendo a mais admissível, pois atende os requisitos de projeto.

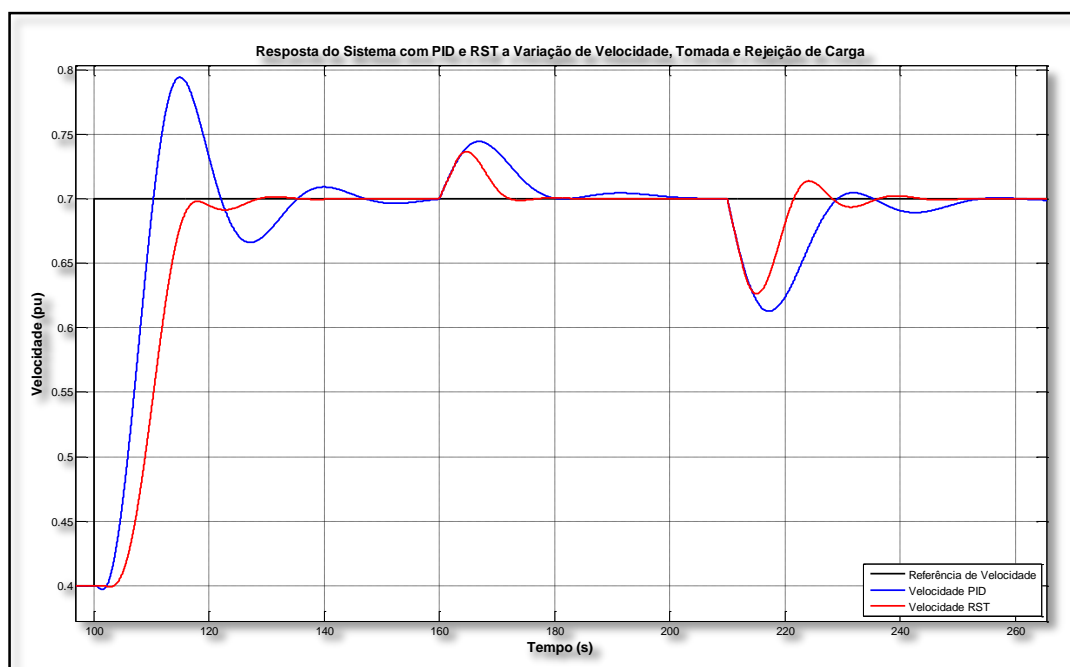


Figura 6.20. Resposta do Sistema com PID e RST a Variação de Velocidade, Rejeição de Carga de -0,1 pu e Tomada de Carga de +0,2 pu (Velocidade)

Para análise mais pormenorizada de rejeição de carga e tomada de carga do caso da figura 6.20, a figura 6.21 apresenta a curva de referência de carga, sinal

preto, potência da turbina quando sob o controlador PID, sinal verde, e potência da turbina quando sob o controlador RST. Então nota-se que apesar da curva de potência sob o RST oferecer um sobre valor maior que a curva de potência sob o PID, ela oferece uma acomodação mais rápida que a outra. Isso é desejável, pois caracteriza que a demanda por carga foi atendida mais rapidamente.

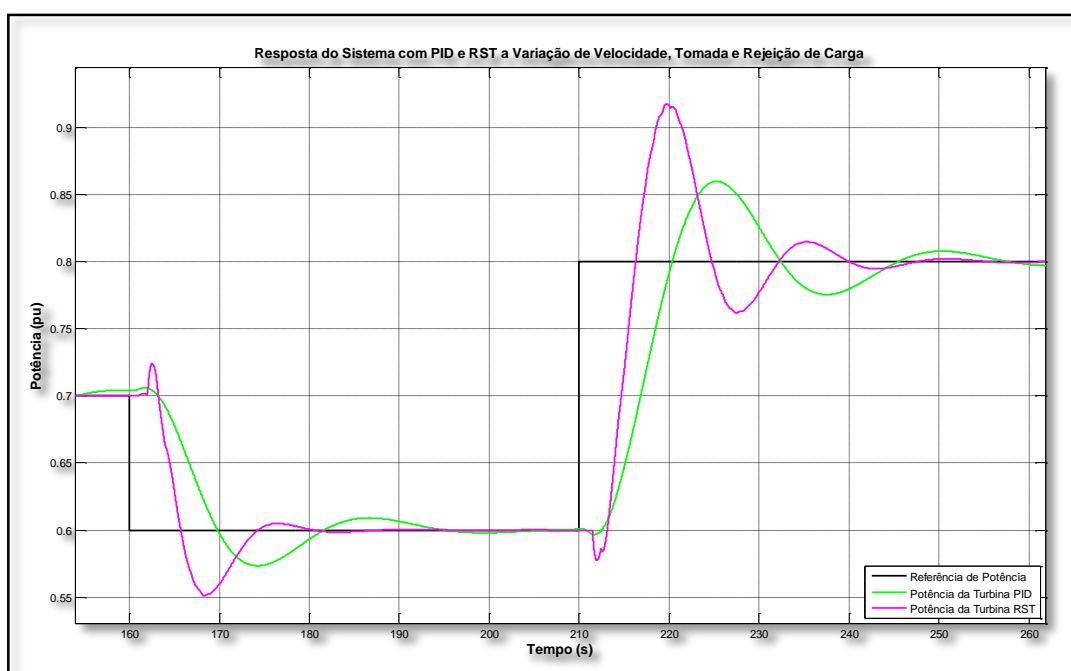


Figura 6.21. Resposta do Sistema com PID e RST a Variação de Velocidade, Rejeição de Carga de  $-0,1$  pu e Tomada de Carga de  $+0,2$  pu (Potência)

Finalmente, a figura 6.22 mostra os sinais do servoposicionador para o caso analisado na figura 6.20. Destaca-se o sinal de controle, no caso do PID sinal verde, quanto ao RST sinal amarelo tracejado, onde é possível notar que o sinal de controle do RST em seu pico atinge um valor menor que o sinal de controle do PID, oferecendo, inclusive, um resultado mais aceitável conforme as análises anteriores.

Consequentemente, o distribuidor controlado pelo RST varia menos sua abertura até atingir o regime, o que oferece mais segurança a estrutura física do conduto forçado e do caracol, pois diminui as variações de pressões nos mesmos.

O comportamento do distribuidor controlado pelo RST se justifica diante da observação da variação da posição da válvula distribuidora. Esta, em harmonia com o sinal de controle, varia menos sua posição e mais suavemente.



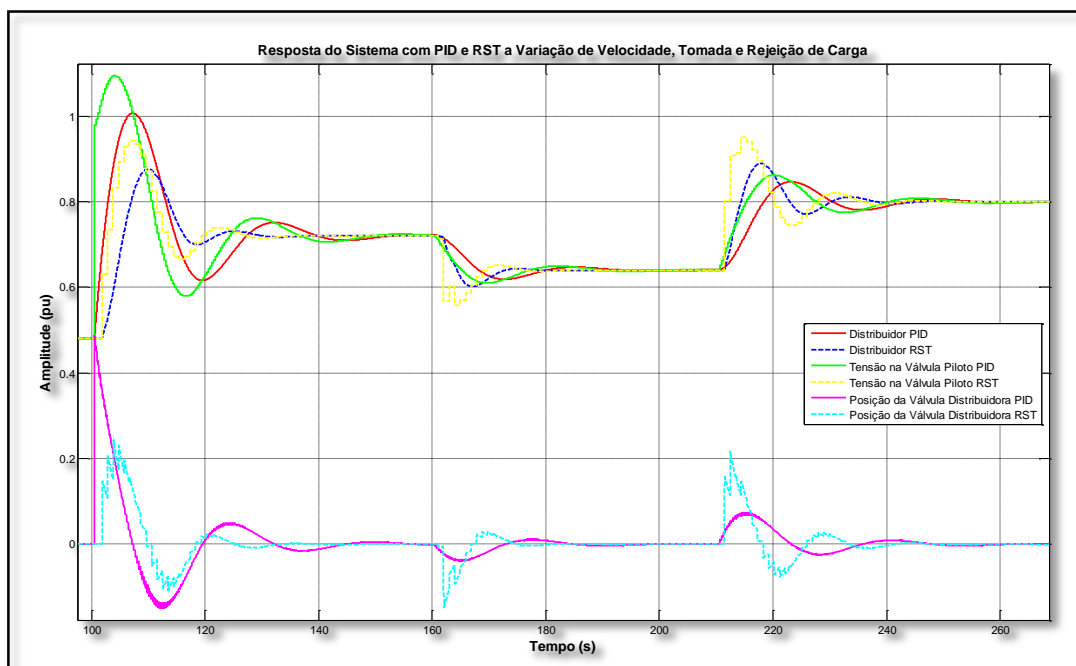


Figura 6.22. Resposta do Sistema com PID e RST a Variação de Velocidade, Rejeição de Carga de  $-0,1$  pu e Tomada de Carga de  $+0,2$  pu (Servoposicionador)

## 7 CONCLUSÃO

---

Dos resultados apresentados no capítulo 6 e suas subseções constata-se que o projeto de controladores para exercerem a função de reguladores de velocidade no processo de geração de energia é uma tarefa meticulosa em que os ajustes devem ser feitos considerando as características práticas do funcionamento. Com isso, oferecendo sobre tudo segurança.

O regulador isócrono apresenta-se como uma solução simples em seu projeto. Dentre os métodos que podem ser utilizados para projetar esse controlador, apresentou-se a utilização do LGR, onde se define o tempo de acomodação, de onde se calcula a parte real do pólo e faz-se o posicionamento dos pólos do sistema em malha fechada para que esses pólos tenham a parte real conforme o valor calculado, atendendo assim o tempo de acomodação estabelecido. Esse controlador, embora muito atraente pela sua simplicidade, não atende a regulação de sistemas em que duas ou mais máquinas gerando energia elétrica em paralelo, pois neste caso, as máquinas em paralelo com regulador isócrono sofrendo um desvio de carga não restabeleceriam seu valor nominal de velocidade, pois não atenderiam de modo equivalente as cargas e ocorreria uma competição entre as máquinas para atender o desvio de carga. Por isso o estatismo permanente se faz necessário quando se deseja fazer a regulação e velocidade entre máquina trabalhando em paralelo. O estatismo apresenta-se como uma solução para a distribuição proporcional entre as cargas em casos de tomada ou rejeição da mesma, o que também soluciona o retorno das máquinas a sua velocidade nominal.

Porém, o controlador já consagrado na regulação de velocidade no processo de geração de energia elétrica com máquinas trabalhando em paralelo é o PID. Isso se dá pelas suas atribuições atenderem de modo seguro e satisfatório as exigências das plantas utilizadas no processo de geração de energia. A análise desse controlador na seção 6.4.1 corroborou a ampla utilização do PID no contexto em questão. Embora ele tenha apresentado algumas características indesejadas, como por exemplo, o sobre valor percentual acima do projetado, isso se justifica pelo método de projeto utilizado, LGR, ser um método cansativo de tentativa e erro no ajuste dos pólos e zeros do sistema controlado. Certamente, um ajuste mais

meticuloso desse controlador ofereceria a resposta desejada atendendo de modo adequando todos os requisitos de projeto.

Quanto ao regulador de velocidade na estrutura RST, destaca-se a praticidade no projeto desse controlador. Visto que se trata de um método matemático polinomial onde os requisitos desejados são, finalmente, postos em polinômios, sendo estes os polinômios  $R(z^{-1})$ ,  $S(z^{-1})$  e  $T(z^{-1})$ .

Outra característica importante do RST são os dois graus de liberdade oferecidos nos polinômios  $T(z^{-1})$  e  $R(z^{-1})$ . Isso oferece liberdade no tratamento do sinal de referência no caso do polinômio  $T(z^{-1})$  e no sinal de realimentação com o polinômio  $R(z^{-1})$ . Permitindo a implementação de ajustes mais minuciosos até a obtenção da resposta mais conveniente.

Essas características do regulador com RST se consolidaram na seção 6.4.2 quando na análise de resultados desse controlador ele apresentou respostas dentro dos requisitos desejados para todos os testes.

Vale lembrar que no projeto do PID e do RST foram utilizadas plantas simplificadas e linearizadas, porém para os testes apresentados na seção 6.4 foram utilizadas as plantas sem simplificação e sem linearização, o que aumenta, significativamente, a complexidade da planta. Razão pela qual o controlador PID precisa ser melhor ajustado. Apesar do aumento de complexidade da planta o RST atendeu os requisitos de projeto estabelecidos.

Por tudo, conclui-se a importância do regulador de velocidade na estrutura PID e sua eficácia, diante de um ajuste adequado. Enquanto o RST mostrou-se eficiente e prático, e com isso, uma boa proposta para estudos mais profundos.

## 7.1 PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS

- Modelagem computacional, inicialmente, com duas UGH's operando em paralelo para estudo do estatismo permanente e sua atuação diante da variação na demanda por carga.
- Reprodução dos resultados deste trabalho em um sistema real como o oferecido no Laboratório de Controle de Potência do Campus UFPA – Belém.

## 8 BIBLIOGRAFIA

---

ALSTOM. [Online] [Citado em: 13 de maio de 2013.] [www.alstom.com.br](http://www.alstom.com.br).

**ANEEL, AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. 2008.** *Atlas de Energia Elétrica do Brasil*. 2ª. ed. Brasília : ANEL, 2008. ISBN: 85-87491-09-1.

**ASTRÖN, K. J. e WITTENMARK, B. 1997.** *Computer Controlled Systems-Theory and Design*. 3ª. ed. Englewood Cliffs : Prentice-Hall, 1997.

**COSTA, Antônio S. 2003.** *Turbinas Hidráulicas e Condutos Forçados*. Universidade Federal de Santa Catarina, Santa Catarina : 2003.

**FERREIRA, Rodrigo R. 2009.** *Implementação e Controle de Frequência em Sistemas de Potência com o uso da Ferramenta DigSILENT*. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, Brasil : 2009.

**FUTIKAMI, Edmar E., et al. 2003.** *Simulador de Regulador de Velocidade para Turbinas Hidráulicas*. Centro Federal de Educação Tecnológica do Paraná, Curitiba : 2003.

**HIDALGO, E. M. P. 2010.** *Modelo para Diagnóstico de Falhas em Regulador de Velocidade de Turbina Hidráulica*. São Paulo : Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2010.

**JÚNIOR, WALTER BARRA, DA COSTA JÚNIOR, CARLOS TAVARES e NOGUEIRA, FABRÍCIO GONZALES. 2010.** *Projeto de Pesquisa e Desenvolvimento (P&D): Implementação de um Estabilizador de Sistema de Potência Piloto, com capacidade de Adaptação, em Gerador da Etapa da 1 UHE de Tucuruí, como continuidade de Projeto P&D do Ciclo 2000-2001*. Belém : Universidade Federal do Pará - UFPA & Regional de Produção de Tucuruí - CTC, 2010.

**KUNDUR, P. 1994.** *Power System Stability and Control*. 3ª. New York : McGraw-Hill, 1994. ISBN: 0-07-035958-X.

**LANDAU, I. D. e ZITO, G. 2006.** *Digital Control Systems: Design, Identification and Implementation*. Germany : Springer, 2006. ISBN: 1846280559.

**MARCHIORO, Mateus K. 2012.** *Modelagem Matemática e Análise de um Servoposicionador Hidráulico*. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, s.l., Rio Grande do Sul, Brasil : 2012.

**MAZZORANA, Rafael H.F. 2008.** *Modelagem Dinâmica via Fluxo de Potência de Reguladores de Velocidade em Usinas Hidrelétricas*. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Santa Catarina, Brasil : 2008.

**MENDOZA, Yesid E.A. 2006.** *Desevolvimento de um Sistema Srvopneumático para Regulação de Velocidade de Turbinas em Pequenas Centrais Hidrelétricas*. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Santa Catarina, Brasil : 2006.

**MORAES, Anderson R.B. 2011.** *Desenvolvimento e Implementação de Estratégias de Controle Digital para Regulação de Tensão e Amortecimento de Oscilações Eletromecânicas em um Gerador Síncrono de 10KVA*. Universidade Federal do Pará, Belém, Pará, Brasil : 2011.

**NASCIMENTO FILHO, P. S. 2011.** *Investigação de Estratégias de Controle Digital para Regulação de Velocidade e Emulação da Dinâmica de Turbinas Hidráulicas, com Implementação e Testes Experimentais em uma Micromáquina de 10KVA*. Belém : Universidade Federal do Pará, 2011.

**NEYRPIC, MANUAL. 1983.** Manual Neyrpic Eletronorte. 1983.

**NISE, Norman S. 2009.** *Engenha de Sistemas de Controle*. Traduzido por Fernando Ribeiro da Silva. 5ª. ed. 5ª. Rio de Janeiro : Livros Técnicos e Científicos Editroa S.A., 2009. ISBN: 978-85-216-1704-4.

**OGATA, K. 2003.** *Engenharia de Controle Moderno*. Tradução de Paulo Alvaro Maya. 4ª. ed. São Paulo : Prentice Hall, 2003. ISBN: 85-87918-23-0.

**PAOLO, I. F. DI. 2009.** *Aplicações de Técnicas de Padrões de Projeto Orientados a Objetos na Construção de Framework para Modelagem e Simulação Dinâmicas de Unidades Geradoras*. Belém : Faculdade de Engenharia Elétrica da Universidade Federal do Pará, 2009.

**WEG. 2013.** *Características e Especificações de Geradores*. São Paulo : s.n., 2013.

# APÊNDICE

---

## A. ALGORITMOS EM MATLAB

### A.1. Rotina Principal

Nessa rotina são executadas as rotinas de parâmetros, onde são carregados os parâmetros do servoposicionador, turbina hidráulica não linear e massa mecânica. Bem como executa a rotina RST\_Regulador, que calcula os polinômios R, S e T de acordo com os requisitos de projeto. Ainda, executa também a rotina Gráficos, onde todos os gráficos são plotados.

```
%% UFPA - Universidade Federal do Pará
%% Campus Universitário de Tucuruí
%% Faculdade de Engenharia Elétrica
%% Prof. M.Sc. Raphael Barros Teixeira
%% Aluna Amanda de Oliveira Leão
%% Rotina Principal
clear all
clc

Parametros
% Carrega os parametros do servoposicionador, turbina hidráulica não linear
% e massa mecânica.

RST_Regulador
% Calcula os polinômios RST com os requisitos de projeto.

Graficos
%Graficos
% Plota os gráficos
```

### A. 2. Carregamento dos Parâmetros

```
%% UFPA - Universidade Federal do Pará
%% Campus Universitário de Tucuruí
%% Faculdade de Engenharia Elétrica
%% Prof. M.Sc. Raphael Barros Teixeira
%% Aluna Amanda de Oliveira Leão
%% Parâmetros

clear all
clc

% Regulador de Velocidade
Rp = 0.05;          % Estatismo permanente

% Servoposicionador (Parâmetros Di Paolo)
tp = 0.016;
tg = 2.8;
```

```

% Turbina (Parâmetros Kundur)
At = 1.25;
tw = 1.54;
Unl = 0.2;

% Condição Operacional
H0 = 1;
Pm0 = 0.8;

% Cálculo das Condições Iniciais
U = (Pm0/H0) + Unl;
G = U/sqrt(H0);
g = G/At;

% Massa (Parâmetros Barra)
H = 4.66;
D = 1;

% Períodos de Amostragem
Tm = 1.2;
Tp = Tm/100;

```

### A. 3. Rotina RST\_Regulador

```

%% UFPA - Universidade Federal do Pará
%% Campus Universitário de Tucuruí
%% Faculdade de Engenharia Elétrica
%% Prof. M.Sc. Raphael Barros Teixeira
%% Aluna Amanda de Oliveira Leão
%% Regulador de Velocidade
% Funções de Transferência
% VPiloto = tf([1],[T1 1]);
% VDistribuidora = tf([1],[T2 0]);
% G1 = feedback(VPiloto*VDistribuidora,1);
% Servomotor = tf([1],[T3 0]);
% Servoposicionador = (G1*Servomotor);
Servoposicionador = tf([1],[tg 1]); % Servoposicionador
Turbina = tf([-tw 1],[0.5*tw 1]); % Turbina Linear
Massa = tf([1],[2*H D]); % Massa Mecânica
F = (Servoposicionador * Turbina * Massa);

% Especificações de desempenho
SP = 1.5;
qsi = (-log(SP/100) / (sqrt(pi^2 + log(SP/100)*log(SP/100)))); %
Amortecimento
ts = 20; % Tempo de acomodação
wn = 4/(qsi*ts); % Frequência Natural

% Polos de MF Desejados no Plano S
s1 = -qsi*wn+j*wn*(1-qsi^2)^0.5;
s2 = -qsi*wn-j*wn*(1-qsi^2)^0.5;

% Calcula o Período de Amostragem
% Ts = 2*pi / (25 * wn * sqrt((1-2*qsi^2) + sqrt(4*qsi^2 - 4*qsi^2 + 2)))

% Função de Transferência Discreta

```

```

Hz = c2d(F,Tm); % Discretização da planta
[B,A,Tm]=tfdata(Hz,'v'); % recolhe informações da função de
transferencia
Hzw = filt(B,A,Tm); % Coloca na forma z-1

% Polos Dominantes no Plano Z
z1 = exp(s1 * Tm);
z2 = exp(s2 * Tm);

%Acrescimo do integrador
Hs=[1 -1];
Hr=1;
Al=conv(A,Hs);
Bl=conv(B,Hr);

% Construção do polinômio p
Pd = poly([z1 z2]); % Polinômio com raízes z1 e z2 (polos
dominantes)
Pa = poly([0.5 0.4 0.2 0.1]); % Polinômio com raízes 0.5, 0.4, 0.2 e 0.1
(polos auxiliares)
P = conv(Pd,Pa); % Obtenção do vetor P que armazena os
coeficientes que resultam nas raízes Pd e Pa
p = P';

% Matriz M (Silvester), considerando d = 0
M = [Al(1) 0 0 Bl(1) 0 0 0;
Al(2) Al(1) 0 Bl(2) Bl(1) 0 0;
Al(3) Al(2) Al(1) Bl(3) Bl(2) Bl(1) 0;
Al(4) Al(3) Al(2) Bl(4) Bl(3) Bl(2) Bl(1);
Al(5) Al(4) Al(3) 0 Bl(4) Bl(3) Bl(2);
0 Al(5) Al(4) 0 0 Bl(4) Bl(3);
0 0 Al(5) 0 0 0 Bl(4)];

% Cálculo dos Polinômios RST
x = inv(M)*p; % Cálculo do vetor x possuidor dos
parâmetros RST

% Parâmetros RST
display('Parâmetros R, S e T do Regulador de Velocidade')
R = [x(4) x(5) x(6) x(7)] % Obtenção dos parâmetros R
S = conv([x(1) x(2) x(3)],Hs) % Cálculo dos parâmetro S com imposição de
um integrador (1-z-1)
T = [x(4)+x(5)+x(6)+x(7)] % Cálculo dos parâmetro T por meio da soma
de r0 , r1 , r2 e r3
Sp = Rp*sum(R); % Cálculo do Estatismo Permanente Sp

```

### A. 3. Gráficos

```

%% UFPA - Universidade Federal do Pará
%% Campus Universitário de Tucuruí
%% Faculdade de Engenharia Elétrica
%% Prof. M.Sc. Raphael Barros Teixeira
%% Aluna Amanda de Oliveira Leão
%% Rotina Para Geração dos Gráficos
%% Obtenção dos Dados Exportados do SIMULINK

% Obtenção dos Vetores de Tempo
t1 = DataPotencia(:,1);
t2 = DataVelocidade(:,1);

```



```

t3 = DataDistribuidor(:,1);
t4 = DataPV(:,1);
t5 = DataTV(:,1);
t6 = DataRefVelocidade(:,1);

% Obtenção dos Vetores de Dados
Pturb = DataPotencia(:,2);
Velocidade = DataVelocidade(:,2);
Distribuidor = DataDistribuidor(:,2);
TV = DataTV(:,2);
PV = DataPV(:,2);
RefVelocidade = DataRefVelocidade(:,2);

%% Plota a Resposta ao Degrau na Referência de Velocidade

plot(t6,RefVelocidade,'black','linewidth',1.5);
hold on
plot(t2,Velocidade,'b','linewidth',1.5);
% plot(t1,Pturb, 'r','linewidth',1.5);
% plot(t3,Distribuidor, 'y','linewidth',1.5);
% plot(t5,TV, 'g','linewidth',1.5);
% plot(t4,PV, 'm','linewidth',1.5);
hold off
legend('Referência de Velocidade','Velocidade','Potência da
Turbina','Distribuidor','Tensão na Válvula Piloto','Posição da Válvula
Distribuidora',4);
title('Resposta do Regulador de Velocidade com Estatismo Permanente ao
Degrau de + 0.3 pu, - 0.2 pu e + 0.1 pu','fontsize',12,'fontweight','b');
xlabel('Tempo (s)','fontsize',12,'fontweight','b');
ylabel('Velocidade (pu)','fontsize',12,'fontweight','b');
grid;

```

#### A. 4.

#### B. Diagrama de Blocos

#### C. Todos os Sinais

### Diagrama de Blocos da Emulação Completa sem Subsistemas