



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA ELÉTRICA – CENTRO TECNOLÓGICO

CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA ELÉTRICA

Lucas Eduardo de Souza

**MODELAGEM, IDENTIFICAÇÃO E VALIDAÇÃO DE ATUADORES
ELETROMECAÑICOS DE UNIDADES GERADORAS DE USINAS
HIDRELÉTRICAS**

Florianópolis - SC

2020

Lucas Eduardo de Souza

**MODELAGEM, IDENTIFICAÇÃO E VALIDAÇÃO DE ATUADORES
ELETROMECÂNICOS DE UNIDADES GERADORAS DE USINAS
HIDRELÉTRICAS**

Trabalho de Conclusão de Curso submetido ao Programa de Graduação em Engenharia Elétrica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Bacharel em Engenharia Elétrica.

Orientador: Prof. Miguel Moreto, Dr. Eng.

Florianópolis - SC

2020

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

de Souza, Lucas Eduardo

Modelagem, identificação e validação de atuadores
eletromecânicos de unidades geradoras de usinas
hidrelétricas / Lucas Eduardo de Souza ; orientador,
Miguel Moreto, 2020.

73 p.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) -
Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico,
Graduação em Engenharia Elétrica, Florianópolis, 2020.

Inclui referências.

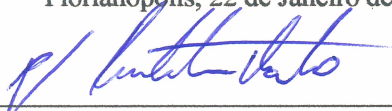
1. Engenharia Elétrica. 2. Modelagem matemática. 3.
Simulação. 4. Atuadores eletromecânicos. I. Moreto, Miguel.
II. Universidade Federal de Santa Catarina. Graduação em
Engenharia Elétrica. III. Título.

Lucas Eduardo de Souza

MODELAGEM, IDENTIFICAÇÃO E VALIDAÇÃO DE
ATUADORES ELETROMECAÑICOS DE UNIDADES
GERADORAS DE USINAS HIDRELÉTRICAS

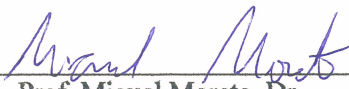
Este Trabalho foi julgado adequado como parte dos requisitos para
obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Elétrica e aprovado, em
sua forma final, pela Banca Examinadora

Florianópolis, 22 de Janeiro de 2020.

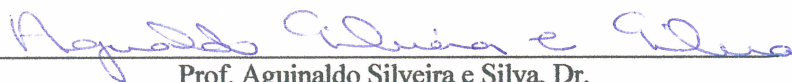


Prof. Jean Vianei Leite, Dr.
Coordenador do Curso de Graduação em Engenharia Elétrica

Banca Examinadora:



Prof. Miguel Moreto, Dr.
Orientador
Universidade Federal de Santa Catarina



Prof. Aguinaldo Silveira e Silva, Dr.
Universidade Federal de Santa Catarina



Eng. Eletricista Kauana Palma Silva, Me.
Universidade Federal de Santa Catarina

Dedico este trabalho aos meus pais e à minha namorada.

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer a todos que contribuíram para que eu chegasse até aqui.

Aos meus pais e família, por investirem na minha educação e acreditarem no meu potencial.

À minha namorada pelo apoio e compreensão.

Aos meus amigos e colegas de curso, que tornaram a jornada mais leve.

Aos colegas da Reivax; Kleiton, Bruno e João, e, principalmente, ao Paiva e ao Manso por me introduzirem à área de modelagem.

Ao meu orientador, Prof. Miguel Moreto, pela ajuda neste trabalho.

A todos os professores que tive até hoje.

Obrigado.

É bem melhor pensar sem falar, do que falar sem pensar.(Jô Soares)

RESUMO

Devido à complexidade dos sistemas elétricos de potência, estudos e análises de estabilidade eletromecânica são realizados através de simulações matemáticas do sistema. Para um resultado confiável, um modelo matemático que consiga capturar o comportamento real de seus equipamentos é fundamental. O principal elemento do sistema que contribui para a estabilidade de frequência é o regulador de velocidade, equipamento responsável pela regulação primária das unidades geradoras, ou seja, pela regulação de potência e frequência dos geradores síncronos. Na literatura encontra-se vários trabalhos tratando sobre o desempenho da regulação primária e sobre a modelagem matemática da turbina e do conduto forçado; mas pouco se discute sobre os atuadores eletromecânicos. De fato, informações sobre a modelagem de atuadores são escassas, e não existem trabalhos dedicados especificamente a eles, sendo comum encontrar conclusões sobre sua influência negativa no desempenho da regulação primária e como suas diversas não linearidades impactam no funcionamento dos reguladores de velocidade na prática.

Dessa forma, como a dinâmica dos atuadores é frequentemente negligenciada nos trabalhos encontrados na literatura, o presente trabalho pretende realizar um estudo aprofundado dos atuadores eletromecânicos e sobre suas principais dinâmicas. Para isso, serão realizadas simulações de diversos modelos matemáticos cujos resultados são confrontados com medições de ensaios de campo, a fim de comprovar a aderência do comportamento dos modelos matemáticos com o comportamento do equipamento real.

Palavras-chave: Modelagem matemática. Simulação. Atuadores eletromecânicos.

ABSTRACT

Due to the complexity of electric power systems, studies and electromechanical stability analysis are performed using mathematical simulations of the system. To achieve reliable results, the use of a model that manages to capture the real behaviour of its equipment is fundamental. The main system's element that contributes to its frequency stability is the speed governor, responsible for the primary regulation of the generating units, that is the power and frequency regulation of synchronous generators. There are many works about the performance of primary regulation or about the mathematical modelling of turbines and forced conduit; but little can be found about the electromechanical servomotors. Indeed, there is little information about the modelling of electromechanical servomotors, and there are few to none papers/articles dedicated to them. There are however many sources that point conclusions about the negative influence of this equipment on the performance of the primary regulation and how its many nonlinearities impact in the operation of real speed governors.

Thus, the actuators dynamics are often neglected in papers/articles found in the literature, and this work aims to study the electromechanical actuators and its main dynamics more deeply. Different mathematical models simulations will be performed, and the results will be confronted with field tests measurements in order to verify the validity of the model with the behaviour of the physical equipment.

Palavras-chave: Mathematical modelling. Simulation. Electromechanical actuators.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Esquema de um sistema elétrico de potência.	13
Figura 2 – Subsistemas e controles associados ao sistema de potência.	14
Figura 3 – Discrepância entre potência ativa da simulação e do sistema real.	16
Figura 4 – Discrepância entre tensão do sistema da simulação e do sistema real.	16
Figura 5 – Resposta da potência mecânica a um degrau de posição do atuador.	17
Figura 6 – Resposta da potência mecânica a uma rampa de posição.	18
Figura 7 – Resposta da abertura de diferentes atuadores a um degrau de carga.	19
Figura 8 – Efeito do <i>backlash</i> na regulação primária.	20
Figura 9 – Levantamento de modelos utilizados no PSSe.	21
Figura 10 – Diagrama de blocos do modelo HYGOV.	22
Figura 11 – Diagrama de blocos do modelo IEEE2.	22
Figura 12 – Diagrama de blocos do modelo IEEE3.	22
Figura 13 – Diagrama de blocos do modelo completo do servomotor.	23
Figura 14 – Distribuição de geração do SIN.	24
Figura 15 – Unidade Geradora de uma Usina Hidrelétrica.	25
Figura 16 – Perfil Esquemático de uma Usina Hidrelétrica.	26
Figura 17 – Diagrama de controle de uma unidade geradora.	26
Figura 18 – Diagrama de um Sistema de Excitação.	27
Figura 19 – Curva de Capabilidade.	27
Figura 20 – Diagrama de controle de um Sistema de Regulação de Velocidade.	29
Figura 21 – Controlador PID.	30
Figura 22 – Medições do regulador isócrono.	30
Figura 23 – Medições do regulador de potência.	30
Figura 24 – Medições do controlador com estatismo de potência.	31
Figura 25 – Ilustração do estatismo.	31
Figura 26 – Implementação de um controlador na prática.	32
Figura 27 – Turbina Pelton.	34
Figura 28 – Turbina Francis.	35
Figura 29 – Turbina Kaplan.	36
Figura 30 – Turbina Bulbo.	36
Figura 31 – Faixa de operação dos tipos de turbinas; da esquerda para a direita: Kaplan, Francis e Pelton.	37
Figura 32 – Diagrama de blocos do modelo do conduto-turbina.	37
Figura 33 – Sistema de controle de posicionamento do atuador.	39
Figura 34 – Válvula proporcional.	39
Figura 35 – Sistema de controle de posicionamento do atuador com válvula dis- tribuidora.	40

Figura 36 – Esquemático do ensaio de abertura e fechamento do atuador. . . .	41
Figura 37 – Ensaio de abertura do atuador.	42
Figura 38 – Ensaio de zona morta.	43
Figura 39 – Esquemático do ensaio de degrau de posição.	43
Figura 40 – Ensaio de degrau de posição.	43
Figura 41 – Modelo do atuador identificado através dos ensaios de campo. . . .	44
Figura 42 – diagrama de blocos do controlador de posicionamento utilizado nas simulações.	45
Figura 43 – diagrama de blocos do modelo para pequenos sinais.	46
Figura 44 – diagrama de blocos do modelo de primeira ordem.	47
Figura 45 – Degrau de posição de 1%; resultado do ensaio de campo e da simu- lação.	47
Figura 46 – Degrau de posição de 5%; resultado do ensaio de campo e da simu- lação.	47
Figura 47 – Degrau de posição de 20%; resultado do ensaio de campo e da simulação.	48
Figura 48 – Comportamento da Saturação.	48
Figura 49 – Degrau de posição de 2%.	49
Figura 50 – Degrau de posição de 5%. Fonte: elaborado pelo autor.	49
Figura 51 – Degrau de posição de 20%.	49
Figura 52 – Comportamento da Zona Morta.	50
Figura 53 – Degrau de posicionamento do defletor; medição de campo e simula- ção sem zona morta.	51
Figura 54 – Degrau de posicionamento do defletor; medição de campo e simula- ção com zona morta.	51
Figura 55 – Ensaio de abertura e fechamento da agulha da UG2 da UHE Guatapé.	52
Figura 56 – diagrama de blocos do modelo com dois ganhos KH distintos. . . .	53
Figura 57 – Ensaio de campo de abertura e fechamento.	53
Figura 58 – diagrama de blocos do modelo com esmagamento.	54
Figura 59 – Simulação do ensaio de abertura e fechamento.	54
Figura 60 – Influência do esmagamento na dinâmica do atuador.	55
Figura 61 – Ensaio de campo de abertura e fechamento do atuador com válvula distribuidora.	56
Figura 62 – Simulação do ensaio de degrau de posição do atuador com válvula distribuidora.	56
Figura 63 – Simulação do ensaio de degrau de posição do atuador sem posição de repouso representada.	57
Figura 64 – Modelo do atuador com representação da posição de repouso. . . .	57

Figura 65 – Simulação do ensaio de degrau de posição do atuador com posição de repouso representada.	57
Figura 66 – Resultado do ensaio de campo do comportamento da taxa do atuador.	58
Figura 67 – Resultado do ensaio de campo do comportamento da taxa do atuador realizado em UHE Capivara.	59
Figura 68 – Resultado do ensaio de campo do comportamento da taxa do atuador realizado em UHE Capivara.	60
Figura 69 – diagrama de blocos do modelo utilizando tabela de ganhos hidráulicos.	60
Figura 70 – Exemplo de funcionamento da tabela.	61
Figura 71 – Ensaio de campo para levantamento da característica da taxa de posicionamento.	61
Figura 72 – Simulação do ensaio de posicionamento do distribuidor utilizando modelo sem tabela de taxa hidráulica.	62
Figura 73 – Simulação do ensaio de posicionamento do distribuidor utilizando modelo com tabela de taxa hidráulica.	62
Figura 74 – Dinâmicas capturadas pelo modelo da tabela de taxas.	63
Figura 75 – Identificação das taxas de abertura e fechamento.	64
Figura 76 – Levantamento da tabela de taxas - fechamento.	64
Figura 77 – Levantamento da tabela de taxas - abertura.	65
Figura 78 – Curva levantada através do programa de identificação.	65
Figura 79 – Modelo e parâmetros do controlador do distribuidor da UG02 da UHE Capivara.	71
Figura 80 – Modelo e parâmetros do controlador da válvula distribuidora do distribuidor da UG02 da UHE Capivara. Fonte: Reivax Controle e Automação.	72
Figura 81 – Modelo e parâmetros dos modelos dos atuadores da UG02 da UHE Capivara.	72
Figura 82 – Modelo e parâmetros dos controladores da agulha e do defletor da UG02 da UHE Guatapé.	73
Figura 83 – Modelo e parâmetros do dos modelos dos atuadores da UG02 da UHE Guatapé.	74

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	CONTEXTO	13
1.2	MOTIVAÇÃO / REVISÃO DO ESTADO DA ARTE	15
1.3	OBJETIVO	23
2	USINAS HIDRELÉTRICAS	24
2.1	MÁQUINA SÍNCRONA	25
2.2	REGULADOR DE VELOCIDADE	28
2.2.1	Controlador de Velocidade	29
2.2.2	Conduto-Turbina	33
2.2.3	Atuadores	38
3	MODELAGEM E IDENTIFICAÇÃO DE SISTEMAS DE ATUADORES ELETROME CÂNICOS	41
3.1	ENSAIOS DE CAMPO	41
3.1.1	Ensaio de Abertura e Fechamento	41
3.1.2	Ensaio de Zona Morta	42
3.1.3	Ensaio de Degrau de Posição	42
4	VALIDAÇÃO DE MODELOS E RESULTADOS	45
4.1	METODOLOGIA	45
4.2	ANÁLISE DE NÃO-LINEARIDADES	46
4.2.1	Função de Transferência de Primeira Ordem	46
4.2.2	Limites de Taxas Mecânicas	48
4.2.3	Zona Morta	50
4.2.4	Taxas de abertura e fechamento diferentes	52
4.2.5	Região de Esmagamento	53
4.2.6	Válvula Distribuidora	54
4.2.7	Posição de Repouso	56
4.2.8	Não Linearidade da Taxa de Posicionamento	58
5	CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS	66
5.1	TRABALHOS FUTUROS	66
	REFERÊNCIAS	68
	ANEXO A – PARÂMETROS DOS MODELOS DAS UNIDADES GERADORAS ENSAIADAS	71
A.1	UHE CAPIVARA - UG02	71
A.2	UHE GUATAPÉ - UG02	71

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTO

Um sistema elétrico de potência pode ser definido como um conjunto de equipamentos conectados eletricamente entre si destinados à geração, transmissão e distribuição de energia elétrica, conforme a Figura 1. O sistema de geração tem o propósito de converter energia de uma fonte disponível na natureza para a energia elétrica, que é levada às principais cargas do sistema através do sistema de transmissão. O sistema de distribuição representa o estágio final da transferência de energia, levando-a até os consumidores.

Figura 1 – Esquema de um sistema elétrico de potência.



Fonte: site da empresa Sete Engenharia.¹

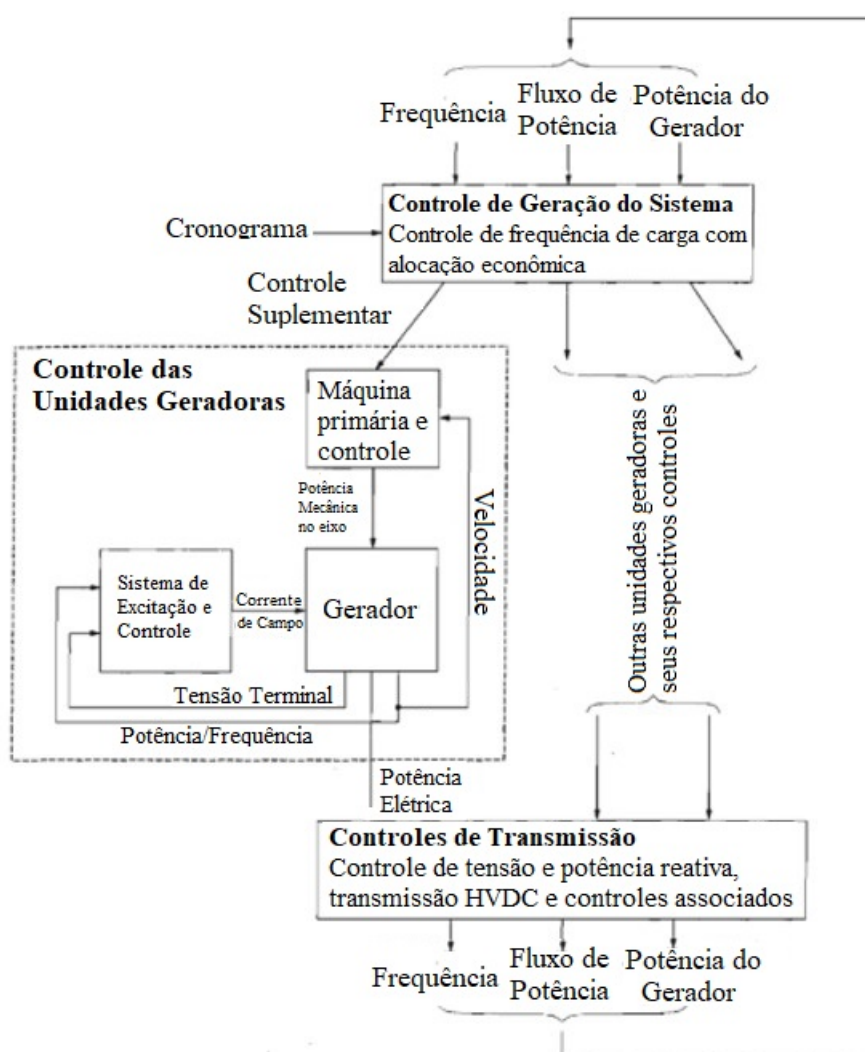
Um sistema de potência bem projetado deve operar seguindo determinados requisitos de desempenho (KUNDUR, 1994):

1. O sistema deve ser capaz de suprir a demanda de carga ativa e reativa;
2. O sistema deve suprir energia com custo mínimo e com baixo impacto ambiental;
3. Deve manter um padrão de qualidade mínimo:
 - Perfis de tensão e frequência dentro de uma faixa aceitável, próximos ao valor nominal;
 - Operação estável e confiável.

¹ Endereço: <https://seteengenhariaeletrica.com.br/uncategorized/a-distribuicao-de-energia/>. Acessado em 22 de Novembro de 2019.

A geração concentra alguns importantes controles de desempenho do sistema, como ilustrado na Figura 2. Em unidades geradoras de usinas hidrelétricas, os equipamentos de controle são os reguladores de tensão e reguladores de velocidade, que atuam, respectivamente, na tensão de campo do gerador e na vazão de água turbinada pelas turbinas, de modo a controlar a tensão terminal, potência ativa e frequência da tensão terminal do gerador.

Figura 2 – Subsistemas e controles associados ao sistema de potência.



Fonte: traduzido de (KUNDUR, 1994).

Devido à complexidade dos sistemas elétricos de potência, estudos de análise, projeto, planejamento e operação são altamente dependentes de modelos matemáticos que consigam reproduzir com fidelidade o comportamento dinâmico dos equipamentos da rede. Os modelos são componentes críticos para o planejamento, operação e projeto de sistemas de potência. Estudos que usam tais modelos são importantes para:

- Determinar estratégias de operações e transferência de potência limites;
- Estudar o impacto de novos geradores na rede;
- Determinar a necessidade de novas linhas de transmissão e subestações;
- Investigar a estabilidade do sistema após grandes perturbações (estabilidade transitória) ou impactos incrementais (pequenos sinais);
- Analisar o controle de frequência e tensões do sistema.

Para estudos de estabilidade, por exemplo, o Operador Nacional do Sistema Elétrico (ONS) necessita de todos os parâmetros estáticos dos equipamentos da rede (transformadores, linhas de transmissão, geradores, compensadores) assim como os parâmetros dinâmicos de todos os geradores e modelos de todos os controladores (regulador de velocidade, regulador de tensão e estabilizador do sistema de potência) instalados em cada unidade geradora do sistema com seus respectivos ajustes. Além disso, para garantir a confiabilidade das simulações e estudos realizados, é muito importante validar o modelo matemático através de ensaios de campo, para comprovar que o modelo consegue descrever o sistema físico adequadamente (PAIVA *et al.*, 2015).

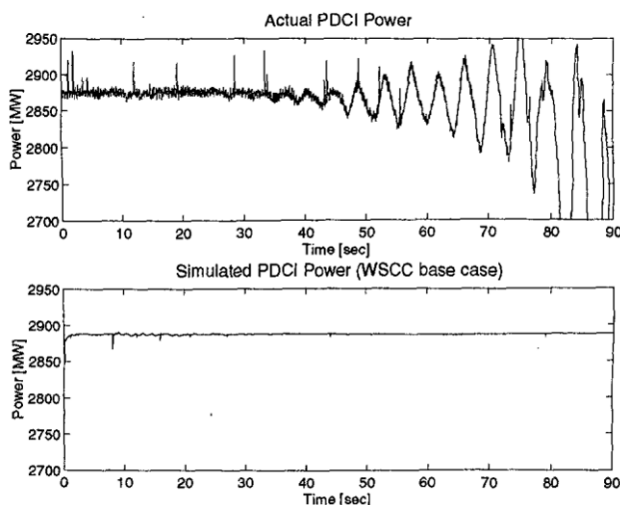
Logo, é muito importante que os modelos utilizados nos estudos supracitados sejam precisos. Se os modelos são otimistas demais, o sistema pode operar de maneira que leve a severas consequências, incluindo *blackouts* e propagação de distúrbios por todo o sistema. Por outro lado, se o modelo é muito conservador, o sistema pode operar de forma economicamente inviável, ou adições desnecessárias ao sistema podem ser construídas (KORITAROV *et al.*, 2013).

Um exemplo muito claro das consequências de se utilizar um modelo matemático errado nas simulações foi o *blackout* no sistema da costa oeste dos Estados Unidos, em 10 de Agosto de 1996. Como pode-se ver na Figura 3 e Figura 4, os modelos dos equipamentos utilizados nas simulações do sistema não representavam com fidelidade seus comportamentos; eram demasiadamente simplificados, pois falhavam em reproduzir certas dinâmicas do sistema, como o amortecimento de oscilações inter-áreas, perfis médios de tensão e potência e excursões de frequência da rede (KOSTEREV; TAYLOR; MITTELSTADT, 1999)

1.2 MOTIVAÇÃO / REVISÃO DO ESTADO DA ARTE

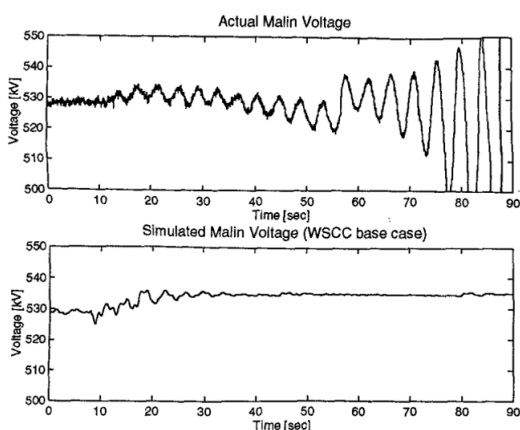
A posição do atuador e sua velocidade de fechamento e abertura interferem diretamente na dinâmica da turbina. Quanto mais tempo o atuador leva para abrir, mais

Figura 3 – Discrepância entre potência ativa da simulação e do sistema real.



Fonte: (KOSTEREV; TAYLOR; MITTELSTADT, 1999).

Figura 4 – Discrepância entre tensão do sistema da simulação e do sistema real.



Fonte: (KOSTEREV; TAYLOR; MITTELSTADT, 1999).

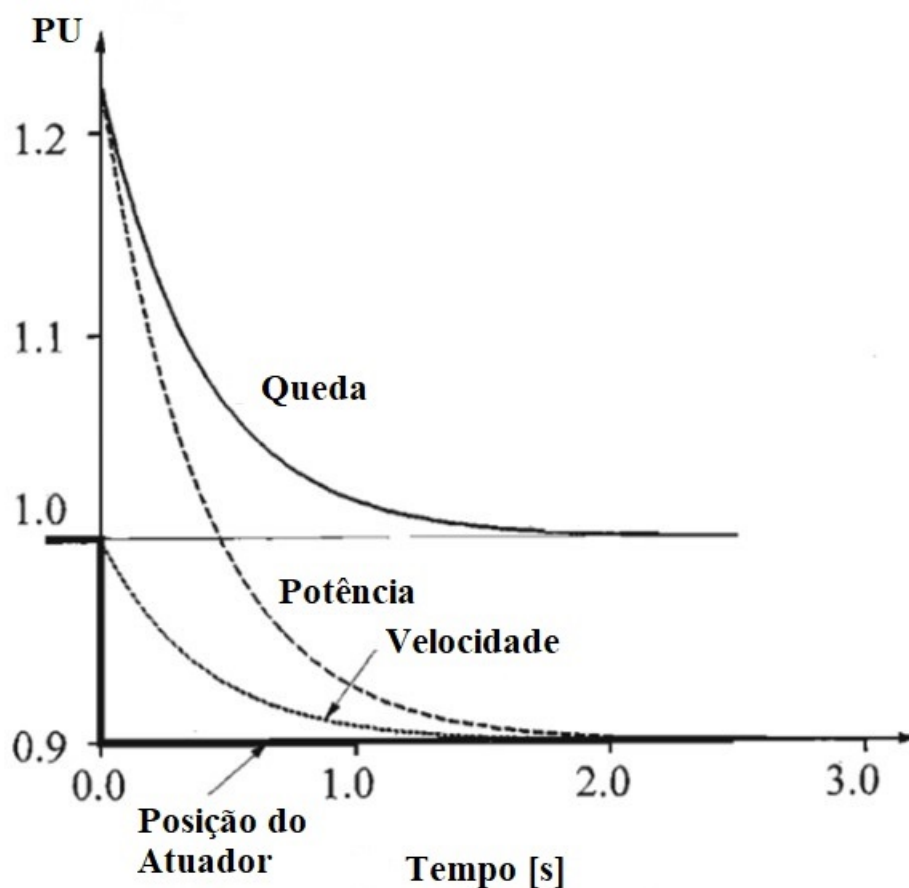
tempo se leva para aumentar a vazão de água turbinada, afetando o tempo da tomada de carga da unidade geradora.

A Figura 5 ilustra a resposta da potência mecânica a um degrau de 0,1 pu da posição do atuador, ou seja, um fechamento instantâneo de 10% de variação. Opondo-se ao fechamento do atuador, a potência mecânica instantaneamente aumenta, e isso ocorre devido ao fenômeno de "aríete de água", representado pela presença de um zero no semi plano direito, caracterizando uma resposta de fase não-mínima. Já a Figura 6 mostra a resposta da potência mecânica a uma variação de 0,1 pu da posição do atuador ao longo de 1 segundo, ou seja, um fechamento gradual de 10 % por segundo. Nota-se como a potência mecânica demora mais para estabilizar e se "recuperar" da inércia da água, devido ao maior tempo de variação do atuador.

Supondo-se uma situação hipotética em que deve-se realizar estudos de de-

sempenho de um regulador de velocidade. A Figura 5 ilustra a simulação de um degrau de fechamento neste sistema. Porém, em ensaios de campo, verifica-se que a simulação é muito diferente das medições, que seria uma resposta como a da Figura 6. Observa-se que o modelo utilizado na simulação é muito otimista, já que o fechamento do atuador ocorre instantaneamente, o que pode levar a conclusões errôneas sobre o desempenho do sistema em estudos de estabilidade eletromecânica. Este caso é muito plausível, visto que os limites de taxas mecânicas frequentemente são negligenciados nos modelos utilizados em estudos, e são eles que causam esta discrepância de desempenho entre a Figura 5 e Figura 6 na movimentação dos atuadores, como será apresentado no decorrer deste trabalho. Assim, esta situação já representa uma das razões pelas quais deve-se tomar mais cuidado com a representação dos atuadores.

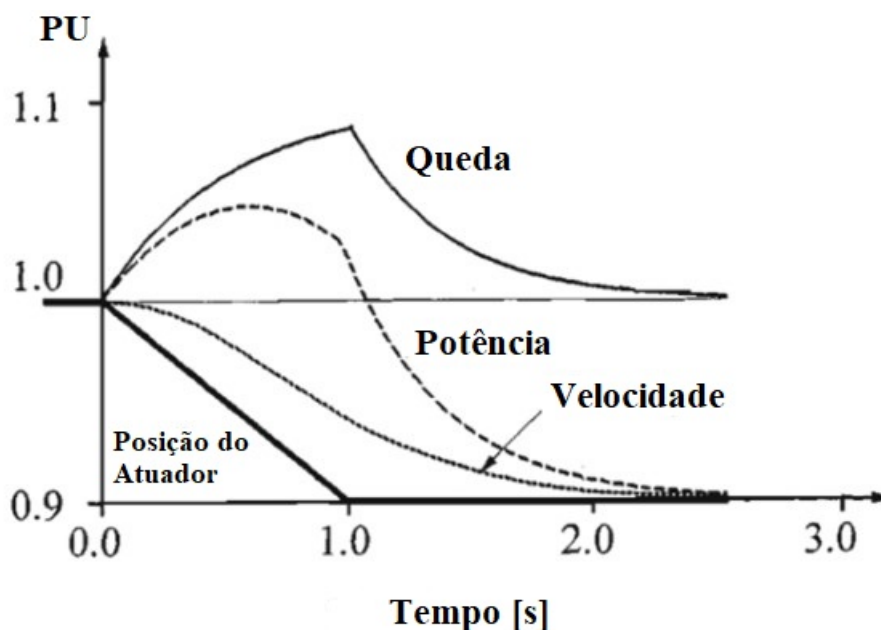
Figura 5 – Resposta da potência mecânica a um degrau de posição do atuador.



Fonte: modificado de (KUNDUR, 1994).

Através de uma breve pesquisa na literatura atual, nota-se uma carência de trabalhos que abordam especificamente a modelagem do sistema de atuadores eletromecânicos. Há uma enorme variedade de publicações sobre regulação primária e modelos de turbinas hidráulicas e conduto forçado, mas a maioria deles não estuda com profundidade a dinâmica dos atuadores, sendo frequentemente negligenciados, representados somente por uma função de transferência de primeira ordem. Isso é

Figura 6 – Resposta da potência mecânica a uma rampa de posição.



Fonte: modificado de (KUNDUR, 1994).

curioso, visto que em várias publicações pode-se encontrar conclusões sobre a importância de modelos que consigam representar com fidelidade o comportamento e capacidades reais de turbinas hidráulicas e reguladores de velocidade, incluindo todas as dinâmicas do sistema eletromecânico (LI; VANFRETTI; CHOMPOOBUTRGOOL, 2012).

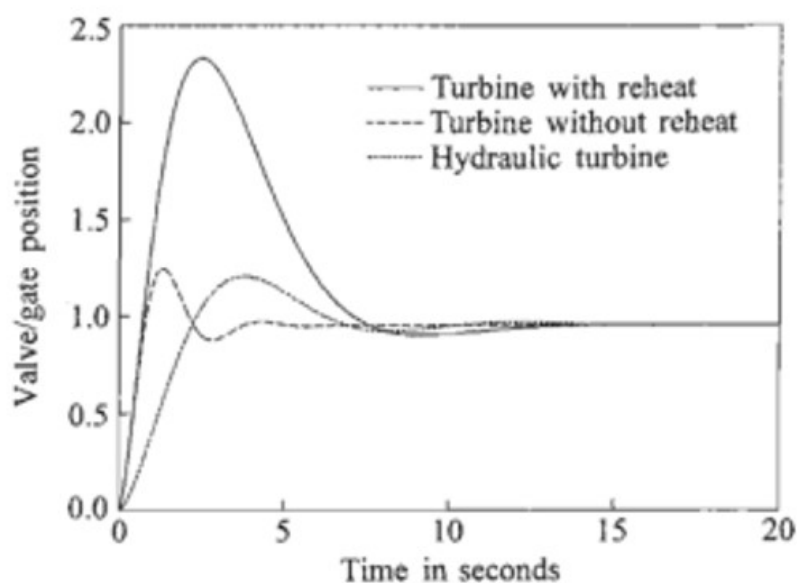
Como é abordado na sequência deste trabalho, um modelo fiel de atuadores deve ser capaz de representar suas principais características mecânicas, como limites de velocidades e folgas do equipamento, já que existem resultados na literatura que indicam que essas dinâmicas afetam o comportamento da turbina e o desempenho do regulador de velocidade. Na sequência, são expostos alguns resultados e observações de trabalhos de regulação primária e modelagem de reguladores de velocidade, sobre como as dinâmicas dos atuadores afetam o restante do sistema.

- Limites de Posição

Atuadores não abrem ou fecham infinitamente, logo, deve-se representar esses limites. Usualmente, em atuadores principais (distribuidores, defletores, agulhas e rodas), a medição é mapeada em % ou pu, onde 0 % indica que o servo está fechado e 100 % indicia que está aberto. Já em válvulas distribuidoras, a medição é mapeada entre -100%, que indica um comando para fechamento do atuador principal e 100%, que

indica comando de abertura do atuador principal. Isso é importante de se representar, já que constitui uma saturação no sinal de controle de atuadores que possuem válvulas distribuidoras. A Figura 7 indica a resposta do atuador em uma simulação de degrau de carga utilizando um modelo que não representava esses limites, e mostra uma abertura acima de 1 pu, que não condiz com o sistema físico.

Figura 7 – Resposta da abertura de diferentes atuadores a um degrau de carga.



Fonte: (KUNDUR, 1994).

- Limites de Taxa Mecânica

Assim como sua posição, a velocidade com que o atuador pode se mover também é limitada. Seu efeito pode ser ilustrado na Figura 5 e Figura 6, e o limite deve ser representado porque a saturação das taxas de deslocamento dos atuadores pode levar à degradação do desempenho dinâmico do regulador de velocidade (FINVIK, 2016), situação importante de ser capturada em alguns estudos de desempenho.

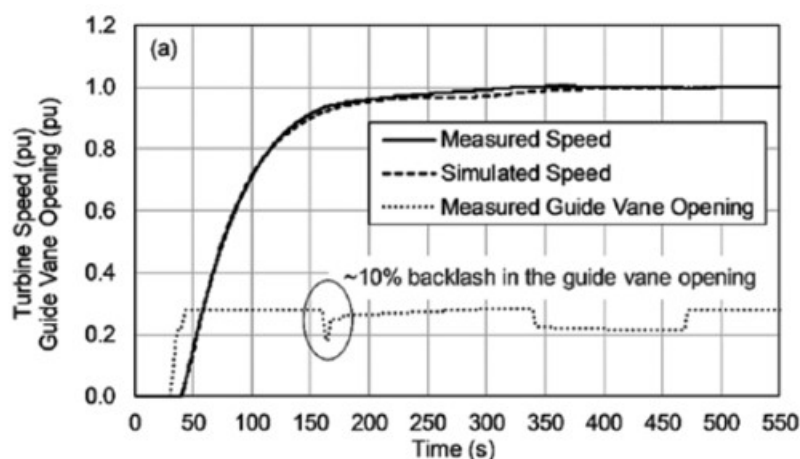
Em estudos de repotenciação de unidades geradoras, deve-se avaliar se o conjunto gerador-turbina e conduto forçado é capaz de suportar os esforços mecânicos frente a rejeições de carga para nova potência. Esses esforços são principalmente devido à sobrevelocidade e sobrepressão. Nesses estudos são realizados ensaios de rejeição de carga para avaliar se os tempos de fechamento do atuador estão adequados, e para isso uma representação linear do sistema não basta (PAIVA *et al.*, 2015). Além disso, é importante representar essa limitação porque é comum que sua velocidade de deslocamento seja limitada de modo a evitar que a sobrepressão no conduto forçado supere o máximo valor estabelecido no projeto (SOARES, 1982).

Um outro ponto a ser ressaltado é que a não representação dos limites de velocidade do atuador impacta negativamente nos projetos e ajustes de controladores, podendo levar a altos ganhos sem necessidade. O ganho ajustado pode ser grande o suficiente para saturar o sinal de controle, dinâmica que não aparece na simulação que não representa os limites de velocidade. Isso pode levar a um ganho muito elevado sem melhora de desempenho, apenas deixando o equipamento mais sensível a variações. Em situações extremas, o mau ajuste desse controlador pode levar a oscilações e instabilidade do sistema (FINVIK, 2016).

- Folgas Mecânicas

Esses equipamentos frequentemente apresentam folgas mecânicas, que fazem com que exista uma região em que o sistema é insensível aos sinais de controle. O comportamento é usualmente representado por uma zona morta ou por um *backlash*. Há trabalhos que concluem que a presença desse comportamento afeta negativamente o sistema de regulação. Na Figura 8 nota-se que mesmo que a abertura diminua 10 %, a velocidade da turbina não é afetada, devido à presença de *backlash* (GEZER; TAŞCIOĞLU; ÇELEBIOĞLU, 2018).

Figura 8 – Efeito do *backlash* na regulação primária.



Fonte: (GEZER; TAŞCIOĞLU; ÇELEBIOĞLU, 2018).

A Figura 9 apresenta o resultado de um levantamento realizado pelo *Argonne National Laboratory*, uma instituição de pesquisa da América do Norte, nas bases de dados do *software* de simulação comercial *PSSe*. De acordo com o resultado, os três modelos mais utilizados para representação do regulador de velocidade são o HYGOV, IEEEG2 e IEEEG3, da Figura 10, Figura 11 e Figura 12. Observa-se que no modelo HYGOV, o sistema de atuadores completo é representado somente por uma função de transferência de primeira ordem, com constante de tempo T_g , assim como o

modelo IEEEG2, que representa a partir da constante de tempo T_3 . O modelo IEEEG3 nem chega a representar o sistema de atuadores. Ou seja, nenhum dos modelos representa as não linearidades do sistema de atuadores, representando-os somente por uma função de transferência de primeira ordem.

O problema dessa representação é que ela é somente válida em estudos de pequenos sinais, e não é possível, através dela, observar o desempenho do controle de posicionamento do atuador. O modelo IEEEG2, inclusive, não é recomendado pela corporação de confiabilidade elétrica da América do Norte (NERC, 2018).

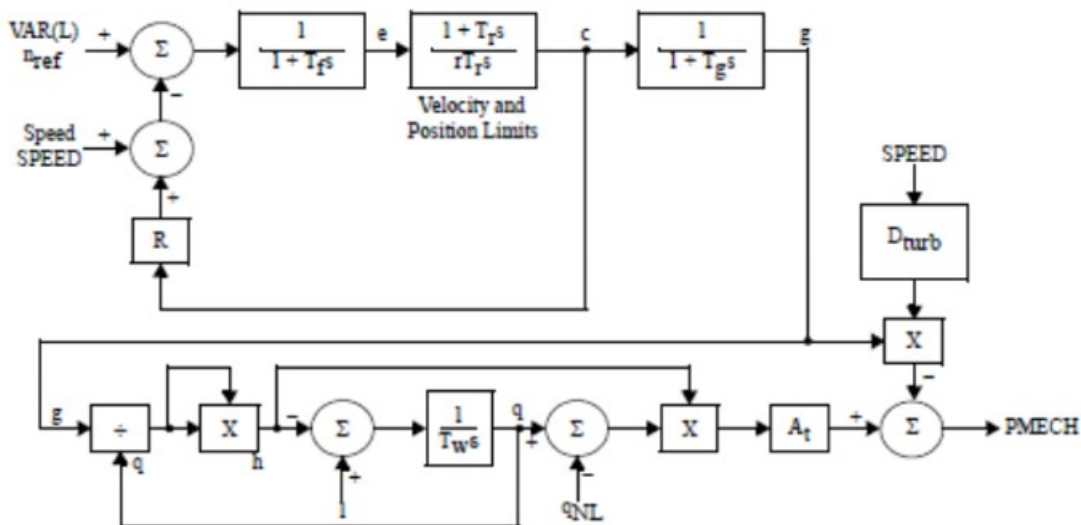
Figura 9 – Levantamento de modelos utilizados no PSSe.

Area No.	Area Name	HYGOV	HYGOV2	IEEEG2	IEEEG3	PIDGOV	WEHGOV	WPIDHY
1	West	12						
5	Mohawk	2						
6	Capital	7		2				
7	Hudson	1						
9	Dunwoodie	1						
101	ISO-NE	29		5		17		14
103	IESO	102			8		43	9
105	NB	8		9				
106	NS	31						
201	AP	3						
205	AEP	11						
208	DEM	3						
210	SIGE					3		
226	PENLEEC	11						
227	METED	1						
228	JCP&L	3						
229	PPL	17						
230	PECO	12						7
295	WEC	29						
320	EKPC	4						
340	CPLW				10			
341	CPLW				5			
343	SCEG			13				
344	SCEG			8				
345	DVP			8			6	7
346	SOCO			80			1	2
347	TVA	153						
351	EES	7						
354	SERU			8				
355	SETH			4				
356	AMMO			2				
363	LGEE	8						
402	PEF	4						
515	SWPA	57						
520	AEPW	4						
523	GRDA	8						
544	EMDE	4						
608	MP	6						
640	NPPD	1						
667	MH		29				12	
672	SPC	7			8		3	
694	ALTE	6						
696	WPS	30						
698	UPPC	7						
	Total	589	29	139	31	20	65	39
	% of Total	64.3	3.2	15.4	3.4	2.2	7.2	4.3

Fonte: (KORITAROV *et al.*, 2013).

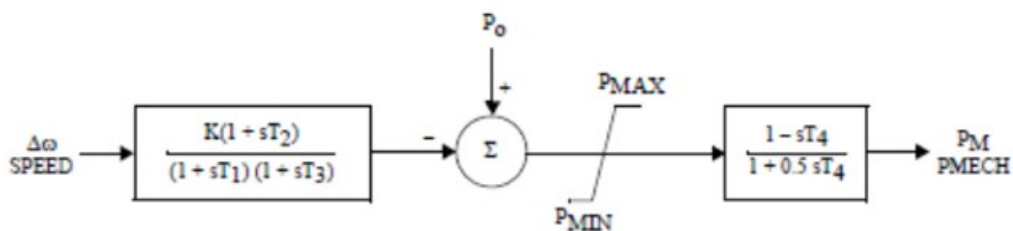
A ineficácia desses modelos para representar com fidelidade o equipamento real fica ainda mais evidente quando comparado a um modelo que representa todas as não linearidades do sistema, como o modelo da Figura 13.

Figura 10 – Diagrama de blocos do modelo HYG0V.



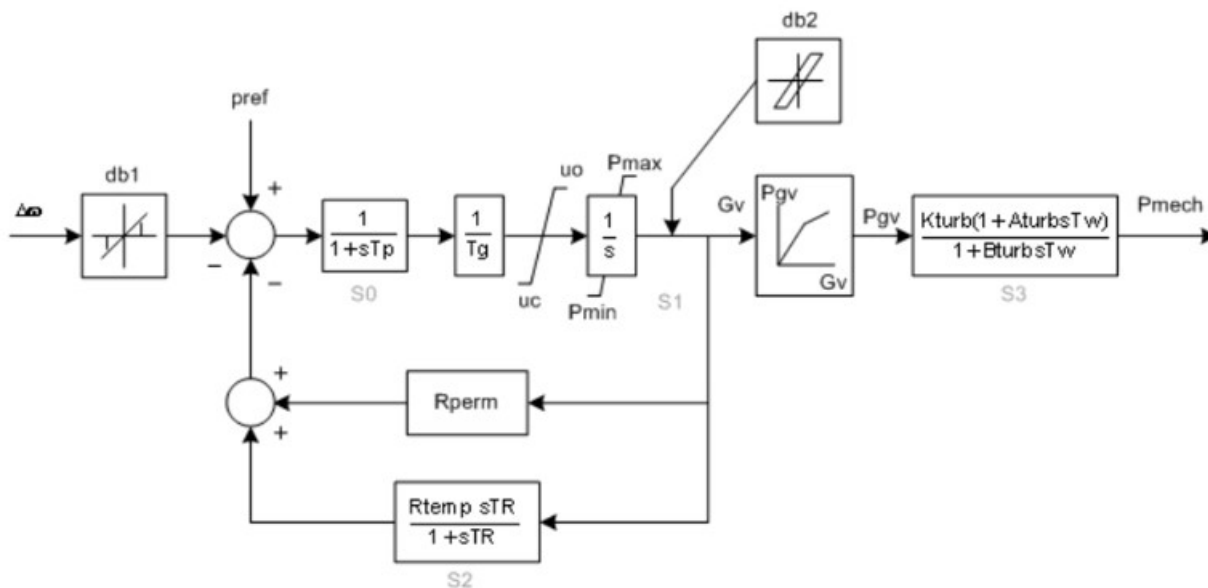
Fonte:(KORITAROV *et al.*, 2013).

Figura 11 – Diagrama de blocos do modelo IEEEG2.



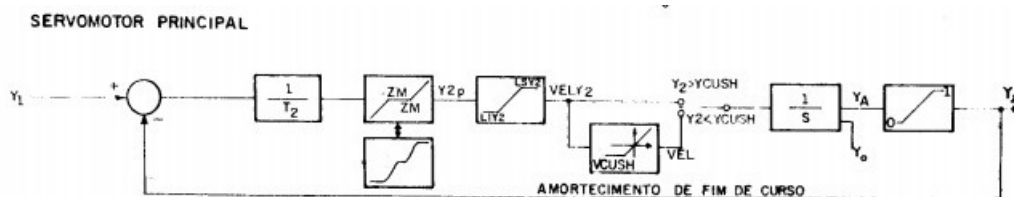
Fonte: (KORITAROV *et al.*, 2013).

Figura 12 – Diagrama de blocos do modelo IEEEG3.



Fonte: (KORITAROV *et al.*, 2013).

Figura 13 – Diagrama de blocos do modelo completo do servomotor.



Fonte: (SOARES, 1982).

1.3 OBJETIVO

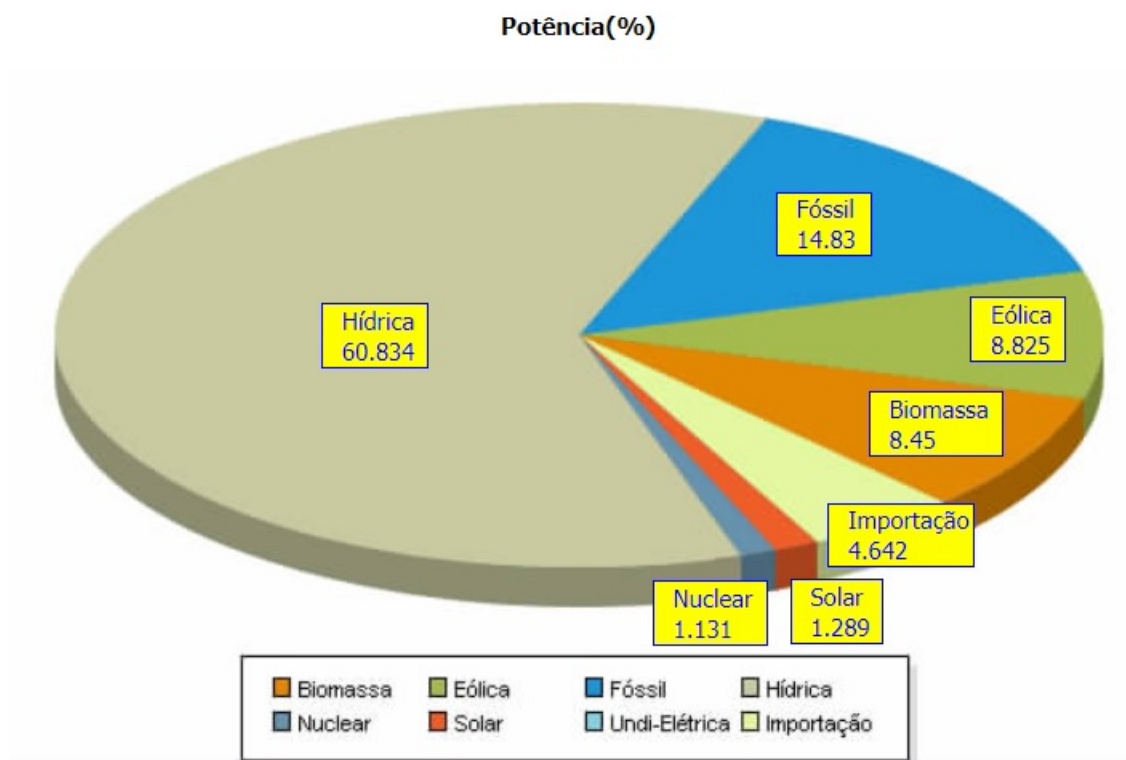
O presente trabalho tem como objetivo avaliar o desempenho dos diferentes modelos de atuadores encontrados na literatura, assim como o efeito de suas não linearidades, tentando mostrar porque esses comportamentos devem ser corretamente representados. As simulações são confrontadas com medições de campo obtidas através de ensaios de validação, realizados pela equipe da empresa fabricante de sistemas de excitação e reguladores de velocidade Reivax Controle e Automação.

No Capítulo 2 será realizada uma breve revisão teórica sobre usinas hidrelétricas e seus principais equipamentos. No Capítulo 3 o sistema de atuadores será explorado mais a fundo, sendo explicados seu funcionamento, modelo e métodos de identificação. No Capítulo 5 será abordado como foram realizadas as simulações, análise e a metodologia de validação dos modelos. Por fim, no Capítulo 6 encontram-se as conclusões deste trabalho e sugestões para trabalhos futuros.

2 USINAS HIDRELÉTRICAS

O Sistema Interligado Nacional (SIN) possui mais de 176 GW de potência instalada, produzida por mais de 8400 usinas de diferentes fontes, configurando um sistema de grande porte e alta complexidade. O sistema apresenta uma predominância de usinas hidrelétricas, que participam com mais de 60 % da geração, contribuindo com mais de 107 GW, conforme ilustra a Figura 14 (AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA – ANEEL, 2019).

Figura 14 – Distribuição de geração do SIN.

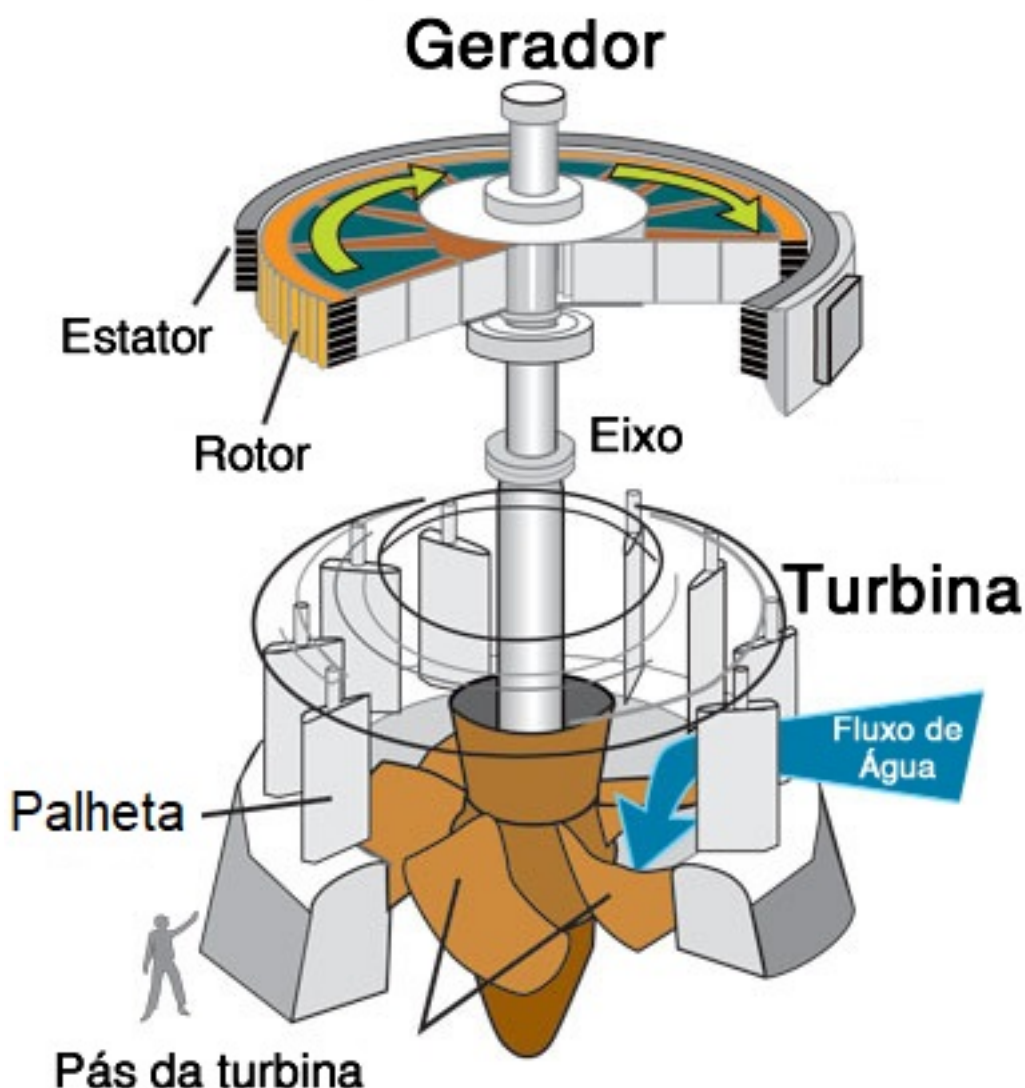


Fonte: (AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA – ANEEL, 2019).

Uma usina hidrelétrica é um conjunto de unidades geradoras. Cada unidade geradora é composta por um gerador (usualmente máquina síncrona) com uma turbina acoplada ao eixo do seu rotor, como mostra a Figura 15. O funcionamento de uma usina hidrelétrica é baseado no princípio da conservação de energia. A água armazenada no reservatório escoar pelo conduto forçado e ganha velocidade, processo em que a energia potencial se converte em energia cinética. A água em movimento faz a turbina girar, que, por sua vez, gira o rotor do gerador. Se o campo do rotor estiver excitado, sua rotação induz uma tensão no estator, convertendo energia mecânica em energia elétrica. Esse processo é ilustrado na Figura 16.

² Endereço: <https://www.infoescola.com/energia/usina-hidreletrica/>. Acessado em 22 de Novembro de 2019.

Figura 15 – Unidade Geradora de uma Usina Hidrelétrica.



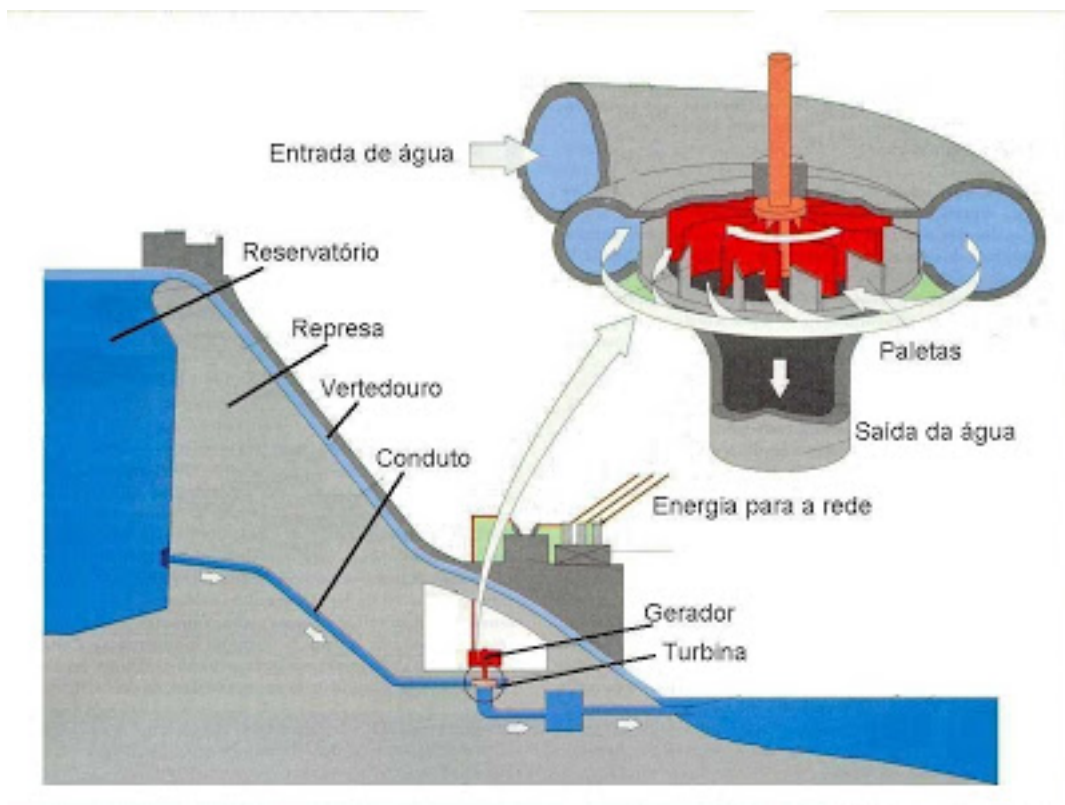
Fonte: site do Info Escola.²

2.1 MÁQUINA SÍNCRONA

A máquina síncrona é responsável pela conversão de energia mecânica em energia elétrica em uma usina hidrelétrica. Ela é composta de dois elementos essenciais: o campo e o estator, conforme a Figura 15. O enrolamento de campo é excitado por corrente contínua, gerando um campo magnético. Quando o rotor é movido por uma máquina primária (no caso das hidrelétricas, a turbina girando com a água), cria-se um campo magnético rotativo, que induz tensões alternadas nos enrolamentos trifásicos do estator. A frequência das tensões induzidas no estator, assim como a potência injetada no sistema pela máquina, dependem da frequência de rotação do rotor (KUNDUR, 1994). Então, para controlar esse equipamento é necessário controlar

³ Endereço: <http://www.mundobordado.no.comunidades.net/usina-hidreletrica>. Acessado em 22 de Novembro de 2019.

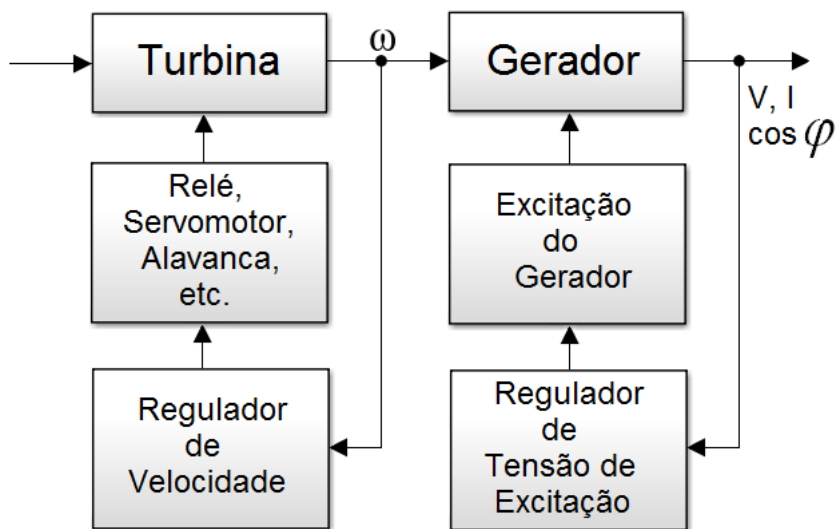
Figura 16 – Perfil Esquemático de uma Usina Hidrelétrica.



Fonte: site.³

a tensão de campo do rotor e a velocidade de rotação da máquina primária (turbina), e para isso, em todas as unidades geradoras são instalados reguladores de tensão e reguladores de velocidade, controlando a máquina como o sistema ilustrado na Figura 17. O regulador de tensão é o equipamento responsável pela regulação de tensão

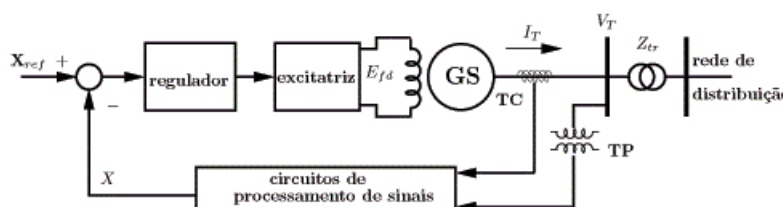
Figura 17 – Diagrama de controle de uma unidade geradora.



Fonte: site.⁴

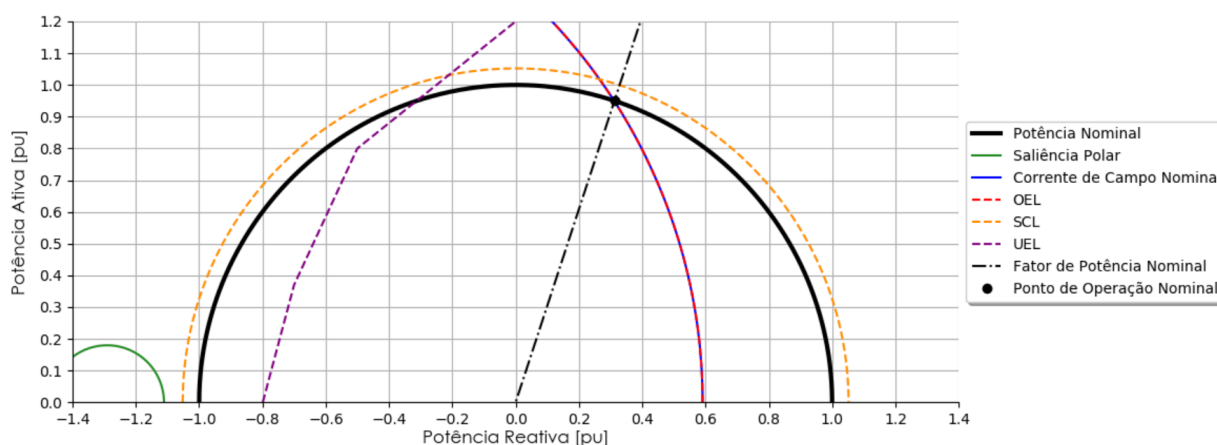
da barra terminal da unidade geradora e pelo controle do fluxo de potência reativa, através do controle de um conversor de potência que controla a tensão de campo da máquina. O sistema composto pelo regulador de tensão e o conversor de potência é chamado de sistema de excitação, ilustrado na Figura 18. Além de regular a tensão terminal, o regulador de tensão mantém a unidade geradora operando dentro dos limites operacionais ajustados, segundo a curva de capacidade da máquina síncrona, que define em que condições de carga a máquina pode operar, como mostra a Figura 19. O equipamento também possui ação estabilizante através da ação do estabilizador de sistemas de potência, que garante torque amortecedor e melhora a estabilidade da unidade geradora para pequenos sinais.

Figura 18 – Diagrama de um Sistema de Excitação.



Fonte: site.⁵

Figura 19 – Curva de Capabilidade.



Fonte: elaborado pelo autor.

Para a simulação de sistemas de regulação de velocidade, a máquina síncrona é representada pela equação (1), que dita o comportamento da máquina para oscilações eletromecânicas na rede elétrica.

$$P_m - P_e - D\omega_r = 2H \frac{d\omega_r}{dt} \quad (1)$$

Onde:

⁴ Endereço: <https://www.embarcados.com.br/controle-para-turbinas-hidreletricas/>. Acessado em 22 de Novembro de 2019.

⁵ Endereço: <https://www.embarcados.com.br/controle-para-turbinas-hidreletricas/>. Acessado em 22 de Novembro de 2019.

- P_m é a potência mecânica injetada na máquina síncrona pela turbina
- P_e é a demanda de potência elétrica da rede
- $2H$ é inércia do sistema turbina-gerador
- D é o fator de amortecimento
- ω_r é a velocidade angular do rotor da máquina

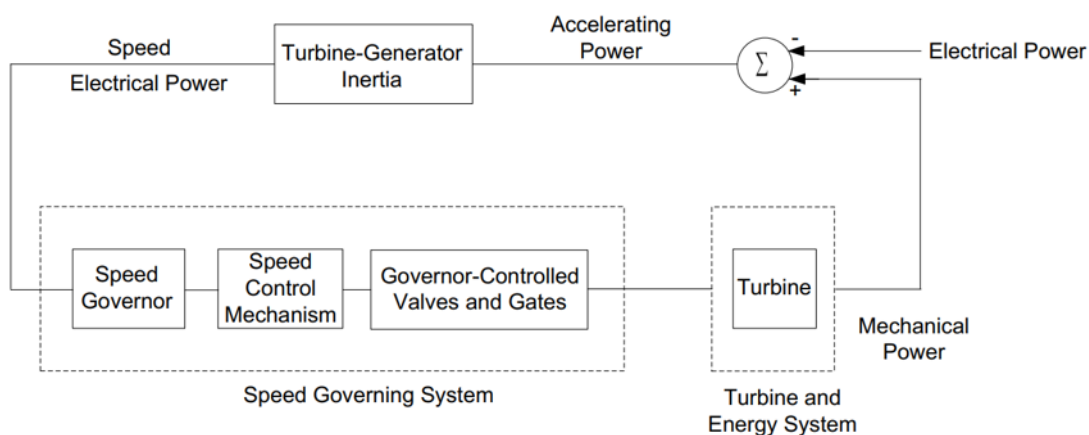
O desequilíbrio entre carga e geração causa uma diferença de potências, definida como potência acelerante. Se ela for negativa, significa que a potência elétrica da rede é maior que a potência mecânica injetada pela turbina, o que indica que a máquina vai frear, conforme o sinal da aceleração do rotor da máquina. Da mesma forma, quando a potência acelerante é positiva, o sinal da aceleração é positivo, o que indica um aumento da velocidade da máquina. A inércia do conjunto determina a sensibilidade da unidade geradora a oscilações eletromecânicas; quanto menor o valor de $2H$, maior a sua sensibilidade, o que indica maiores excursões de frequência sob transitórios eletromecânicos. D é um fator de amortecimento que representa a queda de velocidade devido ao atrito do conjunto turbina-gerador; pode ser identificado através da realização de ensaios a vazio do regulador de velocidade.

2.2 REGULADOR DE VELOCIDADE

O regulador de velocidade é o equipamento responsável por controlar o fluxo de potência ativa da unidade geradora mediante os desvios de frequência da rede, de modo a suprir a demanda de energia mantendo a frequência da tensão terminal dentro dos limites operativos. Assim, é o equipamento que realiza a regulação primária da unidade geradora em operação interligada. Sob operação em rede isolada e em vazio, o regulador de velocidade controla somente a frequência da unidade geradora. Ele atua diretamente no torque mecânico injetado no eixo do gerador, através de atuadores eletromecânicos que controlam a vazão da água turbinada.

Um diagrama geral de um sistema de regulação de velocidade está ilustrado na Figura 20. O regulador de velocidade monitora a velocidade do rotor da máquina e a potência elétrica gerada. De acordo com o valor de referência e o valor medido, o sistema envia um sinal de controle que é interpretado pelo sistema de servoatuadores como uma referência de posição. O servo se move até atingir a posição de referência, atuando diretamente na vazão de água turbinada, que controla a potência mecânica injetada no rotor da máquina.

Figura 20 – Diagrama de controle de um Sistema de Regulação de Velocidade.



Fonte: (KORITAROV *et al.*, 2013).

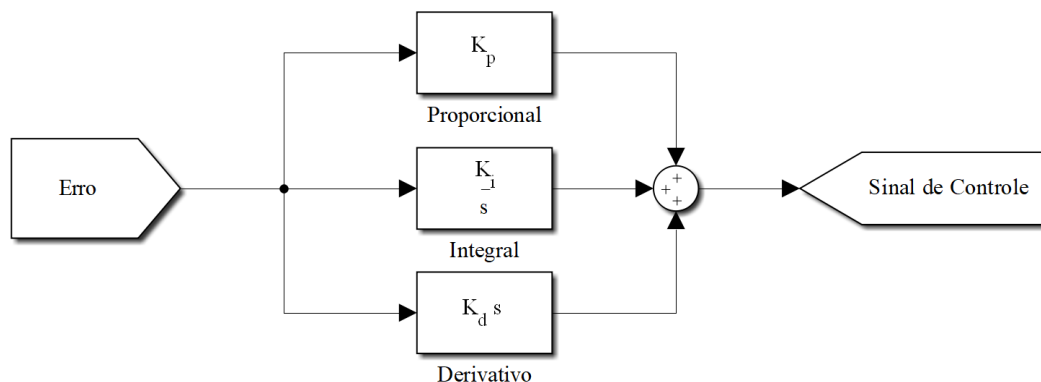
2.2.1 Controlador de Velocidade

Em reguladores de velocidade digitais, o sinal de controle é um sinal elétrico enviado para os atuadores eletromecânicos, interpretado como uma referência de posição para o controlador de posição dos atuadores. Esse sinal é sintetizado pelo controlador de modo que a variável controlada atinja o valor de referência, zerando o erro. Essa estratégia de controle é conhecida como realimentação ou *feedback*.

O sinal de erro determina a ação do controlador. Usualmente, o controlador utilizado em reguladores de velocidades é do tipo Proporcional-Integral-Derivativo (PID), como ilustra a Figura 21. A parcela proporcional envia um sinal proporcional ao sinal de erro. A parcela derivativa envia um sinal proporcional à variação do sinal de erro, e atua juntamente com a parcela proporcional no desempenho transitório do sistema. A parcela integrativa envia um sinal proporcional à área do erro, e está ligada ao desempenho em regime permanente do sistema, pois só apresenta saída nula quando o erro entre o sinal medido e o valor de referência é zero.

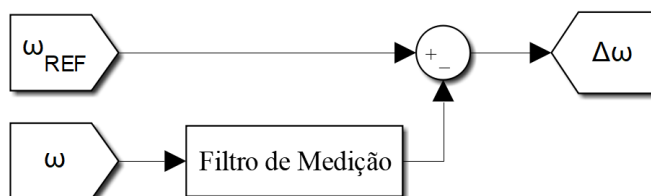
Existem três tipos de controle de reguladores de velocidade: isócrono, controle de potência e controle por estatismo. O controle isócrono, representado na Figura 22, controla somente a frequência sem monitorar a potência, ajustando a abertura do atuador de modo a manter a velocidade constante. A limitação desse tipo de controle é que ele só funciona se a máquina estiver operando isolada na barra. Em um sistema multimáquinas, sempre haverá erro de frequência, e se houver mais de um regulador isócrono nesse sistema, essas máquinas vão disputar entre si para deter o "poder" de controlar a frequência. Oposto ao controle isócrono, existe o controle de potência, ilustrado na Figura 23, que monitora e controla somente a potência ativa gerada pela unidade geradora, não importando o valor de sua frequência.

Figura 21 – Controlador PID.



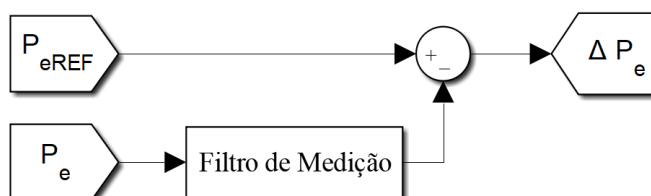
Fonte: elaborado pelo autor.

Figura 22 – Medições do regulador isócrono.



Fonte: elaborado pelo autor.

Figura 23 – Medições do regulador de potência.



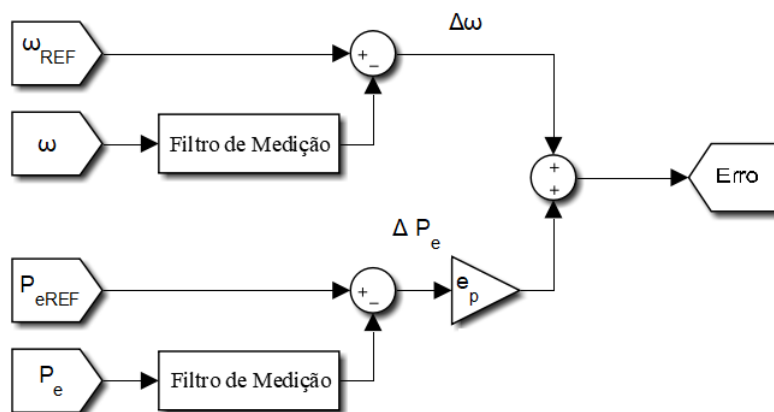
Fonte: elaborado pelo autor.

Conforme já visto na equação (1), o balanço de potência entre carga e geração determina se a máquina vai frear ou acelerar. Assim, o controle por estatismo de potência controla a velocidade da unidade geradora levando em conta a relação entre desvio de potência e desvio de frequência da rede, conforme a Figura 24. A equação (2) demonstra essa relação, ilustrada na Figura 25.

$$e_p = - \frac{\Delta\omega}{\Delta P_e} \tag{2}$$

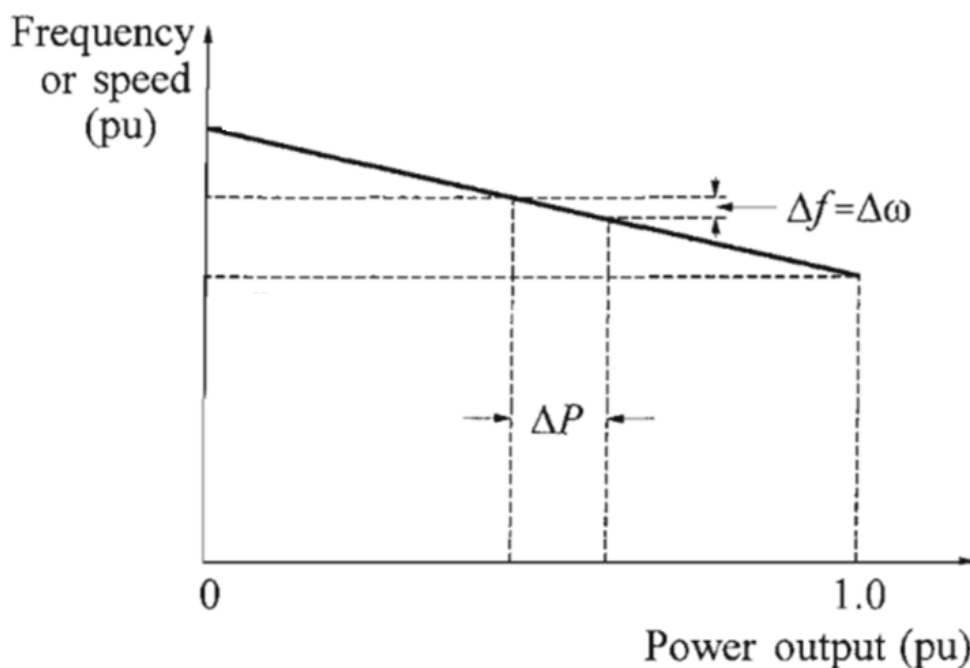
Esse tipo de controle é utilizado para distribuição de cargas entre geradores. Um estatismo (ou *droop*, em inglês) de 5 % significa que 5 % de variação de frequência causa 100 % de variação de potência, ou seja, determina a proporção de potência que

Figura 24 – Medições do controlador com estatismo de potência.



Fonte: elaborado pelo autor.

Figura 25 – Ilustração do estatismo.



Fonte: Modificado de (KUNDUR, 1994).

cada máquina vai suprir quando há uma variação de carga no sistema, e assim realiza efetivamente o que é conhecido como regulação primária de Frequência (KUNDUR, 1994).

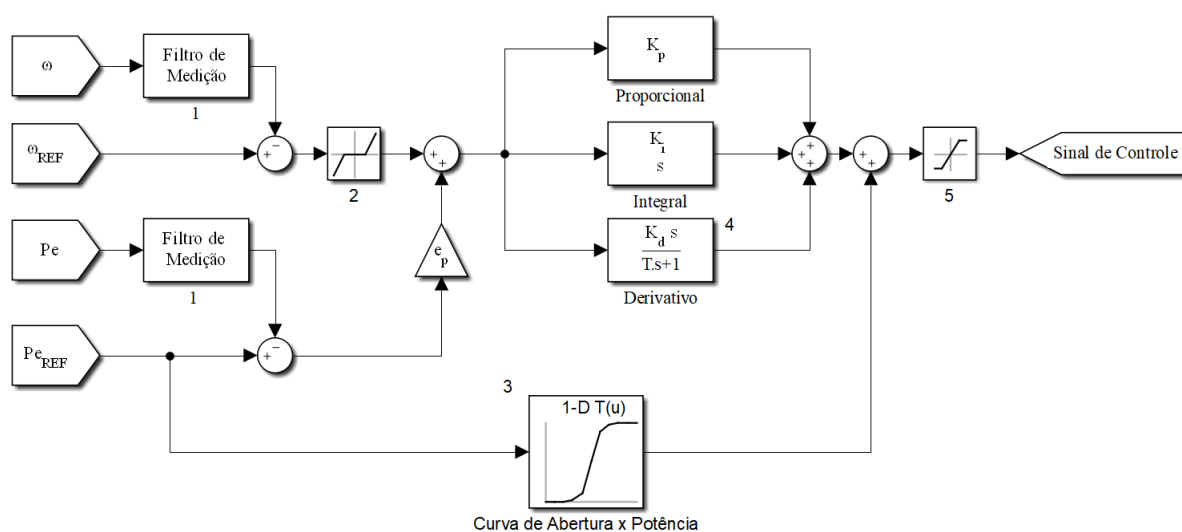
A Figura 26 ilustra um sistema de controle com algumas características práticas:

1. Todas as variáveis são medidas por meio de sensores, e esses sinais sempre passam por filtros. É importante serem considerados no modelo do controlador,

já que se um filtro for mal projetado ele pode acrescentar um atraso considerável no sinal e atrapalhar o desempenho do regulador.

2. É comum ter uma zona morta proposital no desvio de frequência. Sempre há um erro de frequência, e sem essa zona morta o controlador enviaria sempre um sinal de controle para mover o atuador, e este ficaria sempre em movimento. A zona morta garante que o regulador só seja sensível a variações de frequência fora da faixa ajustada na zona morta, tipicamente dezenas de mHz.
3. Alguns controladores, além de contarem com um controlador PID, apresentam um controle do tipo *feedforward*, que envia um sinal de controle baseado na referência de potência do controlador, através de uma curva que relaciona abertura e potência. Com essa estratégia, o sinal de controle "contorna" a dinâmica do PID, acelerando a tomada de carga da unidade geradora (SOARES, 1982).
4. Na prática, implementar um derivador puro é impossível. Assim, utilizam-se os chamados compensadores *washout*, que são derivadores com um polo em alta frequência, cuja finalidade é limitar o ganho dessas componentes, mantendo o comportamento derivativo para baixas frequências.
5. O sinal de controle do regulador de velocidade é na verdade uma referência de posição enviada para o sistema de atuadores; esta, por sua vez, é limitada. Logo, o sinal de controle também é limitado, já que é ilógico enviar um valor maior ou menor que a posição máxima ou mínima do atuador.

Figura 26 – Implementação de um controlador na prática.



Fonte: elaborado pelo autor.

2.2.2 Conduto-Turbina

O sistema conduto-turbina representa o processo a ser controlado pelo regulador de velocidade. O conduto é o meio responsável por transportar a água até a turbina hidráulica. A turbina é o equipamento que transfere a energia da água para o rotor da máquina.

Turbinas hidráulicas podem ser classificadas em dois tipos: de impulso e de reação. As turbinas de impulso utilizam somente a energia cinética da água. Elas são utilizadas em situações onde existe baixa vazão e uma grande queda. O tipo mais comum de turbina de impulso é a Pelton, representada na Figura 27. Bicos injetores, geralmente de 4 a 6, direcionam jatos de água de alta pressão nas pás da turbina, fazendo-a girar. Nesse tipo de turbina, o controle da vazão é feito pelas agulhas, uma espécie de "rolha" que impede a água de passar pelos bicos injetores, e também pelos defletores na frente das agulhas, que conseguem reduzir a potência gerada sem variar o fluxo de água, e assim evitar grandes variações de pressão (FINVIK, 2016).

A outra classe de turbinas é a das turbinas de reação. Esse tipo de turbina utiliza tanto a energia cinética como a energia potencial da água. Elas operam com baixa queda e alta vazão. Os principais tipos de turbinas de reação são as turbinas Francis, Kaplan e Bulbo.

Nas turbinas Francis, ilustrada na Figura 28, a água proveniente do conduto forçado é captada pela caixa espiral, que dispersa a água ao redor de todo o perímetro do distribuidor. O distribuidor é o elemento responsável por controlar a vazão de água turbinada, através de servoatuadores que movem-se para controlar a abertura de suas haletas.

Nas turbinas Kaplan e Bulbo, Figura 29 e Figura 30, além do distribuidor existe um sistema de atuadores que controlam o ângulo de ataque das pás do rotor, a fim de manter uma alta eficiência em vários pontos de operação.

A escolha de que tipo de turbina será utilizada depende da vazão, potência e queda disponíveis. Assim, existe uma faixa de operação ideal para cada tipo, como mostra a Figura 31.

⁶ Endereço: <https://slideplayer.com.br/slide/3633312/>. Acessado em 22 de Novembro de 2019.

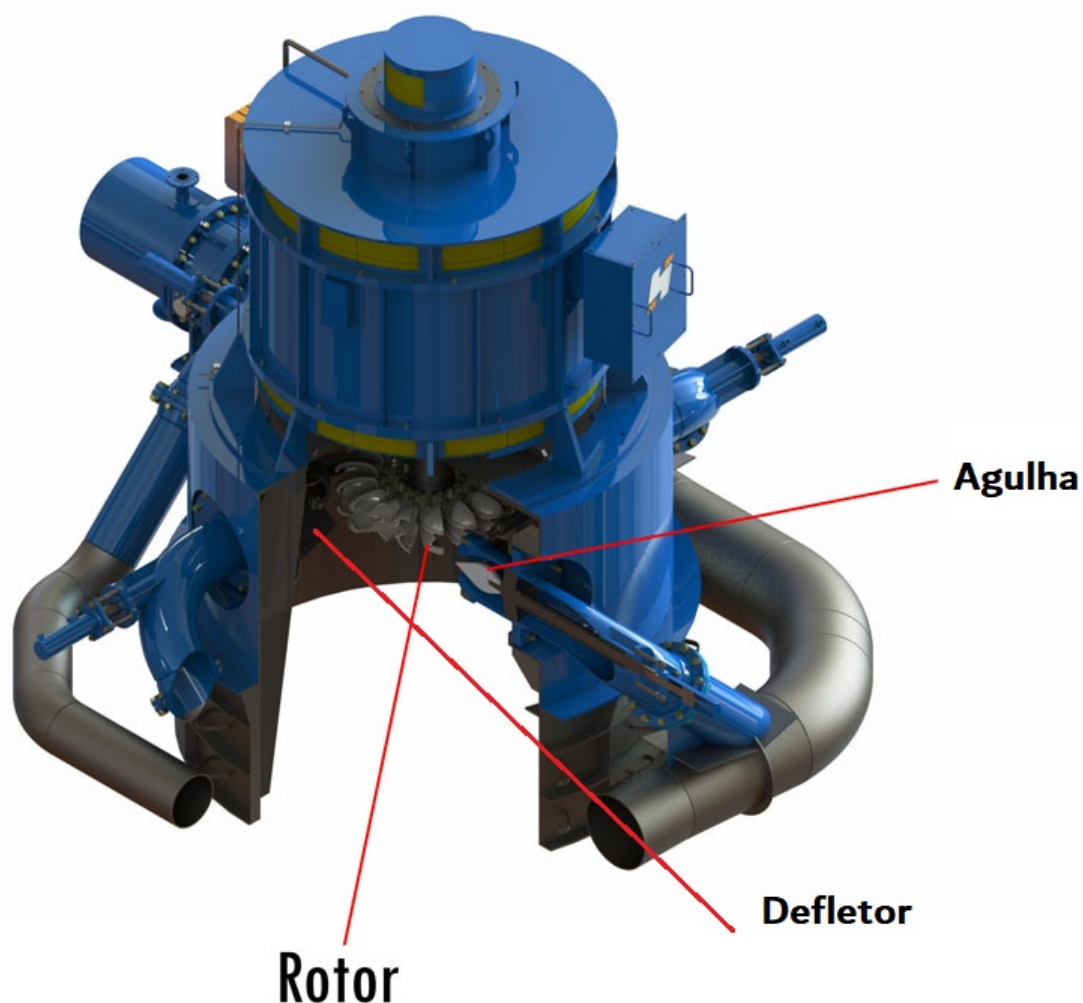
⁷ Endereço: <https://www.hidroenergia.com.br/tipos-de-turbinas-hidraulicas/>. Acessado em 22 de Novembro de 2019.

⁸ <https://www.hidroenergia.com.br/tipos-de-turbinas-hidraulicas/>. Acessado em 22 de Novembro de 2019.

⁹ Endereço: <http://www.voith.com/ca-en/products-services/hydro-power/turbines/bulbpit-turbines-565.html>. Acessado em 22 de Novembro de 2019.

¹⁰ Endereço: <https://www.hidroenergia.com.br/tipos-de-turbinas-hidraulicas/>. Acessado em 22 de No-

Figura 27 – Turbina Pelton.



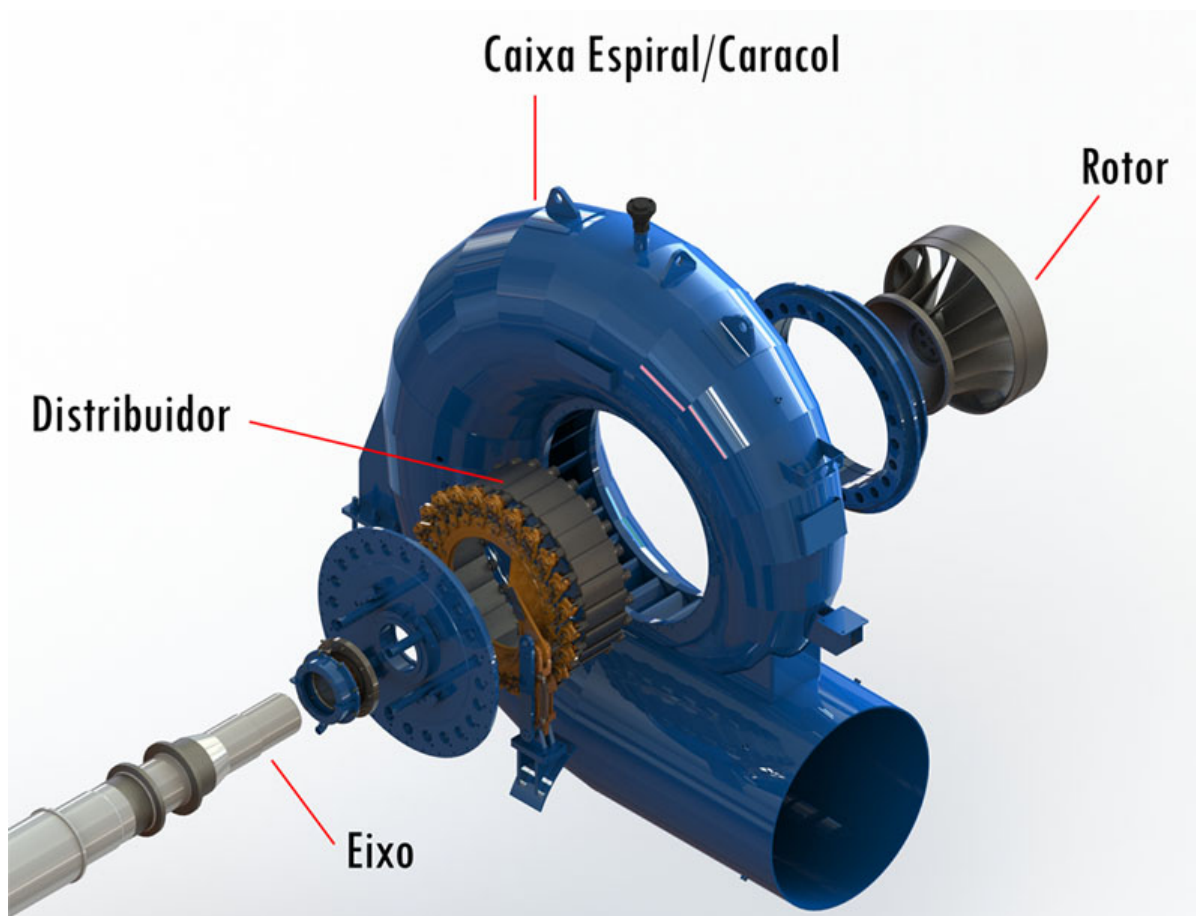
Fonte: modificado de site.⁶

O modelo linear do sistema conduto-turbina, independente do tipo de turbina, está descrito na equação (3).

$$\frac{\Delta P}{\Delta G} = \frac{1 - T_w s}{1 + \frac{T_w s}{2}} \quad (3)$$

ΔP e ΔG são variações de potência mecânica e abertura do atuador em torno de um ponto de operação, enquanto que constante de tempo T_w representa o tempo que a água leva para sair da queda nominal e obter a vazão nominal para um dado ponto de operação (LI; VANFRETTI; CHOMPOOBUTRGOOL, 2012), e pode ser des-

Figura 28 – Turbina Francis.



Fonte: site da empresa Hidroenergia.⁷

crita pela equação (4).

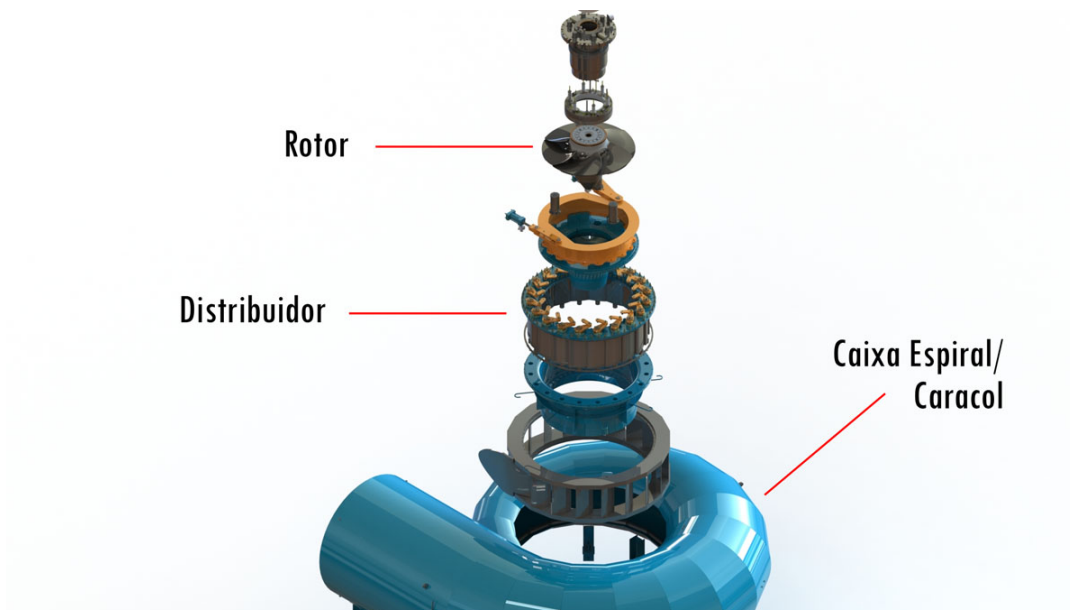
$$T_w = \frac{LQ_o}{gAH_o} \quad (4)$$

Onde:

- Q é a vazão da água para um dado ponto de operação ($\frac{m^3}{s}$)
- A é a seção transversal do conduto forçado (m^2)
- H_o é a altura da queda para um dado ponto de operação (m)
- g é a constante gravitacional ($\frac{m^2}{s}$)
- L é o comprimento do conduto (m)

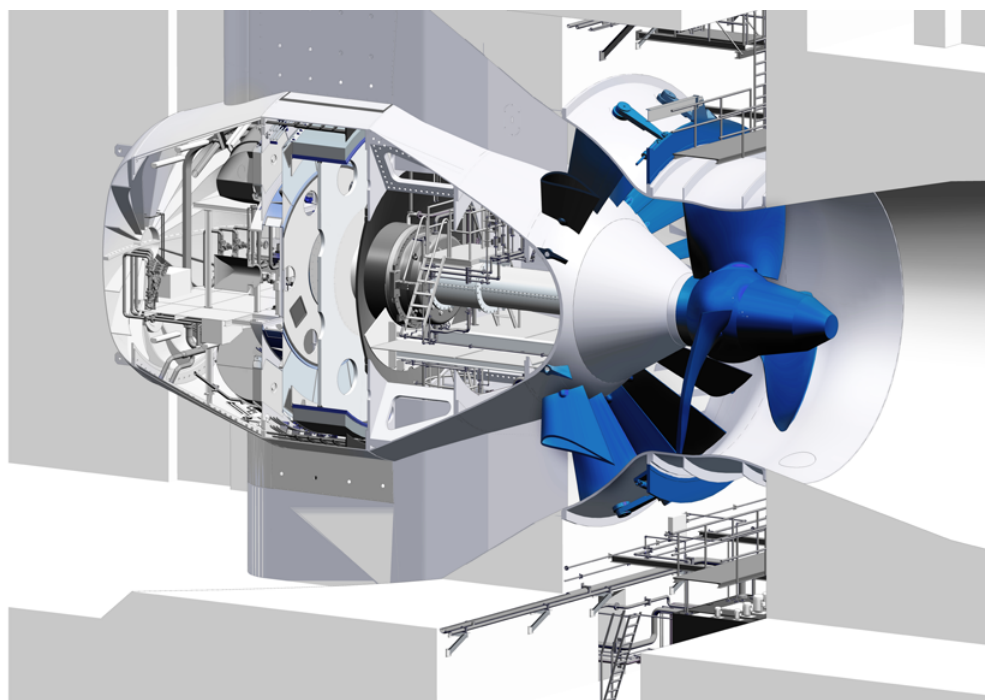
A equação (3) consegue capturar a dinâmica básica desse sistema, mas não consegue representar todo o seu comportamento. O comportamento do conduto-turbina é altamente não-linear, pois é influenciado não só pela altura da queda d'água

Figura 29 – Turbina Kaplan.



Fonte: site da empresa Hidroenergia.⁸

Figura 30 – Turbina Bulbo.

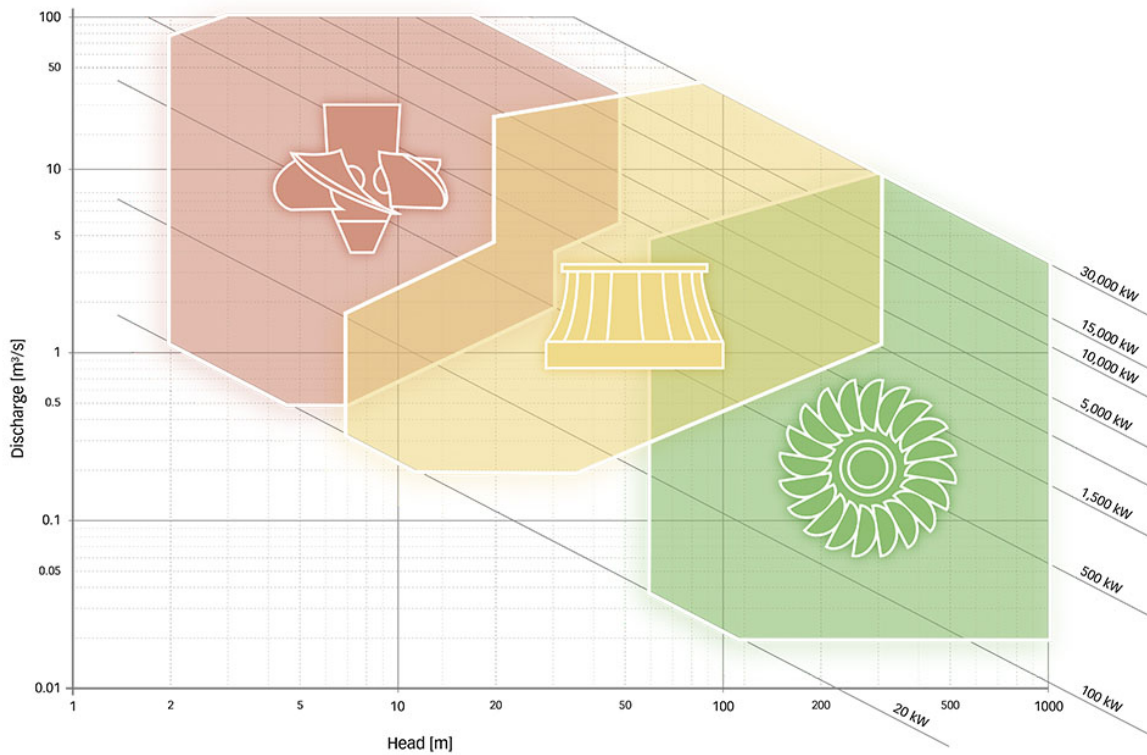


Fonte: site da empresa Hidroenergia.⁹

(ponto de operação) mas também por aspectos físicos, como fricção, elasticidade das paredes do conduto e a inércia da água. A Figura 32 representa um modelo mais fiel do sistema, mas que considera um conduto inelástico.

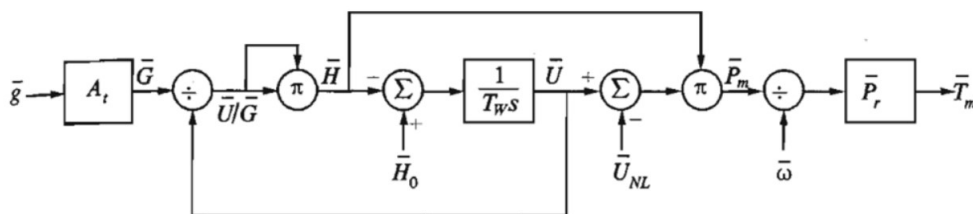
Onde:

Figura 31 – Faixa de operação dos tipos de turbinas; da esquerda para a direita: Kaplan, Francis e Pelton.



Fonte: site da empresa Hidroenergia.¹⁰

Figura 32 – Diagrama de blocos do modelo do conduto-turbina.



Fonte: (KUNDUR, 1994).

- A_t é o ganho do conduto
- \bar{G} é a abertura ideal do atuador
- \bar{g} é a abertura real do atuador
- \bar{H}_o é a altura nominal da queda
- \bar{U} é a velocidade da água
- \bar{U}_{NL} é o termo não linear da velocidade
- \bar{P}_m é a potência mecânica da turbina

- $\bar{\omega}$ é a velocidade de rotação da turbina
- \bar{P}_r é uma constante de mudança de base
- \bar{T}_m é o torque mecânico produzido pela turbina

2.2.3 Atuadores

Os atuadores são os elementos responsáveis por executar a ação de controle do regulador de velocidade, ou seja, são os servoatuadores que realizam a movimentação do distribuidor (em turbinas Kaplan, Bulbo ou Francis), pás do rotor (Kaplan e Bulbo) ou dos defletores e agulhas (nas turbinas Pelton), e assim controlam a vazão turbinada e, conseqüentemente, o torque mecânico aplicado ao eixo do gerador.

O desempenho da turbina hidráulica é afetado diretamente pela pressão, velocidade da água e abertura dos atuadores (FINVIK, 2016). O regulador de velocidade realiza a regulação primária através do controle do atuador eletromecânico, que atua no sistema controlando a vazão de água turbinada. As equações (5) e (6) demonstram a dependência da vazão e velocidade da água em relação à abertura do atuador.

$$Q = UA \quad (5)$$

$$U = K_u G \sqrt{H} \quad (6)$$

Onde:

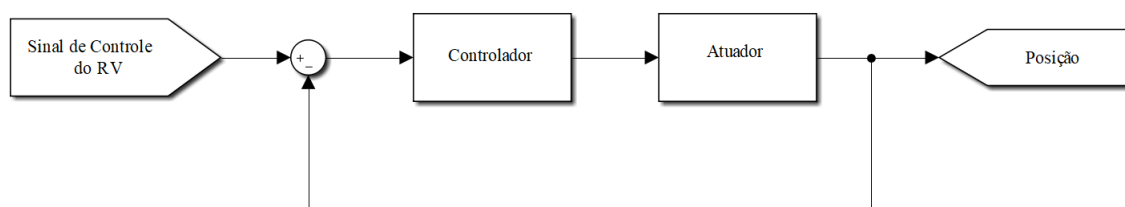
- Q é a vazão da água ($\frac{m^3}{s}$)
- U é a velocidade da água ($\frac{m}{s}$)
- A é a seção transversal do conduto forçado (m^2)
- H é a altura da queda (m)
- G é a abertura do atuador (pu)
- K_u é uma constante de proporcionalidade

Ou seja, a posição do atuador e sua dinâmica interferem diretamente na dinâmica da turbina, já que afeta a vazão da água turbinada, que modifica o valor de T_w , alterando a dinâmica da potência mecânica.

O sistema de posicionamento dos atuadores está representado na Figura 33. O sinal de controle enviado pelo regulador de velocidade é interpretado como uma

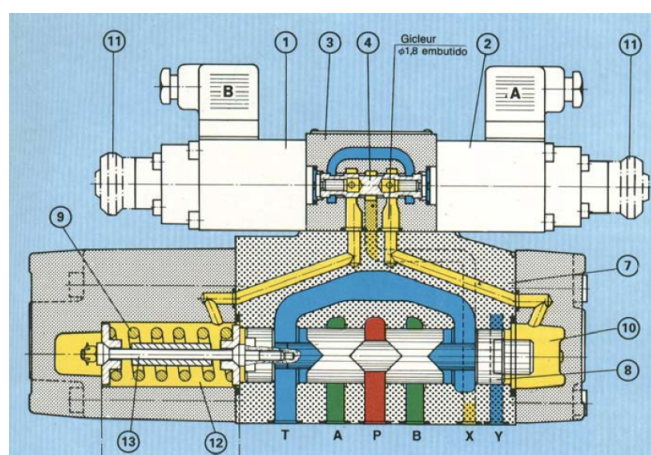
referência de posição do controlador de posição do atuador, que sintetiza o sinal de controle e o envia para o atuador. Usualmente, o atuador utilizado é uma válvula direcional proporcional hidráulica, como a da Figura 34.

Figura 33 – Sistema de controle de posicionamento do atuador.



Fonte: elaborado pelo autor.

Figura 34 – Válvula proporcional.



Fonte: (DE NEGRI, 2001).

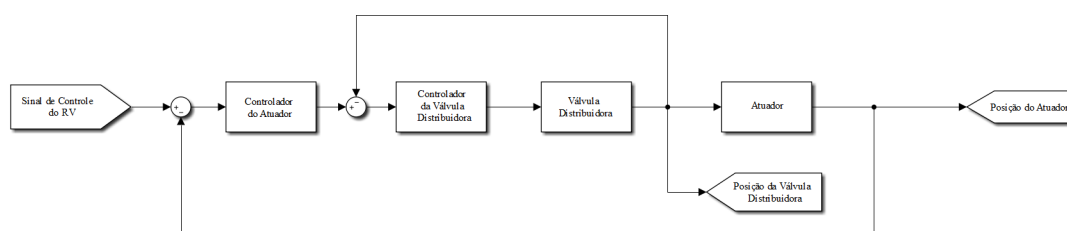
A partir da Figura 34, pode-se visualizar o funcionamento de uma válvula proporcional direcional, tipicamente utilizada nos sistemas de atuadores eletromecânicos. Um sinal elétrico excita um par de solenóides proporcionais [1] e [2], que movimentam o carretel [4] da válvula piloto [3] de acordo com o valor do sinal de entrada. O movimento do carretel direciona a vazão de controle para um dos lados, que movimentam o carretel [8] da válvula principal [7] para o lado selecionado. A movimentação do carretel controla a vazão de óleo pressurizado, advindo da unidade hidráulica, entre as saídas T, A, P e B, que faz o controle de um pistão (DE NEGRI, 2001).

Ou seja, no sistema de atuadores, o sinal de controle enviado pelo regulador de velocidade é um sinal elétrico, tipicamente um sinal de 4 mA a 20 mA, indicando, respectivamente, válvula totalmente fechada e totalmente aberta (0 e 1 pu). O controlador compara este sinal de referência com o valor atual de posição do atuador e envia um sinal de controle de acordo com o valor do sinal de erro, também de 4 mA

a 20 mA, representando comando de fechamento e abertura. Essa corrente excita os solenóides, que move a válvula piloto, e desencadeia o processo de movimentação do atuador de acordo com o funcionamento da válvula.

Em alguns casos, onde é necessário maior força para exercer a movimentação dos atuadores devido à grande força da água, é necessário um estágio de "amplificação" de óleo. Nesses casos, é utilizada uma válvula distribuidora juntamente com a válvula proporcional, que é conectada a um grande reservatório de óleo que é utilizado para a movimentação do pistão. Nesses casos, é utilizado um sistema de controle em cascata, conforme a Figura 35.

Figura 35 – Sistema de controle de posicionamento do atuador com válvula distribuidora.



Fonte: elaborado pelo autor.

3 MODELAGEM E IDENTIFICAÇÃO DE SISTEMAS DE ATUADORES ELETRO-MECÂNICOS

O processo de validação de um modelo matemático de um equipamento consiste em confrontar resultados de simulações com resultados obtidos através de ensaios de campo no equipamento a ser modelado.

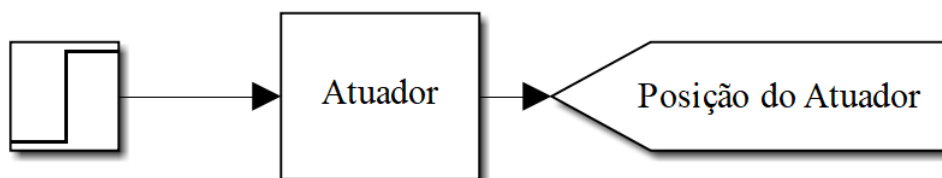
3.1 ENSAIOS DE CAMPO

O primeiro passo para identificar o modelo dos atuadores é realizar os ensaios de campo, costumeiramente chamados de ensaios de água morta. Com o conduto forçado fechado, ou seja, sem água passando pela turbina, são realizados três ensaios: ensaio de abertura e fechamento, ensaio de zona morta e ensaio de posicionamento do atuador.

3.1.1 Ensaio de Abertura e Fechamento

A Figura 36 representa o sistema de atuadores durante o ensaio.

Figura 36 – Esquemático do ensaio de abertura e fechamento do atuador.



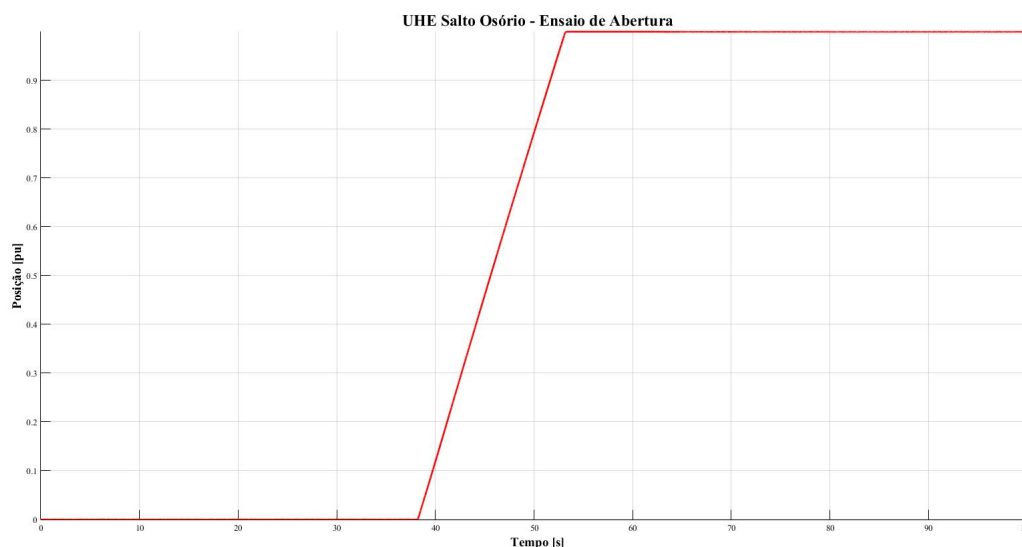
Fonte: Reivax Automação e Controle.

Com o atuador totalmente fechado e em malha aberta, o ensaio consiste em aplicar um degrau de referência de 1 pu até que o atuador abra completamente. Uma vez nessa posição, injeta-se um degrau de -1 pu, para que o atuador feche. Em outras palavras, o ensaio consiste em aplicar um degrau de posição em malha aberta, sem o controlador. A Figura 37 mostra o resultado de um ensaio de campo realizado na UHE Salto Osório.

Este ensaio nos fornece algumas informações sobre o processo:

1. Como a entrada é um degrau e a saída é uma rampa, pode-se concluir que o sistema possui comportamento integrativo;

Figura 37 – Ensaio de abertura do atuador.



Fonte: Reivax Automação e Controle.

2. A taxa de posição e a própria posição do atuador são limitados. O ensaio também nos fornece o valor numérico das taxas de posição de abertura e fechamento, assim como o valor de seu ganho.

3.1.2 Ensaio de Zona Morta

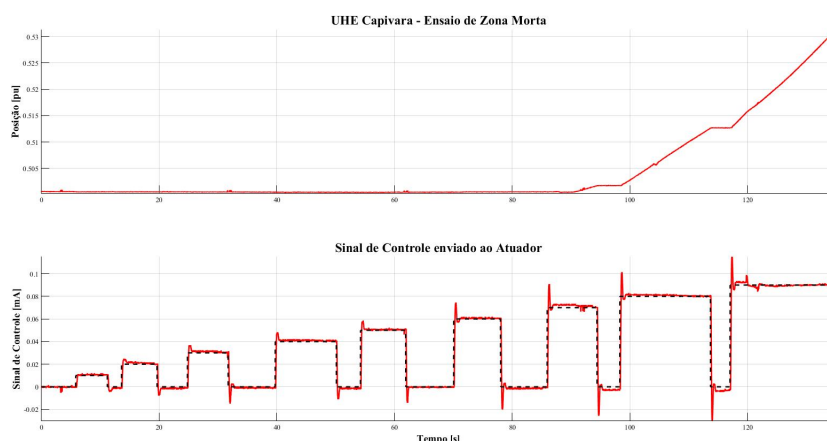
Assim como o ensaio anterior, este ensaio é realizado em malha aberta, através de comandos diretos no atuador. O procedimento consiste em deixar o atuador parado e aplicar degraus incrementais na referência, até que o atuador comece a se mover; nesse momento, identifica-se a banda morta. O procedimento é realizado nas duas direções, ou seja, com comandos de abertura e fechamento. A Figura 38 ilustra o resultado de um ensaio de zona morta realizado na UHE Capivara. Os sobressinais que aparecem no ensaio são devido à presença da válvula distribuidora no sistema de atuadores; nesses casos, o sinal de controle recebido pelo atuador principal é a posição da válvula distribuidora, e os comandos de abertura e fechamento são injetados diretamente nela.

3.1.3 Ensaio de Degrau de Posição

Este é um ensaio em malha fechada, que tem como objetivo validar os parâmetros ajustados no controlador e avaliar o desempenho dinâmico do sistema. O esquemático do ensaio está representado na Figura 39.

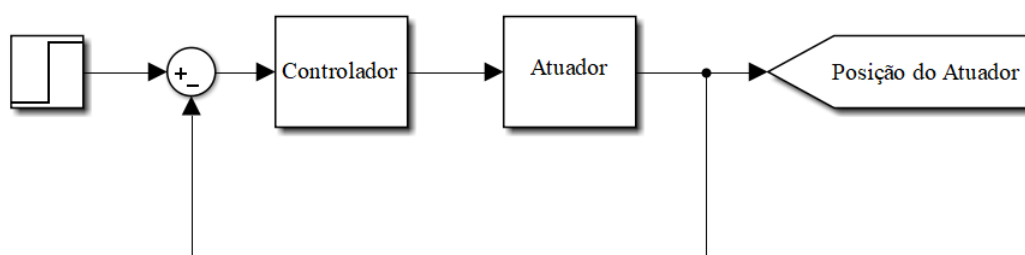
Para realizar o ensaio, o primeiro passo é mover o atuador ao patamar de 0,5 pu de abertura; deste modo, evita-se a influência da região de esmagamento. Com o

Figura 38 – Ensaio de zona morta.



Fonte: elaborado pelo autor.

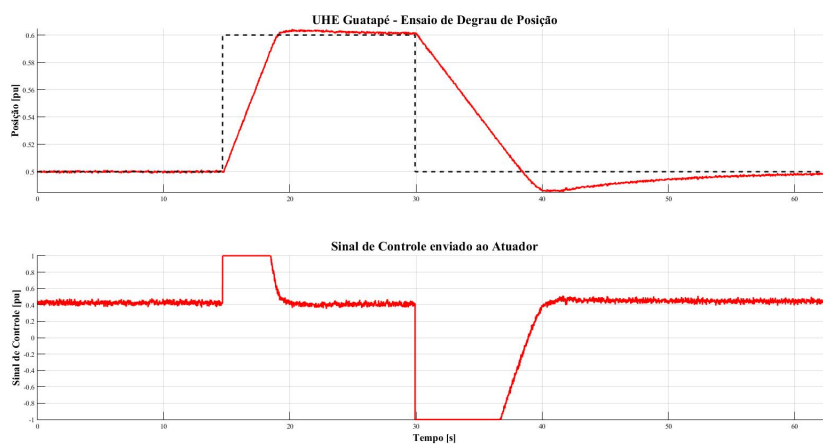
Figura 39 – Esquemático do ensaio de degrau de posição.



Fonte: elaborado pelo autor.

atuador posicionado, aplica-se um degrau de posição grande o suficiente que não faça o sinal do controle saturar, e assim poder analisar o controle. A Figura 40 demonstra um resultado de um ensaio de degrau de posição realizado na UHE Guatapé.

Figura 40 – Ensaio de degrau de posição.

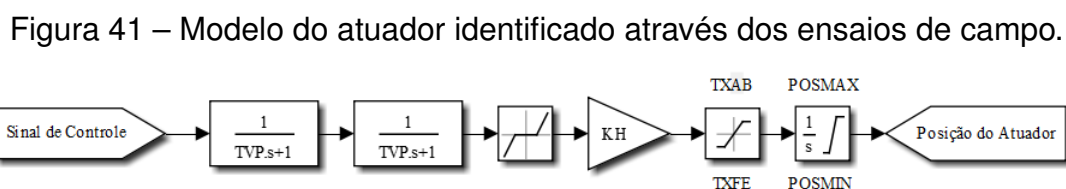


Fonte: Reivax Automação e Controle.

A partir deste ensaio é possível avaliar se os parâmetros identificados são aderentes ao sistema físico.

Para a explicação dos ensaios, foi considerado um sistema de atuadores sem válvula distribuidora. Porém, em um sistema com válvula distribuidora, os ensaios realizados são os mesmos; a diferença é que existe uma malha de controle intermediária que influencia nas dinâmicas do atuador principal. Desse modo, os ensaios devem ser realizados na válvula distribuidora também.

A partir dos ensaios de identificação, é possível levantar um modelo matemático que consegue representar a maioria dos equipamentos satisfatoriamente. A Figura 41 ilustra o modelo, que será usado como ponto de partida para o estudo da dinâmica do atuador.



Fonte: elaborado pelo autor.

Onde, da esquerda para a direita:

- TVP representa a constante de tempo da válvula piloto;
- A zona morta representa as folgas mecânicas da válvula piloto e válvula proporcional;
- KH é o ganho hidráulico, e representa o comportamento do óleo dentro da válvula. Em outras palavras, ele captura o comportamento proporcional da válvula. Ele modela a taxa de posicionamento do atuador.
- TXAB e TXFE representam as taxas máximas de abertura e fechamento, respectivamente, em pu/s;
- O integrador representa o comportamento integrativo do processo;
- POSMAX e POSMIN representam os limites máximo e mínimo de posição do atuador, em pu.

Uma vez identificado o modelo e os diversos parâmetros que constituem

4 VALIDAÇÃO DE MODELOS E RESULTADOS

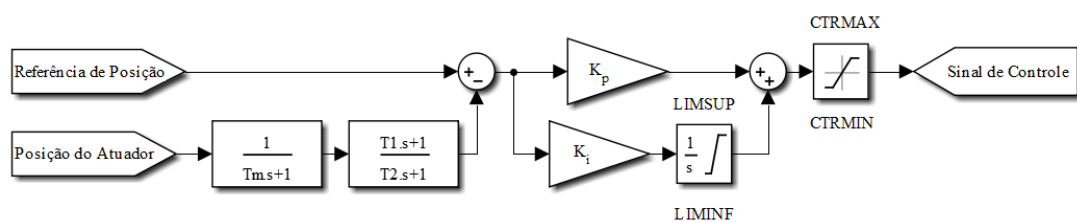
4.1 METODOLOGIA

Serão realizadas simulações utilizando o *software Simulink*, com a finalidade de analisar os modelos e suas não linearidades. Os resultados das simulações serão comparadas com medições obtidas de ensaios de campo para verificar a aderência do modelo matemático com os resultados práticos. A análise será feita com base no comportamento do modelo em relação aos ensaios de campo, e será avaliado se as dinâmicas estão sendo bem representadas ou não.

Os resultados de campo utilizados são provenientes de ensaios de validação realizados pela Reivax Automação e Controle em variadas usinas hidrelétricas que possuem unidades geradoras controladas por seus equipamentos. Desse modo, os parâmetros utilizados nas simulações já foram devidamente validados, e estão presentes nos respectivos relatórios de validação, anexados a este trabalho.

Em todas as simulações foi utilizada a mesma topologia de controlador de posicionamento, comum aos reguladores da Reivax Automação e Controle, descrito na Figura 42.

Figura 42 – diagrama de blocos do controlador de posicionamento utilizado nas simulações.



Fonte: elaborado pelo autor.

Onde:

1. T_m é a constante de tempo do filtro de medição;
2. T_1 e T_2 são as constantes de tempo do compensador de realimentação;
3. K_p é o ganho proporcional;
4. K_i é o ganho integral;
5. LIMSUP e LIMINF são os valores máximo e mínimo, respectivamente, dos limites de saída da parcela integral do controlador;

6. CTRMAX e CTRMIN são os limites máximo e mínimo, respectivamente, do sinal de controle.

4.2 ANÁLISE DE NÃO-LINEARIDADES

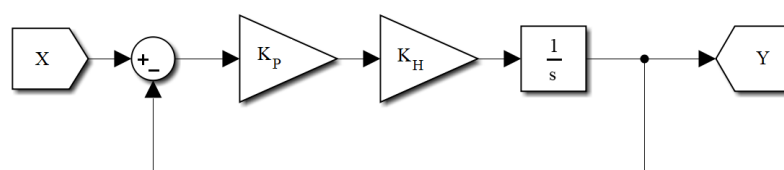
4.2.1 Função de Transferência de Primeira Ordem

Na literatura, é frequente utilizar uma função de transferência de primeira ordem para representar o sistema de atuadores. Trata-se de uma aproximação do modelo da Figura 41 considerando-se:

- A constante de tempo TVP é um valor muito menor que 1; logo pode ser desprezada;
- A zona morta é desprezada;
- É considerado um controlador Proporcional, com realimentação unitária;
- O sistema não possui válvula distribuidora;
- São consideradas variações de baixa amplitude que não acarretem em saturação dos limitadores; deste modo, eles são também desprezados.

Desse modo, o sistema de posicionamento de atuadores pode ser aproximado pelo diagrama de blocos da Figura 43.

Figura 43 – diagrama de blocos do modelo para pequenos sinais.



Fonte: elaborado pelo autor.

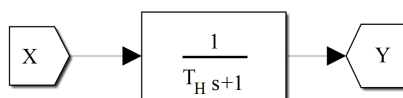
Logo, é possível determinar a função de transferência em malha fechada do sistema, representada pela equação (7) e pelo diagrama de blocos da Figura 44.

$$G_{MF}(s) = \frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{1}{1 + T_H s} \quad (7)$$

Onde $T_H = \frac{1}{K_P K_H}$ é a constante de tempo do modelo equivalente de primeira ordem do sistema.

Foram realizadas três simulações distintas com este modelo, com degraus de posição de magnitude diferentes, e os resultados foram confrontados com os resultados

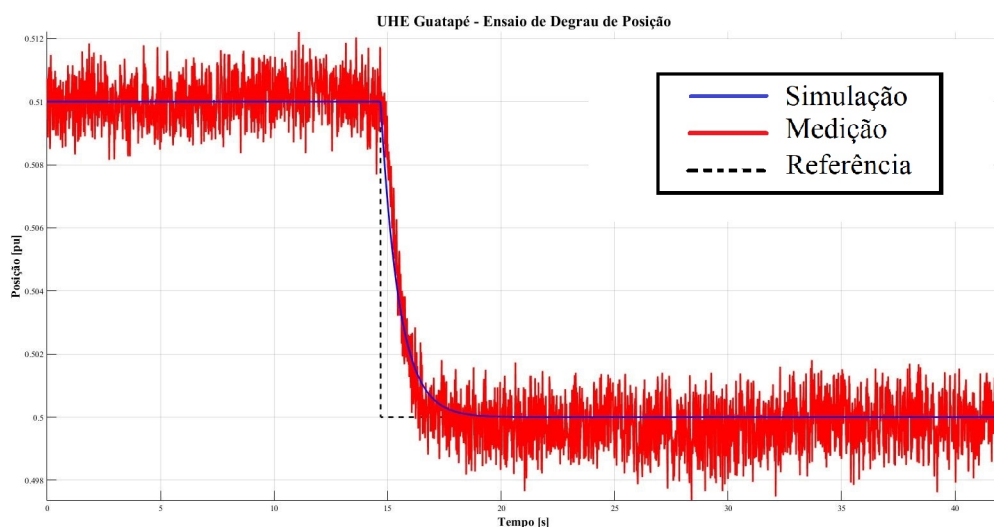
Figura 44 – diagrama de blocos do modelo de primeira ordem.



Fonte: elaborado pelo autor.

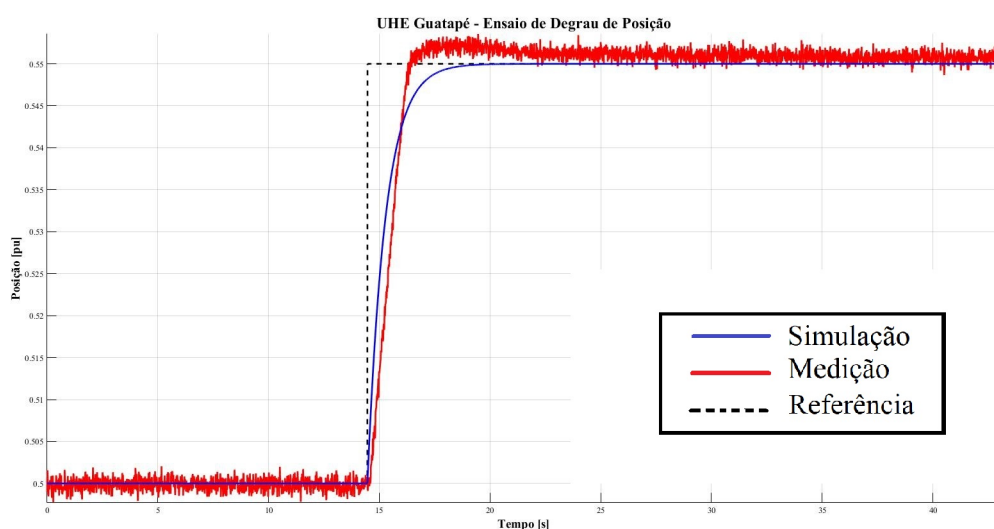
de ensaios de campo realizados em uma das agulhas da turbina da UG2 da UHE Guatapé. Os resultados estão na Figura 45, Figura 46 e Figura 47.

Figura 45 – Degrau de posição de 1%; resultado do ensaio de campo e da simulação.



Fonte: elaborado pelo autor.

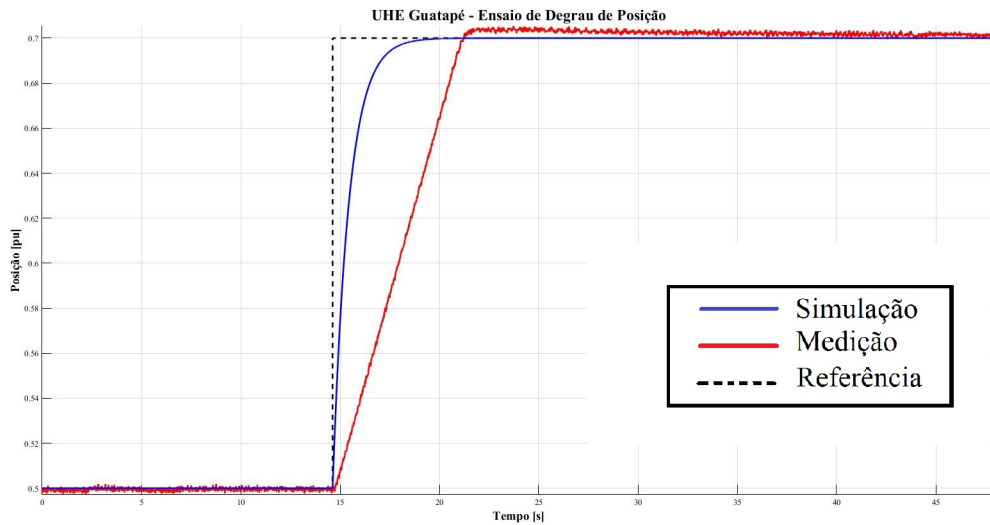
Figura 46 – Degrau de posição de 5%; resultado do ensaio de campo e da simulação.



Fonte: elaborado pelo autor.

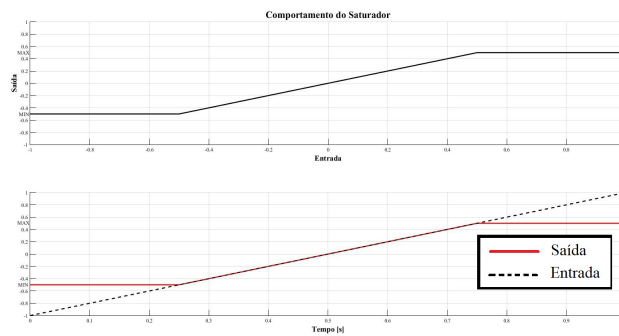
Observa-se que, como presumido, para pequenos distúrbios de entrada o modelo consegue apresentar um desempenho adequado. No entanto, a partir do momento

Figura 47 – Degrau de posição de 20%; resultado do ensaio de campo e da simulação.



Fonte: elaborado pelo autor.

Figura 48 – Comportamento da Saturação.



Fonte: elaborado pelo autor.

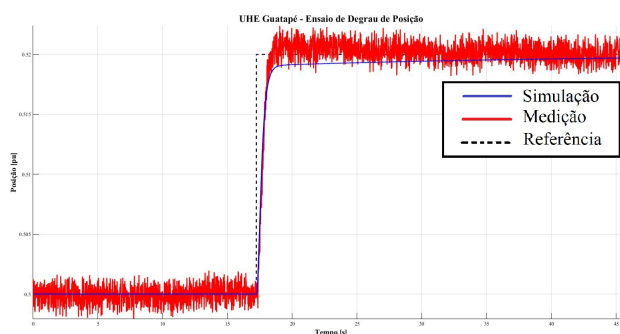
que o degrau é grande o suficiente, o que causa saturação da taxa de posicionamento do atuador, sua resposta começa a se distanciar do comportamento real do sistema. A Figura 47 ilustra muito bem esse distanciamento.

4.2.2 Limites de Taxas Mecânicas

Atuadores apresentam limites de velocidade e posição. Eles podem ser representados através dos blocos de saturação, descritos pela equação (8), cujo comportamento pode ser visualizado na Figura 48.

$$y = \begin{cases} MIN, & \text{se } x < MIN \\ x, & \text{se } MIN \leq x \leq MAX \\ MAX, & \text{se } x > MAX \end{cases} \quad (8)$$

Figura 49 – Degrau de posição de 2%.



Fonte: elaborado pelo autor.

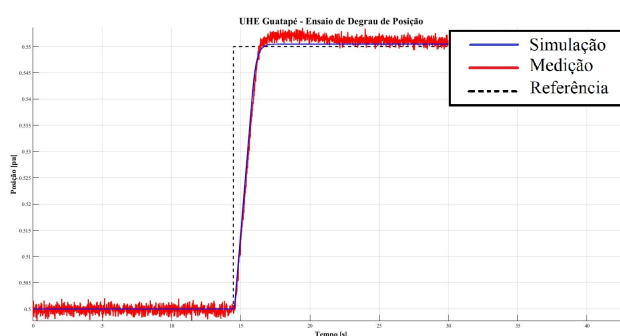
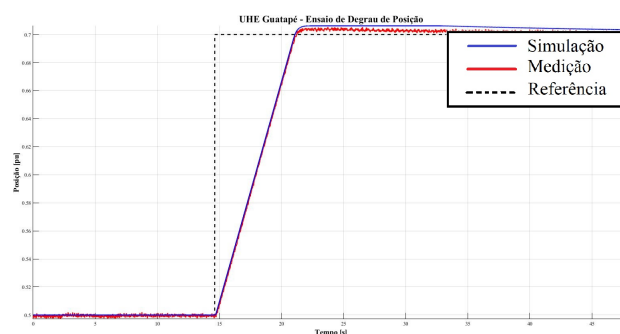


Figura 50 – Degrau de posição de 5%. Fonte: elaborado pelo autor.

Figura 51 – Degrau de posição de 20%.

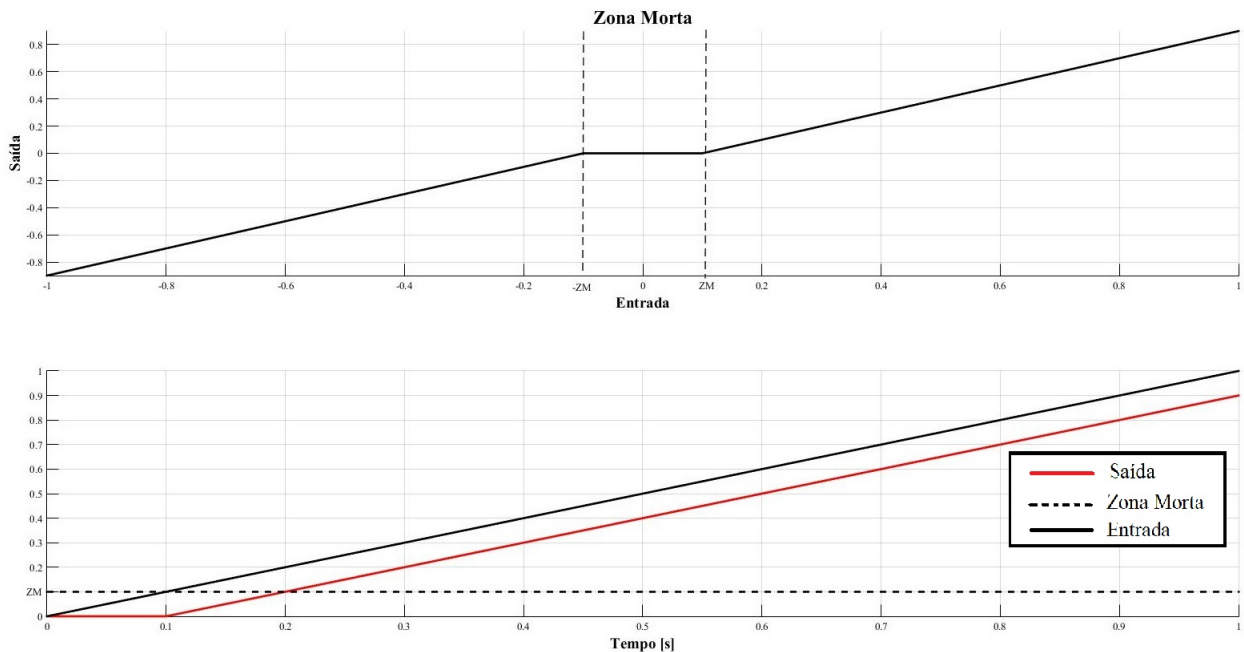


Fonte: elaborado pelo autor.

Para analisar a influência dos limites, foram realizadas simulações utilizando o modelo da Figura 41. Os mesmos ensaios usados na análise do comportamento do modelo de primeira ordem foram utilizados nestas simulações. Desse modo, pode-se analisar o comportamento do modelo mediante diferentes degraus de posicionamento. Os resultados estão presentes na Figura 49, Figura 50 e Figura 51.

A partir dos resultados, conclui-se que o modelo com limites de taxa é muito mais versátil do que o modelo da Figura 43. Embora ambos os modelos apresen-

Figura 52 – Comportamento da Zona Morta.



Fonte: elaborado pelo autor.

tem respostas similares mediante pequenas perturbações, o modelo com limites de taxas mostrou-se aderente também sob grandes perturbações. Isso indica que este modelo consegue capturar as dinâmicas essenciais do equipamento físico em várias condições operativas. Logo, é essencial representar os limites de taxas em estudos de reguladores de velocidade.

4.2.3 Zona Morta

A zona morta é uma não linearidade cujo comportamento matemático é descrito pela equação (9), e ilustrado pelos gráficos da Figura 52.

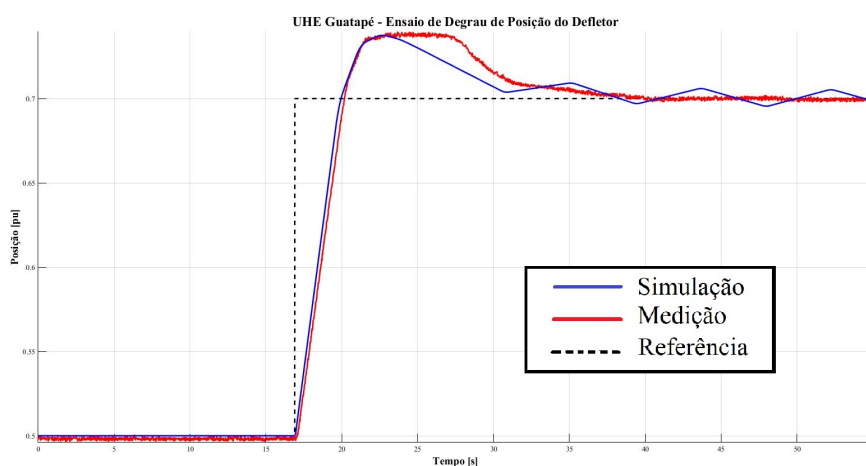
$$y = \begin{cases} x + ZM, & \text{se } x < -ZM \\ 0, & \text{se } -ZM \leq x \leq ZM \\ x - ZM, & \text{se } x > ZM \end{cases} \quad (9)$$

Assim, a zona morta é um bloco que só responde a entradas fora de uma faixa de valores, a própria zona morta. Esse comportamento representa as folgas mecânicas presentes nas válvulas dos atuadores, de modo que elas não são sensíveis a todos os valores de sinal de controle. Esse efeito pode ser comparado com o comportamento de um volante de carro velho: é possível mexer o volante sem efetivamente mexer as rodas.

Foram realizadas simulações utilizando o modelo da Figura 41 com e sem o

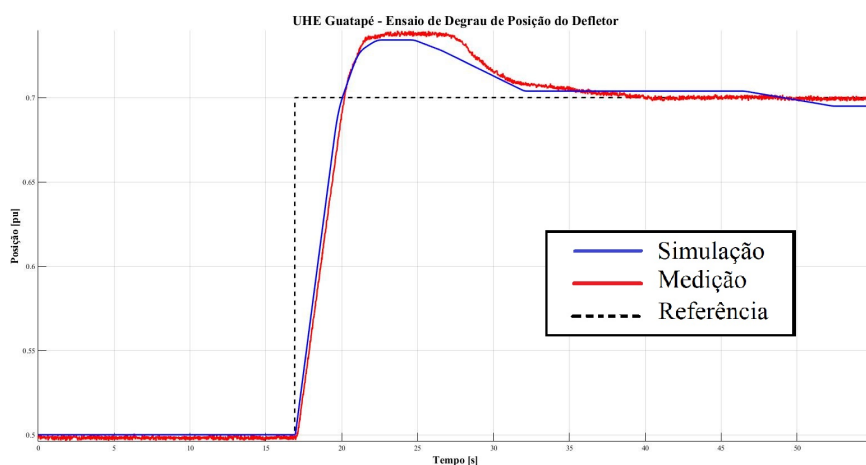
bloco de zona morta, para verificar seus efeitos no comportamento do modelo. Os resultados foram comparados com os ensaios de campo realizados no defletor da turbina da UG2 de UHE Guatapé. A Figura 53 e Figura 54 mostram os resultados das simulações, confrontadas com o resultado obtido em campo.

Figura 53 – Degrau de posicionamento do defletor; medição de campo e simulação sem zona morta.



Fonte: elaborado pelo autor.

Figura 54 – Degrau de posicionamento do defletor; medição de campo e simulação com zona morta.



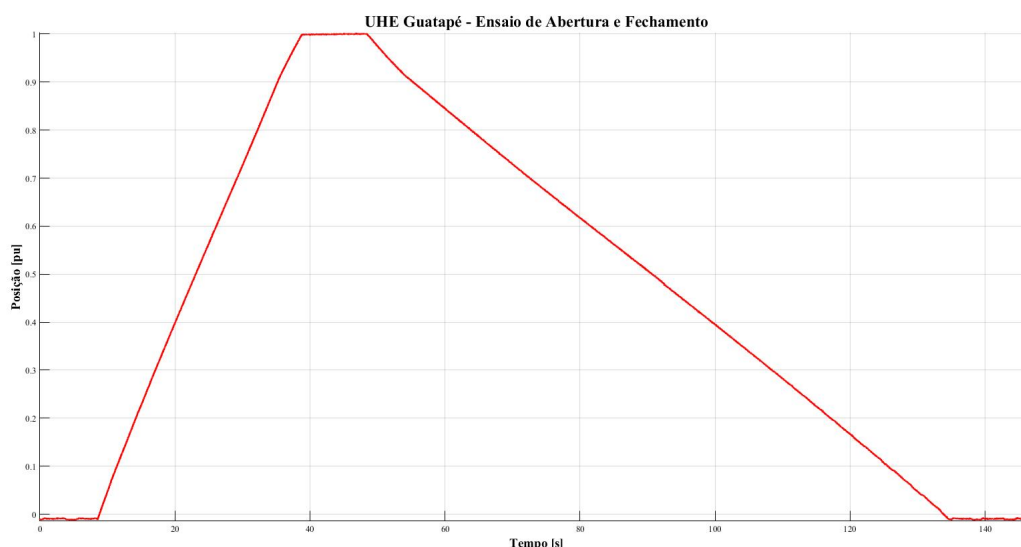
Fonte: elaborado pelo autor.

A adição da zona morta faz com que o modelo não responda a qualquer variação do sinal de controle, e faz-se necessária para que a simulação tenha a mesma resposta que o equipamento real, já que é um comportamento que afeta diretamente o desempenho da regulação primária (FINVIK, 2016). É interessante notar que o modelo sem zona morta se comportou de maneira instável, apresentando uma espécie de ciclo limite em sua resposta. Se este modelo fosse utilizado em estudos de regulação primária, ele poderia comprometer o estudo.

4.2.4 Taxas de abertura e fechamento diferentes

Até agora, foi considerado que as taxas de abertura e fechamento dos atuadores eram iguais. Porém, na prática, os atuadores podem apresentar taxas de abertura e fechamento bastante distintas, como mostra a Figura 55: enquanto a abertura leva em torno de 30 s, o fechamento leva mais de 90 s.

Figura 55 – Ensaio de abertura e fechamento da agulha da UG2 da UHE Guatapé.



Fonte: elaborado pelo autor.

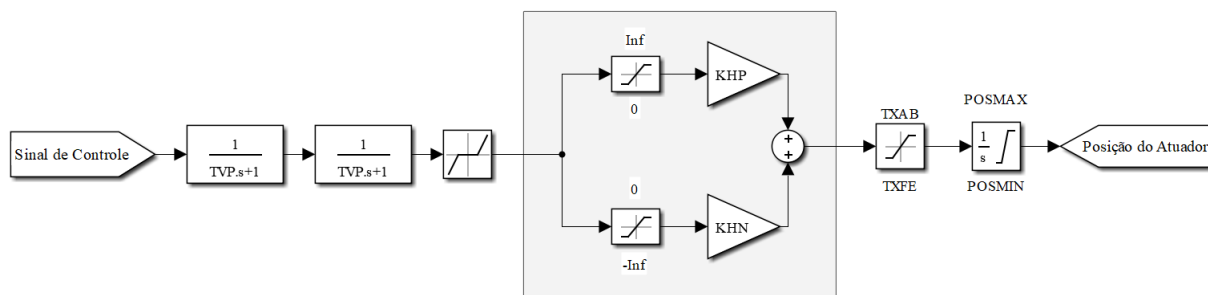
O parâmetro KH é responsável por modelar a taxa de movimentação do atuador, ou seja, a inclinação do comportamento integrativo. Usualmente, com o modelo da Figura 41, é utilizado $KH = 2\max(TXAB, |TXFE|)$. Dessa forma, o modelo consegue apenas representar bem uma das condições: ou subida, ou descida.

Para modelar este comportamento, utilizam-se dois ganhos distintos, sendo que um responde somente a sinais de controle positivos, enquanto o outro responde somente a sinais de controle negativos; deste modo, consegue-se reproduzir as dinâmicas de abertura e fechamento separadamente. A Figura 56 ilustra o diagrama de blocos da proposta de modelagem deste comportamento.

Dessa forma, faz-se $KHN = 2|TXFE|$ e $KHP = 2TXAB$. Assim, quando o controlador enviar um sinal para o atuador fechar (sinal negativo), somente KHN influencia na resposta; da mesma forma, quando o controlador enviar um sinal para o atuador abrir (sinal positivo) somente KHP influencia. Assim, os dois ganhos são representados no mesmo modelo.

A captura desse comportamento é importante para a representação do equipamento, uma vez que afeta diretamente o desempenho de seu controle: porque o

Figura 56 – diagrama de blocos do modelo com dois ganhos KH distintos.



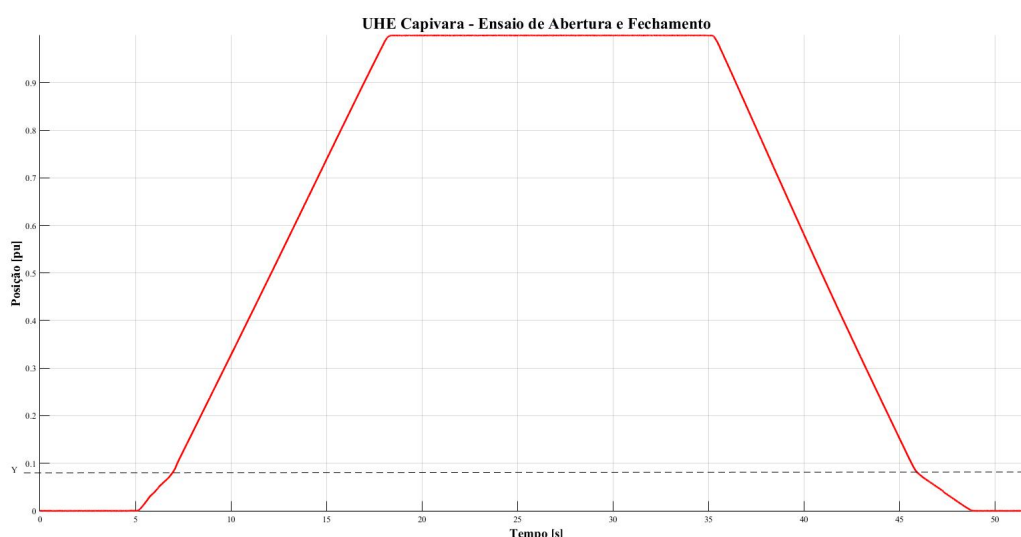
Fonte: elaborado pelo autor.

ganho da planta muda durante sua abertura e seu fechamento, é necessário fazer um compromisso entre qual das duas etapas será beneficiada pelo controlador, já que só é possível ajustá-lo para satisfazer o desempenho em uma dessas duas ocasiões.

4.2.5 Região de Esmagamento

Alguns atuadores são projetados para diminuírem sua velocidade quando chegam no fim do percurso (de abertura ou fechamento), a fim de evitar impactos e não causar sobrepressão no conduto forçado. O comportamento pode ser visualizado na Figura 57.

Figura 57 – Ensaio de campo de abertura e fechamento.

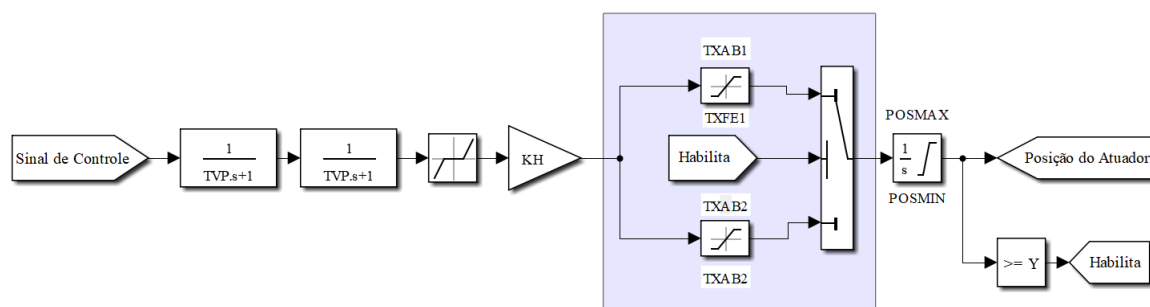


Fonte: elaborado pelo autor.

Uma solução para modelar este fenômeno é chavear os limites de taxa de acordo com a posição do atuador, conforme diagrama de blocos da Figura 58.

O modelo compara a posição atual do atuador com a posição em que ocorre o

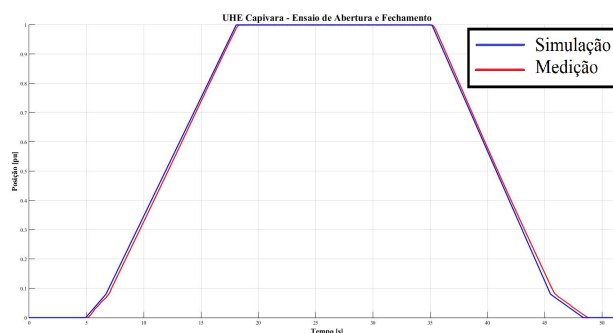
Figura 58 – diagrama de blocos do modelo com esmagamento.



Fonte: elaborado pelo autor.

esmagamento, Y , e chaveia os valores das taxas máximas de acordo com a região em que o atuador se encontra. A Figura 59 demonstra o resultado do modelo, provando que de fato consegue capturar este comportamento adequadamente.

Figura 59 – Simulação do ensaio de abertura e fechamento.



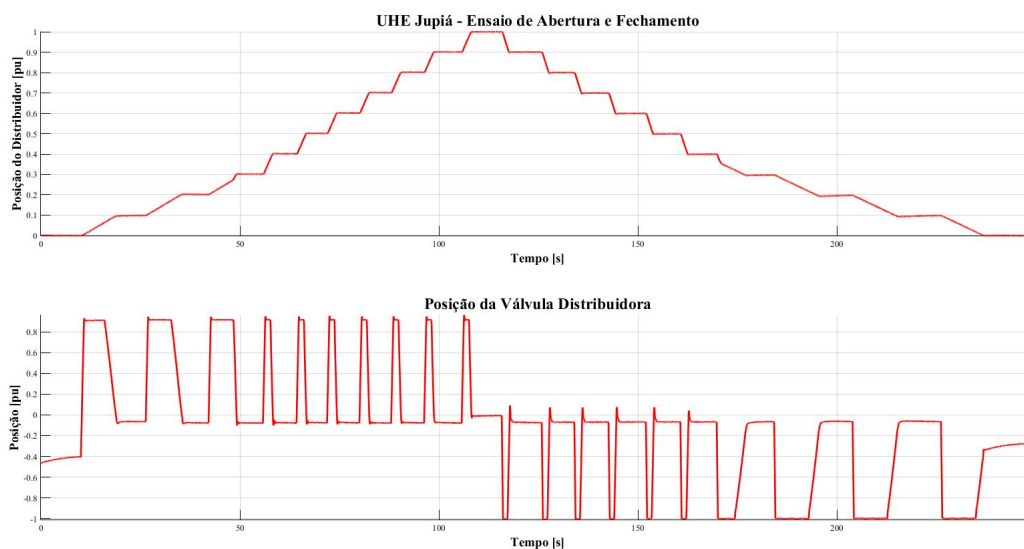
Fonte: elaborado pelo autor.

Desse modo, mostra-se que o modelo proposto consegue capturar a dinâmica do equipamento real. Esta dinâmica mostra-se importante quando se quer analisar com detalhes o comportamento do regulador mediante rejeições de carga ou degraus de potência que causem uma excursão muito grande dos atuadores. O ensaio de campo da Figura 60, realizado na UG5 da UHE Jupia, demonstra o efeito da taxa de esmagamento, que é ilustrada na Figura 61, na dinâmica do controle do atuador. Observa-se uma diferença nítida no tempo de subida dos vários degraus em diferentes patamares de abertura do atuador, devido ao efeito do esmagamento.

4.2.6 Válvula Distribuidora

Em algumas unidades geradoras, a pressão d'água é tão forte que deve-se ter um estágio de amplificação de óleo para que o atuador principal consiga se mover. Nesse caso, o sinal de controle do regulador de velocidade é interpretado como uma referência de posição do controlador do atuador principal, que envia um sinal de controle diretamente para o controlador de posição da válvula distribuidora. Este sinal de

Figura 60 – Influência do esmagamento na dinâmica do atuador.



Fonte: elaborado pelo autor.

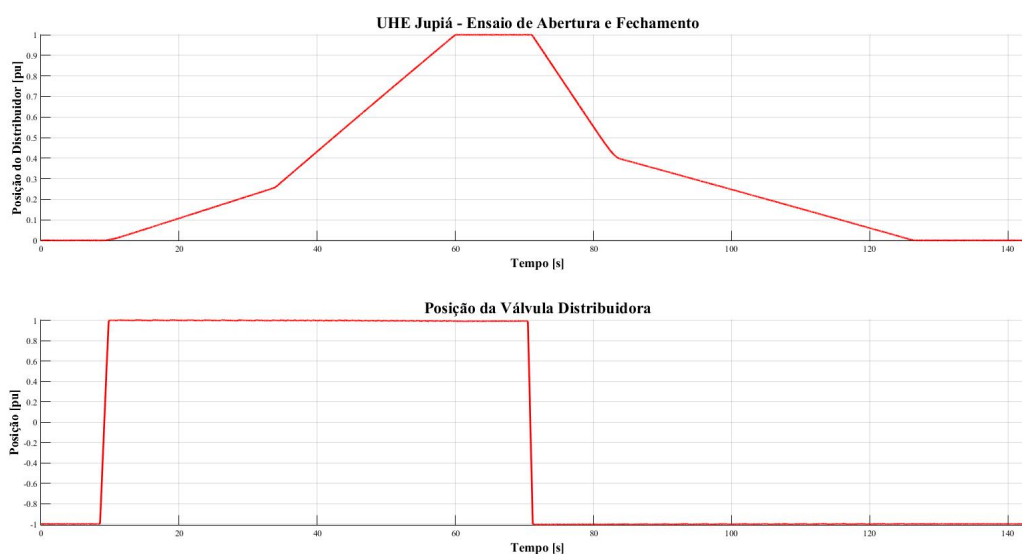
controle é interpretado como uma referência de posição pelo controlador da válvula distribuidora, que envia o sinal de controle para mover a válvula distribuidora, cuja posição funciona como um sinal de controle para movimentação do atuador.

A modelagem da válvula distribuidora é idêntica à modelagem dos atuadores principais, com uma única diferença: sua posição varia de -1 a 1 pu. De resto, ela apresenta os mesmos comportamentos não lineares, como folgas mecânicas, limites mecânicos, região de esmagamento. Além disso, a válvula distribuidora passa pelos mesmos ensaios de identificação que o atuador principal. Porém, como sua dinâmica é muito rápida em comparação com a dinâmica dos atuadores principais, o modelo da Figura 41 consegue reproduzir satisfatoriamente a maioria das válvulas distribuidoras. A Figura 61 mostra o degrau de abertura e fechamento de um sistema com válvula distribuidora, e é possível ver quão mais rápida é a sua dinâmica.

A Figura 62 mostra a simulação de um degrau de posicionamento de um sistema com válvula distribuidora, e pode-se ver como a posição da válvula distribuidora controla a posição do atuador principal. O controlador da válvula distribuidora utilizado na simulação é o igual ao controlador do atuador principal.

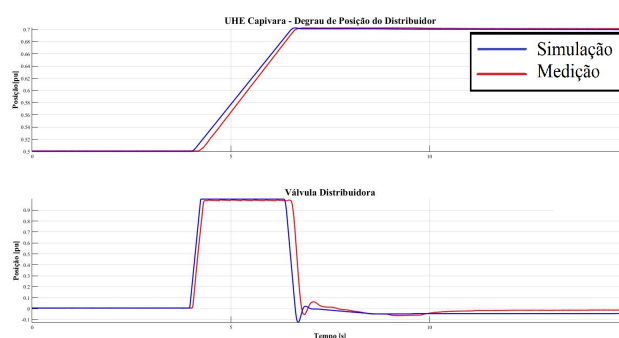
Logo, como a malha de controle da válvula distribuidora está contida dentro da malha de controle do atuador principal, é necessário representá-la corretamente para avaliar com fidelidade o desempenho do controle. É importante verificar seus ajustes para avaliar se está bem ajustado e não está causando nenhum tipo de oscilação desnecessária. Assim como é bom analisar para saber se a válvula não está se movendo

Figura 61 – Ensaio de campo de abertura e fechamento do atuador com válvula distribuidora.



Fonte: elaborado pelo autor.

Figura 62 – Simulação do ensaio de degrau de posição do atuador com válvula distribuidora.



Fonte: elaborado pelo autor.

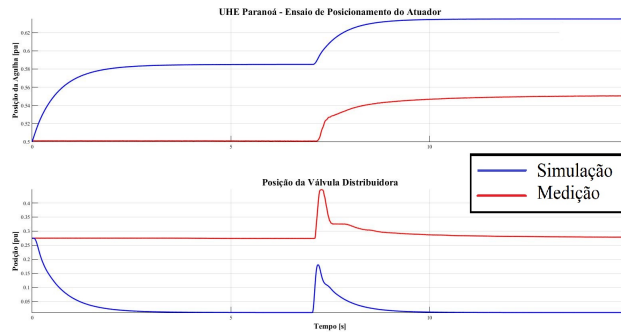
desnecessariamente.

4.2.7 Posição de Repouso

O atuador permanece parado quando a válvula que o precede (piloto ou distribuidora) atinge o repouso, região em que não há vazão de óleo. Normalmente, essa posição é bem no centro da válvula, representado pelo valor de 0 pu. Porém, algumas válvulas não ficam exatamente no meio, e isto implica que o valor do sinal de controle que mantém o atuador em repouso é diferente de zero. A Figura 63 demonstra uma simulação de um ensaio de degrau de posicionamento utilizando um modelo que não representa a posição de repouso. Pode-se ver nitidamente que quando o sinal de controle da medição de campo apresenta-se em torno de 0,3 pu o atuador fica parado;

porém, o mesmo valor de sinal de controle faz com que o atuador simulado se mova, e pare somente quando a posição da válvula distribuidora atinja 0 pu.

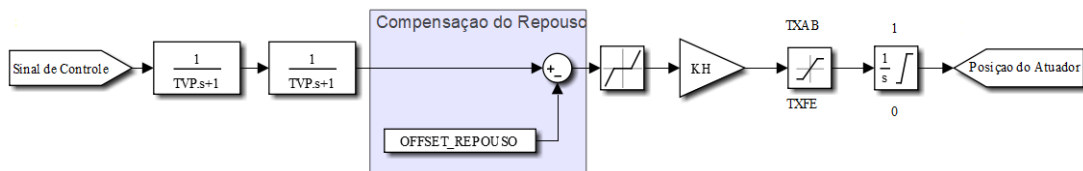
Figura 63 – Simulação do ensaio de degrau de posição do atuador sem posição de repouso representada.



Fonte: elaborado pelo autor.

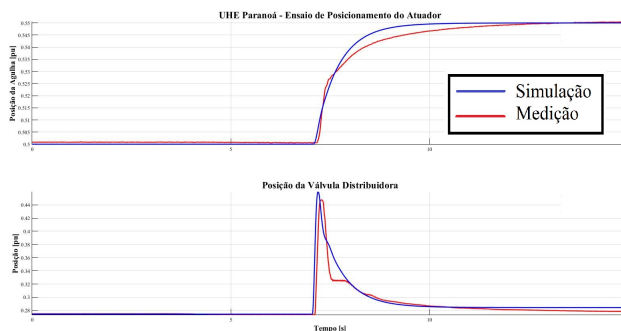
Para resolver esse problema, pode-se modelar a posição de repouso acrescentando um *offset* ao sinal de controle enviado ao atuador, conforme Figura 64. Desse modo, o sinal de repouso é compensado, fazendo com que o atuador receba 0 pu quando a válvula estiver na posição de repouso. A Figura 65 apresenta o resultado da proposta, provando que realmente consegue melhorar o comportamento do modelo.

Figura 64 – Modelo do atuador com representação da posição de repouso.



Fonte: elaborado pelo autor.

Figura 65 – Simulação do ensaio de degrau de posição do atuador com posição de repouso representada.



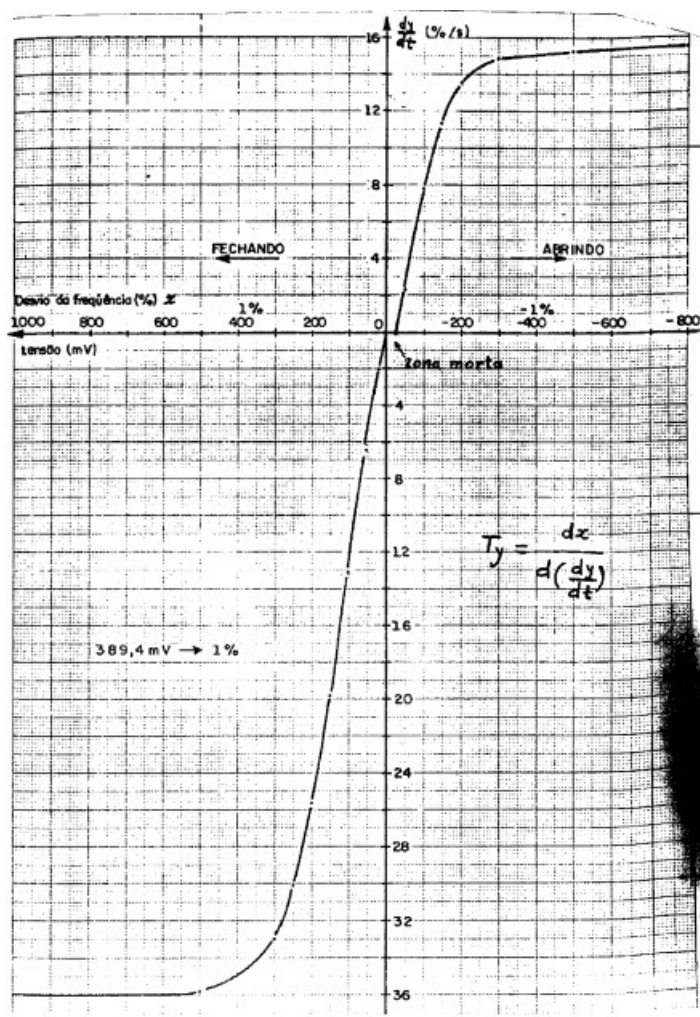
Fonte: elaborado pelo autor.

4.2.8 Não Linearidade da Taxa de Posicionamento

O ganho hidráulico KH representa a proporcionalidade do atuador em relação ao sinal de controle: quanto maior o comando enviado, maior é a taxa de variação do atuador. Todos os modelos propostos até agora levaram em consideração que a taxa de posição varia linearmente com o sinal e controle; no entanto, devido à não linearidade da vazão de óleo dentro da válvula, a taxa varia de forma não linear em relação ao controle.

A Figura 66 demonstra o resultado de um ensaio de campo realizado em um servomotor piloto de um regulador de velocidade mecânico.

Figura 66 – Resultado do ensaio de campo do comportamento da taxa do atuador.



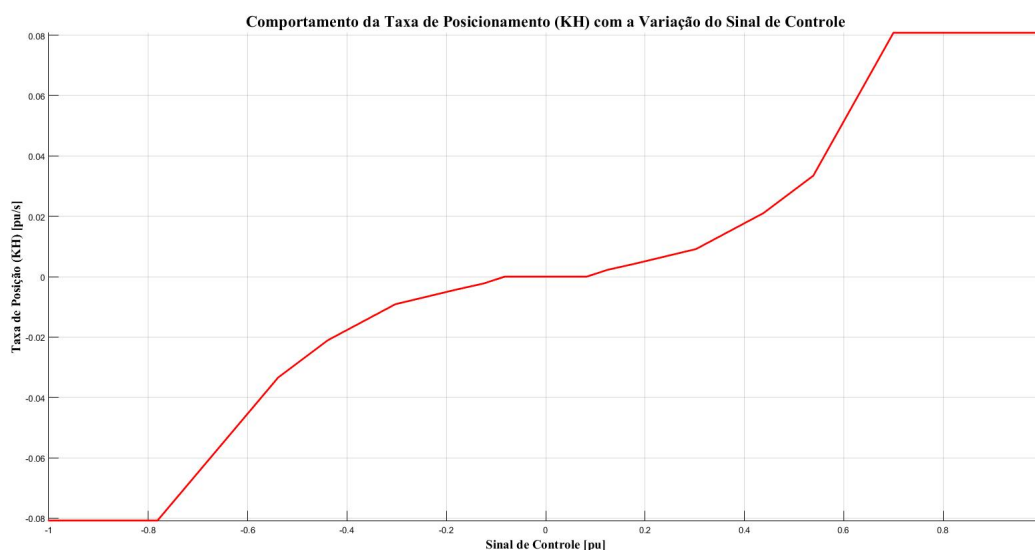
Fonte: (SOARES, 1982).

O eixo das ordenadas representa a taxa mecânica do atuador, enquanto que o eixo das abscissas representa o desvio de frequência, ou seja, o sinal de entrada da válvula.

Um ensaio de campo (que será detalhado posteriormente) foi realizado no ser-

vomotor do distribuidor da UG02 da UHE Capivara na tentativa de reproduzir o ensaio da Figura 66 e capturar o comportamento da taxa de posicionamento (KH) em relação ao sinal de controle. O resultado do ensaio está na Figura 67.

Figura 67 – Resultado do ensaio de campo do comportamento da taxa do atuador realizado em UHE Capivara.



Fonte: elaborado pelo autor.

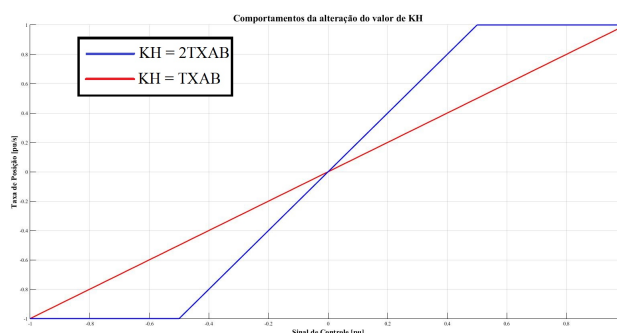
Pode-se notar o mesmo comportamento obtido no ensaio da Figura 66. Além disso, este ensaio demonstra nitidamente dois comportamentos que não foram contemplados por nenhum dos modelos propostos até o momento:

1. O ganho KH atinge seu valor máximo antes do sinal de controle saturar;
2. A taxa de posicionamento varia de maneira não linear à variação do sinal de controle, devido a não linearidades construtivas do equipamento que causam uma vazão hidráulica não linear.

O comportamento da saturação da taxa antes do sinal de controle atingir 1 pu pode ser modelado através da modificação do valor do ganho KH. Se utilizarmos $KH = \max(TXAB, |TXFE|)$, a taxa de posição só é máxima quando o controle atinge valor máximo. Porém, se ajustarmos $KH = 2\max(TXAB, |TXFE|)$, por exemplo, o valor da taxa atingirá seu valor máximo quando o sinal de controle atingir 0,5 pu. A Figura 68 ilustra estes comportamentos.

Porém, esta solução não consegue capturar o comportamento não linear da taxa de posicionamento em relação ao sinal de controle. Para modelar estas dinâmicas por completo, propõe-se representar o ganho hidráulico não como uma constante, mas

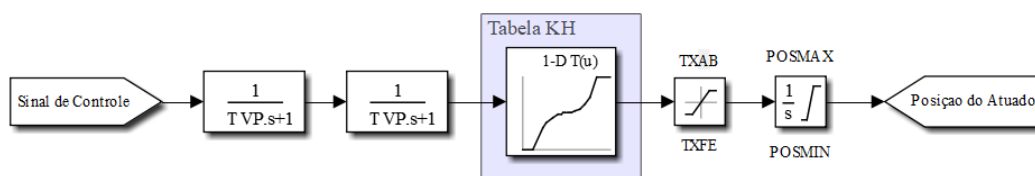
Figura 68 – Resultado do ensaio de campo do comportamento da taxa do atuador realizado em UHE Capivara.



Fonte: elaborado pelo autor.

sim como uma tabela de valores equivalentes de entrada e saída, obtida através de ensaios de campo. Deste modo, propõe-se o modelo da Figura 69.

Figura 69 – diagrama de blocos do modelo utilizando tabela de ganhos hidráulicos.



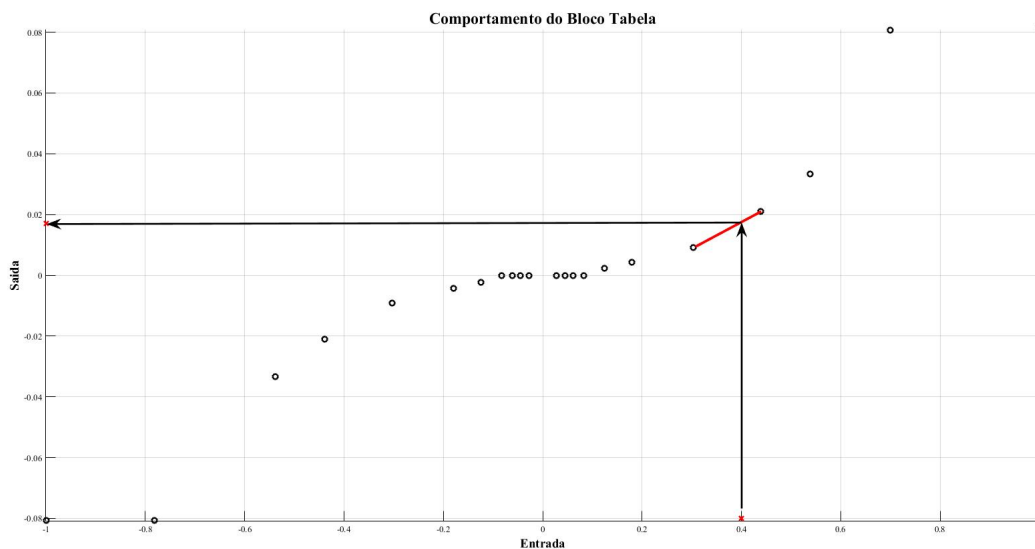
Fonte: elaborado pelo autor.

O bloco de tabela nos permite representar uma função através de seus valores de saída. O bloco necessita de dois parâmetros: um vetor de pontos de entrada (*breakpoints*) e um vetor que corresponde aos valores da função a ser representada. O sinal de entrada é comparado com os valores de *breakpoints* para saber entre quais pontos ele está posicionado. Uma vez encontrada esta "posição", ele realiza a interpolação linear entre os dois pontos correspondentes do vetor de saída, e retorna o valor correspondente à entrada. A Figura 70 demonstra o funcionamento da tabela.

Desse modo, pode-se fornecer à tabela os valores de sinal de controle e taxas de posicionamento obtidas no ensaio de campo e modelar o comportamento da taxa. A Figura 71 ilustra o resultado do ensaio de campo.

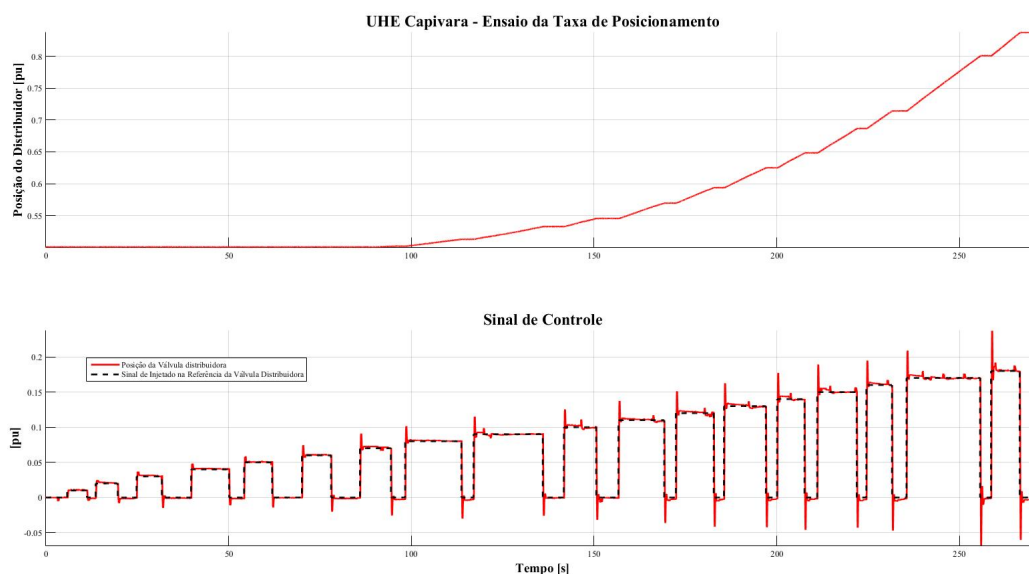
O ensaio consiste em injetar um sinal de controle que consiste em uma sequência de pulsos com amplitude incremental. Desse modo, pode-se visualizar o aumento da taxa de posicionamento à medida que o sinal de controle aumenta seu valor. Para cada valor de sinal de controle, analisa-se a taxa resultante do atuador. O ensaio é realizado para a abertura e para o fechamento do atuador. No caso de atuadores que possuem válvula distribuidora, a posição da mesma é o sinal de controle do atuador;

Figura 70 – Exemplo de funcionamento da tabela.



Fonte: elaborado pelo autor.

Figura 71 – Ensaio de campo para levantamento da característica da taxa de posicionamento.

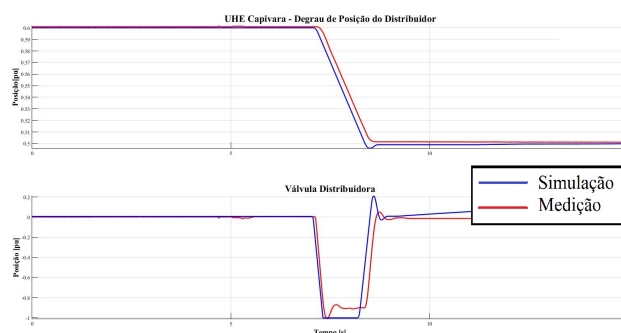


Fonte: elaborado pelo autor.

deste modo, o sinal de controle é injetado na referência da válvula distribuidora, e é analisada a relação da taxa em relação à sua posição, como é o caso da Figura 71.

A Figura 72 apresenta o resultado da simulação de um ensaio de posicionamento do atuador realizado na UG02 da UHE Capivara, utilizando o modelo da Figura 41.

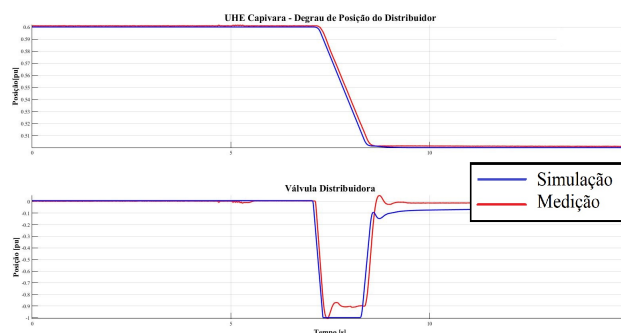
Figura 72 – Simulação do ensaio de posicionamento do distribuidor utilizando modelo sem tabela de taxa hidráulica.



Fonte: elaborado pelo autor.

Observa-se que o atuador do ensaio de campo apresenta um "amortecimento" que o modelo não consegue capturar, e isso causa um *overshoot* na simulação que não ocorre no comportamento da prática. Suspeita-se que esta disparidade ocorra devido ao ganho hidráulico do modelo simulado que não consegue "desacelerar" rápido o suficiente. Para experimentar, foi realizada uma simulação do mesmo ensaio, porém agora utilizando o modelo da Figura 69, a partir dos dados obtidos do ensaio da Figura 71.

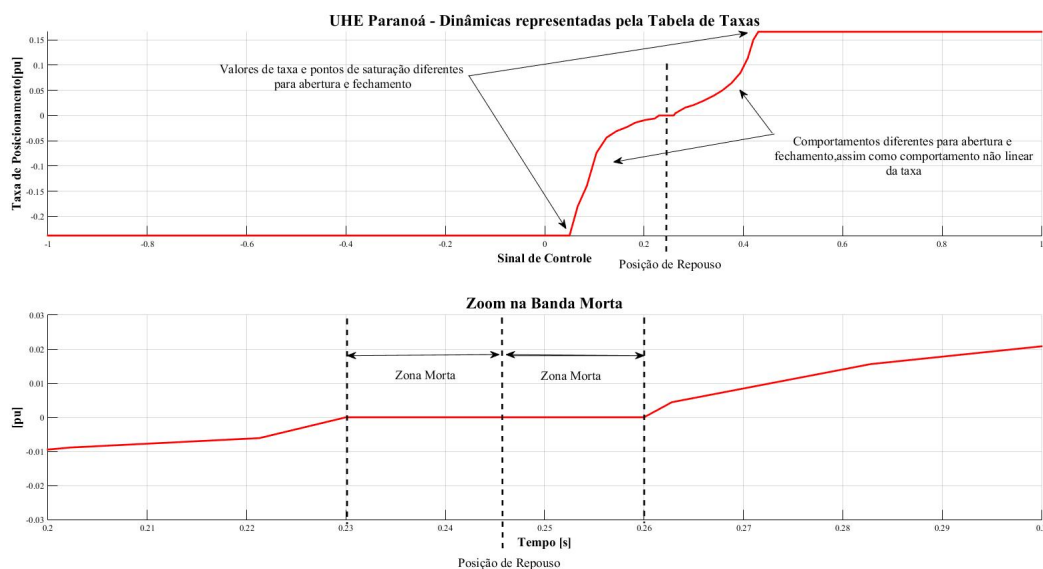
Figura 73 – Simulação do ensaio de posicionamento do distribuidor utilizando modelo com tabela de taxa hidráulica.



Fonte: elaborado pelo autor.

Observa-se que a dinâmica do modelo com tabela mostra-se mais aderente à medição de campo do que o modelo sem tabela, já que ele conseguiu capturar o "amortecimento" observado em campo. Além disso, o modelo é sintético: ele consegue representar grande parte das não linearidades do atuador apenas com o uso de uma tabela, como mostra a Figura 74. Isso trás uma eficiência no procedimento de identificação: já que o modelo é bastante completo e o ensaio de campo é simples de se analisar, pode-se implementar um *software* para análise das curvas dos ensaios de campo e identificação automática dos parâmetros do modelo.

Figura 74 – Dinâmicas capturadas pelo modelo da tabela de taxas.



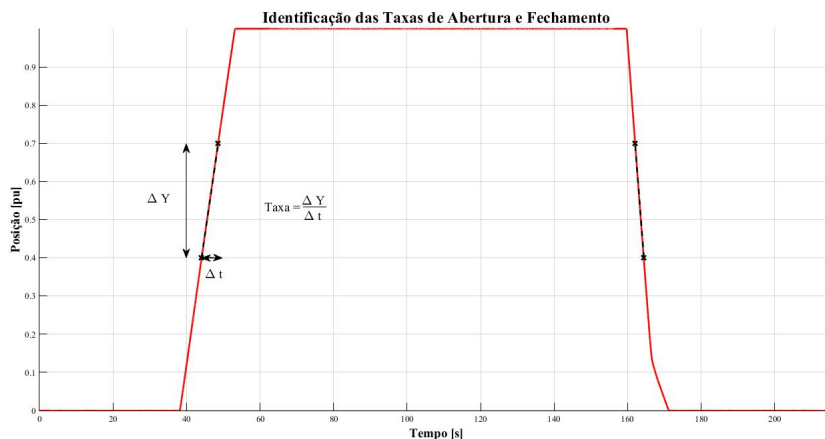
Fonte: elaborado pelo autor.

Assim, foi implementado um programa utilizando a linguagem de programação *Python* para analisar as curvas obtidas dos ensaios de campo de água morta e identificar os parâmetros do modelo. Para explicar o processo de identificação, serão utilizados os ensaios de campo realizados na UHE Salto Osório.

O usuário fornece as curvas obtidas dos ensaios de campo: sinais de controle e posição do atuador, obtidos dos ensaios de abertura e fechamento e levantamento da tabela de ganhos KH. O programa analisa primeiramente a curva de ensaio de abertura e fechamento, identificando as taxas máximas de abertura e fechamento. Para isso, são analisadas as taxas que compreendem os pontos de posição entre 0,4 pu e 0,7 pu, tanto na subida quanto na descida. Dessa forma, a região de esmagamento não influencia na identificação, conforme ilustra a Figura 75.

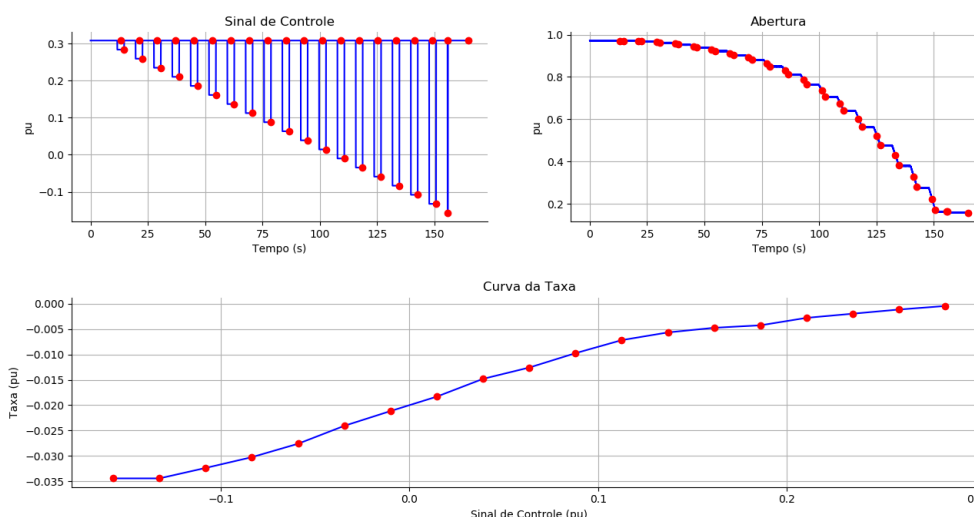
Uma vez identificadas as taxas, o programa levanta os pontos da tabela de ganhos. Primeiramente, é analisado o sinal de controle injetado, identificando as amostras que correspondem a uma transição do sinal de controle, e armazena os instantes em que ocorre uma transição do sinal de controle e o seu valor. O programa também captura os valores correspondentes a 50 amostras anteriores à transição, que são utilizados para calcular a variação de tempo. Dessa forma, com os instantes obtidos, são armazenados os valores da posição do atuador para cada instante identificado, para que sejam calculadas as variações entre eles e, assim, obter a taxa de posição correspondente a cada valor de sinal de controle. A Figura 76 e Figura 77 ilustram o processo mencionado.

Figura 75 – Identificação das taxas de abertura e fechamento.



Fonte: elaborado pelo autor.

Figura 76 – Levantamento da tabela de taxas - fechamento.

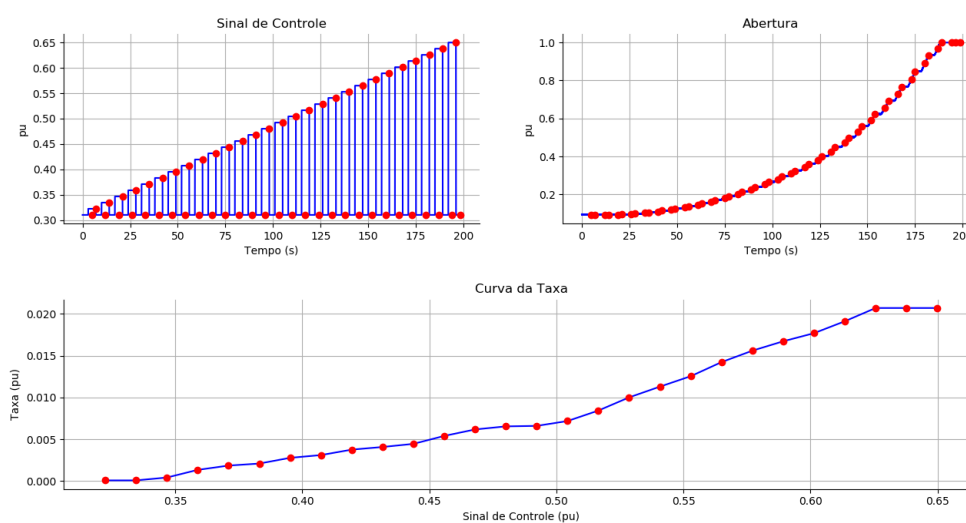


Fonte: elaborado pelo autor.

Pode-se perceber que o ensaio foi realizado variando totalmente o atuador, de 0 pu a 1 pu. Isso significa que a influência da região de esmagamento será capturada, e isso afeta o resultado final do modelo; porém, para fins de demonstração do funcionamento do programa, não há problema. Uma vez identificadas as taxas de abertura e fechamento, o programa analisa e concatena os dois vetores identificados. Nesse processo, se o atuador não chegou à sua taxa máxima durante o ensaio, é calculado o ponto de saturação da taxa baseado na extrapolação dos valores da curva. Além disso, a mesma extrapolação é realizada na junção das duas curvas, para demarcar a zona morta. Desse modo, o resultado é ilustrado na Figura 78.

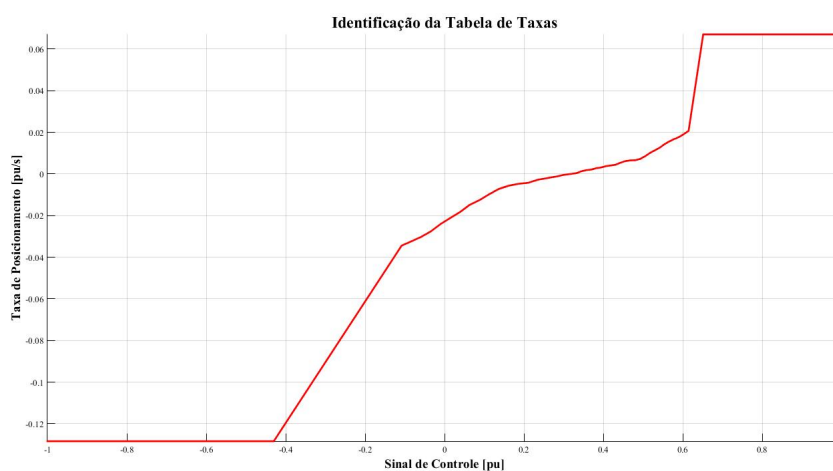
Sendo assim, conquanto o programa necessita de ajustes para ser completa-

Figura 77 – Levantamento da tabela de taxas - abertura.



Fonte: elaborado pelo autor.

Figura 78 – Curva levantada através do programa de identificação.



Fonte: elaborado pelo autor.

mente funcional, mostra-se uma boa maneira de agilizar o processo de identificação da tabela para utilização no modelo.

5 CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS

Através das simulações e ensaios de campo apresentados, pode-se perceber que o sistema de atuadores eletromecânicos de unidades geradoras de usinas hidrelétricas não é tão simples a ponto de ser representado apenas por uma função de transferência de primeira ordem, como vários trabalhos da literatura o representa. Desse modo, conclui-se que esta representação torna-se efetiva somente para estudos de projeto e análise do desempenho dos ajustes dos controladores deste sistema, ou simulações que levem em conta somente pequenos sinais.

De modo geral, todas as não linearidades do sistema são importantes de serem representadas. Porém, aquelas que modelam as limitações dinâmicas do equipamento e suas imperfeições mecânicas mostraram-se mais importantes, já que além de comprometer o desempenho do controle de atuadores, elas também podem afetar negativamente o desempenho da regulação primária da unidade, como sugerem resultados de trabalhos na literatura. Desse modo, elas são importantes em modelos que serão utilizados em estudos que precisam levar em conta todas as dinâmicas para avaliar a estabilidade eletromecânica do sistema frente a perturbações que levariam à saturação destas taxas.

Sobre o modelo da variação não linear da taxa de posição, seus resultados foram satisfatórios. Além de conseguir um desempenho aderente à prática, a abordagem nos permite identificar vários comportamentos através de um ensaio somente, o que aumenta a eficiência do procedimento de identificação, possibilitando a utilização de programas para identificação automática dos parâmetros. O programa implementado necessita de ajustes para se tornar completamente funcional; no entanto, mostrou-se promissor, já que agiliza consideravelmente o processo de obtenção da tabela de pontos.

5.1 TRABALHOS FUTUROS

Algumas propostas para trabalhos futuros:

- Simular e analisar o impacto das não linearidades do sistema de atuadores no desempenho da regulação primária da unidade geradora;
- Projetar uma formulação para ajustes de controladores de atuadores baseado nos parâmetros da planta;
- Estender os conceitos de processamento de sinais utilizados na identificação

dos parâmetros dos atuadores para implementar outros programas que possam identificar parâmetros de outros sistemas, como identificação de parâmetros de máquinas síncrona.

REFERÊNCIAS

- AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA – ANEEL. **BIG - Banco de Informações de Geração**. [S.l.: s.n.], 2019. <http://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/OperacaoCapacidadeBrasil.cfm>. Online; acessado em 22 de Outubro de 2019.
- BHOI, Roshni; ALI, S.M. Study and modeling of Speed control of Hydraulic Governing System using PD and PID Controllers. **IOSR Journal of Electrical and Electronics Engineering (IOSR–JEEE)**, v. 9, n. 2, p. 19–23, 2014.
- DE NEGRI, Victor Juliano. **Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos para Automação e Controle**. [S.l.]: LASHIP - Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos - UFSC, 2001.
- FINVIK, Jørgen Olsen. **Electric - Hydraulic Interaction – Impact of Hydraulic Properties on Stability in Isolated Operation**. Jun. 2016. Diss. (Mestrado) – Norwegian University of Science e Technology (NTNU).
- GEZER, Dogan; TAŞCIOĞLU, Yiğit; ÇELEBIOĞLU, Kutay. Speed control of hydraulic turbines for grid synchronization using simple adaptive add-ons. **Measurement and Control**, v. 51, p. 276–284, 2018.
- KORITAROV, Vladimir *et al.* **Review of Existing Hydroelectric Turbine-Governor Simulation Models**. [S.l.], Agosto 2013.
- KOSTEREV, Dmitry; TAYLOR, Casron W.; MITTELSTADT, William A. Model Validation for the August 10, 1996 WSCC System Outage. **IEEE Transactions on Power Systems**, v. 14, n. 3, p. 967–979, Agosto 1999.
- KUNDUR, Prabha. **Power System Stability and Control**. [S.l.]: McGraw-Hill, Inc, 1994.
- LI, Wei; VANFRETTI, Luigi; CHOMPOOBUTRGOOL, Yuwa. Development and implementation of hydro turbine and governor models in a free and open source software package. **Elsevier – Simulation Modelling Practice and Theory**, v. 24, p. 84–102, 2012.
- NERC. **NERC Modeling Improvements Initiative Update**. [S.l.], mai. 2018.
- OPERADOR NACIONAL DO SISTEMA – ONS. **O SISTEMA INTERLIGADO NACIONAL**. [S.l.: s.n.], 2019. <http://www.ons.org.br/paginas/sobre-o-sin/o-que-e-o-sin>. Online; acessado em 22 de Outubro de 2019.

PAIVA, Rafael Bertolini de *et al.* Importância da validação de modelos através de ensaios em campo para estudos de regulação primária e repotencialização em usinas hidrelétricas. **XXIII SNPTEE - Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica**, v. 3, p. 276–284, Outubro 2015.

SOARES, João Marcos Castro. **Identificação experimental, simulação e ajuste de reguladores de velocidade de usinas hidrelétricas com verificação em testes de campo**. [S.l.: s.n.], 1982.

SONI, Monika; KAUR, Simardeep. Modeling of hydraulic turbine for analyzing effect of penstock parameter variation on mechanical power. **International Journal of Engineering Research and General Science**, v. 3, n. 3, p. 604–611, 2015.

Anexos

ANEXO A – PARÂMETROS DOS MODELOS DAS UNIDADES GERADORAS ENSAIADAS

Este anexo apresenta os valores de parâmetros que foram utilizados nas simulações deste trabalho. Estes dados foram retirados dos relatórios de modelagem e validação realizados pelo Núcleo de Estudos Especiais da empresa Reivax Controle e Automação.

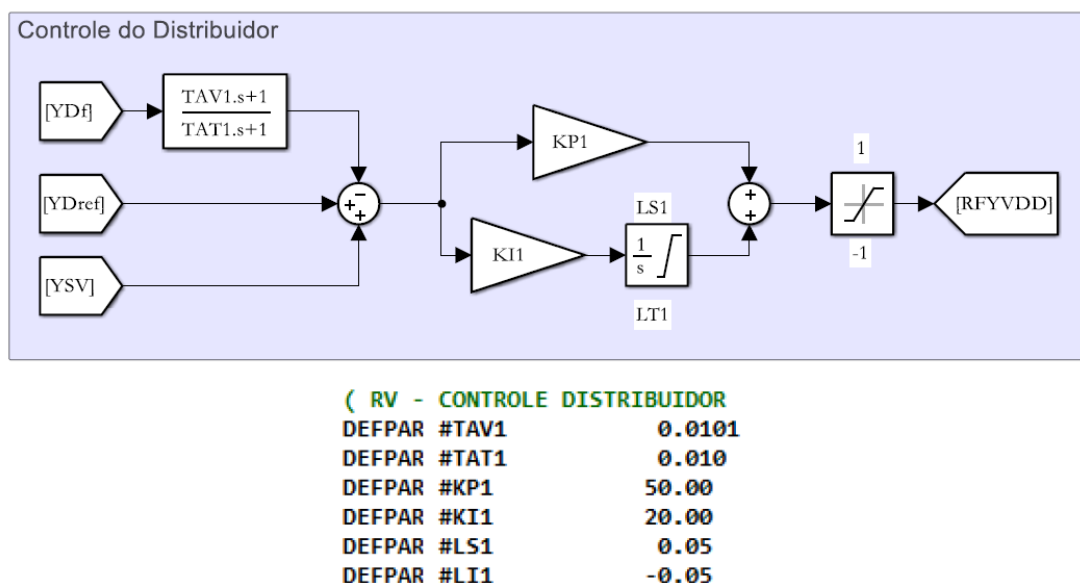
A.1 UHE CAPIVARA - UG02

A Usina Hidrelétrica de Capivara está localizada em Taciba (SP) possui 643 MW de potência instalada, contando com 4 unidades geradoras com turbinas do tipo Francis de 163,2 MW. Os parâmetros de controle estão na figura 79 e figura 80, enquanto os parâmetros do modelo dos atuadores encontram-se na figura 81.

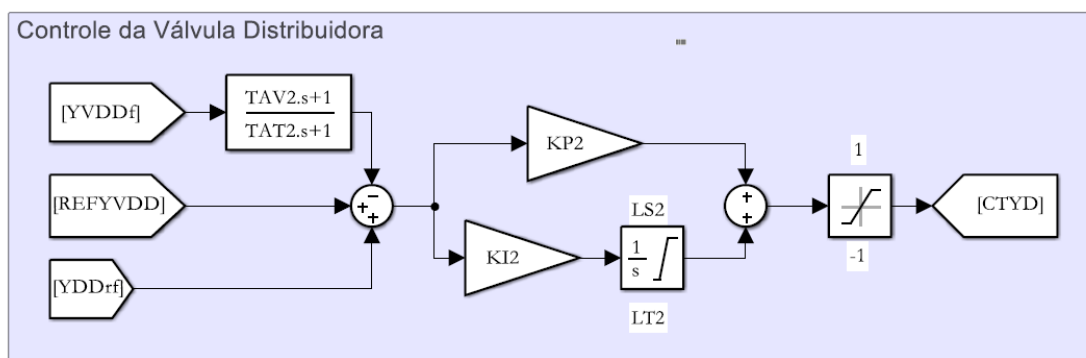
A.2 UHE GUATAPÉ - UG02

A Usina Hidrelétrica de Guatapé, localizada na cidade de Guatapé, Colômbia, possui 560 MW de potência instalada, contando com 8 unidades geradoras com turbinas do tipo Pelton de 70 MW. Os parâmetros de controle estão na figura 82, enquanto os parâmetros do modelo dos atuadores encontram-se na figura 83.

Figura 79 – Modelo e parâmetros do controlador do distribuidor da UG02 da UHE Capivara.



Fonte: Reivax Controle e Automação.

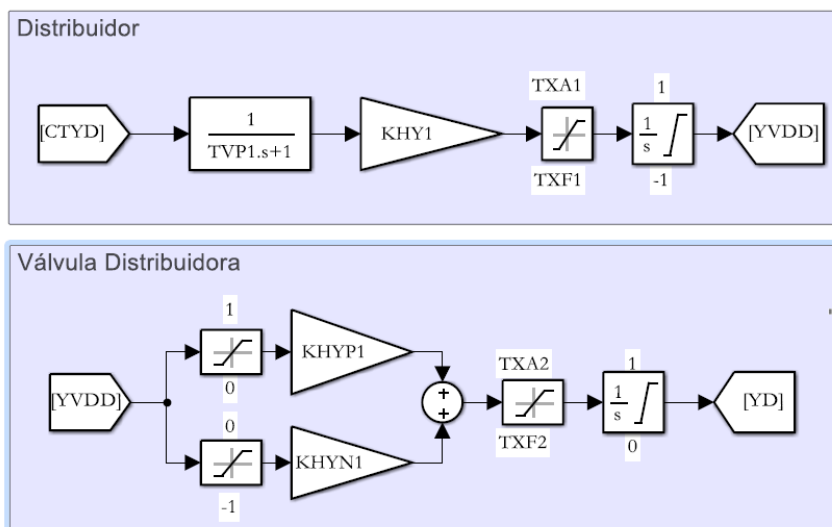


(RV - CONTROLE DA V.D. DO DISTRIBUIDOR

DEFPAR #TAV2	0.0101
DEFPAR #TAT2	0.010
DEFPAR #KP2	2.10
DEFPAR #KI2	0.65
DEFPAR #LS2	0.11
DEFPAR #LI2	-0.11

Figura 80 – Modelo e parâmetros do controlador da válvula distribuidora do distribuidor da UG02 da UHE Capivara. Fonte: Reivax Controle e Automação.

Figura 81 – Modelo e parâmetros dos modelos dos atuadores da UG02 da UHE Capivara.

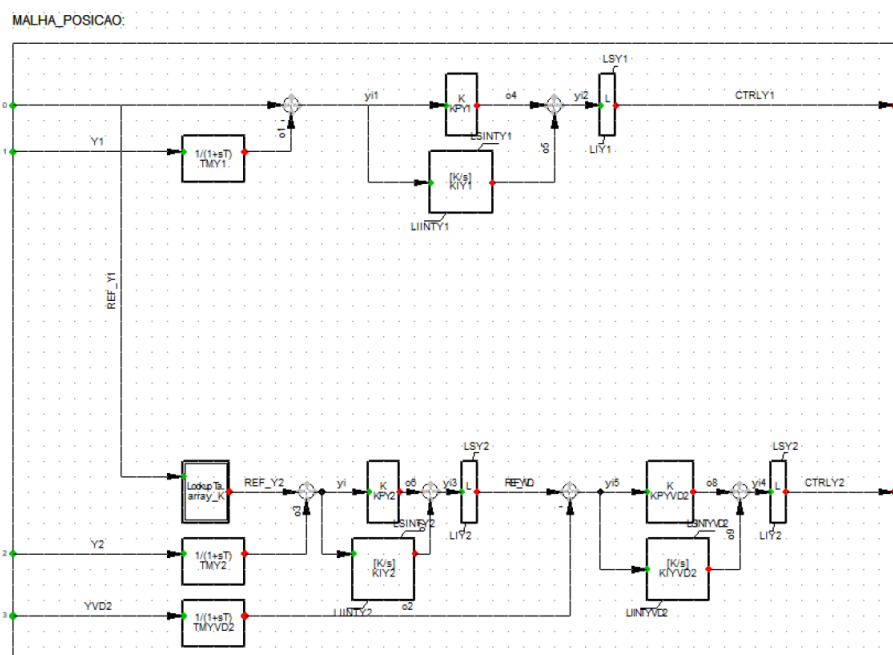


(ATUADOR - DISTRIBUIDOR E VALVULA DISTRIBUIDORA

DEFPAR #TVP1	0.020
DEFPAR #KHY1	4.34
DEFPAR #TXF1	-4.340256
DEFPAR #TXA1	3.7414
DEFPAR #KHYP1	0.08434
DEFPAR #KHYN1	0.07298
DEFPAR #TXF2	-0.072979
DEFPAR #TXA2	0.08434

Fonte: Reivax Controle e Automação.

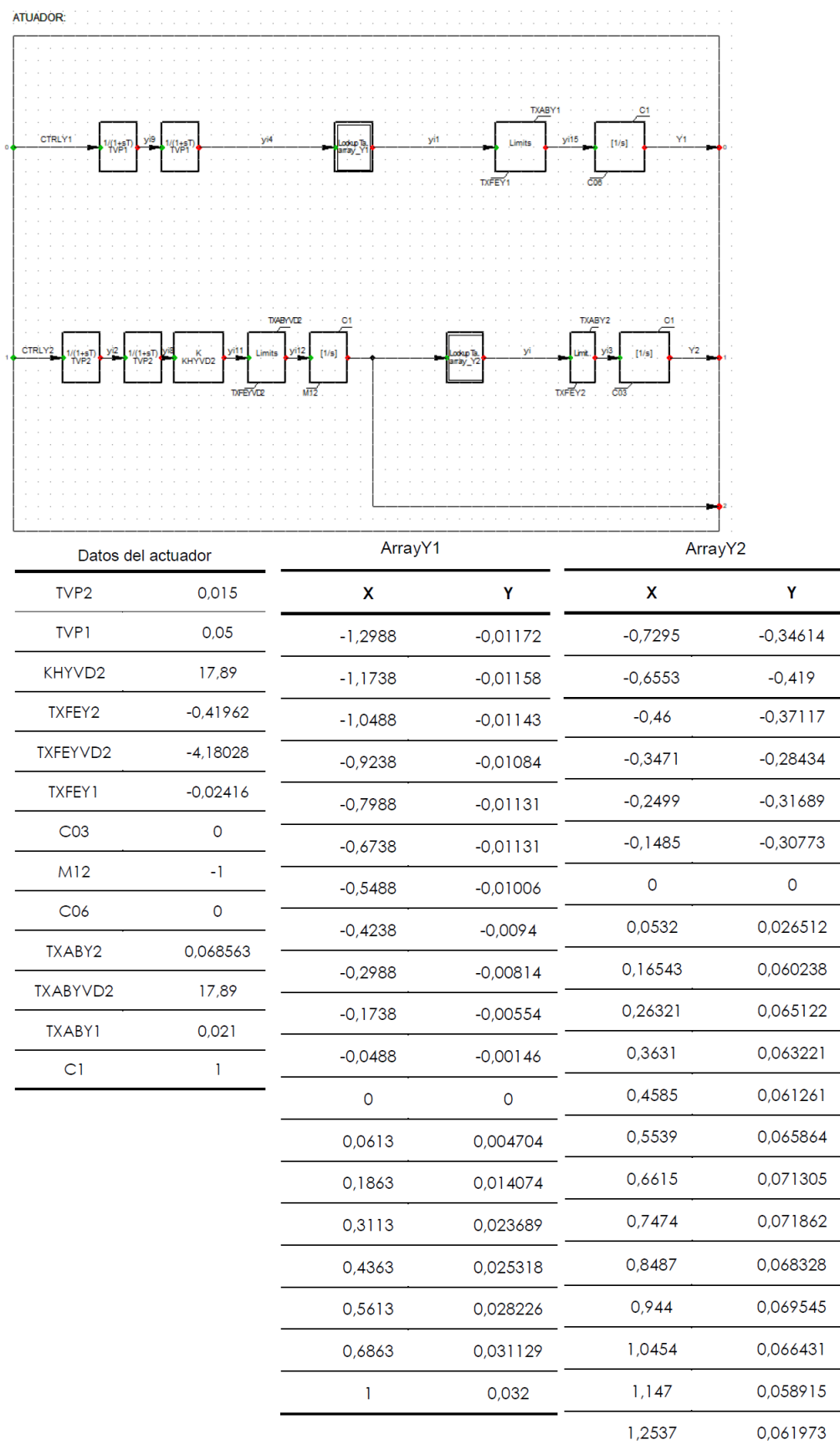
Figura 82 – Modelo e parâmetros dos controladores da agulha e do defletor da UG02 da UHE Guatapé.



Dados del control del actuador		ArrayK	
KPY2	1,9	X	Y
KPYVD2	0,5	0	0
TMYVD2	0,02	0,01678	0,27
TMY2	0,05	0,05104	0,415
KPY1	39,1	0,10155	0,459
KIY1	1,55	0,15385	0,527
TMY1	0,005	0,20435	0,589
KIY2	0,35	0,25305	0,634
KIYVD2	0,1	0,30355	0,682
LIY2	-1	0,35405	0,724
LIINTY1	-0,05	0,40258	0,763
LIINTY2	-1	0,45145	0,8
LIINTYVD2	-0,05	0,50195	0,83
LIY1	-1	0,55065	0,857
LSY2	1	0,60115	0,881
LSINTY1	0,3	0,65165	0,911
LSINTY2	1	0,70396	0,944
LSINTYVD2	0,3	0,75446	0,965
LSY1	1	1	1

Fonte: Reivax Controle e Automação.

Figura 83 – Modelo e parâmetros dos dos modelos dos atuadores da UG02 da UHE Guatapé.



Fonte: Reivax Controle e Automação.