

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ

CRISTIANO OSINSKI

**MODELAGEM DE MALHA HIDRÁULICA E CONTROLE DE
VELOCIDADE DE TURBINAS HIDRÁULICAS EM UMA
USINA HIDRELÉTRICA**

CURITIBA

2017

CRISTIANO OSINSKI

**MODELAGEM DE MALHA HIDRÁULICA E CONTROLE DE
VELOCIDADE DE TURBINAS HIDRÁULICAS EM UMA
USINA HIDRELÉTRICA**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, Área de Concentração Sistemas Eletrônicos, Departamento de Engenharia Elétrica, Setor de Tecnologia, Universidade Federal do Paraná, como parte das exigências para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Elétrica.

Orientador: Prof. Dr. Gideon Villar Leandro

Coorientador: Prof. Dr. Gustavo H. da C. Oliveira

CURITIBA

2017



MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ
PRÓ-REITORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
Setor TECNOLOGIA
Programa de Pós-Graduação ENGENHARIA ELÉTRICA

TERMO DE APROVAÇÃO

Os membros da Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em ENGENHARIA ELÉTRICA da Universidade Federal do Paraná foram convocados para realizar a arguição da Dissertação de Mestrado de **CRISTIANO OSINSKI** intitulada: **MODELAGEM DE MALHA HIDRÁULICA E CONTROLE DE VELOCIDADE DE TURBINAS HIDRÁULICAS EM UMA USINA HIDRELÉTRICA.**, após terem inquirido o aluno e realizado a avaliação do trabalho, são de parecer pela sua APROVADO.

Curitiba, 13 de Março de 2017.


GIDEON VILLAR LEANDRO

Presidente da Banca Examinadora (UFPR)


ROMAN KUJAVA

Avaliador Interno (UFPR)



PERCIVAL BUENO DE ARAUJO

Avaliador Externo (UNESP)



GUSTAVO HENRIQUE DA COSTA OLIVEIRA

Co-orientador - Avaliador Interno (UFPR)



ALEXANDRE RASI AOKI

Avaliador Interno (UFPR)

DEDICATÓRIA

À minha família,

Pela dedicação e apoio concedidos desde o início desta caminhada.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, gostaria de agradecer a Deus por estar incondicionalmente sempre por perto, por proteger a mim e a minha família, por me dar conhecimento e coragem para o desenvolvimento deste trabalho.

Ao meu pai Valdemar e minha mãe Carla que não pouparam esforços para me ajudar ao longo de toda minha vida. Pela preocupação, incentivo, pelas palavras sábias. Por ser o meu porto seguro, onde sempre encontrei apoio, respeito e crédito para conduzir o meu caminho. À minha irmã Ana Clara pela amizade, carinho e apoio. Por ser uma irmã maravilhosa, que sempre esteve presente em minha vida.

Ao prof. Dr. Gideon Villar Leandro pelo apoio, orientação, disponibilidade e otimismo. Assim como principal incentivador para realização deste trabalho.

Ao prof. Dr. Gustavo de Oliveira, por ter me dado o privilégio de compartilhar a sua sabedoria.

Aos meus tios e primos, pelo apoio, pelas palavras de incentivo e por se fazerem presentes tanto nos momentos bons quanto nos ruins. Ao meu avô Ovídeo e a minha avó Elveni, que a cada dia, com certeza, desejaram o melhor pra mim. Ao meu avô Clemente e a minha avó Geni, que mesmo não estando mais entre nós, sei que de algum lugar estão torcendo por mim.

Aos amigos e colegas do LaSICO: Mariane, André, Ricardo, Jhonys, Carlos e Hiroito pela amizade e pelo conhecimento compartilhado. A todos os meus amigos, que de alguma forma contribuíram para a realização deste trabalho.

À Companhia Energética de Minas Gerais, Geração e Transmissão (CEMIG GT) por fornecer informações técnicas relacionadas com usina do Sistema Interligado Nacional localizada no norte do estado de Minas Gerais e pelo apoio cuja origem é o projeto de pesquisa P&D ANEEL GT 465.

EPÍGRAFE

*“Uma pequena fé levará tua alma ao céu;
uma grande fé trará o céu para sua alma.”*

Charles Spurgeon

RESUMO

O sistema elétrico de potência precisa operar em bons níveis de qualidade e confiabilidade. Dentre os requisitos relacionados com qualidade e confiabilidade está a estabilidade de frequência, que está associada com a capacidade de manter ou restaurar a frequência para sua condição nominal na ocorrência de desbalanços entre geração e demanda. Esta é a responsabilidade do controlador de carga e frequência. Considerando as não linearidades presentes no sistema de controle de uma usina hidrelétrica, o controle de carga e frequência é um assunto ainda em aberto exigindo amplo estudo. Neste trabalho, propõe-se aplicar ao problema de controle de carga e frequência em usinas hidrelétricas uma técnica de controle PID com parâmetros variáveis que utiliza um supervisor *fuzzy* para sintonizar os seus ganhos. Para análise e comparação do desempenho do controlador proposto, será utilizado neste trabalho um modelo matemático de uma usina hidrelétrica construído baseado em informações construtivas de uma usina do Sistema Interligado Nacional. Esse controlador é comparado com um controlador otimizado por algoritmos genéticos e também é comparado com o controlador PID da referida usina. Foram analisadas três condições de operação e o controlador PID fuzzy se mostrou mais eficiente em todas elas. Como uma segunda contribuição para este trabalho, tem-se a proposta de um novo modelo matemático de um conjunto conduto/turbina hidrelétrica. Este novo modelo é comparado com os principais modelos matemáticos de conjunto conduto/turbina presentes na literatura e validado com dados de medição em campo. Foram analisadas três condições de operação, e o modelo do conjunto conduto/turbina proposto nesta dissertação apresentou uma boa aproximação com os dados de medição.

Palavras-chave: Estabilidade. Lógica fuzzy. Turbinas hidráulicas. Modelagem e controle.

ABSTRACT

The power system needs to operate at good levels of quality and reliability. Among the requirements related to reliability quality is the frequency stability, which means the ability to maintain or restore the frequency to its nominal condition in the occurrence of unbalances between generation and demand. This is the responsibility of the charge and frequency controller. Considering the nonlinearities present in the control system of a hydroelectric power plant, load and frequency control is a still open subject requiring extensive study. In this work, it is proposed to apply to the problem of load and frequency control in hydroelectric plants a PID control technique with variable parameters that uses a fuzzy supervisor to tune their gains. For the analysis and comparison of the performance of the proposed controller, a mathematical model of a hydroelectric plant constructed based on constructive information of a plant of the National Interconnected System will be used in this work. This controller is compared to an optimal controller tuned by genetic algorithms and is also compared with a tuning suggestion for the PID controller of said power plant. Three operating conditions were analyzed and the fuzzy PID controller proved to be more efficient in all of them. As a second contribution to this work, we propose a new mathematical model of a hydroelectric conduit/turbine set. This new model is compared with the main mathematical models of conduit/turbine set in the literature and validated with field measurement data. Three operating conditions were analyzed, and the model of the conduit/turbine set proposed in this dissertation presented a good approximation with the measurement data.

Keywords: Stability. Fuzzy logic. Hydraulic turbines. Modeling and control.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1.1 – Classificação dos diferentes tipos de estabilidade de um SEP	17
Figura 2.1 – Arranjo esquemático de uma usina hidrelétrica.....	25
Figura 2.2 – Sistema de controle de velocidade.....	26
Figura 2.3 – Usina Hidrelétrica do estudo de caso.....	26
Figura 2.4 – Controlador utilizado atualmente na usina	28
Figura 2.5 – Diagrama de blocos do amplificador hidráulico	29
Figura 2.6 – Estrutura do conjunto microprocessado	29
Figura 2.7 – Válvula piloto	30
Figura 2.8 – Válvula distribuidora	30
Figura 2.9 – Servomotor do distribuidor	30
Figura 2.10 – Modelo não linear (IEEE, 1992)	36
Figura 2.11 – Modelo não linear (KUNDUR, 1994)	37
Figura 2.12 – Relação entre abertura ideal e real do distribuidor.....	38
Figura 2.13 – Testes para um degrau de potência.....	39
Figura 2.14 – Simulações para o primeiro degrau de potência	41
Figura 2.15 – Simulações para o segundo degrau de potência	42
Figura 2.16 – Resposta da turbina a um degrau na abertura do distribuidor	48
Figura 2.17 – Relação entre fechamento do distribuidor e potência elétrica	48
Figura 2.18 – Relação entre abertura do distribuidor e potência elétrica	49
Figura 2.19 – Diagrama de blocos do gerador e carga	50
Figura 3.1 – Modelo matemático do conjunto conduto/turbina proposto	54
Figura 3.2 – Simulações para um degrau de potência.....	56
Figura 3.3 – Resultados para o primeiro degrau de potência.....	58
Figura 3.4 – Relação em regime entre os dados de campo e modelo proposto	59
Figura 3.5 – Resultados para o segundo degrau de potência.....	60
Figura 3.6 – Relação em transitório entre os dados de campo e o modelo proposto.....	61
Figura 3.7 – Respostas para uma diminuição de carga	64
Figura 3.8 – Respostas para um aumento de carga	65
Figura 3.9 – Respostas para diminuição e aumento de carga	67
Figura 4.1 – Topologia de um controlador PID.....	70

Figura 4.2 – Controlador utilizado atualmente na UHE sob estudo.....	71
Figura 4.3 – Controlador PI	72
Figura 4.4 – Sistema <i>fuzzy</i> genérico	76
Figura 4.5 – Estrutura do supervisor <i>fuzzy</i>	76
Figura 4.6 – Estrutura do controlador PID <i>fuzzy</i> na usina	77
Figura 4.7 – Estrutura do controlador PID <i>fuzzy</i> no simulador	77
Figura 4.8 – Funções de pertinência do erro.....	78
Figura 4.9 – Funções de pertinência da saída	81
Figura 4.10 – Diagrama de blocos do controlador em situação interligada.....	82
Figura 4.11 – Respostas dos controladores para uma diminuição de carga.....	84
Figura 4.12 – Dinâmica dos ganhos do PID para uma diminuição de carga.....	85
Figura 4.13 – Respostas dos controladores para um aumento de carga	86
Figura 4.14 – Dinâmica dos ganhos do PID para um aumento de carga	87
Figura 4.15 – Respostas dos controladores para variações de carga.....	88
Figura 4.16 – Dinâmica dos ganhos do PID para variações de carga.....	89
Figura 4.17 – Respostas para uma diminuição de carga com o modelo proposto	91
Figura 4.18 – Ganhos do PID para uma diminuição de carga do modelo proposto ..	92
Figura 4.19 – Respostas para um aumento de carga com o modelo proposto	93
Figura 4.20 – Ganhos do PID para um aumento de carga para o modelo proposto .	94
Figura 4.21 – Respostas para variações de carga com o modelo proposto.....	95
Figura 4.22 – Ganhos do PID para variações de carga para o modelo proposto.....	96

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Parâmetros da UHE sob estudo	40
Tabela 2.2 – Parâmetros das turbinas	40
Tabela 3.1 – Parâmetros das turbinas utilizados nas simulações	57
Tabela 3.2 – Desempenho do modelo proposto para primeiro degrau de potência..	58
Tabela 3.3 – Desempenho do modelo proposto para segundo degrau de potência .	60
Tabela 3.4 – Valores dos parâmetros da usina	62
Tabela 3.5 – Valores dos parâmetros das turbinas	63
Tabela 3.6 – Desempenho dos sinais para uma diminuição de carga	64
Tabela 3.7 – Desempenho dos sinais para um aumento de carga	66
Tabela 3.8 – Desempenho dos sinais para uma diminuição e aumento de carga	68
Tabela 4.1 – Parâmetros do controlador PID utilizado na UHE sob estudo	71
Tabela 4.2 – Parâmetros iniciais do PI.....	74
Tabela 4.3 – Parâmetros finais do PI após a otimização	74
Tabela 4.4 – Universo de discurso das variáveis de entrada	78
Tabela 4.5 – Regras de Inferência	80
Tabela 4.6 – Universo de discurso das variáveis de saída	82
Tabela 4.7 – Desempenho dos controladores para uma diminuição de carga.....	85
Tabela 4.8 – Desempenho dos controladores para um aumento de carga.....	87
Tabela 4.9 – Desempenho dos controladores para variações de carga	89
Tabela 4.10 – Performance dos controladores para uma diminuição de carga	91
Tabela 4.11 – Performance dos controladores para um aumento de carga.....	93
Tabela 4.12 – Performance dos controladores para variações de carga	96

LISTA DE SIGLAS

<i>SEP</i>	<i>Sistema Elétrico de Potência</i>
<i>ONS</i>	<i>Operador Nacional do Sistema Elétrico</i>
<i>IEEE</i>	<i>Institute of Electrical and Electronics Engineers</i>
<i>UFPR</i>	<i>Universidade Federal do Paraná</i>
<i>CST</i>	<i>Controle Secundário de Tensão</i>
<i>LFC</i>	<i>Load Frequency Control – Controle de Carga e Frequência</i>
<i>PID</i>	<i>Proporcional-Integral-Derivativo</i>
<i>PI</i>	<i>Proporcional-Integral</i>
<i>SISO</i>	<i>Single Input Single Output – Única Entrada Única Saída</i>
<i>MIMO</i>	<i>Multi Input Multi Output – Múltiplas Entradas Múltiplas Saídas</i>
<i>UHE</i>	<i>Usina Hidrelétrica</i>
<i>SIN</i>	<i>Sistema Interligado Nacional</i>
<i>CEMIG</i>	<i>Companhia Energética de Minas Gerais</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

T_w	Constante de tempo de inércia da água	[s]
P_m	Potência mecânica	[MW]
L	Comprimento da tubulação	[m]
U_o	Velocidade da água	[m/s]
H_o	Altura da coluna d'água	[m]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
ΔG	Varição da posição do distribuidor	[pu]
ΔP_m	Varição de potência mecânica	[pu]
K_{pr}	Constante proporcional do controlador	
T_n	Tempo integral do controlador	[s]
T_v	Constante de tempo derivativa do controlador	[s]
K_v	Constante derivativa do controlador	
F	Força resultante	[N]
m	Massa do corpo em movimento	[Kg]
a	Aceleração do corpo	[m/s ²]
ρ	Densidade da água	[kg/m ³]
l	Comprimento	[m]
A	Área da seção transversal	[m ²]
Q	Vazão	[m ³ /s]
v	Velocidade do fluido	[m/s]
h_{resul}	Altura resultante	[m]
h_0	Altura nominal do desnível	[m]
h	Altura equivalente a potência hidráulica	[m]
h_1	Altura equivalente às perdas na tubulação	[m]
Q_u	Vazão	[pu]
h_u	Altura equivalente a potência hidráulica	[pu]
h_{1u}	Altura equivalente às perdas na tubulação	[pu]
Q_{base}	Vazão base	[m ³ /s]
h_{base}	Altura base	[m]
G_u	Posição do distribuidor	[pu]

P_{muTUR}	Potência fornecida pela turbina	[pu]
Q_{ntu}	Vazão para suprir as perdas a vazão da turbina	[pu]
h_{ru}	Altura equivalente em condições normais	[pu]
Q_{ru}	Vazão requerida em condições normais	[pu]
D_u	Coefficiente de amortecimento	[pu]
$\Delta\omega_u$	Varição da velocidade angular	[pu]
fp	Coefficiente de perda de carga	
g_{FL}	Abertura do distribuidor a plena carga	[pu]
g_{NL}	Abertura do distribuidor sem carga	[pu]
G_u	Abertura ideal do distribuidor	[pu]
g_u	Abertura real do distribuidor em pu	[pu]
Q_{u0}	Vazão inicial	[pu]
G_{u0}	Posição inicial do distribuidor	[pu]
h_{u0}	Altura equivalente a potência hidráulica inicial	[pu]
P_{mu}	Potência mecânica em pu	[pu]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	16
1.1	Principais Trabalhos na Modelagem de Turbinas.....	19
1.2	Trabalhos sobre Controle de Velocidade em UHE.....	21
1.3	Objetivos.....	23
1.3.1	Objetivos específicos.....	23
1.4	Estrutura da Dissertação.....	23
2	SISTEMA DE CONTROLE DE VELOCIDADE.....	24
2.1	Breve Representação da Usina Hidrelétrica.....	25
2.2	Modelo Matemático do Regulador de Velocidade.....	27
2.2.1	Controlador.....	28
2.2.2	Amplificador Hidráulico.....	28
2.3	Modelo Matemático do Conjunto Conduto/Turbina.....	31
2.3.1	Modelo Matemático Não Linear do Conjunto Conduto/Turbina.....	32
2.3.2	Modelo Matemático Linear do Conjunto Conduto/Turbina.....	43
2.4	Modelo Matemático do Gerador.....	49
2.5	Comentários Sobre o Capítulo.....	50
3	MODELO DE TURBINA PROPOSTO.....	51
3.1	Proposta para Modelos de Conduto/Turbina.....	51
3.2	Validação do Modelo do Conjunto Conduto/Turbina.....	55
3.2.1	Resposta ao Degrau.....	56
3.2.2	Simulações de Variação de Carga.....	61
3.2.2.1	Simulações com Diminuição de Carga.....	63
3.2.2.2	Simulações com Aumento de Carga.....	65
3.2.2.3	Simulações com Diminuição e Aumento de Carga.....	66

3.3	Comentários Sobre o Capítulo.....	68
4	CONTROLADOR PROPOSTO	69
4.1	Controlador PID.....	69
4.2	Controlador PI Sintonizado por Algoritmos Genéticos	72
4.3	Controlador PID Fuzzy.....	75
4.4	Simulações com o Conjunto Conduto/Turbina em Uso na Usina	82
4.4.1	Simulações com Diminuição de Carga.....	83
4.4.2	Simulações com Aumento de Carga	86
4.4.3	Simulações com Aumento e Diminuição de Carga	88
4.5	Simulações com o Conjunto Conduto/turbina Proposto	90
4.5.1	Simulações com Diminuição de Carga.....	90
4.5.2	Simulações com Aumento de Carga	92
4.5.3	Simulações com Aumento e Diminuição de Carga	94
4.6	Comentários Sobre o Capítulo.....	97
5	CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS.....	98
	REFERÊNCIAS.....	100

1 INTRODUÇÃO

Um sistema elétrico de potência (SEP) pode ser resumidamente definido como o conjunto das instalações e equipamentos destinados à geração, transmissão e distribuição de energia elétrica. Dentre seus requisitos, está operar de forma a garantir o fornecimento de energia elétrica para os centros consumidores com qualidade e confiabilidade. O estudo da estabilidade de SEP está entre os mecanismos para se atingir estes objetivos.

Um dos grandes desafios do SEP é operar de forma adequada mesmo na presença constante de variações de carga e outras perturbações ao longo do tempo. A estabilidade de um sistema elétrico de potência pode ser entendida como a propriedade deste sistema de energia em recuperar seu estado de equilíbrio operativo, dada uma condição de operação inicial, após ter sido submetido a uma perturbação física, com a maioria das variáveis do sistema limitada de modo que todo o sistema permaneça intacto (KUNDUR *et al.*, 2004).

Apesar da estabilidade de um SEP ser um problema único, as questões relacionadas com estabilidade que acontecem num SEP são influenciadas por diferentes fatores. Diferentes fenômenos como natureza física, dimensão e intervalo de tempo influenciam diretamente no desempenho de um SEP contribuindo para que o sistema não retorne seu equilíbrio após a ocorrência de uma perturbação. Por isso, não é conveniente ou até mesmo viável estudá-la de forma única. No estudo destes problemas, a identificação dos fatores essenciais e a formação de métodos que melhoram a segurança da operação são melhores entendidas se o estudo de estabilidade for classificado em diferentes categorias.

Assim sendo, o estudo da estabilidade de um sistema elétrico de potência pode ser dividido em três grandes classes conforme apresentado na Figura 1.1. Estas classes surgiram e se tornaram importantes para o controle de um SEP em consequência da grande demanda de energia requerida pelos consumidores e da necessidade cada vez maior da interligação do sistema (KUNDUR, 1994).



Figura 1.1 – Classificação dos diferentes tipos de estabilidade de um SEP

Fonte: (KUNDUR *et al.*, 2004) Adaptado

A estabilidade angular diz respeito à habilidade dos geradores síncronos interligados de permanecer em equilíbrio (sincronismo) em regime normal de operação e após a ocorrência de algum distúrbio. Tal equilíbrio está associado à capacidade de manter ou restaurar o balanço entre o torque eletromagnético e o torque mecânico de cada máquina. Caso contrário, a instabilidade resultante ocorre em forma de aumento das amplitudes das oscilações angulares de algum gerador, levando a perda de sincronismo com outros geradores. Duas classes de estabilidade podem ser usadas para caracterizar a estabilidade de ângulo do rotor: a estabilidade a pequenas perturbações e a estabilidade transitória (KUNDUR *et al.*, 2004).

A estabilidade de tensão avalia o comportamento das tensões nos barramentos do sistema diante de pequenas ou grandes perturbações. Um sistema sofre instabilidade de tensão quando uma perturbação, ou uma mudança nas condições de operação, causa uma progressiva e incontrolável queda ou elevação na tensão. Os problemas de estabilidade de tensão estão associados a sistemas elétricos que operam sob condições estressantes, tais como: linhas de transmissão com carregamentos elevados, fontes locais insuficientes de potência reativa e/ou transmissão de potência através de grandes distâncias.

A estabilidade de frequência refere-se à capacidade do SEP de manter a frequência após a ocorrência de um distúrbio ou perturbação, resultando num desequilíbrio entre a produção e a carga. Geralmente, os problemas de estabilidade de frequência são associados à resposta inadequada de equipamentos ou sistemas

de controle, fraca coordenação entre controladores e equipamentos de proteção, ou reserva de geração insuficiente. A estabilidade de frequência ainda pode ser dividida em horizontes de curto e longo prazo (KUNDUR *et al.*, 2004).

Este trabalho está interessado na análise e estudo de sistemas de controle voltados para o problema de estabilidade de frequência em Usinas Hidrelétricas (UHE). Para isso faz-se necessária a modelagem correta de componentes da malha de controle de velocidade, e do conjunto conduto/turbina e gerador (máquina síncrona). Com esta modelagem, a síntese do controlador, neste caso, o regulador de velocidade, pode ser realizada de forma a satisfazer os índices de desempenho impostos.

Deve-se ter um cuidado especial na modelagem do conjunto conduto/turbina, pois é o equipamento que irá transferir a energia cinética da água em movimento para o eixo do gerador. Entretanto, a quantidade de água que chega à turbina depende das características dos dutos, da altura de água da barragem e da abertura do distribuidor. Portanto, o modelo da turbina abrange não apenas a turbina, mas também a barragem, dutos e o distribuidor, sendo que a entrada é a posição do distribuidor e a saída é a potência mecânica entregue no eixo do gerador.

De acordo com Kundur (1994), o desempenho de uma turbina hidráulica é influenciado pelas características da coluna d'água que alimenta a turbina. Estas incluem os efeitos da inércia da água, da compressibilidade da água e da elasticidade do conduto forçado. Considerando estes efeitos, os modelos dos conjuntos conduto/turbinas podem ter distintas classificações.

Assim, como uma primeira divisão, os modelos podem ser classificados como os que consideram o conduto forçado elástico e os que consideram o conduto forçado inelástico. Os modelos também podem ser classificados de acordo com a compressibilidade do fluido, assim, existem os modelos que consideram o fluido incompressível (sem variação de densidade durante o escoamento) na tubulação do conduto forçado e os que consideram o fluido compressível (há variação de densidade durante o escoamento) na tubulação do conduto forçado. Existem ainda os modelos que consideram ou não a chaminé de equilíbrio.

Na seção seguinte serão apresentados os principais trabalhos envolvendo a modelagem de sistemas hidráulicos, principalmente aqueles que tratam da modelagem do conjunto conduto/turbina.

1.1 Principais Trabalhos na Modelagem de Turbinas

No trabalho de Oldenburger e Donelson (1962), todo o equacionamento do sistema hidráulico de uma planta hidrelétrica é apresentado. O enfoque são os ajustes dos reguladores de velocidade de turbinas hidráulicas, considerando um conduto forçado elástico e a água compressível. Com o mesmo intuito, de ajustar reguladores de velocidade de turbinas hidráulicas Hovey (1962), Schleif e Wilbor (1966) propõem equações para o cálculo dos parâmetros dos reguladores de velocidade de máquinas hidráulicas. Estes ajustes são propostos a partir da inércia do conjunto (turbina e gerador) e da constante de tempo da água (T_w). Posteriormente, Undrill e Woodward (1967) apresentam um modelo não linear considerando agora as limitações de ganho da válvula de comando e servo motor. Em (IEEE, 1973), são apresentados modelos linearizados de conjuntos conduto/turbinas, bem como o modelo de seu respectivo regulador mecânico-hidráulico. Já na obra de Chaudhry (1979), é feita uma análise dos transitórios provocados pela operação dos conjuntos conduto/turbina.

O *Working Group on Prime Movers and Energy Supply Models for System Dynamic Performance Studies* (IEEE, 1992) publicou um relatório sintetizando a modelagem do conjunto conduto/turbina. No artigo são descritos os modelos lineares, os não lineares com conduto inelástico com ou sem chaminé de equilíbrio e os não lineares com coluna elástica. Estes últimos são adequados para estudos com condutos longos onde o tempo de propagação se aproxima ao tempo de manobra do distribuidor.

Na obra de Kundur (1994) é apresentado o estudo detalhado dos modelos do conjunto conduto/turbina segundo os modelos inelásticos e elásticos considerando o efeito do golpe de aríete. São estudados os modelos dos controladores das turbinas, do gerador e sua ligação à rede elétrica. Fangtong (1995) considerou técnicas de estimação e identificação para a modelagem de um conjunto conduto/turbina para a concepção de um regulador de velocidade. Em Izena *et al.* (2006) alguns modelos práticos de turbinas hidráulicas são apresentados com o intuito de avaliar as características dos reguladores de velocidade. Kishor (2007) apresentou uma revisão sobre os principais trabalhos que envolvem modelos e controle de turbinas hidráulicas, um número substancial de artigos de pesquisa

relevantes pode ser encontrado. Fang (2008) desenvolveu modelos em Matlab/Simulink para a representação do conduto forçado, da chaminé de equilíbrio e da turbina, e efetuou simulações com dados de casos reais.

No trabalho de Morais (2011) o desempenho do modelo de turbinas hidráulicas é avaliado. Para isso, foram realizadas simulações com um modelo não linear, um modelo linearizado e um modelo linear simplificado. Em Mishra (2012), os efeitos da variação dos parâmetros do distribuidor são analisados, faz-se uma análise para a redução do golpe de aríete nas turbinas onde o conduto forçado é considerado elástico e a água compressível.

Tanto no modelo linear, quanto no modelo não linear do conjunto conduto/turbina, o parâmetro importante do modelo é a constante de tempo de inércia da água (T_w). Esta constante de tempo pode ser interpretada como o tempo necessário para uma coluna de água acelerar a água na tubulação, do repouso até a velocidade nominal (CHAUDHRY, 1979). Este parâmetro pode ser considerado constante para simulações em um determinado ponto de operação, onde não há alteração da vazão. Porém, quando há troca desse ponto de operação, o valor de T_w deveria ser atualizado de acordo com a alteração da vazão e com a altura da queda d'água como ocorre em casos reais de funcionamento.

No entanto, observação a ser feita é que, apesar da evolução dos modelos matemáticos das turbinas hidráulicas, o parâmetro T_w , após ser calculado, deixa de ter uma relação direta com a vazão e com a altura da queda. Isso faz com que existam discrepâncias entre dados obtidos através de ensaios e dados simulados.

Em vista disso, como primeira contribuição deste trabalho, propõe-se aqui um novo modelo matemático de um conjunto conduto/turbina hidráulica para funcionar em todos os pontos de operação da usina, onde o parâmetro T_w está relacionado com a vazão e a abertura do distribuidor. No modelo matemático, esta relação está representada pela altura da queda d'água. O modelo proposto é baseado nos modelos não lineares, com coluna d'água inelástica e sem chaminé de equilíbrio do IEEE (1992) e Kundur (1994).

O segundo foco desta dissertação está no projeto de um controlador com supervisão *fuzzy* para compensar as variações do modelo em diferentes pontos de operação para o sistema de controle de velocidade da UHE.

Portanto, na próxima seção, faz-se uma breve revisão dos principais trabalhos envolvendo o controle de velocidade em UHE.

1.2 Trabalhos sobre Controle de Velocidade em UHE

Segundo Kishor (2007), os controladores mais utilizados em usinas hidrelétricas são os controladores PI e PID, onde seus ganhos podem ser fixos ou variáveis. Quando os ganhos são variáveis, geralmente há uma estrutura que trabalha como um supervisor utilizando alguma técnica de inteligência artificial para atualizar os ganhos do PID ou PI constantemente. Quando o PID ou PI é de parâmetros fixos, geralmente, ele é projetado para atuar apenas em um determinado ponto de operação.

Como exemplo de controladores que utilizam o PID ou PI com ganhos fixos, pode-se citar o trabalho de Lansberry *et al.* (1992) onde os autores utilizaram algoritmos genéticos para a otimização dos ganhos de um controlador PI. Em Jiang (1995), um controlador ótimo robusto foi projetado e seu desempenho foi comparado com um controlador PID convencional. Em Natarajan (2005) foi apresentado o projeto de um controlador PID robusto para uma turbina hidráulica usando uma técnica de resposta em frequência. Um único controlador PID foi projetado para garantir a estabilidade e o desempenho do SEP para um conjunto discreto de pontos de operação predefinidos. Em Jian (2008) um controlador robusto para um conjunto conduto/turbina foi projetado. No trabalho de Khodabakhshian e Hooshmand (2010) foi projetado um controlador PID baseado no pico máximo de ressonância e comparado com um controlador PI. No trabalho de Chen *et al.* (2014) um controlador PID foi projetado para controlar um conjunto conduto/turbina utilizando algoritmos genéticos. No trabalho de Mahdavian *et al.* (2015) tem-se um controlador PID para um conjunto conduto/turbina. O desempenho do controlador foi analisado através de simulações de variação de carga e de parâmetros tais como a constante de tempo de inércia da água. No trabalho de Osuský (2016) um controlador robusto foi projetado para controlar um conjunto conduto/turbina para diferentes pontos de operação.

No Grupo de Sistemas Dinâmicos e Controle da Universidade Federal do Paraná também já foram desenvolvidos alguns trabalhos na área. Pelacini (2015) propôs um estudo comparativo entre técnicas de controle robusto aplicado ao problema de carga e frequência de usinas hidrelétricas. O trabalho levou em consideração o modelo de duas unidades geradoras de energia elétrica e o projeto

de dois controladores, um controlador PID robusto e um controlador \mathcal{H}^∞ . Donaisky *et al.* (2016) propôs um controlador de Carga e Frequência formando um MPC (*Model Predictive Controller*) híbrido. Resultados foram aplicados em um estudo de caso baseado em uma UHE brasileira, onde o controlador MPC teve desempenho superior ao PID tradicional. No trabalho de Rosa (2016) foi desenvolvida uma técnica de controle \mathcal{H}^∞ com otimização por Algoritmos Genéticos para obter um controlador PID. Mais especificamente, foram utilizados algoritmos genéticos para sintonizar os parâmetros de um PID pelos critérios do controle \mathcal{H}^∞ robusto.

Como exemplo de controladores que utilizam o PID ou PI com ganhos variáveis, pode-se citar o trabalho Zhang (2002) onde um controlador PID *fuzzy* para o controle de um conjunto conduto/turbina é projetado. O sistema *fuzzy* melhorou o desempenho do controlador PID convencional, pois sintonizou constantemente os ganhos proporcional, integral e derivativo. No mesmo ano, Chen *et al.* (2002) também utilizaram um controlador PID *fuzzy* para o controle de um conjunto conduto/turbina. A saída do sistema *fuzzy* modificou o ganho integral do PID, isso fez com que a resposta se tornasse robusta e adaptativa. Seguindo o mesmo raciocínio, Sun (2008) projetou um controlador PID *fuzzy* para o controle de turbinas hidrelétricas. Esse controlador apresentou robustez, resposta rápida e teve a vantagem de diminuir o erro constantemente e melhorar a precisão do sistema. Em Xiaoming *et al.* (2015) um controlador PID *fuzzy* foi desenvolvido e aplicado no controle de turbinas hidrelétricas.

Analisando os principais estudos envolvendo controle de velocidade em turbinas hidrelétricas, pode-se observar ao longo dos anos que bons resultados são alcançados usando métodos que envolvem controladores PID com parâmetros variáveis através de algum algoritmo de ajuste inteligente, onde os ganhos do PID são constantemente ajustados em função dos pontos de operação do sistema. De acordo com Sun (2008), a combinação de um controlador *fuzzy* com um controlador PID é a melhor opção para o controle de velocidade em turbinas hidrelétricas.

Em vista disso, esta dissertação propõe como uma segunda contribuição, um controlador PID com ganhos variáveis supervisionado por um sistema *fuzzy* para o controle de velocidade em turbinas hidrelétricas. Este sistema *fuzzy* tem o objetivo de sintonizar em tempo real os parâmetros do PID.

1.3 Objetivos

Obter, para usinas hidrelétricas, um controlador de velocidade e um modelo matemático para um conjunto conduto/turbina.

1.3.1 Objetivos específicos

Os objetivos específicos podem ser divididos em:

- Propor novo modelo matemático para o conjunto turbina/conduto;
- Sintetizar um controlador PID com ganhos variáveis utilizando um sistema supervisor *fuzzy*;
- Validar o modelo matemático do conjunto conduto/turbina e o controlador através de simulações.

1.4 Estrutura da Dissertação

O trabalho está dividido em cinco capítulos. No capítulo 1 tem-se uma introdução ao projeto desenvolvido e retratado nesta dissertação, assim como uma contextualização do processo de estabilidade e controle de turbinas hidrelétricas, necessária a um entendimento amplo do objeto deste estudo. No Capítulo 2 encontra-se a representação matemática do sistema de controle de velocidade de uma usina hidrelétrica, assim como os modelos matemáticos dos conjuntos conduto/turbinas existentes na literatura. No Capítulo 3 é apresentado um novo modelo matemático de um conjunto conduto/turbina proposto nessa dissertação, assim como as simulações de validação do modelo matemático proposto. No Capítulo 4, retorna-se a teoria de controladores PID, para embasar o projeto do controlador proposto nesta dissertação, assim como as simulações de validação do controlador proposto. Finalmente, no capítulo 5 encontram-se as conclusões do trabalho e as possibilidades de trabalhos futuros.

2 SISTEMA DE CONTROLE DE VELOCIDADE

Um sistema de geração hidrelétrica caracteriza-se por um funcionamento dependente das solicitações da rede elétrica, de natureza irregular. Para que ele possa satisfazer estas solicitações de forma a garantir os critérios impostos pelo Operador Nacional do Sistema Elétrico (ONS) é necessário que haja um sistema de controle. Os sistemas de controle em usinas geradoras de energia elétrica são divididos em: Controle primário de carga-frequência (Regulador de Velocidade); Controle suplementar de carga-frequência (CAG); e Controle de excitação (Regulador de Tensão).

Este trabalho tem o interesse no controle primário. Este consiste, basicamente, da atuação do Regulador de Velocidade (RV), o qual, através de medições da velocidade do eixo do conjunto turbina/gerador, controla o torque mecânico da turbina fazendo com que a potência elétrica gerada se enquadre com as variações de carga do sistema de transmissão. Como as turbinas hidráulicas são as responsáveis pela ação primária de geração, é justamente sobre elas que recai um grande cuidado operacional. Por outro lado, o conjunto conduto/turbina constitui um sistema não linear, o que dificulta a modelagem do mesmo, assim como a sua simulação em distúrbios em programas de estabilidade (NAGHIZADEH, 2012). O estabelecimento dos modelos matemáticos dos componentes do sistema de geração torna-se assim, essencial para o estudo da sua estabilidade.

Portanto, este capítulo tem por objetivo apresentar um modelo de sistema de controle de velocidade de uma usina hidrelétrica, enfatizando a modelagem matemática dos elementos que compõe o conjunto conduto/turbina. Assim como, apresentar os modelos matemáticos dos conjuntos conduto/turbinas existentes na literatura. Os modelos matemáticos dos componentes do sistema de controle de velocidade que serão apresentados são baseados nos componentes reais de uma Usina Hidrelétrica pertencente à Companhia Energética de Minas Gerais (CEMIG) localizada no sudeste brasileiro, estado de Minas Gerais.

2.1 Breve Representação da Usina Hidrelétrica

De forma geral, uma usina hidrelétrica é uma instalação onde a barragem represa as águas de um rio formando um reservatório. A energia potencial (relacionada à altura), que é a energia existente entre o nível do reservatório antes da barragem e o nível do rio após a barragem, transforma-se em energia cinética (associada com o movimento), conduzida por meio de tubulações até a turbina hidráulica.

A turbina está ligada por um eixo a um gerador de energia elétrica, onde ocorre a transformação de energia cinética, ou energia mecânica, em energia elétrica. Esta energia vai para uma subestação, de onde é transmitida para os centros de consumo. Na Figura 2.1 são ilustrados alguns dos elementos essenciais de uma usina hidrelétrica típica, isto é: o gerador de eixo vertical; o conjunto conduto/turbina; os reservatórios a montante e a jusante do rio (QIAN *et al.*, 2011).

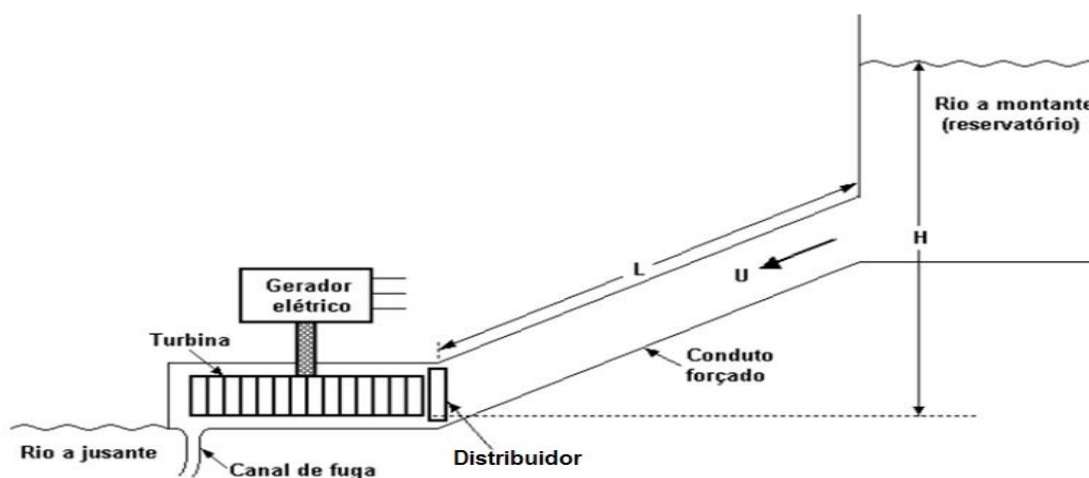


Figura 2.1 – Arranjo esquemático de uma usina hidrelétrica

Fonte: (ODA, 2012)

Os elementos da Figura 2.1 podem ser representados de forma simplificada, em termos de diagrama de blocos como pode ser observado na Figura 2.2. Nesta figura encontram-se os principais componentes de uma malha de controle de velocidade do regulador de velocidade, cujo objetivo principal é manter a frequência da unidade geradora no seu valor de referência que, no Sistema Interligado Nacional (SIN) é de 60 Hz.

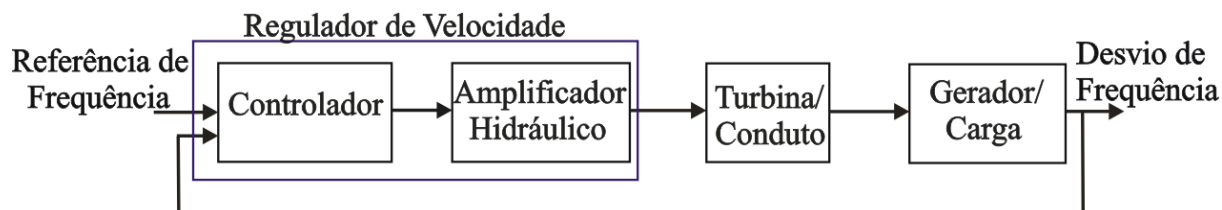


Figura 2.2 – Sistema de controle de velocidade

Fonte: (MUNOZ-HERNANDEZ, 2013) Adaptado

Com base na Figura 2.2, pode-se inferir que para um bom projeto de controle do regulador de velocidade é necessário ter modelos adequados dos componentes presentes na malha hidráulica. Assim, nas seções a seguir serão mostrados os modelos matemáticos dos subsistemas relacionados ao diagrama de blocos da Figura 2.2.

Os modelos matemáticos que serão mostrados a seguir são baseados na Usina Hidrelétrica mencionada anteriormente. Esta usina faz parte do Sistema Interligado Nacional e opera com três unidades geradoras com capacidade de 140 MVA cada uma. Esta usina pode ser vista na Figura 2.3.

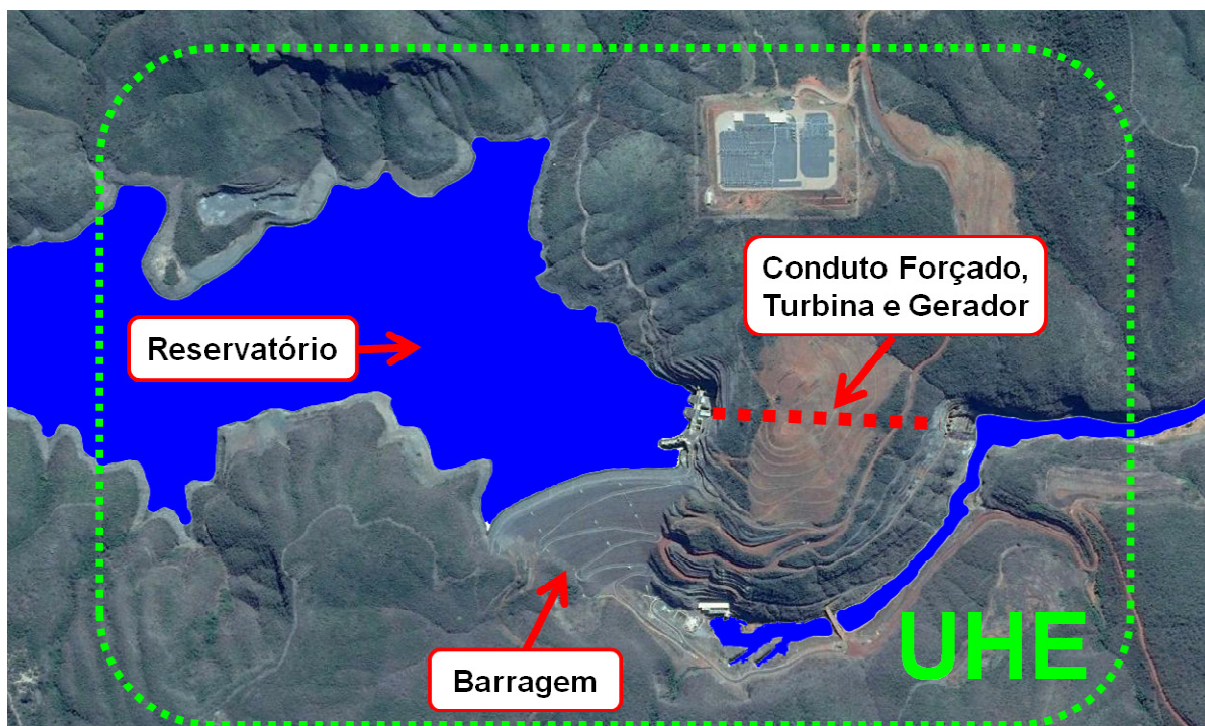


Figura 2.3 – Usina Hidrelétrica do estudo de caso.

Fonte: (DONAISKY, 2015)

Ela é interligada ao SIN através de duas linhas de transmissão. A usina possui uma extensão de 500 m, uma área alagada de 137,16 km², uma barragem de 208 metros de altura, é composta por três unidades geradoras, totalizando 399 MW instalados e utiliza Turbina Francis. O sistema no entorno da usina é composto por duas subestações, uma a oeste conectada através de uma linha de transmissão de 345 kV e outra a leste conectada através de uma linha de transmissão de 230 kV, cada uma com extensão aproximada de 140 km.

Com a localização e as características bem definidas, agora parte-se para a modelagem dos componentes que compõem o sistema de controle de velocidade da usina.

2.2 Modelo Matemático do Regulador de Velocidade

O regulador de velocidade é um dos subsistemas que compõe uma unidade hidrogeradora, o qual controla a velocidade de rotação da turbina e conseqüentemente a frequência da tensão terminal do gerador síncrono. Para que a frequência seja mantida no valor normal de operação, que no Brasil é de 60 Hz, a potência gerada pelo conjunto turbina/gerador deve ser igual à consumida pela carga (KUNDUR, 1994). Segundo Khodabakhshian e Hooshmand (2010) a função do regulador de velocidade é monitorar continuamente a velocidade da turbina e controlar a posição do distribuidor em resposta aos distúrbios que possam acontecer.

O volume do fluxo de água determina a rotação da turbina e conseqüentemente a potência transmitida ao gerador. O regulador de uma turbina hidráulica deve cumprir dois objetivos principais:

- Manter a velocidade de rotação constante, qualquer que seja a carga da rede e as condições do conduto forçado;
- Em caso de rejeição da carga ou parada de emergência, a admissão de água à turbina deve ser fechada mantendo limites aceitáveis de aumento da velocidade de rotação e da subida de pressão no conduto forçado.

O regulador de velocidade pode ser dividido em dois circuitos principais:

- Controlador: sua função é a elaboração de um sinal de controle adequado para que a regulação da frequência seja estável e precisa;
- Amplificador hidráulico: possui função de fornecer e acumular óleo sob pressão e acionar as válvulas do distribuidor da turbina.

2.2.1 Controlador

O controlador atualmente utilizado para o controle de velocidade da usina sob estudo é um controlador PID, como pode ser visto na Figura 2.4.

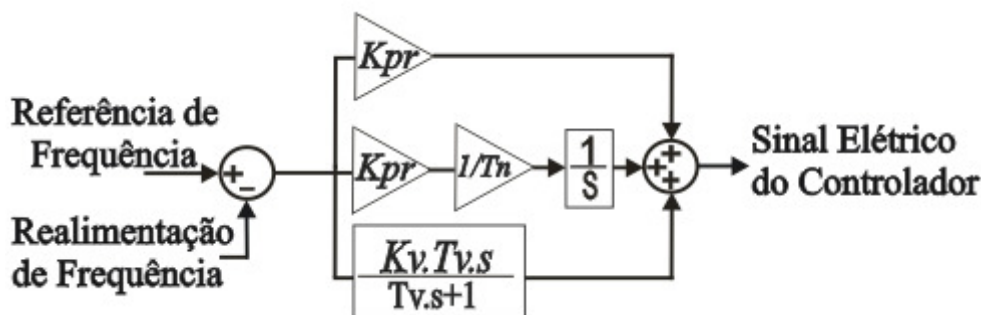


Figura 2.4 – Controlador utilizado atualmente na usina

Fonte: O autor (2016)

O controlador PID é um dos controladores mais utilizados na indústria. Este controlador é bastante utilizado por apresentar uma estrutura simples e ser de fácil implementação, porém, o seu desempenho pode ser comprometido quando há alterações no ponto de operação da planta.

Em função da demanda de carga, o controlador detecta os desvios de frequência (Erro) e gera os sinais de controle que atuam como sinais de referência para o sistema de controle de posição do servomotor principal.

2.2.2 Amplificador Hidráulico

Na saída do controlador tem-se o sinal de controle, que é transmitido para a entrada do amplificador hidráulico realizar o movimento dos componentes da turbina para diferentes pontos de operação do sistema. Mas para isso, são necessários diversos estágios hidráulicos, elétricos e eletrônicos, dentre os quais estão o

conjunto microprocessado, a válvula piloto, a válvula distribuidora e o distribuidor (IEEE STD 1207, 2011). Todos estes estágios estão ilustrados na forma de diagrama de blocos na Figura 2.5.

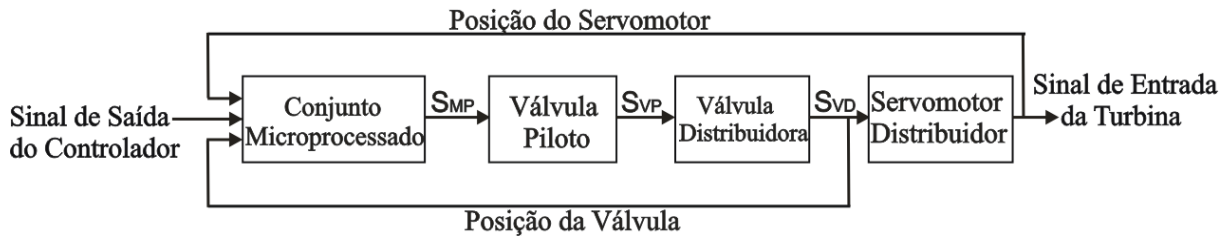


Figura 2.5 – Diagrama de blocos do amplificador hidráulico

Fonte: (IEEE STD 1207, 2011) Adaptado

Do diagrama anterior, a estrutura do conjunto microprocessado pode ser representada pela Figura 2.6. As entradas correspondem à medição da posição da válvula distribuidora, ao sinal de controle oriunda do controlador designado e à medição do distribuidor. Os ganhos k_1 e k_2 são ajustáveis para determinados pontos de operação. O bloco de saturação é utilizado para limitar a saída e o segurador de ordem zero é usado para a reconstrução analógica e o ganho 10 para voltar à base analógica.

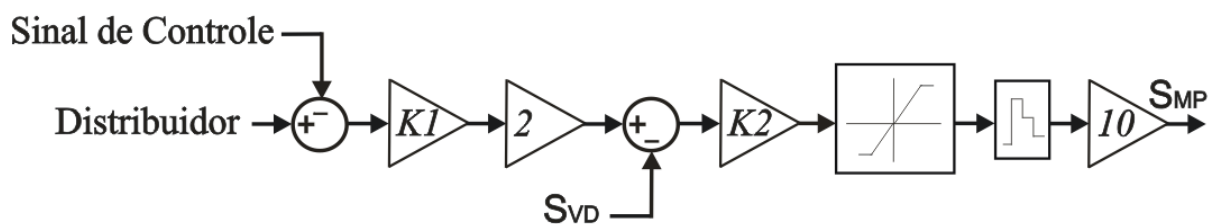


Figura 2.6 – Estrutura do conjunto microprocessado

Fonte: (DONAISKY, 2015) Adaptado

A válvula piloto é o dispositivo que transforma os sinais elétricos de controle em um deslocamento mecânico-hidráulico proporcional, atuando diretamente na válvula distribuidora. A válvula piloto pode ser vista na Figura 2.7. A entrada deste sistema é a saída do conjunto microprocessado. O ganho k_3 representa a dinâmica da válvula e os blocos na sequência representam a histerese da válvula e a saturação. A saída representa o deslocamento da válvula em milímetros (DONAISKY, 2015).

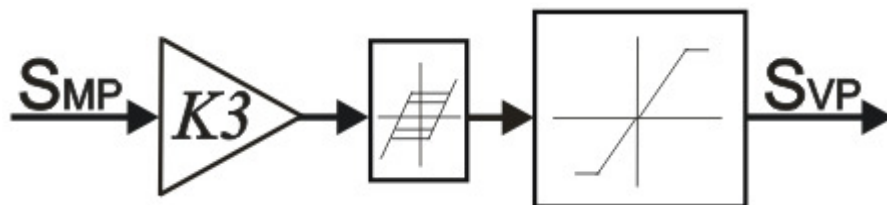


Figura 2.7 – Válvula piloto

Fonte: (DONAISKY, 2015) Adaptado

A válvula distribuidora é modelada como uma configuração em série composta por um ganho variável e um bloco integral com não linearidade do tipo saturação, como pode ser visto na Figura 2.8.

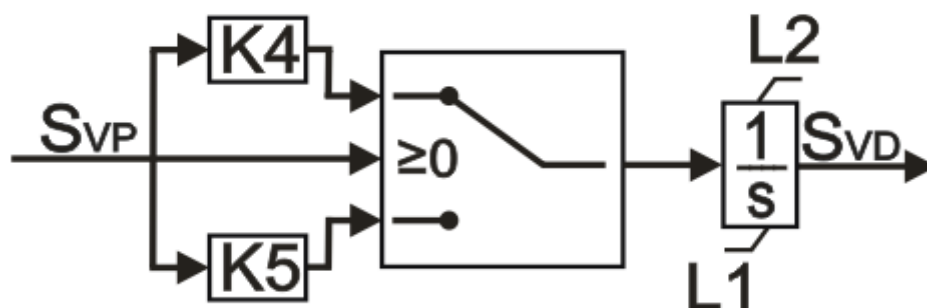


Figura 2.8 – Válvula distribuidora

Fonte: (DA ROSA, 2016) Adaptado

A entrada deste sistema é a saída da válvula piloto. O sinal da válvula piloto define a abertura ou fechamento da válvula distribuidora, com isso tem-se dois ganhos, sendo cada um correspondente ao sentido do movimento de deslocamento da válvula. O servomotor do distribuidor é modelado de forma similar a representação da válvula distribuidora, como pode ser visto na Figura 2.9.

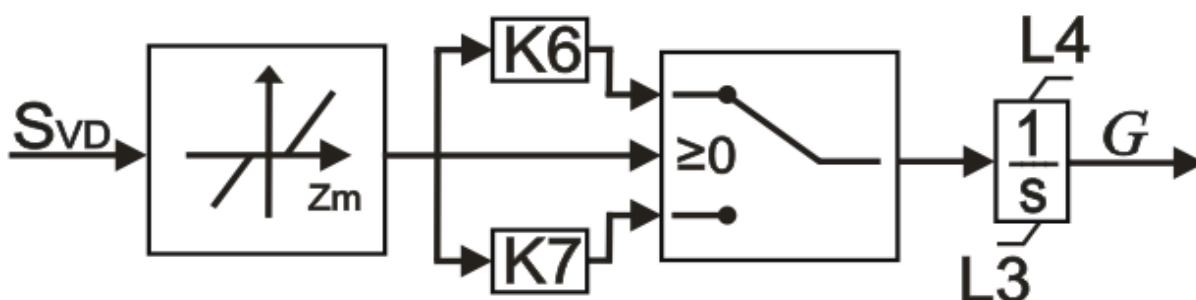


Figura 2.9 – Servomotor do distribuidor

Fonte: (DONAISKY, 2015) Adaptado

Uma não linearidade do tipo zona morta, representando o recobrimento da válvula, é incluída no modelo (PICO; MCCALLEY, 2011). A entrada deste sistema é a saída da válvula distribuidora. O sinal da válvula distribuidora define a abertura ou fechamento do servomotor do distribuidor, com isso tem-se dois ganhos, sendo cada um correspondente ao sentido do movimento de deslocamento do servomotor e a saída deste sistema é o deslocamento do servomotor.

Definidos os modelos matemáticos dos subsistemas relacionados ao regulador de velocidade, agora, parte-se para a modelagem do conjunto conduto/turbina.

2.3 Modelo Matemático do Conjunto Conduto/Turbina

O objetivo da modelagem do conjunto conduto/turbina é obter as funções que relacionam a carga de pressão e vazão no conduto em torque e rotação no eixo da máquina, em função da abertura do distribuidor. De acordo com Kundur (1994) as características do conjunto conduto/turbina são determinadas basicamente por:

- a) Velocidade da água no conduto forçado.
- b) Potência mecânica da turbina.
- c) Aceleração da coluna de água.

Os modelos dinâmicos do conjunto conduto/turbina, assim como dos outros componentes do sistema elétrico são baseados em equações diferenciais, algumas vezes não lineares, que descrevem o sistema físico. Estas não linearidades se manifestam por vários motivos, podendo-se citar: a variação de altura d'água da barragem durante a operação, compressibilidade dos dutos, compressibilidade da água, etc. A solução conforme a literatura (Kundur, 1994 e IEEE, 1992) é assumir algumas hipóteses simplificadoras, como por exemplo:

- Sem chaminé de equilíbrio;
- Os efeitos do golpe de aríete na tubulação são desprezados;
- Coluna de água inelástica;

- A água é incompressível (sem variação de densidade durante o escoamento) na tubulação do conduto forçado;
- A resistência hidráulica é desprezível.

Baseando-se nestas hipóteses simplificadoras, serão apresentados dois modelos da literatura para representar o conjunto conduto/turbina. Estes modelos podem ser encontrados nas referências (IEEE, 1992; Kundur, 1994; IEEE PES, 2013). Existem ainda modelos para quando a usina possui chaminé de equilíbrio ou quando utiliza um único conduto forçado para diversas turbinas. Como não é este o caso abordado neste trabalho, estes modelos não serão apresentados, entretanto podem ser encontrados nas referências (IEEE, 1992; Munoz-Hernandez, 2013.; IEEE PES, 2013).

2.3.1 Modelo Matemático Não Linear do Conjunto Conduto/Turbina

Com base nas hipóteses simplificadoras apresentadas na subseção anterior tem-se agora o equacionamento do modelo matemático não linear do conjunto conduto turbina. O equacionamento do conduto parte da segunda lei de Newton, representada pela equação (2.1):

$$F = ma, \quad (2.1)$$

onde F é a força resultante em Newton, m é a massa do corpo em movimento em kg e a é a aceleração do corpo em m/s^2 . Como se deseja analisar o comportamento da água ao longo de um conduto pode-se inferir que a massa de água em movimento ao longo deste conduto é obtida pela seguinte equação:

$$m = \rho lA, \quad (2.2)$$

onde ρ é a densidade do fluido em kg/m^3 , l é o comprimento do conduto em metros e A é a área da seção transversal do conduto em m^2 .

Substituindo a equação (2.2) na equação (2.1) tem-se que:

$$F = \rho l A a. \quad (2.3)$$

A vazão pode ser calculada pela seguinte equação:

$$Q = Av, \quad (2.4)$$

onde Q é vazão dada em m^3/s , v é a velocidade do fluido em m/s e A é a área da seção transversal do tubo em m^2 . Derivando a equação anterior em relação ao tempo, vem:

$$\frac{dQ}{dt} = Aa. \quad (2.5)$$

Evidenciando a aceleração 'a' na equação (2.5) e substituindo na equação (2.3) tem-se a seguinte equação:

$$F = \rho l \frac{dQ}{dt}. \quad (2.6)$$

Na equação anterior observa-se que a força resultante no escoamento do fluido é decorrente da variação da vazão, ou seja, quando a vazão é constante, esta força é nula. Esta força assumirá um valor não nulo quando da ocorrência de qualquer perturbação que resulte em uma alteração na vazão, como, por exemplo, a abertura ou fechamento do distribuidor da turbina em decorrência da atuação do regulador de velocidade.

Segundo Moraes (2011) esta força também pode ser equacionada utilizando-se, ao invés da variação da vazão, uma altura resultante ou equivalente, conforme mostra a equação seguinte:

$$F = \rho A g h_{resul}, \quad (2.7)$$

onde h_{resul} é a altura resultante em metros, g é a aceleração da gravidade em m/s^2 .

A altura resultante h_{resul} pode ser compreendida como sendo uma variação de pressão que resultará na variação do fluxo em um tubo. Desta maneira, se não

há alteração nesta pressão, a vazão permanece constante. Caso haja alguma perturbação (variação de h_{resul}), o sistema passará por um período transitório e encontrará um novo ponto de operação. A h_{resul} é dada por:

$$h_{resul} = (h_0 - h - h_1), \quad (2.8)$$

onde h_0 é a altura nominal do desnível em metros, h é a altura equivalente à potência hidráulica convertida na turbina em metros e h_1 é a altura equivalente às perdas na tubulação em metros.

Substituindo-se a equação (2.8) na equação (2.7) vem:

$$F = \rho Ag(h_0 - h - h_1). \quad (2.9)$$

Igualando-se as equações (2.6) e (2.9) resulta na equação diferencial que modela o fenômeno:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{Ag(h_0 - h - h_1)}{l}. \quad (2.10)$$

Passando-se toda a representação para pu (por unidade), e assumindo $h_{base} = h_0$ e $Q_{base} = Q$ quando $G = 1$, sendo G a abertura do distribuidor da turbina normalizada, tem-se a seguinte equação (JAEGER, DE et al., 1994):

$$\frac{dQ_u}{dt} = \frac{(1 - h_u - h_{1u})}{T_w}, \quad (2.11)$$

onde Q_u é a vazão em pu, h_u é a altura equivalente a potência hidráulica convertida na turbina em pu, h_{1u} é a altura equivalente às perdas na tubulação em pu e T_w é a constante de tempo de inércia da água em segundos. De acordo com IEEE (1973) a constante de tempo de inércia da água é definida por:

$$T_w = \frac{l}{Ag} \frac{Q_{base}}{h_{base}}, \quad (2.12)$$

onde l é o comprimento do conduto em metros, Q_{base} é a vazão base em m^3/s , A é a área da seção transversal do tubo em m^2 , g é a aceleração da gravidade em m/s^2 e h_{base} é a altura base em metros.

Essas equações representam o comportamento dinâmico da água ao longo do conduto forçado. Entretanto, este modelo pode e deve ser estendido para todo o percurso da água, desde a tomada d'água até o final do tubo de sucção. Para isto é necessário calcular ou obter através de ensaios, o valor da constante de tempo da água equivalente a todo o percurso percorrido pela água. Sabe-se que em casos reais é isso que acontece, porém os modelos de turbinas existentes na literatura não satisfazem esta condição, como será visto ao longo deste capítulo.

A vazão de água através da turbina pode ser definida por (NAGODE; ŠKRJANC, 2014):

$$Q_u = G_u \sqrt{h_u}, \quad (2.13)$$

onde Q_u é a vazão em pu e h_u é a altura em pu e G_u é a posição do distribuidor em pu.

A seguir é apresentado um equacionamento simples para a obtenção da potência mecânica fornecida pela turbina, a partir da vazão e da altura da queda. A partir destas considerações, a potência fornecida pela turbina é dada por (IEEE, 1992):

$$P_{muTUR} = h_u(Q_u - Q_{nlu}), \quad (2.14)$$

onde P_{muTUR} é a potência fornecida pela turbina em pu e Q_{nlu} é a vazão necessária para suprir as perdas a vazão da turbina em pu.

Para a realização de simulações, a turbina sempre está conectada a um gerador. Geralmente, toda a representação é em pu na base do gerador. Como na maioria dos casos, a base de potência da turbina é diferente da base de potência do gerador, faz-se necessária a mudança de base, multiplicando a potência de saída da turbina por um fator, dado por:

$$At = \frac{\text{Potência Nominal Turbina (MW)}}{\text{Potência Nominal Gerador (MVA)} \left(\frac{1}{h_{ru}(Q_{ru} - Q_{nlu})} \right)}, \quad (2.15)$$

onde At é a relação para mudança de base da turbina para o gerador, h_{ru} é a altura equivalente a potência hidráulica convertida na turbina nas condições nominais de operação em pu e Q_{ru} é a vazão requerida pela turbina na condição nominal de operação em pu. A partir destas considerações, a potência fornecida pela turbina para a base do gerador é dada por (NANAWARE et al., 2012):

$$P_{mu} = Ath_u(Q_u - Q_{nlu}). \quad (2.16)$$

Acrescentando-se o efeito amortecedor, que depende da posição do distribuidor, obtém-se a equação (2.17).

$$P_{mu} = Ath_u(Q_u - Q_{nlu}) - D_u G_u \Delta\omega_u, \quad (2.17)$$

onde D_u é o coeficiente de amortecimento em pu e $\Delta\omega_u$ é a variação da velocidade angular em pu. Partindo-se das equações apresentadas até aqui, chega-se ao modelo não linear apresentado por IEEE (1992) mostrado na Figura 2.10. O diagrama de blocos representa as características dinâmicas de um conduto forçado e de uma turbina hidráulica simples. O conduto forçado é modelado assumindo um fluido incompressível e um conduto inelástico de comprimento L e corte transversal A (IEEE, 1992).

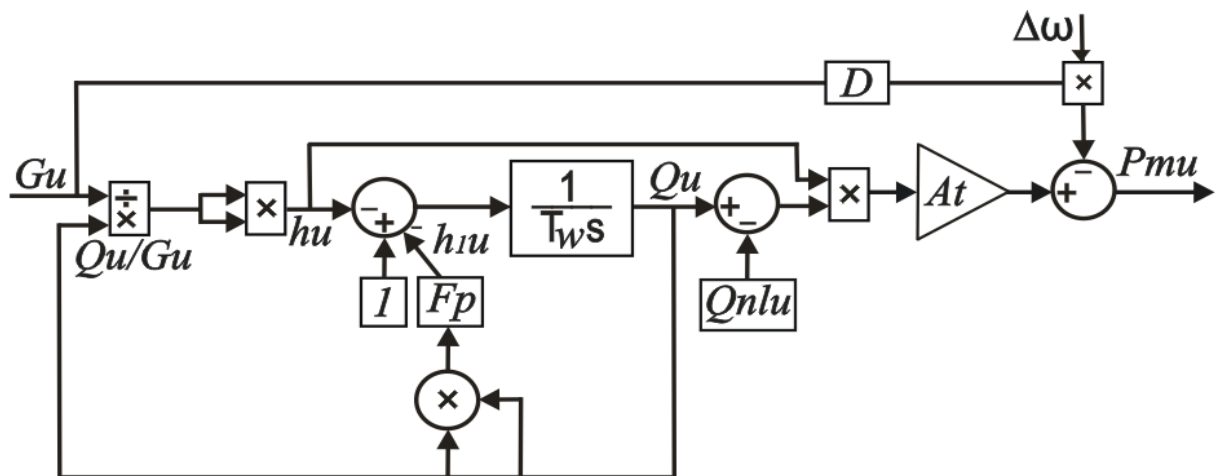


Figura 2.10 – Modelo não linear (IEEE, 1992)

Fonte: (IEEE, 1992) Adaptado

Na Figura 2.10, G_u é a posição do distribuidor em pu, Q_u é a vazão em pu, h_u é a altura em pu, T_w é a constante de tempo de inércia da água em segundos, Q_{nlu} é a vazão necessária para suprir as perdas em vazio da turbina em pu, D é chamado de coeficiente de amortecimento nominal da turbina, Δw é o desvio em relação a velocidade nominal da turbina, P_{mu} é a potência mecânica fornecida pela turbina em pu e A_t é a relação para mudança de base da turbina para o gerador. As perdas de carga no sistema de adução h_{1u} são proporcionais ao quadrado do fluxo e f_p é coeficiente de perda de carga, porém ambos são geralmente ignorados.

Baseando-se nas mesmas equações do modelo do IEEE (1992), tem-se o modelo da referência (IEEE PES, 2013), onde é mostrada uma versão ligeiramente modificada do modelo IEEE (1992). Nesta versão modificada, um coeficiente de pressão de água (β) é adicionado ao modelo. Quando uma turbina Francis é utilizada, o beta é negativo. Quando uma turbina Kaplan é utilizada, beta é considerado positivo. Este modelo não é utilizado nesta dissertação, pois suas adaptações não interferem na análise feita neste trabalho.

Por fim, tem-se o modelo do Kundur (1994) apresentado na Figura 2.11. Este modelo é semelhante ao modelo não linear do IEEE (1992), sendo adequado para estudar sistemas com grandes variações de potência de saída e de frequência. Neste modelo, o conduto forçado é modelado assumindo um fluido incompressível, um conduto inelástico e os efeitos de golpe de aríete na tubulação são desprezados.

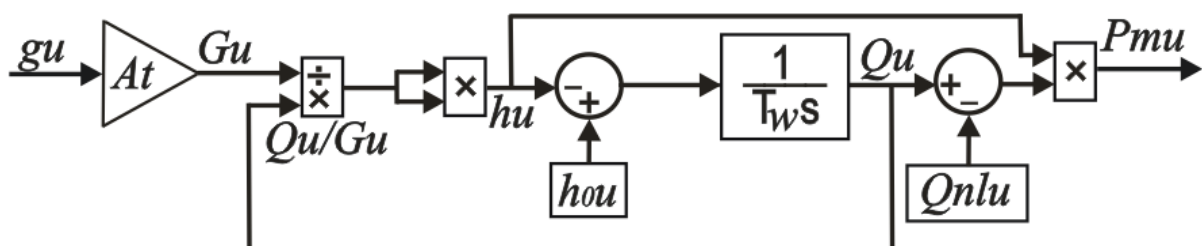


Figura 2.11 – Modelo não linear (KUNDUR, 1994)

Fonte: (KUNDUR, 1994) Adaptado

Na Figura 2.11, G_u é a posição do distribuidor em pu, Q_u é a vazão em pu, h_u é a altura em pu, T_w é a constante de tempo de inércia da água em segundos, h_{0u} é o valor de estado estacionário inicial de h_u , Q_{nlu} é a vazão necessária para suprir as perdas em vazio da turbina, P_{mu} é a potência mecânica fornecida pela

turbina em pu e A_t , diferentemente do modelo do (IEEE, 1992), agora é o parâmetro usado para converter a posição ideal do distribuidor para a posição efetiva do distribuidor, como pode ser visto na Figura 2.12.

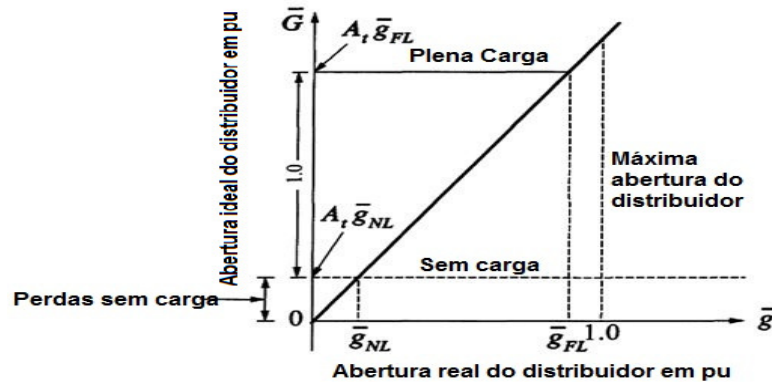


Figura 2.12 – Relação entre abertura ideal e real do distribuidor

Fonte: (Munoz-Hernandez, 2013) Adaptado

Segundo (UNDRILL; WOODWARD, 1967) a relação da Figura 2.12 pode ser definida pela fórmula (2.18).

$$A_t = \frac{1}{g_{FL} - g_{NL}}, \quad (2.18)$$

onde g_{FL} é a abertura do distribuidor a plena carga e g_{NL} é a abertura do distribuidor sem carga.

A principal diferença entre o modelo do (IEEE, 1992) e (KUNDUR, 1994) está na função e na posição do parâmetro A_t . No modelo do IEEE (1992), A_t é o parâmetro que faz a mudança de base da potência da turbina para a base do gerador. Já no modelo do Kundur (1994), o parâmetro A_t é usado para converter a posição ideal do distribuidor para a posição efetiva do distribuidor.

O ajuste do parâmetro A_t no modelo matemático do IEEE (1992), faz com que o modelo tenha um bom desempenho em regime permanente apenas em um determinado ponto de operação. Já o modelo do Kundur (1994) é ajustado para o outro ponto de operação, sendo também incapaz de ser ajustado para dois pontos de operação. Para exemplificar esse fenômeno, cita-se a aplicação de um degrau de potência na usina sob estudo e então são coletados os dados de campo do

distribuidor e da potência mecânica da turbina. Assim, algumas simulações podem ser feitas a fim de verificar o comportamento dos modelos existentes com os dados de campo.

As simulações realizadas para verificar o comportamento dos conjuntos conduto/turbinas, foram feitas introduzindo os dados de campo do distribuidor na entrada de cada conjunto. A aplicação dos dados de campo do distribuidor nos modelos matemáticos das turbinas pode ser visto na Figura 2.13.

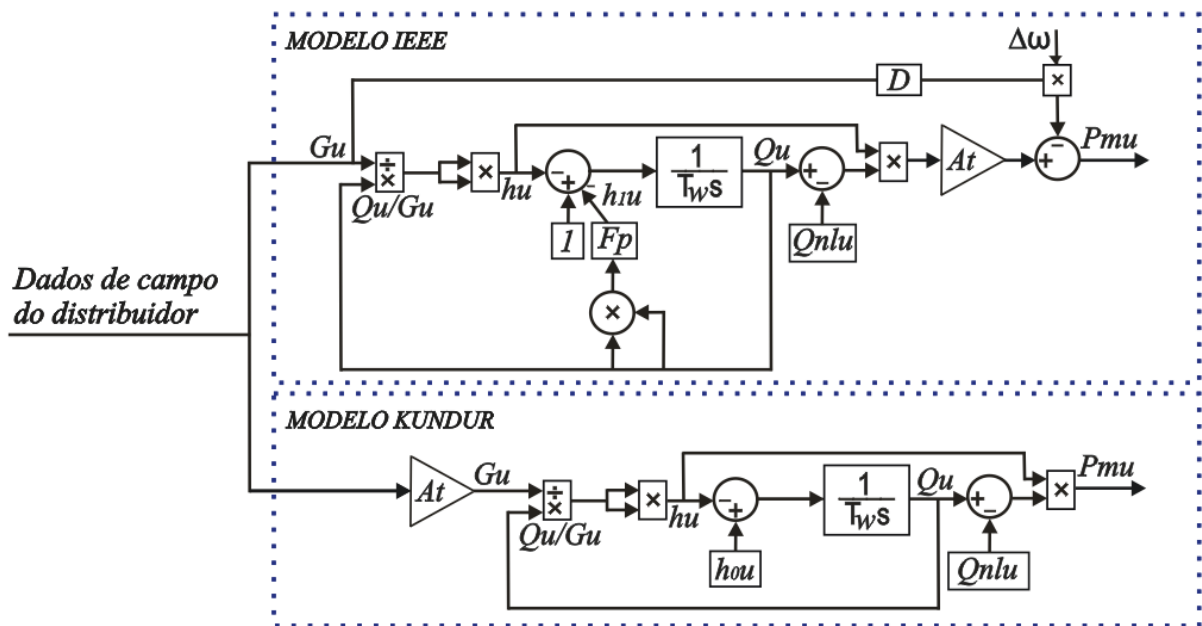


Figura 2.13 – Testes para um degrau de potência

Fonte: (IEEE, 1992; KUNDUR, 1994) Adaptado

Esses dados de campo foram medidos em um dia normal de operação da usina. Para a obtenção desses dados, foi aplicado um degrau de potência na usina e então medidas as grandezas pertinentes.

Os parâmetros dos conjuntos conduto/turbinas foram ajustados de tal forma que a resposta da potência mecânica obtida através dos dados reais fosse o mais semelhante possível com a resposta da simulação. Um dos principais parâmetros que mais interferem no comportamento das respostas das turbinas, é o parâmetro T_w . Em vista disso, ele deve ser ajustado de tal forma que o desempenho das simulações não seja comprometido. O valor do parâmetro T_w utilizado nas simulações foi obtido através das características da usina no dia das medições. As características nominais da usina encontram-se na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 – Parâmetros da UHE sob estudo

Parâmetro	Sigla	Valor
Vazão nominal	Q	88,2 m ³ /s
Altura manométrica	H	166,5 m
Comprimento do conduto/Área	L/A	40,96/m
Potência elétrica de base	PeB	140 MVA

Fonte: (O autor, 2016)

O T_w nominal da turbina das unidades geradoras da usina hidrelétrica sob estudo é calculado através da equação (2.12) e baseado nos valores da Tabela (2.1), chegando-se ao valor de 2,17 segundos.

Porém, no dia das medições a usina estava operando com uma altura manométrica de 156,5 m e vazão entre 55 e 74 m³/s. Na prática definindo T_w entre 1,44 e 1,94 s. Assim, para as simulações, utilizou-se um T_w de 1,94 s. O ajuste do parâmetro At também é feito de maneira cuidadosa, uma vez que ele deve ser ajustado de tal forma que a resposta da potência mecânica tenha um bom desempenho em pelo menos um ponto de operação. Os valores dos parâmetros utilizados nas simulações podem ser vistos na Tabela 2.2.

Tabela 2.2 – Parâmetros das turbinas

Parâmetro	Modelo Kundur	Modelo IEEE
T_w	1,94	1,94
F_p	-	0
Q_{nlu}	0,12	0,12
hou	1	1
At	1,12	1,12
D	-	0

Fonte: (O autor, 2016)

Observa-se nesta tabela, que o parâmetro At de ambos os modelos são iguais, porém ao observar a Figura 2.14 percebe-se que as respostas da potência mecânica de ambos os modelos não apresentam o mesmo comportamento, sendo que uma se ajusta para um ponto de operação e a outra se ajusta para outro ponto

de operação. Isso acontece pela posição do parâmetro At de cada modelo. Para que ambos os modelos pudessem ser ajustados de tal forma que a resposta da potência mecânica fosse satisfeita para dois pontos de operação, seriam necessários dois parâmetros de ajuste.

Para simular o comportamento da potência mecânica, adota-se os valores da Tabela 2.2, considerando a UHE estudada. Obteve-se, portanto, a curva de perturbação apresentada na Figura 2.14 (a), que representa o comportamento do distribuidor no momento da aplicação de um degrau de potência na usina.

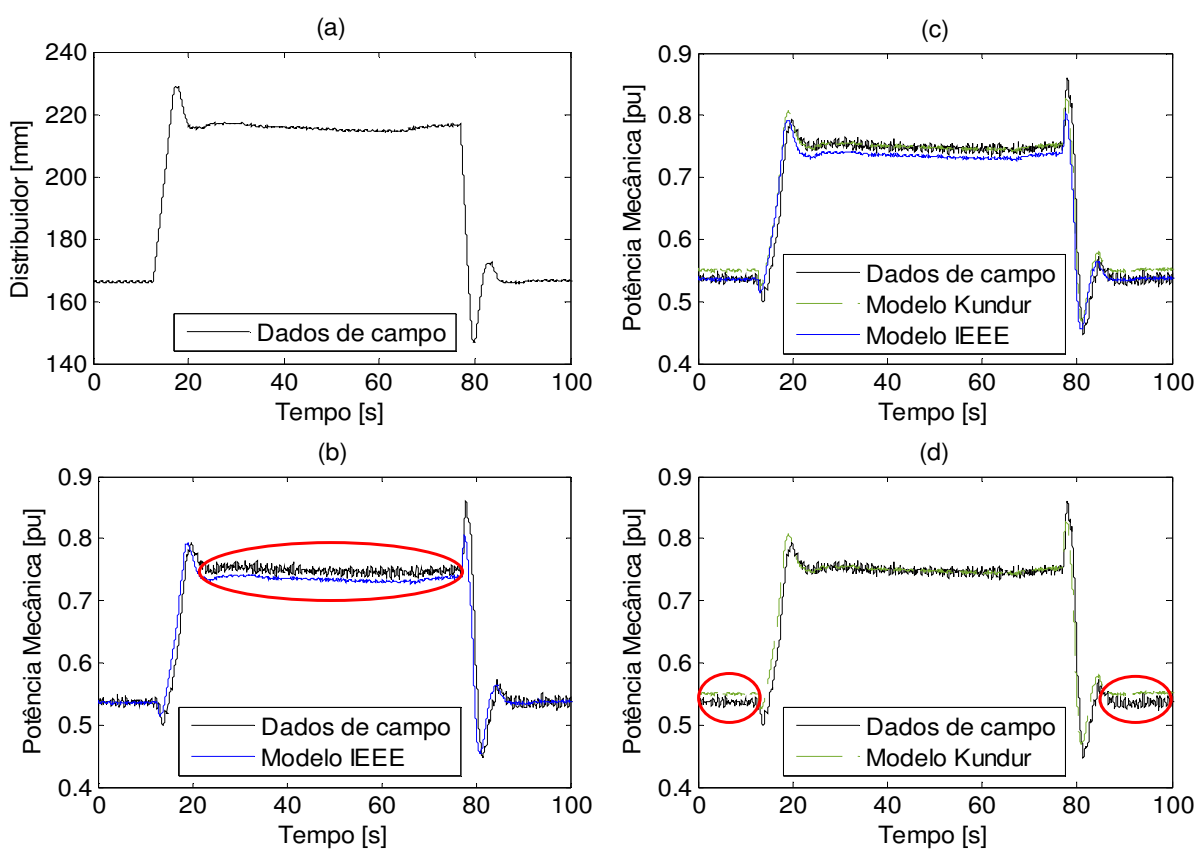


Figura 2.14 – Simulações para o primeiro degrau de potência

Fonte: (O autor, 2016)

Na Figura 2.14 (b) tem-se a comparação entre a potência mecânica obtida através dos dados de campo e a potência mecânica obtida através da simulação do modelo do IEEE (1992). Comparando esses gráficos, observa-se que o modelo do IEEE (1992) não consegue ser ajustado para dois pontos de operação em regime permanente. Na Figura 2.14 (d) tem-se a comparação entre a potência mecânica obtida através dos dados de campo e a potência mecânica obtida através da

simulação do modelo do Kundur (1994). Ao observar esses gráficos, percebe-se que o modelo do Kundur (1994) também não consegue ser ajustado para dois pontos de operação. A Figura 2.14 (c) apresenta o comportamento da potência mecânica das turbinas no momento da aplicação do degrau. Fica evidente por essa Figura, que os dois modelos apresentados são ajustados apenas para um ponto de operação.

Conforme mencionado anteriormente, essas diferenças evidenciadas na Figura 2.14 acontecem pelo ajuste do parâmetro At . Em ambos os modelos, por mais que os parâmetros sejam ajustados, as respostas da potência mecânica não são satisfeitas para os dois pontos de operação quando o sistema está em regime permanente. Isso faz com que ambos os modelos podem ser ajustados para satisfazer apenas uma das condições. Além dos problemas em regime permanente evidenciados na Figura 2.14, vale ressaltar que os modelos do IEEE (1992) e do Kundur (1994) também apresentam problemas em regime transitório, como pode ser observado na Figura 2.15 (c).

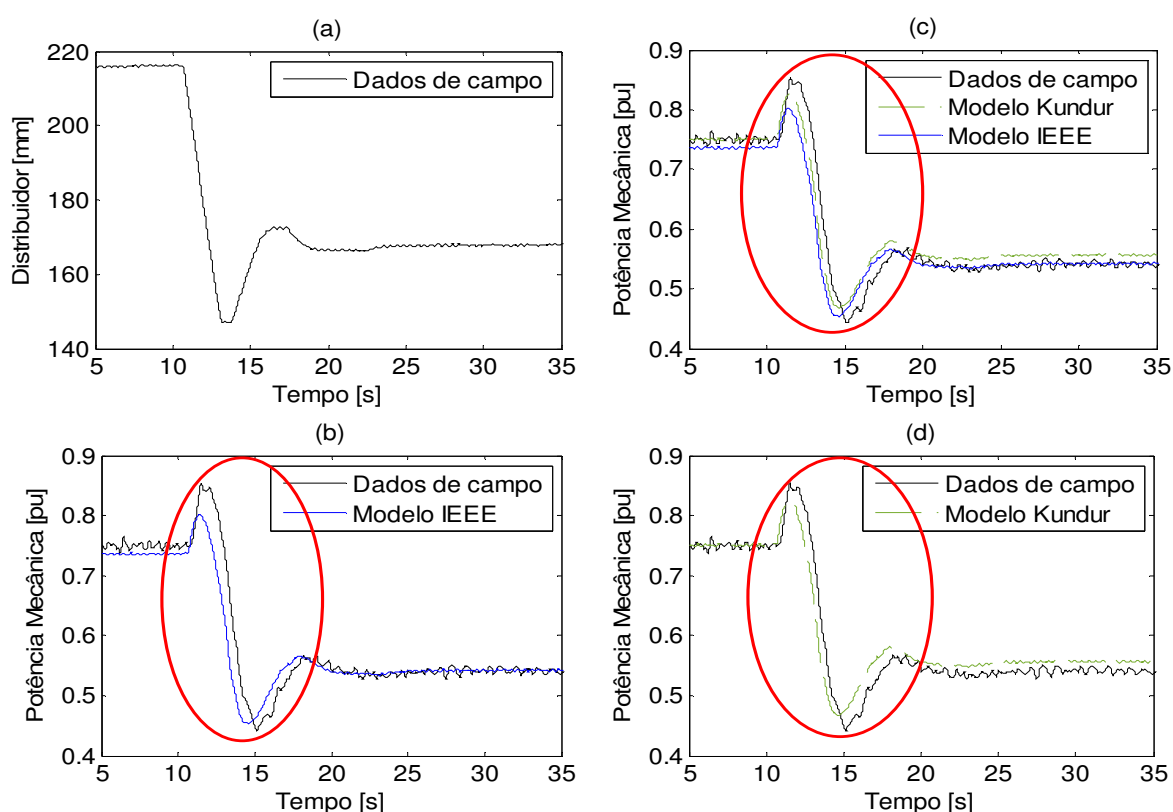


Figura 2.15 – Simulações para o segundo degrau de potência

Fonte: (O autor, 2016)

Esse problema ocorre pelo fato do parâmetro T_w ser considerado fixo nas simulações para qualquer ponto de operação da usina. O ideal seria que o parâmetro T_w fosse recalculado ou atualizado automaticamente sempre que houvesse alguma variação na vazão e na altura da queda, como acontece em casos reais de operação. Porém, os modelos matemáticos das turbinas apresentados até aqui, são incapazes de fazer essa atualização automaticamente.

Com o intuito de solucionar os problemas em regime transitório evidenciados neste capítulo, no Capítulo 3 será apresentado um modelo que irá atualizar o valor de T_w de acordo com a variação da vazão e da altura da queda. Já para solucionar os problemas em regime permanente, serão adicionados a este modelo dois parâmetros de ajuste. Sendo um chamado de $Atpre$ e outro chamado de At .

2.3.2 Modelo Matemático Linear do Conjunto Conduto/Turbina

A seguir é apresentada, passo a passo, a linearização do modelo composto pelo conjunto conduto/turbina. O processo é realizado de forma que o sistema obtido tenha como entrada a variação da posição do distribuidor e a saída seja a variação da potência mecânica fornecida pela turbina. Assim, partindo-se da equação (2.12), e considerando-se desprezíveis as perdas no conduto forçado, tem-se a seguinte equação:

$$\frac{dQ_u}{dt} = \frac{(1 - h_u)}{T_w}. \quad (2.19)$$

Considerando-se uma variação de altura dada por:

$$\Delta_{hu} = h_u - h_0, \quad (2.20)$$

onde h_0 é a posição correspondente à altura máxima normalizada, sendo, portanto, igual a 1. Com isto, tem-se que:

$$\Delta_{hu} = h_u - 1. \quad (2.21)$$

Substituindo-se a equação (2.21) na equação (2.19) resulta em:

$$\frac{dQ_u}{dt} = \frac{-\Delta h_u}{T_w}. \quad (2.22)$$

Linearizando as equações (2.22), (2.13) e (2.16), tem-se, respectivamente:

$$\frac{d\Delta Q_u}{dt} = \frac{-\Delta h_u}{T_w}, \quad (2.23)$$

$$\Delta Q_u = \frac{\partial Q_u}{\partial G_u} \Delta G_u + \frac{\partial Q_u}{\partial h_u} \Delta h_u, \quad (2.24)$$

$$\Delta P_{mu} = \frac{\partial P_{mu}}{\partial Q_u} \Delta Q_u + \frac{\partial P_{mu}}{\partial h_u} \Delta h_u. \quad (2.25)$$

Evidenciando-se ΔG_u na equação (2.24) tem-se:

$$\Delta G_u = \frac{\Delta Q_u - \frac{\partial Q_u}{\partial h_u} \Delta h_u}{\frac{\partial Q_u}{\partial G_u}}. \quad (2.26)$$

Deseja-se obter uma função de transferência que relacione a variação da potência ativa (evidenciada na equação 2.25) com a abertura das palhetas (equação 2.26). Portanto, devem-se dividir ambas as equações, conforme mostrado a seguir:

$$\frac{\Delta P_{mu}}{\Delta G_u} = \frac{\left(\frac{\partial P_{mu}}{\partial Q_u} \Delta Q_u + \frac{\partial P_{mu}}{\partial h_u} \Delta h_u \right) \frac{\partial Q_u}{\partial G_u}}{\Delta Q_u - \frac{\partial Q_u}{\partial h_u} \Delta h_u}. \quad (2.27)$$

Multiplicando-se os termos e dividindo o numerador e o denominador da equação (2.27) por ΔQ_u , resulta em:

$$\frac{\Delta P_{mu}}{\Delta G_u} = \frac{\left(\frac{\partial P_{mu}}{\partial Q_u} \frac{\partial Q_u}{\partial G_u} + \frac{\partial P_{mu}}{\partial h_u} \frac{\partial Q_u}{\partial G_u} \frac{\partial h_u}{\partial Q_u} \right)}{1 - \frac{\partial Q_u}{\partial h_u} \frac{\Delta h_u}{\Delta Q_u}}. \quad (2.28)$$

Substituindo-se a equação (2.23) na equação (2.28), resulta em:

$$\frac{\Delta P_{mu}}{\Delta G_u} = \frac{\left(\frac{\partial P_{mu}}{\partial Q_u} \frac{\partial Q_u}{\partial G_u} - sT_w \frac{\partial P_{mu}}{\partial h_u} \frac{\partial Q_u}{\partial G_u} \right)}{1 + sT_w \frac{\partial Q_u}{\partial h_u}}. \quad (2.29)$$

A equação (2.29) é a função de transferência linearizada do modelo em estudo. Entretanto, devem-se encontrar os valores das derivadas parciais para que seja possível sua implementação. Da equação (2.13), derivando-se com relação a ' G_u ' e com relação a ' h_u ', tem-se:

$$\frac{\partial Q_u}{\partial h_u} = \frac{G_{u0}}{2\sqrt{h_{u0}}}, \quad (2.30)$$

$$\frac{\partial Q_u}{\partial G_u} = \sqrt{h_{u0}}, \quad (2.31)$$

onde G_{u0} é a posição inicial do distribuidor em pu, e h_{u0} é a altura equivalente a potência hidráulica inicial convertida na turbina em pu. Da equação (2.16), derivando-se com relação a ' Q_u ' e com relação a ' h_u ', tem-se:

$$\frac{\partial P_{mu}}{\partial Q_u} = Ath_{u0}, \quad (2.32)$$

$$\frac{\partial P_{mu}}{\partial Q_u} = At(Q_{u0} - Q_{ntu}) \approx AtQ_{u0}, \quad (2.33)$$

onde Q_{u0} é a vazão inicial dada em pu. Substituindo-se as equações (2.30) a (2.33) na equação (2.29), tem-se:

$$\frac{\Delta P_{mu}}{\Delta G_u} = \frac{(Ath_{u0}\sqrt{h_{u0}} - sT_w At Q_{u0}\sqrt{h_{u0}})}{1 + \frac{sT_w G_{u0}}{2\sqrt{h_{u0}}}}, \quad (2.34)$$

agrupando-se os termos:

$$\frac{\Delta P_{mu}}{\Delta G_u} = \frac{Ath_{u0}^{3/2} \left(1 - s \frac{T_w Q_{u0}}{h_{u0}}\right)}{1 + sT_w \frac{1}{2} \frac{G_{u0}}{\sqrt{h_{u0}}}}. \quad (2.35)$$

Definindo-se $T'_w = \frac{T_w Q_{u0}}{h_{u0}}$ e sabendo-se que $Q_{u0} = G_{u0}\sqrt{h_{u0}}$ tem-se a função de transferência linearizada do modelo, apresentada a seguir:

$$\frac{\Delta P_{mu}}{\Delta G_u} = \frac{Ath_{u0}^{3/2}(1 - sT'_w)}{1 + s \frac{T'_w}{2}}. \quad (2.36)$$

Observando-se a equação anterior, percebe-se que, quando o sistema opera em suas condições nominais, $T'_w = T_w$, tem-se também que, considerando-se desprezíveis as perdas a vazio (equação 2.36), At passa a ser a relação entre as potências bases da turbina e do gerador. Desta forma, o modelo pode ser simplificado, conforme apresentado nas equações a seguir.

$$\frac{\Delta P_{mu}}{\Delta G_u} = At \frac{1 - sT_w}{1 + s \frac{T_w}{2}}, \quad (2.37)$$

$$\frac{\Delta P_{muTUR}}{\Delta G_u} = \frac{1 - sT_w}{1 + s \frac{T_w}{2}}. \quad (2.38)$$

A equação (2.38) representa a função de transferência “clássica” de uma turbina ideal (sem perdas) a qual demonstra o comportamento da potência de saída da turbina a variações na abertura do distribuidor. Observa-se da equação (2.38) que T_w varia diretamente com a velocidade da água e inversamente com a altura da coluna d'água, já que o comprimento da tubulação e a aceleração da gravidade são

constantes. Observando a equação (2.38), tem-se que o modelo linearizado do conduto forçado e da turbina hidráulica apresenta um zero no semiplano direito do plano s . Isto resulta em uma função de transferência de fase não mínima e sistema de fase não mínima (MORAIS, 2011). Estes sistemas são lentos em resposta, em face de seus comportamentos peculiares no início da resposta (OGATA, 2003).

A fim de demonstrar o comportamento da potência de saída da turbina a variações na abertura do distribuidor, aplica-se um degrau unitário sobre a abertura do distribuidor G_u . Por aplicação dos teoremas do valor inicial e do valor final, obtém-se:

$$P(0) = \lim_{s \rightarrow \infty} s \frac{1 - sT_w}{s \left(1 + s \frac{T_w}{2}\right)} = -2, \quad (2.39)$$

$$P(\infty) = \lim_{s \rightarrow 0} s \frac{1 - sT_w}{s \left(1 + s \frac{T_w}{2}\right)} = 1. \quad (2.40)$$

Por aplicação da transformada inversa de Laplace obtém-se a resposta no tempo:

$$P_m(t) = \left[1 - 3e^{-\left(\frac{2}{T_w}\right)t}\right] \Delta G_u. \quad (2.41)$$

Na Figura 2.16 é mostrada a resposta da potência mecânica de uma turbina qualquer, cuja função de transferência é de um modelo de turbina ideal com $T_w = 4$ s. Segundo Munoz-Hernandez (2013) a aplicação de um degrau unitário ao distribuidor da turbina, origina a redução da potência mecânica para o valor de $-2 pu$, a partir do qual cresce exponencialmente, com uma constante de tempo de $T_w/2$, até ao valor de $1 pu$.

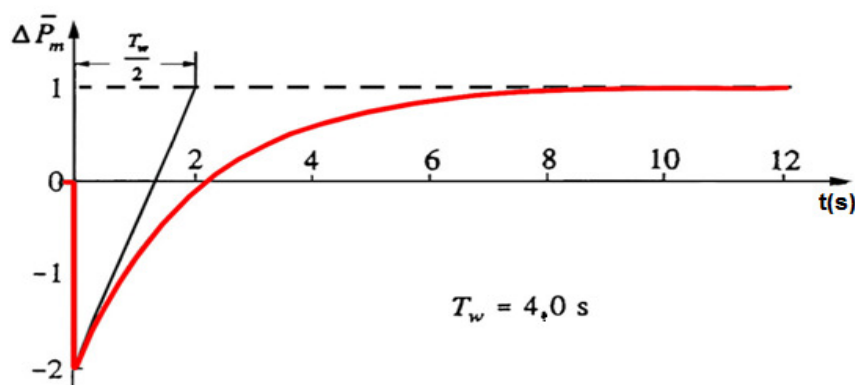


Figura 2.16 – Resposta da turbina a um degrau na abertura do distribuidor

Fonte: (ODA, 2012)

O processo de redução da abertura do distribuidor não produz uma variação súbita na vazão da grande massa d'água que se encontra no conduto forçado. Embora a redução na abertura do distribuidor provoque uma maior resistência ao fluxo e cause assim uma desaceleração da massa d'água, a vazão não pode variar instantaneamente.

Esse fenômeno também acontece em turbinas não lineares, como pode ser visto na Figura 2.17. Nesta figura, tem-se a relação entre a abertura do distribuidor e a potência elétrica com dados reais medidos na usina sob estudo. Após a passagem da água pelo distribuidor, está se choca diretamente com as pás do rotor, onde a potência hidráulica é transformada em potência mecânica e logo convertida em elétrica pelo gerador. Assim, o distribuidor varia a potência elétrica conforme a demanda do sistema, aumentando ou diminuindo a área de passagem de água.

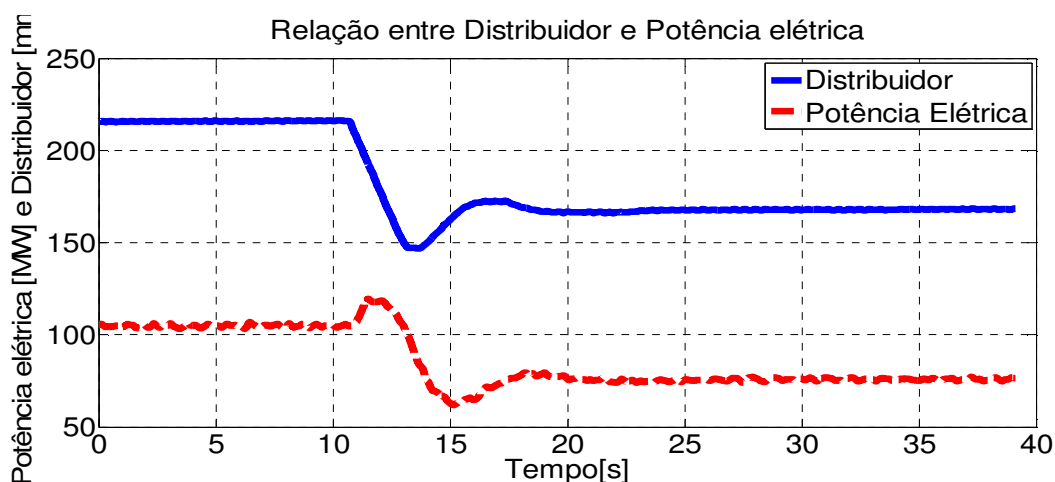


Figura 2.17 – Relação entre fechamento do distribuidor e potência elétrica

Fonte: (O autor, 2016)

A inércia da água que flui através do conduto forçado dá origem a um curioso fenômeno nas turbinas hidráulicas. Após a abertura das palhetas, o efeito inicial é uma queda de pressão na turbina e uma variação negativa na sua potência, pois a pressão está sendo usada para acelerar a coluna de água (KUNDUR, 1994). Ou seja, se houver um aumento na abertura do distribuidor, ao invés de a potência aumentar, ela irá, de início, sofrer uma redução, e vice-versa. Como pode ser observado na Figura 2.18.

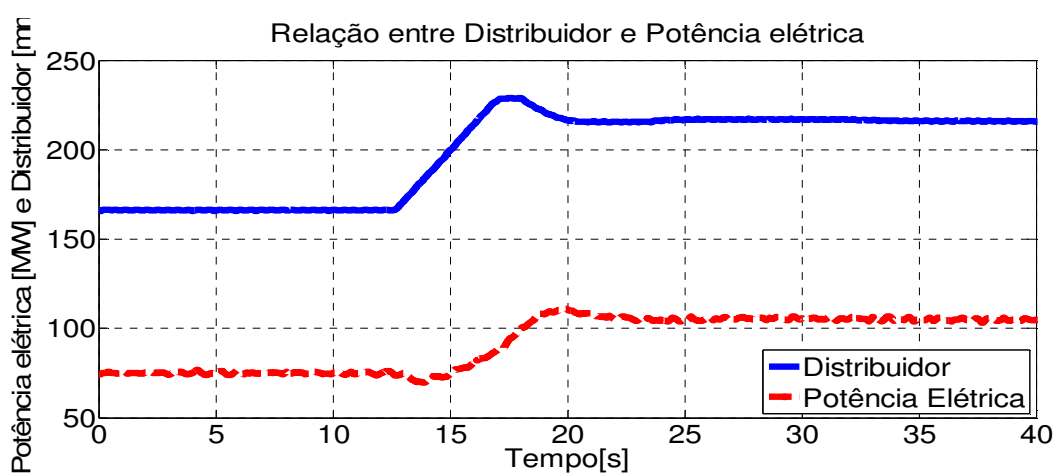


Figura 2.18 – Relação entre abertura do distribuidor e potência elétrica

Fonte: (O autor, 2016)

2.4 Modelo Matemático do Gerador

O comportamento dinâmico dos geradores dentro de um sistema de energia é de fundamental importância para a qualidade geral da fonte de alimentação. O gerador síncrono converte energia mecânica em energia elétrica em uma tensão e frequência específicas (MUNOZ-HERNANDEZ, 2013). O comportamento dinâmico do sistema composto pelos rotores da turbina, pelo gerador e pela carga elétrica é bem estabelecido na literatura através das equações mecânicas de uma máquina rotativa, as quais são baseadas na equação do balanço de uma massa girante. Na Figura 2.19 apresenta-se o diagrama de blocos de um gerador que pode ser visto em Munoz-Hernandez (2013).

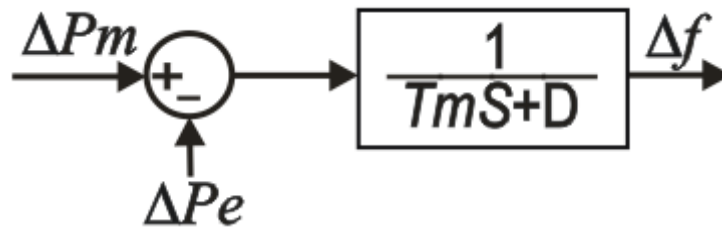


Figura 2.19 – Diagrama de blocos do gerador e carga

Fonte: (O autor, 2016)

Nesse diagrama ΔP_e é a variação da potência consumida pela carga em pu, ΔP_m é a variação da potência mecânica fornecida pelo gerador, T_m é a constante de tempo do gerador, D é o termo de amortecimento em pu, e Δf a frequência em pu.

2.5 Comentários Sobre o Capítulo

Neste capítulo, foi apresentado o modelo do sistema de controle de velocidade da usina hidrelétrica sob estudo. Um enfoque maior foi dado à modelagem do conjunto conduto/turbina. Foram apresentados os principais modelos matemáticos de conjuntos conduto/turbinas utilizados na literatura e mostradas as suas principais características. No próximo capítulo, um novo modelo matemático de um conjunto conduto/turbina é apresentado.

3 MODELO DE TURBINA PROPOSTO

Neste capítulo, um novo modelo matemático de um conjunto conduto/turbina é apresentado. O novo modelo matemático é baseado nos modelos de turbinas apresentados no Capítulo 2 e incorpora elementos que tem como objetivo melhorar a aproximação do sistema em diferentes pontos de operação. Este novo modelo foi validado com dados de medição em campo realizados em uma UHE com Turbina Francis.

3.1 Proposta para Modelos de Conduto/Turbina

Após analisar os modelos matemáticos de turbinas apresentados no Capítulo 2, sentiu-se a necessidade de um modelo que tivesse um bom desempenho tanto em regime permanente quanto em regime transitório. Para um bom desempenho em regime transitório, o modelo deve ser capaz de “auto ajustar” o valor de T_w de acordo com a variação da vazão e da altura. Isto se torna importante quando há variações no ponto de operação da usina, como por exemplo, na retirada ou aumento de carga. Nestes casos, o ajuste do parâmetro T_w melhora a capacidade do modelo em representar o sistema real. Em vista disso, com o intuito de tornar o parâmetro T_w adaptativo, o novo modelo de turbina proposto pretende atualizar o valor de T_w com a variação da vazão e da altura.

Outro fator importante na modelagem do novo conjunto conduto/turbina é que ele também apresente um bom desempenho em regime permanente. No Capítulo 2 foi visto que tanto o modelo do Kundur (1994) quanto o modelo do IEEE (1992) apresentam alguns problemas de ajuste em regime permanente. Este problema foi identificado e chegou-se a conclusão de que isso acontecia pelo ajuste do parâmetro A_t . Através de simulações, foi percebido que se cada modelo tivesse dois parâmetros A_t este problema poderia ser resolvido. Assim, na modelagem do novo conjunto conduto/turbina utilizam-se dois parâmetros de ajuste chamados de A_{t_pre} e A_t .

Como o novo modelo matemático da turbina proposta foi baseado nos modelos do Kundur (1994) e do IEEE (1992), vale ressaltar que esse novo modelo também leva em consideração as seguintes hipóteses simplificadoras:

- Sem chaminé de equilíbrio;
- Os efeitos do golpe de aríete na tubulação são desprezados;
- Coluna de água inelástica;
- A água é incompressível (sem variação de densidade durante o escoamento) na tubulação do conduto forçado;
- A resistência hidráulica é desprezível.

As relações matemáticas do modelo proposto são semelhantes às equações encontradas em (IEEE, 1992) e (KUNDUR, 1994). No entanto, agora há de se considerar o parâmetro $Atpre$ e algumas diferentes relações no que diz respeito ao parâmetro Tw . As equações devem ser capazes de relacionar a posição do distribuidor, a vazão, a altura da queda, a constante de tempo de inércia da água, a vazão para suprir as perdas em vazio da turbina e a potência mecânica.

A principal relação matemática a ser apresentada é a da potência mecânica, que pode ser vista na equação (3.1).

$$P_{mu} = Ath_u(Q_u - Q_{nlu}), \quad (3.1)$$

sendo h_u a altura da coluna de água em pu, Q_u a vazão em pu, Q_{nlu} a vazão necessária para suprir as perdas a vazio da turbina em pu e At é a relação para mudança de base da turbina para o gerador. Além disso:

$$h_u = \left(\frac{Q_u}{G_u}\right)^2 \quad (3.2)$$

Em regime permanente, $Q_u = G_u$, logo $h_u = 1$ como pode ser observado nos diagramas de blocos das Figuras 2.10 e 2.11. Reescrevendo a equação da potência mecânica, vem:

$$P_{mu} = At(G_u - Q_{nlu}), \quad (3.3)$$

mas, tem-se que

$$G_u = DAtpre, \quad (3.4)$$

desta forma, a equação da potência mecânica em regime permanente torna-se:

$$P_{mu} = At(DAtpre - Q_{nlu}). \quad (3.5)$$

Da equação anterior tem-se duas incógnitas (At e $Atpre$), e portanto são necessários dois pontos de operação para a determinação dos mesmos, pois nestes pontos (P_{mu} , D e Q_{nlu}) são conhecidos. Outra forma de encontrar esses valores é mantendo um dos valores fixos e ir alterando o outro, até que se chegue a uma condição aceitável de operação. Com isto tem-se uma proposta para a solução em regime permanente.

Voltando agora para o problema encontrado em regime transitório, tem-se que relacionando a variação da vazão, a altura equivalente da potência hidráulica e o parâmetro T_w , retorna-se a equação 2.11:

$$\frac{dQ_u}{dt} = \frac{(1 - h_u - h_{1u})}{T_w}. \quad (3.6)$$

Da hipótese simplificadora que desconsidera as perdas por atrito no conduto, sendo h_{1u} a altura equivalente às perdas no conduto em pu, tem-se então que $h_{1u} = 0$, com isto, tem-se:

$$\frac{dQ_u}{dt} = \frac{(1 - h_u)}{T_w}, \quad (3.7)$$

onde, da equação (2.12):

$$T_w = \frac{l}{Ag} \frac{Q_{base}}{h_{base}}. \quad (3.8)$$

Reescrevendo a equação (3.8), tem-se que:

$$T_w = \frac{l}{Ag} \frac{Q/Q_u}{h/h_u}. \quad (3.9)$$

Rearranjando a equação (3.9), tem-se:

$$T_w = \frac{l}{Ag} \frac{Q h_u}{h Q_u} = \frac{l}{Ag} \frac{Q h_u}{h Q_u} = T_w' \frac{h_u}{Q_u}. \quad (3.10)$$

Substituindo (3.10) em (3.7) tem-se:

$$\frac{dQ_u}{dt} = \frac{(1 - h_u)}{T_w' h_u} Q_u. \quad (3.11)$$

Desta forma definindo,

$$T_{wn} = T_w' h_u. \quad (3.12)$$

Observa-se que em condições nominais $T_{wn} = T_w$, pois $h_u = 1$ e $T_w' = T_w$. Com isto, chega-se a:

$$\frac{dQ_u}{dt} = \frac{(1 - h_u)}{T_{wn}} Q_u. \quad (3.13)$$

Das equações anteriores, chega-se ao modelo proposto apresentado na Figura 3.1.

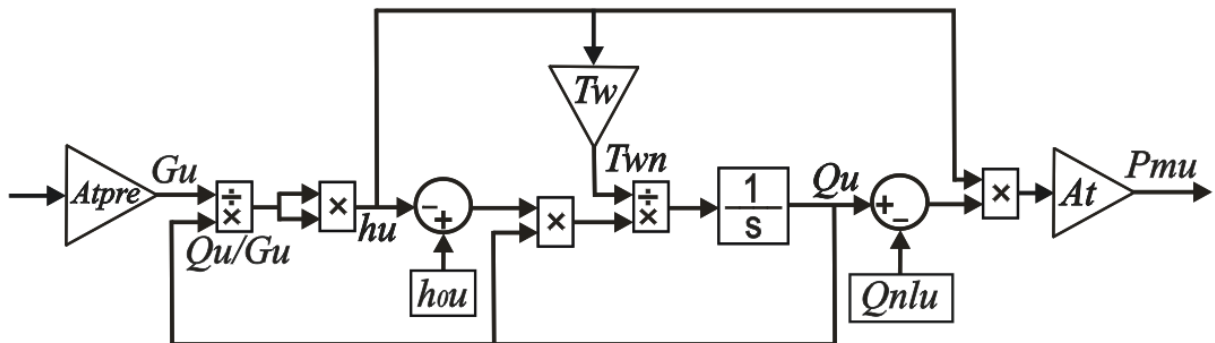


Figura 3.1 – Modelo matemático do conjunto conduto/turbina proposto

Fonte: (O AUTOR, 2016)

Na Figura 3.1, G_u é a posição do distribuidor em pu, Q_u é a vazão em pu, h_u é a altura em pu, h_{0u} é o valor de estado estacionário inicial de h em pu, T_w é a constante de tempo de inércia da água em segundos, Q_{nlu} é a vazão necessária

para suprir as perdas em vazio da turbina em pu, $1/s$ é o integrador, Pmu é a potência mecânica fornecida pela turbina em pu. Twn é o parâmetro que será medido para observar a relação entre o Tw , a vazão e altura.

Há duas diferenças cruciais no modelo apresentado: (a) os ganhos $Atpre$ e At e (b) parâmetro Tw . No modelo proposto, diferentemente dos modelos já existentes, há dois ganhos de ajuste. Isso permite que o modelo seja ajustado para pontos distintos de operação simultaneamente. A outra diferença está na posição do parâmetro Tw . Nos modelos existentes, o parâmetro Tw utilizado como constante de integração é fixo, já no modelo proposto, como pode ser visto na Figura 3.1, uma nova variável Twn é utilizada como constante de integração, esta torna-se adaptativa conforme há variação no distribuidor e na vazão, relação esta expressa na altura. Essa relação de altura simulada ($h_u = \left(\frac{Q_u}{G_u}\right)^2$) e o Tw , que gera Twn faz que o modelo do conjunto conduto/turbina seja agora projetado para qualquer ponto de operação da usina. Com isto tem-se uma proposta para a solução em regime transitório.

Agora que o novo modelo matemático da turbina foi apresentado, parte-se para a validação desse modelo a partir de dados reais de medição em uma UHE com Turbina Francis, como pode ser observado na próxima seção.

3.2 Validação do Modelo do Conjunto Conduto/Turbina

A fim de validar o modelo do conjunto conduto/turbina proposto neste capítulo e demonstrar sua aplicabilidade, são apresentados resultados da potência mecânica medida, em uma UHE com Turbina Francis, e simulada em diferentes condições de operação.

O primeiro caso contém os sinais referentes à posição do distribuidor e à potência mecânica quando foi aplicado em campo um degrau no valor de referência da potência. Este caso é apresentado na Subseção 3.2.1.

No segundo caso, trata-se de simular o desinterligamento da UHE do SIN e analisar o comportamento dinâmico do sistema isolado no restabelecimento do equilíbrio entre carga e geração. Para tanto, três condições de operação são analisadas em simulação, alterando-se o percentual de carga demandada da UHE. Este caso é apresentado na Subseção 3.2.2.

3.2.1 Resposta ao Degrau

No capítulo 2 foram apresentados os modelos de turbinas existentes na literatura e o comportamento dos mesmos, ressaltando suas lacunas e demais características. Agora, depois de ter apresentado o modelo de turbina proposto, será realizada uma comparação entre os modelos apresentados e o novo modelo. Para tanto, são utilizados dados de medição da resposta ao degrau no valor de referência da potência da máquina.

Essa comparação é realizada introduzindo os dados de campo medidos do distribuidor na entrada de cada modelo e comparando-se o valor apresentado na potência dos modelos com o valor medido. Esses dados de campo foram medidos em um dia normal de operação da usina. A aplicação dos dados de campo do distribuidor nos modelos matemáticos das turbinas no SIMULINK pode ser visto na Figura 3.2.

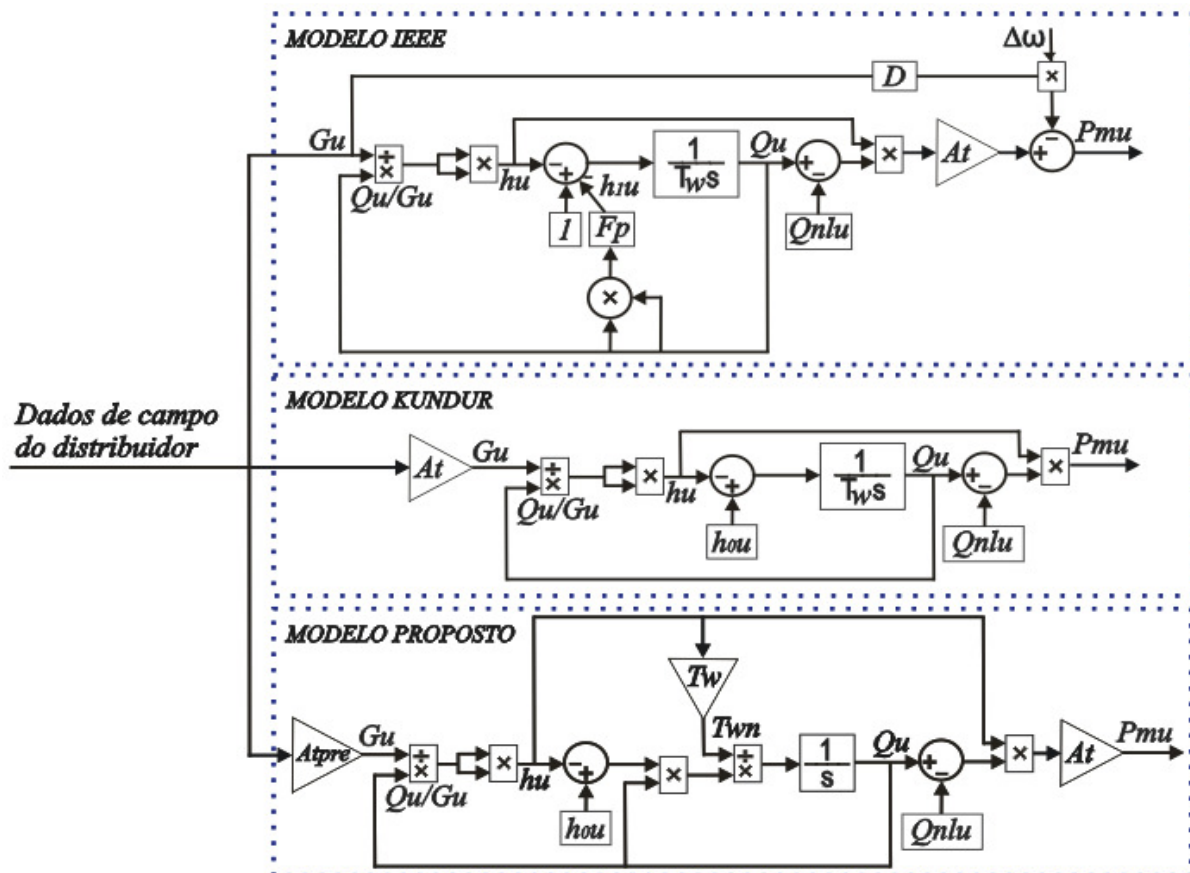


Figura 3.2 – Simulações para um degrau de potência

Fonte: (O autor, 2016)

Como as simulações utilizam dados reais coletados em campo, é pertinente utilizar nos modelos simulados alguns dados obtidos da usina. Um desses dados é o valor de T_w . O T_w nominal da turbina das unidades geradoras da usina hidrelétrica sob estudo é calculado através da equação (2.12) e baseado nos valores da Tabela (2.1).

O ajuste dos parâmetros A_{pre} e A_t também foram feitos de maneira cuidadosa, uma vez que eles foram ajustados de tal maneira que o novo modelo proposto apresentasse um bom desempenho para os dois pontos de operação no momento do degrau de potência. Os valores dos parâmetros utilizados nas simulações podem ser vistos na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Parâmetros das turbinas utilizados nas simulações

Parâmetro	Modelo Kundur	Modelo IEEE	Modelo Proposto
T_w	1,94	1,94	1,94
F_p	-	0	-
Q_{nlu}	0,12	0,12	0,12
hou	1	1	1
A_t	1,12	1,12	1,52
A_{pre}	-	-	0,79
D	-	0	-

Fonte: (O autor, 2016)

Para simular o comportamento da potência mecânica, adota-se os valores da Tabela 3.2, considerando a UHE estudada. Na Figura 3.3 (a) tem-se o comportamento do distribuidor no momento da aplicação de um degrau de potência na usina. Na Figura 3.3 (b) tem-se o comportamento da potência mecânica dos modelos, percebe-se que a potência mecânica do modelo proposto é a que melhor se ajusta para os dados de campo. Isso acontece graças à atualização do parâmetro T_w , que pode ser visto na Figura 3.3 (c).

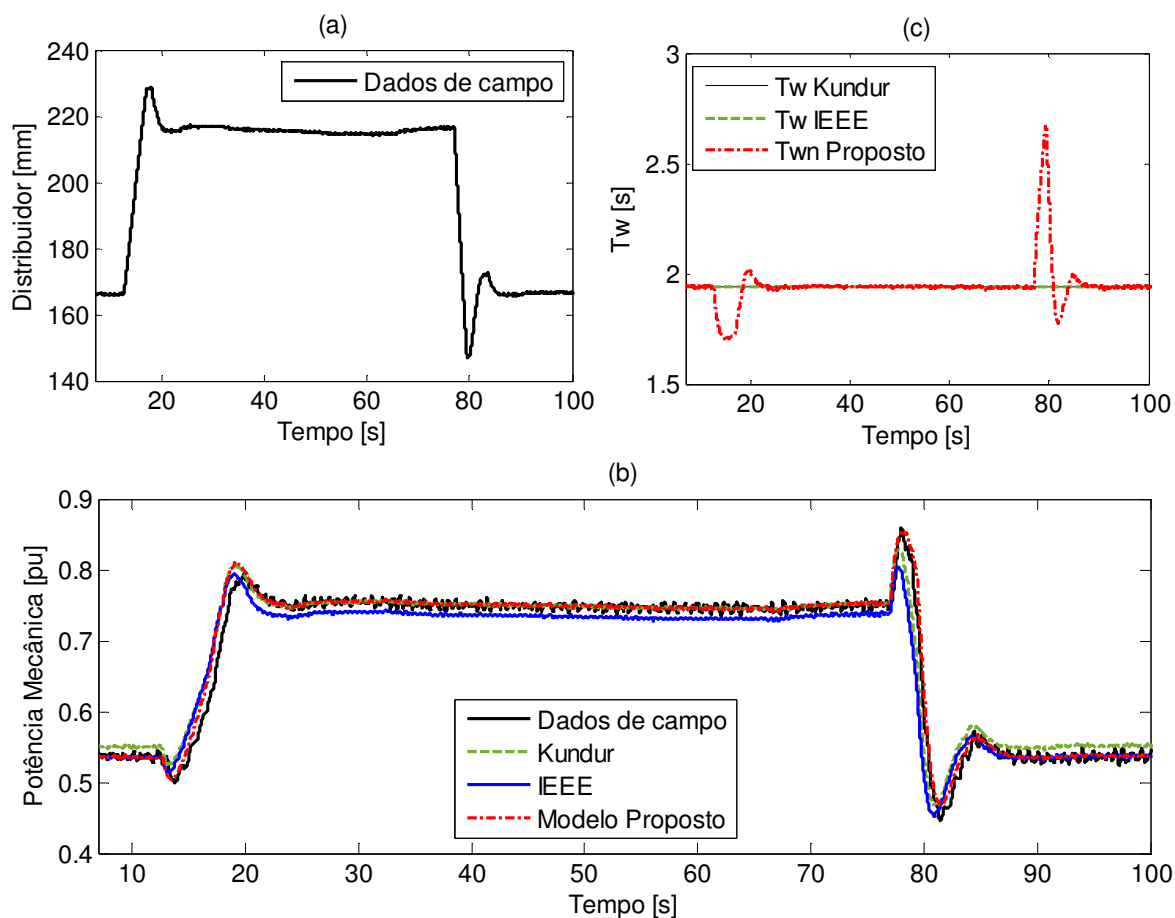


Figura 3.3 – Resultados para o primeiro degrau de potência

Fonte: (O autor, 2016)

Através da Figura 3.3 (b), pode-se calcular o Erro Médio Quadrático (MSE) entre a potência mecânica dos dados de campo com os dados obtidos através das simulações dos modelos de turbinas apresentados. Estes valores podem ser vistos na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Desempenho do modelo proposto para primeiro degrau de potência

Parâmetro	IEEE	Kundur	Proposto
MSE	4,6977e-04	3,2688e-04	1,6685e-04

Fonte: (O autor, 2016)

Assim, pode-se concluir que o modelo proposto foi o que mais se aproximou dos dados de campo, tanto em regime permanente quanto em regime transitório. O bom comportamento em regime permanente deve-se aos ajustes do parâmetro At e $Atpre$. Já o bom desempenho em regime transitório, deve-se ao ajuste do parâmetro

T_w , que agora é atualizado sempre que houver alguma variação da vazão e da altura.

A fim de evidenciar o desempenho do modelo proposto, expandiu-se a Figura 3.3 (b) e deixou-se apenas os dados de campo e a resposta do modelo proposto, como pode ser visto na Figura 3.4.

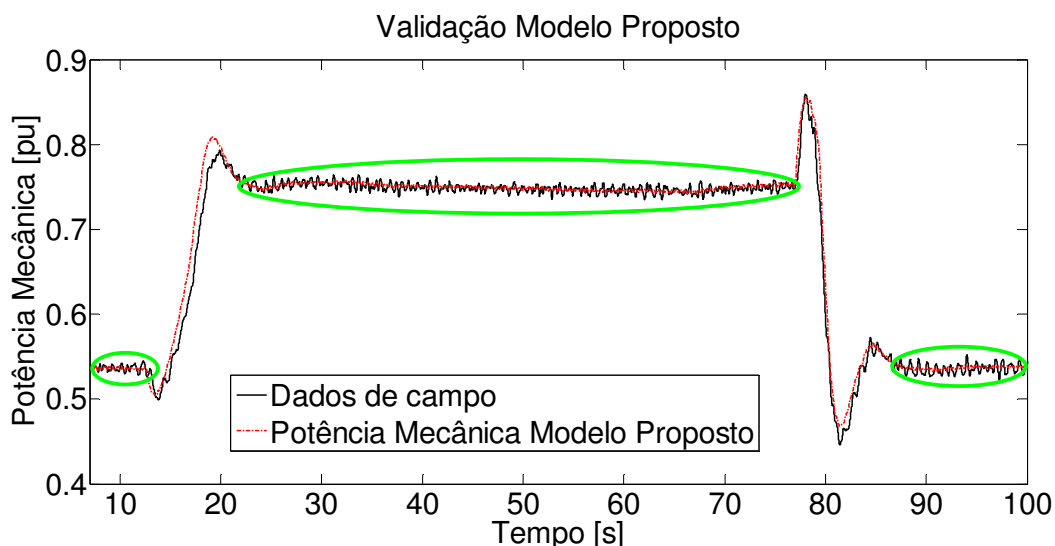


Figura 3.4 – Relação em regime entre os dados de campo e modelo proposto

Fonte: (O autor, 2016)

Ao observar a Figura 3.4, percebe-se que a resposta da potência mecânica do modelo proposto foi satisfeita para os dois pontos de operação do sistema em regime permanente e também foi satisfeita em regime transitório.

Outro conjunto de dados foi utilizado a fim de verificar o comportamento dos modelos do conjunto conduto/turbina. Obteve-se, portanto, a curva apresentada na Figura 3.5 (a), que representa o comportamento do distribuidor no momento da aplicação de um degrau de potência na usina. Na Figura 3.5 (b) tem-se o comportamento da potência mecânica dos modelos, percebe-se que a potência mecânica do modelo proposto é a que melhor se ajusta com os dados de campo. Isso acontece graças à atualização em tempo real do parâmetro T_w , que pode ser visto na Figura 3.5 (c).

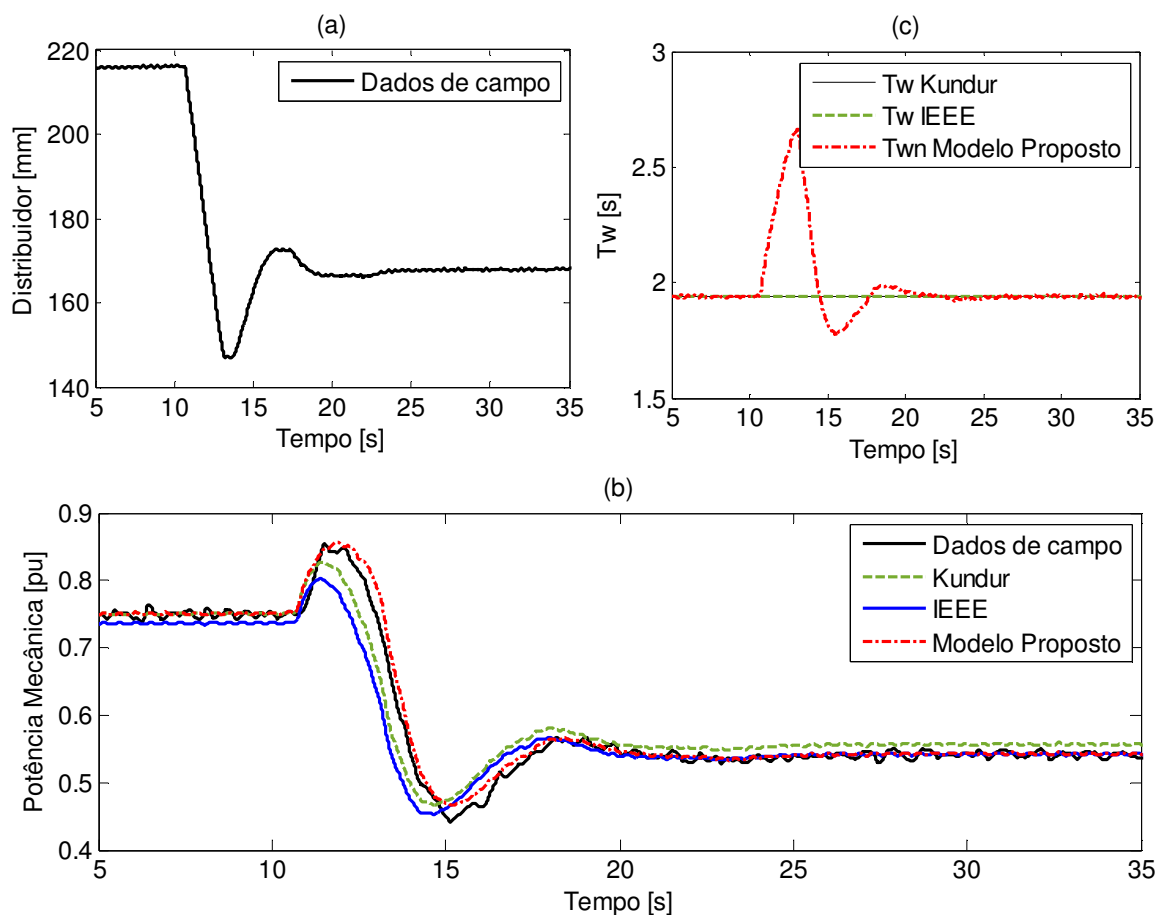


Figura 3.5 – Resultados para o segundo degrau de potência

Fonte: (O autor, 2016)

Através da Figura 3.5 (b), pode-se calcular o Erro Médio Quadrático (MSE) entre a potência mecânica dos dados de campo com os dados obtidos através das simulações dos modelos de turbinas apresentados. Estes valores podem ser vistos na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 – Desempenho do modelo proposto para segundo degrau de potência

Parâmetro	IEEE	Kundur	Proposto
MSE	7.1904e-04	4.8273e-04	3.3120e-04

Fonte: (O autor, 2016)

Observando a Figura 3.5 (b) percebe-se que a resposta da potência mecânica do modelo proposto foi satisfeita para os dois pontos de operação do sistema em regime permanente. Já o desempenho em regime transitório, deve-se ao ajuste do parâmetro T_w que agora é atualizado sempre que houver alguma variação

da vazão e da altura. O bom comportamento em regime transitório pode ser visto na Figura 3.6.

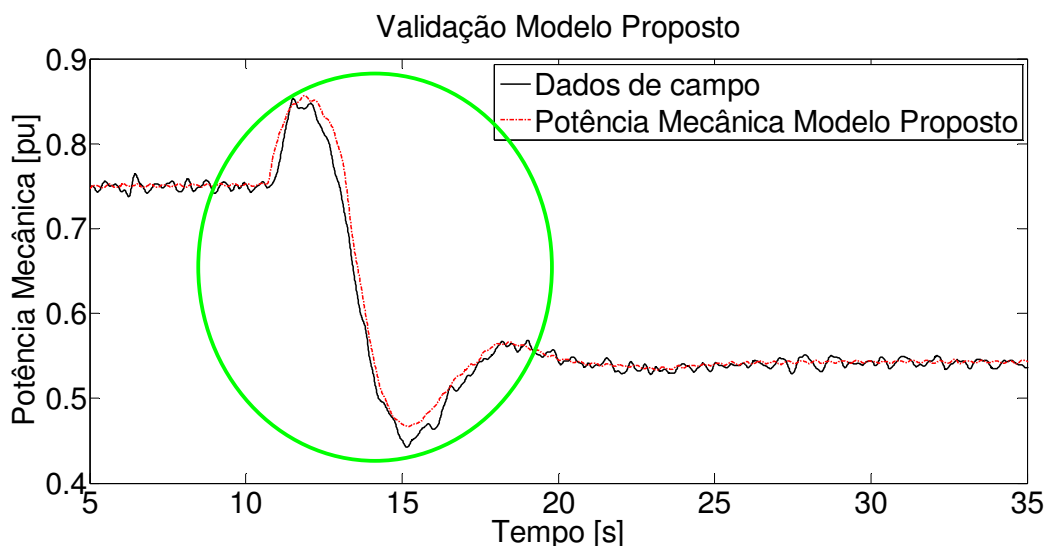


Figura 3.6 – Relação em transitório entre os dados de campo e o modelo proposto

Fonte: (O autor, 2016)

Observando os gráficos apresentados até aqui, e calculando o Erro Médio Quadrático (MSE) das potências mecânicas, pode-se dizer que o modelo proposto foi o que apresentou um melhor desempenho, pois sua resposta foi a que melhor se aproximou dos dados de campo, tanto em regime permanente quanto em regime transitório.

3.2.2 Simulações de Variação de Carga

Nesta seção, analisa-se a dinâmica do sistema de controle da usina operando com o novo modelo de turbina proposto neste capítulo em situação ilhada, isto é, desconectada do sistema interligado. As simulações realizadas visam verificar o comportamento da frequência da máquina em situações onde, logo após o ilhamento, a usina ficou com uma demanda de potência diferente daquela que estava sendo fornecida antes da ocorrência. Isso faz com que exista um transitório de frequência até a chegada do regime permanente. Nessas simulações também são verificados o comportamento da vazão e do T_w de cada modelo de turbina apresentado até o momento.

Para essas simulações, é utilizado todo o sistema de controle de velocidade da usina apresentado no Capítulo 2. Para tanto, é necessário atribuir valores aos componentes descritos naquele capítulo. Essas simulações são realizadas no *software* ANATEM e os valores dos componentes podem ser vistos na Tabela 3.4. Os valores de K1 a K7 são referentes ao modelo da malha hidráulica e seus valores são baseados nos valores utilizados na usina sob estudo.

Tabela 3.4 – Valores dos parâmetros da usina

Parâmetro	Modelo Kundur	Modelo IEEE	Modelo Proposto
<i>K_{pr}</i>	2,5	2,5	2,5
<i>K_v</i>	0,15	0,15	0,15
<i>T_v</i>	1	1	1
<i>T_n</i>	20	20	20
<i>K1</i>	4	4	4
<i>K2</i>	4	4	4
<i>K3</i>	0,6921	0,6921	0,6921
<i>K4</i>	4,6285	4,6285	4,6285
<i>K5</i>	4,0369	4,0369	4,0369
<i>K6</i>	9,0104	9,0104	9,0104
<i>K7</i>	17,237	17,237	17,237

Fonte: (O autor, 2016)

Nestas simulações, atribui-se ao valor de T_w seu valor nominal que é de 2,17 s, portanto os valores dos parâmetros das turbinas utilizados nas simulações podem ser vistos na Tabela 3.5.

Tabela 3.5 – Valores dos parâmetros das turbinas

Parâmetro	Modelo Kundur	Modelo IEEE	Modelo Proposto
<i>Tw</i>	2,17	2,17	2,17
<i>Fp</i>	-	0	-
<i>Qnl</i>	0,12	0,12	0,12
<i>ho</i>	1	1	1
<i>At</i>	1,12	1,12	1,52
<i>Atpre</i>	-	-	0,79
<i>D</i>	-	0	-

Fonte: (O autor, 2016)

Os valores das Tabelas 3.4 e 3.5 são utilizados nas próximas simulações deste capítulo.

3.2.2.1 Simulações com Diminuição de Carga

Para simular esta situação, adotam-se os valores dos parâmetros das Tabelas 3.4 e 3.5 e uma perturbação de carga obtida através dos *softwares* ANATEM e ANAREDE, considerando-se a UHE estudada e a condição de carga definida. Obteve-se, portanto, a curva de perturbação apresentada na Figura 3.7 (a), que representa a desinterligação da UHE ao SIN, operando em condição isolada e devendo atender a demanda de carga. Inicialmente, a geração da UHE estava em 95% e após a desinterligação a carga remanescente é de 50%, devendo a UHE atender esta demanda de carga de forma isolada. O comportamento da frequência para este caso pode ser visto na Figura 3.7 (b). A Figura 3.7 (c) mostra o comportamento do parâmetro *Tw* da turbina.

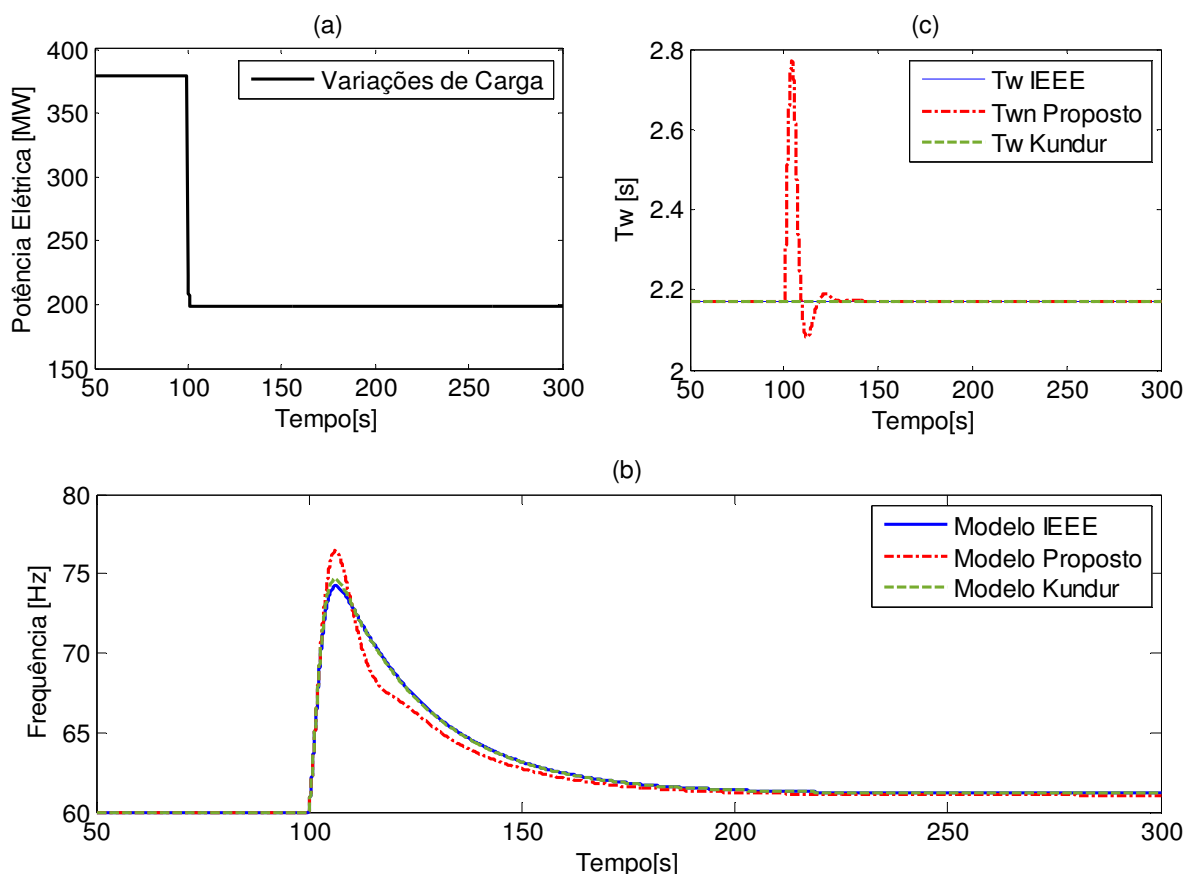


Figura 3.7 – Respostas para uma diminuição de carga

Fonte: (O AUTOR, 2016)

Observando a Figura 3.7 (b) percebe-se que a frequência de restabelecimento fica em torno de 61 Hz, o que ocorre devido ao estatismo permanente presente nesta malha de controle, levando a frequência de referência para este patamar. Para a manutenção da frequência em 60 Hz, seria necessário que o controlador secundário, ou seja, o CAG alterasse o valor de referência desta malha de controle. Ainda observando a Figura 3.7 (b), percebe-se que a frequência do modelo proposto possui um pico mais elevado, como pode ser visto na Tabela 3.6. A atualização do parâmetro T_w , não presente nos outros modelos, fez com que a frequência atingisse valores mais elevados.

Tabela 3.6 – Desempenho dos sinais para uma diminuição de carga

Parâmetro	IEEE	Proposto	Kundur
Valor máximo da frequência	74,23 Hz	76,46 Hz	74,69 Hz
Tempo de acomodação (T_s) $\pm 2\%$	160 s	140 s	160 s

Fonte: (O autor, 2016)

Para um critério de $\pm 2\%$, o tempo de acomodação do modelo proposto foi menor que o tempo de acomodação dos outros modelos.

3.2.2.2 Simulações com Aumento de Carga

Para simular esta situação, adotam-se os valores dos parâmetros das Tabelas 3.4 e 3.5 e uma perturbação de carga obtida através dos *softwares* ANATEM e ANAREDE, considerando-se a UHE estudada e a condição de carga definida. Obteve-se, portanto, a curva de perturbação apresentada na Figura 3.8 (a), que representa a desinterligação da UHE ao SIN, operando em condição isolada e devendo atender a demanda de carga. Inicialmente, a geração da UHE estava em 50% e após a desinterligação a carga remanescente é de 95%, devendo a UHE atender esta demanda de carga de forma isolada. O comportamento da frequência para este caso pode ser visto na Figura 3.8 (b). A Figura 3.8 (c) mostra o comportamento do parâmetro T_w da turbina.

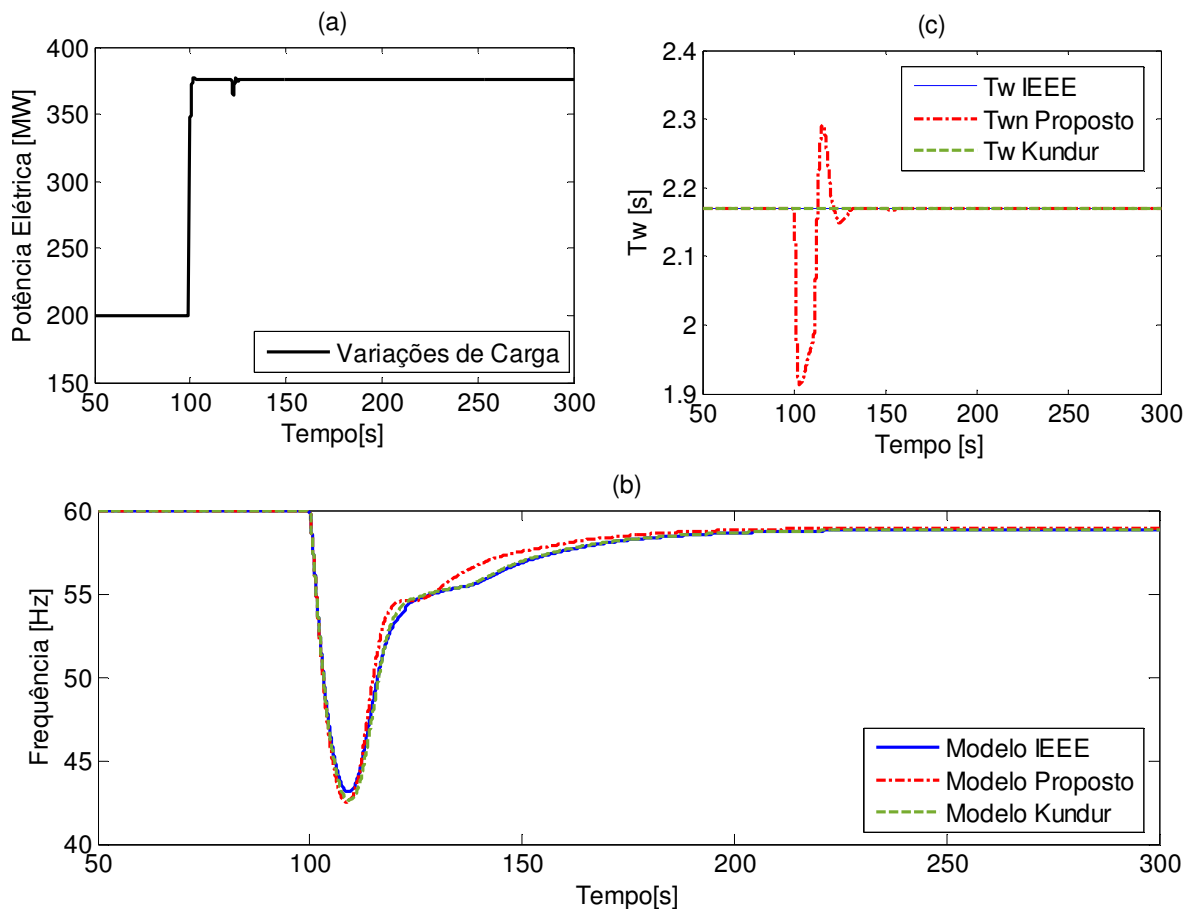


Figura 3.8 – Respostas para um aumento de carga

Fonte: (O AUTOR, 2016)

Observando a Figura 3.8 (b), percebe-se que todos os modelos têm inicialmente um grande desvio na frequência do gerador, mas esta é restabelecida, em torno de 58,5 Hz devido ao estatismo permanente. Pode-se notar que o modelo proposto apresenta um valor de pico um pouco maior que os outros modelos. O valor deste sobre sinal pode ser visto na Tabela 3.7. Para um critério de $\pm 2\%$, o tempo de acomodação do modelo proposto foi menor que o tempo de acomodação dos outros modelos.

Tabela 3.7 – Desempenho dos sinais para um aumento de carga

Parâmetro	IEEE	Proposto	Kundur
Valor máximo da frequência	43,12 Hz	42,51 Hz	42,63 Hz
Tempo de acomodação (Ts) $\pm 2\%$	160 s	140 s	160 s

Fonte: (O autor, 2016)

3.2.2.3 Simulações com Diminuição e Aumento de Carga

Até o momento já foram realizados testes de aumento e diminuição de carga em situações distintas. Agora, serão realizadas algumas simulações onde ocorrem aumento e diminuição de carga simultaneamente. Para simular esta situação, consideram-se algumas perturbações de carga obtidas através dos softwares ANATEM e ANAREDE. Obteve-se, portanto, a curva de perturbação apresentada na Figura 3.9 (a), que representa a desinterligação da UHE ao SIN, operando-se em condição isolada e devendo atender a demanda de carga. Inicialmente, a geração da UHE estava em 95%. No instante 100 segundos, a carga passou para 50% e manteve-se assim até o instante 150 segundos onde passou a operar com 75%. No instante 200 segundos a carga cai novamente passando a ficar com apenas 25% e no instante 250 segundos ela retorna e permanece em 50%. O comportamento da frequência para este caso pode ser visto na Figura 3.9 (b). A Figura 3.9 (c) mostra o comportamento do parâmetro T_w da turbina.

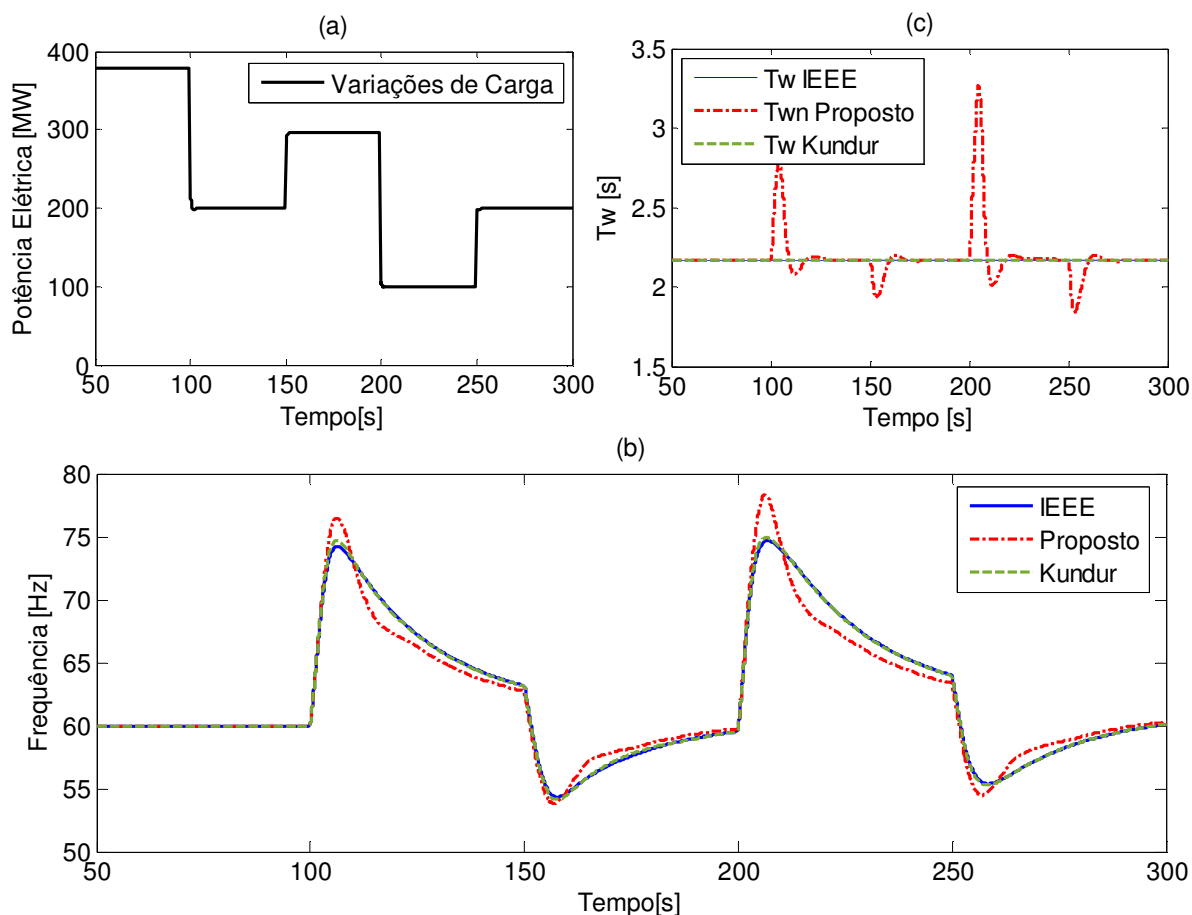


Figura 3.9 – Respostas para diminuição e aumento de carga

Fonte: (O AUTOR, 2016)

Observando a Figura 3.9 (b) percebe-se que a resposta da frequência do modelo proposto apresenta um pico mais elevado em comparação aos outros dois modelos. Em casos reais, esse pico também está presente, pois ele está intimamente ligado com a variação do T_w . O valor deste pico pode ser visto na Tabela 3.8. Neste caso, o sinal acomoda apenas após o último aumento de carga.

Tabela 3.8 – Desempenho dos sinais para uma diminuição e aumento de carga

PERTURBAÇÃO	MODELOS DE TURBINAS/VALORES		
	IEEE	Proposto	Kundur
1° - Diminuição de 45%			
Valor máximo da frequência	74,23 Hz	76,46 Hz	74,69 Hz
2° - Aumento de 25%			
Valor máximo da frequência	54,34 Hz	53,83 Hz	54,13 Hz
3° - Diminuição de 50%			
Valor máximo da frequência	74,67 Hz	78,31 Hz	74,92 Hz
4° - Aumento de 25%			
Valor máximo da frequência	55,37 Hz	54,47 Hz	55,26 Hz
Tempo de acomodação (Ts) $\pm 2\%$	300 s	300 s	300 s

Fonte: (O autor, 2016)

3.3 Comentários Sobre o Capítulo

Neste capítulo foi apresentado um novo modelo matemático de turbina hidráulica. A apresentação deste modelo foi feita através de equações e de um diagrama de blocos. Após a justificativa e apresentação do modelo, foram realizados alguns testes para analisar o desempenho deste modelo em comparação com dois modelos já existentes. O modelo proposto, para a usina hidrelétrica sob estudo, apresentou um melhor desempenho, tanto em regime permanente quanto em transitório. Assim, encerrou-se a primeira contribuição desta dissertação.

4 CONTROLADOR PROPOSTO

Uma UHE precisa, para o seu correto funcionamento, de governadores ou controladores de velocidade que a mantenham funcionando a valores nominais de operação. O sistema de controle de velocidade consiste de um controlador e do amplificador hidráulico, conforme mostrado no capítulo 2.

Normalmente, utilizam-se controladores PID em reguladores de velocidade mecânico-hidráulico e eletro-hidráulico. Nos últimos anos, estes controladores analógicos têm sido substituídos por controladores digitais. Assim, é possível, inserir outras técnicas de controle, como por exemplo, os que utilizam os conceitos da inteligência artificial (AI).

Conforme foi mencionado nos capítulos iniciais, a usina hidrelétrica sob estudo utiliza um controlador PID com ganhos fixos. Visto que a dinâmica da usina varia em função do ponto de operação, normalmente controladores PID com ganhos fixos possuem desempenho comprometido nestas condições onde a usina opera em diferentes condições. Em vista disso, este trabalho propõe um controlador PID com ganhos variáveis sintonizado *on-line* por um supervisor *fuzzy*. Esse controlador é comparado com um controlador otimizado sintonizado por algoritmos genéticos e também é comparado com uma sugestão de sintonia para o controlador PID da referida usina. Assim, este capítulo apresenta: a) a teoria sobre controladores PID; b) a teoria e o projeto do controlador PI otimizado; c) o projeto do controlador PID *fuzzy*; d) estudos de caso para avaliação do desempenho do controlador proposto.

4.1 Controlador PID

Nesta seção, será apresentado o primeiro controlador que será utilizado na comparação do controlador PID *fuzzy* que será proposto nesta dissertação. Este controlador está sendo atualmente utilizado na usina hidrelétrica sob estudo. Este controlador é um controlador PID formado pela ação de controle proporcional, ação de controle integral e ação de controle derivativa. A equação de um controlador com estas ações combinadas é dada por:

$$u(t) = K_p e(t) + \frac{K_p}{T_i} \int_0^t e(t) dt + K_p T_d \frac{de(t)}{dt}, \quad (4.6)$$

ou pela função de transferência:

$$\frac{U(s)}{E(s)} = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right), \quad (4.7)$$

onde K_p representa o ganho proporcional, T_d representa o tempo derivativo e T_i representa o tempo integral. Estas ações visam melhorar tanto a resposta do regime transitório como a resposta do regime permanente. Estas ações variam em função das características da instalação hidráulica, da potência demandada, das características da máquina, entre outros fatores. A Figura 4.1 apresenta uma das topologias de um controlador PID.

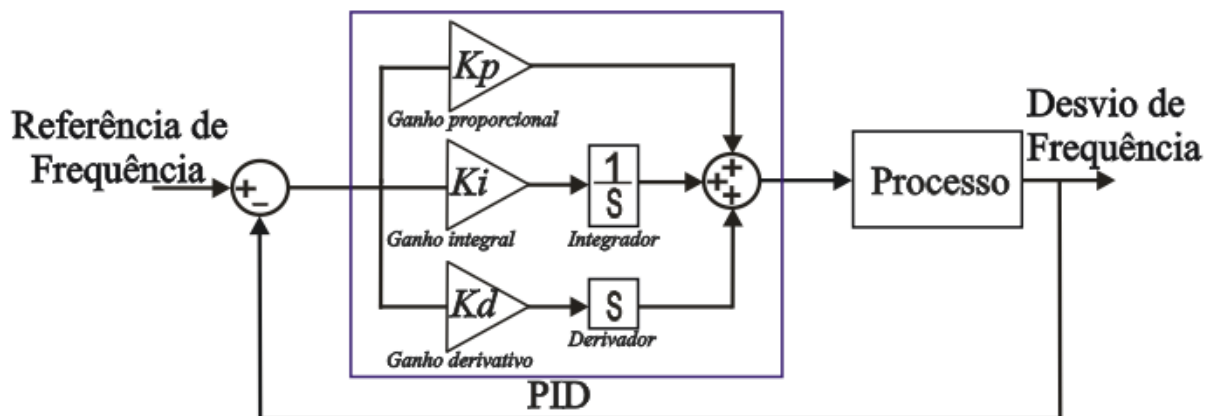


Figura 4.1 – Topologia de um controlador PID

Fonte: (KOU et al., 2010)

O controlador PID que está em uso na usina sob estudo foi projetado para ter uma boa atuação em um determinado ponto de operação, no momento em que há alterações nesse ponto de operação, o controlador pode apresentar um desempenho aquém do desejado. Essa variação do ponto de operação da usina pode ser representada por ΔP_L que é a variação da potência elétrica consumida pela carga. A estrutura deste controlador pode ser vista na Figura 4.2.

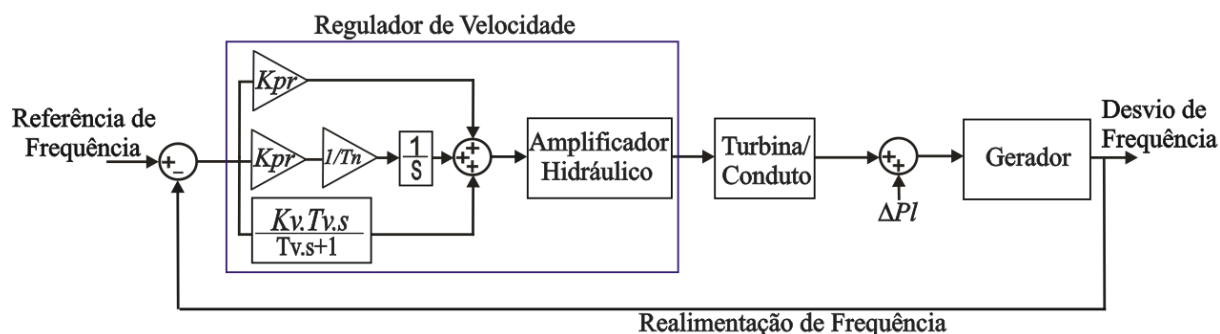


Figura 4.2 – Controlador utilizado atualmente na UHE sob estudo

Fonte: O autor (2016)

No controlador PID da Figura 4.2, a constante K_{pr} é o ganho proporcional do regulador de velocidade, T_n é a constante de tempo do integrador do regulador de velocidade, K_v é o ganho derivativo do regulador de velocidade e T_v é a constante de tempo do derivador do regulador de velocidade. Os valores destes parâmetros podem ser vistos na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Parâmetros do controlador PID utilizado na UHE sob estudo

Parâmetro	Sigla	Valor
Ganho Proporcional	K_{pr}	2,5
Cte Tempo Integrador	T_n	20
Ganho Derivativo	K_v	0,15
Cte Tempo Derivador	T_v	1

Fonte: (O autor, 2016)

O projeto de um controlador PID para SEP's, necessariamente deve garantir a estabilidade para toda uma classe de funções de transferência que representam o conjunto de incertezas formado pelas variações da carga e dos parâmetros das turbinas, e não apenas para uma função de transferência nominal. Isto significa que à medida que um nível de potência é solicitado para suprir as cargas, o controlador deve levar em consideração a dinâmica originada por estas variações.

4.2 Controlador PI Sintonizado por Algoritmos Genéticos

Nesta seção, apresenta-se o segundo controlador que será utilizado na comparação de desempenho do controlador PID *fuzzy* proposto neste trabalho. Este controlador é um controlador PI sintonizado por Algoritmos Genéticos e pode ser visto na Figura 4.3. Este controlador foi desenvolvido no trabalho de (HIOKI, 2016) que por sua vez baseou seus estudos nos trabalhos de (PELACINI, 2015) e (NATARAJAN, 2005). Hioki (2016), para o projeto do controlador PI, também baseou seus estudos nos dados da usina hidrelétrica sob estudo nesta dissertação.

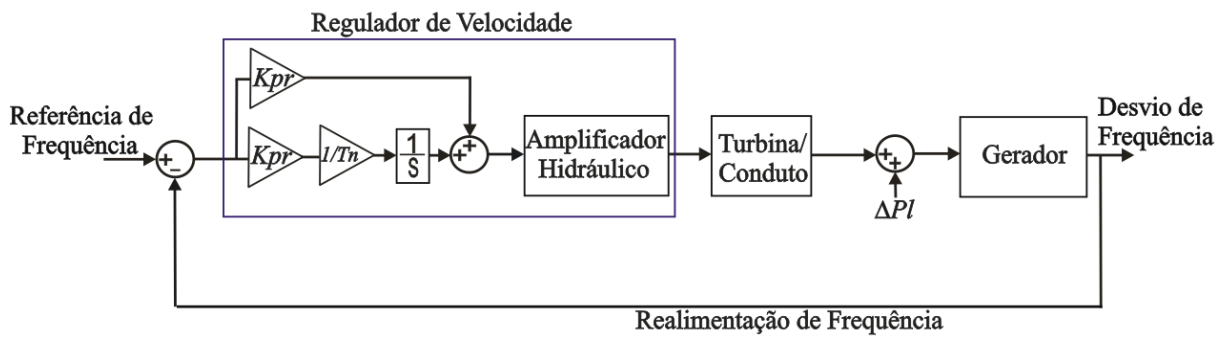


Figura 4.3 – Controlador PI

Fonte: O autor (2016)

Este controlador PI foi otimizado com base na minimização de uma norma pré-determinada, garantindo margem de estabilidade e desempenho ótimo para os pontos de operação. No trabalho de (HIOKI, 2016), foram realizadas análises considerando desempenho definido pela norma ITAE, isto é, Integral do Tempo multiplicado pelo Valor Absoluto do Erro. Dentre os métodos de minimização que foram utilizados estão o método clássico baseado em gradiente e o método do algoritmo genético.

O desempenho do controlador foi definido através do critério ITAE. Assim, quanto menor o ITAE, melhor é o desempenho do controlador. Um índice de desempenho ITAE adaptado, é dado pela Equação 4.1.

$$ITAE = \int_0^{\infty} |e(t, \Delta P_L)| t dt, \quad (4.1)$$

onde $e(t, \Delta P_L)$ é o erro entre a referência e a realimentação do sistema, e t é o tempo. A dependência da potência elétrica na Equação 4.1 ilustra o fato que, como o sinal de referência é constante e igual à frequência nominal, o erro depende, portanto, da variação de potência elétrica da carga.

A técnica de otimização utilizada neste controlador é estocástica e o método é do algoritmo genético (GA) baseado em metaheurística. São aplicados os conceitos de mecanismos de evolução natural e recombinação genética através de meios probabilísticos. Logo, os indivíduos de uma população (solução pré-determinada) competem entre si pela sobrevivência e reprodução do mais apto.

A função de minimização ITAE para o PI utilizada neste controlador é encontrada na Equação (4.2). Assume-se que o sistema (Figura 4.3) possui N pontos típicos de operação (sistema com uma determinada geração e carga, de tal forma que o sistema está em equilíbrio).

$$F_{ITAE}(Kpr, Tn) = \min_{K=1,2,3,\dots,N} \{ITAE_K\}, \quad (4.2)$$

onde Kpr e Tn são os ganhos do controlador, e $ITAE_K$ é o menor valor ITAE dentre os N pontos de operação. A expressão (4.2) é calculada de acordo com o número de valores de Kpr e Tn . A função de restrição é baseada no sistema com N pontos típicos de operação, onde pode ser definida como:

$$R = \max(r_k), \quad (4.3)$$

considerando que,

$$\begin{cases} r_k = L, & \text{se } MG < X \text{ dB} \\ r_k = 0, & \text{se } MG \geq X \text{ dB} \end{cases} \quad (4.4)$$

e

$$MG = -20 \log|G(j\omega)|, \quad (4.5)$$

onde $k = 1, 2, 3, \dots, N$, MG é a margem de ganho do sistema, X é um valor maior ou igual a zero e $G(j\omega)$ é a função de transferência de malha aberta do sistema (sistema linearizado em torno do ponto de operação). Portanto, para que o critério de estabilidade seja satisfeito, a função de restrição deve ser zero.

O algoritmo de otimização utiliza o método GA e é iniciado com uma população de vinte indivíduos. O primeiro tem os ganhos na área factível do espaço de soluções. O segundo são os ganhos ótimos obtidos do primeiro algoritmo. Os outros são compostos de ganhos aleatórios, que são o resultado da multiplicação dos ganhos do primeiro indivíduo por valores aleatórios positivos e normalizados. O algoritmo é executado dez vezes, onde a população inicial é sempre diferente. Apenas os indivíduos 1 e 2 são iguais. Os parâmetros iniciais do PI para minimização na área viável da função de minimização estão na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 – Parâmetros iniciais do PI

Parâmetro	Valor
Kpr	1,25
Tn	20

Fonte: (O autor, 2016)

Por fim, depois de realizado todo o processo de otimização, Hioki (2016) encontrou os valores otimizados de um controlador PI para ser usado na usina sob estudo. Estes valores são apresentados na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 – Parâmetros finais do PI após a otimização

Parâmetro	Valor
Kpr	1,2282
Tn	10,343

Fonte: (O autor, 2016)

Com os parâmetros da Tabela 4.3, pode-se agora, comparar este controlador PI com o controlador PID *fuzzy* que será proposto na próxima seção.

4.3 Controlador PID Fuzzy

Neste trabalho está sendo proposto um controlador PID com ganhos variáveis, onde um supervisor *fuzzy* ajusta os ganhos do PID em tempo real. Um sistema *fuzzy* pode ser uma boa solução para o controle de sistemas não lineares, na medida em que controladores *fuzzy* são sistemas dinâmicos, invariantes no tempo e não lineares.

A lógica *fuzzy* é uma variação da lógica booleana convencional que foi desenvolvida para expressar o conceito da verdade parcial. A forma matemática de expressar os valores entre os limites: "completamente verdadeiro" e "completamente falso" foi introduzida pelo Dr. Lotfi Zadeh como meios de se efetuar a modelagem da incerteza natural da linguagem (ZADEH, 1965).

De acordo com (ZADEH, 1973), a lógica *fuzzy* é uma técnica que incorpora a forma humana de pensar em um sistema de controle. Um controlador *fuzzy* típico pode ser projetado para comportar-se conforme o raciocínio dedutivo, isto é, o processo que as pessoas utilizam para inferir conclusões baseadas em informações que elas já conhecem. Os controladores *fuzzy* possuem um grande número de vantagens práticas, como:

- Regras de controle *fuzzy* são de fácil compreensão pelo pessoal de manutenção, visto que são baseadas no senso comum;
- Todas as funções de controle associadas com uma regra podem ser testadas individualmente. Isso aumenta a facilidade de manutenção;
- Controladores *fuzzy* são inerentemente confiáveis e robustos, resistentes a perturbações externas, desgaste e envelhecimento de componentes internos.

Para se entender a concepção de um sistema de controle *fuzzy*, parte-se do esquema geral que descreve o modelo de um controlador e de uma planta ou processo que está sendo controlado, como ilustrado na Figura 4.4.

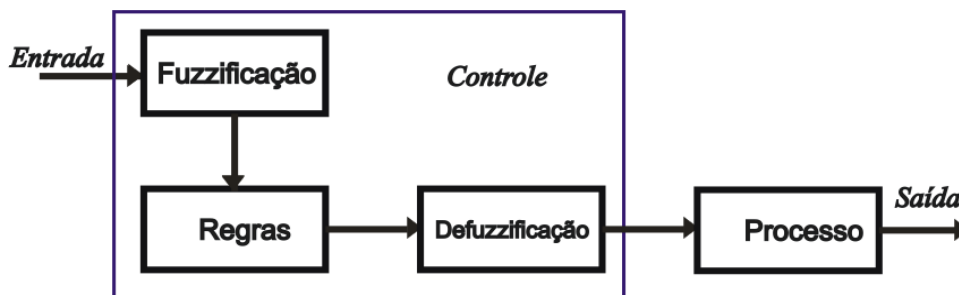


Figura 4.4 – Sistema *fuzzy* genérico

Fonte: (GARCIA, 2009) Adaptado

A estrutura da Figura 4.4 representa os componentes básicos de um sistema *fuzzy* genérico que são: interface de fuzzificação, regras e interface de defuzzificação. Adaptando este sistema genérico para o problema descrito nesta dissertação, chega-se à Figura 4.5.

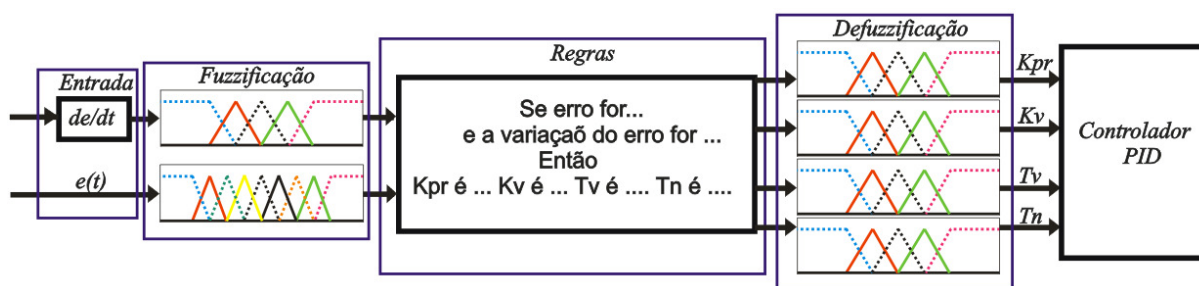


Figura 4.5 – Estrutura do supervisor *fuzzy*

Fonte: (O autor, 2016)

Na entrada do supervisor *fuzzy* apresentado na Figura 4.5, tem-se o erro e a variação do erro da frequência. Em seguida tem-se o processo de fuzzificação, a definição das regras e o processo de defuzzificação. Na saída do supervisor *fuzzy* tem-se os ganhos do controlador PID. Estes ganhos são atualizados em tempo real sempre que houver alguma perturbação no sistema.

O modelo final da UHE para o projeto do controlador é resultado de uma pequena alteração no regulador de velocidade, onde ao invés do controlador PID tem-se agora o controlador PID *fuzzy*. Esta nova estrutura pode ser vista na Figura 4.6.

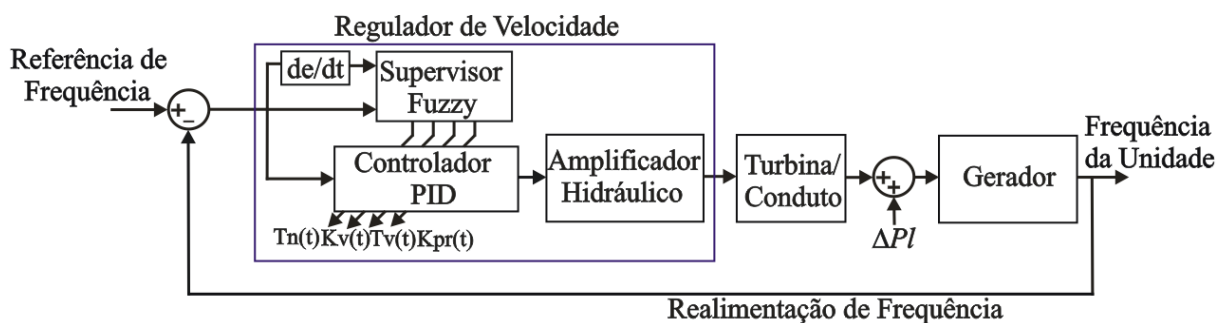


Figura 4.6 – Estrutura do controlador PID *fuzzy* na usina

Fonte: (O autor, 2016)

Em função da demanda de carga, o regulador de velocidade detecta os desvios de velocidade (Erro) e gera os sinais de controle que atuam como sinais de referência para o sistema de controle de posição do servomotor principal. O controlador PID *fuzzy* proposto neste trabalho tem por objetivo apresentar robustez ao sistema, maior precisão e resposta rápida. Isso será feito com a sintonia constante dos ganhos proporcional, integral e derivativo do controlador PID pelo supervisor *fuzzy*. A estrutura do controlador proposto no SIMULINK do Matlab pode ser vista na Figura 4.7.

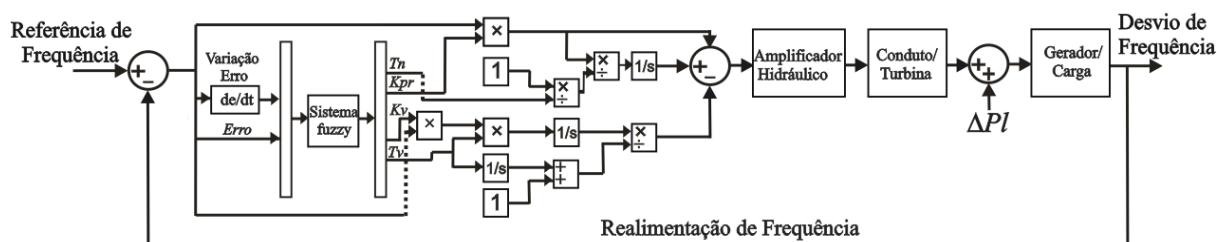


Figura 4.7 – Estrutura do controlador PID *fuzzy* no simulador

Fonte: (O autor, 2016)

Antes de iniciar o processo *fuzzy*, deve-se definir as variáveis que estarão envolvidas no processo. As variáveis (de entrada e de saída) são as grandezas que darão suporte para a tomada de decisão ou as grandezas a serem controladas. A lógica *fuzzy* provê um método de traduzir expressões verbais, vagas, imprecisas e qualitativas, comuns na comunicação humana em uma forma compreensível pelos computadores. Para o sistema *fuzzy* deste trabalho, as variáveis de entrada são o erro e a variação do erro da frequência.

Após a definição das variáveis de entrada, inicia-se o processo de fuzzificação. O processo de fuzzificação consiste em obter para todos os valores do

universo de discurso de cada variável um vetor de pertinência ou vetor de possibilidades, o que é feito com base em suas funções de pertinência ou através de consultas a tabelas de valores discretos de entrada e valores de pertinência correspondentes. Cada elemento do vetor representa o grau de pertinência do valor medido em relação a cada conjunto *fuzzy* representante de cada termo linguístico (ZADEH, 1965).

Para cada variável de entrada, são criadas funções de pertinência dentro desse universo de discurso, que por meio do grau de pertinência atribuído a função definirá o valor da entrada. Essas funções de pertinência levam em consideração os compromissos existentes entre estabilidade em malha fechada, velocidade de execução *on-line* e a manutenção da capacidade de generalização do controlador. Optou-se então por cinco funções de pertinência para as variáveis de entrada. Para todas as funções utilizou-se o formato triangular e trapezoidal como pode ser visto na Figura 4.8.

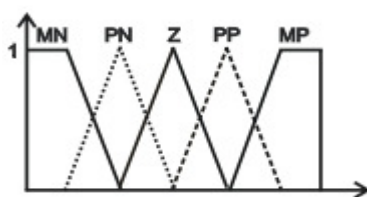


Figura 4.8 – Funções de pertinência do erro

Fonte: (O autor, 2016)

As funções de pertinência das variáveis de entrada são: “Muito Negativo”, “Pouco Negativo”, “Zero”, “Pouco Positivo” e “Muito Positivo” inclusive podendo assumir mais de um valor linguístico, evidentemente com diferentes graus de pertinência. As entradas do sistema *fuzzy* são limitadas por um universo de discurso, podendo elas atingir qualquer valor dentro desse universo de discurso desde que as regras permitam tal ação. O universo de discurso das variáveis de entrada é definido utilizando o conhecimento do especialista e pode ser visto na Tabela 4.4.

Tabela 4.4 – Universo de discurso das variáveis de entrada

Parâmetro	Universo de discurso
Erro	- 0,5 ~ 0,5
Derivada do Erro	- 0,15 ~ 0,15

Fonte: (O autor, 2016)

As funções de pertinência são modeladas de forma que em torno do zero as variáveis assumem valores de pertinência nos conjuntos “Zero”, “Pouco Negativo” e “Pouco Positivo” e, ao passo que vão aumentando ou diminuindo assumem pertinências maiores nestes últimos dois conjuntos até ativarem os conjuntos nebulosos “Muito Negativo” ou “Muito Positivo”. Com isto, é possível criar regras distintas de acionamento das variáveis de saída para quando a resposta transiente estiver muito longe da estabilização.

Depois do processo de fuzzificação, tem-se a escolha das regras que irão definir o comportamento do sistema. Deve-se observar que o sistema pode apresentar diferentes pontos de operação ao longo de seu funcionamento. Assim, é necessário prever um conjunto de respostas que satisfaçam os critérios de desempenho independente da situação em que o sistema se encontre. No caso do sistema *fuzzy*, ao aumentar o número de variáveis de entrada, com a incorporação da variável “derivada do erro”, aumenta-se a dimensão da tabela de regras e, por conseguinte a complexidade do sistema (IZENA et al., 2006).

A base de regras relaciona as variáveis do controlador, obtendo conclusões a partir das variáveis de entrada. As regras do tipo mais comumente utilizadas são as sentenças linguísticas e são extremamente importantes no desempenho de um Sistema de Inferência *Fuzzy*. As regras normalmente são fornecidas por especialistas, conhecedores do sistema, operadores de plantas ou processos industriais quando da aplicação de Controle e Modelagem *Fuzzy* (LIMA et al., 2013). Estas regras seguem o formato:

$$\textit{Se} < \textit{Condição} > \textit{Então} < \textit{Conclusão} >. \quad (4.8)$$

Os termos *Condição* e *Conclusão* são descritos por conjuntos *fuzzy* que diferem da teoria clássica de conjuntos por terem a pertinência de um elemento x_i dada por uma função de pertinência, $\mu(x_i)$, tal que:

$$0 \leq \mu(x_i) \leq 1. \quad (4.9)$$

Uma vez construído o conjunto de regras *fuzzy* necessita-se de uma “máquina de inferência” para extrair dela a resposta final. Existem vários métodos de

inferência possíveis e a escolha por um deles depende do sistema que está sendo analisado. No entanto, a inferência mais comum, e amplamente utilizada no controle de sistemas, e que será usado neste trabalho é o Método de Mamdani (ORTEGA, 2001). As regras utilizadas neste trabalho seguem o formato da equação (4.8). O conjunto de regras utilizadas nesta dissertação pode ser visto na Tabela 4.5.

Tabela 4.5 – Regras de Inferência

e(t)	de/dt	Kpr	Kv	Tv	Tn
MN	MN	MP	MP	MP	PP
MN	PN	MP	PP	PP	PP
MN	Z	MP	PP	PP	PP
MN	PP	MN	MN	MN	PN
MN	MP	MN	MN	MN	PN
PN	MN	MP	MP	MP	MP
PN	PN	MP	PM	PM	PP
PN	Z	MP	PP	PP	PP
PN	PP	MN	MN	MN	NM
PN	PP	MN	MN	MN	PN
Z	MN	Z	PN	PN	MN
Z	PN	Z	PN	PN	MN
Z	Z	Z	Z	PN	MN
Z	PP	MN	MN	MN	PN
Z	MP	MN	MN	MN	PN
PP	MN	PP	MP	MP	Z
PP	PN	PP	MP	MP	Z
PP	Z	PP	MP	MP	Z
PP	PP	MN	MN	MN	PN
PP	MP	MN	MN	MN	PN
MP	MN	PP	MP	MP	Z
MP	PN	PP	MP	MP	Z
MP	Z	PP	MP	MP	Z
MP	PP	MN	MN	MN	PN
MP	MP	MN	MN	MN	PN

Fonte: (O autor, 2016)

Sempre que houver alguma variação do erro e da sua derivada, as regras vão agir de tal modo que o sistema possa permanecer estável. O sistema *fuzzy* foi implementado através de conhecimento heurístico e extensivamente sintonizado através de simulações, finalmente ajustado experimentalmente.

Após o processamento das regras, o controlador *fuzzy* obtém um valor que representa também um vetor de pertinência, referente à variável de saída, ou seja, a saída apresenta um resultado *fuzzy*, porém há casos em que é necessário obter o valor da saída expresso pelo seu valor correspondente no universo de discurso. O processo que permite ao controlador esta transformação é denominado defuzzificação e pode ser realizado por diferentes métodos (ZADEH, 1965).

Para selecionar o método apropriado de defuzzificação, pode-se utilizar um enfoque baseado no centróide ou nos valores máximos que ocorrem da função de pertinência resultante. Os seguintes métodos são muito utilizados: (1) *Centro da Área*, (2) *Centro do Máximo*, e (3) *Média do Máximo*.

Para o processo de defuzzificação foi utilizado o método Centro da Área. Este método calcula o centróide da área composta que representa o termo de saída *fuzzy*, esse termo de saída é composto pela união de todas as contribuições de regras. No processo de defuzzificação, também há a necessidade da escolha das funções de pertinência de cada variável de saída. Sabendo-se que as variáveis de saída do sistema *fuzzy* são “ K_{pr} ”, “ K_v ”, “ T_v ” e “ T_n ”, escolheu-se cinco funções de pertinência para cada variável. Para todas as funções utilizou-se o formato triangular e trapezoidal como pode ser visto na Figura 4.9.

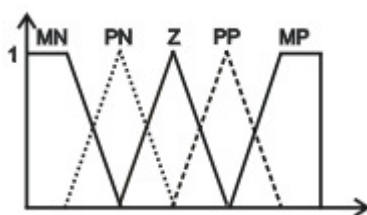


Figura 4.9 – Funções de pertinência da saída

Fonte: (O autor, 2016)

As funções de pertinência da saída são: “Muito Negativo”, “Pouco Negativo”, “Zero”, “Pouco Positivo” e “Muito Positivo”. Essas funções de pertinência se encontram dentro de um universo de discurso que pode ser visto na Tabela 4.6.

Tabela 4.6 – Universo de discurso das variáveis de saída

Parâmetro	Universo de discurso
K_{pr}	0 ~ 3
T_n	0 ~ 25
K_v	0 ~ 0,2
T_v	0 ~ 1

Fonte: (O autor, 2016)

Agora que os controladores já foram definidos e apresentados, parte-se para as simulações que visam definir qual o melhor controlador a ser utilizado na usina hidrelétrica sob estudo. Foram realizadas simulações com aumento e perda de carga. Estas simulações podem ser vistas nas próximas seções. As primeiras simulações são para o modelo de turbina que já está em uso na usina sob estudo. As simulações posteriores são realizadas utilizando o modelo de turbina proposto nesta dissertação.

4.4 Simulações com o Conjunto Conduto/Turbina em Uso na Usina

Nesta seção, é analisado o desempenho dinâmico do sistema quando ocorre a desinterligação da UHE com o SIN, representando uma contingência no SEP. Desta forma, a UHE deve atender a demanda de carga sozinha, ou seja, é feita a análise do comportamento dinâmico do sistema isolado no restabelecimento do equilíbrio entre carga e geração, com estrutura da malha de controle de velocidade definida pela Figura 4.10.

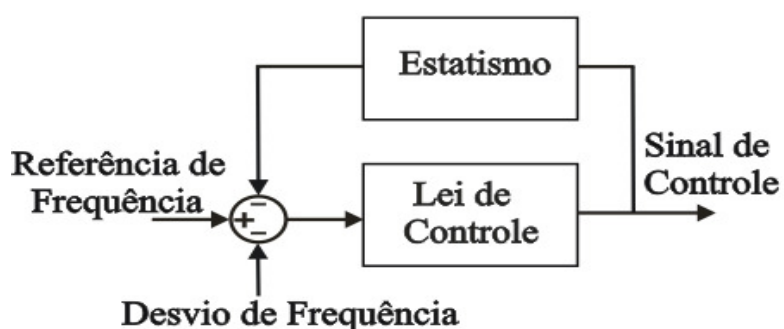


Figura 4.10 – Diagrama de blocos do controlador em situação interligada

Fonte: (DONAISKY, 2015) Adaptado

Como observado na Figura 4.10, o diagrama de blocos do controlador é composto, além do valor de referência, da realimentação do sinal de saída do processo e da lei de controle, um bloco que representa o estatismo. Este estatismo é uma realimentação do controlador que altera o valor da referência da frequência nominal da malha do RV, em função da distribuição das cargas do SIN. O propósito do estatismo é garantir divisão igual da carga entre as unidades que estão gerando naquele instante.

Portanto, como nesta seção tem-se a análise do desempenho de controladores aplicados na malha de controle de velocidade quando ocorre a desinterligação da UHE com o SIN, adota-se que o estatismo está presente no controlador, sendo representado por um ganho $e_p = 0,05$, denominado de estatismo permanente.

Três condições de operação são analisadas e descritas a seguir. Na subseção 4.4.1, são apresentados resultados da desinterligação da UHE com o SIN quando a geração da UHE está em 95% da potência nominal e a carga remanescente no SIN é de 50% do valor nominal. Na subseção 4.4.2, são apresentados resultados da desinterligação da UHE com o SIN quando a geração da UHE está em 50% da potência nominal e a carga remanescente no SIN é de 95% do valor nominal. Na subseção 4.4.3, são apresentados resultados da desinterligação da UHE com o SIN quando a geração da UHE está em 95% da potência nominal e esta geração varia ao longo do tempo, terminando em 50%.

4.4.1 Simulações com Diminuição de Carga

Para simular esta situação, adota-se os valores dos parâmetros das Tabelas 3.4 e 3.5 e uma perturbação de carga obtida através dos *softwares* ANATEM e ANAREDE, considerando-se a UHE estudada. Obteve-se, portanto, a curva de perturbação apresentada na Figura 4.11 (a), que representa a desinterligação da UHE ao SIN, operando em condição isolada e devendo atender a demanda de carga. Inicialmente, a geração da UHE estava em 95% e após a desinterligação a carga remanescente é de 50%, devendo a UHE atender esta demanda de carga de forma isolada. As Figuras 4.11 (b) e 4.11 (c) apresentam, respectivamente, a resposta da frequência e o esforço de controle dos controladores.

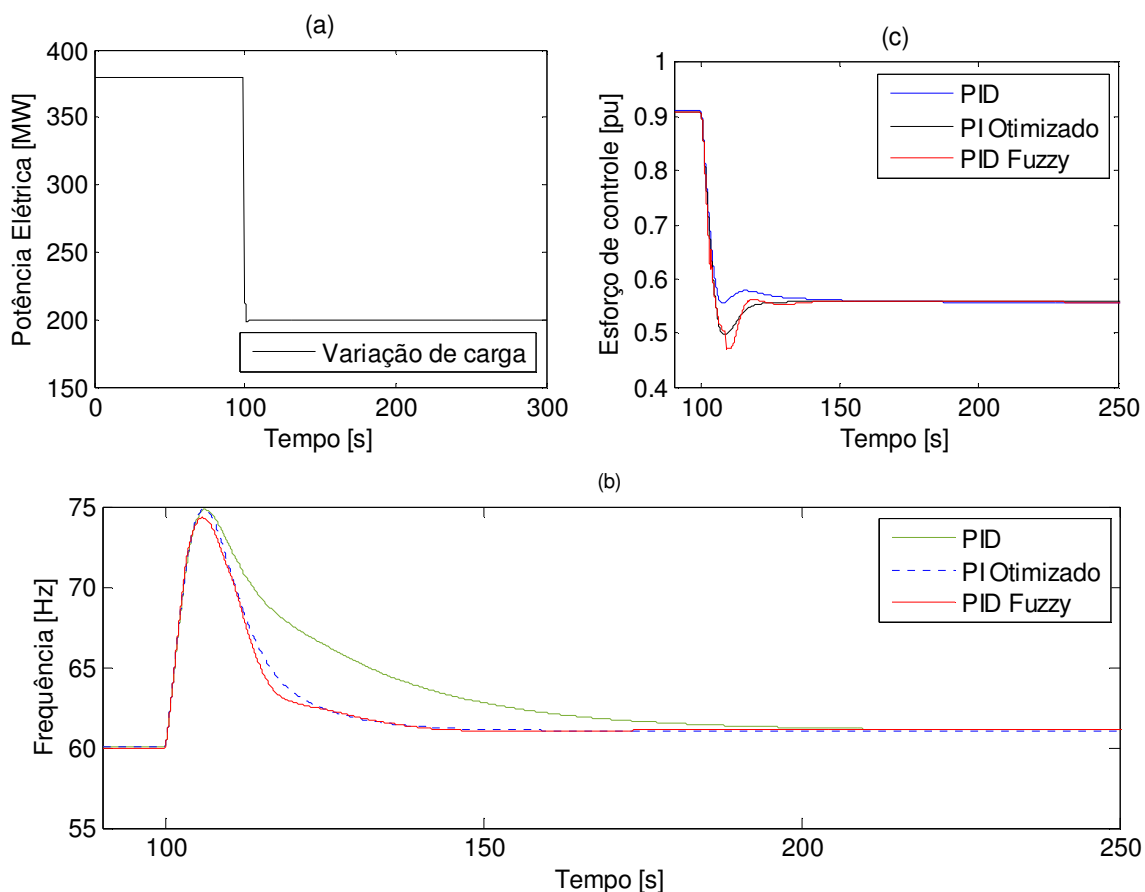


Figura 4.11 – Respostas dos controladores para uma diminuição de carga

Fonte: (O autor, 2016)

Observando a Figura 4.11 (b), percebe-se que nas três leis de controle há um grande desvio inicial da frequência, fato este devido a grande diminuição de carga aplicada a unidade geradora. Também percebe-se que a frequência de restabelecimento fica em torno de 61 Hz, o que ocorre devido ao estatismo permanente presente nesta malha de controle, levando a frequência de referência para este patamar. Para a manutenção da frequência em 60 Hz, seria necessário que o controlador secundário, ou seja, o CAG alterasse o valor de referência desta malha de controle. Observando a Figura 4.11 (b) percebe-se que o controlador PID *fuzzy* tem desempenho superior em relação ao PID atual e ao PI otimizado no restabelecimento da frequência, principalmente em relação ao valor máximo da frequência. Isso pode ser mais bem evidenciado pela Tabela 4.7, onde há alguns valores comparativos dos sinais de controle.

Tabela 4.7 – Desempenho dos controladores para uma diminuição de carga

Parâmetro	PID FUZZY	PI OTIMIZADO	PID
Valor máximo da frequência	73,88 Hz	74,64 Hz	75,00 Hz
Tempo de acomodação (T_s) $\pm 2\%$	125 s	125 s	160 s

Fonte: (O autor, 2016)

Observa-se que o controlador PID *fuzzy* apresenta um menor valor máximo da frequência em relação aos outros controladores. Porém, apresentou um tempo de acomodação correspondendo a faixa de $\pm 2\%$ igual ao controlador PI otimizado e inferior ao controlador PID. O fato do controlador PID *fuzzy* possuir um menor valor máximo da frequência pode ser explicado pela atualização em tempo real de seus ganhos. Esses ganhos são atualizados pelo supervisor *fuzzy* sempre que este detectar alguma variação no erro da frequência. Essas variações dos ganhos do controlador PID *fuzzy* podem ser vistas na Figura 4.12.

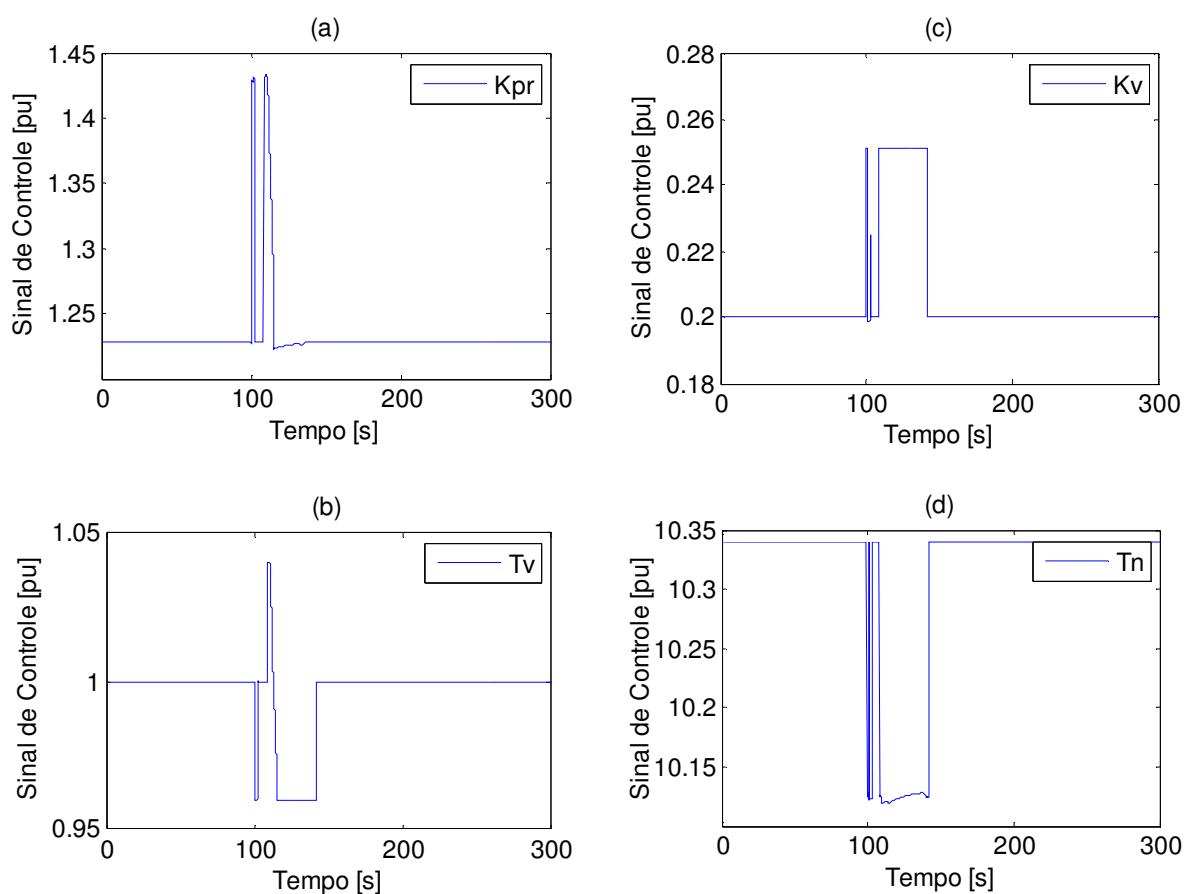


Figura 4.12 – Dinâmica dos ganhos do PID para uma diminuição de carga

Fonte: (O autor, 2016)

Como pode ser observado na Figura 4.12, os ganhos variam apenas quando há alguma perturbação no sistema. Em condições normais de operação, os ganhos permanecem constantes.

4.4.2 Simulações com Aumento de Carga

Para simular esta situação, novamente são adotados os valores dos parâmetros das Tabelas 3.4 e 3.5 e uma perturbação de carga obtida através dos *softwares* ANATEM e ANAREDE, considerando a UHE estudada. Obteve-se, portanto, a curva de perturbação apresentada na Figura 4.13 (a), que representa a desinterligação da UHE ao SIN, operando em condição isolada e devendo atender a demanda de carga. Inicialmente, a geração da UHE estava em 50% e após a desinterligação a carga remanescente é de 95%. Nas Figuras 4.13 (b) e 4.13 (c) são apresentados, respectivamente, o resultado das frequências e o esforço de controle dos controladores.

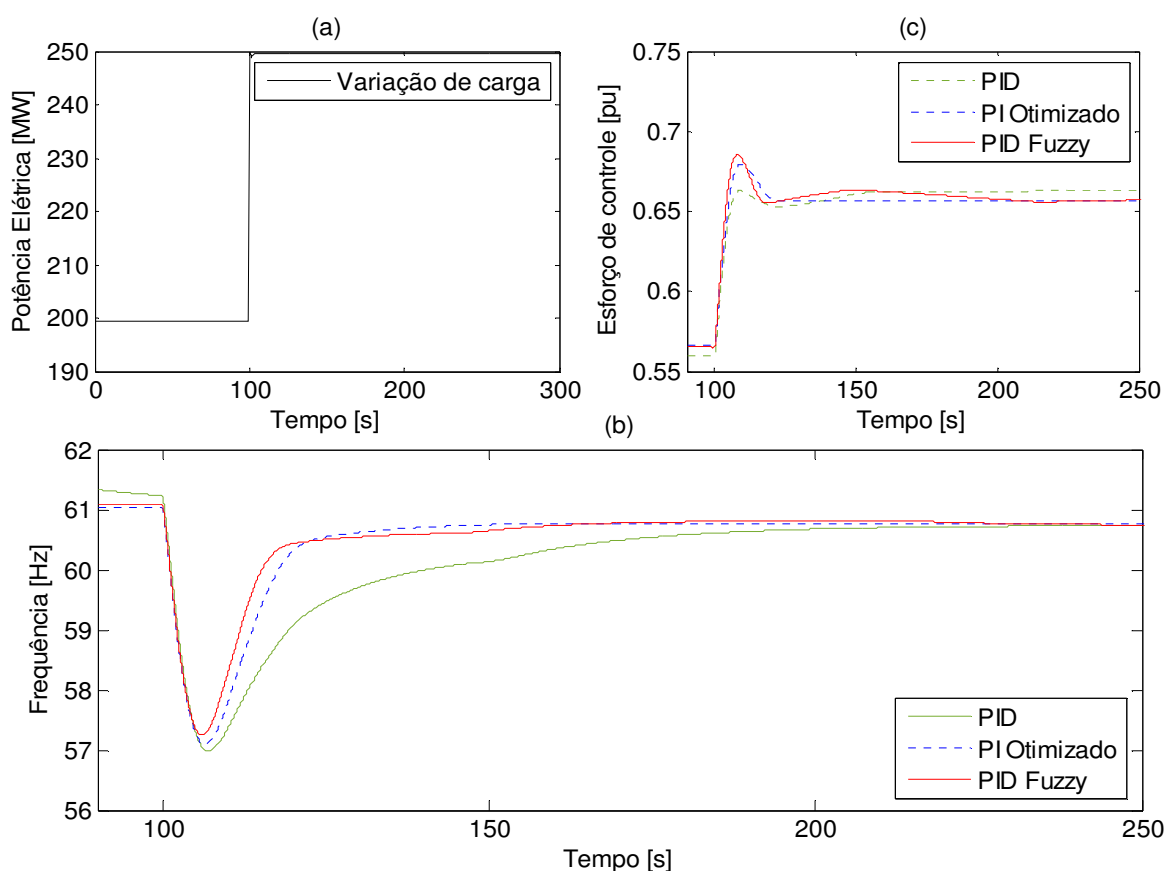


Figura 4.13 – Respostas dos controladores para um aumento de carga

Fonte: (O autor, 2016)

Observando a Figura 4.13 (b), percebe-se que os três controladores tem inicialmente um grande desvio na frequência do gerador, mas esta é restabelecida, em torno de 60,5 Hz devido ao estatismo permanente. O tempo de acomodação correspondendo a faixa de $\pm 2\%$ e o valor máximo da frequência de cada modelo podem ser visto na Tabela 4.8.

Tabela 4.8 – Desempenho dos controladores para um aumento de carga

Parâmetro	PID FUZZY	PI OTIMIZADO	PID
Valor máximo da frequência	57,35 Hz	57,10 Hz	57,00 Hz
Tempo de acomodação (Ts) $\pm 2\%$	117 s	125 s	150 s

Fonte: (O autor, 2016)

Observa-se pela Figura 4.13 (b) e pela Tabela 4.8 que o valor máximo da frequência do controlador PID *fuzzy* é superior ao dos outros controladores. O tempo de acomodação do controlador PID *fuzzy* também é inferior ao dos outros controladores. Novamente, este melhor desempenho pode ser explicado pela atualização em tempo real de seus ganhos. Essas variações dos ganhos do controlador PID *fuzzy* podem ser vistas na Figura 4.14.

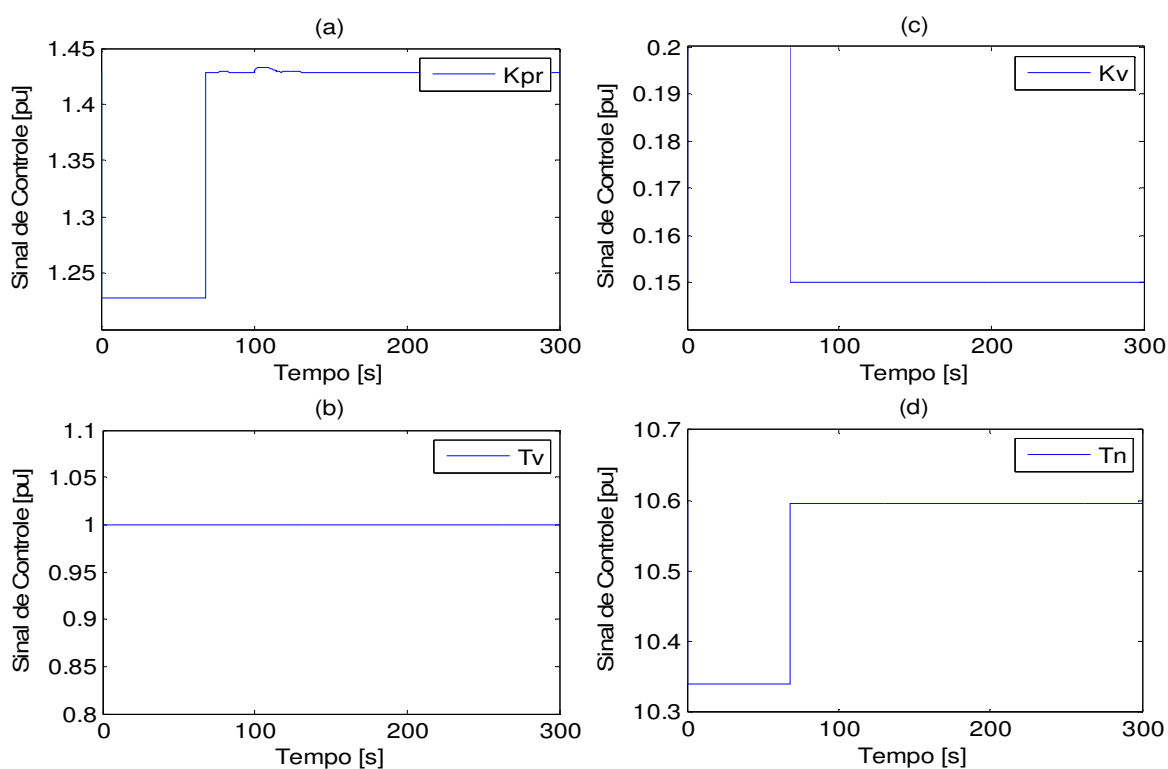


Figura 4.14 – Dinâmica dos ganhos do PID para um aumento de carga

Fonte: (O autor, 2016)

Como pode ser observado na Figura 4.14, os ganhos variam apenas quando há alguma perturbação no sistema. Em condições normais de operação, os ganhos permanecem constantes.

4.4.3 Simulações com Aumento e Diminuição de Carga

Para simular esta situação, consideram-se algumas perturbações de carga obtidas através dos *softwares* ANATEM e ANAREDE. Obteve-se, portanto, a curva de perturbação apresentada na Figura 4.15 (a). No instante 100 segundos, a carga passou de 95% para 50% e manteve-se assim até o instante 150 segundos onde passou a operar com 75%. As Figuras 4.15 (b) e 4.15 (c) apresentam, respectivamente, o resultado das frequências e o esforço de controle dos controladores.

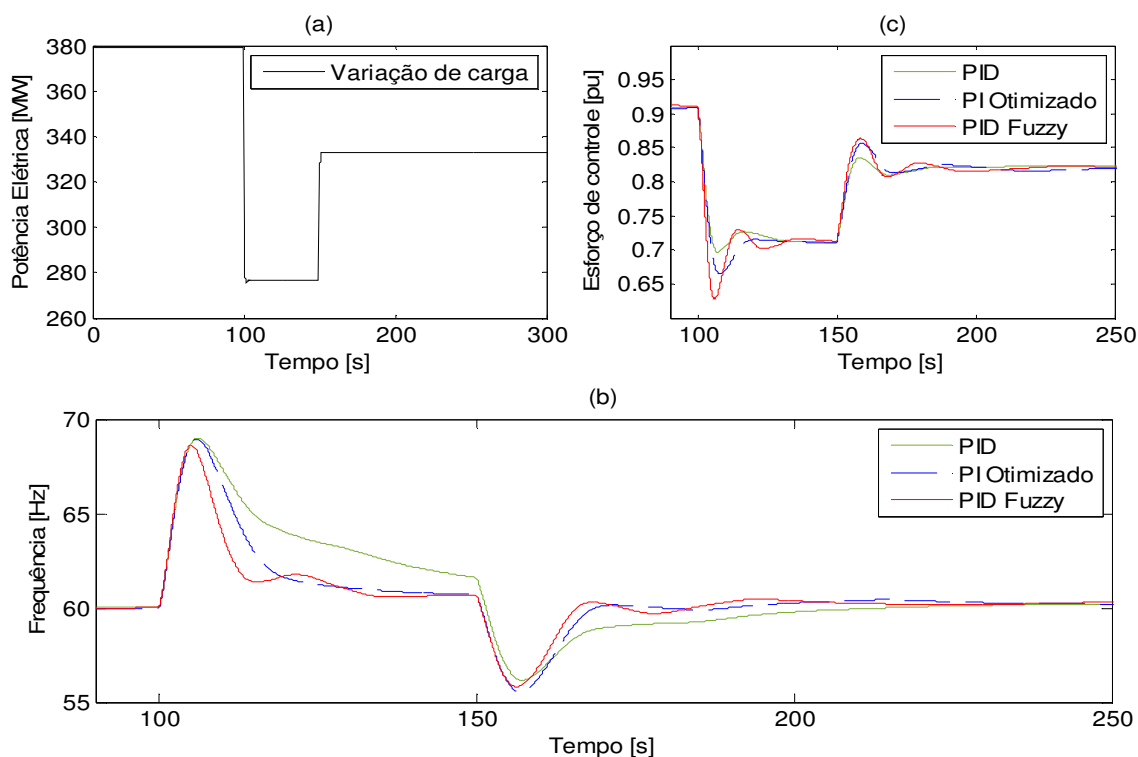


Figura 4.15 – Respostas dos controladores para variações de carga

Fonte: (O autor, 2016)

Observando a Figura 4.15 (b), percebe-se que neste caso, há dois grandes desvios na frequência do gerador. O tempo de acomodação correspondendo a faixa de $\pm 2\%$ e o valor máximo da frequência de cada controlador pode ser visto na Tabela 4.9.

Tabela 4.9 – Desempenho dos controladores para variações de carga

PERTURBAÇÃO	MODELOS DE TURBINAS/VALORES		
1° - Diminuição de 45%	PID FUZZY	PI OTIMIZADO	PID
Valor máximo da frequência	67,12 Hz	67,83 Hz	68,23 Hz
2° - Aumento de 25%	PID FUZZY	PI OTIMIZADO	PID
Valor máximo da frequência	57,01 Hz	56,03 Hz	56,13 Hz
Tempo de acomodação (Ts) $\pm 2\%$	170 s	175 s	200 s

Fonte: (O autor, 2016)

Observando a Figura 4.15 (b) e a tabela 4.9 pode-se perceber que para a primeira variação de carga, o controlador PID *fuzzy* apresentou um menor valor máximo da frequência e o sinal não acomodou. Para a segunda variação de carga, o controlador PID *fuzzy* também apresentou um menor valor máximo da frequência e um menor tempo de acomodação. Os ganhos do controlador PID *fuzzy* atualizados em tempo real podem ser vistos na Figura 4.16.

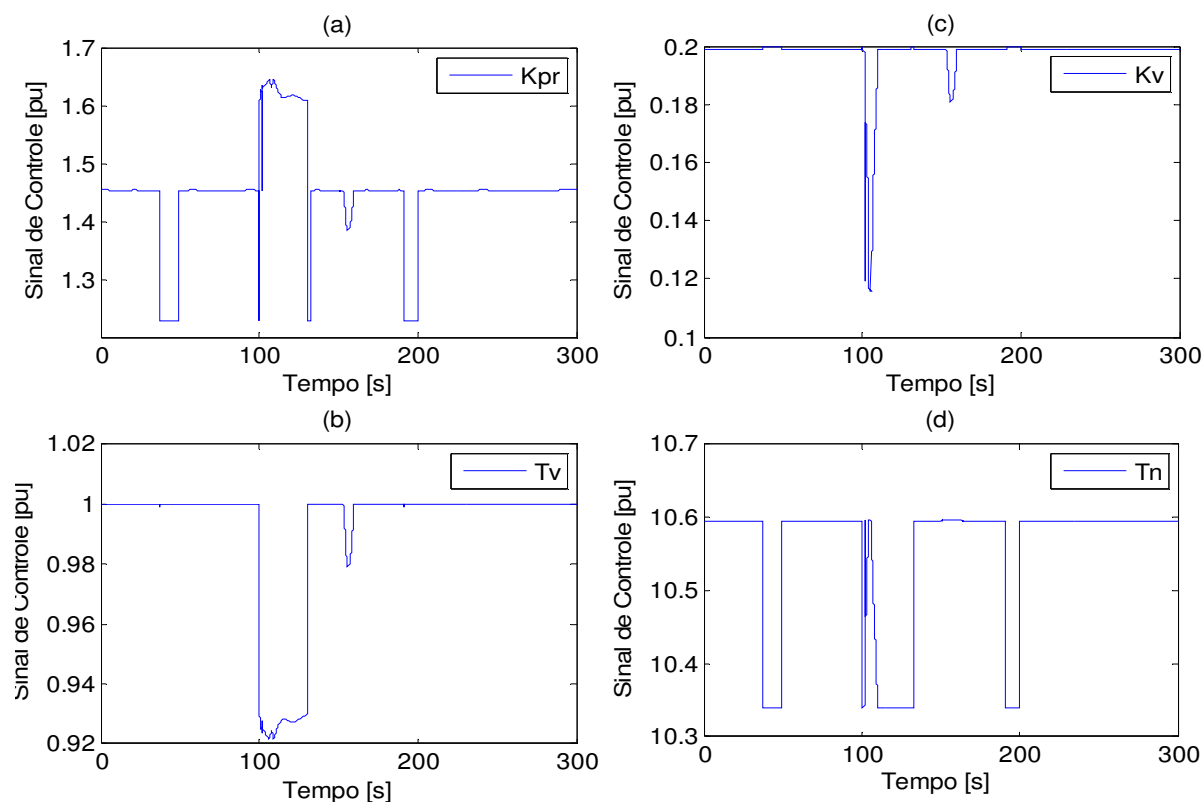


Figura 4.16 – Dinâmica dos ganhos do PID para variações de carga

Fonte: (O autor, 2016)

Como pode ser observado na Figura 4.16, novamente percebe-se que os ganhos variam apenas quando há alguma perturbação no sistema. Em condições normais de operação, os ganhos permanecem constantes.

4.5 Simulações com o Conjunto Conduto/turbina Proposto

Esse segundo estudo de caso visa avaliar o desempenho dos controladores para o conjunto conduto/turbina proposto no Capítulo 3. Assim como na seção anterior, três condições de operação são analisadas. Foram realizados os mesmos testes da seção 4.4, porém agora é utilizado o modelo do conjunto conduto/turbina proposto nesta dissertação.

4.5.1 Simulações com Diminuição de Carga

Para simular esta situação adota-se os valores dos parâmetros das Tabelas 3.4 e 3.5 e uma perturbação de carga obtida através dos *softwares* ANATEM e ANAREDE, considerando-se a UHE estudada. Obteve-se, portanto, a curva de perturbação apresentada na Figura 4.17 (a), que representa a desinterligação da UHE ao SIN, operando em condição isolada e devendo atender a demanda de carga. Inicialmente, a geração da UHE estava em 95% e após a desinterligação a carga remanescente é de 50%, devendo a UHE atender esta demanda de carga de forma isolada. As Figuras 4.17 (b) e 4.17 (c) apresentam, respectivamente, a resposta da frequência e o esforço de controle dos controladores.

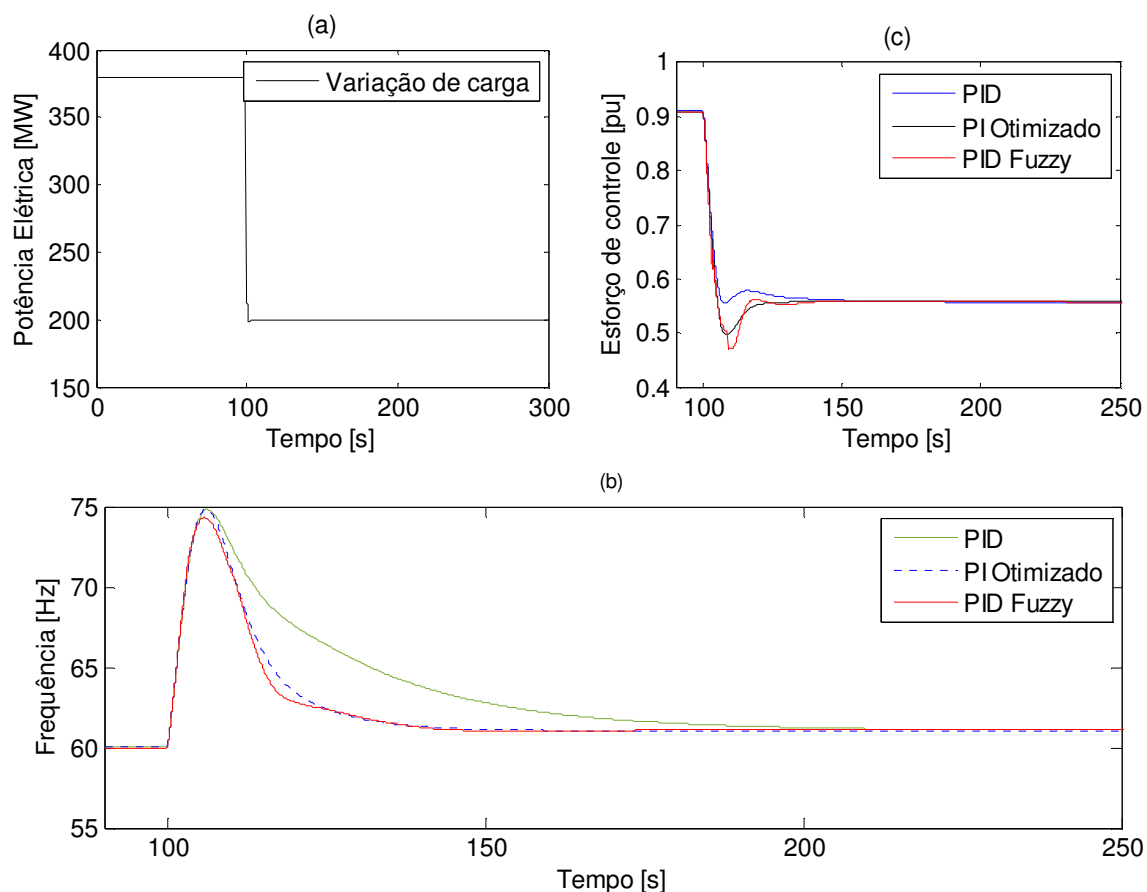


Figura 4.17 – Respostas para uma diminuição de carga com o modelo proposto

Fonte: (O autor, 2016)

Observando a Figura 4.17 (b), percebe-se que nas três leis de controle há um grande desvio inicial da frequência, fato este devido à grande diminuição de carga aplicada à unidade geradora. Também percebe-se que a frequência de restabelecimento fica em torno de 61 Hz, o que ocorre devido ao estatismo permanente presente nesta malha de controle, levando a frequência de referência para este patamar. O tempo de acomodação correspondendo a faixa de $\pm 2\%$ e o valor máximo da frequência de cada modelo pode ser visto na Tabela 4.10.

Tabela 4.10 – Performance dos controladores para uma diminuição de carga

Parâmetro	PID FUZZY	PI OTIMIZADO	PID
Valor máximo da frequência	74,23 Hz	74,84 Hz	75,01 Hz
Tempo de acomodação (Ts) $\pm 2\%$	140 s	140 s	170 s

Fonte: (O autor, 2016)

Observa-se que o controlador PID *fuzzy* apresenta um menor valor máximo da frequência em relação aos outros controladores. O tempo de acomodação do controlador PID *fuzzy* é igual ao controlador PI otimizado e menor que o controlador PID. Os ganhos atualizados do controlador PID *fuzzy* podem ser vistos na Figura 4.18.

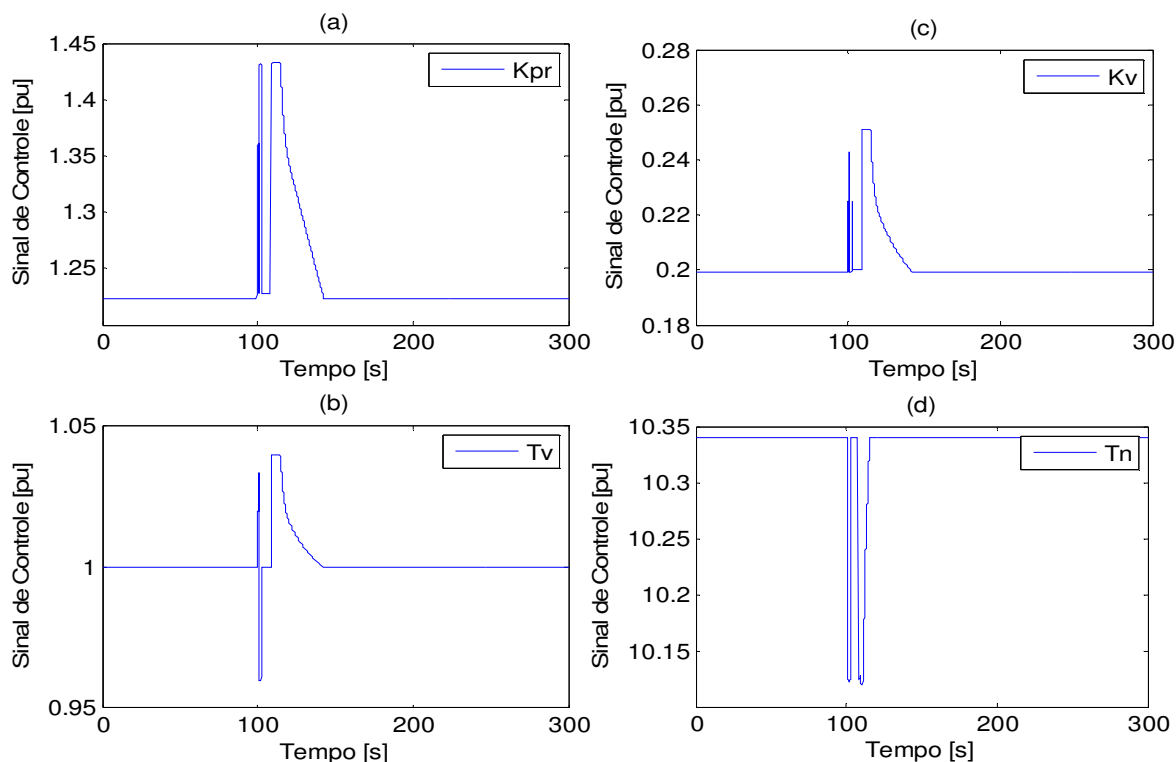


Figura 4.18 – Ganhos do PID para uma diminuição de carga do modelo proposto

Fonte: (O autor, 2016)

Como pode ser observado na Figura 4.18, os valores dos ganhos do controlador PID permanecem constantes até que haja alguma perturbação no sistema.

4.5.2 Simulações com Aumento de Carga

Para essa simulação, inicialmente, a geração da UHE estava em 50% e após a desinterligação a carga remanescente é de 95%, devendo a UHE atender esta demanda de carga de forma isolada, obteve-se, portanto, a curva de perturbação apresentada na Figura 4.19 (a). As Figuras 4.19 (b) e 4.19 (c)

apresentam, respectivamente, o resultado das frequências e o esforço de controle dos controladores.

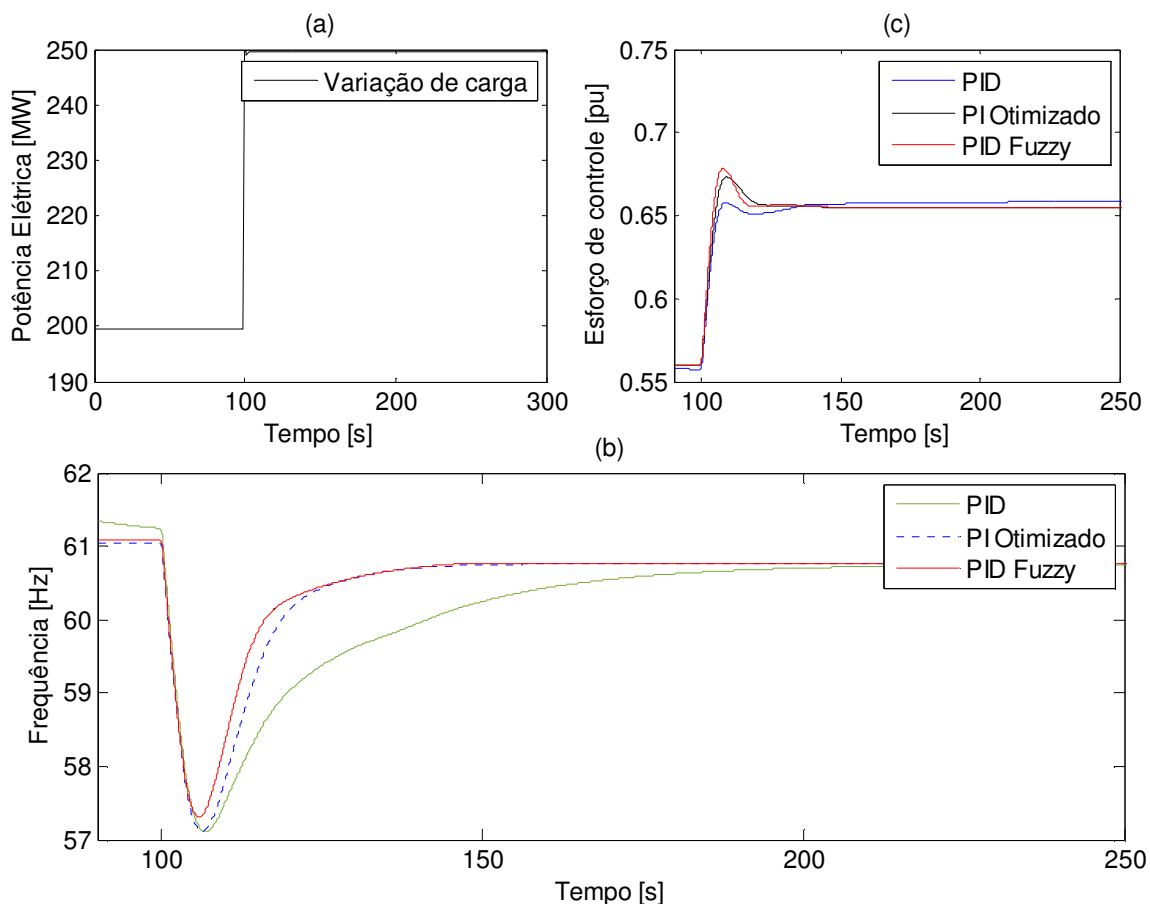


Figura 4.19 – Respostas para um aumento de carga com o modelo proposto

Fonte: (O autor, 2016)

Observando a Figura 4.19 (b), nota-se que os três controladores tem inicialmente um grande desvio na frequência do gerador, mas esta é restabelecida, em torno de 60,8 Hz devido ao estatismo permanente. O tempo de acomodação correspondendo a faixa de $\pm 2\%$ e o valor máximo da frequência de cada modelo pode ser visto na Tabela 4.11.

Tabela 4.11 – Performance dos controladores para um aumento de carga

Parâmetro	PID FUZZY	PI OTIMIZADO	PID
Valor máximo da frequência	57,42 Hz	57,18 Hz	57,04 Hz
Tempo de acomodação $(T_s)_{\pm 2\%}$	117 s	125 s	140 s

Fonte: (O autor, 2016)

Observa-se que o valor máximo da frequência e o tempo de restabelecimento da frequência nominal do controlador PID *fuzzy* são inferiores aos do controlador PID e do controlador PI otimizado. Novamente, este melhor desempenho pode ser explicado pela atualização em tempo real de seus ganhos. Essas variações dos ganhos do controlador PID *fuzzy* podem ser vistas na Figura 4.20.

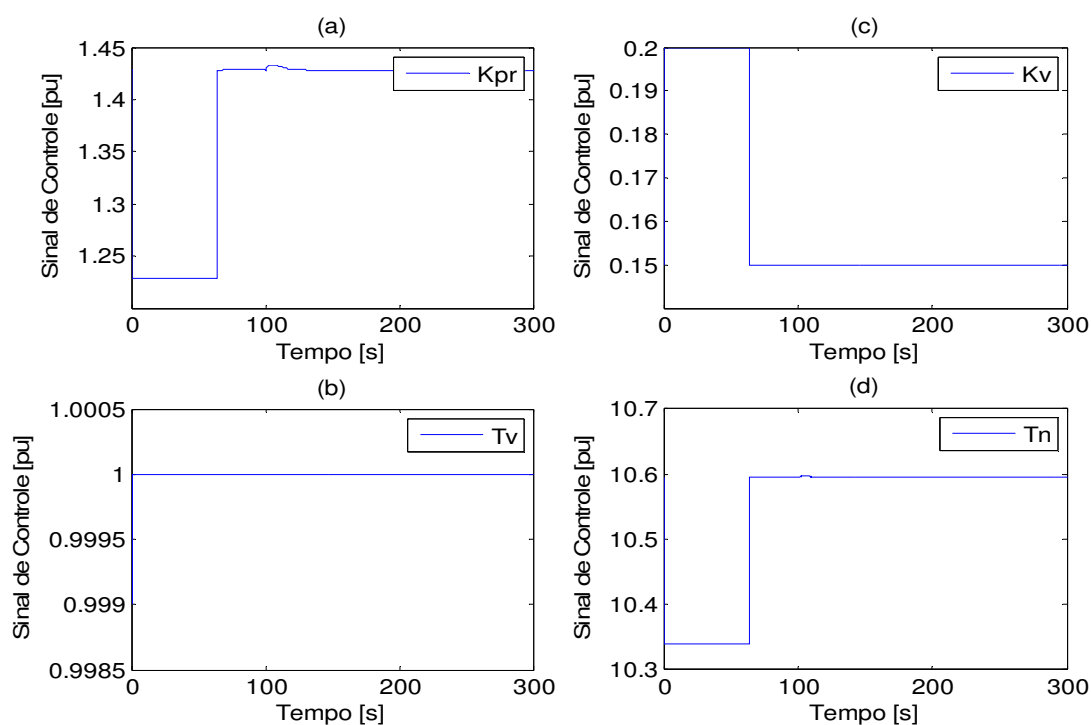


Figura 4.20 – Ganhos do PID para um aumento de carga para o modelo proposto

Fonte: (O autor, 2016)

Como pode ser observado na Figura 4.20, os valores dos ganhos do controlador PID são alterados apenas quando há alguma perturbação no sistema.

4.5.3 Simulações com Aumento e Diminuição de Carga

Para simular esta situação, consideram-se algumas perturbações de carga obtidas através dos *softwares* ANATEM e ANAREDE. Obteve-se, portanto, a curva de perturbação apresentada na Figura 4.21 (a). No instante 100 segundos, a carga passou de 95% para 50% e manteve-se assim até o instante 200 segundos onde passou a operar com 98%. As Figuras 4.21 (b) e 4.21 (c) apresentam,

respectivamente, o resultado das frequências e o esforço de controle dos controladores.

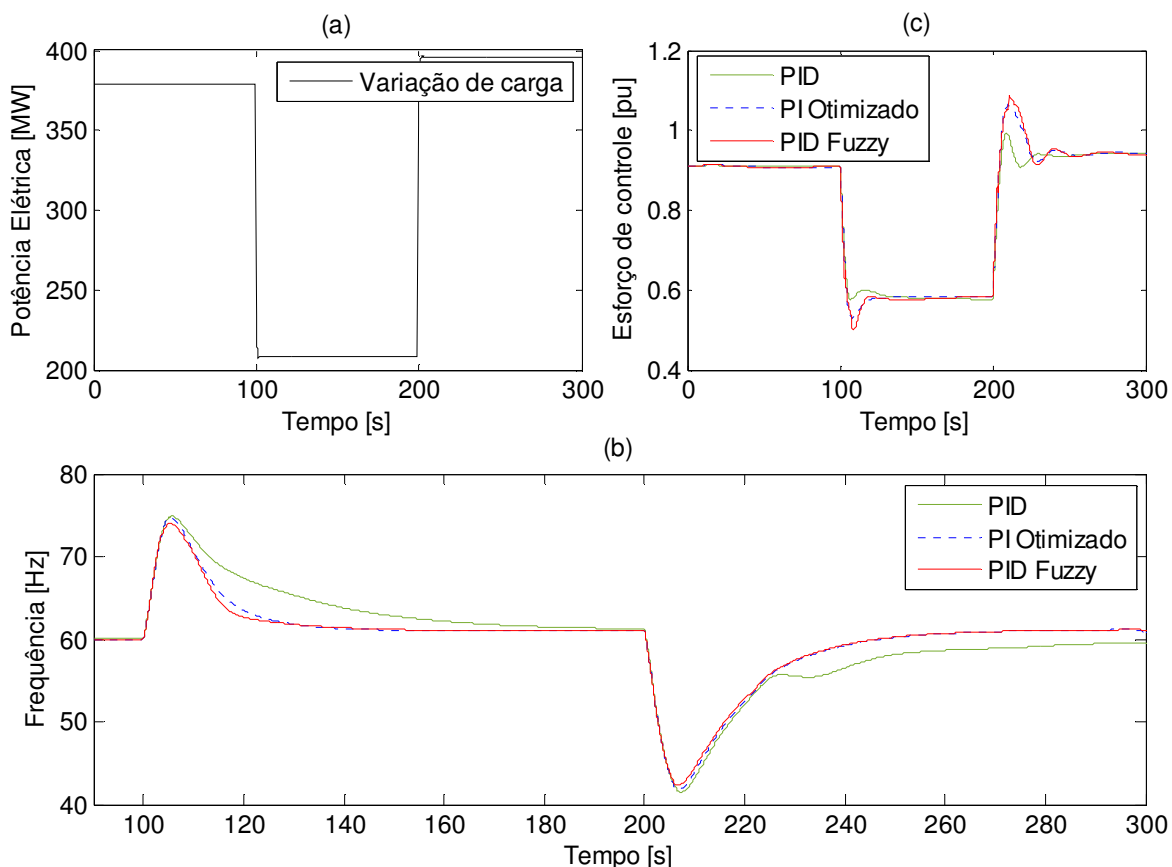


Figura 4.21 – Respostas para variações de carga com o modelo proposto

Fonte: (O autor, 2016)

Observando a Figura 4.21 (b), percebe-se que ambos controladores tem inicialmente um grande desvio na frequência do gerador, mas esta é restabelecida até o instante 200 s onde novamente há um grande desvio na frequência do gerador e ela é então restabelecida no instante 280 s. O tempo de acomodação correspondendo a faixa de $\pm 2\%$ e o valor máximo da frequência de cada modelo podem ser vistos na Tabela 4.12.

Tabela 4.12 – Performance dos controladores para variações de carga

PERTURBAÇÃO	MODELOS DE TURBINAS/VALORES		
1° - Diminuição de 45%	PID FUZZY	PI OTIMIZADO	PID
Valor máximo da frequência	73,98 Hz	74,71 Hz	74,85 Hz
Tempo de acomodação (T_s) $\pm 2\%$	118 s	124 s	150 s
2° - Aumento de 25%	PID FUZZY	PI OTIMIZADO	PID
Valor máximo da frequência	42,31 Hz	41,76 Hz	41,63 Hz
Tempo de acomodação (T_s) $\pm 2\%$	230 s	230 s	250 s

Fonte: (O autor, 2016)

Observando a Figura 4.21 (b) e a tabela 4.12 pode-se perceber que para a primeira variação de carga, o controlador PID *fuzzy* apresentou um menor valor máximo da frequência e teve um tempo de acomodação também menor. Para a segunda variação de carga, o controlador PID *fuzzy* também apresentou um menor valor máximo da frequência e um menor tempo de acomodação. Os ganhos do controlador PID *fuzzy* atualizados em tempo real podem ser vistos na Figura 4.22.

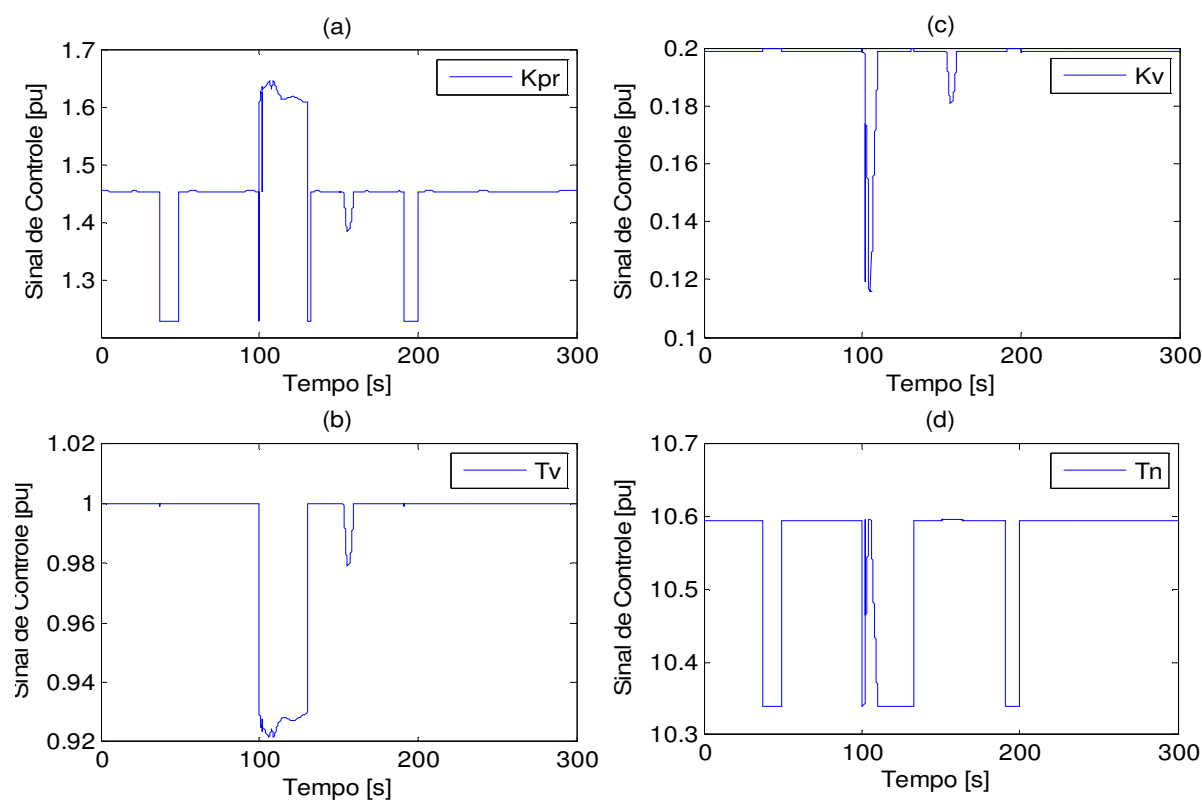


Figura 4.22 – Ganhos do PID para variações de carga para o modelo proposto

Fonte: (O autor, 2016)

4.6 Comentários Sobre o Capítulo

Para este trabalho, outras técnicas além da *fuzzy* poderiam ser utilizadas. A preferência pela lógica *fuzzy*, no entanto, não é uma escolha aleatória, mas sim oriunda da simplicidade de modelagem que ela oferece por se basear na linguagem natural do homem. Sendo muito vantajosa sobre as técnicas de PID ou mesmo Redes Neurais para problemas complexos.

Neste capítulo, dois estudos de caso foram realizados. Para isso, utilizou-se o modelo da usina apresentado no capítulo 2, os modelos de turbinas apresentados no capítulo 2 e 3. Foi analisado o desempenho dos controladores para perdas de carga e para aumento de carga. As respostas do controlador proposto foram comparadas com o controlador PID que está em uso na usina e com um controlador PI otimizado. Observando as figuras e as tabelas, percebe-se que o controlador projetado atendeu aos critérios de desempenho, podendo ser utilizado na usina.

5 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

Este trabalho propôs um modelo matemático não linear que descreveu o comportamento do parâmetro T_w na modelagem do conjunto conduto/turbina de um sistema hidrelétrico. Assim como analisou o desempenho de controladores PID com parâmetros variantes em um estudo de caso baseado em dados de uma usina real. Os estudos foram validados através de simulações de variações de carga, onde foram analisados: o comportamento do modelo matemático proposto e o desempenho do controlador PID sintonizado.

Primeiramente foi realizada uma revisão da literatura sobre os modelos matemáticos dos conjuntos conduto/turbinas existentes. Então se percebeu que, apesar da evolução dos modelos matemáticos das turbinas hidráulicas, o parâmetro T_w , após ser calculado, deixava de ter uma relação direta com a vazão e com a altura da queda. Isso fazia com que existissem discrepâncias entre dados obtidos através de ensaios e dados simulados.

Em vista disso, como primeira contribuição deste trabalho, foi proposto um novo modelo matemático de um conjunto conduto/turbina hidráulica para funcionar em todos os pontos de operação da usina, onde o parâmetro T_w está relacionado com a vazão e a abertura do distribuidor. Este novo modelo foi comparado com os modelos matemáticos de conjunto conduto/turbina do IEEE (1992) e do Kundur (1994) e validado com dados de medição em campo. Foram analisadas três condições de operação, e o modelo do conjunto conduto/turbina proposto nesta dissertação apresentou uma melhor aproximação com os dados de medição.

Como uma segunda contribuição desta dissertação, propôs-se aplicar ao problema de controle de carga e frequência em usinas hidrelétricas uma técnica de controle PID com parâmetros variáveis que utiliza um supervisor *fuzzy* para sintonizar os seus ganhos. Para análise e comparação do desempenho do controlador proposto, foi utilizado neste trabalho um modelo matemático de uma usina hidrelétrica construído baseado em informações construtivas de uma usina do Sistema Interligado Nacional. Esse controlador foi comparado com um controlador otimizado sintonizado por algoritmos genéticos e também foi comparado com uma sugestão de sintonia para o controlador PID da referida usina. Foram analisadas três condições de operação e o controlador PID *fuzzy*, baseado no máximo valor de pico

da frequência e no tempo de amortecimento, se mostrou mais eficiente em todas elas. Desta forma, pode-se concluir que os dois objetivos principais propostos nesta dissertação foram alcançados.

Para futuras pesquisas utilizando a mesma técnica de controle desta dissertação, recomenda-se o uso de alguma técnica de otimização para definir o universo de discurso das funções de pertinência do sistema *fuzzy*, assim espera-se que os resultados sejam melhores do que os obtidos atualmente.

Para futuras pesquisas, no que diz respeito à modelagem dos componentes da usina hidrelétrica, principalmente do conjunto conduto/turbina, outros modelos podem ser implementados, a fim de melhorar ainda mais o desempenho das simulações. Futuramente, o modelo do conjunto conduto/turbina proposto neste trabalho pode ser modelado também para casos onde se utiliza chaminé de equilíbrio. Para isso, outros blocos devem ser levados em consideração.

REFERÊNCIAS

- CHAUDHRY, M. H. **Applied Hydraulic Transients**. New York: Van Nostrand, 1979.
- CHEN, G.-D.; WEI.-Y, C; XU, H.-K; HUANG, M.-H. The Application of Intelligent Integral Realized by Fuzzy Logic for Hydroturbine Governing System. First International Conference on Machine Learning and Cybernetics, Pekín (China), , n. November, p. 4-5, 2002.
- CHEN, Z.; YUAN, X.; JI, B.; WANG, P.; TIAN, H. Design of a Fractional Order PID Controller for Hydraulic Turbine Regulating System Using Chaotic Non-Dominated Sorting Genetic Algorithm II. **Energy Conversion and Management**, v. 84, p. 390–404, 2014. Elsevier Ltd.
- DONAIISKY, E. **Representação PWA Semi-Física para Reguladores de Velocidade em Sistemas de Geração Hidrelétrica e Controle Preditivo Híbrido de Carga-Frequência**, 2015. Tese (Doutorado em Engenharia Elétrica) apresentada a Universidade Católica do Paraná - PUCPR.
- FANG, H.; CHEN, L.; DLAKAVU, N.; SHEN, Z. Basic Modeling and Simulation Tool for Analysis of Hydraulic Transients in Hydroelectric Power Plants. **IEEE Transactions on Energy Conversion**, v. 23, n. 3, p. 834–841, 2008.
- FANGTONG, X.; YONGHUA, L.; QIJUAN, C. Study of the Modeling of Hydroturbine Generating Set. **International IEEE/IAS Conference on Industrial Automation and Control: Emerging Technologies**, p. 644–647, 1995.
- GAO, H.; WANG, C. Effect of Detailed Hydro Turbine Models on Power System Analysis. **2006 IEEE PES Power Systems Conference and Exposition, PSCE 2006 - Proceedings**, n. 50277034, p. 1577–1581, 2006.
- GARCIA, A. L. J. **Implementação Eletrônica de Sistemas Fuzzy**, 2009. Dissertação (Mestrado) - Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Faculdade de Engenharia.
- HIOKI, A. T. Análise de Métodos de Controle de Carga e Frequência em Usinas Hidrelétricas com Garantia de Margem de Estabilidade, **II Simpósio Paranaense de Modelagem, Simulação e Controle de Processos**, n. 37, p. 261-267, 2016.
- HOVEY, L. M. Optimum Adjustment of Hydro Governors on Manitoba Hydro System, **AIEE Trans**, vol. PAS-81, Part 111, Dec. 1962, pp. 581-587.
- IEEE. **Dynamic Models for Turbine-Governors in Power System Studies - The Institute of Electrical and Electronic Engineers, Inc.** 2013.
- IEEE Committee Report, Dynamic Models for Steam and Hydro Turbines in Power System Studies. **IEEE Trans. Power Apparatus and Systems**, vol. 92, no. 6, Nov./Dec. 1973, pp. 1904–1915.

IEEE STD 1207, I. T. **IEEE Guide for the Application of Turbine Governing Systems for Hydroelectric Generating Units**. 2011.

IEEE Working Group on Prime Mover and Energy Supply Models for System Dynamic Performance Studies, "Hydraulic Turbine and Turbine Control Models for System Dynamic Studies," in **IEEE Transactions on Power Systems**, v. 7, n. 1, pp. 167–179, Feb. 1992.

IEEE PES, "Dynamic Models for Turbine-Governors in Power System Studies," **TaskForce on Turbine-Governor Modeling**, Jan. 2013.

IZENA, A.; KIHARA, H.; SHIMOJO, T. Practical Hydraulic Turbine Model. **2006 IEEE Power Engineering Society General Meeting**, p. 1–7, 2006.

JAEGER, E. DE; JANSSENS, N.; MALFLIET, B.; MEULEBROEKE, F. VAN DE. Hydro turbine model for system dynamic studies. **IEEE Transactions on Power Systems**, v. 9, n. 4, p. 1709–1715, 1994.

JIAN, C.; GUI-SHU, L.; QING, D. Design of Additional Mix Robust Governor Control for Hydraulic Turbine Generator, v.6 , n. 9, p. 2840–2844, 2008.

JIANG, J. Design of an Optimal Robust Governor for Hydraulic Turbine Generating Units. **IEEE Transactions on Energy Conversion**, v. 10, n. 1, p. 188–194, 1995.

KHODABAKHSHIAN, A.; HOOSHMAND, R. A New PID Controller Design for Automatic Generation Control of Hydro Power Systems. **International Journal of Electrical Power & Energy Systems**, v. 32, n. 5, p. 375–382, 2010. Elsevier Ltd.

KISHOR, N.; SAINI, R. P.; SINGH, S. P. A review on Hydropower Plant Models and Control. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 11, n. 5, p. 776–796, 2007.

KOU, P.; ZHOU, J.; LI, C.; HE, Y.; HE, H. Identification of Hydraulic Turbine Governor System Parameters Based on Bacterial Foraging Optimization Algorithm. **Proceedings - 2010 6th International Conference on Natural Computation, ICNC 2010**, v. 7, n. Icnc, p. 3339–3343, 2010.

KUNDUR, P. **Power system stability and control**. 1994.

KUNDUR, P.; BAYNE, J. P. A Study of Early Valve Actuation Using Detailed Prime Mover System Simulation. **IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems**, v. PAS-94, n. 4, p. 1275–1287, 1975.

KUNDUR, P.; PASERBA, J.; AJJARAPU, V. Definition and Classification of Power System Stability. **IEEE Transactions on Power Systems**, v. 19, n. 3, p. 1387–1401, 2004.

LANSBERRY, J. .; WOZNIAK, L.; GOLDBERG, D. Optimal Hydrogenerator Governor Tuning with a Genetic Algorithm. **IEEE Transactions on Energy Conversion**, v. 7, n. 4, 1992.

LIMA, M. O.; BRAGA, A P. S.; PRAÇA, P. P.; et al. Controle com Estrutura PID Fuzzy Aplicado a Plantas Industriais. **Sbai**, , n. Cc, 2013.

MAHDAVIAN, M.; SHAHGHOLIAN, G.; JANGHORBANI, M.; SOLTANI, B.; WATTANAPONGSAKORN, N. Load Frequency Control in Power System with Hydro Turbine under Various Conditions. **Electrical Engineering/Electronics, Computer, Telecommunications and Information Technology (ECTI-CON), 2015 12th International Conference**, , n. 1, p. 3–7, 2015.

MISHRA, S.; SINGAL, S. K.; KHATOD, D. K. Effect of Variation of Penstock Parameter on Mechanical Power. **International Journal of Energy Science**, v. 2, p. 110–114, 2012.

MORAIS, E. J. P. **Modelo de Turbinas do Tipo Bulbo Para Estudos de Estabilidade Eletromecânica de Sistemas Elétricos de Potência**, 2011. Dissertação (Mestrado em Ciências) apresentada à Universidade Federal de Itajubá.

MUNOZ-HERNANDEZ, G. A. **Modelling and Controlling Hydropower Plants**. Springer, 2013.

NAGHIZADEH, R. A.; JAZEBI, S.; VAHIDI, B. Modeling Hydro Power Plants and Tuning Hydro Governors as an Educational Guideline. **International Review on Modelling and Simulations**, v. 5, n. 4, p. 1780–1790, 2012.

NAGODE, K.; ŠKRJANC, I. Modelling and Internal Fuzzy Model Power Control of a Francis Water Turbine. **Energies**, v. 7, n. 2, p. 874–889, 2014.

NANAWARE, R. A; S.R, S.; JADHAV, B. T. Modeling of Hydraulic Turbine and Governor for Dynamic Studies of HPP. **International Conference in Recent Trends in Information Technology and Computer Science (ICRTITCS)**, p. 6–11, 2012.

NATARAJAN, K. Robust PID Controller Design for Hydroturbines. **IEEE Transactions on Energy Conversion**, v. 20, n. 3, p. 661–667, 2005.

ODA, G. **Aplicação do Software Scicoslab para Análise do Controle Automático de Geração de Sistemas Elétricos de Potência**, 2012. Dissertação (Mestrado em Ciências) apresentada à Universidade Federal de Uberlândia.

OGATA, K. **Engenharia de Controle Moderno**. 4° Edição, ed.2003.

OLDENBURGER, R.; DONELSON, J. J. Dynamic Response of a Hydroelectric Plant, *IEEE Trans. Power Apparatus and Systems*, vol. 81, no. 3, October 1962, pp. 403-419.

ORTEGA, N. R. S. **Aplicação da Teoria de Conjuntos Fuzzy a Problemas da Biomedicina**, 2001. Tese de Doutorado em Ciências. Instituto de Física. Universidade de São Paulo.

OSUSKÝ, J.; HYPIUSOVÁ, M.; PULEVA, T. Robust Multimodel Control Applied on Hydraulic Turbine Model. **International Conference Cybernetics & Informatics IEEE**, 2016.

PELACINI, D. A. F. **Análise de PID Robusto com Minimização da Norma H^∞ Aplicado ao Problema de Carga e Frequência em Usinas Hidrelétricas**, 2015. Dissertação - Universidade Federal do Paraná, Setor de Tecnologia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica.

PICO, H. V.; MCCALLEY, J. Modeling and Analysis of Speed Controls in Hydro-Turbines for Frequency Performance. **NAPS 2011 - 43rd North American Power Symposium**, 2011.

QIAN, D.; YI, J.; LIU, X. Design of Reduced Order Sliding Mode Governor for Hydro-Turbines. **Proceedings of the 2011 American Control Conference**, p. 5073–5078, 2011.

ROSA, L. F. DA. **Projeto de Controlador PID Robustamente Estável Aplicado ao Problema de Controle de Carga e Frequência em Usinas Hidrelétricas**, 2016. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) - Universidade Federal do Paraná.

SCHLEIF, F.; WILBOR, A. The Coordination of Hydraulic Turbine Governors for Power System Operation, *IEEE Trans*, vol. PAS-85, Jul. 1966, pp. 750-758.

SHAW, I. S.; SIMÕES, M. G. **Controle e Modelagem Fuzzy**. São Paulo, Editora Edgar Blucher., 1999.

SILVA, J. C. L. V. **Modelagem, Controle e Simulação Da Dinâmica Eletromecânica De Uma Micro Usina Hidrelétrica Na Amazônia**, 2003. Dissertação de Mestrado apresentada ao Curso de Mestrado em Engenharia Elétrica do Instituto Militar de Engenharia.

SUN, J.; WEI, W.; YU, H. Turbine Speed Control System Based on a Fuzzy-PID. **Journal of Marine Science and Application**, v. 7, n. 4, p. 268–272, 2008.

UNDRILL, J. M.; WOODWARD, J. L. Nonlinear Hydro Governing Model and Improved Calculation for Determining Temporary Droop. **IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems**, v. PAS-86, n. 4, p. 443–453, 1967.

XIAOMING, Y.; CHAO, W.; JUNBO, W.; LEI, M.; LIJIE, Z. Simulation Research of Hydraulic Turbine Generator under Fuzzy PID Control with Load Disturbance and 100% Load Rejection. **International Conference on Fluid Power and Mechatronics IEEE**, 2015.

ZADEH, L. A. Fuzzy Sets. **Information and Control**, v. 8, p. 338–353, 1965.

ZADEH, L. A. Outline of a New Approach to the Analysis of Complex Systems and Decision Processes. **Systems, Man and Cybernetics, IEEE Transactions on**, v. SMC-3, n. 1, p. 28–44, 1973.

ZHANG, Z.; HUO, Z.; XIAO, Z. PID Control with Fuzzy Compensation for Hydroelectric Generating Unit. **Power System Technology, 2002. Proceedings. PowerCon 2002. International Conference on**, v. 4, p. 2348–2352 vol.4, 2002.