

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM ENGENHARIA ELÉTRICA

**Modelagem Dinâmica de Turbinas Hidráulicas Axiais de
Dupla Regulagem para Estudos de Estabilidade Angular
Transitória em Sistemas Elétricos de Potência**

MARCELL SILVA CARVALHO DOS SANTOS

Itajubá, Outubro de 2012

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA ELÉTRICA

MARCELL SILVA CARVALHO DOS SANTOS

**Modelagem Dinâmica de Turbinas Hidráulicas Axiais de
Dupla Regulagem para Estudos de Estabilidade Angular
Transitória em Sistemas Elétricos de Potência**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica como parte dos requisitos para a obtenção do Título de Mestre em Ciências em Engenharia Elétrica.

Área de Concentração: Sistemas Elétricos de Potência.

Orientador: Prof. Dr. Pedro Paulo de Carvalho Mendes

Outubro de 2012
Itajubá

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA ELÉTRICA

MARCELL SILVA CARVALHO DOS SANTOS

**Modelagem Dinâmica de Turbinas Hidráulicas Axiais de
Dupla Regulagem para Estudos de Estabilidade Angular
Transitória em Sistemas Elétricos de Potência**

Dissertação aprovada por banca examinadora em 19 de
Outubro de 2012, conferindo ao autor o título de *Mestre em
Ciências em Engenharia Elétrica*.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Pedro Paulo de Carvalho Mendes

Prof. Dr. Edson da Costa Bortoni

Prof. Dr. Carlos Alberto Murari Pinheiro

Prof. Dr. Ronaldo Rossi

**Itajubá
2012**



AGRADECIMENTOS

Os meus primeiros agradecimentos vão para os meus pais, que com carinho me educaram e me ensinaram pelos seus exemplos muitas coisas. Muito obrigado por tudo! Agradeço muito também aos meus queridos irmãos Luan e Hellen pelo companheirismo de sempre.

Agradeço aos professores Pedro Paulo de Carvalho Mendes e Edson da Costa Bortoni pela colaboração e incentivo. Agradeço em especial ao professor Pedro Paulo, que desde a época da graduação muito me incentivou com excelentes temas para a pesquisa e também pela sua revisão e sugestões para tornar melhor este trabalho.

Sou inteiramente grato também ao professor Rodrigo B. F. Albuquerque (professor do Instituto de Engenharia Mecânica da UNIFEI) cuja participação foi crucial para o desenvolvimento deste trabalho. Agradeço pela sua disposição em me explicar os assuntos pertinentes, bem como pelo seu empenho em me enviar artigos e trabalhos que muito agregaram. Torço pelo seu sucesso como professor.

Muito obrigado a todos os meus amigos e colegas de Itajubá. Aos ex-colegas de república Eder, Rafael, Saulo, Marcos, Enio, Guilherme, André, Rodrigo, Tarcha, Felipe e Rodrigo. Aos parceiros de tênis Estêvão, Giovanna, Arnaldo, William e Hideki. Aos colegas do GESis Jana, Luís, Emanuel, Diogo, Marcos, Denisson, Jader, Bruno, Azeitona, Adriano e Cibele.

Agradeço à FAPEMIG pelo seu apoio financeiro durante o mestrado.



RESUMO

Os modelos dinâmicos de máquinas e componentes que compõem o sistema elétrico de potência são fundamentais para muitos estudos que se realizam sobre ele. Para que estes estudos possuam validade, é necessário que os modelos dinâmicos associados tenham uma boa correspondência com a realidade. Este trabalho apresenta modelagens de turbinas hidráulicas axiais de dupla regulagem (Kaplan convencional de eixo vertical ou no arranjo tipo Bulbo, de eixo horizontal), cuja utilização está em ascensão graças ao crescimento no número de projetos de hidrelétricas de baixa queda, onde são normalmente utilizadas essas turbinas. Aqui, são apresentados alguns conceitos importantes destas turbinas e de alguns de seus principais componentes. No final, são verificadas as respostas dos modelos dinâmicos desenvolvidos por meio de simulações computacionais, quando estas turbinas de dupla regulagem encontram-se inseridas em sistemas elétricos de potência. Também são comparadas as respostas destes modelos com as respostas dos modelos tradicionalmente utilizados para se representar as turbinas de simples regulagem.



ABSTRACT

Dynamic models of machines and components, which make up electric power systems, are fundamental for many studies carried out about them. In order to validate these kinds of studies, such dynamic models must sufficiently correspond to reality. This study presents the modeling of double regulated axial-flow hydraulic turbines (conventional vertical-axis Kaplan turbine or Bulb-type, with horizontal axis) whose utilization is ever-increasing due to the growth in the number of low-head hydroelectric projects, where these types of turbines are normally applied. Herein, essential concepts related to these turbines and their main components are presented. This investigation concludes by presenting a validation of the developed dynamic model's responses by means of computational simulation of a scenario in which double regulated turbines are implanted in electrical power systems. Then, these responses are compared with traditional models which are used to represent simple regulated turbines.



SUMÁRIO

CAPÍTULO 1	1
INTRODUÇÃO	1
1.1 Estado da Arte	2
1.2 Estrutura da Dissertação	5
CAPÍTULO 2.....	8
CONSIDERAÇÕES GERAIS SOBRE O CONTROLE DE SISTEMAS E ESTABILIDADE DE SISTEMAS ELÉTRICOS DE POTÊNCIA.....	8
2.1 Primeiras Aplicações e Trabalhos Teóricos	10
2.2 Estabilidade de Sistemas Elétricos de Potência	12
2.2.1 Estudo da Estabilidade Angular do Rotor	13
2.2.2 Estudo da Estabilidade de Tensão	14
2.2.3 Estudo da Estabilidade de Frequência	14
2.3 Métodos de Análise da Estabilidade Angular Transitória	15
CAPÍTULO 3.....	17
MÁQUINA PRIMÁRIA E TURBINAS HIDRÁULICAS	17
3.1 Resumo da História dos Principais Tipos de Turbinas Hidráulicas	22
3.1.1 Turbinas Francis	24
3.1.2 Turbinas Axiais	33
3.1.2.1 Turbinas Hélice	33
3.1.2.2 Turbinas Kaplan	35
3.1.2.3 Turbinas Bulbo	38
3.1.2.4 Turbinas “Straflo”	42
3.1.3 Turbinas Pelton	43
CAPÍTULO 4	47
MODELO DINÂMICO DAS TURBINAS HIDRÁULICAS AXIAIS DE DUPLA REGULAGEM	47



4.1	Modelo Dinâmico do Regulador de Velocidade	49
4.1.1	Equilíbrio Dinâmico da Velocidade Angular Média do Gerador	49
4.1.2	Ruptura do Equilíbrio Dinâmico	51
4.1.3	Diagrama do Regulador de Velocidade da Turbina	51
4.2	Modelo Dinâmico dos Servomotores	53
4.2.1	Funcionamento dos Servomotores	55
4.3	Modelo Dinâmico da Água no Conduto Forçado	60
4.3.1	Potência da Turbina e Modelo Não-linear	64
4.3.2	Comparação de Equações de Potência da Turbina Hidráulica em Regime Permanente.....	67
4.3.3	Modelo Linear	69
4.3.4	Modelo Linear Simplificado	70
4.4	Modelo Dinâmico das Turbinas Axiais de Dupla Regulagem	71
4.4.1	Equacionamento da Turbina	72
4.4.2	Curvas de Vazão e Rendimento	73
4.4.3	Modelo Completo	75
4.4.4	Modelo Sem a Curva de Rendimento	76
4.4.5	Modelo Não-linear	77
4.4.6	Modelo Linear	78
4.5	Considerações Sobre os Modelos	79
4.5.1	Consideração Sobre as Curvas de Vazão e Potência de Eixo.....	79
4.5.2	Consideração Sobre a Curva de Rendimento	79
4.5.3	Considerações Sobre a Perda de Carga no Modelo Não-linear.....	80
4.6	Inércia da Unidade Geradora	82
4.6.1	Cálculo da Inércia do Gerador	84
4.7	Equação de Oscilação da Máquina Síncrona	86
4.7.1	Definição da Constante de Tempo de Inércia	87
CAPÍTULO 5		89
SIMULAÇÕES		91
5.1	Simulações no Sistema Radial	91
5.1.1	Dados Para a Análise Dinâmica	92



5.1.1.1	Dados do Gerador Síncrono.....	92
5.1.1.2	Dados do Regulador de Velocidade.....	93
5.1.1.3	Dados dos Servomecanismos.....	94
5.1.1.4	Dados da Turbina Axial de Dupla Regulagem	95
5.1.2	Eventos no Sistema Radial	97
5.1.3	Variáveis de Plotagem	98
5.1.4	Modelos Utilizados	99
5.1.5	Curvas das Simulações do Sistema Radial	100
5.1.5.1	Evento 1.....	100
5.1.5.2	Evento 2.....	104
5.1.5.3	Evento 3.....	108
5.2	Simulações no Sistema Multimáquinas <i>Brazilian Birds</i>	113
5.2.1	Inserção da Central com Turbinas Kaplan “S”.....	113
5.2.1.1	Conexão 1.....	113
5.2.1.2	Conexão 2.....	115
5.2.2	Eventos Aplicados no Sistema Multimáquina <i>Brazilian Birds</i>	116
5.2.3	Variáveis de Plotagem.....	116
5.2.4	Curvas das Simulações no Sistema Multimáquinas.....	117
5.2.4.1	Evento 1.....	117
5.2.4.2	Evento 2.....	124
CAPÍTULO 6.....		132
CONCLUSÕES		132
6.1	Sugestão para Trabalhos Futuros.....	133
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS		135
ANEXO I		138
EQUAÇÃO DE POTÊNCIA DO GERADOR E DIAGRAMAS DA MODELAGEM DINÂMICA.....		138
AI.1	Equação de Potência do Gerador	138
AI.2	Diagramas de Blocos dos Equipamentos Utilizados nas Simulações	139



AI.2.1	Diagrama do Gerador Acoplado à Turbina Kaplan “S”	139
AI.2.2	Dados dos Geradores das usinas de Canário, Tucano e Gavião	141
AI.2.3	Diagrama e Dados dos Geradores da UTE de Sabiá.....	142
AI.2.4	Diagrama dos Reguladores de Tensão	145
AI.2.5	Diagrama dos Reguladores de Velocidade e Turbinas	147
AI.3	Implementação da CDU da Turbina Kaplan “S” no Programa ANATEM	150
AI.3.1	CDU do Modelo Linear (MDT03).....	150
AI.3.2	CDU do Modelo Não-linear (MDT01).....	152
ANEXO II		155
DADOS DOS FLUXOS DE POTÊNCIA E SISTEMAS ELÉTRICOS.....		155
AII.1	Fluxo de Potência e Dados do Sistema Radial	155
AII.2	Fluxo de Potência e Dados do Sistema <i>Brazilian Birds</i>	156
AII.2.1	Fluxo de Potência Referente à Conexão 1	158
AII.2.2	Fluxo de Potência Referente à Conexão 2	163
AII.2.3	Dados do Sistema “Brazilian Birds”	168



ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 – Sistema de controle de nível, Ogata (1998).....	8
Figura 2.2 – Diagrama de blocos de um sistema controlado por um humano	9
Figura 2.3 – Sistema de controle automático de nível, Ogata (1998).....	9
Figura 2.4 – Diagrama de blocos de um sistema controlado automaticamente	10
Figura 2.5 – Sistema de controle de velocidade, adaptado de Ogata (1998).....	11
Figura 3.1 – Arranjo elétrico dos elementos	17
Figura 3.2 – Campos de aplicação típica das principais turbinas hidráulicas, [Morais, 2011].....	20
Figura 3.3 – Rodas d’água com alimentação superior e inferior, Quantz(1976)	23
Figura 3.4 – Turbina de Fourneyron	24
Figura 3.5 – Tipos de rotores Francis, Macintyre(1983)	25
Figura 3.6 – Aplicação Típica das Turbinas Hidráulicas, adaptado de Macintyre (1983).....	26
Figura 3.7 – Caixa espiral de uma turbina-bomba, Macintyre(1983)	27
Figura 3.8 – Usina Eng. Ubirajara Machado de Moraes, em Poços de Caldas (MG)	27
Figura 3.9 – Caixa espiral e palhetas fixas do pré-distribuidor, Macintyre (1983)	28
Figura 3.10 – Distribuidor de uma turbina Francis da UHE Eloy Chaves.....	29
Figura 3.11 – Distribuidor com anel de regulação, Macintyre(1983)	29
Figura 3.12 – Comando das palhetas diretrizes do distribuidor por pistões hidráulicos. Usina Barra Bonita, Macintyre (1983)	30
Figura 3.13 – Miniturbina Francis, caixa em caracol, regulação manual, Macintyre(1983)	31
Figura 3.14 – Rotor Francis da UHE Eloy Chaves	32
Figura 3.15 – Um rotor Francis da UHE Itaipu Binacional	32
Figura 3.16 – Rotor hélice, Macintyre (1983)	34
Figura 3.17 – Variação do rendimento com a descarga para diversos tipos de turbina, Macintyre (1983)	35
Figura 3.18 – Montagem de turbina Kaplan da Voith para a Usina Bernardo Mascarenhas (Três Marias) no rio São Francisco	36
Figura 3.19 – Corte de uma turbina Kaplan (OJSC Power Machines) de eixo vertical, com caixa semi-espiral.....	36
Figura 3.20 – Ilustração de uma maquete da turbina axial Bulbo, Macintyre (1983)	39



Figura 3.21 – Vista em corte de um grupo Bulbo Hitachi (2006).....	40
Figura 3.22 – Rotor Kaplan de uma turbina Bulbo Alstom Power (2000.1)	42
Figura 3.23 – Modelo reduzido de turbina Straflo de pás fixas da Escher Wyss Macintyre (1983).....	43
Figura 3.24 – Rotor de uma turbina Pelton de pequeno porte, Macintyre (1983).....	44
Figura 3.25 – Turbina Pelton de grande porte com 5 jatos, Alstom Power Hydro (2000.2).....	44
Figura 3.26 – Curva típica de rendimento de uma turbina Pelton de 5 jatos	45
Figura 3.27 – Ilustração de uma turbina Pelton de eixo vertical	46
Figura 4.1 – Faixa de insensibilidade do regulador de velocidade, Macintyre (1983).....	50
Figura 4.2 – Instalação de turbina Francis de eixo horizontal com regulação automática, Macintyre (1983)	50
Figura 4.3 – Ruptura do equilíbrio dinâmico da turbina com elevação da velocidade média da máquina, Macintyre (1983).....	51
Figura 4.4 – Diagrama de blocos do regulador de velocidade de uma turbina axial de dupla regulação	52
Figura 4.5 – Servomotores de regulação do distribuidor de uma turbina Francis de eixo horizontal.....	53
Figura 4.6 – Servomotor do distribuidor de uma turbina Bulbo	54
Figura 4.7 – Servomotor do distribuidor, anel de regulação e palhetas diretrizes do distribuidor (desenho da UHE Santo Antônio)	54
Figura 4.8 – Esquema do fluxo de óleo para as câmaras do servomotor utilizando a válvula direcional	56
Figura 4.9 – Comparação da área, velocidade e força nas faces do êmbolo para uma mesma vazão e pressão do óleo sob pressão	56
Figura 4.10 – Esquema geral do sistema de regulação da turbina, adaptada de Ramey (1970).....	57
Figura 4.11 – Diagrama de blocos dos servomecanismos do distribuidor, [Morais, 2011].....	58
Figura 4.12 – Diagrama de blocos dos servomecanismos do rotor, [Morais, 2011]	58
Figura 4.13 – Diagrama de bloco equivalente da dinâmica da água no conduto forçado.....	64
Figura 4.14 – Diagrama de bloco da turbina hidráulica	66
Figura 4.15 – Modelo linear da turbina hidráulica (simples regulação).....	70
Figura 4.16 – Modelo linear simplificado da turbina hidráulica (simples regulação).....	70
Figura 4.17 – Curvas de vazão com correção de velocidade	74



Figura 4.18 – Curvas de vazão sem correção de velocidade	74
Figura 4.19 – Curvas de pontos de rendimento com correção da velocidade angular.....	75
Figura 4.20 – Curva de pontos de rendimento da turbina	75
Figura 4.21 – Diagrama de bloco completo da turbina axial de dupla regulagem.....	76
Figura 4.22 – Diagrama de bloco do modelo não-linear da turbina axial de dupla regulagem sem a curva de rendimento	77
Figura 4.23 – Modelo não-linear da turbina de simples regulagem	77
Figura 4.24 – Modelo linear da turbina de dupla regulagem	78
Figura 4.25 – Curvas de rendimento em função da abertura das palhetas diretrizes do distribuidor para diferentes aberturas das pás do rotor, Brezovec(2006)	80
Figura 5.1 – Sistema Radial.....	91
Figura 5.2 – Curva de Conjugação da Turbina Kaplan “S”	96
Figura 5.3 – Curva de Vazão da Turbina Kaplan “S”	97
Figura 5.4 – Curva de Potência de Eixo da Turbina Kaplan “S”	97
Figura 5.5 – Ilustração do Evento 1.....	100
Figura 5.6 – Potência elétrica da unidade geradora no evento 1.....	100
Figura 5.7 – Potência mecânica da turbina no evento 1.....	101
Figura 5.8 – Potência acelerante da unidade geradora no evento 1.....	102
Figura 5.9 – Frequência da unidade geradora no evento 1.....	102
Figura 5.10 – Sinais de controle e respectiva posição em p.u. das palhetas diretrizes do distribuidor e das pás do rotor (MDT03).....	103
Figura 5.11 – Sinais de controle e respectiva posição em p.u. das palhetas diretrizes do distribuidor e das pás do rotor (MDT01).....	103
Figura 5.12 – Ilustração do Evento 2.....	104
Figura 5.13 – Potência elétrica da unidade geradora no evento 2.....	104
Figura 5.14 – Potência mecânica da turbina no evento 2.....	105
Figura 5.15 – Potência acelerante da unidade geradora no evento 2.....	106
Figura 5.16 – Frequência da unidade geradora no evento 2.....	106
Figura 5.17 – Sinais de controle e respectiva posição em p.u das palhetas diretrizes do distribuidor e das pás do rotor (MDT03) no evento 2.....	107
Figura 5.18 – Sinais de controle e respectiva posição em p.u das palhetas diretrizes do distribuidor e das pás do rotor (MDT01).....	107



Figura 5.19 – Ilustração do Evento 3.....	108
Figura 5.20 – Potência elétrica da unidade geradora no evento 3.....	108
Figura 5.21 – Potência mecânica da turbina no evento 3.....	109
Figura 5.22 – Potência acelerante do conjunto no evento 3.....	110
Figura 5.23 – Freqüência do gerador no evento 3.....	110
Figura 5.24 – Sinais de controle e respectiva posição em p.u das palhetas diretrizes do distribuidor e das pás do rotor (MDT03) no evento 3	111
Figura 5.25 – Sinais de controle e respectiva posição em p.u das palhetas diretrizes do distribuidor e das pás do rotor (MDT01) no evento 3	112
Figura 5.26 – 26 Diagrama unifilar da “Conexão 1”. Unidade geradora (barra 500) com turbinas Kaplan “S” conectadas com o sistema “Brazilian Birds” pelo barramento de Canário-230.....	114
Figura 5.27 – Diagrama unifilar da “Conexão 2”. Unidade geradora (barra 500) com turbinas Kaplan “S” conectadas com o sistema “Brazilian Birds” pelo barramento de Coruja-240.....	115
Figura 5.28 – Potência elétrica da central hidrelétrica na conexão 1 durante o evento 1 no sistema multimáquinas <i>Brazilian Birds</i>	117
Figura 5.29 – Potência elétrica da central hidrelétrica na conexão 2 durante o evento 1 no sistema multimáquinas <i>Brazilian Birds</i>	118
Figura 5.30 – Potência mecânica da turbina na conexão 1 durante o evento 1 no sistema multimáquinas <i>Brazilian Birds</i>	118
Figura 5.31 – Potência mecânica da turbina na conexão 2 durante o evento 1 no sistema multimáquinas <i>Brazilian Birds</i>	119
Figura 5.32 – Potência acelerante da central hidrelétrica na conexão 1 durante o evento 1 no sistema multimáquinas <i>Brazilian Birds</i>	120
Figura 5.33 – Potência acelerante da central hidrelétrica na conexão 2 durante o evento 1 no sistema multimáquinas <i>Brazilian Birds</i>	120
Figura 5.34 – Freqüência da central hidrelétrica na conexão 1 durante o evento 1 no sistema multimáquinas <i>Brazilian Birds</i>	121
Figura 5.35 – Freqüência da central hidrelétrica na conexão 2 durante o evento 1 no sistema multimáquinas <i>Brazilian Birds</i>	121



Figura 5.36 – Ângulo delta da central hidrelétrica na conexão 1 durante o evento 1 no sistema multimáquinas <i>Brazilian Birds</i>	122
Figura 5.37 – Ângulo delta da central hidrelétrica na conexão 2 durante o evento 1 no sistema multimáquinas <i>Brazilian Birds</i>	122
Figura 5.38 – Sinais de controle e respectivas posições em p.u. das palhetas diretrizes do distribuidor e das pás do rotor (MDT03, conexão 1) durante o evento 1 no sistema multimáquinas <i>Brazilian Birds</i>	123
Figura 5.39 – Sinais de controle e respectiva posição em p.u. das palhetas diretrizes do distribuidor e das pás do rotor (MDT03, conexão 2) durante o evento 1 no sistema multimáquinas <i>Brazilian Birds</i>	124
Figura 5.40 – Potência elétrica da central hidrelétrica na conexão 1 durante o evento 2 no sistema multimáquinas <i>Brazilian Birds</i>	125
Figura 5.41 – Potência elétrica da central hidrelétrica na conexão 2 durante o evento 2 no sistema multimáquinas <i>Brazilian Birds</i>	125
Figura 5.42 – Potência mecânica das turbinas na conexão 1 durante o evento 2 no sistema multimáquinas <i>Brazilian Birds</i>	126
Figura 5.43 – Potência mecânica das turbinas na conexão 2 durante o evento 2 no sistema multimáquinas <i>Brazilian Birds</i>	126
Figura 5.44 – Potência acelerante da central hidrelétrica na conexão 1 durante o evento 2 no sistema multimáquinas <i>Brazilian Birds</i>	127
Figura 5.45 – Potência acelerante da central hidrelétrica na conexão 2 durante o evento 2 no sistema multimáquinas <i>Brazilian Birds</i>	127
Figura 5.46 – Freqüência da central hidrelétrica na conexão 1 durante o evento 2 no sistema multimáquinas <i>Brazilian Birds</i>	128
Figura 5.47 – Freqüência da central hidrelétrica na conexão 2 durante o evento 2 no sistema multimáquinas <i>Brazilian Birds</i>	128
Figura 5.48 – Ângulo delta da central hidrelétrica na conexão 1 durante o evento 2 no sistema multimáquinas <i>Brazilian Birds</i>	129
Figura 5.49 – Ângulo delta da central hidrelétrica na conexão 2 durante o evento 2 no sistema multimáquinas <i>Brazilian Birds</i>	129



Figura 5.50 – Sinais de controle e respectivas posições em p.u. das palhetas diretrizes do distribuidor e das pás do rotor (MDT03, conexão 1) durante o evento 2 no sistema multimáquinas *Brazilian Birds*.....130

Figura 5.51 – Sinais de controle e respectiva posição em p.u das palhetas diretrizes do distribuidor e das pás do rotor (MDT03, conexão 2) durante o evento 2 no sistema multimáquinas *Brazilian Birds*.....131



ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 4.1 – Dados do regulador de velocidade	52-53
Tabela 4.2 – Dados dos servomecanismos do distribuidor	59
Tabela 4.3 – Dados dos servomecanismos do rotor	59
Tabela 4.4 – Dados nominais da turbina 1	67
Tabela 4.5 – Dados nominais da turbina 2	67
Tabela 4.6 – Dados de Q_{nl} de algumas turbinas hidráulicas brasileiras.....	67-68
Tabela 4.7 – Comparação de equações para turbina Francis 1.....	68
Tabela 4.8 – Comparação de equações para turbina Francis 2.....	68-69
Tabela 4.9 – Alguns dados operacionais de uma turbina de dupla regulagem	79
Tabela 4.10 – Dados de potência, rotação e inércia de algumas turbinas Bulbo.....	85
Tabela 5.1 – Dados elétricos do sistema radial (valores em % na base de 100 MVA)	91
Tabela 5.2 – Dados do gerador síncrono.....	92-93
Tabela 5.3 – Dados da malha do regulador de velocidade.....	93
Tabela 5.4 – Pontos da curva de conjugação.....	93
Tabela 5.5 – Dados dos servomotores e válvulas do distribuidor.....	94
Tabela 5.6 – Dados dos servomotores e válvulas do rotor	94
Tabela 5.7 – Dados da malha da turbina.....	95
Tabela 5.8 – Dados nominais da turbina Kaplan “S”.....	95
Tabela 5.9 – Dados do diagrama de colina para uma turbina Kaplan “S” com rotação e queda líquida nominais.....	95-96
Tabela 5.10 – Dados do diagrama de colina para rotação e queda líquida constante, em pu.....	96
Tabela 5.11 – Dados elétricos da conexão 1.....	114
Tabela 5.12 – Geração e carga da conexão 1.....	114
Tabela 5.13 – Dados elétricos da conexão 2.....	115
Tabela 5.14 – Carga e geração da conexão 2.....	116



SIMBOLOGIA

A seguir são apresentados os símbolos utilizados neste trabalho com os seus respectivos significados. Houve uma tentativa de preservar todos eles iguais aos da fonte original das equações, porém alguns foram alterados por questão de necessidade.

Iniciais da Língua Portuguesa

Símbolo	Significado
$a\%$	= Abertura em % do distribuidor;
A_t	= Constante de transformação da turbina;
B_p	= Estatismo permanente ;
cv	= Unidade de potência em cavalo vapor;
d	= Diâmetro interno do conduto forçado;
D_t	= Amortecimento mecânico da turbina;
D_{ele}	= Amortecimento elétrico do gerador;
e	= Tensão induzida;
f	= Frequência elétrica;
f_{atr}	= Fator de atrito na tubulação;
f_p	= Fator de perda;
g	= Aceleração da gravidade;
G	= Abertura do distribuidor;
G_u	= Abertura do distribuidor, em p.u.;
G_{0u}	= Abertura inicial, em p.u.;
GD^2	= Inércia do gerador;
GD^2_{Bulbo}	= Inércia do gerador Bulbo;
h	= Queda líquida;
h_{eq}	= Altura equivalente à queda bruta no sistema;
h_p	= Altura equivalente à perda de carga no sistema;
h_{p_u}	= Altura equivalente à perda de carga em p.u. no sistema;
h_{resul}	= Altura resultante;



h_u	=	Queda líquida, em p.u.;
H	=	Constante de tempo de inércia;
J	=	Momento de inércia polar;
K_{pla1}	=	Ganho proporcional do servomotor do rotor;
K_{pla2}	=	Ganho proporcional da válvula de comando do rotor;
K_{ple1}	=	Ganho proporcional do servomotor do distribuidor;
K_{ple2}	=	Ganho proporcional da válvula de comando do distribuidor;
K_{pv}	=	Ganho proporcional do regulador de velocidade;
K_v	=	Ganho derivativo do regulador de velocidade;
l	=	Comprimento do conduto forçado;
LTs	=	Linhas de transmissão;
m	=	massa;
n	=	Rotação, em rpm;
n_n	=	Rotação nominal do gerador, em rpm;
N	=	Número de espiras da bobina;
PID	=	Ganho proporcional, integral e derivativo;
PI	=	Ganho proporcional e integral;
$P_{amec u}$	=	Potência de amortecimento mecânico, em p.u.;
P_{mot}	=	Potência motriz;
P_{tur}	=	Potência da turbina;
$P_{tur N}$	=	Potência da turbina nominal;
$P_{tur u}$	=	Potência da turbina, em p.u.;
$P_{mec u}$	=	Potência mecânica, em p.u.;
P_{sn}	=	Potência aparente do gerador;
q_{nu}	=	Vazão correspondente à operação nominal em p.u.;
q_u	=	Vazão em p.u. (variável dinâmica);
q_{0u}	=	Vazão inicial em p.u.;
Q	=	Vazão no conduto forçado;
Q_u	=	Vazão em p.u. (referente à curva de pontos);
Q_{base}	=	Vazão base no conduto forçado;
Q_{nl}	=	Vazão à vazio da turbina;
Q_{nlu}	=	Vazão à vazio em p.u. da turbina;



R_a	=	Resistência do enrolamento de armadura;
S_b	=	Potência base;
SEP	=	Sistema Elétrico de Potência;
T_{bv}	=	Constante de tempo da válvula de comando do rotor;
T_{cld}	=	Constante de tempo de fechamento da válvula direcional do distribuidor;
T_{clr}	=	Constante de tempo de fechamento da válvula direcional do rotor;
T_f	=	Constante de tempo dos filtros de medição;
T_{gv}	=	Constante de tempo da válvula de comando do distribuidor;
T_m	=	Constante de tempo mecânico;
T_{nv}	=	Constante de tempo do regulador de velocidade;
T_{opd}	=	Constante de tempo de abertura da válvula direcional do distribuidor;
T_{opr}	=	Constante de tempo de abertura da válvula direcional do rotor;
T_v	=	Constante de tempo do derivador;
T_w	=	Constante de tempo hidráulico;
T_{yb}	=	Constante de tempo do servomotor do rotor;
T_{yg}	=	Constante de tempo do servomotor do distribuidor;
$T'd$	=	Constante de tempo transitória de eixo direto;
$T''d$	=	Constante de tempo subtransitória de eixo direto;
$T''q$	=	Constante de tempo subtransitória de eixo em quadratura;
X_d	=	Reatância de eixo direto;
X_q	=	Reatância de eixo em quadratura;
$X'd$	=	Reatância transitória de eixo direto;
$X''d$	=	Reatância subtransitória de eixo direto;
X_l	=	Reatância de dispersão;
Y_d	=	Abertura das palhetas diretrizes em graus;
Y_{du}	=	Abertura das palhetas diretrizes em p.u.;
Y_r	=	Abertura das pás em graus;
Y_{ru}	=	Abertura das pás em p.u.;



Iniciais em Grego

Símbolo	Significado
γ	= Peso específico;
δ	= Ângulo elétrico interno do gerador;
$\Delta\omega$	= Variação da velocidade angular;
η_{mec}	= Rendimento mecânico;
η_t	= Rendimento da turbina;
η_u	= Rendimento da turbina normalizado;
ϕ	= Fluxo magnético;
ω_{ref}	= Velocidade angular de referência;
ω	= Velocidade angular da árvore;
ω_s	= Velocidade angular síncrona do sistema;
ω_e	= Velocidade angular do sinal elétrico;



Capítulo 1

Introdução

A sociedade moderna demanda grandes pacotes de energia elétrica para o uso na indústria, comércio, agricultura, transporte, comunicação, segurança, lazer e uso residencial. A opção pela eletricidade pelos consumidores do planeta é altamente justificável, pois se trata de uma energia relativamente segura, de baixo ruído, de transporte prático (que pode acontecer em grandes valores de potência por meio dos sistemas de transmissão ainda sob uma velocidade próxima da luz) e altamente maleável, sendo aplicável em inúmeros processos cotidianos.

Os geradores de energia elétrica são máquinas reversíveis que convertem trabalho mecânico em energia elétrica. O trabalho mecânico é gerado por máquinas primárias que extraem energia de fontes que podem ser renováveis ou não-renováveis. Fontes que podem ser renováveis ou não. As fontes não-renováveis de energia podem ser diversas tais como combustíveis fósseis, urânio, plutônio. As principais fontes de energia renováveis são os recursos hídricos, solar, vento, geotérmico, maré motriz e biomassa.

Uma das características do sistema elétrico de potência é que não se pode armazenar grandes montantes de energia. Sendo assim, em ocasião de equilíbrio, a energia que é consumida é igual à energia elétrica gerada (descontadas as perdas). A inércia dos geradores pode armazenar ou ceder pacotes de energia, mas isso implica numa variação da frequência do sinal elétrico. Graças às severas tolerâncias impostas para as flutuações de frequência, é um desafio para os tecnólogos da área de Planejamento e Operação do SEP (Sistema Elétrico de Potência) manejar habilmente esse equilíbrio da energia que é gerada e consumida. Neste cenário, a geração deve atender adequadamente a carga que se torna paulatinamente mais complexa.

O comportamento das cargas elétricas na escala macro, como de uma cidade, por exemplo, pode ser mais ou menos previsível, porém o comportamento individual das cargas conectadas à rede



é, de modo geral, imprevisível. Com base no comportamento macro das cargas, é possível criar uma rotina que deve ser obedecida pelos principais grupos geradores. Esses grupos geradores devem assegurar uma “inércia” mínima no sistema por questões de demanda, qualidade e estabilidade. A não obediência desse critério pode por em risco todo o sistema nacional.

Contudo, para atender adequadamente as cargas elétricas de um sistema, não basta que a atenção se volte somente para a geração. É necessário investir nos elementos que transportam a energia de um ponto a outro. Dentre esses elementos podem-se citar as linhas de transmissão (LTs), linhas de distribuição e transformadores (elevadores e rebaixadores de tensão). Não há como transmitir grandes pacotes de energia se não houver uma malha elétrica eficiente. Uma rápida análise da equação de potência elétrica do gerador pode confirmar essa constatação (ver Anexo 1). Além disso, deve-se investir também na proteção desses elementos, e fazer com que esta ocorra de forma seletiva, afetando o mínimo possível de cargas elétricas na ocasião de eliminação de defeitos.

No que diz respeito a investimentos, um sistema elétrico de potência, que é muito reparticionado, conduz a impasse de interesses. Nem sempre o investimento que é de grande interesse para uma repartição dá o retorno esperado à outra repartição. Desse modo, melhorias fundamentais (que muitas vezes não são realizadas por questões políticas e de interesses privados) podem acabar ficando de lado. Como o SEP é muito complexo, o seu funcionamento global pode ficar comprometido se houver um mau funcionamento de algumas de suas partes, ainda mais se essas partes forem de importância crucial para o sistema.

No contexto nacional, com o setor elétrico fortemente privatizado, é necessária uma rigidez do governo federal no sentido de impor normas e diretrizes para as empresas que lucram com o SEP brasileiro. É preciso impor um rígido controle às empresas que possuem concessão dos serviços. Serviços que são questão de segurança nacional, de economia e bem-estar dos brasileiros.

1.1 Estado da Arte

Os estudos de modelagem dinâmica das turbinas hidráulicas e seus componentes surgiram devido à necessidade de representação e análise dos sistemas de potência que cresceram e ficaram cada vez mais interligados.



O primeiro artigo que se tem conhecimento da tentativa (bem sucedida) de modelagem dinâmica para estudos de estabilidade em hidrogeradores foi Oldenburger(1962). Esse artigo demonstra claramente a combinação da análise teórica e um bom trabalho experimental. Ele trata basicamente da validação de um modelo dinâmico para posterior ajuste do regulador de velocidade das turbinas do *Apalachia Hydroelectric Plant*.

O modelo parte das equações diferenciais parciais para fluidos no conduto forçado. Nesta análise, a solução dessas equações cai em funções hiperbólicas semelhantes às equações de onda das linhas de transmissão longas. Posteriormente as funções hiperbólicas são aproximadas para funções polinomiais por expansão em série de potência. Com essas funções polinomiais truncadas e a Transformada de Laplace, foi desenvolvida a análise de resposta em frequência. O resultado demonstrou grande concordância com os dados experimentais.

Outros trabalhos importantes foram feitos com o mesmo intuito de ajuste dos reguladores de velocidade, com destaque para Hovey(1962) e Schleif (1966).

Hovey(1962) trata sobre o ajuste ótimo dos reguladores de velocidade da *Monitoba Hydro System*, que se trata de um sistema elétrico isolado. Nesse trabalho, ele apresenta um procedimento prático para o ajuste do regulador de velocidade, com base em fórmulas que levam em conta T_m e T_w medidos em campo. Trata-se de um método empírico e iterativo onde os ajustes são realizados até que determinadas constantes de tempo do regulador de velocidade atinjam seus valores ótimos. Nesse mesmo trabalho ele cita as limitações e aproximações adotadas, tais como linearização de modelos, e alguns fatores desprezados nos cálculos.

O trabalho de Schleif(1966) ataca o ajuste tradicional feito nos reguladores de velocidade. De acordo com o seu artigo, a crescente interconexão dos sistemas de potência demanda novos métodos de otimização de ajuste do regulador de velocidade. Dessa forma, são apresentados métodos para a medição e ajuste ótimo focando agora o atraso e ganho disponível do servomotor e válvulas. Com a idéia de que uma regulação feita para sistema isolado é também boa para o sistema interligado, ele apresenta comparações gráficas de transitórios de velocidade angular em geradores operando em paralelo e isolados, sob rejeição de carga. É também citado o efeito transitório (inicial), aparentemente anormal (contrário à ação de controle), do escoamento no conduto forçado



quando o distribuidor varia. Ele explica por que o regulador de velocidade deve retardar o movimento do distribuidor para obter uma regulação estável levando em consideração essa peculiaridade transitória.

Posteriormente, Undrill (1967) apresenta um modelo não-linear que vai além do proposto por Hovey por considerar limitações de ganho da válvula de comando e servomotor, além da variação da característica da turbina de acordo com o seu ponto de operação. Há uma consideração sobre o rendimento da turbina e uma forma de representá-la considerando a sua vazão a vazio ($Q_{nl} - speed-no-load$), forma de representação posteriormente adotada no IEEE (1992). No seu trabalho, constam demonstrações esclarecedoras sobre o amortecimento mecânico da turbina (D_t), indicando ainda uma faixa do seu valor típico.

Em Ramey (1970) é realizada uma comparação da representação mais detalhada do regulador de velocidade com o seu modelo equivalente mais simplificado. É apresentada também a representação PID dos reguladores de velocidade eletro-mecânicos, bem como a modelagem das válvulas, servomotores e do escoamento no conduto forçado.

Young (1971) trata da modelagem de equipamentos para estudos de estabilidade em grandes sistemas elétricos de potência. Entre os equipamentos modelados têm-se: máquinas síncronas, sistemas de excitação, máquinas primárias tais como as turbinas hidráulicas e térmicas, cargas elétricas, relés de proteção, sistemas de controle. A sua modelagem é adequada o bastante de modo a representar o comportamento da carga no tempo de simulação de 20 segundos.

O artigo *Dynamic Models For Steam and Hydro Turbines in Power Systems Studies* IEEE (1973) se concentra com a representação das turbinas térmicas e hidráulicas bem como o modelo dos seus mecanismos de regulação de velocidade para os estudos de estabilidade nos sistemas elétricos de potência. Este trabalho apresenta diagramas de blocos de uma grande gama de turbinas térmicas bem como apresenta uma tabela com valores típicos das respectivas constantes de tempo e ganhos. Na parte das turbinas hidráulicas, é apresentado o modelo dinâmico típico de regulador de velocidade, válvula de comando e servomotor. É apresentado também o modelo linearizado das turbinas hidráulicas.



O trabalho IEEE (1992) é de fato uma referência no que diz respeito à modelagem de turbinas hidráulicas. Este trabalho aborda o modelo não-linear de turbinas hidráulicas, bem como um modelo linearizado em que é possível se fazer correções do valor inicial, como também o modelo linear mais simplificado. Este trabalho ainda aborda o modelo dinâmico do escoamento para longos condutos forçados (modelo de onda viajante), um modelo que considera a presença da chaminé de equilíbrio e um modelo que considera múltiplos condutos forçados (para uma usina que dispõe de mais de uma turbina) conectados por um conduto forçado principal. Nesta última abordagem, é feita uma representação matricial de todas as turbinas, onde a abertura do distribuidor de uma delas afeta a potência de saída das turbinas vizinhas. É considerado nesta análise o efeito mútuo das turbinas. Adiante, este artigo apresenta diagramas de blocos para os sistemas de regulação de frequência, bem como um diagrama com a regulação PID.

Apesar da evolução dos modelos das turbinas hidráulicas, todos os trabalhos até este ponto não apresentavam nenhuma abordagem sobre turbinas que utilizam mais de uma regulação. Apesar das turbinas Pelton e Kaplan já serem uma realidade, ainda não havia modelos específicos para essas turbinas.

Para as turbinas Pelton, Johnson(2004) desenvolveu um modelo específico que considera a posição da agulha e o defletor de jato (elemento importante para a ocasião de rejeição de carga).

O trabalho de Brezovec(2006) aborda a modelagem dinâmica das turbinas Kaplan. Neste trabalho ele considera a variação da abertura das pás do rotor e considera também a curva de conjugação da máquina. A sua modelagem considera até mesmo pontos afastados da operação conjugada da máquina e a variação da queda líquida da turbina, sendo assim muito abrangente. Os resultados das simulações mostraram concordância com medições reais, validando o seu trabalho.

1.2 Estrutura da Dissertação

- Capítulo 1 – Introdução

Este capítulo é de caráter meramente introdutório. Faz uma rápida abordagem sobre a importância do SEP. São apresentados também, em ordem crescente dos anos, alguns dos principais



trabalhos sobre modelagem dinâmica de turbinas e demais equipamentos relacionados até se chegar aos trabalhos mais recentes.

- Capítulo 2 – Considerações Gerais Sobre o Controle de Sistemas e Estabilidade de Sistemas Elétricos de Potência

Trata de algumas considerações sobre o controle e automação de sistemas e sobre a estabilidade do SEP. São detalhados os tipos de estudo de estabilidade existentes e qual este presente trabalho visa abordar.

- Capítulo 3 – Máquina Primária e Turbinas Hidráulicas

Este capítulo fala sobre as máquinas primárias, com destaque para as turbinas hidráulicas. É feito um resumo sobre a evolução do aproveitamento dos recursos hídricos dando o merecido destaque para as principais turbinas utilizadas nos dias atuais.

- Capítulo 4 – Modelo Dinâmico das Turbinas Hidráulicas Axiais de Dupla Regulagem

Este capítulo trata dos modelos dinâmicos da turbina hidráulica (abordando seus modelos linear e não-linear), servomotores e reguladores de velocidade. Trata também da equação de oscilação e da inércia da unidade geradora.

- Capítulo 5 – Simulações

O sexto capítulo apresenta as aplicações computacionais dos modelos desenvolvidos. Com objetivo de comparação, os modelos linear e não linear são plotados no mesmo gráfico. As simulações são feitas considerando-se um sistema radial e posteriormente um sistema multimáquina.



- Capítulo 6 – Conclusões

Neste capítulo, são apresentadas as conclusões gerais e recomendações para futuros desenvolvimentos.

Capítulo 2

Considerações Gerais Sobre o Controle de Sistemas e Estabilidade de Sistemas Elétricos de Potência

Nos dias atuais, o controle automático tem demonstrado grande importância nos processos industriais e tecnológicos. Ele se apresenta no ramo tecnológico como uma ferramenta indispensável para o controle de foguetes, sistemas robóticos, aeronaves, navios, metrô, sistemas de geração de energia, além dos inúmeros processos industriais que exigem pleno controle de variáveis como: temperatura, vazão, pressão, velocidade, força. O sucesso da produção industrial atual deve-se muito ao alto grau de qualidade conferido pela aplicação do controle automático.

Antes de o controle ser automático, o homem é que exercia a ação de controle sobre os processos. Isso nem sempre proporcionava bons resultados, visto que se tratava de um trabalho enfadonho, cansativo e rotineiro para os operários, e estes assim como qualquer outra pessoa sobre o planeta são suscetíveis aos erros. Por exemplo, ao representar, por um diagrama de blocos, um processo de controle de nível como na figura 2.1, exercido por um humano, obtém-se um diagrama em malha fechada como mostra a figura 2.2.

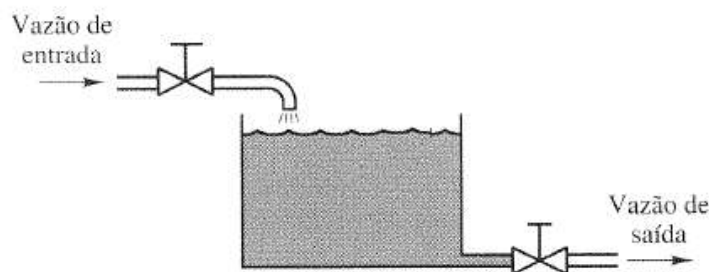


Fig. 2.1 Sistema de controle de nível, Ogata (1998).

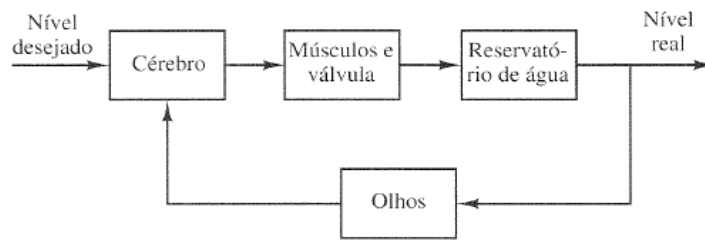


Fig. 2.2 Diagrama de blocos de um sistema controlado por um humano.

Com base nas figuras 2.1 e 2.2 apresentadas, pode-se imaginar as dificuldades do controle quando exercido por um humano, com a necessidade da sua presença constante, podendo ainda estar exposto a ambientes insalubres, desconfortáveis, realizando um trabalho completamente alienante.

Neste exemplo, o cérebro humano processa as informações obtidas pelos seus sentidos (olhos) e toma alguma ação se houver diferença daquilo que foi idealizado. Com base nesse modelo, o grande avanço do controle foi incorporar mecanismos dotados de sensibilidade que medem a variável de saída direta ou indiretamente e ainda possuem alguma programação que toma uma ação de controle. Com merecido destaque, o Controle de Sistemas juntamente com a Automação é uma demonstração clara do poder transformador da ciência. As figuras 2.3 e 2.4 apresentam o mesmo sistema de controle de nível quando controlado por um dispositivo automático.

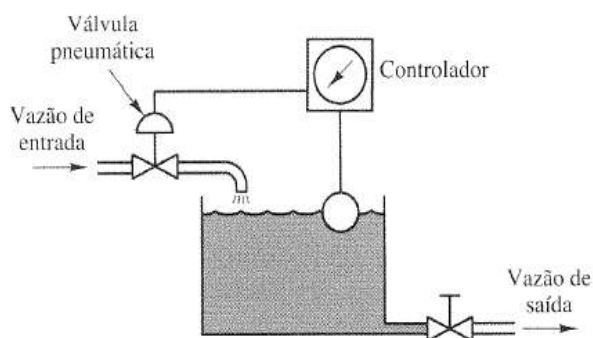


Fig. 2.3 Sistema de controle automático de nível, Ogata (1998).

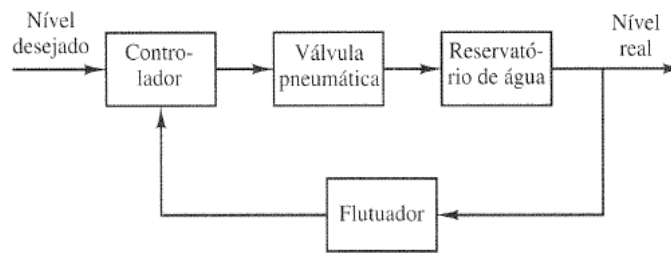


Fig. 2.4 Diagrama de blocos de um sistema controlado automaticamente.

Nos dias atuais, a linha de produção industrial encontra-se fortemente equipada com esta tecnologia. O controle automático aplicado na indústria ajudou a maximizar os lucros e tornar a produção mais rápida e eficiente. O mercado de bens e serviços foi favorecido diretamente por esse avanço tecnológico.

2.1 Primeiras Aplicações e Trabalhos Teóricos

O primeiro trabalho de controle automático (relatado assim por muitas fontes) deve-se a James Watt, no século XVIII, diante da tentativa de controle de velocidade de uma máquina a vapor com um controlador centrífugo. A figura 2.5 apresenta uma ilustração de uma aplicação do controlador centrífugo num motor de combustão para o controle da sua velocidade angular. Trata-se de um mecanismo muito interessante: se a carga mecânica acoplada ao motor variar alterando o valor estabelecido da velocidade angular, a velocidade de giro das esferas é alterada. Em seguida as esferas alteram a altura do seu centro de massa seguindo as leis da Mecânica Clássica. Ao alterarem as suas alturas, elas acionam a válvula de controle que controla o fluxo de óleo para o servomotor. O cilindro, ao se deslocar, atua na válvula que controla o fluxo de ar para o motor, alterando sua potência e, conseqüentemente, sua rotação. O equilíbrio só será restabelecido quando a velocidade angular da máquina voltar a ter seu valor nominal, mas, quando isso ocorrer, o cilindro do servomotor e a válvula do controle de fluxo de combustível poderão ter suas posições alteradas (maiores detalhes desse mecanismo são apresentados no capítulo 4).

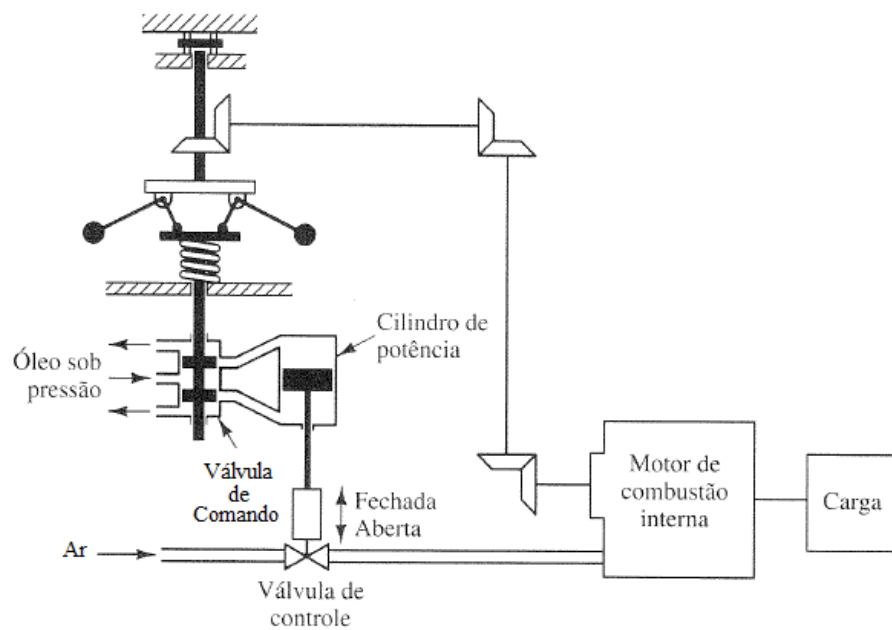


Fig. 2.5 Sistema de controle de velocidade, adaptado de Ogata (1998).

A teoria de controle muito evoluiu desde o trabalho de James Watt, e cientistas que muito contribuíram para essa evolução foram Edward Routh, Minorsky, Hazen, Nyquist, Ogata (1998). Foram desenvolvidos métodos matemáticos que buscavam em especial avaliar a estabilidade dos sistemas dinâmicos e otimização da resposta transitória (com maior amortecimento e menor tempo de resposta). Essas técnicas desenvolvidas encontraram forte aplicação no chamado *controle clássico*, que trata fundamentalmente do controle de processos envolvendo apenas uma variável de entrada e uma de saída. Posteriormente, foram desenvolvidas técnicas de controle envolvendo mais de uma variável de entrada e de saída. Como exemplo dessas técnicas tem-se a *alocação de pólos*, e a área que trata desse assunto é o *controle moderno*.

A tecnologia utilizada no controle também muito evoluiu, passando de elementos mecânicos, eletromecânicos (relés eletromecânicos) para os eletrônicos e posteriormente para os digitais. Nessa evolução, as constantes de tempo de atuação foram notavelmente reduzidas, dando origem a um controle mais rápido.

Nos sistemas elétricos de potência, o controle automático é incorporado em muitos equipamentos, podendo-se citar, por exemplo: nos reguladores de velocidade das turbinas (hidráulicas e térmicas), nos reguladores de tensão dos sistemas de excitação das máquinas síncronas, os reatores controlados (TCR), capacitores controlados (TCC), PSS entre outros. Esses



equipamentos possuem uma representação dinâmica durante a modelagem e, em termos de estabilidade angular transitória, eles possuem uma ação positiva. O principal intuito desse controle incorporado é dinamizar o controle das máquinas e equipamentos.

2.2 Estabilidade de Sistemas Elétricos de Potência

O estudo de estabilidade visa avaliar a capacidade de um sistema elétrico de potência em manter seu equilíbrio (de forma adequada) quando em condição operativa normal, ou quando sujeito a alguma perturbação que o retire do seu estado de equilíbrio. Esse estudo, assim como de muitos outros realizados, visa garantir a continuidade do fornecimento de energia elétrica com a qualidade mínima exigida. Porém, quando se fala em qualidade, surge a necessidade de ser específico, pois esse termo possui um sentido muito amplo.

Uma parte daquilo que se entende por qualidade aponta para o equilíbrio e simetria das fases do sistema elétrico. É desejado que todas as fases do sistema polifásico possuam a mesma amplitude e a mesma defasagem angular. Com esse intuito, e partindo do pressuposto que a geração de energia é equilibrada e simétrica, tenta-se obter um arranjo equilibrado da rede elétrica e de seus componentes, bem como uma distribuição igualitária da carga nas suas fases. Os engenheiros da fase de projeto da rede de transmissão e de distribuição de energia elétrica têm uma atenção especial voltada a essa questão, pois fazer operar um sistema em desequilíbrio permanente é impensável.

Outra divisão da qualidade está relacionada ao aparecimento de sinais de tensão e corrente com frequência múltipla inteira da frequência fundamental do sistema. Esses sinais indesejados conhecidos como *harmônicos*, são oriundos de elementos não-lineares, com destaque para os transformadores (por conta da não linearidade do fluxo magnético com a corrente de magnetização), equipamentos eletrônicos em geral, fornos elétricos a arco. A presença desses sinais harmônicos na rede causa grandes problemas como, por exemplo: redução da vida útil de equipamentos, conjugados de frequências diferentes da fundamental ou, ainda pior, conjugados de seqüência negativa (cujo campo magnético girante no interior de um estator gira no sentido contrário do originado pela frequência fundamental).



O estudo de estabilidade parte do pressuposto que essas condições já foram devidamente atendidas, ou seja, que a rede é equilibrada e simétrica, e só há geração de sinais na frequência fundamental. Nesse sentido, a *qualidade* do sinal de tensão restringe-se somente ao que diz respeito à amplitude (iguais em todas as fases) e à frequência.

Com uma carga elétrica cada vez mais sofisticada e exigente, a tolerância para as variações especificadas na tensão está ficando cada vez mais estreita. Além disso, os sistemas elétricos interligados crescem constantemente e se ramificam, podendo em certos casos (como no Brasil) atingir extensões continentais. De fato, esse é um cenário desafiador para engenheiros da área de Planejamento e Operação que se comprometem em estudar e avaliar esses sistemas.

Devido à grande abrangência do estudo de estabilidade, faz-se necessário subdividi-lo da seguinte forma: *estudo da estabilidade angular do rotor*; *estudo da estabilidade de tensão* e *estudo da estabilidade de frequência*.

2.2.1 Estudo da Estabilidade Angular do Rotor

Esse é um estudo tradicional realizado desde 1920. Consiste na avaliação da habilidade das unidades geradoras de se manterem operando em condição de sincronismo quando há perturbações. Esse estudo se subdivide em mais dois estudos distintos: o *estudo de estabilidade angular de regime permanente* e o *estudo de estabilidade angular transitória*.

O estudo da estabilidade angular de regime permanente avalia o sincronismo das unidades geradoras considerando pequenas perturbações e utiliza equações linearizadas na sua análise. Geralmente o seu estudo enfoca a falta de conjugado amortecedor e conjugado sincronizante que podem conduzir a uma instabilidade angular entre os geradores de uma determinada área mesmo não havendo grandes perturbações.

O estudo de estabilidade angular transitória avalia o sincronismo entre as unidades geradoras quando há ocorrência de grandes perturbações e utiliza equações não-lineares na sua análise. Nesse estudo, as perturbações são basicamente curtos-circuitos, variações de carga, perda de unidades geradoras e perda de grandes blocos de carga. Diante dessas perturbações, pode-se esperar a



ocorrência de grandes excursões de ângulo e frequência. O conhecimento da dinâmica dos componentes tais como turbinas, reguladores de velocidade e tensão, rotor dos geradores é de importância crucial, pois afetam efetivamente os resultados.

2.2.2 Estudo da Estabilidade de Tensão

O estudo de estabilidade de tensão enfoca a avaliação da habilidade do sistema elétrico de potência em manter as tensões nos barramentos em padrões adequados diante de distúrbios ou em condições normais de operação. A estabilidade de tensão está fortemente relacionada ao suprimento da potência reativa, cuja falta pode conduzir a um colapso de tensão. Esse estudo se divide em *estabilidade de tensão para pequenos impactos e estabilidade de tensão para grandes impactos*.

A estabilidade de tensão para pequenos impactos considera a ocorrência de pequenas perturbações, como uma variação normal de carga, por exemplo. Ela avalia a resposta a essas pequenas perturbações, que é dependente da condição operativa e da capacidade dos elementos em suprir adequadamente as novas solicitações de potência reativa. Nesse estudo, utilizam-se equações algébrico-diferenciais linearizadas.

A estabilidade de tensão para grandes impactos avalia o comportamento das tensões nos barramentos do sistema diante de grandes perturbações, tais como curtos-circuitos e grandes variações de carga. Nessa análise, que utiliza equações não-lineares, é de fundamental importância o conhecimento da condição operativa do sistema, da dinâmica dos elementos de controle, dos limites de geração de potência reativa dos geradores, além da própria natureza do evento.

2.2.3 Estudo de Estabilidade de Frequência

O estudo de estabilidade de frequência avalia a capacidade de um sistema de potência em manter sua frequência estável após uma perturbação que resulte em desequilíbrio significativo entre geração e carga. Essa perturbação ocasiona uma mudança na topologia do sistema interligado onde pode-se gerar um cenário com um desequilíbrio considerável de potências.



Diante deste quadro, há a necessidade da existência de esquemas específicos de desligamento de carga, desligamento/ligamento de grupos geradores, ilhamento, além de ajustes adequados no regulador de velocidade. Quando existir a necessidade de ligamento de geradores é importante que haja geração de reserva para este fim. Se essa coordenação for ineficiente, podem ocorrer problemas como oscilações sustentadas de frequência, perda de geração e carga, atuação indevida e indesejada de relés, e colapso operativo da rede.

O objetivo maior desse estudo é a preservação do abastecimento (com qualidade) da maior parte possível da carga conectada na rede elétrica, IEEE/CIGRE(2004).

2.3 Métodos de Análise da Estabilidade Angular Transitória

A primeira coisa a ser feita no estudo de estabilidade é levantar o modelo matemático do sistema de potência e dos seus componentes. No caso do estudo de estabilidade angular transitória aplicada no sistema multimáquinas, a rede passiva recebe uma representação matricial e os seus componentes dinâmicos podem ser representados por equações diferenciais lineares ou não. Em geral representa-se matematicamente tudo aquilo que influi diretamente nos conjugados elétrico e mecânico do gerador, pois estas variáveis influenciam diretamente o ângulo delta da máquina.

Alguns dos principais elementos que recebem representação matemática são os seguintes:

- Configuração do sistema;
- Cargas e suas características;
- Parâmetros das máquinas síncronas;
- Sistemas de excitação e reguladores de tensão das máquinas síncronas;
- Turbinas e reguladores de velocidade;
- Sistemas de proteção.



Além de ter conhecimento dos elementos da rede passiva (valor de impedâncias, topologia, etc.) é muito importante saber a sua condição operativa, que será ponto de partida para os estudos de estabilidade. Assim, deve-se conhecer a tensão elétrica nos barramentos (módulo e ângulo); o carregamento dos geradores, linhas de transmissão e transformadores, entre outros equipamentos.

Capítulo 3

Máquina Primária e Turbinas Hidráulicas

Em 1831, um cientista inglês, de família pobre, e que não tinha conhecimentos profundos sobre cálculo, lançou uma teoria científica que foi, muito provavelmente, a mais crucial para o avanço tecnológico da eletricidade. Após relacionar a variação do campo magnético com a geração de tensão, Michael Faraday abriu caminho para a utilização da eletricidade de forma mais prática e segura do que as pesadas baterias utilizadas na época.

A sua lei estabelece que, para induzir uma tensão elétrica nos terminais de uma espira usando um ímã, como mostra a figura 3.1, por exemplo, é necessário variar o campo magnético no interior da mesma. Quando se conecta uma resistência nesses terminais, consegue-se gerar uma corrente. Essa corrente (usando já a correção proposta por Lenz posteriormente) gera um campo magnético no interior da espira que tende a contrapor a variação do campo magnético que a originou. Quando essa corrente passa por uma resistência, nela é dissipada uma potência elétrica.

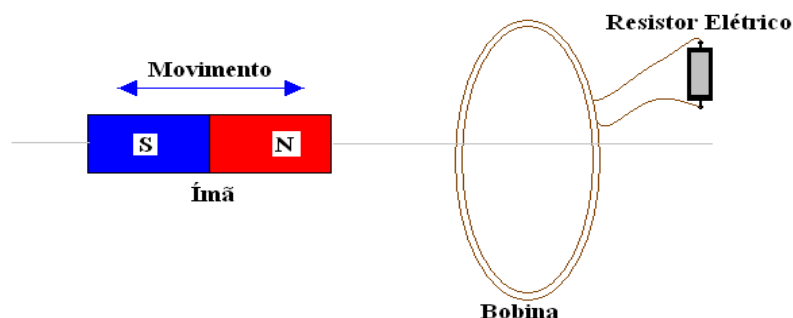


Fig. 3.1 Arranjo elétrico dos elementos.

Em termos matemáticos, a Lei de Lenz-Faraday pode ser escrita da seguinte forma:



$$e = -N \frac{d\phi}{dt} \quad (3.1)$$

Sendo:

e = tensão elétrica gerada nos terminais da bobina;

N = número de espiras da bobina;

ϕ = fluxo magnético que atravessa a espira.

Ao observar o circuito elétrico na figura 3.1, pode-se ver que existe apenas uma bobina conectada a uma resistência; então é natural indagar: de onde vem a fonte para a energia elétrica? Essa energia não vem do ímã, pois no processo, o campo magnético dele gerado permanece invariável. A resposta é que essa energia se origina de uma fonte mecânica externa ao circuito. Para fazer variar o campo magnético no interior da bobina, gerando tensão e potência no circuito, é necessário vencer o campo magnético que se opõe à variação. Existe assim uma força eletromagnética que se opõe ao movimento do ímã. Para se deslocar vencendo a ação de uma força é necessário executar um trabalho mecânico sobre o sistema (pela própria definição da Mecânica Clássica). Esse trabalho mecânico executado sobre o sistema é equivalente (desconsiderando as perdas) à energia elétrica dissipada pela resistência. Em termos elétricos mais profundos, para que haja a força de oposição mecânica, essa potência necessita ser do tipo *ativa*, pois a energia *reativa* não produz trabalho, mas serve como um caminho ou uma ponte para o trabalho. Dessa forma, Faraday conseguiu relacionar a geração de energia elétrica com um trabalho mecânico executado por uma fonte de energia externa.

A descoberta de Michael Faraday foi tão extraordinária que lançou as bases para criação dos geradores e motores de corrente contínua e alternada, entre outros dispositivos tais como o microfone, o auto-falante e o transformador. Graças a um dos maiores cientistas experimentais de todos os tempos, é possível hoje levar a energia elétrica a grandes distâncias e em grandes montantes de potência. Porém, para esse tipo de geração, é indispensável em termos técnicos, a utilização de máquinas primárias. As máquinas primárias são os dispositivos ou mecanismos que fornecem potência mecânica para a geração de energia elétrica.



Dentre as máquinas primárias, as que mais se destacam em termos de utilização são as turbinas térmicas e hidráulicas. As turbinas são máquinas de fluxo, que convertem energia potencial de fluidos em trabalho mecânico de eixo, operando intermediariamente energia cinética, cujo princípio de funcionamento baseia-se na mudança de momento angular do fluido em escoamento. Os principais fluidos de trabalho são água, vapores e gases. As turbinas que operam fluidos incompressíveis (i.e, sem variação de densidade durante o escoamento) são denominadas turbinas hidráulicas. Curiosamente, seguindo essa definição, as turbinas eólicas são consideradas também turbinas hidráulicas, pois o ar não varia a sua densidade durante o processo. Então, nessa classificação, não é a natureza química do fluido que interessa, e sim se ele é compressível ou não. Industrialmente, o fluido de trabalho mais importante para as turbinas hidráulicas é a água (líquida) devido a sua própria abundância nos desníveis naturais. As turbinas que operam com fluidos compressíveis (com sua densidade variando com o escoamento pela máquina) são chamadas de turbinas térmicas. Os fluidos de trabalho nesse caso são vapores (água, o mais usado, mas também mercúrio) ou gases (produto de combustão ou gases em circuito fechado).

Na Terra, a água tem um ciclo característico muito antigo alimentado pelo calor do Sol. A água dos mares se aquece, evaporando, ganhando energia potencial para depois se condensar e precipitar sobre a superfície terrestre. Depois, a água vai continuamente perdendo sua energia potencial, transformando-a em energia cinética e dissipando-a por atrito no seu caminho até os mares (é interessante lembrar também que nem toda evaporação vem dos mares, e também nem toda energia vem do Sol, apesar de ser ele a maior fonte dessa energia).

As turbinas hidráulicas foram continuamente aprimoradas pelo homem para melhor aproveitar essa energia potencial. Como cada aproveitamento hidráulico é muito particular, turbinas com características muito distintas foram desenvolvidas pelo homem ao longo dos anos. As principais turbinas hidráulicas desenvolvidas foram as dos tipos Francis, Kaplan, Pelton, Hélice e a Bulbo. Cada uma dessas turbinas tem características de funcionamento mais apropriadas para certos tipos de aproveitamento. As duas principais grandezas que determinam a escolha da turbina são queda líquida e vazão, como mostra a figura 3.2.

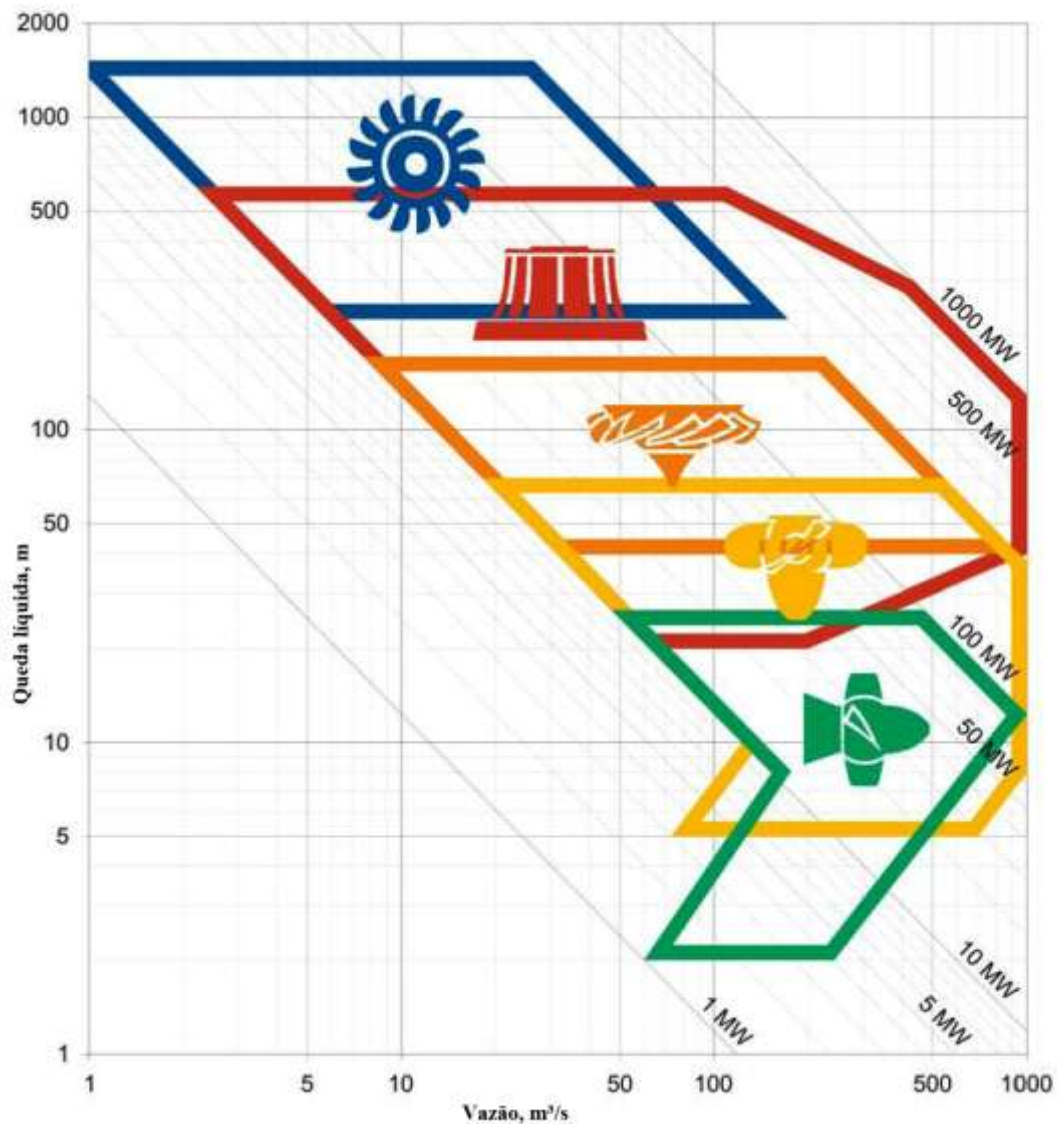


Fig. 3.2 Campos de aplicação típica das principais turbinas hidráulicas, [Morais, 2011].

Vale lembrar que em um projeto, nem sempre o critério de escolha de uma turbina é a que ofereça o melhor rendimento. Existem muitos casos em que determinadas turbinas se “encaixam” melhor a um determinado projeto ou até mesmo trazem um retorno econômico melhor ao investimento. Mas, mesmo assim, o rendimento da turbina é um dos parâmetros mais importantes para a escolha. Enfim, a figura 3.2 mostra a aplicação *típica* das turbinas hidráulicas que trabalham com água líquida (por comodidade, a partir daqui, essas turbinas são chamadas simplesmente de turbinas hidráulicas).



Outro fato importante também a ser salientado na figura 3.2 é que o eixo das ordenadas se refere à queda líquida, ou seja, a altura ou desnível que a turbina “enxerga” quando está em operação. A *queda líquida* difere da *queda bruta* porque na queda líquida é contabilizada a perda de carga no sistema de adução. A queda bruta é definida como a diferença entre os níveis d’água de montante e jusante no aproveitamento hidrelétrico. Já a queda líquida é um dado calculado posteriormente quando contabilizada a perda de carga no sistema e finalmente subtraída da queda bruta. Ela representa a energia mecânica efetivamente extraída da água pela máquina de fluxo.

No sistema elétrico de potência, existem muitas exigências que devem ser cumpridas para respeitar os critérios básicos de operação do sistema interligado. Como as turbinas hidráulicas são as responsáveis pela ação primária de geração, é justamente sobre elas que recai um grande cuidado operacional. Os critérios operacionais mais importantes das turbinas hidráulicas são os seguintes:

- Apresentar ampla faixa operacional de quedas líquidas e vazões, cobrindo grande gama de aproveitamentos;
- O funcionamento deve apresentar bons valores de rendimento e boas características hidrodinâmicas, permitindo o acoplamento do gerador elétrico ainda que sejam variáveis as condições do aproveitamento, de modo que a instalação seja rentável;
- O eixo poderá dispor-se horizontal, inclinado ou verticalmente, seguindo as exigências do projeto;
- A velocidade de rotação deverá ser suficientemente elevada, para que se consiga o acionamento direto, ou por meio de transmissão com uma pequena multiplicação;
- Apresentar boa regulagem de velocidade, a fim de que sejam adequadas para a utilização em centrais elétricas;
- Todos os elementos, em especial o sistema de regulação e os mancais, devem ser de fácil manutenção.



Inicialmente, o projeto de turbinas hidráulicas para centrais hidrelétricas era mais dispendioso e trabalhoso que nos dias atuais. Para se atingir a melhor configuração do aproveitamento, utilizando a melhor turbina, faziam-se numerosos testes e ensaios em modelos reduzidos, que geralmente eram muito caros e consumiam muito tempo. Porém, graças a esses trabalhos exaustivos, uma quantidade muito grande de conhecimento foi se consolidando na área.

Nos dias atuais, o projeto é muito mais eficiente. Existem programas computacionais, do tipo CFD (“Computational Fluid Dynamics”), que simulam os fenômenos hidráulicos com grande precisão e eficiência, auxiliando o projetista a escolher a melhor configuração a ser tomada. Após numerosas simulações, é feito finalmente o ensaio em bancada com o modelo reduzido. Assim, o tempo e o investimento se reduzem consideravelmente.

Graças aos avanços tecnológicos e científicos, consegue-se, em geral, aproveitar bem a energia hidráulica disponível. Porém, a evolução disso foi gradual. Até se chegar às principais turbinas projetadas pelo homem, houve um exaustivo trabalho de cientistas e engenheiros. O tópico seguinte comenta de forma rápida essa evolução, expondo de forma compacta as principais máquinas até chegar às turbinas hidráulicas utilizadas nos dias atuais, as quais são detalhadas com maior cuidado.

3.1 Resumo da História dos Principais Tipos de Turbinas Hidráulicas

Há muito tempo, a energia hidráulica vem sendo utilizada pelo homem para diversas finalidades em suas atividades diárias. Uma das primeiras formas de aproveitar a energia oriunda do movimento da água foi por meio da roda d’água, como mostra a figura 3.3. Este é um dispositivo relativamente simples, porém, desde a Antiguidade, sua utilização auxiliou o trabalho em pequenas oficinas, moinhos de cereais, artesanatos, irrigação de grandes áreas e drenagem de áreas alagadas. Como se pode imaginar, as rotações e conjugados obtidos eram muito baixos porque os aproveitamentos eram de baixíssimas quedas ou vazões. A sua utilização foi diminuindo à medida que o progresso tecnológico da Era Industrial avançou com as máquinas a vapor.

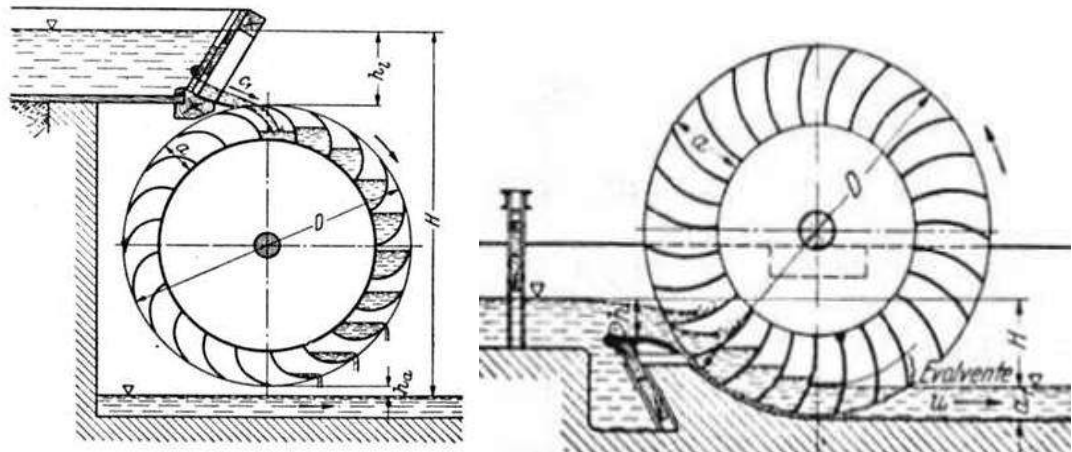


Fig. 3.3 Rodas d'água com alimentação superior e inferior, Quantz (1976).

Contudo, os estudos sobre a hidrodinâmica não pararam, e, no século XVIII, houve um grande avanço nesse ramo científico com os trabalhos do notável Daniel Bernoulli (1700-1782), que lançou as bases da hidrodinâmica com sua obra: *Hidrodinâmica - 1738*. O seu conhecido teorema da conservação da energia para os fluidos ideais tinha como base as equações da dinâmica propostas por Isaac Newton no seu famoso livro: *Princípios Matemáticos da Filosofia Natural - 1687*.

Mais tarde, o grande matemático suíço (por curiosidade: amigo de Bernoulli) Leonard Euler (1707 - 1783), publicou vários trabalhos sobre turbomáquinas, e estabeleceu uma equação fundamental sobre o torque (conjugado) nas turbinas. Ele inventou uma turbina de reação com distribuidor fixo e esta acabou sendo a precursora, no século XIX, da Roda Poncelet e de outras turbinas.

Outros tipos de turbina foram sendo aprimorados com os trabalhos de Claude Burdin (1790-1873) e seu discípulo Benoit Fourneyron (1802-1867), com as turbinas centrífugas. A turbina de Fourneyron tinha um desenho especial. O seu distribuidor guiava o fluxo d'água para fora do disco e este fluxo, ao atravessar o rotor, o fazia girar. Em 1827, Fourneyron construiu uma turbina que tinha 6 cv de potência e 80% de rendimento, que eram bons valores para a época. Ele instalou centenas de turbinas ao longo da sua vida, atingindo potências inéditas como 60 cv em Saint Blaise, por exemplo. A figura 3.4 mostra uma instalação dessa turbina.

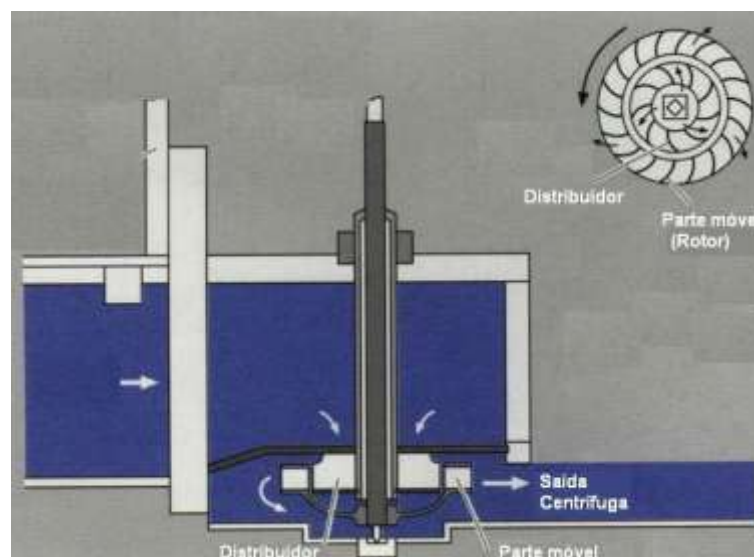


Fig. 3.4 Turbina de Fourneyron, adaptado de Vízenergia (2012).

Observando a figura 3.4, nota-se que o escoamento da água no rotor é radial centrífuga (do seu centro para a periferia). O rotor (parte móvel) é conectado ao eixo (disposto na vertical) e fica externo ao distribuidor, que é fixo.

Pode-se dizer que os trabalhos de Euler e Fourneyron foram básicos para as mais importantes turbinas utilizadas comercialmente nos dias atuais. Por sua importância nos sistemas de potência, elas serão descritas com mais detalhe a seguir.

3.1.1 Turbinas Francis

Em 1847, o engenheiro nascido na Inglaterra, James Bicheno Francis (1815-1892), aprimorando a máquina de escoamento centrípeta de Samuel Dowd (1804-1879), criou um novo tipo de turbina, a mais utilizada nos dias atuais, a turbina de reação Francis. Ao contrário da turbina de Fourneyron, o distribuidor fica na parte externa do rotor. Esta turbina conta com um tubo de sucção, por onde flui a vazão que deixa o rotor, agora axial. Um dos objetivos do tubo de sucção é recuperar parte da energia cinética do fluido que deixa o rotor, transformando-a em energia de pressão. Pode-se traçar o seguinte paralelo entre as turbinas Fourneyron e Francis: na primeira, a vazão entra axialmente e sai radialmente, de forma centrífuga, na segunda a vazão entra radialmente e sai axialmente, de forma centrípeta.

O formato do rotor das turbinas Francis foi mudando gradativamente para atender às características de queda e vazão dos aproveitamentos hidráulicos. Nos dias atuais, sua estrutura pode assumir diferentes formas para atender algum projeto. Por conta disso, pode-se dizer que a sua versatilidade é muito grande, pois ela pode assumir muitas configurações contrutivas. A figura 3.5 mostra algumas formas que os rotores podem assumir.

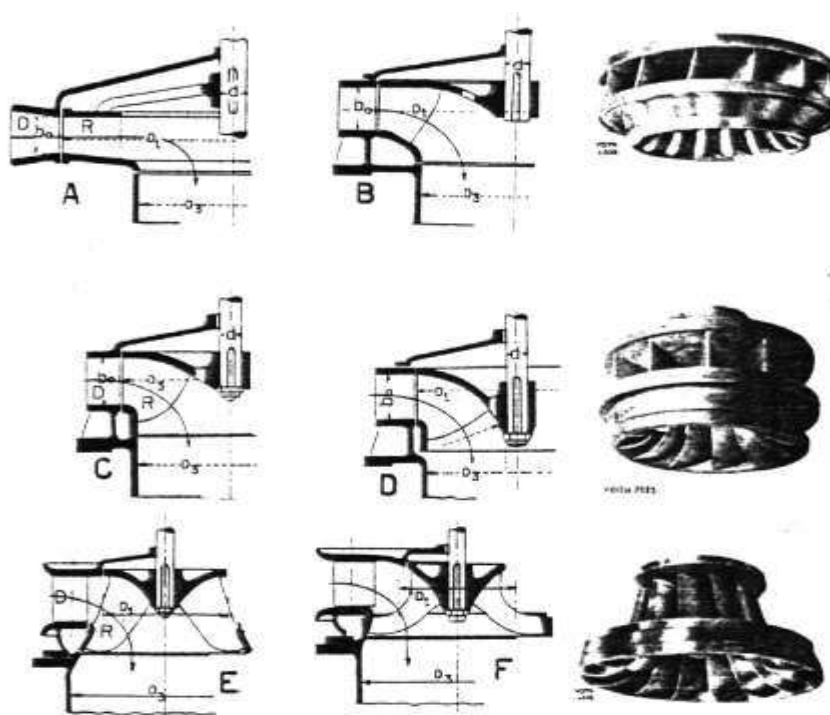


Fig. 3.5 Tipos de rotores Francis, Macintyre (1983).

No projeto de uma turbina hidráulica, um dado importante a ser levantado é a *rotação específica*. É com base nessa rotação específica que se escolhe o melhor rotor para atender as características solicitadas. Na figura 3.5, os rotores A e B caracterizam turbinas “lentas”; C e D são perfis com velocidades específicas ditas “normais”; E, “rápidas”; e F, “extra-rápidas”.

As turbinas Francis possuem então uma ampla faixa de operação, com excelentes rendimentos; principalmente em aproveitamentos de médias quedas, podendo até mesmo trabalhar em algumas centrais de pequenas e grandes quedas d’água. Para exemplificar, tem-se a usina Churchill Falls no Canadá; que tem 312m de queda bruta; com 650.000 cv cada máquina. Em contrapartida, na usina de Ilha Solteira (Rio Paraná), a queda bruta é de apenas 46m, com 214.500

cv cada turbina. A figura 3.6 mostra o intervalo típico de rotações específicas onde se aplicam turbinas Francis, entre outras turbinas hidráulicas.

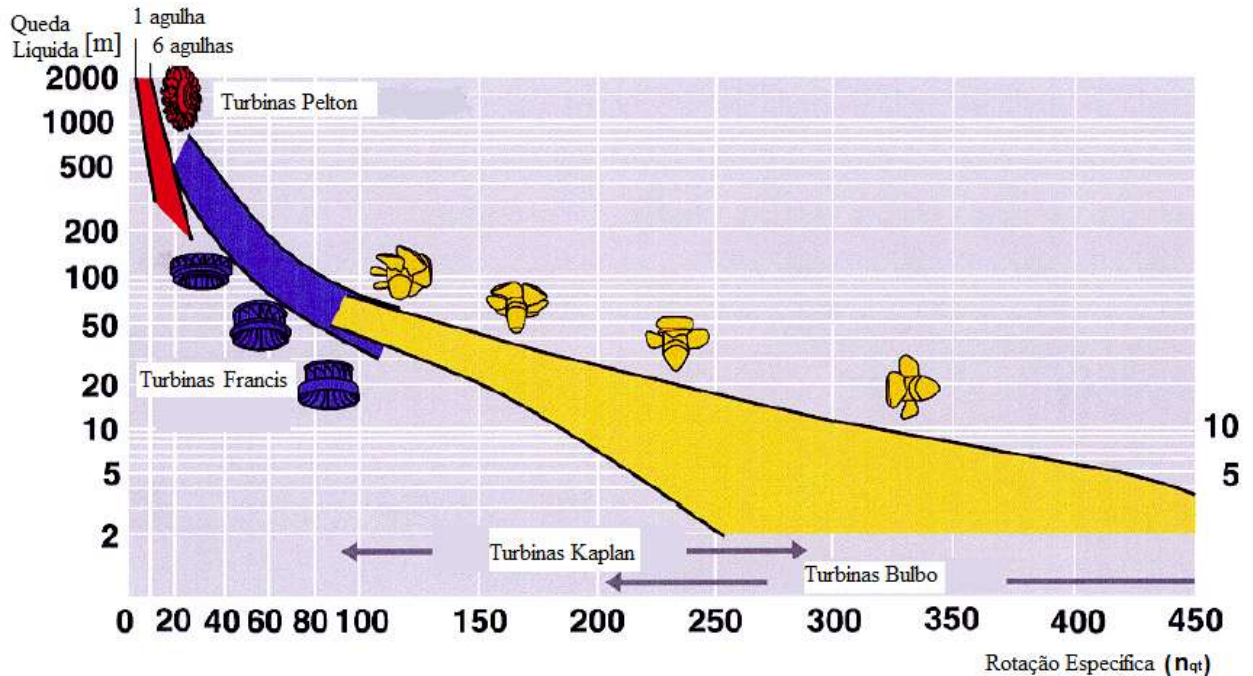


Fig. 3.6 Aplicação Típica das Turbinas Hidráulicas, adaptado de Macintyre (1983).

Os componentes básicos das turbinas Francis são os seguintes: caixa espiral, pré-distribuidor, distribuidor, sistema de controle e acionamento do distribuidor, rotor Francis, tubo de sucção, eixo e mancais.

A caixa espiral, tal como apresentada pelas figuras 3.7 e 3.8, tem um formato de caracol e serve para conduzir a água que chega do sistema de adução para as palhetas fixas do pré-distribuidor e depois para o distribuidor, fluindo de forma contínua para o rotor. O seu formato é tal que conduza o fluxo d'água de forma radial centrípeta e circunferencial para ser convenientemente aproveitado pelo rotor.

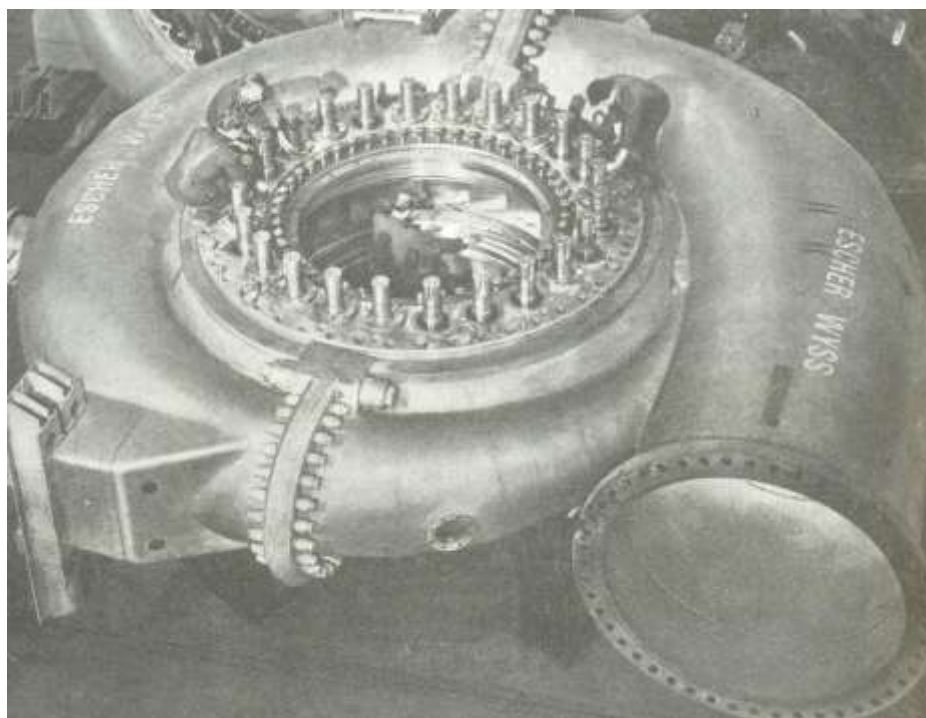


Fig. 3.7 Caixa espiral de uma turbina-bomba, Macintyre(1983).



Fig. 3.8 Usina Eng. Ubirajara Machado de Moraes, em Poços de Caldas (MG).

O distribuidor das turbinas Francis é formado por um conjunto de pás móveis em volta do rotor. Em turbinas médias e grandes emprega-se ainda o *pré-distribuidor*. Esse dispositivo (o pré-distribuidor) é soldado à caixa espiral e pré-guia o escoamento até ele passar definitivamente pelo distribuidor. A figura 3.9 apresenta um exemplo de pré-distribuidor no interior de uma caixa espiral, indicado pelas setas azuis.

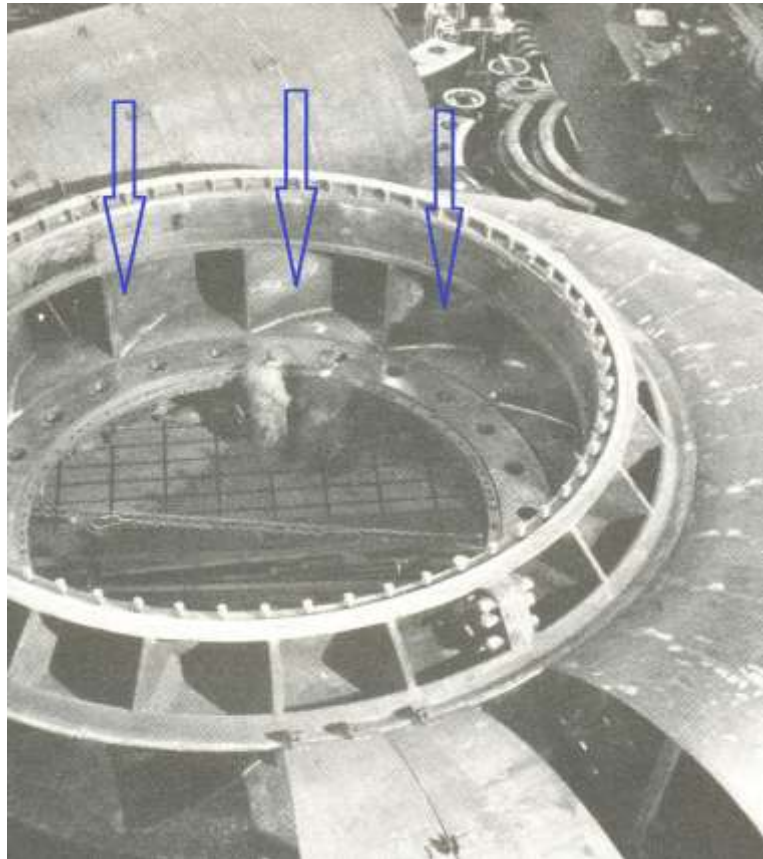


Fig. 3.9 Caixa espiral e palhetas fixas do pré-distribuidor, Macintyre (1983).

A finalidade do distribuidor é acelerar e direcionar o escoamento de forma conveniente para ser aproveitado pelo rotor. Ele gera o momento angular adequado para girar o rotor. O distribuidor também regula o fluxo d'água ou vazão que passa pelo rotor, e conseqüentemente controla a potência mecânica. No projeto, a posição e perfil das palhetas diretrizes do distribuidor é tal que a incidência do fluxo d'água cause as menores perdas hidráulicas possíveis, aumentando o rendimento da turbina. A figura 3.10 exemplifica as palhetas diretrizes do distribuidor.



Fig. 3.10 Distribuidor de uma turbina Francis da UHE Eloy Chaves.

O sistema de fechamento e abertura do distribuidor pode ser constituído por dois mecanismos diferentes. Num deles, as palhetas diretrizes são controladas por um sistema acoplado de bielas que se movem sincronizadamente por meio de servomotores. O anel que move conjuntamente as bielas chama-se anel de regulação (figura 3.11). Na outra configuração, cada palheta diretriz possui um sistema de pistões individuais que controlam o seu fechamento ou abertura (figura 3.12). A primeira configuração é relativamente menos dispendiosa e de mais fácil controle do que a segunda. Porém, a segunda possui uma vantagem sobre a primeira no sentido de que, em meio a algum problema que acarrete o travamento de uma palheta, isso não compromete o funcionamento das demais. Cabe ao projetista a escolha do mecanismo mais adequado a cada aplicação.



Fig. 3.11 Distribuidor com anel de regulação, Macintyre (1983).

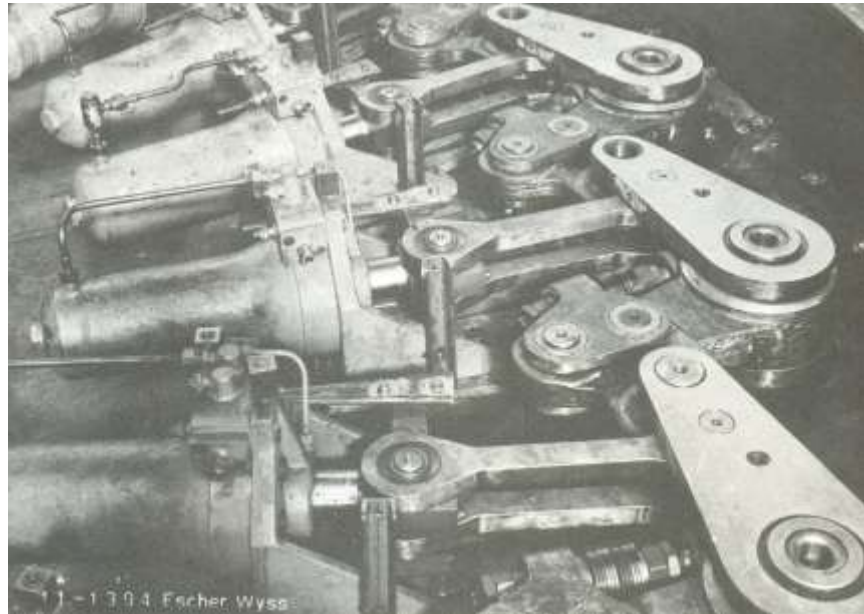


Fig. 3.12 Comando das palhetas diretrizes do distribuidor por pistões hidráulicos. Usina Barra Bonita, Macintyre (1983).

O controle da posição das palhetas diretrizes do distribuidor pode ser automático, guiado pela ação de servomotores e reguladores de velocidade (eletrônicos ou eletromecânicos), ou manual, como mostra a figura 3.13, utilizado nas miniusinas ou microusinas em algumas fazendas onde o proprietário pensa ser vantajosa a idéia de se utilizar um pequeno potencial hidráulico para gerar sua própria energia elétrica, ao invés de utilizar a energia da concessionária. Em Macintyre (1983), as potências geradas nas miniusinas são da ordem de 100 a 2000 kW enquanto as microusinas são da ordem de algumas dezenas de quilowatts.

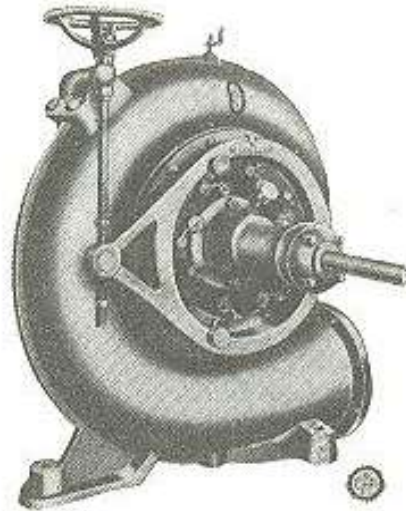


Fig. 3.13 Miniturbina Francis, caixa em caracol, regulação manual, Macintyre (1983).

No rotor (figura 3.14 e 3.15), o fluxo d'água é defletido pelas suas pás girantes, passando da direção radial-diagonal para a direção axial. No distribuidor, parte da energia potencial da água é convertida em energia cinética (gerando a componente de giro). No rotor Francis, assim como nos de outras turbinas de reação, há a continuação dessa conversão de energia potencial em energia cinética para, finalmente, transformar a energia cinética em trabalho mecânico, ou seja, em potência de eixo. Logo, o rotor é o componente central de uma turbina hidráulica e todos os demais existem, ainda que indiretamente, em função de uma boa operação do rotor.

Em geral, o desempenho da turbina é melhor se a componente de giro do escoamento na saída do rotor/entrada do tubo de sucção for aproximadamente nula. Isso é um indicativo de que o rotor converteu adequadamente a componente de giro gerada no distribuidor. A presença de trança de vórtices no tubo de sucção, que ocorre em condições afastadas do ponto nominal de funcionamento, indica a presença de forte componente de giro no escoamento, gerando perdas hidráulicas e instabilidades no funcionamento da turbina.



Fig. 3.14 Rotor Francis da UHE Eloy Chaves.



Fig. 3.15 Um rotor Francis da UHE Itaipu Binacional.



O tubo de sucção permite que o fluido escoe de forma contínua ao sair das pás do rotor em vez de ser apenas liberado na atmosfera. Conforme afirmado anteriormente, o rotor transforma a energia potencial/cinética da água em trabalho mecânico de eixo, porém nem toda energia cinética é devidamente transformada. O tubo de sucção gera um ganho de potência mecânica, quando recupera parte da energia cinética (não transformada) do fluido para diminuir a pressão estática na saída do rotor. Dessa forma, ele aumenta a diferença de pressão que é operada pela turbina, aumentando assim a sua queda líquida.

No instante em que o escoamento deixa o tubo de sucção para entrar no reservatório que se encontra a jusante, ocorre uma perda de carga devido a “expansão súbita” do fluido. Esta perda de carga é proporcional ao quadrado da velocidade do escoamento na saída do tubo de sucção, e pode ser reduzida se esta velocidade também for. Essa redução de perda de carga implica também no aumento da queda líquida, ou seja, num melhor aproveitamento da energia hidráulica disponível.

3.1.2 Turbinas Axiais

As turbinas axiais têm esse nome porque nelas o escoamento axialmente, ou seja, paralelamente ao eixo de rotação. Dentre as principais turbinas axiais, podem-se citar a turbina Hélice, turbina Kaplan, Tubulares, Straflo e Bulbo.

3.1.2.1 Turbinas Hélice

Em 1908 (Macintyre (1983)), as turbinas hélice ou *propeller* surgiram diante da necessidade de se aproveitar vazões (geralmente grandes) com baixas quedas d’água, já que as turbinas Francis apresentam baixo rendimento para esse tipo de aproveitamento. As pás dessa turbina apresentam formato de hélice de propulsão, semelhantes às usadas para mover embarcações.

O funcionamento da turbina hélice é relativamente simples. Apenas para dar um primeiro exemplo e criar uma imagem dessa turbina, pode-se imaginar um ventilador axial. A hélice do ventilador usa a energia mecânica oriunda de um motor elétrico para mover o ar. Nesse caso, a energia elétrica está sendo convertida em energia mecânica no motor, e a hélice do ventilador está

transferindo boa parte dessa energia para as partículas do ar fluírem. Como as pás do ventilador empurram o ar num sentido, o ar empurra o ventilador no sentido contrário (ação e reação), com uma força conhecida como empuxo axial. É graças a essa força que as embarcações e helicópteros se movem. Porém, essa força não interessa para o estudo (os rotores das turbinas são fixados por meio de mancais que não permitem o movimento de translação, mas somente o de rotação) e sim o conjugado resistente gerado pelo movimento do rotor no ar.

Na turbina Hélice, o mesmo fenômeno ocorre, porém em sentido oposto. A água que flui do sistema de adução passa pelo rotor e este converte boa parte da energia mecânica da água em trabalho mecânico de eixo. Este trabalho mecânico será agora transformado em energia elétrica por meio do gerador elétrico. A figura 3.16 apresenta um rotor axial de pás fixas.

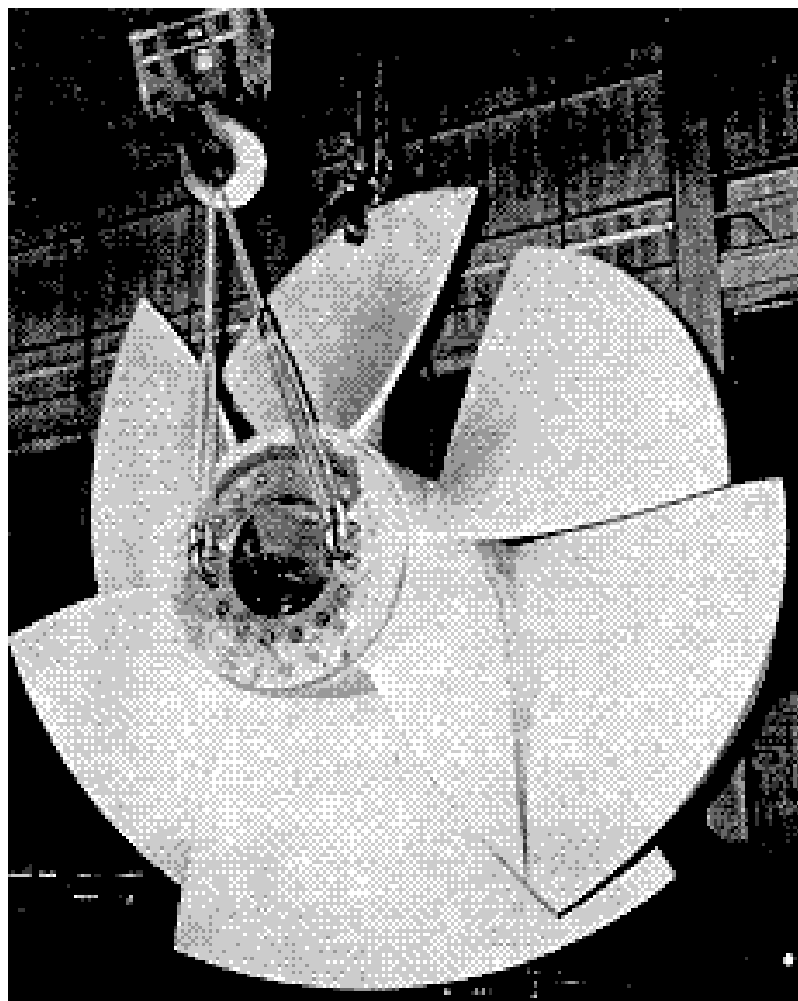


Fig. 3.16 Rotor hélice, Macintyre (1983).

3.1.2.2 Turbinas Kaplan

O engenheiro Viktor Kaplan (1876-1934), após estudos teóricos e experimentais, concebeu em 1912 um novo tipo de turbina axial, a turbina com rotor de pás móveis, ajustáveis em pleno funcionamento. O seu intuito era melhorar o rendimento médio e a faixa operacional da turbina axial, ao permitir que as pás do rotor se acomodassem melhor ao escoamento vindo do distribuidor em várias condições de funcionamento. Em particular, as perdas por choque na entrada do rotor foram sensivelmente reduzidas.

A figura 3.17 mostra uma comparação do rendimento típico de várias turbinas para uma faixa de vazões. Observa-se que o rendimento da Kaplan é maior que o da Hélice (*propeller*) em vários pontos operacionais. A turbina Hélice apresenta pico de rendimento próximo da vazão de projeto nominal (100%), sendo sensivelmente reduzido em outros pontos operacionais.

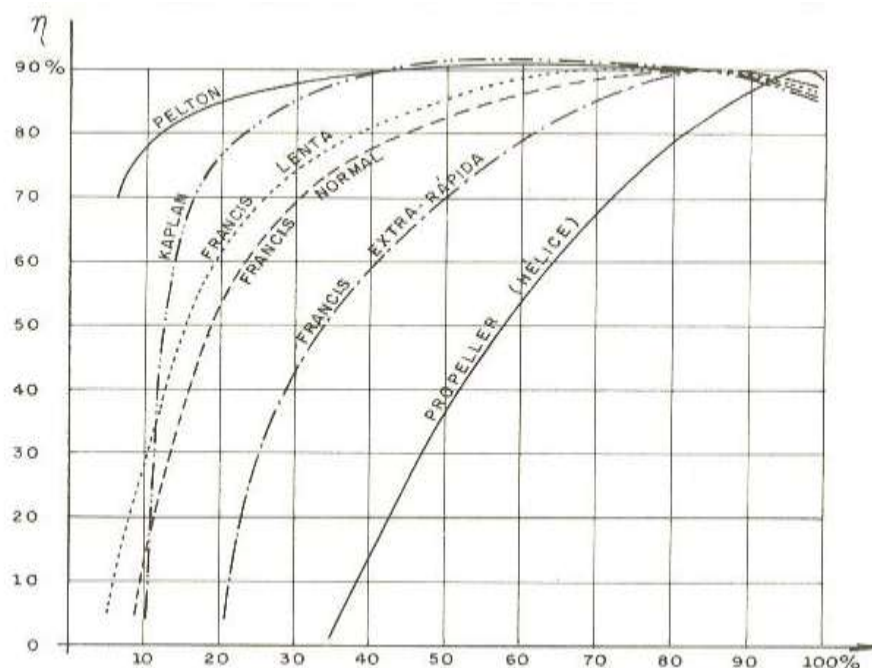


Fig. 3.17 Variação do rendimento com a descarga para diversos tipos de turbina, Macintyre (1983).

Apesar da relutância inicial de investidores, as turbinas Kaplan logo tomaram espaço e se consagraram definitivamente, devido ao seu ganho em eficiência energética (a Voith foi o primeiro

grande fabricante a continuar o desenvolvimento das turbinas Kaplan, tendo sido uma das primeiras empresas a reconhecer a importância industrial da turbina recém-inventada). A figura 3.18 apresenta a montagem de um rotor Kaplan. Os principais componentes de uma turbina Kaplan são apresentados pela figura 3.19.



Fig. 3.18 Montagem de turbina Kaplan da Voith para a Usina Bernardo Mascarenhas (Três Marias), no rio São Francisco.

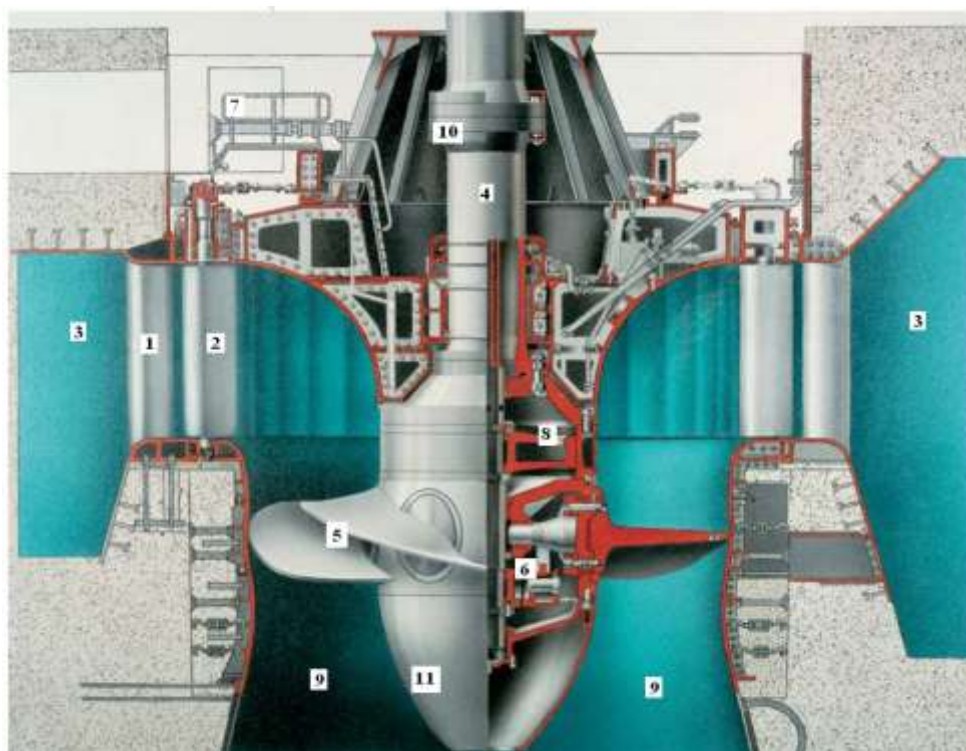


Fig. 3.19 Corte de uma turbina Kaplan de eixo vertical, com caixa semi-espiral, OJSC Power Machines (2004).



Na figura 3.19 os elementos enumerados são os seguintes:

1. Pré-distribuidor (palhetas fixas);
2. Palhetas diretrizes do distribuidor (palhetas móveis);
3. Caixa semi-espiral;
4. Árvore da turbina (observação: *árvore* é um eixo rotativo que transmite torque. Quando não se transmite torque, chama-se simplesmente *eixo*);
5. Pás móveis (rotor);
6. Mecanismos de regulação das pás;
7. Servomotor do distribuidor;
8. Servomotor do rotor;
9. Tubo de sucção;
10. Flange de Acoplamento;
11. Ogiva.

As pás do rotor são reguladas por meio de um mecanismo de bielas (mecanismo Kaplan) acionado por um servomotor hidráulico (alojado no interior do rotor ou no eixo da unidade geradora). O servomotor do rotor é comandado pelo sistema de regulação de velocidade, que também comanda o servomotor do distribuidor. Esse sistema de regulação dita a melhor posição das pás do rotor quando o ângulo de abertura das palhetas diretrizes do distribuidor varia. Para cada ângulo de abertura dessas palhetas do distribuidor, existe um ângulo de abertura correspondente do



rotor. Essa relação, conhecida como *curva de conjugação*, dá a operação de máximo rendimento da turbina Kaplan.

O curso angular das pás do rotor, em geral, é menor que o das palhetas diretrizes. Isso se deve principalmente porque o ajuste angular das pás é mais sutil (ou fino) que o ajuste angular das palhetas diretrizes: para uma variação no fluxo provocada por uma mudança na abertura do distribuidor, a mudança requerida na abertura das pás é relativamente menor. Graças a fatores limitantes de projeto e também à própria filosofia operacional, a dinâmica das pás é mais lenta que a movimentação das palhetas diretrizes. Por essa razão, no regime transitório, a movimentação conjunta não ocorre seguindo precisamente a condição conjugada. A operação conjugada, ou usando o termo dos engenheiros mecânicos, a operação *on-cam* só se dá em termos práticos no regime permanente de operação.

As turbinas Kaplan geralmente possuem o eixo na vertical, mas é perfeitamente possível encontrar turbinas Kaplan com o eixo disposto na horizontal. Por razões de facilidades mecânicas, quando se trata de centrais de médio e grande porte, é natural dispor o eixo árvore da turbina na vertical. Em centrais de pequeno porte, geralmente a árvore é disposta na horizontal. Essa regra não é válida somente para as turbinas Kaplan, ele serve também para as turbinas Francis e Pelton, por exemplo. A posição exata que o rotor ocupa na árvore (distância axial até o distribuidor) parte de longo estudo e não é objeto de detalhamento para este trabalho. Pode-se resumir dizendo que o rotor é disposto na posição ideal para se ter um bom aproveitamento da energia do escoamento.

As turbinas Kaplan podem possuir ainda caixa espiral ou semi-espiral (em termos de escoamento, as turbinas Francis e Kaplan são muito similares). O arranjo conta ainda com o tubo de sucção, que tem a mesma função descrita para a turbina Francis: aumentar a queda líquida da turbina.

3.1.2.3 Turbinas Bulbo

As turbinas Bulbo (consolidadas industrialmente na década de 1960) são um arranjo especial de turbinas axiais, a maioria delas com a tecnologia de dupla regulagem das turbinas Kaplan (podem existir turbinas Bulbo do tipo Hélice, que não possuem dupla regulagem). Essas turbinas

são especialmente adequadas aos aproveitamentos de baixíssimas quedas ($H < 20\text{m}$) e altas vazões, como as que ocorrem em vales e rios de planície.

Numa turbina Bulbo, como ilustrado pela figura 3.20, o eixo é disposto na horizontal e o fluxo atravessa a unidade geradora sempre axialmente. Graças ao fato de o escoamento não sofrer alterações bruscas da direção axial, as perdas hidráulicas (perdas de carga) por curvatura, como as que ocorrem na caixa espiral, recinto entre o distribuidor e rotor e cotovelo do tubo de sucção (típico numa Kaplan convencional de eixo vertical) se tornam bastante reduzidas.

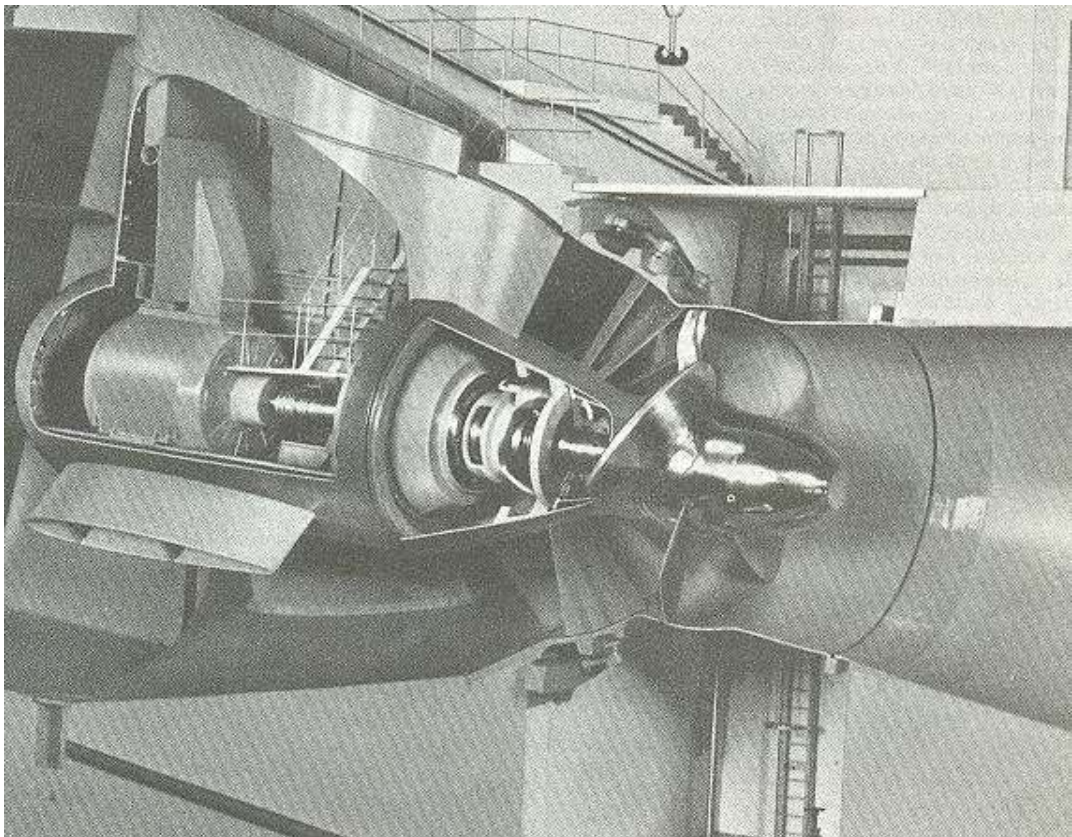


Fig. 3.20 Ilustração de uma maquete de turbina axial Bulbo, Macintyre (1983).

Nas turbinas Bulbo, a casa de máquinas é quase sempre incorporada à superestrutura da barragem, possibilitando um arranjo extremamente compacto. O escoamento proveniente da tomada d'água atravessa o espaço anular entre o bulbo do gerador (no qual fica totalmente imerso o gerador, daí derivando o nome da unidade geradora) e a estrutura de concreto da casa de máquinas. Em seguida, o fluxo atravessa o pré-distribuidor e distribuidor (os fenômenos importantes que ocorrem com o escoamento a partir do distribuidor são apresentados no capítulo seguinte). Este

possui formato de tronco de cone, permitindo a continuidade do fluxo para o rotor sem necessidade de mudança brusca na direção do escoamento.

Ao atravessar o rotor, que geralmente é do tipo Kaplan, a água é dirigida para o tubo de sucção, do tipo difusor reto, para daí retornar ao curso do rio. Graças ao fato de o tubo de sucção ser do tipo reto, sem curvas, as perdas hidráulicas nele se reduzem bastante (aproximadamente 50% de todas as perdas hidráulicas numa turbina de baixa queda se dão no tubo de sucção). Deve-se lembrar que, por se tratar de uma turbina de baixíssima queda, devem-se empregar todos os esforços a fim de diminuir a perda de carga (conforme explicado, esta confere uma redução na queda líquida disponível para a turbina).

Devido às suas características, pode-se concluir que as turbinas Bulbo são uma evolução das turbinas Kaplan para aplicações de baixíssima queda, resultando em melhor desempenho hidrodinâmico (maior rendimento médio, maior capacidade de descarga, mais ampla faixa operacional) e arranjo mais compacto e barato para a casa de máquinas. As principais dificuldades num projeto Bulbo, porém, são suportar grandes esforços numa linha de eixo horizontal e os problemas inerentes à refrigeração de um gerador encapsulado. Essas são especialmente as maiores restrições para a implementação desse tipo de turbina em centrais de médio e grande porte. Os seus principais componentes são os seguintes apresentados pela figura 3.21:

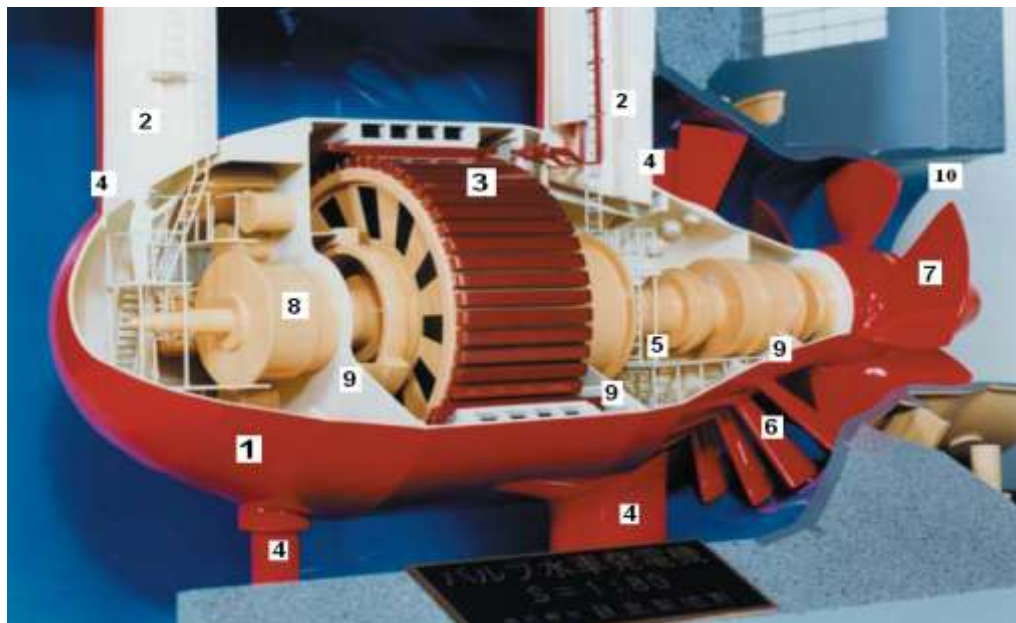


Fig. 3.21 Vista em corte de um grupo Bulbo, Hitachi (2006).



1. Nariz do Bulbo: consiste de uma cápsula que isola o gerador e outros componentes do contato com a água. O seu perfil é tal que favoreça a um bom escoamento do fluxo d'água;
2. Tubos ou poços de acesso: são canais de passagem para os operários realizarem a manutenção dos equipamentos;
3. Rotor do gerador: máquina síncrona de pólos salientes. O número de pólos é determinado pela rotação da máquina;
4. Estruturas de sustentação: suportam rigidamente o conjunto, descarregando os esforços para a estrutura de concreto;
5. Eixo árvore: transmite a potência gerada pela turbina ao gerador;
6. Distribuidor: regula o fluxo d'água. Como pode se ver, fica próximo ao rotor;
7. Rotor da turbina: podendo ser do tipo Kaplan ou do tipo hélice (mais detalhes na figura 3.22);
8. Porta-anéis coletores e cabeçote Kaplan;
9. Mancais: dão suporte mecânico ao eixo, permitindo o movimento de rotação e impedindo o de translação;
10. Tubo de Sucção: difusor hidráulico do tipo reto.

Em termos de mecanismos de regulação, a turbina Bulbo (com rotor Kaplan) é muito semelhante à turbina Kaplan. Até mesmo o modelo dinâmico adotado para a simulação é idêntico. A única diferença é apenas o valor dos parâmetros adotados. Por exemplo, a inércia de um hidrogerador Bulbo é inferior à de um hidrogerador Kaplan de mesmo porte devido às suas limitações construtivas.



Fig. 3.22 Rotor Kaplan de uma turbina Bulbo, Alstom Power Hydro (2000.1).

3.1.2.4 Turbinas “Straflo”

Esta é uma turbina axial (em detalhe na figura 3.23) com estrutura mais compacta que as turbinas Bulbo. O nome Straflo deriva dos vocábulos *straight* e *flow* (fluxo retilíneo). A característica mais interessante dessa turbina é a fixação do anel do indutor do gerador na periferia do rotor da turbina. Graças a isso, não há mais a necessidade de se colocar o gerador no interior de um bulbo. Isso proporciona vantagens no sentido de poder aumentar o tamanho do gerador e também de poder resfriá-lo com mais facilidade. Há também a vantagem de se poder aumentar a inércia do gerador, reduzindo as variações da sua velocidade angular.

A sua maior ocorrência é em obras de saneamento, navegação e também nas usinas marémotrizes.

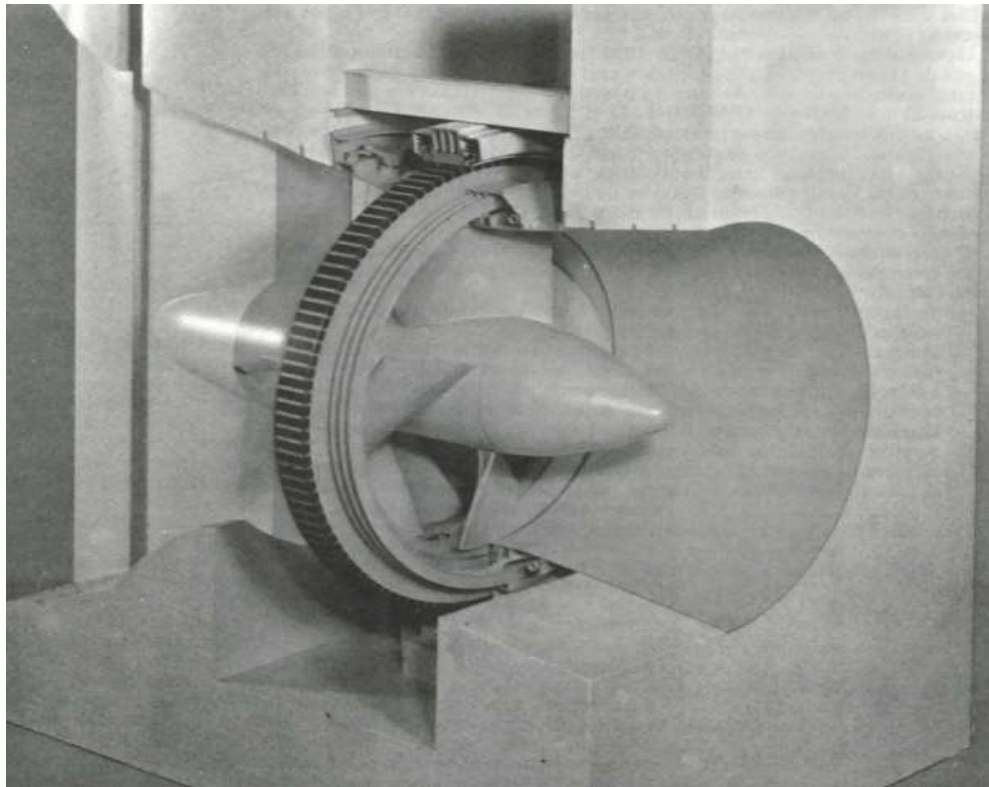


Fig. 3.23 Maquete de turbina Straflo de pás fixas da Escher Wyss, Macintyre (1983).

3.1.3 Turbinas Pelton

No ano de 1880, o engenheiro Lester Allen Pelton (1829-1908) patenteou uma turbina a jato (turbina de ação) que acabou levando o seu nome, a turbina Pelton. Essa turbina possui bons resultados quando opera em grandes quedas e pequenas vazões. A estrutura mecânica do rotor Pelton, como mostram as figuras 3.24 e 3.25, se parece com um disco maciço contendo várias conchas de dupla concavidade fortemente presas em sua extremidade. O sistema adutor geralmente é longo e a sua estrutura é projetada para suportar grandes valores de pressão.



Fig. 3.24 Rotor de uma turbina Pelton de pequeno porte, Macintyre (1983).



Fig. 3.25 Turbina Pelton de grande porte com 5 jatos, Alstom Power Hydro (2000.2).

O jato d'água de alta velocidade, produzido no injetor, ao incidir nas conchas se divide em dois, mudando a sua trajetória e impulsionando o rotor. Como o fluido apenas muda a sua quantidade de movimento sem alterar a sua pressão estática, a turbina é caracterizada como sendo uma turbina de ação (ou de jato livre, ou de impulsão). O número de jatos pode variar de 1 a 6 e este

número depende do aproveitamento hidráulico em questão. A tendência é encontrar maior número de injetores quanto maior for a vazão da central, e menor número de injetores quanto menor for a vazão. A figura 3.25 ilustra uma turbina Pelton contendo 5 injetores.

Uma forma de controlar a potência da turbina é controlando-se o número de jatos incidentes. Por exemplo, quando se deseja trabalhar com 60% da potência nominal numa turbina de 5 jatos, pode-se desligar 1 e deixar outros 4 ligados um pouco abaixo da vazão nominal. A quantidade de jatos incidentes é crucial também para o bom rendimento da turbina. Quando se está trabalhando em potências reduzidas, é interessante desligar alguns dos jatos porque isso implica em melhor rendimento para a turbina. A figura 3.26 ilustra esse conceito.

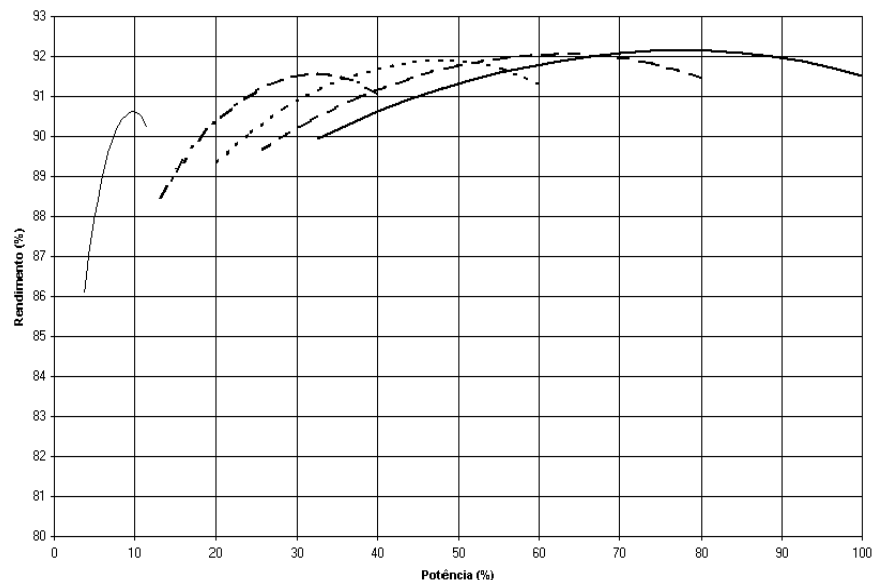


Fig. 3.26 Curva típica de rendimento de uma turbina Pelton de 5 jatos.

Essa turbina possui defletor de jato, com função de desacelerar a turbina em caso de uma perda súbita de carga no sistema. Esse defletor pode ser de ação total ou de ação parcial. O defletor de ação total desvia completamente o fluxo d'água que incidiria sobre o rotor, anulando a sua força motora. Já o defletor de ação parcial deflete parte do jato incidente conforme o comando de controle; sendo assim, a força motora não é zerada e sim fracionada em razão da porcentagem do jato desviada. O uso de defletores nesse tipo de turbina é importante porque é impraticável bloquear o fluxo d'água com rapidez nesse tipo de turbina. Esse bloqueio, se for realizado muito rapidamente, pode resultar em golpes de aríete no sistema de adução, que pode arruinar a sua

estrutura. Geralmente, o sistema de controle de potência em eventos transitórios da turbina Pelton é mais limitado do que em outras turbinas como Francis ou Kaplan. É possível variar a sua potência em grandes faixas quando ela está em regime permanente, porém em regime transitório essa variação é mais complexa.

As turbinas Pelton podem ter seus eixos posicionados tanto na vertical quanto na horizontal. A figura 3.27 apresenta um arranjo de eixo posicionado na direção vertical.

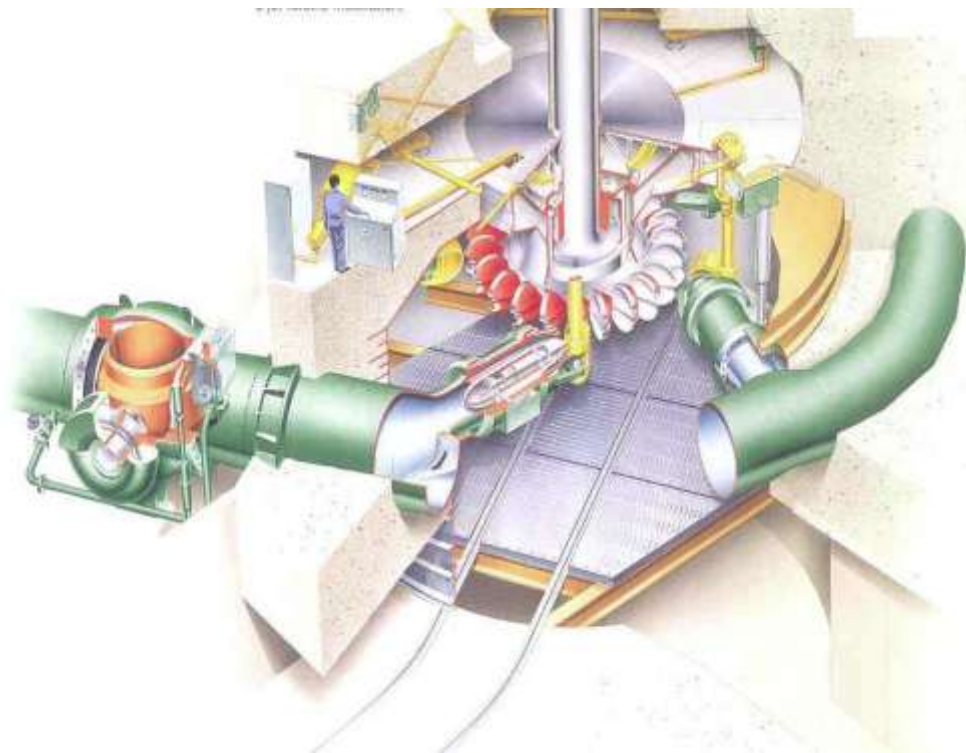


Fig. 3.27 Ilustração de uma turbina Pelton de eixo vertical



Capítulo 4

Modelo Dinâmico das Turbinas Hidráulicas Axiais de Dupla Regulagem

Os estudos de estabilidade angular transitória objetivam avaliar a habilidade de um sistema elétrico de potência em suportar e manter, de forma adequada, o sincronismo de suas unidades geradoras quando há a ocorrência de perturbações. Essas perturbações podem ser representadas como um evento que retire o sistema elétrico do seu estado de regime permanente. Alguns exemplos dessas perturbações são: saída de componentes (linhas de transmissão, perda de transformador, perda de geradores, entre outros), curto-circuitos, perda de excitação do gerador, elevação ou diminuição de carga elétrica.

Para se avaliar esses sistemas no domínio do tempo é extremamente necessário ter conhecimento dos seus respectivos *modelos dinâmicos* associados. Nos estudos de estabilidade, as linhas de transmissão, transformadores, capacitores série e *shunt*, reatores série e *shunt* são representados por modelos de regime permanente (modelos estáticos). Essa consideração pode ser tomada porque, nos eventos de transitórios eletromecânicos, normalmente as frequências não têm excursões tão grandes; sendo assim, pode-se dizer que os parâmetros de impedância não variam tanto. Essa aproximação, que é bastante razoável, facilita muito os cálculos computacionais.

As turbinas, rotores das máquinas, sistemas de excitação e demais elementos de controle são representados pelos seus respectivos modelos dinâmicos. Raras exceções levam alguns desses elementos a serem representados de forma estática, como um gerador sendo representado como uma injeção de potência constante no sistema, por exemplo.

Os modelos dinâmicos são baseados em equações diferenciais, algumas vezes não-lineares, que descrevem um sistema físico. Com o auxílio da *Transformada de Laplace*, é possível criar um



bloco correspondente a esse sistema físico (que muitas vezes é convenientemente linearizado). Quando esse sistema físico se relaciona com outro sistema, pode-se conectá-los por meio de suas *variáveis de estado* em comum e criar o *diagrama de blocos*. A solução computacional desses diagramas não é analítica e sim numérica.

Seguindo essa metodologia, podem-se representar grandes sistemas físicos. Um exemplo é a representação do sistema elétrico de potência brasileiro, que contém inserida uma quantidade enorme de dispositivos e máquinas. Graças às técnicas matriciais e numéricas específicas desenvolvidas por cientistas e engenheiros, juntamente com o avanço computacional dos últimos anos, nos dias atuais é possível simular esses grandes sistemas com tempo de processamento da ordem de segundos.

Neste trabalho, são apresentados sucintamente os modelos de reguladores de velocidade das turbinas axiais Bulbo e Kaplan, juntamente com a dinâmica dos seus servomotores. Em seguida, é apresentada a modelagem do conduto forçado, explicando o modelo não-linear e, posteriormente, o seu modelo linearizado.

A maior atenção é dada à modelagem das turbinas hidráulicas, que se baseia no trabalho de Brezovec (2006) para a criação do modelo não-linear. Conforme é detalhado mais adiante, este trabalho confere uma pequena modificação que é a utilização de curvas oriundas do *diagrama de colina*. Partindo do modelo não-linear, pode-se entender mais facilmente o modelo linear, aqui também devidamente detalhado. As considerações e aproximações são também apresentadas.

Os modelos de excitatriz, reguladores de tensão dos geradores e dos geradores que trabalham com turbinas axiais Bulbo e Kaplan são apresentados no Anexo 1.

O cálculo da inércia do gerador (para turbinas Bulbo) é baseado no trabalho de [Morais, 2011], que obteve uma fórmula para esse cálculo usando uma análise estatística. Também são feitas algumas considerações sobre a importância da inércia dos geradores no Sistema Elétrico de Potência.



Para concluir o capítulo, é apresentada a equação de oscilação do gerador e a influência de cada parâmetro envolvido na estabilidade eletromecânica da máquina e do sistema.

4.1 Modelo Dinâmico do Regulador de Velocidade

O campo de *Regulação de Velocidade das Turbinas* objetiva manter a árvore com uma determinada velocidade angular e de fazê-la retornar ao valor desejado quando uma grandeza relacionada com a operação da máquina sofrer variação, acarretando alteração momentânea no valor da velocidade.

Nos primórdios da sua utilização, as turbinas hidráulicas eram reguladas manualmente por meio de mecanismos específicos. Posteriormente, com a sua aplicação no acionamento de geradores elétricos, e para atender as redes elétricas em contínua expansão, fez-se necessário automatizar a regulação da frequência da turbina. Os primeiros êxitos da tentativa de regulação automática devem-se a James Watts (século XVIII) com os aperfeiçoamentos que introduziu na máquina a vapor, tais como o regulador de força centrífuga, e o volante de inércia.

O regulador de velocidade é um dispositivo de controle que visa garantir o equilíbrio dinâmico da máquina. Ele compara o sinal de velocidade angular do eixo com o valor que este foi ajustado para ter. Se houver alguma diferença entre esses dois valores, é gerado um sinal de erro que será processado pelos dispositivos eletrônicos. Esses dispositivos são regulados para dar o comando adequado para as válvulas que controlam o fluxo de óleo para os servomotores que atuam nas posições angulares das palhetas diretrizes do distribuidor e nas pás do rotor, ajustando novamente a velocidade angular. As válvulas, em geral, são do tipo proporcional, ou seja, o fluxo de óleo para os servomotores é proporcional à intensidade do sinal do regulador.

4.1.1 Equilíbrio Dinâmico da Velocidade Angular Média do Gerador

É importante tomar conhecimento também que, mesmo quando não há perturbação alguma na rede elétrica, na prática os conjugados elétrico e mecânico oscilam, mesmo que com baixíssimas amplitudes, em torno de um valor médio. Essas oscilações de conjugados conduzem a uma oscilação na velocidade angular da unidade geradora, como mostra a figura 4.1. Nessa mesma

figura 4.1, a velocidade angular média do gerador encontra-se numa situação de equilíbrio dinâmico. A inércia da máquina, então, exerce um papel crucial para a estabilidade da máquina. Ela é dimensionada (obedecendo aos fatores limitantes de projeto) para, entre outros objetivos, limitar essas oscilações de velocidade, tornado-as pequenas ao ponto de serem insensíveis ao regulador de velocidade. Em máquinas de pequeno, porte costuma-se utilizar *volante de inércia* para limitar essas oscilações como apresentado pela figura 4.2.

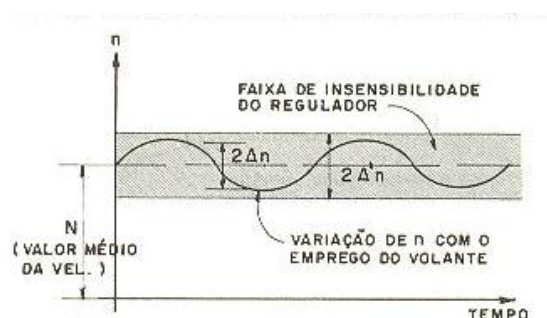


Fig. 4.1 Faixa de insensibilidade do regulador de velocidade, Macintyre (1983).

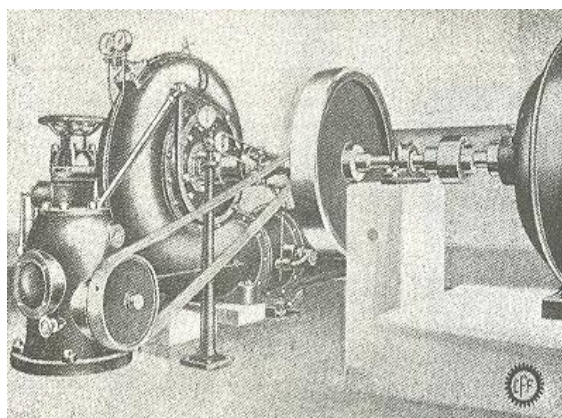


Fig. 4.2 Instalação de turbina Francis de eixo horizontal com regularização automática, Macintyre (1983).

A inércia da máquina, contudo, não intervém nos valores das potências. É apenas uma grandeza que absorve ou cede considerável quantidade de energia cinética com pequena variação de velocidade. Para se alterar efetivamente a potência mecânica e elétrica deve-se alterar respectivamente, o conjugado mecânico e elétrico.

Aproveitando-se do contexto, o *barramento infinito* é uma barra capaz de ceder ou absorver qualquer quantidade finita de potência ativa ou reativa sem alterar a sua frequência ou amplitude de

tensão. Trata-se de um sistema de geração com inércia infinita e regulação infinita. Um barramento desse tipo não existe na prática, tendo existência apenas teórica.

4.1.2 Ruptura do Equilíbrio Dinâmico

Sabe-se que diante da ocorrência de alguma eventualidade na rede elétrica, as máquinas síncronas nela conectadas “sentem” essa ocorrência quase que instantaneamente. A intensidade do impacto sobre uma máquina em especial depende de vários fatores como, a distância elétrica equivalente do evento para a máquina, o porte da rede, o número de máquinas no sistema. Esse impacto na máquina proveniente de algum evento na rede altera o seu conjugado elétrico, que é um conjugado que se opõe ao conjugado gerado pela turbina. Diante desse desequilíbrio o conjunto (tudo o que está ligado ao eixo do gerador) tende a alterar o seu valor médio de velocidade angular, como mostra a figura 4.3.

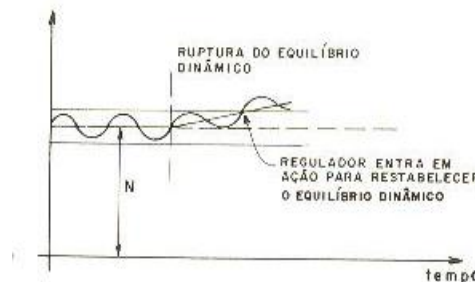


Fig. 4.3 Ruptura do equilíbrio dinâmico da turbina com elevação da velocidade média da máquina, Macintyre (1983).

Este desvio do valor médio de velocidade é suficiente para sensibilizar o regulador de velocidade e fazer com que este atue de acordo com a sua ação de controle.

4.1.3 Diagrama dos Reguladores de Velocidade das Turbinas

O diagrama de blocos do regulador de velocidade eletrônico digital de uma turbina axial com dupla regulação (distribuidor e rotor) é apresentado pela figura 4.4. Nota-se que a diferença de velocidades angulares ($\omega_{ref} - \omega_{maq}$) gera o sinal de erro que passa pela regulação típica PID (proporcional, integral e derivativa). As saídas A_d e A_r representam o **comando** de abertura ou fechamento do distribuidor e rotor respectivamente. Esses sinais elétricos atuam em solenóides

específicos, que por sua vez atuam em válvulas que controlam o fluxo de óleo para os servomotores que atuarão nas posições angulares das palhetas diretrizes do distribuidor e pás do rotor.

Pode-se observar também que o sinal A_r de posicionamento angular das pás é uma função do sinal A_d . Essa função é a *curva de conjugação* da turbina, que é representada por um conjunto de pontos que relaciona a posição angular do rotor com a posição angular do distribuidor. Essa função visa fazer a turbina operar com o máximo rendimento. No presente trabalho, a relação entre A_r e A_d é extraída de curvas do diagrama de colina quando fixadas a rotação e a queda líquida da turbina.

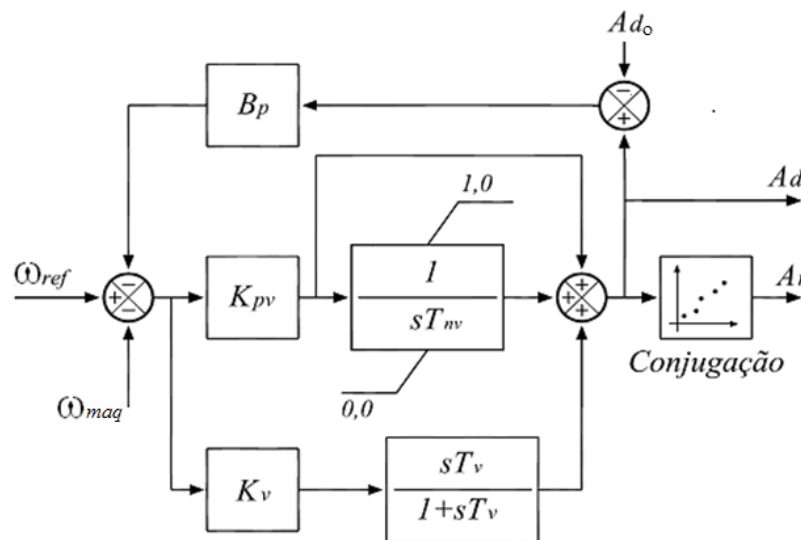


Fig. 4.4 Diagrama de blocos do regulador de velocidade de uma turbina axial de dupla regulagem.

A tabela 4.1 apresenta a nomenclatura para as grandezas da figura 4.4. Nomenclatura baseada em [Eletrobrás, 2007]

Tabela 4.1 Dados do regulador de velocidade.

B_p	Estatismo permanente
K_{pv}	Ganho proporcional do regulador
T_{nv}	Constante de tempo do regulador de velocidade
K_v	Ganho derivativo do regulador de velocidade
T_v	Constante de tempo do derivador

ω_{ref}	Velocidade angular da referência síncrona
ω	Velocidade angular da máquina
A_{d0}	Valor inicial do sinal A_d

4.2 Modelo Dinâmico dos Servomotores

As posições das palhetas diretrizes do distribuidor e das pás do rotor são controladas por servomotores cujos cilindros são acionados por sistemas hidráulicos de óleo sob pressão. As palhetas diretrizes do distribuidor e as pás do rotor são acionadas por servomotores diferentes; com isso, possuem dinâmicas diferentes no que diz respeito às suas constantes de tempo. As figuras 4.5, 4.6 e 4.7 (figura obtida por cortesia da Alstom aos alunos da UNIFEI durante uma visita técnica) mostram alguns exemplos de servomotores (indicados por setas azuis) aplicados na regulação de frequência de uma turbina Francis de eixo horizontal e de uma turbina Bulbo. Note que a extremidade do cilindro do servomotor é conectada ao anel de regulação (mencionado no capítulo 3, ilustrado pela figura 3.11).

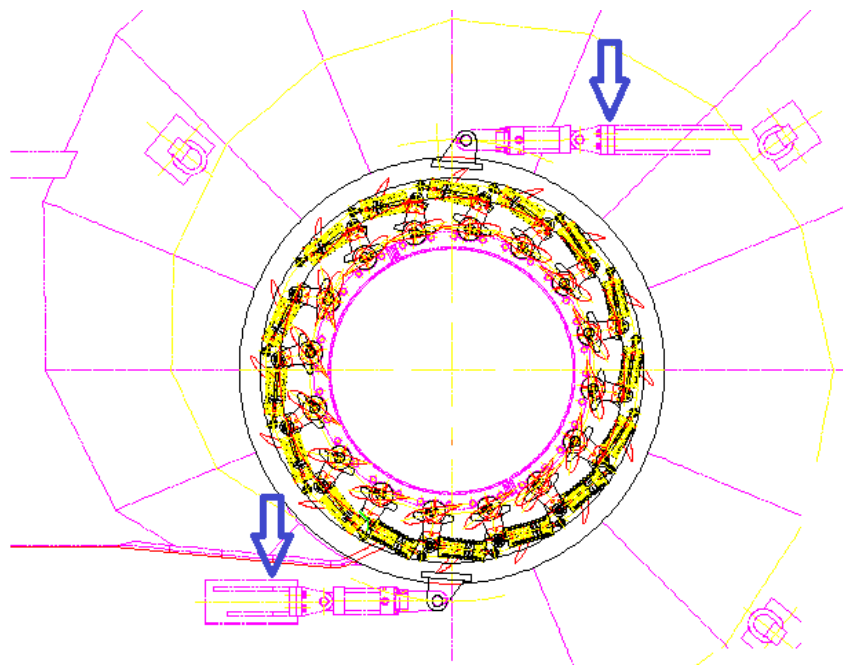


Fig. 4.5 Servomotores de regulação do distribuidor de uma turbina Francis de eixo horizontal.

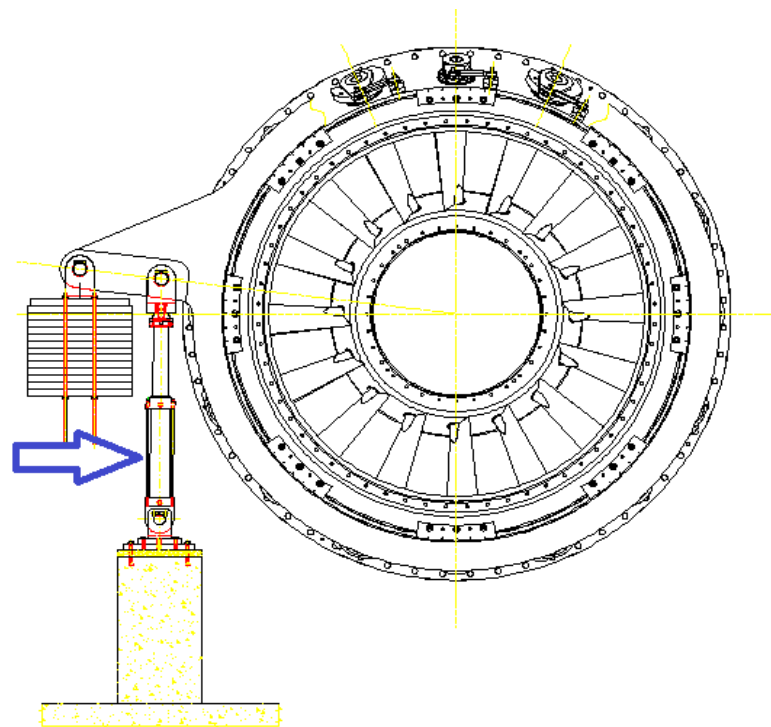


Fig. 4.6 Servomotor do distribuidor de uma turbina Bulbo.

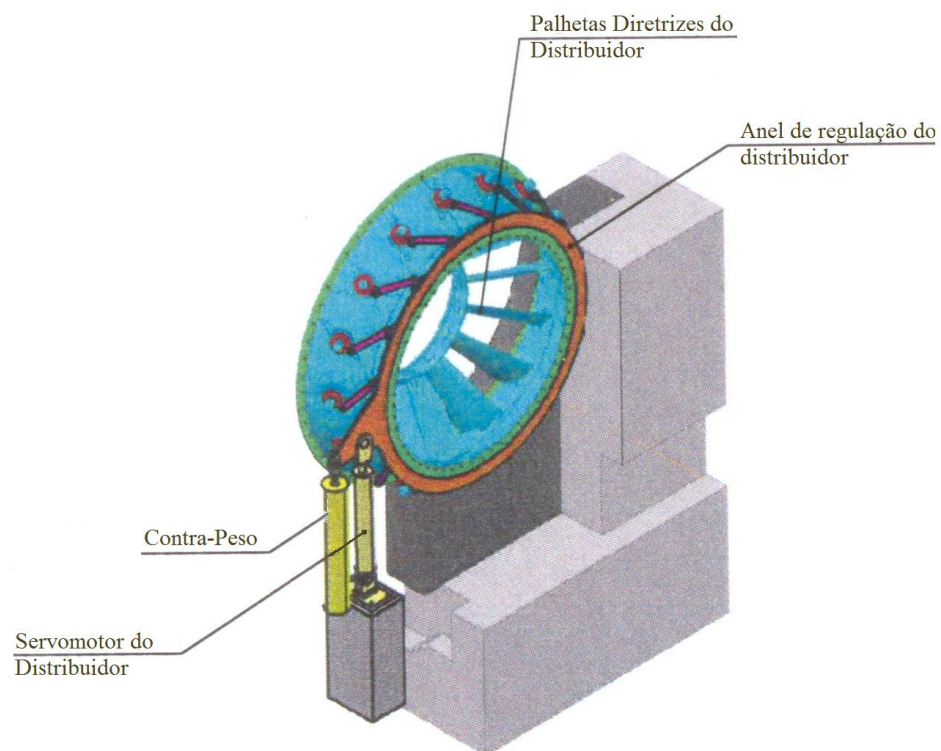


Fig. 4.7 Servomotor, anel de regulação e palhetas diretrizes do distribuidor (desenho da UHE Santo Antônio).



Nas figuras 4.6 e 4.7, pode-se observar ainda a presença de contrapesos juntos aos servomotores nas turbinas Bulbo. Na ocasião de falha no servomotor, o contrapeso é capaz de fechar o distribuidor até que o problema no servomotor seja devidamente reparado.

4.2.1 Funcionamento dos Servomotores

A válvula direcional apresentada pela figura 4.8 (esquema simplificado) controla o fluxo de óleo para servomotor fazendo com que o cilindro se mova ou fique parado, usando basicamente a seguinte lógica:

- Servomotor ligado em Val_1 : o fluxo de óleo sob pressão se dirige à câmara A do servomotor enquanto o óleo presente na câmara B é direcionado para um tanque, onde é armazenado para a posterior utilização. Como a pressão no êmbolo na câmara A do servomotor é maior que a pressão na câmara B, existe uma força resultante que empurra o cilindro para frente. O deslocamento é proporcional ao volume de óleo que entra no recinto A pois o óleo é incompressível.
- Servomotor ligado em Val_2 : nesta posição, não há fluxo de óleo em qualquer das câmaras do servomotor, então o cilindro não se move mesmo sob ação de forças aplicadas no cilindro. O óleo sob pressão é direcionado para o tanque.
- Servomotor ligado em Val_3 : o fluxo de óleo sob pressão se dirige à câmara B, enquanto o óleo presente na câmara A escoar para o tanque. Como a pressão exercida na área da coroa do êmbolo na câmara B é maior do que a exercida na área do êmbolo na câmara A, então a força resultante agora atua recuando o cilindro.

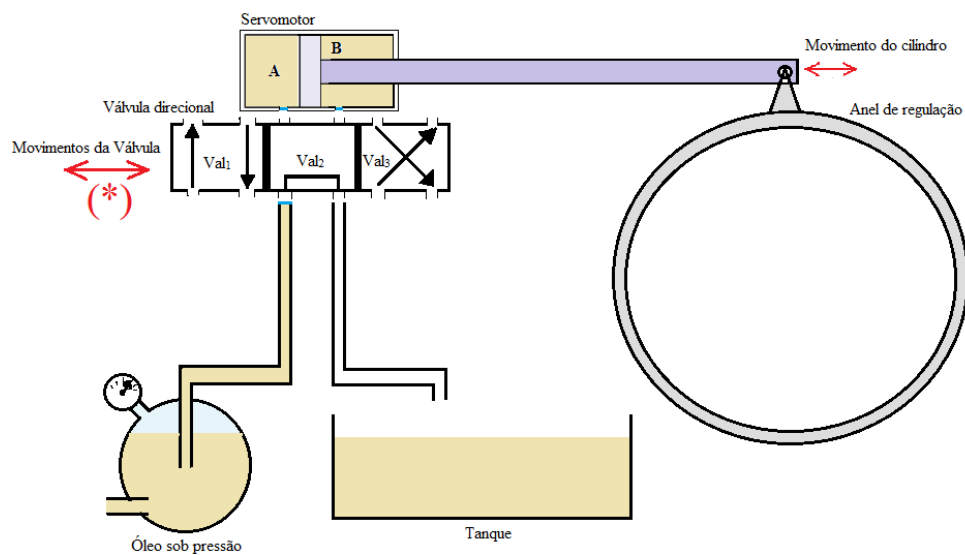


Fig. 4.8 Esquema do fluxo de óleo para as câmaras do servomotor utilizando a válvula direcional.

Uma observação interessante é que, como as áreas das faces do êmbolo em que o óleo sob pressão exerce força são diferentes, então as forças resultantes quando a válvula direcional se encontra nas posições Val_1 e Val_3 são diferentes, como mostra a figura 4.9. Nos casos em que a válvula assume as posições Val_1 e Val_3 , se o módulo do sinal do regulador de velocidade for igual, implicando numa mesma vazão de óleo sobre pressão para as câmaras, então as velocidades de avanço e recuo do cilindro são diferentes. No caso, o cilindro avança mais lentamente do que normalmente recua.

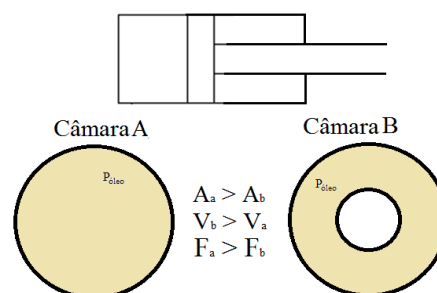


Fig. 4.9 Comparação da área, velocidade e força nas faces do êmbolo para uma mesma vazão e pressão do óleo.

Segundo Ogata (1998), o servomotor hidráulico é essencialmente um amplificador hidráulico de potência controlado por uma válvula. No caso do controle de velocidade das turbinas hidráulicas, o sinal elétrico de saída do regulador de velocidade não possui potência suficiente para

acionar a válvula direcional que controla o servomotor de regulação da turbina (ver (*) na figura 4.8). Desse modo, esse sinal elétrico do regulador energiza um eletroímã (solenóide) que controla uma válvula menor (a válvula de pilotagem) e esta pilota hidráulicamente (por meio do servomotor piloto) a válvula direcional do servomotor de regulação da turbina. Pode-se observar, neste caso, uma amplificação do sinal de controle em cascata, reforçando a afirmação de Ogata (1998). Cabe lembrar ainda que a vazão de óleo que passa pelas válvulas é proporcional à abertura das mesmas, e esta abertura é determinada pela intensidade do sinal do regulador de velocidade. A figura 4.10 apresenta o esquema geral do funcionamento desse mecanismo (figura adaptada de Ramey (1970), na qual são omitidos outros equipamentos de regulação).

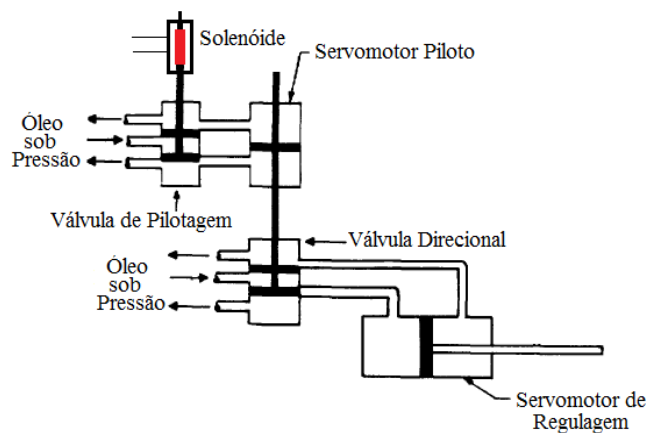


Fig. 4.10 Esquema geral do sistema de regulação da turbina, adaptada de Ramey (1970).

A modelagem dinâmica dos servomotores completa conduz a equações diferenciais não lineares cuja solução não é trivial. Assim, os modelos dinâmicos aqui utilizados são simplificados de modo a viabilizar os estudos. Em Ogata (1998), a modelagem desses componentes se destina a baixas acelerações, pois despreza o efeito da massa acoplada no cilindro, além de outros fatores como o amortecimento mecânico.

Os diagramas de bloco correspondentes à dinâmica dos mecanismos de acionamento das palhetas diretrizes e pás são apresentados pelas figuras 4.11 e 4.12 respectivamente. Nestas figuras, é possível observar um bloco integrador com um limitador que varia de 0,0 a 1,0 p.u. Esse bloco corresponde aos servomotores, sendo que o valor limite “0,0” compreende o estado do cilindro totalmente recuado, enquanto o valor limite “1,0” compreende o cilindro totalmente avançado. O servomotor é representado por um integrador porque a posição do seu cilindro depende da integral

da vazão de óleo sob pressão. Os demais blocos (com “s” da Transformada de Laplace no denominador) representam a dinâmica das válvulas e sensores (filtros de medição), cada qual com sua respectiva constante de tempo.

Nas figuras 4.11 e 4.12, o bloco que representa a dinâmica da válvula direcional, (com constante de tempo $T(*)$) possui constantes de tempo diferentes que mudam conforme a taxa de variação da variável de entrada (v_{ent}). Isso indica que esta válvula é controlada por um servomotor com diferença de velocidade de recuo e avanço.

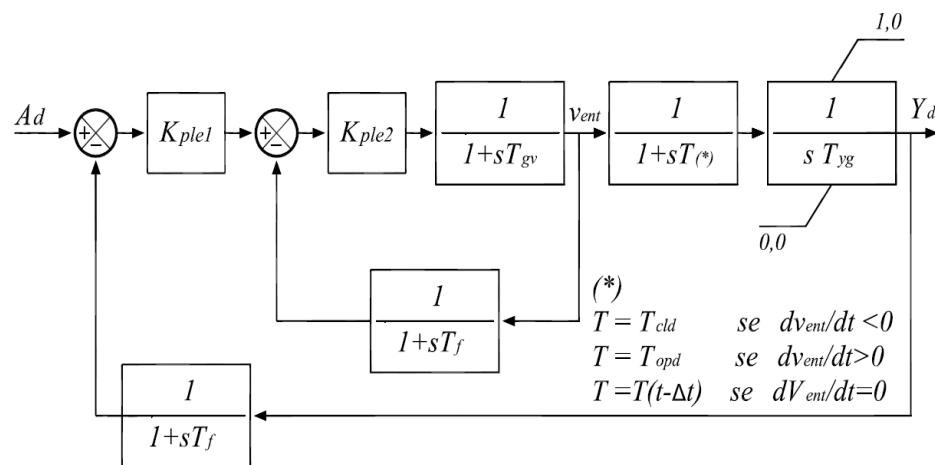


Fig. 4.11 Diagrama de blocos dos servomecanismos do distribuidor, [Morais, 2011].

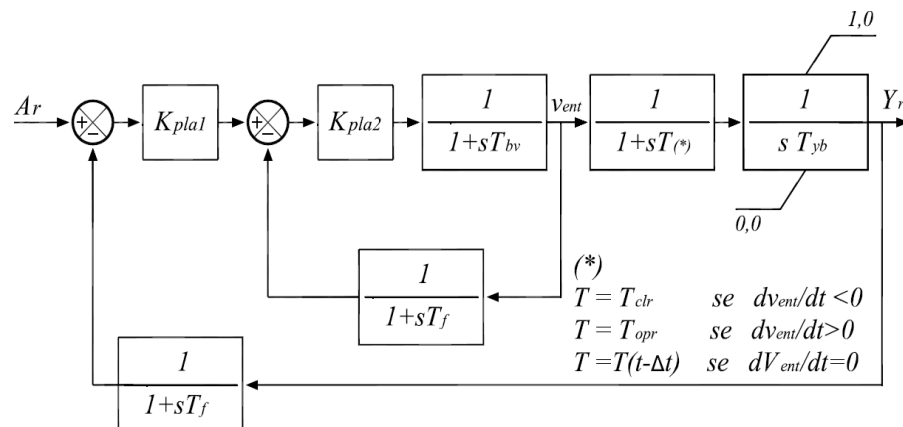


Fig. 4.12 Diagrama de blocos dos servomecanismos do rotor, [Morais, 2011].

As tabelas 4.2 e 4.3 apresentam a nomenclatura para as grandezas das figuras 4.11 e 4.12.



Tabela 4.2 Dados dos servomecanismos do distribuidor.

K_{ple1}	Ganho proporcional do servomotor do distribuidor
K_{ple2}	Ganho proporcional da válvula de pilotagem do distribuidor
T_{gv}	Constante de tempo da válvula de pilotagem do distribuidor
T_{cld}	Constante de tempo de fechamento da válvula direcional do distribuidor
T_{opd}	Constante de tempo de abertura da válvula direcional do distribuidor
T_{yg}	Constante de tempo do servomotor do distribuidor
T_f	Constante de tempo dos filtros de medição
Y_d	Abertura do distribuidor

Tabela 4.3 Dados dos servomecanismos do rotor.

K_{pla1}	Ganho proporcional do servomotor do rotor
K_{pla2}	Ganho proporcional da válvula de pilotagem do rotor
T_{bv}	Constante de tempo da válvula de pilotagem do rotor
T_{clr}	Constante de tempo de fechamento da válvula direcional do rotor
T_{opr}	Constante de tempo de abertura da válvula direcional do rotor
T_{yb}	Constante de tempo do servomotor do rotor
T_f	Constante de tempo dos filtros de medição
Y_r	Abertura do rotor

Pelos diagramas de blocos, pode-se notar que as entradas são os sinais oriundos do regulador de velocidade. As variáveis A_d e A_r correspondem aos comandos para o posicionamento do distribuidor e rotor respectivamente. Conforme foi explicado, A_r está relacionado ao sinal A_d pela curva de conjugação. Os dois diagramas de blocos são idênticos, porém, as constantes de tempo e ganhos variam consideravelmente. Os parâmetros Y_d e Y_r correspondem finalmente às aberturas das palhetas diretrizes e das pás respectivamente



4.3 Modelo Dinâmico da Água no Conduto Forçado

A modelagem da dinâmica da água no conduto forçado é feita baseada nos princípios da mecânica newtoniana. Nessa modelagem, considera-se o fluido perfeitamente móvel e inelástico (incompressível). Partindo então da segunda lei de Newton, tem-se:

$$F = ma = m \frac{dv}{dt} \quad (4.1)$$

Sendo:

F = Força resultante [N];

m = massa [kg];

a = aceleração [m/s^2];

v = velocidade [m/s].

Considerando o corpo em movimento como certo volume d'água dentro de um tubo de seção invariável, pode-se escrever:

$$m = \gamma \cdot l \cdot A \quad (4.2)$$

Sendo:

γ = densidade da água [kg/m^3];

l = comprimento do conduto forçado [m];

A = área da seção transversal do conduto [m^2].



Substituindo a equação (4.2) em (4.1) tem-se:

$$F = (\gamma \cdot l \cdot A) \cdot a = \gamma \cdot l \cdot A \cdot \frac{dv}{dt} \quad (4.3)$$

A vazão volumétrica (em m³/s) pode ser escrita como:

$$Q = A \cdot v \quad (4.4)$$

Derivando a equação (4.4) e tomando uma seção transversal constante tem-se:

$$\frac{dQ}{dt} = A \cdot \frac{dv}{dt} \quad (4.5)$$

Substituindo a equação (4.5) na equação (4.3) tem-se:

$$F = \gamma \cdot l \cdot \frac{dQ}{dt} \quad (4.6)$$

Esta força da equação 4.6 tem valor nulo quando não existe variação de velocidade (ou vazão) no conduto. Levando esse raciocínio para a operação da turbina, pode-se dizer que, em regime permanente, essa força tem valor igual a zero. De acordo com Machowski (1997), essa força pode ser representada por uma altura equivalente conforme mostra a equação (4.7):

$$F = \gamma \cdot A \cdot g \cdot h_{resul} \quad (4.7)$$

Sendo:

h_{resul} = altura equivalente (m);

g = aceleração da gravidade (m/s²).



A altura equivalente h_{resul} pode ser entendida como uma variação na pressão no sistema de adução. Em regime permanente de operação, o seu valor também é zero. A altura resultante h_{resul} pode ser escrita da seguinte forma:

$$h_{resul} = h_{eq} - h_p - h \quad (4.8)$$

A altura h_{eq} é referente à queda bruta do sistema. Essa queda bruta, conforme já detalhado, é contada como a diferença entre o nível de montante e jusante da central. A altura h_p se refere às perdas de carga no sistema de adução. A altura h corresponde à energia potencial da água fornecida para a turbina (queda líquida). Em regime permanente, a altura h corresponde à queda bruta menos as perdas no sistema (pois h_{resul} é igual a zero).

Após uma simples manipulação das equações (4.6), (4.7) e (4.8) pode-se obter a seguinte equação:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{A \cdot g \cdot (h_{eq} - h_p - h)}{l} \quad (4.9)$$

Usando agora a Transformada de Laplace:

$$Q = \frac{1}{s} \cdot \frac{A \cdot g \cdot (h_{eq} - h_p - h)}{l} \quad (4.10)$$

A vazão pode ser considerada da seguinte forma:

$$Q = Q_{base} \cdot q_u \quad (4.11)$$

Onde Q_{base} representa a vazão base adotada (geralmente se adota como base a vazão nominal) e q_u , a vazão em p.u. da máquina. Tomando a vazão em p.u. e a queda base como h_{eq} , pode-se escrever a expressão (4.10) da seguinte forma:



$$q_u = \frac{1}{s} \cdot \frac{A \cdot g \cdot h_{eq}}{Q_{base} \cdot l} \cdot (1 - h_{p_u} - h_u) \quad (4.12)$$

A equação (4.12) também pode ser escrita da seguinte forma:

$$q_u = \frac{(1 - h_{p_u} - h_u)}{T_w \cdot s} \quad (4.13)$$

Onde T_w é a constante de tempo da água. O seu valor é definido da seguinte forma:

$$T_w = \frac{Q_{base} \cdot l}{A \cdot g \cdot h_{eq}} \quad (4.14)$$

A vazão em p.u pode ser escrita da seguinte forma IEEE (1992):

$$q_u = G_u \sqrt{h_u} \quad (4.15)$$

Sendo que G_u representa a abertura em p.u do distribuidor.

A perda de carga é diretamente proporcional ao quadrado da vazão (IEEE (1992)). O seu valor em p.u. pode ser escrito da seguinte forma:

$$h_{p_u} = fp \cdot q_u^2 \quad (4.16)$$

O fator de perda fp tem natureza empírica e depende das características físicas e espaciais do conduto forçado (Macintyre (1983)).

O diagrama de blocos equivalente às equações apresentadas é representado pela figura 4.13.

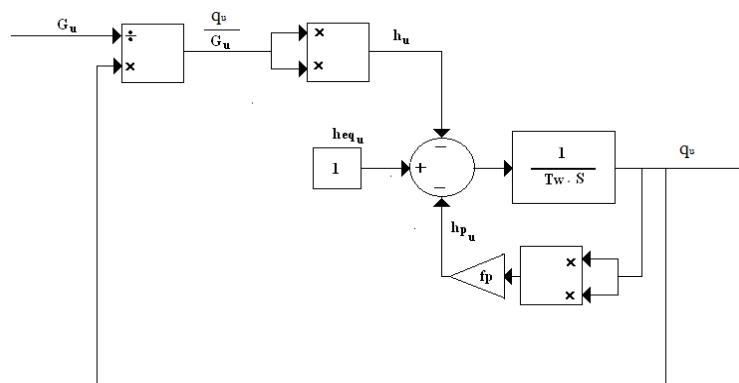


Figura 4.13 Diagrama de bloco equivalente da dinâmica da água no conduto forçado.

4.3.1 Potência da Turbina e Modelo Não-linear

A potência da turbina em regime permanente é diretamente proporcional à queda líquida, à vazão e ao seu rendimento, conforme mostra a equação (4.17).

$$P_{tur} = \gamma \cdot Q \cdot h \cdot \eta_t \quad (4.17)$$

Sendo:

γ = peso específico da água [N/m³];

Q = vazão volumétrica [m³/s];

h = queda líquida [m];

η_t = rendimento da turbina.

Em termos de potência nominal, pode-se escrever:

$$P_{turN} = \gamma \cdot Q_N \cdot h_N \cdot \eta_N \quad (4.18)$$

Tomando-se os valores em p.u. encontrados pela divisão direta das fórmulas (4.17) e (4.18) a potência fica:



$$P_{tur} = q_u \cdot h_u \cdot \eta_u \quad (4.19)$$

Nas turbinas hidráulicas, em geral, existe um valor de vazão (geralmente pequeno e distante das suas condições normais operativas) em que a turbina gira com velocidade nominal mas não fornece potência de eixo, ou seja possui rendimento igual a zero. Quando a turbina está com essa vazão diz-se que a potência hidráulica, entregue pelo escoamento, é integralmente convertida em perdas, sendo suficiente apenas para manter a rotação nominal da máquina. Essa vazão é representada pelo símbolo Q_{nl} , e é conhecida como vazão a vazio (*speed-no-load*). Pela figura 3.17 do capítulo 3, pode-se estimar o Q_{nl} típico de alguns tipos de turbina, basta verificar o ponto de vazão onde o rendimento é nulo.

Segundo Undrill (1967), é possível representar aproximadamente o rendimento da turbina hidráulica subtraindo-se Q_{nlu} da vazão em p.u. e, posteriormente, multiplicando-se esse termo por um ganho constante A_t . Para estudos de estabilidade, isso pode ser vantajoso, pois não é sempre que se dispõe das curvas de rendimento da turbina. Além disso, pode-se trabalhar com dados típicos de Q_{nl} das máquinas que podem ser estimados adequadamente. Essa representação pode ser novamente verificada em IEEE (1992). Assim:

$$P_{tur} = A_t (q_u - Q_{nlu}) \cdot h_u \quad (4.20)$$

Na equação 4.20, pode-se verificar que a potência da turbina é zerada quando $q_u = Q_{nlu}$, tal como acontece com o rendimento da máquina em 4.19.

A constante A_t é definida pela equação 4.21 IEEE (1992). Nessa representação, é realizada a mudança de base de potência das máquinas.

$$A_t = \frac{P_{turN}(MW)}{P_{SN}(MVA)} \cdot \frac{1}{h_{nu} \cdot (q_{nu} - Q_{nlu})} \quad (4.21)$$

Sendo:

h_{nu} = queda líquida em p.u na condição nominal;

q_{nu} = vazão correspondente à operação nominal em p.u;

Q_{nlu} = vazão correspondente à rotação em vazio em p.u;

P_{sm} = Potência aparente do gerador.

Considerando o amortecimento mecânico da turbina, que está relacionado à variação da velocidade angular ($\Delta\omega$) da máquina, e depende da abertura das palhetas diretrizes do distribuidor, a potência mecânica fica como apresentada pela equação 4.22, IEEE (1992). A demonstração da passagem da equação 4.20 para 4.22 pode ser encontrada em Undrill (1967).

$$P_{mec_u} = A_t \cdot h_u \cdot (q_u - Q_{nlu}) - D_t \cdot G_u \cdot \Delta\omega \quad (4.22)$$

Sendo:

D_t = amortecimento mecânico da turbina;

G_u = abertura do distribuidor.

Finalmente, o modelo dinâmico típico para as turbinas com simples regulação é apresentado pela figura 4.14 (modelo não-linear):

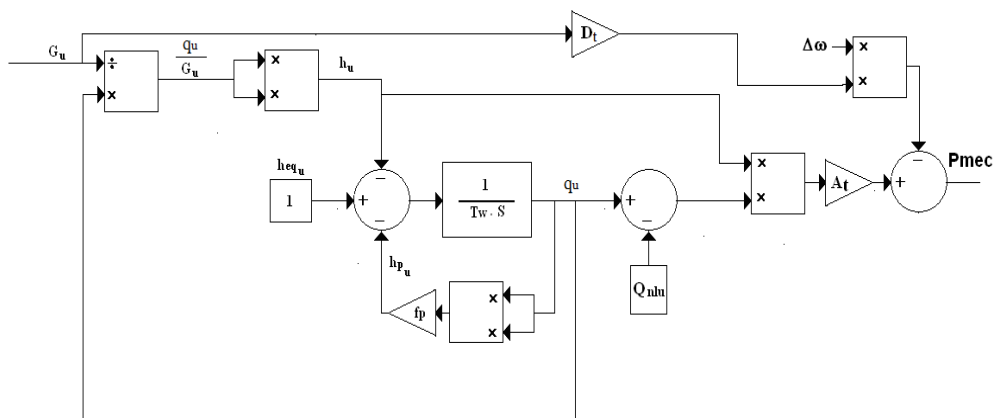


Fig. 4.14 Diagrama de bloco da turbina hidráulica.



4.3.2 Comparação de Equações de Potência da Turbina Hidráulica em Regime Permanente

Este tópico tem a finalidade de conferir a fidelidade da equação 4.20 cuja metodologia foi proposta em Undrill (1966). Para esta conferência, são utilizados dados reais de ensaio de duas turbinas tipo Francis e valores de Q_{nl} estimados (para as duas turbinas) pela figura 3.17 para compor a equação 4.20. As características nominais dessas turbinas são as seguintes:

Turbina Francis 1:

Tabela 4.4 Dados nominais da turbina 1.

Tipo	h[m]	Q_n [m ³ /s]	n [rpm]	$P_{tur N}$ [MW]	Q_{nl} (estimado)
Francis média queda (normal)	124,3	160,0	180,0	186,0	0,07

Turbina Francis 2:

Tabela 4.5 Dados nominais da turbina 2.

Tipo	h[m]	Q_n [m ³ /s]	n [rpm]	$P_{tur N}$ [MW]	Q_{nl} (estimado)
Francis baixa queda (rápida)	43,0	151,0	144,0	59,6	0,19

O ponto de vazão a vazio corresponde a um ponto afastado dos limites operacionais da turbina; assim, mesmo o diagrama de colina pode não compreender esse ponto. É possível tomar conhecimento do valor de Q_{nl} quando se deseja sincronizar um gerador na rede elétrica. No exato instante em que se conecta ao sistema, o gerador “flutua” sem fornecer potência ativa e a potência oriunda da turbina se destina unicamente a vencer as perdas existentes. Nesse instante, é possível medir o Q_{nl} da turbina. Há no banco de dados do ONS (ano 2009) valores de Q_{nl} para um grande número de turbinas do SEP brasileiro. A tabela 4.6 apresenta alguns desses valores.

Tabela 4.6 Dados de Q_{nl} de algumas turbinas hidráulicas brasileiras, banco de dados ONS (2009).

UHE	Tipo da turbina hidráulica	Q_{nl} [p.u.]	$P_{tur N}$ [MW]
Jurumirim	Kaplan	0,10	50,0



Capivara	Francis de baixa queda	0,23	178,0
Canoas	Bulbo	0,20	28,1
P. Primavera	Kaplan de eixo vertical	0,20	117,0
Rosana	Kaplan de eixo vertical	0,20	89,0
Chavantes	Francis de média queda	0,16	115,0
Bariri-A	Kaplan de eixo vertical	0,20	46,0
Ibitininga	Kaplan	0,15	42,0
Jaguari	Francis de baixa queda	0,20	15,0

Os valores de Q_{nlu} das turbinas Francis 1 e 2 foram estimados com base na figura 3.17 do capítulo 3. Essa estimativa se baseia nos tipos de turbinas das tabelas 4.4 e 4.5. Finalmente, as tabelas 4.7 e 4.8 apresentam a comparação dos resultados para a potência da turbina calculadas segundo as equações 4.19 e 4.20, quando as turbinas se encontram em regime permanente com $h_u = 1$ operando na rotação nominal.

Tabela 4.7 Comparação de equações para turbina Francis 1.

η_t	η_u	$Q[m^3/s]$	q_u	$P_{tur u}$ (Eq. 4.19)	$P_{tur u}$ (Eq. 4.20)
0,9600	1,0000	160,0	1,0000	1,0000	1,0000
0,9621	1,0022	155,5	0,9719	0,9740	0,9698
0,9596	0,9996	138,2	0,8638	0,8634	0,8535
0,9446	0,9840	121,0	0,7563	0,7441	0,7379
0,9273	0,9659	103,7	0,6481	0,6260	0,6216
0,9120	0,9500	94,9	0,5931	0,5635	0,5625
0,8668	0,9029	79,8	0,4988	0,4503	0,4610

Tabela 4.8 Comparação de equações para turbina Francis 2.

η_t	η_u	$Q[m^3/s]$	q_u	$P_{tur u}$ (Eq. 4.19)	$P_{tur u}$ (Eq. 4.20)
0,9450	1,0000	151,0	1,0000	1,0000	1,0000
0,9438	0,9987	150,5	0,9967	0,9954	0,9959
0,9428	0,9977	142,2	0,9417	0,9395	0,9281



0,9198	0,9733	134,3	0,8894	0,8657	0,8635
0,8980	0,9503	126,4	0,8371	0,7955	0,7989
0,8577	0,9076	110,6	0,7325	0,6648	0,6697
0,8361	0,8848	100,7	0,6669	0,5900	0,5887

Ao observar os valores das equações 4.19 e 4.20 nas tabelas, nota-se uma grande similaridade entre os pontos operativos.

4.3.3 Modelo Linear

O processo de linearização consiste em aplicar e truncar até os termos de primeira ordem a expansão em série de Taylor das equações não-lineares do modelo dinâmico da turbina. Nesse sentido, o modelo linear surge como um modelo aproximado do modelo original, o não-linear. O erro é decorrente do próprio truncamento da função, pois o valor da soma só é igual ao valor da função original quando se faz uma soma com infinitos termos, ou seja, uma série. A série de Taylor pode ser escrita da seguinte forma, quando a linearização se dá em torno de um ponto “ x_0 ”:

$$f(x) = f(x_0) \cdot \frac{(x-x_0)^0}{0!} + f'(x_0) \cdot \frac{(x-x_0)^1}{1!} + f''(x_0) \cdot \frac{(x-x_0)^2}{2!} + \dots \quad (4.23)$$

Truncando-se a função, tem-se:

$$f(x) \approx f(x_0) \cdot \frac{(x-x_0)^0}{0!} + f'(x_0) \cdot \frac{(x-x_0)^1}{1!} \quad (4.24)$$

Assim, pode-se extrair a seguinte expressão:

$$f(x) - f(x_0) \approx f'(x_0) \cdot (x - x_0) \quad (4.25)$$

A expressão 4.25 conduz ao seguinte raciocínio: uma variação na abscissa em torno do ponto x_0 conduz a uma variação na ordenada. Graças ao próprio processo de truncamento, o erro

será maior quanto maior for a variação dada na abscissa. Assim, o modelo linearizado tem uma boa validade para pequenas variações em torno do ponto de operação x_0 . No modelo linear, a linearização é feita em torno de uma condição operativa de vazão e abertura correspondente do distribuidor que, em p.u., tem valores iguais, $q_{0u} = G_{0u}$. Esse modelo também despreza as perdas de carga no sistema de adução ($fp = 0$).

O diagrama de blocos referente ao modelo linear desenvolvido a partir do processo de linearização é apresentado pela figura 4.15 IEEE (1992):

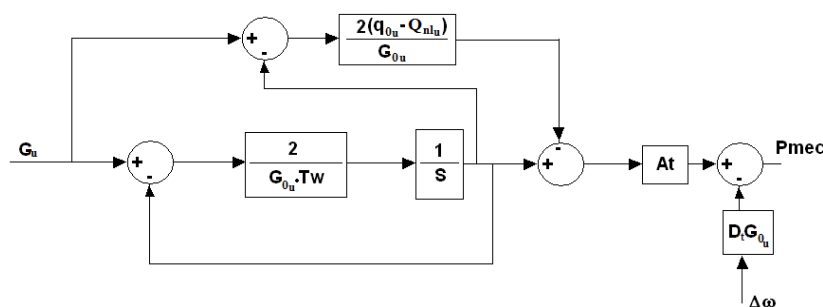


Fig. 4.15 Modelo linear da turbina hidráulica (simples regulagem).

Mais detalhes sobre o processo de linearização podem ser encontrados em [Mendes, 2006].

4.3.4 Modelo Linear Simplificado

Uma condição muito particular, porém muito útil para simulações, é derivada do modelo linear tomando as condições $G_{0u} = q_{0u} = 1$ e $Q_{nl_u} = 0$. Nesse caso, toma-se a condição operacional inicial como a nominal e despreza-se a vazão correspondente às perdas em vazio. Tomando-se as condições mencionadas e realizando-se uma simples manipulação algébrica, é possível chegar no modelo ilustrado pela figura 4.16.

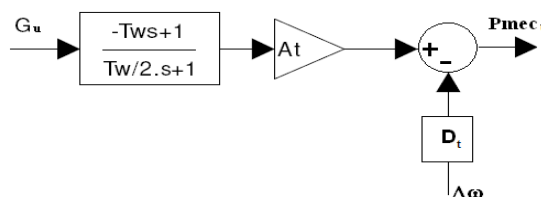


Fig. 4.16 Modelo linear simplificado da turbina hidráulica (simples regulagem).



Obviamente esse modelo é conveniente quando as máquinas estão operando com a potência nominal ou próxima disso (o que é comum), devido a sua facilidade de implementação. Porém, deve-se assumir um erro quando a máquina encontra-se operando em pontos diferentes da condição nominal (porque o modelo linear simplificado assume G_{0u} e q_{0u} iguais a 1 p.u.). Sendo assim, é importante atentar para esse erro quando se está simulando e deve-se ter o conhecimento que esse erro aumenta à medida que a máquina tem condição operativa inicial muito afastada da nominal.

4.4 Modelos Dinâmicos das Turbinas Axiais de Dupla Regulagem

Os modelos dinâmicos das turbinas axiais de dupla regulagem aqui apresentados foram baseados no modelo dinâmico proposto por Miljenko Brezovec, Igor Kuzle e Tomislav Tomisa em Brezovec (2006).

Nesse artigo, Brezovec e sua equipe levantaram o modelo dinâmico da turbina Kaplan e posteriormente validaram esse modelo com ensaios realizados em laboratório. Conforme citado no artigo, para descrever razoavelmente bem o sistema físico, é necessário modelar o sistema com equações diferenciais de grandes ordens. Para esse sistema em questão, devido à sua grande complexidade, uma representação analítica considerando-se todos os fenômenos mecânicos e hidráulicos é impraticável. Sendo assim, essa análise é aproximada. Porém, como pôde-se comprovar no artigo, o modelo mostrou excelente concordância com os dados experimentais.

Apesar de sua notável validade, o modelo por eles proposto depende de curvas que, na prática, não são muito triviais e comuns de se obter. O seu procedimento para levantar as curvas da turbina Kaplan foi basicamente o seguinte: mantendo as pás numa dada posição fixa, variava-se levemente a posição das palhetas diretrizes (como se fosse uma turbina Hélice). Quando a turbina atingia o regime permanente, era verificado o valor do rendimento e vazão que a turbina assumia. Após fazer isso para alguns pontos (em torno da posição de ótimo rendimento da turbina, dentro das condições operativas normais), traçava-se a curva de tendência desses pontos. Feito isso, repetia-se o mesmo procedimento, só que com as pás assumindo uma posição diferente. No final, tem-se gráficos de rendimento e vazão da turbina Kaplan com o número de curvas igual ao número de posições assumidas pelas pás. Pode-se verificar nos gráficos obtidos de rendimento e vazão, por



exemplo, os pontos correspondentes ao Q_{nl} (*no-load condition*), além de outras informações importantes.

Para as simulações, foram levantadas equações para cada curva. O modelo por eles apresentado é muito interessante, pois eles possuem os valores de vazão e rendimento mesmo quando o distribuidor e rotor não estão na posição conjugada.

Em simulações de transitório eletromecânico é natural que as palhetas diretrizes e as pás (do distribuidor e rotor) fujam das suas posições conjugadas devido à própria característica dinâmica distinta dos seus sistemas de regulação de frequência. Essa operação conjugada irá se restabelecer novamente apenas no regime permanente. Nesse sentido, as curvas de Brezovec são interessantes, pois varrem pontos operacionais da turbina incluindo os de operação não-conjugada.

Neste trabalho, é apresentada e a idéia semelhante ao trabalho de Brezovec; porém, ao invés de se usar as curvas utilizadas por eles, são utilizadas curvas originadas do diagrama de colina da máquina. São feitos alguns incrementos que podem ser ou não convenientes de serem assumidos. O modelo proposto certamente não resulta num modelo exato, porque o diagrama de colina é um diagrama cujas curvas são traçadas para a operação conjugada da máquina. Como é devidamente salientado no tópico *considerações sobre os modelos*, as aproximações utilizadas são razoáveis, geram erros pequenos e, graças a essas aproximações, os estudos de estabilidade eletromecânica transitória, utilizando-se turbinas axiais de dupla regulação, se tornam mais adequados.

4.4.1 Equacionamento da Turbina

Conforme obtido anteriormente (item 4.3), pode-se usar a equação 4.13 para representar a dinâmica de uma coluna d'água inelástica. Essa equação é reescrita aqui:

$$q_u = \frac{h_{eq_u} - h_{p_u} - h_u}{T_w \cdot s} \quad (4.26 *)$$

(* Observação: O valor inicial da integral representada pela transformada “1/s” vale Q_{0u} , ou seja, a vazão inicial em p.u. Manipulando-se a equação 1 de Brezovec (2006), pode-se chegar a esse resultado).



A potência mecânica em p.u. da turbina é (conforme dito no item 4.3):

$$P_{tur_u} = q_u \cdot h_u \cdot \eta_u \quad (4.27)$$

Nesse equacionamento, não há a necessidade de considerar Q_{nlu} , como feito nas equações 4.20 e 4.21. Aliás, considerar Q_{nlu} juntamente com η_u seria errôneo.

Os parâmetros vazão e rendimento da turbina hidráulica são função de basicamente os seguintes parâmetros:

$$Q = Q(h, \omega, y_d, y_r) \quad (4.28)$$

$$\eta = \eta(h, \omega, y_d, y_r) \quad (4.29)$$

A velocidade angular da máquina, ω , pode variar consideravelmente ou não, dependendo da magnitude do evento na rede elétrica, do porte do sistema elétrico, da configuração operacional da rede (número de máquinas no sistema), da própria inércia da máquina e do seu amortecimento. No trabalho de Brezovec, é desprezada a variação da velocidade angular da turbina por esta estar acoplada a uma máquina síncrona conectada diretamente à rede elétrica. Este trabalho também desconsidera uma representação, ou um modelo, mais adequado para as variações de velocidade observadas nas simulações, porém mostra que é possível representar essas variações com um modelo mais conveniente, se por acaso for de interesse.

4.4.2 Curvas de Vazão e Rendimento

A curva de vazão, no artigo de Brezovec (2006), informa qual é o respectivo valor de vazão da turbina quando esta possui uma determinada abertura do distribuidor e rotor (ele apresenta em p.u. essas aberturas). Para o presente trabalho, a curva de vazão é derivada do diagrama de colina e é representada em p.u. por bloco de função com um conjunto de pontos. Nesta função o eixo das abscissas é representado pelo produto $Y_{ru} * Y_{du}$, e o eixo das ordenadas é a própria vazão em p.u. (de

regime permanente), como mostram as figuras 4.17 e 4.18. A figura 4.17 mostra que a curva de vazão pode ser alterada de acordo com a velocidade da máquina. A vazão na figura 4.18 não possui essa correção. No tópico *considerações sobre o modelo*, é explicado porque se toma esse produto $Y_{ru} \times Y_{du}$ e quais são os erros dessa representação.

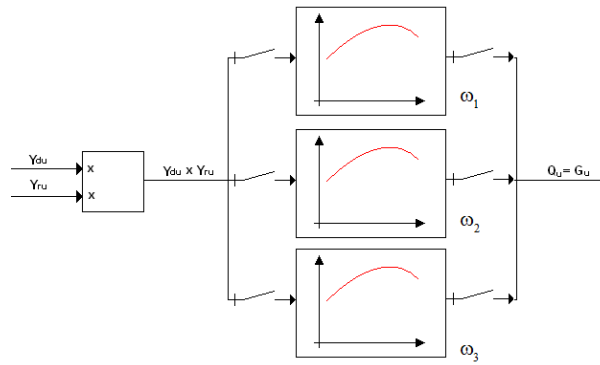


Fig. 4.17 Curvas de vazão com correção de velocidade.

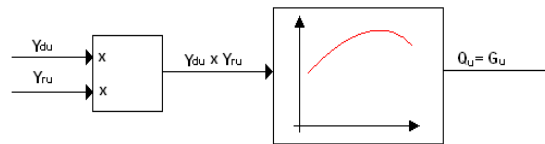


Fig. 4.18 Curvas de vazão sem correção de velocidade.

Com base em Brezovec (2006) (na expressão 8 do seu artigo), a saída da curva de vazão Q_u , a queda líquida em p.u. e a vazão real da turbina q_u , e se relacionam da seguinte forma:

$$q_u = Q_u \sqrt{h_u} \quad (4.30^*)$$

Apesar de q_u e Q_u representarem a vazão em p.u, há uma grande diferença entre essas variáveis. Q_u independe de T_w (ou seja, da dinâmica da água no conduto forçado) e é uma função de Y_{du} e Y_{ru} , representando, em p.u, a abertura do distribuidor e rotor. A variável q_u , entretanto, é dependente de T_w e possui, portanto, uma resposta mais lenta do que Q_u .

(* Observação: com base na razão q_u / Q_u , nas equações 4.30 e 4.27 e no conceito abordado no parágrafo anterior sobre a diferença do tempo de resposta dessas variáveis, é possível refletir sobre a resposta transitória de potência mecânica da turbina).

A curva de rendimento também é uma função de pontos extraída do diagrama de colina. No modelo assumido, o rendimento em p.u é função somente da abertura do distribuidor Y_{du} , como mostram as figuras 4.19 e 4.20. A razão de se usar o rendimento como função única da posição das palhetas diretrizes do distribuidor é melhor detalhado no tópico 4.5.2 (Consideração Sobre a Curva de Rendimento).

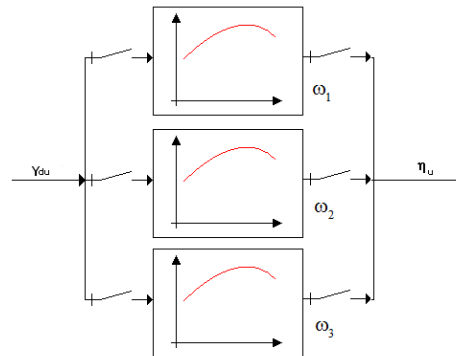


Fig. 4.19 Curvas de pontos de rendimento com correção da velocidade angular.

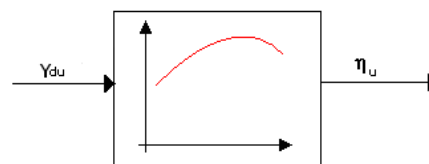


Fig. 4.20 Curva de pontos de rendimento da turbina.

4.4.3 Modelo Completo

Como todas as equações pertinentes já foram devidamente apresentadas, é possível construir o modelo dinâmico das turbinas axiais de dupla regulagem. A maior fidelidade deste modelo quando comparado com o simplificado, reside no fato de que este possui curvas de vazão, rendimento e potência que ajudam a representar melhor a turbina.

O diagrama de blocos referente ao modelo não-linear de dupla regulagem é ilustrado pela figura 4.21 (código do modelo = **MDT01**).

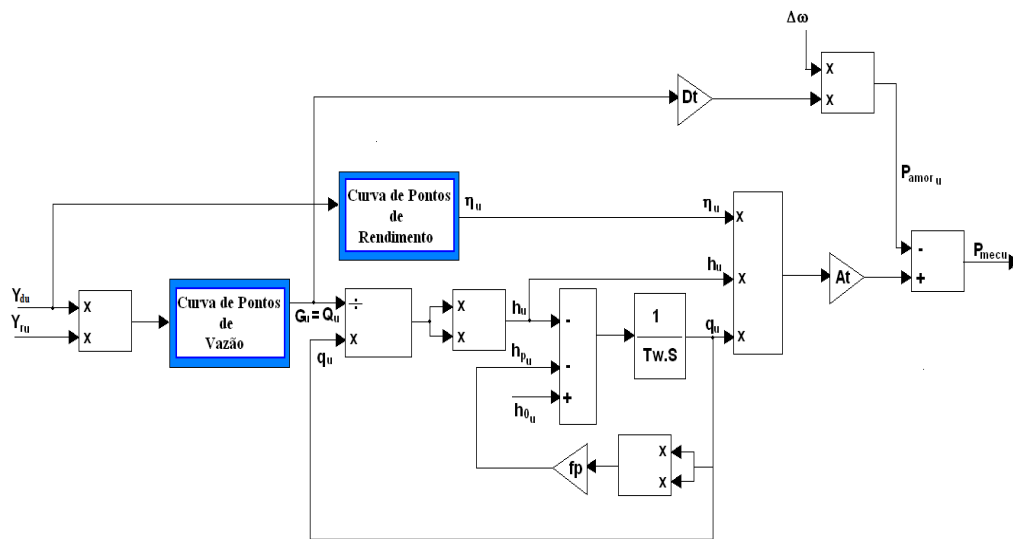


Fig. 4.21 Diagrama de blocos completo da turbina axial de dupla regulagem.

As curvas de pontos de vazão e rendimento podem ter ou não correção de velocidade. Neste diagrama, a potência de amortecimento mecânico já está sendo contabilizada na potência mecânica da turbina. O seu valor é calculado como mostra a equação 4.31.

$$P_{amec_u} = G_u \cdot D_t \cdot \Delta\omega \quad (4.31)$$

A potência mecânica então vale:

$$P_{mec_u} = A_t \cdot q_u \cdot h_u \cdot \eta_u - P_{amec_u} \quad (4.32)$$

Nesse modelo, a constante A_t é calculada fazendo $Q_{nlu} = 0$.

4.4.4 Modelo Sem a Curva de Rendimento

Uma boa aproximação seria, ao invés de se utilizar a curva de rendimento, utilizar a fórmula do IEEE (1992) onde se utiliza Q_{nlu} , lembrando que essa manipulação representa, de forma aproximada, o rendimento da máquina. O diagrama de blocos referente a esse modelo é o ilustrado pela figura 4.22:

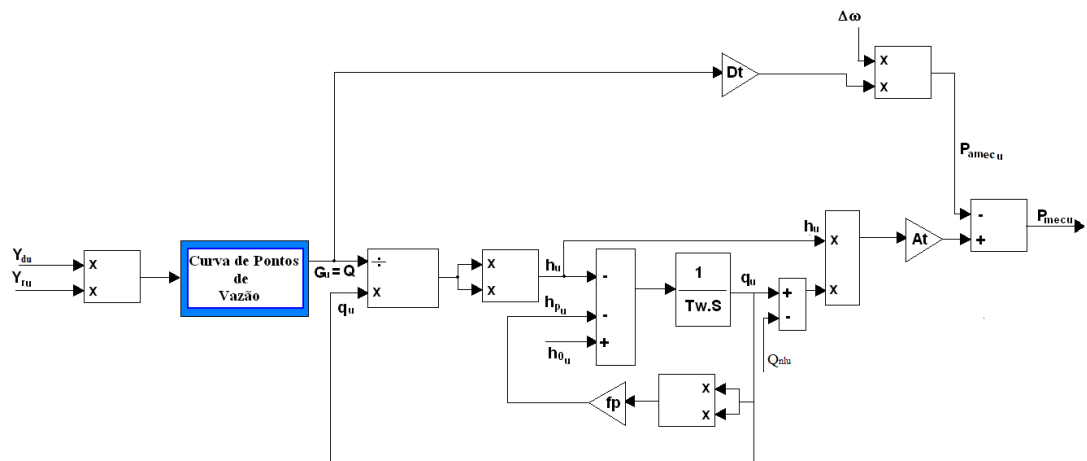


Fig. 4.22 Diagrama de bloco do modelo não linear da turbina axial de dupla regulagem sem a curva de rendimento.

Neste modelo, a constante A_r assume um valor diferente do da figura 4.21.

4.4.5 Modelo Não-linear

Este modelo representa a turbina hidráulica axial de dupla regulagem como se esta fosse uma turbina hidráulica de simples regulagem. É utilizado o modelo não linear tipicamente empregado para representação dinâmica das turbinas Francis no SEP. Toda a informação oriunda do diagrama de colina é desprezada (inclusive a curva de conjugação na saída do regulador de velocidade). A figura 4.23 ilustra o seu diagrama de blocos (código = **MDT02**).

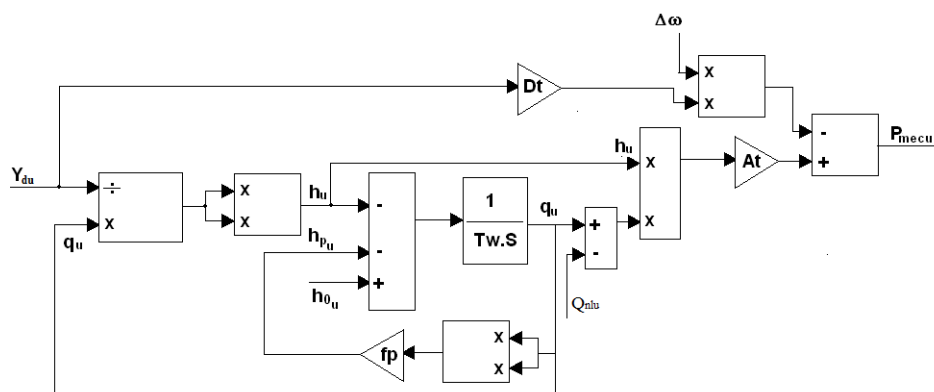


Fig. 4.23 Modelo não-linear da turbina de simples regulagem.

A utilização deste modelo é averiguada no capítulo 5, referente às simulações.

4.4.6 Modelo Linear

O modelo linear utiliza o modelo linear simplificado do conduto forçado. Esse modelo trabalha com as curvas de potência de eixo da turbina, em vez de se trabalhar com as curvas de vazão e rendimento, como no modelo não-linear. A razão de não se trabalhar com as curvas de vazão é porque essa variável desaparece no processo de linearização (o modelo linear trabalha com abertura do distribuidor e variação da potência mecânica, ver figura 4.16: modelo linear simplificado).

Por se tratar de um modelo oriundo de uma linearização, o modelo linear tem um erro que é maior quanto maior for a variação de velocidade na turbina. Esse modelo não considera também as perdas de carga no sistema de adução; assim, pode-se esperar maiores erros na utilização deste modelo em situações de expressiva perda de carga.

Um fator interessante no modelo linear, entretanto, é que ele utiliza a potência de eixo líquida, ou seja, já considera na própria curva de potência o rendimento da máquina. Essa constatação é esclarecida no capítulo seguinte através de tabelas oriundas do diagrama de colina da máquina. O diagrama de blocos correspondente ao modelo linear da turbina de dupla regulagem é ilustrado pela figura 4.24 (código = **MDT03**):

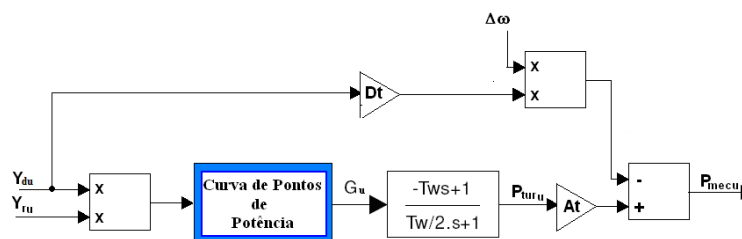


Fig. 4.24 Modelo linear da turbina de dupla regulagem.

Neste diagrama, a parte referente à potência de amortecimento é exatamente igual à do modelo não-linear. A constante A_t considera $Q_{nlu} = 0$, pois o rendimento é contabilizado na curva de potência.

Neste modelo, pode-se adotar também a alteração das curvas de potência em função da velocidade angular do rotor.



4.5 Considerações Sobre os Modelos

Diante dos modelos não-linear e linear da turbina de dupla regulagem, é necessário fazer algumas considerações para se ter a noção das principais limitações dos modelos.

4.5.1 Consideração Sobre as Curvas de Vazão e Potência de Eixo

As curvas de vazão (modelo não-linear) e potência no eixo (modelo linear) têm como entrada o produto das aberturas Y_{ru} e Y_{du} . Essas curvas são originadas do diagrama de colina, que por sua vez apresenta a condição operativa da máquina quando esta se encontra em regime permanente na operação conjugada. A tabela 4.9 mostra um exemplo de pontos originados de um diagrama de colina:

Tabela 4.9 Alguns dados operacionais de uma turbina de dupla regulagem.

Pontos	Y_{ru}	Y_{du}	$Y_{ru} \times Y_{du}$	Q_u	$P_{eixo\ u}$
1	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
2	0,914	0,967	0,885	0,929	0,928
3	0,857	0,927	0,794	0,857	0,853

A razão de se usar uma função $Q_u(Y_{ru}, Y_{du})$ ou $P_{eixo u}(Y_{ru}, Y_{du})$ é porque durante o transitório, como Y_{ru} e Y_{du} possuem velocidades de atuação diferentes, acabam-se tomando os valores correspondentes intermediários da tabela, diminuindo assim o erro de se tomar apenas uma dessas variáveis.

4.5.2 Consideração Sobre a Curva de Rendimento

Nas curvas do modelo não-linear que contêm o rendimento, este é considerado normalizado igual ao da operação conjugada e função apenas da posição das palhetas diretrizes do distribuidor, Y_{du} . Esta é uma representação aproximada, pois não há informações de como realmente varia o rendimento da turbina num regime transitório.

Uma razão de não se poder deixar a curva de rendimento em função do produto $Y_{ru} * Y_{du}$, como feito com a vazão e potência, é simplesmente porque o rendimento (aproximado) não obedece sempre a esta razão. Por exemplo, na curva de vazão, se for aumentada Y_{ru} ou Y_{du} , isso corresponderá a um aumento aproximado da vazão (abertura equivalente), porém, isso não ocorre necessariamente com o rendimento. Ao observar a figura do artigo Brezovec (2006) (Fig. 4.25) vê-se que se aumentar a abertura do distribuidor Y_{du} (que é chamado de Y_w) num ponto de operação conjugada, isso pode implicar uma redução de rendimento.

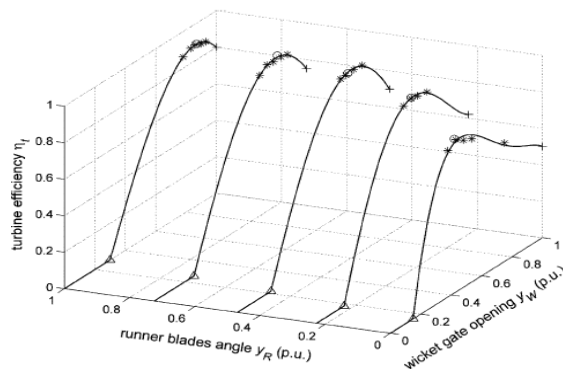


Fig. 4.25 Curvas de rendimento em função da abertura das palhetas diretrizes do distribuidor para diferentes aberturas das pás do rotor, Brezovec(2006).

4.5.3 Considerações Sobre a Perda de Carga no Modelo Não-linear

Conforme visto no tópico *Modelo Dinâmico da Água no Conduto Forçado*, para a queda base h_{base} , foi assumida a queda bruta h_{eq} , seguindo a linha do artigo de referência do IEEE (1992) e como é predominantemente utilizado nas simulações nos estudos de estabilidade angular da rede elétrica.

Porém, neste trabalho, por conveniência, é assumida a queda base h_{base} como sendo a queda líquida vista pela turbina. Isso porque as curvas oriundas do diagrama de colina são traçadas considerando a queda líquida constante para todos os pontos do diagrama e a potência da turbina varia unicamente em função da vazão e rendimento da máquina. No artigo de referência, não foi encontrada nenhuma objeção com relação à utilização de outra queda base que não seja a queda bruta no sistema. Ao contrário, é afirmado que essa escolha é arbitrária.



Essa escolha implica que o valor da queda bruta em p.u. é maior do que 1 p.u., e a diferença entre queda bruta e queda líquida corresponde à perda de carga no sistema de adução. Então, neste trabalho, não se toma como *referência* a potência bruta disponível do desnível de jusante e montante. A potência de referência tomada é a potência hidráulica relativa à queda líquida operada pela turbina.

Tomar a queda líquida como referência pode ser uma escolha muito vantajosa para os estudos de estabilidade angular, pois, conforme explicado no capítulo 3, a escolha da turbina é feita para uma determinada queda líquida, e não para uma determinada queda bruta (ver figura 3.2).

Neste trabalho, deseja-se arbitrar valores para a constante fp , correspondente à perda de carga, para testar a sua influência (ver equação 4.16). Assim, a queda bruta será determinado conforme o valor fp adotado, como é mostrado no desenvolvimento das equações seguintes.

Quando a máquina se encontra em regime permanente, tomando-se a queda líquida como base, pode-se escrever:

$$0 = h_{eq_u} - fp \cdot q_u^2 - 1 \quad (4.33)$$

Ou:

$$h_{eq_u} = 1 + fp \cdot q_u^2 \quad (4.34)$$

Vale lembrar que o valor de q_u depende da condição operativa da turbina, e ele pode ser determinado como mostra o desenvolvimento das equações 4.35 e 4.36.

$$\frac{P_{tur}}{P_{turN}} = q_u \cdot h_u \cdot \eta_u \quad (4.35)$$

Como h_u foi adotado como sendo 1 p.u., a vazão correspondente em p.u. pode ser escrita como:



$$q_u = \frac{1}{\eta_u} \cdot \frac{P_{tur}}{P_{turN}} \quad (4.36)$$

Um ponto importante a ser salientado é que a queda líquida não é um parâmetro constante durante o regime transitório. Por exemplo, quando as palhetas diretrizes se fecham, isso se traduz numa elevação momentânea da queda líquida (ver equações 4.15 e 4.30), pois a vazão no sistema não varia instantaneamente (aliás, a variação da vazão está relacionada à constante T_w). Daí o efeito transitório de potência mecânica contrário à ação de controle.

4.6 Inércia da Unidade Geradora

A inércia das partes girantes do gerador e da turbina (linha de eixo) é um dado importantíssimo para a análise de estabilidade angular, pois esta é uma grandeza que limita a aceleração angular da máquina. Em geral, a inércia do gerador corresponde a quase toda a inércia do conjunto (gerador mais turbina). Por essa razão, em máquinas de médio e grande porte, quando se deseja obter uma determinada inércia para o conjunto, busca-se isso, principalmente, pelo dimensionamento do gerador.

A inércia requerida de um gerador numa central depende dos seguintes parâmetros:

- Porte do sistema: quanto maior for o sistema elétrico, supostamente, maior será sua inércia. Diz-se que um sistema de grande porte está mais fortemente “ancorado” e é um sistema mais estável, possuindo assim um bom controle de frequência. Nesse sentido, não só o porte do sistema é importante, mas também o número de máquinas ligadas nele. O ONS determina uma “inércia” mínima para o SEP, para condições de carga pesada, média e leve;
- Excursão permitida de frequência: sabe-se que a variação de frequência pode trazer danos para equipamentos eletrônicos, além de poder comprometer o funcionamento de processos industriais. No Brasil a excursão aceitável é de $\pm 0,1\text{Hz}$, em operação normal, e 56,5Hz de mínimo e 66Hz de máximo, em regime transitório, para hidroelétricas (fonte: ONS submódulo 23.3);



- Tipo de carga: ter conhecimento do tipo de carga, assim como da sua dinâmica, é de extrema importância para os estudos de estabilidade. Em geral, a rede urbana e até pequenas indústrias tem variações de carga razoáveis e estatisticamente previsíveis. Porém, sistemas pequenos com grandes indústrias, como metalúrgicas, por exemplo, já possuem variação de carga muito mais expressiva. Esses sistemas exigem um cuidado maior com a inércia dos seus geradores;
- Tipo de turbina: cada tipo de turbina possui tempos distintos de resposta. Por exemplo, geralmente as turbinas térmicas possuem tempos de resposta inferiores às turbinas hidráulicas. Sendo assim, estas controlam mais rapidamente a sua potência de eixo. Nas turbinas hidráulicas, o fator determinante para a velocidade de atuação é o tempo hidráulico, mais conhecido como a constante T_w . Este fator, conforme explicado, varia de acordo com as dimensões do conduto forçado;
- Tipo de regulador de velocidade: existem vários tipos de reguladores. Em geral, os eletrônicos e digitais são mais rápidos que os mecânicos. Eles também são mais precisos e eficazes.

Um indicador muito utilizado pelos engenheiros que dimensionam a inércia mínima do gerador para que tenha boa estabilidade é a razão do tempo de inércia da água, T_w , pelo tempo de inércia mecânico, T_m . O tempo de inércia mecânico é definido da seguinte forma:

$$T_m = \frac{J \cdot \omega^2}{P_{turN}} \quad (4.37)$$

Sendo:

J = momento de inércia polar do conjunto girante [kg.m²] (vale ¼ de GD²);

ω = velocidade angular do gerador [rad/s];



$P_{tur N}$ = potência de eixo nominal da turbina [W].

Assim, a relação citada anteriormente é dada pela equação 4.38.

$$x = \frac{T_w}{T_m} \quad (4.38)$$

Para uma boa regulação, é importante que x possua valores abaixo de uma unidade (ver valores típicos sugeridos por Ramey (1970)), ou seja, que o tempo mecânico seja maior que o tempo hidráulico. Com base no T_w obtido pelos engenheiros de projeto do sistema adutor, os engenheiros da turbina especificam uma inércia mínima para o gerador de modo a obter um bom valor de T_m e assim, fazer a razão x ficar dentro de valores razoáveis. Observando a equação 4.37, a variável que é “atacada” é o momento de inércia (J), visto que a velocidade angular e potência da turbina são dados estabelecidos de antemão pelos engenheiros da turbina. O valor de J é sempre ponderado por restrições econômicas e estruturais. Sabe-se que aumentar o tamanho do gerador implica utilizar mais cobre e material magnético, que certamente encarece o projeto, tornando-o menos competitivo no mercado.

Os valores de T_w , T_m e x são base também para o ajuste do regulador de velocidade que visa obter rápida regulação, e uma operação estável da máquina inserida no sistema em questão.

Em sistemas de grande porte, alguns fabricantes assumem como limite $x = 0,80$ para turbinas Pelton e Francis, e $0,60$ para turbinas Kaplan. Geralmente, $0,50$ é um bom valor limite para o dimensionamento do gerador nesses sistemas. Para sistemas de pequeno porte ou “isolados”, é interessante usar valores abaixo de $0,25$, pois a inércia nesse tipo de sistemas deve ser relativamente maior para manter a frequência em valores aceitáveis frente às variações de carga elétrica.

4.6.1 Cálculo da Inércia do Gerador

A fórmula determinada por Souza (1999) parte de um levantamento estatístico de máquinas existentes no sistema. A inércia do gerador, expressa por GD^2 , pode ser estimada com base em dados de potência e velocidade de rotação do gerador. Segundo Souza (1999):



$$GD^2 = 1,295 \cdot 10^6 \cdot P_{sn}^{1,33} \cdot n_n^{-2,15} \quad (4.39)$$

Sendo:

P_{sn} = Potência aparente do gerador [kVA];

n_n = Rotação nominal do gerador [rpm];

GD^2 = Inércia do gerador [N.m²].

Em geral, os geradores acionados por turbinas Bulbo possuem valores de inércia diferentes dos apresentados pela fórmula de Souza, graças às suas peculiaridades construtivas. Morais (2011) fez um trabalho onde determinou estatisticamente uma equação para o cálculo da inércia das turbinas Bulbo. Apesar de não possuir uma gama muito grande de dados (devido à ainda pequena quantidade de unidades instaladas no Brasil) a sua fórmula é interessante, pois dá uma idéia da ordem de inércia dos geradores acionados por turbinas Bulbo. As usinas hidrelétricas estudadas por Morais (2011) são as seguintes, apresentadas pela tabela 4.10:

Tabela 4.10 Dados de potência, rotação e inércia de alguns geradores Bulbo, Morais (2011).

Usina	Potência Gerador [MVA]	Rotação [rpm]	GD ² [ton.m ²]
Canoas I	28,1	138,5	1.335
Canoas II	24,5	138,5	1.331
Igarapava	44,2	112,5	3.057
Rock Island	54,0	85,7	5.900
Santo Antônio	79,0	100,0	8.068
Jirau	83,0	94,7	9.452

Com base nesses dados e numa análise estatística, foi desenvolvida a seguinte equação:



$$GD_{Bulbo}^2 = 7,896 \cdot 10^6 \cdot P_{sn}^{1,281} \cdot n_n^{-1,213} \quad (4.40)$$

Com:

n_n = Rotação nominal do gerador [rpm];

P_{sn} = Potência aparente do gerador [MVA];

GD_{Bulbo}^2 = Inércia do gerador Bulbo [kg.m²].

4.7 Equação de Oscilação da Máquina Síncrona

A *equação de oscilação da máquina síncrona* é uma equação importante para os estudos de estabilidade angular transitória, pois é a equação que governa o movimento angular do rotor do gerador. Com base nesta equação, pode-se conhecer como se comporta o ângulo interno δ durante um transitório elétrico e também a sua velocidade angular ω_e . A equação 4.41 representa uma equação de oscilação para um gerador síncrono, [Kundur, 1994].

$$\frac{d^2 \delta}{dt^2} = \frac{d\omega_e}{dt} = \frac{\omega_s}{2H} (P_{mec_u} - P_{e_u} - D_{ele} \cdot \Delta\omega) \quad (4.41)$$

Sendo:

δ = ângulo elétrico do gerador [rad];

ω_e = velocidade angular do sinal elétrico [rad/s];

ω_s = velocidade angular síncrona do sistema [rad/s];

H = constante de tempo de inércia [s];

P_{mec_u} = potência mecânica da turbina em p.u;



P_{eu} = potência elétrica do gerador em p.u;

D_{ele} = amortecimento elétrico em p.u;

$\Delta\omega$ = variação da velocidade angular do rotor.

Sabe-se que o enrolamento amortecedor do gerador e a carga elétrica no sistema (motores de indução, motores síncronos, entre outras cargas que possuem inércia) contribuem para o amortecimento elétrico. Este tipo de amortecimento é independente do amortecimento proporcionado pela turbina.

Alguns modelos de máquina síncrona consideram a influência dos enrolamentos amortecedores, sendo suficiente considerar em D_{ele} apenas o amortecimento da carga elétrica no sistema. Entretanto, há modelos de máquinas cuja representação é mais pobre e desconsideram a influência desses enrolamentos. Quando se utilizam representações mais simplificadas de gerador (como o *Modelo Clássico* e $E'q$, por exemplo) deve-se compensar isso aumentando devidamente o valor de D_{ele} .

4.7.1 Definição da Constante de Tempo de Inércia.

Por definição, a constante de tempo de inércia vale:

$$H = \frac{E_{cs}}{S_b} \quad (4.42)$$

Sendo:

E_{cs} = a energia cinética da massa girante (conjunto), quando esta possui a velocidade de rotação síncrona [MW.s];

S_b = Potência base da máquina [MVA].



Normalmente, nos estudos de estabilidade angular transitória, utiliza-se a constante de tempo de inércia H como dado de entrada nos arquivos de simulação. Uma forma de se obter o valor da constante de tempo de inércia a partir do momento de inércia J da máquina é apresentado por Kundur (1994) da seguinte forma:

$$H = 5,4831136 \cdot 10^{-9} \frac{J \cdot n_s^2}{S_b} \quad (4.43)$$

Como:

$$J = \frac{GD^2}{4} \quad (4.44)$$

A equação 4.43 então fica:

$$H = 1,3707784 \cdot 10^{-9} \frac{GD^2 \cdot n_s^2}{S_b} \quad (4.45)$$

Sendo

J = Momento de inércia [kg.m²];

GD^2 = Valor associado ao momento de inércia [kg.m²];

n_s = Rotação síncrona do conjunto [rpm].



Capítulo 5

Simulações

As simulações realizadas neste capítulo têm por objetivo avaliar o comportamento de turbinas axiais de dupla regulação, a diferença de resposta dos principais modelos construídos no capítulo 5 e a sua influência nos sistemas elétricos adotados. Para isso, utilizam-se dois programas do CEPEL (Centro de Pesquisas de Energia Elétrica) já consagrados em estudos do SEP brasileiro, que são o ANAREDE e ANATEM.

O ANAREDE é um programa de análise de fluxo de potência em regime permanente de uma rede elétrica para diversas condições operativas de cargas e geração, e também para diversas topologias e contingências que pode assumir a rede. É importante frisar que a análise de fluxo de potência é feita em um sistema equilibrado e simétrico, por isso pode-se representar toda a rede elétrica com base em apenas uma das três fases.

A praticidade do ANAREDE permite a análise de sistemas elétricos dos mais variados portes. O artifício matemático utilizado é um método numérico e iterativo para a resolução das equações do sistema elétrico de potência, com aproximações sucessivas até que o critério de convergência se satisfaça. O critério de convergência é baseado na lei da conservação da carga e energia, e se expressa como: a soma das potências injetadas e absorvidas nos barramentos deve ser igual a zero, para todos os barramentos do sistema. É sabido que, num método numérico, a convergência absoluta exige um número infinito de iterações; porém, para os problemas cotidianos de engenharia, pode-se assumir um certo erro ou tolerância para os resultados.

Dentre as diversas grandezas que se podem avaliar nos estudos de fluxo de potência, as principais geralmente são as seguintes:

- Despacho das unidades geradoras;



- Módulo e ângulo das tensões nas barras do sistema;
- Carregamento das linhas de transmissão e transformadores;
- tap's de transformadores;
- Potência ativa e reativa consumida e gerada em todos os ramos do sistema.

O programa ANATEM é um programa que avalia (em especial) a estabilidade angular transitória dos geradores conectados na rede elétrica. Como ponto de partida e condição inicial (dos geradores e demais barramentos de carga), ele utiliza os dados de um caso convergido de fluxo de potência originado no ANAREDE. Sendo assim, é justamente no ANAREDE que se realiza o estudo preliminar do sistema.

Além de avaliar a estabilidade angular do gerador, é possível observar o comportamento dinâmico de diversas variáveis que o usuário achar interessante, tais como: velocidade angular da máquina, frequência do sistema, tensão de excitação e saída de barramentos, correntes elétricas, potências elétrica e mecânica, abertura equivalente de distribuidores, entre muitas outras.

No ANATEM, é possível criar eventos na rede elétrica, ou mesmo nas unidades geradoras, que retiram o sistema do estado de equilíbrio. Esses eventos, que se baseiam em situações reais totalmente suscetíveis na rede elétrica, podem ser: saída ou entrada de componentes (que modificam os parâmetros das impedâncias equivalentes do sistema), curtos-circuitos de diversos tipos em diversos pontos da rede, perda de geração, variação da carga elétrica, entre outros.

Com efeito, o programa simula o comportamento dinâmico dos componentes (geradores, turbinas, excitatrizes, PSS entre outros) e diz se é possível para as unidades geradoras se manterem operando estáveis diante da suposta eventualidade.

Neste trabalho, para avaliar o comportamento dinâmico do gerador ou central hidrelétrica equipada de turbinas de dupla regulagem, utilizam-se três sistemas elétricos distintos. Com isso, é

possível estudar como variam as respostas dinâmicas da turbina em sistemas completamente diferentes.

5.1 Simulações no Sistema Radial

O sistema radial é composto basicamente de três barramentos principais: um referente à geração (em que está conectado o gerador), outro barramento de passagem (em que não se gera nem se dissipa potência alguma) e um barramento de carga. O barramento de geração está conectado ao barramento de passagem por meio de um transformador, e o barramento de passagem se conecta ao barramento de carga por meio de duas linhas de transmissão exatamente iguais.

Um das grandes vantagens da utilização desse sistema é que pode se verificar a resposta da turbina de dupla regulagem sem nenhuma influência de outra máquina no sistema.

O diagrama unifilar referente a esse sistema é apresentado na figura 5.1.

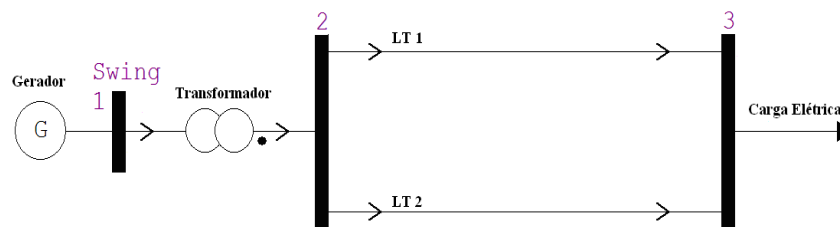


Fig. 5.1 Sistema Radial.

Os dados elétricos adotados para a simulação desse sistema são apresentados na tabela 5.1.

Tabela 5.1 Dados elétricos do sistema radial (valores em % na base de 100 MVA).

Pcarga	Potência ativa da carga [MW]	8,26
Qcarga	Potência reativa da carga [Mvar]	2,00
R(LT)%	Resistência equivalente da linha de transmissão, em %	10,00
X(LT)%	Reatância equivalente da linha de transmissão, em %	20,00
X(t)%	Reatância percentual do transformador, em %	20,00
tap	Relação entre as tensões do primário e do secundário do transformador	1,00



Os dados apresentados pela tabela 5.1 foram utilizados na análise de fluxo de potência. Para essa análise, desprezou-se o efeito capacitivo das linhas de transmissão.

5.1.1 Dados Para a Análise Dinâmica

Os dados referentes ao gerador síncrono, regulador de velocidade, servomecanismos e turbina hidráulica são necessários para a análise do comportamento dinâmico do hidrogerador, e são informados nos subtópicos seguintes.

5.1.1.1 Dados do Gerador Síncrono

O modelo de gerador utilizado para a análise dinâmica é o modelo de máquina síncrona de pólos salientes com um enrolamento de campo e dois enrolamentos amortecedores, sendo um no eixo direto e outro no eixo em quadratura. O diagrama de blocos desse gerador pode ser encontrado no Anexo 1 deste trabalho.

Os dados do gerador utilizados são apresentados na tabela 5.2, cujos valores típicos foram extraídos de Anderson (1977).

Tabela 5.2 Dados do gerador síncrono.

X_d%	Reatância síncrona de eixo direto, em %	110,0
X_q%	Reatância síncrona de eixo em quadratura, em %	70,0
X'_d%	Reatância transitória de eixo direto, em %	31,4
X''_d%	Reatância subtransitória de eixo direto, em %	28,0
X_l%	Reatância de dispersão da armadura, em %	16,3
T'_d	Constante de tempo transitória de eixo direto [s]	5,0
T''_d	Constante de tempo subtransitória de eixo direto [s]	0,048
T''_q	Constante de tempo subtransitória de eixo em quadratura [s]	0,066
R_a	Resistência elétrica do enrolamento de armadura, em %	0,5
H	Constante de tempo de inércia do conjunto [s]	1,4



D_{ele}	Constante de amortecimento elétrico do gerador [p.u.]	1,3
P_{sn}	Potência aparente nominal da máquina síncrona [MVA]	10,36
f	Frequência nominal da máquina [Hz]	60

5.1.1.2 Dados do Regulador de Velocidade

Os valores apresentados a seguir referem-se ao regulador de velocidade discutido no capítulo 4. Com uma observação mais minuciosa, pode-se perceber que se trata de um controlador PI e as constantes K_{pv} e T_{nv} dão os respectivos ganhos desse controlador.

Tabela 5.3 Dados da malha do regulador de velocidade.

B_p	Estatismo permanente	0,05
K_{pv}	Ganho proporcional integral	1,50
K_v	Ganho derivativo	0,00
T_{nv}	Constante de tempo integral[s]	10,00
T_v	Constante de tempo derivativa[s]	1,00

Os dados relativos à curva de conjugação partem do diagrama de colina de uma turbina Kaplan “S” adotada para os estudos (cujos valores nominais serão apresentados adiante). Os valores relativos à curva de conjugação são apresentados pela tabela 5.4.

Tabela 5.4 Pontos da curva de conjugação.

Y_{du}	Y_{ru}
1,000	1,000
0,967	0,914
0,927	0,857
0,846	0,714
0,748	0,536
0,618	0,393
0,520	0,286



Y_{du} e Y_{ru} são as aberturas em p.u. das palhetas diretrizes e das pás respectivamente. O cálculo destes valores apresentados usa como base a respectiva abertura angular em graus (do rotor e distribuidor) quando a turbina fornece 1 p.u. de potência mecânica.

5.1.1.3 Dados dos Servomecanismos

Conforme explicado no capítulo 4, os mecanismos de regulação do distribuidor e rotor são independentes e, apesar de as estruturas dos seus diagramas de blocos serem muito similares, elas possuem constantes de tempo diferentes. Os parâmetros dos servomecanismos do distribuidor são apresentados na tabela 5.5.

Tabela 5.5 Dados dos servomotores e válvulas do distribuidor.

K_{ple1}	Ganho prop. do servomotor do distribuidor	3,00
K_{ple2}	Ganho proporcional da válvula de pilotagem do distribuidor	1,00
T_{gv}	Constante de tempo da válvula de pilotagem do distribuidor	0,05
T_{clid}	Constante de tempo de fechamento da válvula direcional do distribuidor	1,50
T_{opd}	Constante de tempo de abertura da válvula direcional do distribuidor	0,134
T_{yg}	Constante de tempo do servomotor do distribuidor	0,067
T_f	Constante de tempo dos filtros de medição	0,05

Para os servomecanismos do rotor os valores utilizados nas simulações são os seguintes:

Tabela 5.6 Dados dos servomotores e válvulas do rotor.

K_{pla1}	Ganho prop. do servomotor do rotor	3,00
K_{pla2}	Ganho proporcional da válvula de pilotagem do rotor	1,00
T_{bv}	Constante de tempo da válvula de pilotagem do rotor	0,05
T_{clr}	Constante de tempo de fechamento da válvula direcional do rotor	0,034
T_{opr}	Constante de tempo de abertura da válvula direcional do rotor	0,067
T_{yb}	Constante de tempo do servomotor do rotor	15,00
T_f	Constante de tempo dos filtros de medição	0,05

5.1.1.4 Dados da Turbina Axial de Dupla Regulagem

Os dados da tabela 5.7 são referentes aos estudos de estabilidade eletromecânica das turbinas Bulbo das Usinas de Jirau e Santo Antônio, no Rio Madeira [Eletrobrás, 2007]. Apesar de se usar essa referência para os dados do regulador de velocidade, servomecanismos, constante de tempo da água, entre outros, todos os dados derivados do diagrama de colina foram extraídos de um ensaio em outra máquina, cujas características nominais são apresentadas pela tabela 5.8. Assume-se, portanto, que o comportamento *em p.u.* de vazão, rendimento e potência, é semelhante nas duas turbinas, pelo menos diante de pequenas variações.

Tabela 5.7 Dados da malha da turbina.

T_w	Constante de tempo da água [s]	0,8
A_t	Ganho da turbina	1,0
D_t	Amortecimento da turbina [p.u.]	0,9

Os dados da tabela 5.8 são de uma turbina Kaplan “S” com as seguintes características nominais:

Tabela 5.8 Dados nominais da turbina Kaplan “S”.

h[m]	n [rpm]	Q [m³/s]	P_{tur N} [MW]
16,3	240	70	10,36

Os pontos operativos desta turbina podem ser conferidos pela tabela 5.9, para a rotação e queda líquida nominal.

Tabela 5.9 Dados do diagrama de colina para uma turbina Kaplan “S” com rotação e queda líquida nominais.

Rendimento [%]	P_{tur} [MW]	Q [m³/s]	Y_d [graus]	Y_r [graus]
93,20	10,36	70,00	61,50	28,00
93,06	9,61	65,00	59,50	25,60
92,81	8,84	60,00	57,00	24,00

92,13	7,32	50,00	52,00	20,00
89,81	5,71	40,00	46,00	15,00
85,05	4,05	30,00	38,00	11,00
80,24	2,92	22,90	32,00	8,00

Usando agora os valores em p.u, tem-se:

Tabela 5.10 Dados da Tabela 5.9 em pu.

Rendimento normalizado (*)	$P_{tur\ u}$ (**)	Q_u	Y_{du}	Y_{ru}	$Y_{du} \times Y_{ru}$
1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,998	0,928	0,929	0,967	0,914	0,885
0,996	0,853	0,857	0,927	0,857	0,794
0,989	0,707	0,714	0,846	0,714	0,604
0,964	0,551	0,571	0,748	0,536	0,401
0,913	0,391	0,429	0,618	0,393	0,243
0,861	0,282	0,327	0,520	0,286	0,149

(*) O rendimento normalizado não é dividir por 100 o rendimento “%”. Deve-se dividir cada ponto da curva pelo seu rendimento “%” nominal.

(**) Pode-se checar os pontos da tabela 5.10 fazendo-se o produto: $P_{tur\ u} = 1 * Q_u * \eta_u$.

Com base em Y_{du} e Y_{ru} da tabela 5.10, pode-se extrair a curva de conjugação da máquina (figura 5.2), que é inserida no diagrama de blocos do regulador de velocidade.

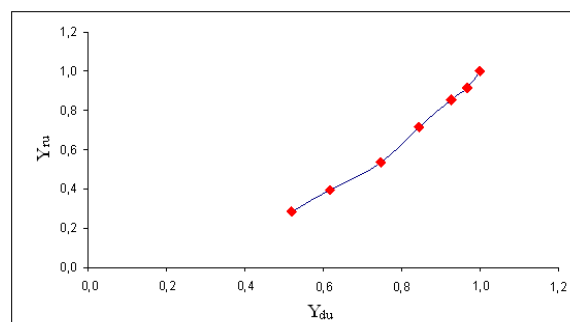


Fig. 5.2 Curva de Conjugação da Turbina Kaplan “S”.

As curvas que relativas à vazão e potência de eixo em p.u são apresentadas pelas figuras 5.3 e 5.4 respectivamente. Pode-se observar que são curvas muito similares.

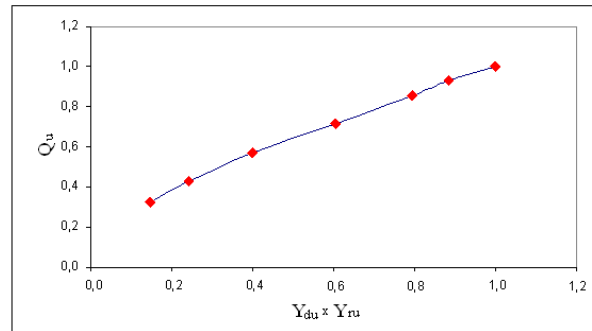


Fig. 5.3 Curva de Vazão da Turbina Kaplan “S”.

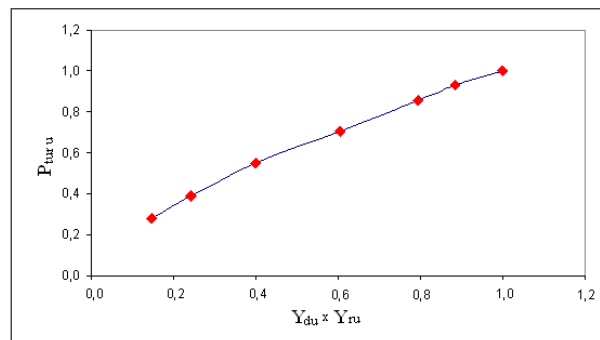


Fig. 5.4 Curva de Potência de Eixo da Turbina Kaplan “S”.

Nos modelos não-lineares utilizados, é considerado um fator de perda fp igual a 0,005. Para o modelo MDT02 (apenas neste) foi assumido um $Q_{nlu} = 0,10$ (p.u.) que implica num $A_t = 1,111$. O valor de Q_{nlu} foi estimado com base na figura 3.17 do capítulo 3.

5.1.2 Eventos no Sistema Radial

Os eventos aplicados no Sistema Radial a fim de se verificar a resposta dos modelos da turbina foram os seguintes:

1. Aplicação de curto-circuito trifásico na barra 2 com duração de 300ms e posterior abertura de uma das linhas de transmissão entre as barras 2-3. O religamento da



linha de transmissão se estabelece 300ms depois da sua abertura, sem nova ocorrência de curto-circuito (ou seja, um curto-circuito eliminado com sucesso pelo sistema de proteção);

2. Redução repentina no instante 1s de 10% da carga elétrica na barra 3, sem alterar o seu fator de potência;
3. Elevação repentina no instante 1s de 10% da carga elétrica na barra 3, sem alterar o seu fator de potência.

5.1.3 Variáveis de Plotagem

As variáveis de plotagem julgadas interessantes para a análise dinâmica do sistema são as seguintes:

- Potência elétrica (PELE) [MW]: por ocasião de algum evento na rede elétrica, a potência gerada é sensivelmente afetada, alterando o conjugado elétrico do gerador, sendo assim, é necessário observar essa variável;
- Potência mecânica (PMEC) [MW]: a potência mecânica sofre uma compensação durante o período transitório por ação do próprio regulador de velocidade, assim se faz necessária a sua plotagem;
- Potência acelerante (PACE) [MW]: a potência acelerante representa a diferença entre as potências mecânica e elétrica. Se o seu valor for diferente de zero, o conjunto mostra uma tendência à aceleração, que pode ser positiva ou negativa;
- Frequência do gerador (FMAQ) [Hz]: a variação da velocidade angular é a variável que sensibiliza o regulador de velocidade e faz todo o mecanismo de regulação atuar de forma compensatória;
- Sinal de abertura das palhetas diretrizes (A_d);



- Sinal de abertura das pás (A_r);
- Posição em p.u das palhetas diretrizes do distribuidor (Y_{du});
- Posição em p.u das pás do rotor (Y_{ru}).

As variáveis relativas à potência elétrica, potência mecânica, potência acelerante e frequência do gerador foram plotadas separadamente, sendo devidamente representadas em cada gráfico por cores diferentes.

As variáveis A_d , A_r , Y_{du} e Y_{ru} foram plotadas conjuntamente para se avaliar em cada modelo as suas relações e respostas.

5.1.4 Modelos Utilizados

Os modelos de turbina (apresentados no capítulo 5) utilizados nas simulações foram:

- Modelo MDT01: trata-se do modelo não-linear completo, que utiliza curvas de vazão e rendimento;
- Modelo MDT02: modelo não linear que **não** incorpora as informações do diagrama de colina e despreza o movimento das pás;
- Modelo MDT03: modelo linear que considera a curva de potência da turbina.

As respostas destes modelos são apresentadas na mesma figura com a finalidade de facilitar a comparação. Em algumas figuras, os modelos apresentam respostas parecidas e as curvas ficam sobrepostas; assim, apenas uma das cores aparece na plotagem.

5.1.5 Curvas das Simulações do Sistema Radial

As curvas das grandezas de interesse para a análise são plotadas separadamente em cada evento que segue.

5.1.5.1 Evento 1

Curto circuito trifásico com abertura e religamento de uma das linhas da conexão entre as barras 2-3, como mostra a figura 5.5.

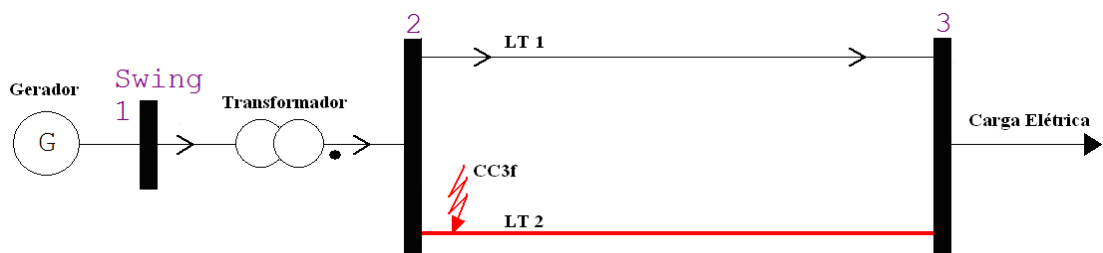


Fig. 5.5 Ilustração do Evento 1.

A figura 5.6 apresenta as curvas de potência elétrica para o Evento 1.

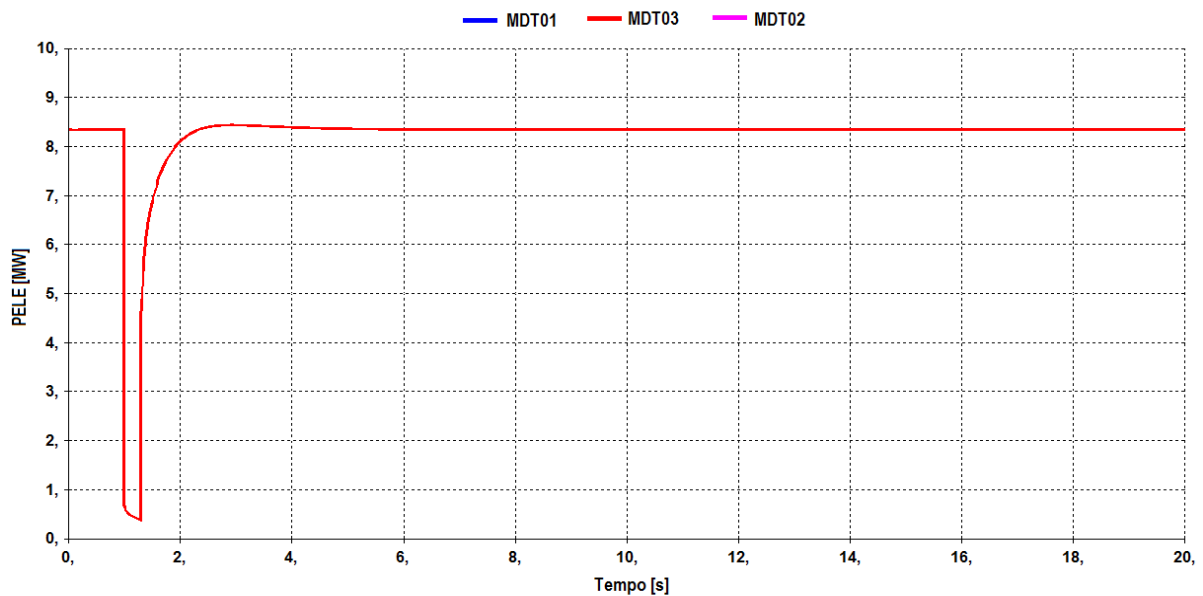


Fig. 5.6 Potência elétrica da unidade geradora no evento 1.

O curto-circuito trifásico ocorre muito próximo à barra de geração. Dessa forma, a potência elétrica fornecida pelo gerador tende a zerar no instante do curto. Após a eliminação do curto e religamento com sucesso da LT2 pela proteção, a potência retoma o seu valor inicial.

A figura 5.7 apresenta as curvas de potência mecânica para o Evento 1.

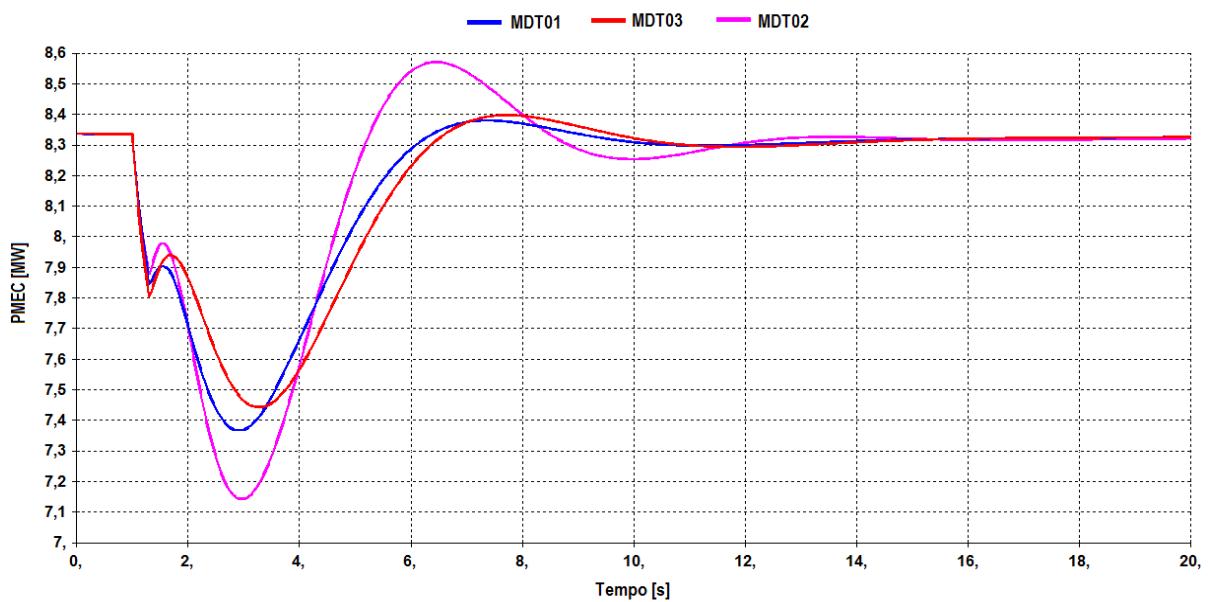


Fig. 5.7 Potência mecânica da turbina no evento 1.

A redução da potência mecânica observada aponta a ação compensatória do sistema de regulação de velocidade. Nota-se que os três modelos tendem a retomar o seu valor inicial quando passado algum tempo da eliminação do defeito na rede. A diferença das respostas de cada modelo é “notável”, com destaque ao modelo MDT02, cuja curva possui amplitudes mais pronunciadas.

A potência acelerante da unidade geradora é apresentada pela figura 5.8 para o Evento 1 aplicado.

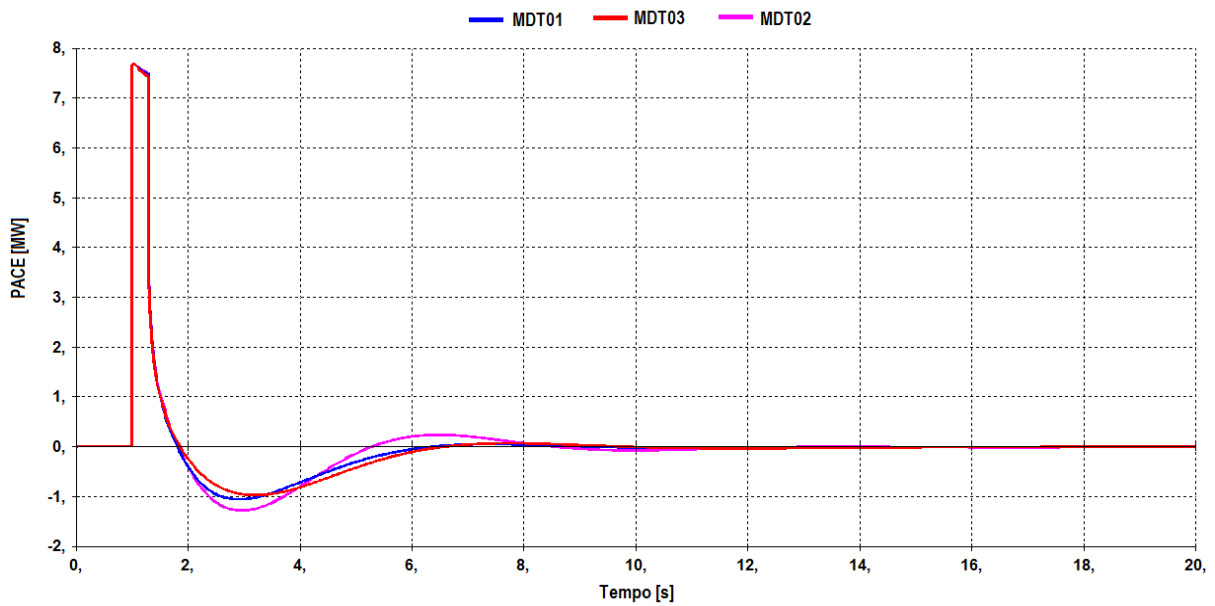


Fig. 5.8 Potência acelerante da unidade geradora no evento 1.

No instante do curto, a potência acelerante assume um grande valor graças à súbita redução da potência elétrica. Este pico de potência acelerante é reduzido graças à atuação da proteção. No instante igual a 8 segundos, a potência acelerante de todos os modelos tem o seu valor zerado, indicando que o sistema caminha para uma operação estável.

A figura 5.9 apresenta as curvas de frequência para o Evento 1.

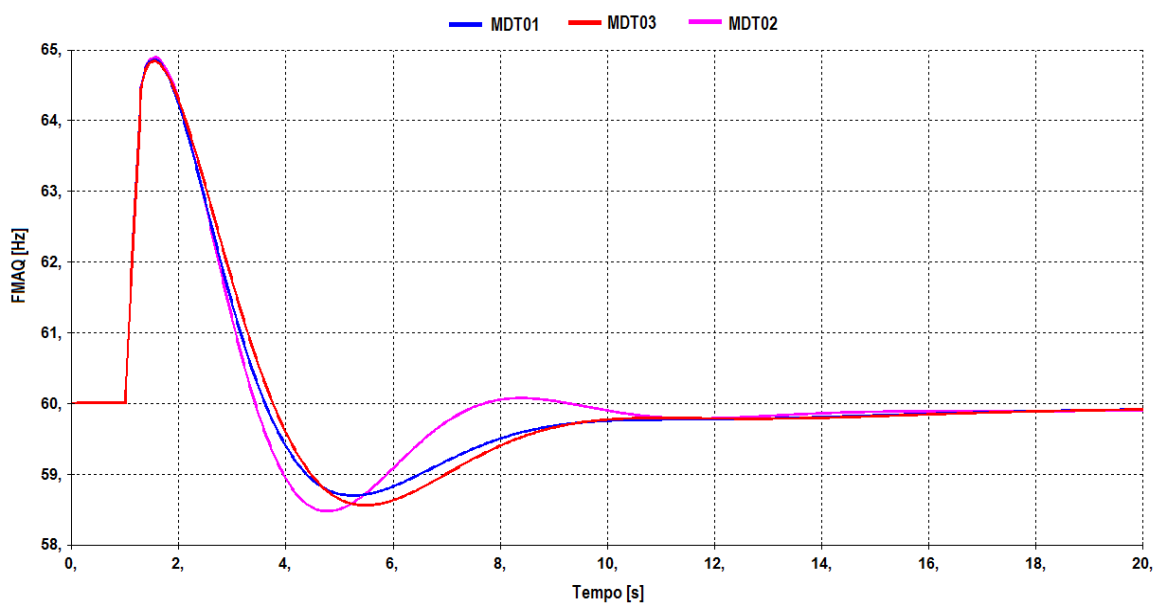


Fig. 5.9 Frequência da unidade geradora no evento 1.

A frequência do gerador apresenta um crescimento acentuado no instante do curto-circuito. Nota-se que há uma tendência retornar à frequência de 60Hz após a eliminação do defeito.

As figuras 5.10 e 5.11 representam os sinais de controle A_d e A_r e as respectivas aberturas Y_{du} e Y_{ru} para os modelos MDT03 e MDT01.

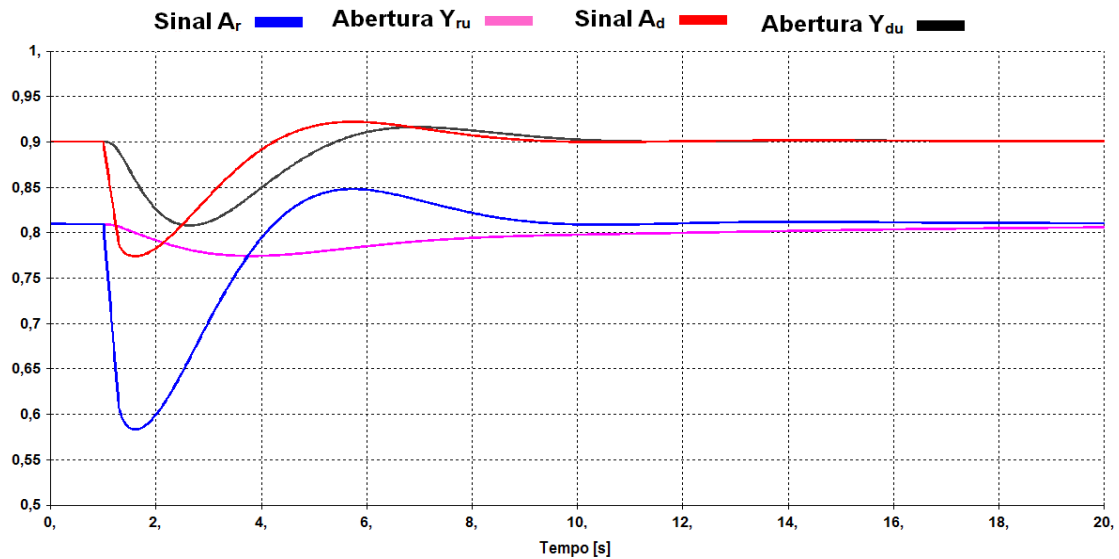


Fig. 5.10 Sinais de controle e respectiva posição em p.u. das palhetas diretrizes do distribuidor e das pás do rotor (MDT03).

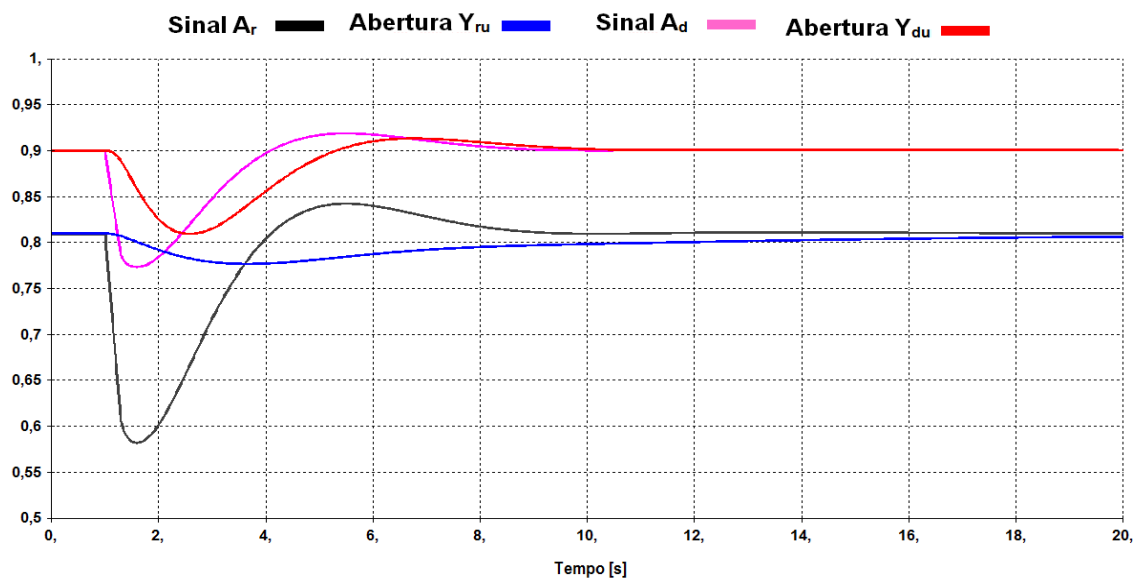


Fig. 5.11 Sinais de controle e respectiva posição em p.u. das palhetas diretrizes do distribuidor e das pás do rotor (MDT01).

Nas figuras 5.10 e 5.11, observa-se o fechamento das palhetas diretrizes e pás da turbina no instante do curto-circuito. A movimentação das pás é mais sutil e vagarosa que a das palhetas diretrizes em decorrência da própria dinâmica mais lenta deste dispositivo.

5.1.5.2 Evento 2

Redução repentina de 10% da carga elétrica na barra 3, no instante 1s, sem alterar o seu fator de potência.

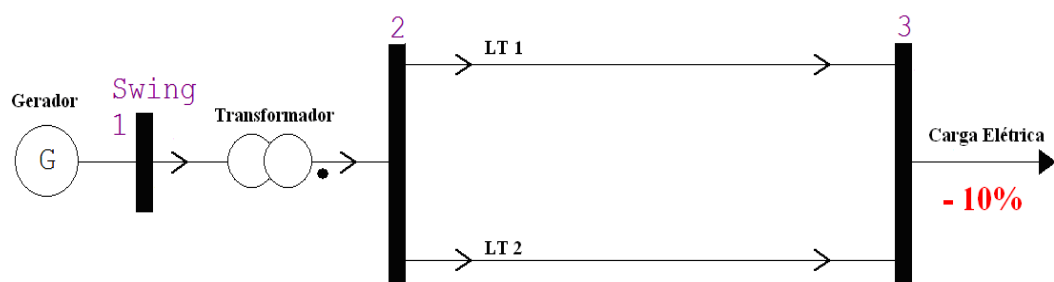


Fig. 5.12 Ilustração do Evento 2.

A figura 5.13 apresenta as curvas de potência elétrica para o Evento 2.

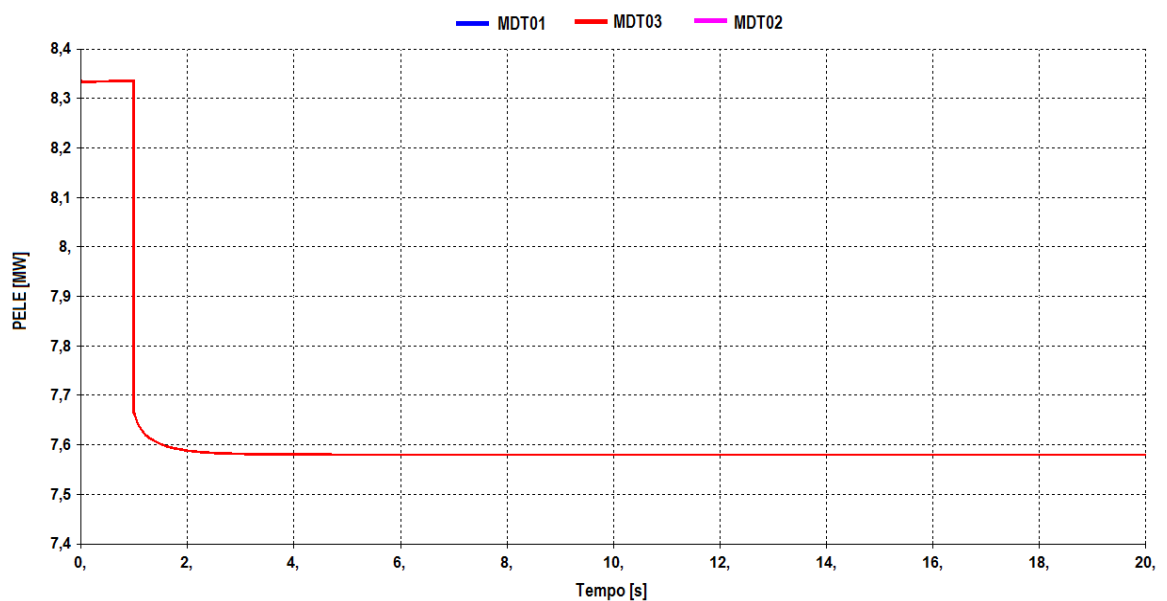


Fig. 5.13 Potência elétrica da unidade geradora no evento 2.

Observa-se a redução repentina da potência elétrica fornecida pela máquina síncrona. Esse evento pode ser entendido como uma rejeição parcial de carga.

A figura 5.14 apresenta as curvas de potência mecânica para o Evento 2.

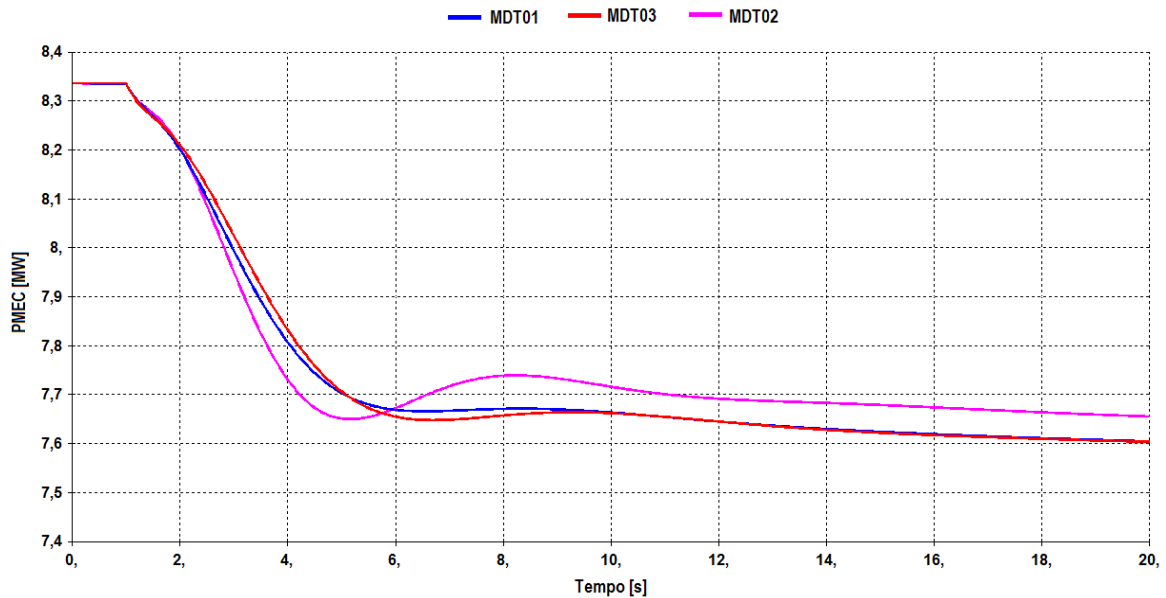


Fig. 5.14 Potência mecânica da turbina no evento 2.

Para tentar compensar a súbita redução da potência elétrica, o sistema de controle dá o comando de fechamento das palhetas diretrizes e pás, que vai gradativamente reduzindo a potência mecânica da turbina. Pode-se notar que o modelo MDT02 apresenta maior divergência dos demais.

A potência acelerante da unidade geradora é apresentada pela figura 5.15 para o Evento 2 aplicado.

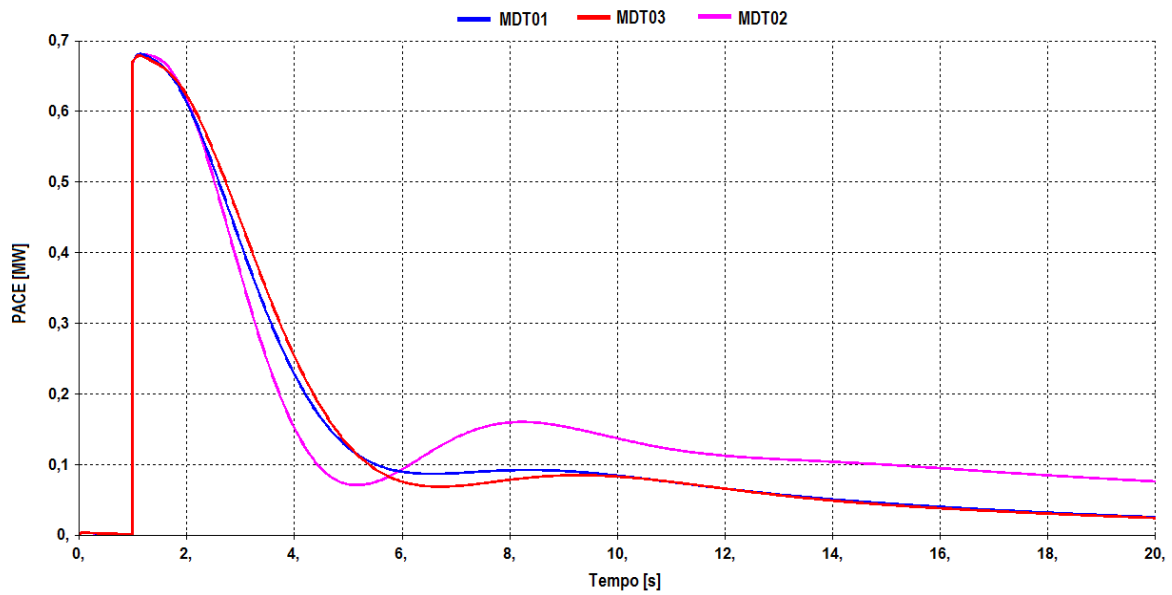


Fig. 5.15 Potência acelerante da unidade geradora no evento 2.

Nota-se, pela figura 5.15 que a potência acelerante mostra uma tendência a ser anulada.

A figura 5.16 apresenta as curvas de frequência para o Evento 2.

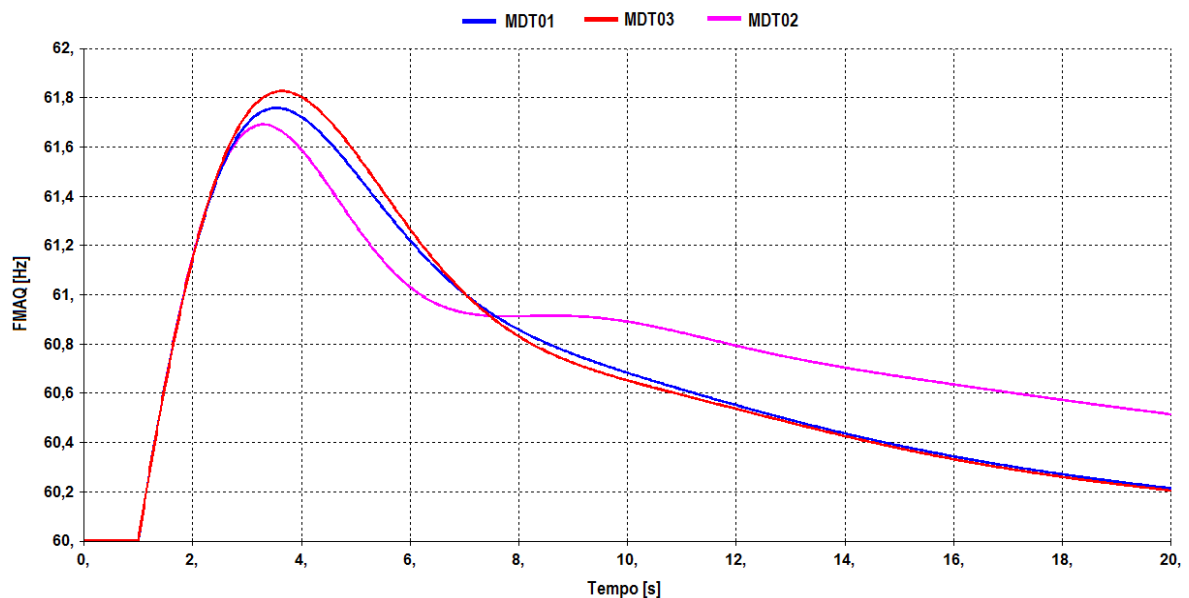


Fig. 5.16 Frequência da unidade geradora no evento 2.

Pela figura 5.16, a frequência do gerador se eleva devido à súbita redução do conjugado elétrico. A ação dos controladores e o próprio efeito amortecedor do gerador, rede elétrica e turbina contribuem para que a frequência comece a decair a partir de um dado instante.

Os sinais de controle A_d e A_r e respectivas aberturas Y_{du} e Y_{ru} são apresentadas pelas figuras 5.17 e 5.18.

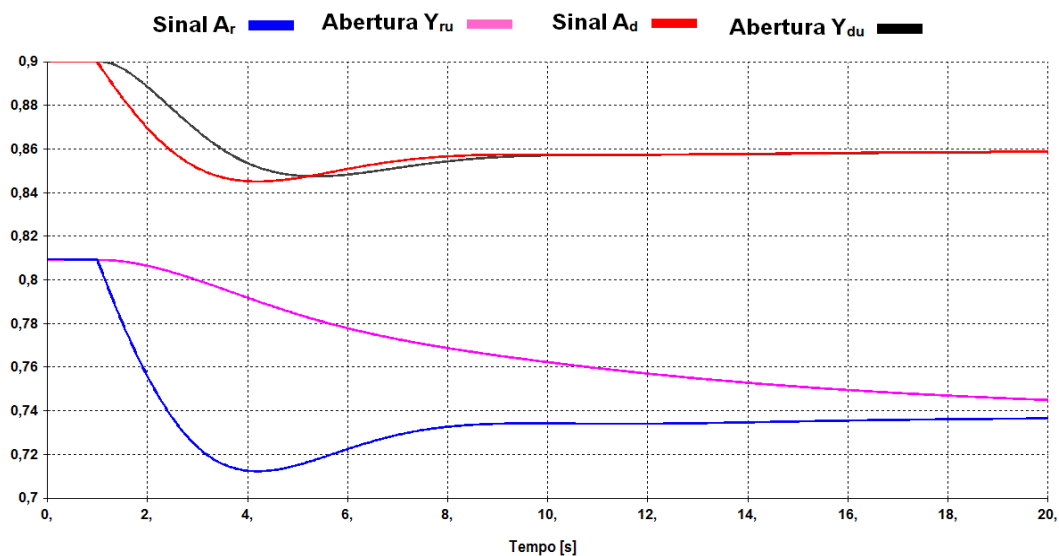


Fig. 5.17 Sinais de controle e respectivas posições em p.u. das palhetas diretrizes do distribuidor e das pás do rotor (MDT03) no evento 2.

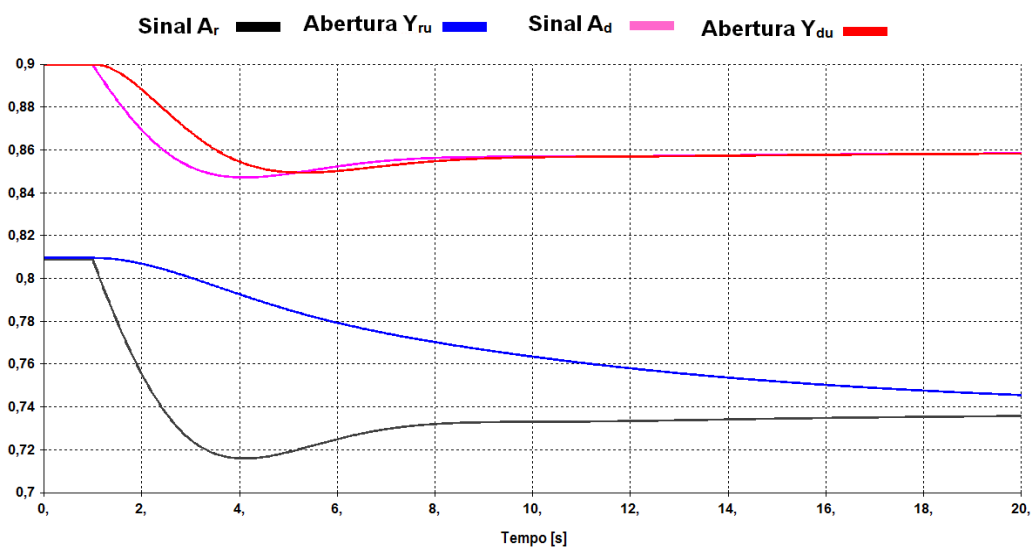


Fig. 5.18 Sinais de controle e respectivas posições em p.u. das palhetas diretrizes do distribuidor e das pás do rotor (MDT01) no evento 2.

Os gráficos da figura 5.17 e 5.18 apresentam o fechamento das palhetas diretrizes e pás, no intuito da redução da potência mecânica da turbina. As curvas de A_d e Y_d se encontram antes das curvas A_r e Y_r , mostrando que a resposta das palhetas diretrizes do distribuidor é mais rápida que a das pás do rotor.

5.1.5.3 Evento 3

Elevação repentina de 10% da carga elétrica na barra 3, no instante 1s, sem alterar o seu fator de potência.

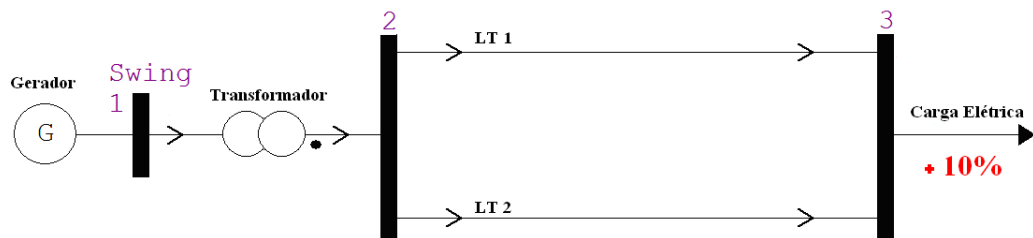


Fig. 5.19 Ilustração do Evento 3.

A figura 5.20 apresenta as curvas de potência elétrica para o Evento 3.

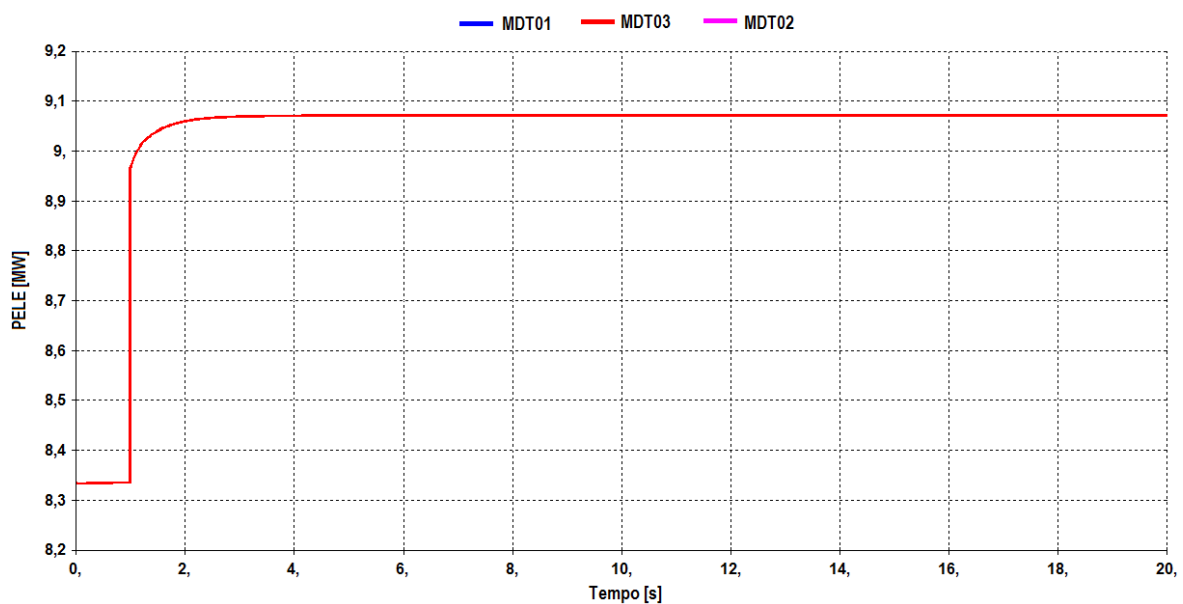


Fig. 5.20 Potência elétrica da unidade geradora no evento 3.

Observa-se a súbita elevação da potência elétrica fornecida pelo gerador para a rede. Isso pode acontecer por ocasião de alguma solicitação extra de potência da carga conectada ao sistema.

A figura 5.21 apresenta as curvas de potência mecânica para o Evento 3.

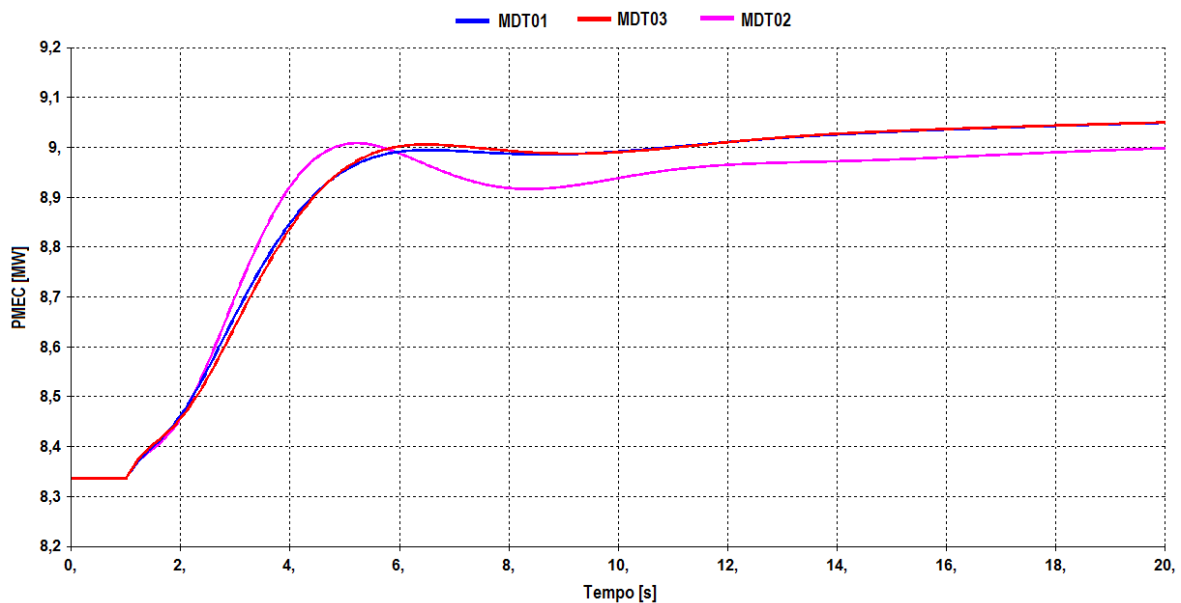


Fig. 5.21 Potência mecânica da turbina no evento 3.

A potência mecânica se eleva suprir o novo requisito de potência do gerador. Para que isso aconteça é necessário que o gerador não estejam operando nos seus limites máximos e que a sua potência de reserva seja suficiente para atender a nova carga (esta simulação atende a esses critérios).

As curvas de potência acelerante do conjunto são apresentadas pela figura 5.22.

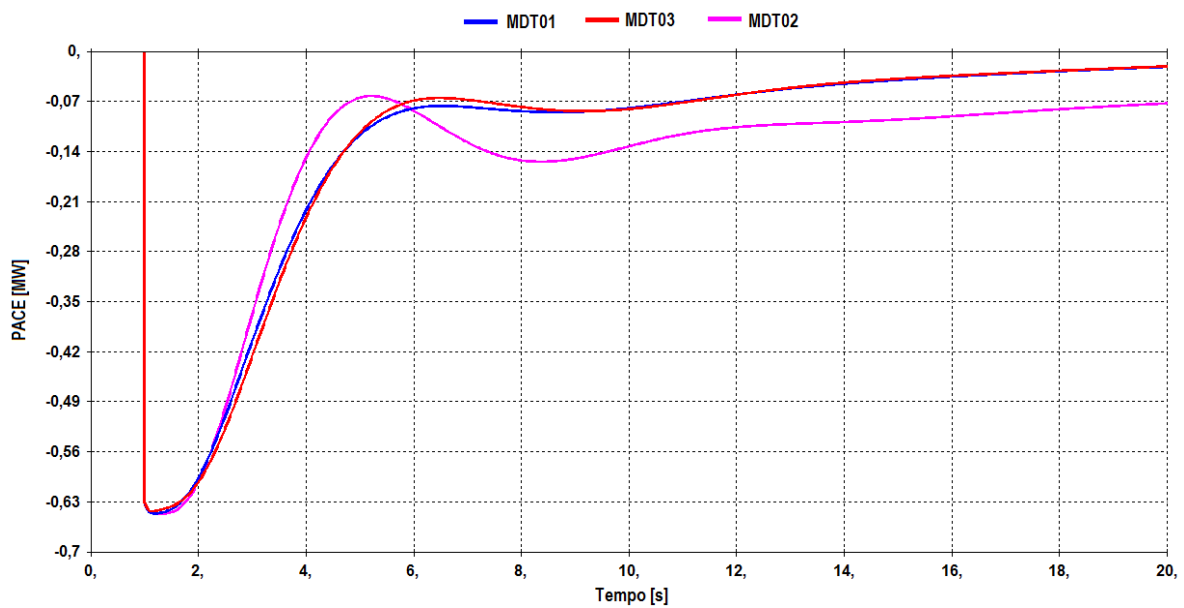


Fig. 5.22 Potência acelerante do conjunto no evento 3.

A potência acelerante negativa mostra que o conjugado resistente do gerador é maior do que o originado pela turbina. A diminuição da potência acelerante durante o transitório é ocasionada pela elevação da potência mecânica na tentativa de equilibrar os conjugados.

A figura 5.23 apresenta as curvas de frequência da máquina para o Evento 3.

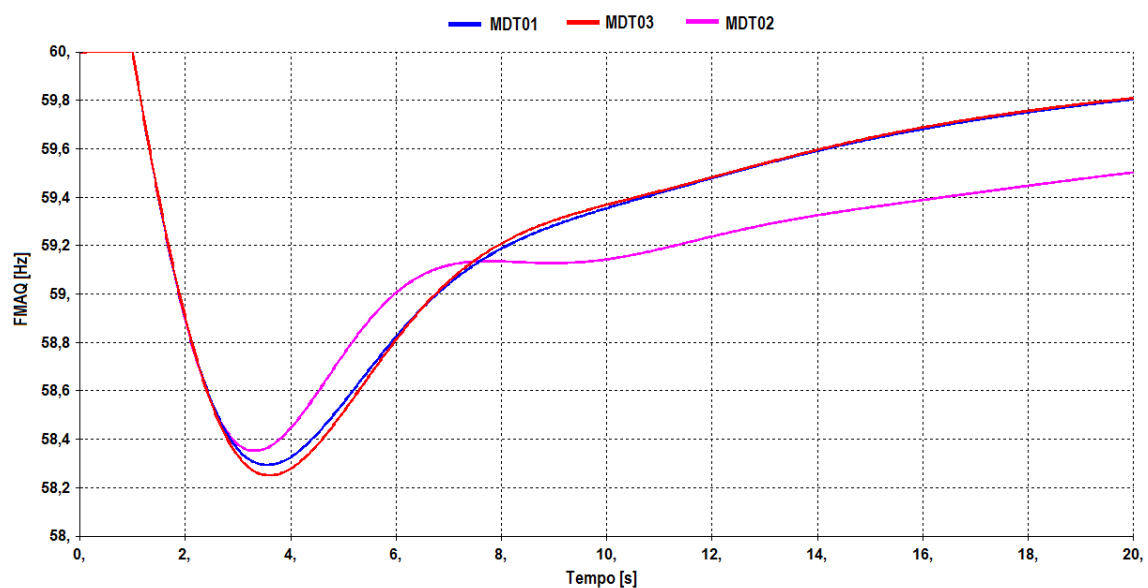


Fig. 5.23 Frequência do gerador no evento 3.

O excedente da nova demanda de potência é suprido inicialmente por parte da energia cinética de rotação de toda massa girante. Como resultado disto, a frequência angular do eixo cai. Esta diminuição da velocidade é suficiente para sensibilizar o sistema de controle e fazer com que a potência mecânica se eleve, aumentando assim a velocidade angular da máquina.

Os sinais de controle, A_d e A_r , com as respectivas aberturas, Y_{du} e Y_{ru} , são apresentados pelas figuras 5.24 e 5.25.

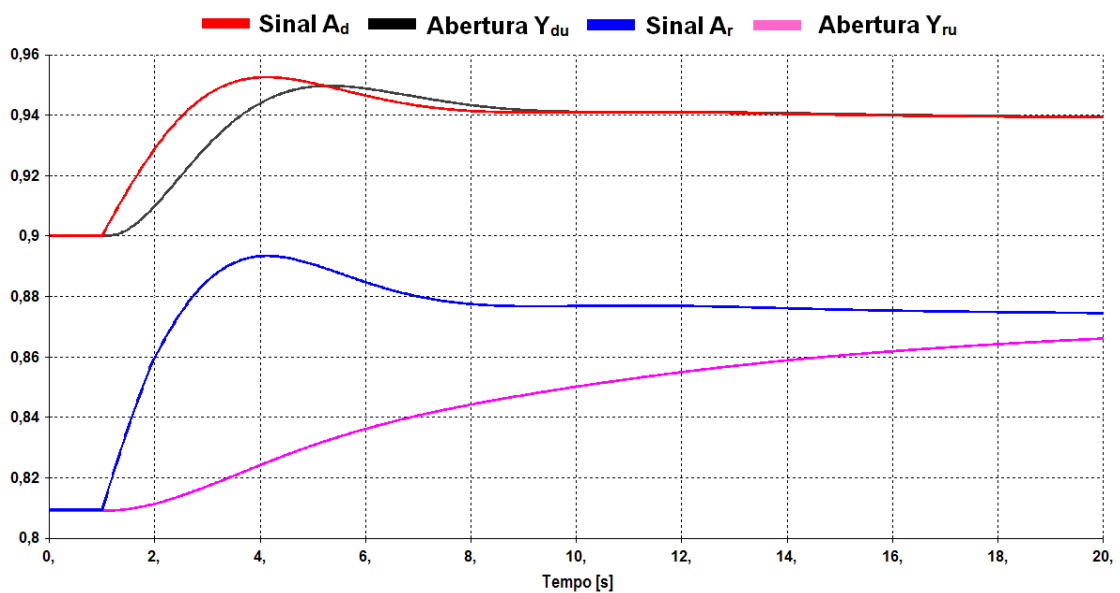


Fig. 5.24 Sinais de controle e respectivas posições em p.u. das palhetas diretrizes do distribuidor e das pás do rotor (MDT03) no evento 3.

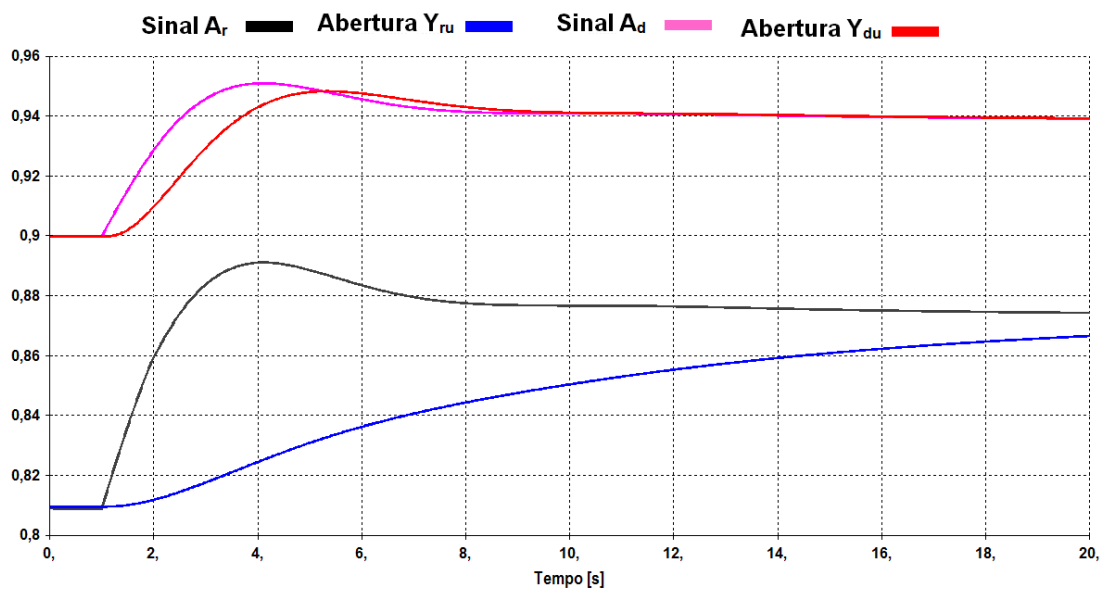


Fig. 5.25 Sinais de controle e respectivas posições em p.u. das palhetas diretrizes do distribuidor e das pás do rotor (MDT01) no evento 3.

Com base nas figuras, nota-se que as palhetas diretrizes e as pás se abrem para aumentar a potência mecânica fornecida pela turbina, buscando-se novo equilíbrio.



5.2 Simulações no Sistema Multimáquinas *Brazilian Birds*

O estudo de estabilidade angular transitória no sistema multimáquinas objetiva analisar o comportamento dinâmico da máquina em foco (a que é acionada por turbinas com tecnologia Kaplan), bem como a sua influência nas demais máquinas do sistema.

O sistema elétrico utilizado nessa análise é o *Brazilian Birds*, cujo diagrama unifilar encontra-se no Anexo 2. Trata-se de um sistema com 4 barramentos de geração, sendo 3 deles (Canário, Tucano e Gavião) centrais hidrelétricas e Sabiá, uma central termelétrica.

Nesse sistema, existem duas áreas (A e B) ligadas por meio de linhas de transmissão que operam nominalmente com tensão de 440 kV. Normalmente existe uma transferência de potência da área B para a área A. Isto decorre do excedente de potência gerada pela área B, e da geração insuficiente da área A, incapaz de suprir de forma adequada toda a demanda local.

5.2.1 Inserção da Central com Turbinas Kaplan “S”

A inserção da central hidrelétrica com turbinas Kaplan “S” (idênticas à utilizada no sistema radial) foi feita em dois pontos distintos do sistema *Brazilian Birds*. Em uma configuração, denominada de “Conexão 1”, a central hidrelétrica foi conectada ao barramento de canário (barra nº 100), enquanto na outra configuração, chamada de “Conexão 2”, a central foi conectada no barramento de coruja (barra nº 240).

O objetivo dessas representações é proporcionar à central hidrelétrica distâncias elétricas distintas e verificar se o seu sincronismo com as outras máquinas do sistema é sensivelmente afetado para um único conjunto de eventos cuidadosamente selecionados.

5.2.1.1 Conexão 1

O diagrama unifilar correspondente à Conexão 1 é apresentado pela Figura 5.26.

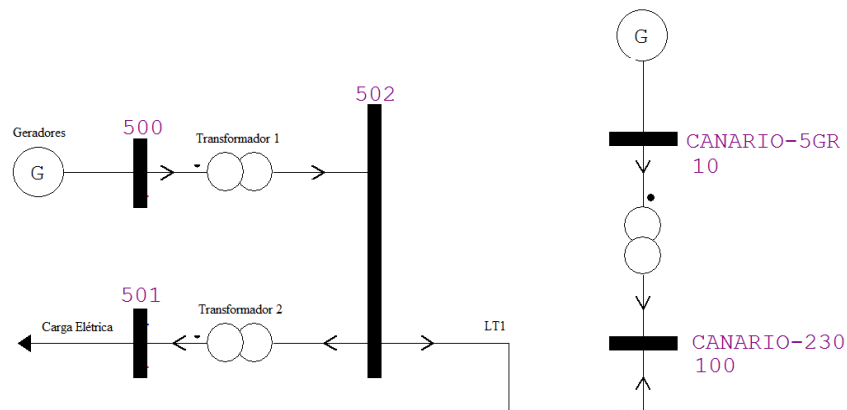


Fig. 5.26 Diagrama unifilar da “Conexão 1”. Central hidrelétrica (barra 500) com 3 turbinas Kaplan “S” conectadas com o sistema *Brazilian Birds* pelo barramento de Canário-230.

Os dados elétricos referentes aos transformadores e linhas de transmissão desse sistema são apresentados na tabela 5.11.

Tabela 5.11 Dados elétricos da conexão 1.

-	Descrição	LT1	Trafo 1	Trafo 2
R%	Resistência percentual para a base de potência de 100 MVA	4,608	0,000	0,000
X%	Reatância percentual para a base de potência de 100 MVA	17,408	5,000	3,750
Q[Mvar]	Susceptância capacitiva da linha de transmissão	26,890	-	-

Os dados de geração e carga do arquivo de fluxo de potência, das barras 500 e 501, respectivamente, são:

Tabela 5.12 Geração e carga da conexão 1.

P_{ger} [MW]	Q_{ger} [Mvar]	P_{car} [MW]	P_{car} [Mvar]
30,15	-4,38	20,00	4,50

5.2.1.2 Conexão 2

O diagrama unifilar correspondente à Conexão 2 é apresentado na figura 5.27.

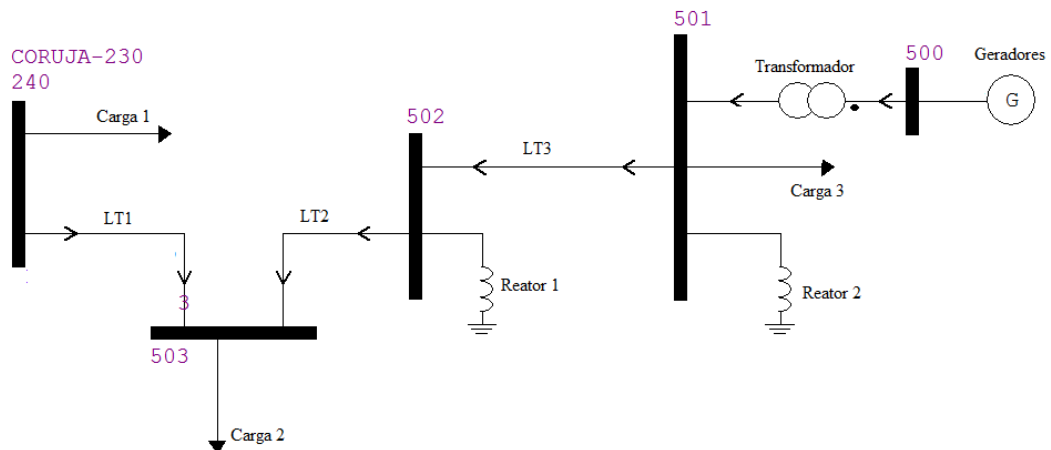


Fig. 5.27 Diagrama unifilar da “Conexão 2”. Central hidrelétrica (barra 500) com 3 turbinas Kaplan “S” conectadas com o sistema Brazilian Birds pelo barramento de Coruja-240.

Os dados elétricos referentes aos transformadores e linhas de transmissão desse sistema são apresentados pela tabela 5.13.

Tabela 5.13 Dados elétricos da conexão 2.

-	LT1	LT2	LT3	Transformador
R%	3,46	5,184	14,40	0,00
X%	13,06	19,580	54,40	5,00
Q[Mvar]	15,00	28,41	96,025	-

Por causa do grande valor de potência reativa gerada pela linha LT3, existe a necessidade de compensação utilizando reatores de barra nos extremos dessa linha, como se observa nas barras 502 e 501. Sem essa compensação, os geradores de todo o sistema não seriam capazes de absorver toda a potência reativa excedente e, assim, a tensão em todo o sistema se elevaria até valores inaceitáveis.



Os reatores *shunt* de barra utilizados possuem valor de reatância constante e a potência reativa que absorvem varia em função do quadrado da tensão na sua entrada. Para a tensão de 1 p.u., os reatores shunt 1 e 2 consomem, cada um, 45Mvar de potência reativa.

Os dados de geração e carga nesta parte de sistema são:

Tabela 5.14 Carga e geração da conexão 2.

-	Carga 1	Carga 2	Carga 3	Geração
P [MW]	60,00	30,00	20,00	30,15
Q [Mvar]	20,00	10,00	4,5	-11,10

5.2.2 Eventos Aplicados no Sistema Multimáquina *Brazilian Birds*

Os eventos aplicados no Sistema Multimáquina *Brazilian Birds* a fim de se verificar as respostas dos modelos de turbina, para as duas conexões, foram os seguintes:

1. Curto-circuito trifásico franco em Cardeal-120, com posterior abertura e religamento da linha 100-120;
2. Curto-circuito trifásico franco em Chopim-190, com posterior abertura e religamento da linha 190-231;

5.2.3 Variáveis de Plotagem

As variáveis de plotagem são as mesmas do sistema radial, com o acréscimo do ângulo delta da máquina, que é plotado com relação ao centro de massa do sistema.

No modelo não-linear, as simulações consideram a constante f_p igual a 0,01 (o dobro da considerada nas Simulações no Sistema Radial). O valor de Q_{nlu} para o modelo MDT02 é exatamente o mesmo do utilizado para a Simulação no Sistema Radial.

5.2.4 Curvas das Simulações no Sistema Multimáquinas

As curvas das grandezas de interesse para a análise são plotadas separadamente para os eventos 1 e 2.

5.2.4.1 Evento 1

Este evento é uma aplicação de curto-circuito trifásico franco em Cardeal-120, com posterior abertura e religamento da linha 100-120.

As figuras 5.28 e 5.29 mostram a potência elétrica dos geradores para a conexão 1 e conexão 2 respectivamente.

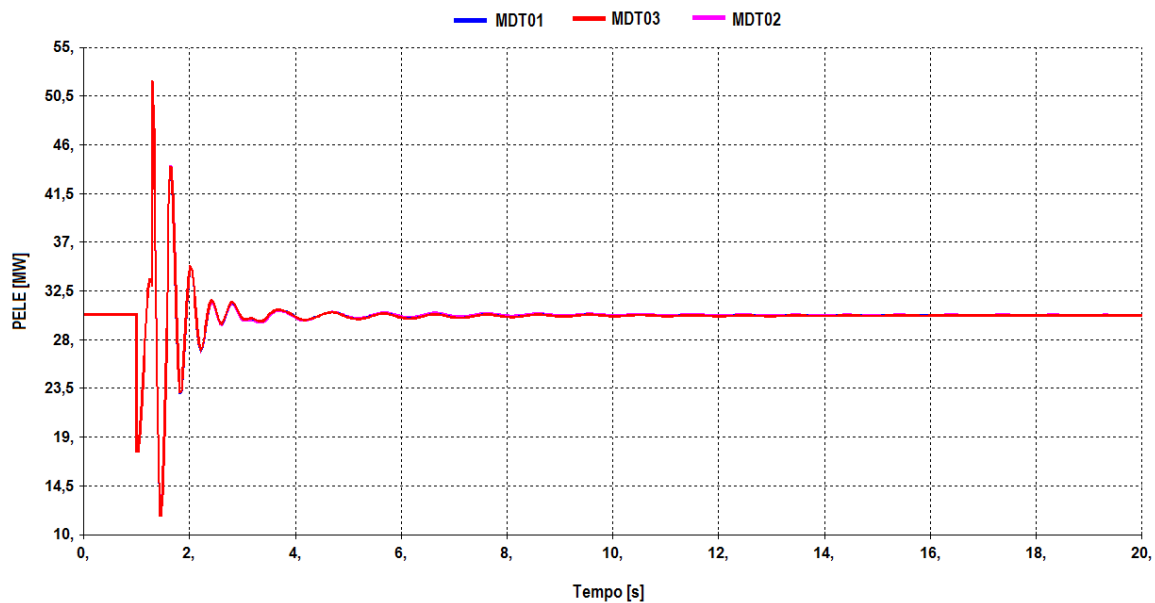


Fig. 5.28 Potência elétrica da central hidrelétrica na conexão 1 durante o evento 1 no sistema multimáquinas *Brazilian Birds*.

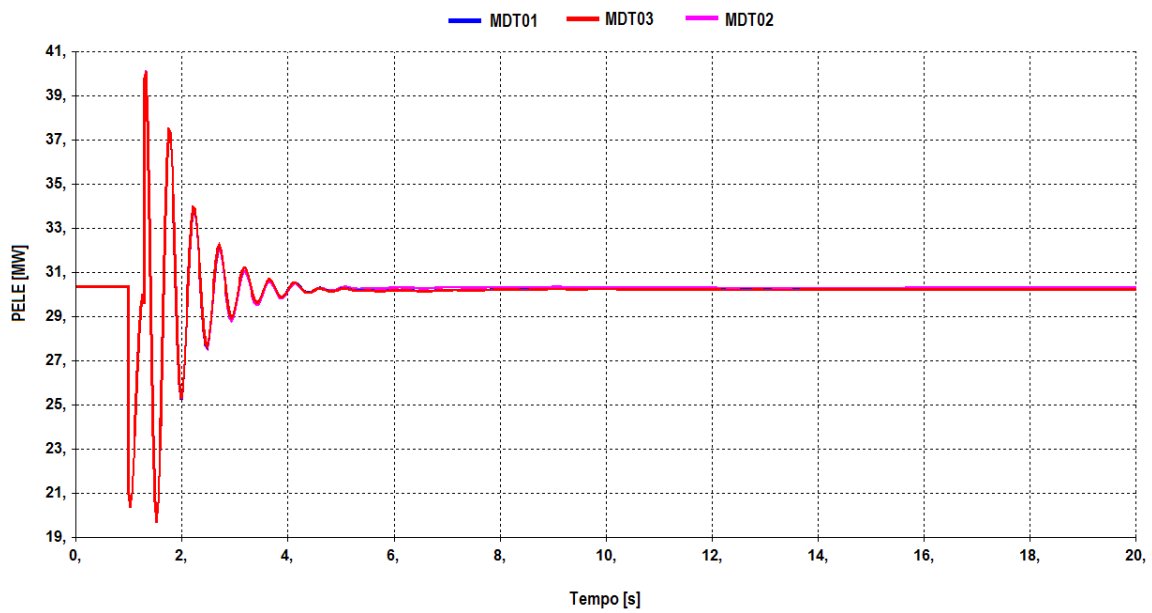


Fig. 5.29 Potência elétrica da central hidrelétrica na conexão 2 durante o evento 1 no sistema multimáquinas *Brazilian Birds*.

As figuras 5.30 e 5.31 mostram a potência mecânica das turbinas Kaplan “S” para a conexão 1 e conexão 2 respectivamente.

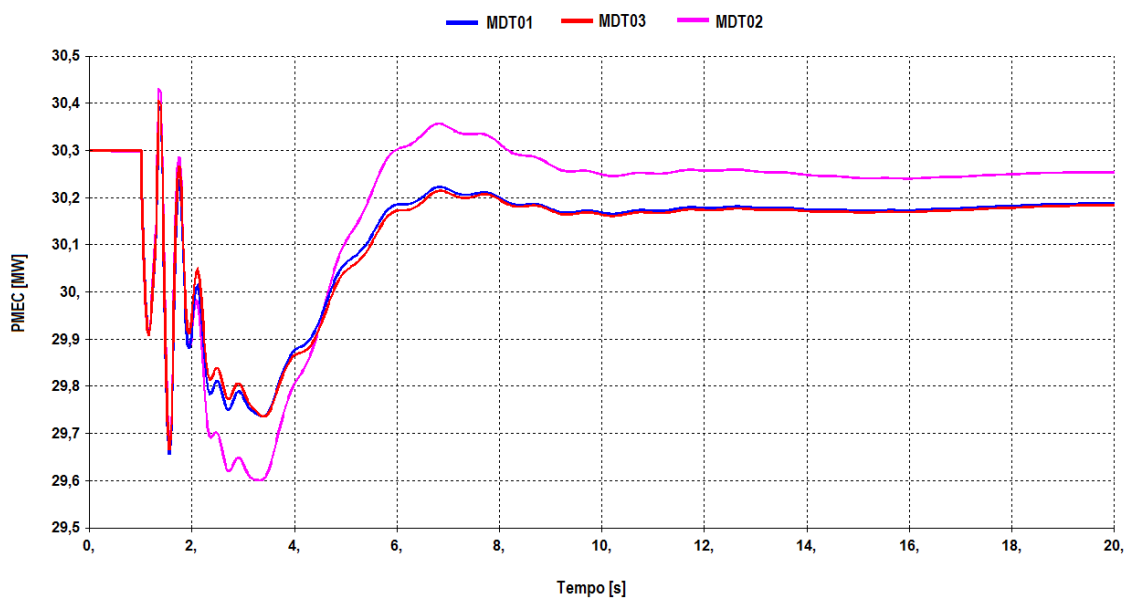


Fig. 5.30 Potência mecânica da turbina na conexão 1 durante o evento 1 no sistema multimáquinas *Brazilian Birds*.

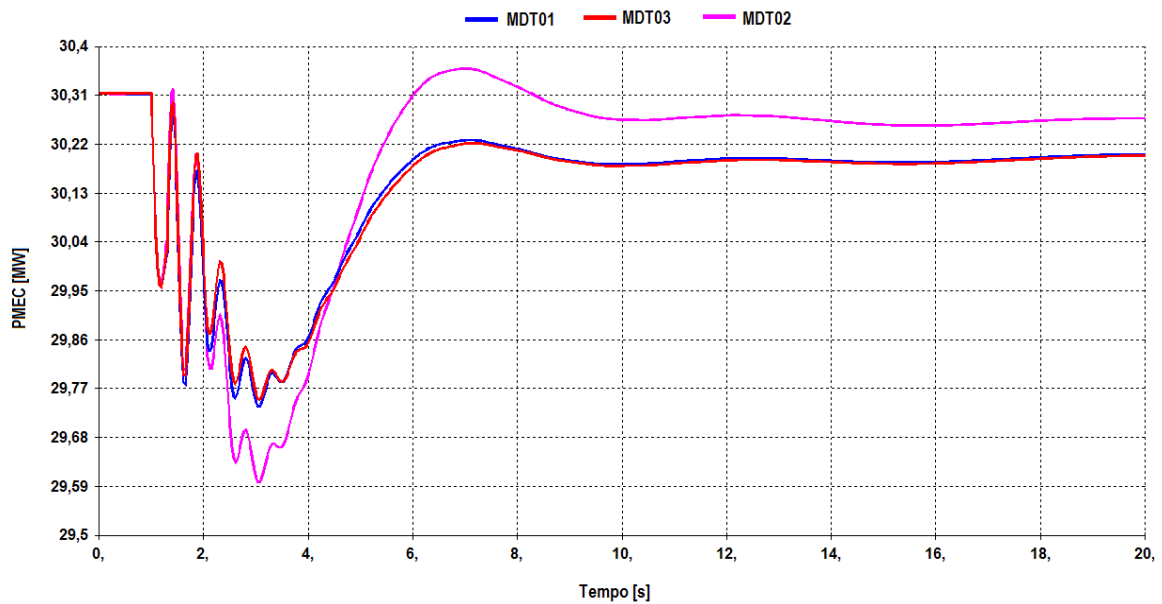


Fig. 5.31 Potência mecânica da turbina na conexão 2 durante o evento 1 no sistema multimáquinas *Brazilian Birds*.

Com base nas figuras 5.30 e 5.31, nota-se uma igual tendência de resposta entre os modelos nas duas conexões. É possível observar também que o modelo MDT02 apresenta maior diferença dos demais modelos (apesar de pequena). É provável que esta diferença seja decorrente da sua composição mais simplificada.

As oscilações de alta frequência observadas na potência mecânica, especialmente nos primeiros instantes, estão relacionadas à variação da velocidade angular que a unidade geradora sofre (pode-se ter uma idéia dessas variações de velocidade angular, observando-se o ângulo delta ilustrado nas figuras 5.36 e 5.37). Conforme apresentado no capítulo 4, a potência de amortecimento mecânica é diretamente proporcional à variação de velocidade da máquina.

As figuras 5.32 e 5.33 mostram a potência acelerante do conjunto para a conexão 1 e conexão 2 respectivamente.

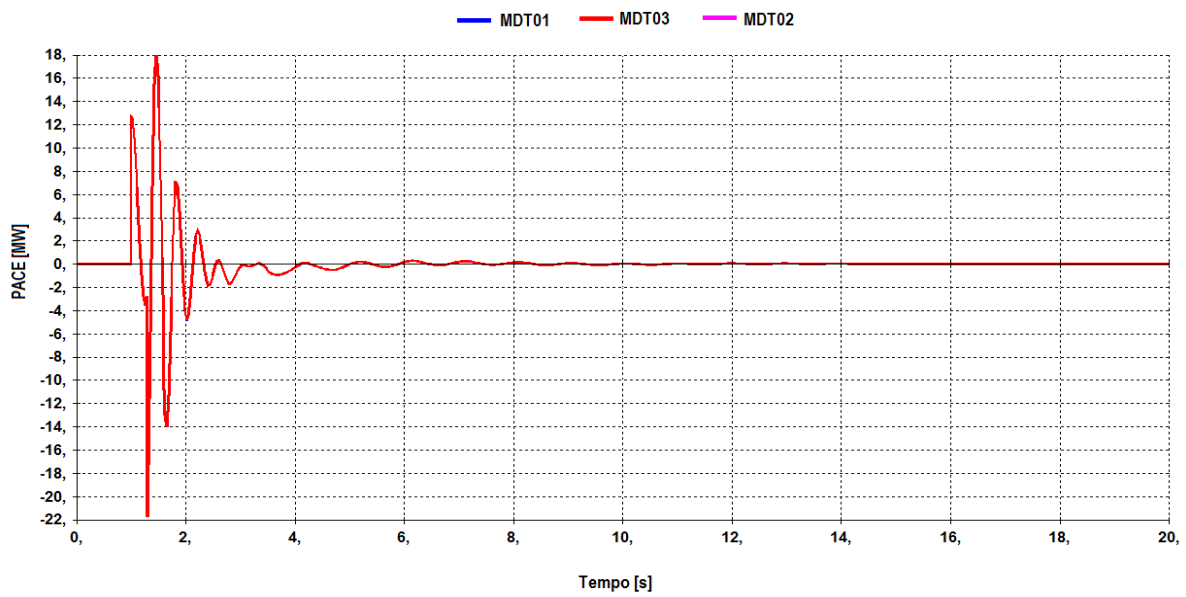


Fig. 5.32 Potência acelerante da central hidrelétrica na conexão 1 durante o evento 1 no sistema multimáquinas *Brazilian Birds*.

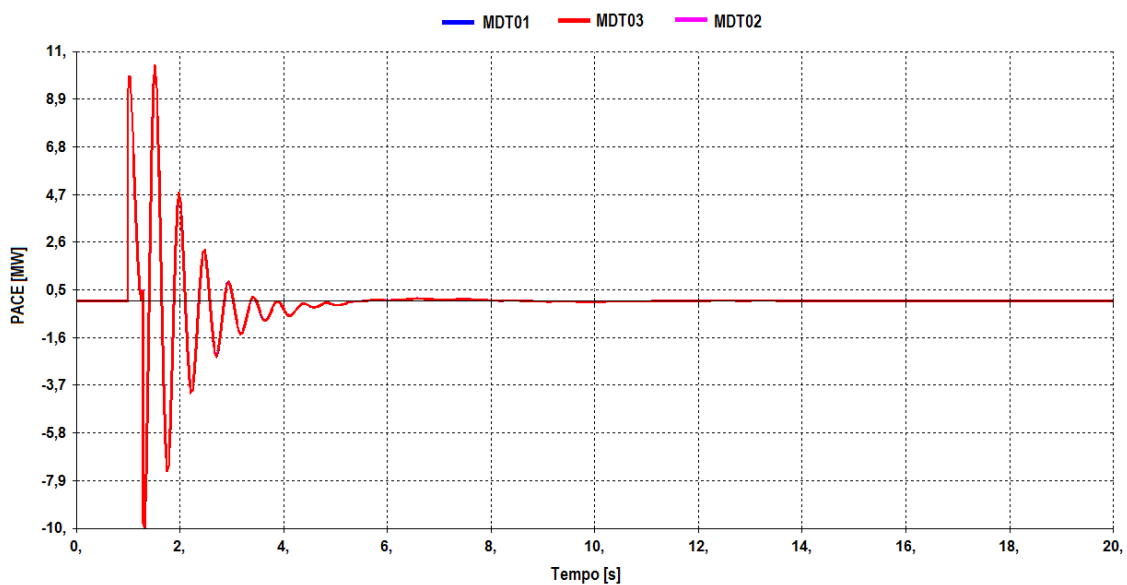


Fig. 5.33 Potência acelerante da central hidrelétrica na conexão 2 durante o evento 1 no sistema multimáquinas *Brazilian Birds*.

Apesar da oscilação brusca observada nos primeiros instantes, em pouco tempo, as potências acelerantes são zeradas.

As figuras 5.34 e 5.35 mostram a frequência da central hidrelétrica equipada com turbinas Kaplan “S” para a conexão 1 e conexão 2 respectivamente.

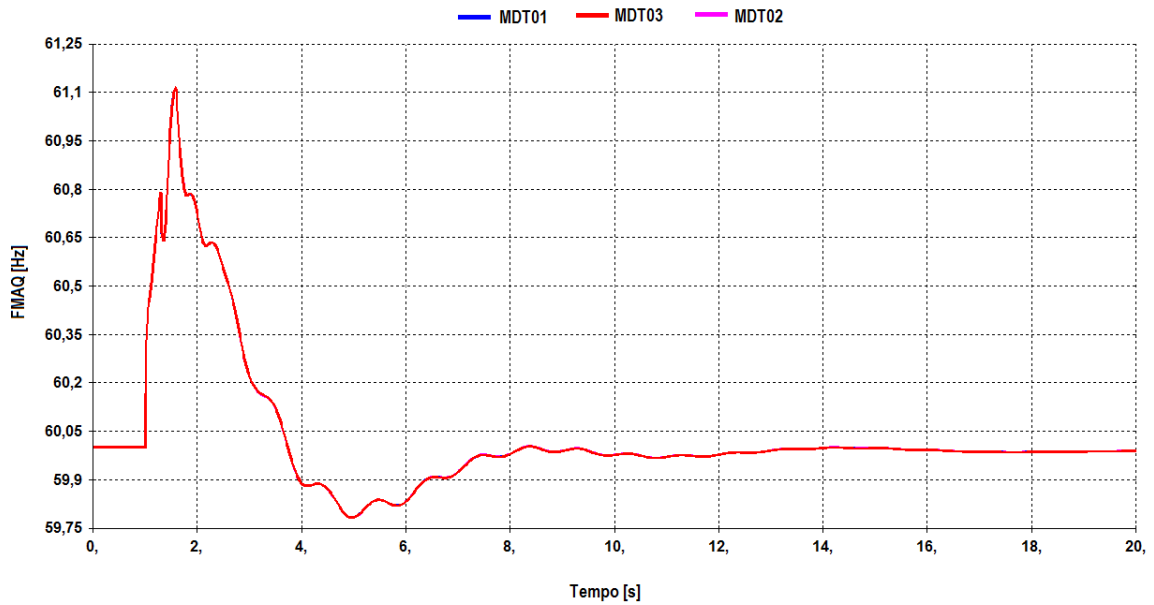


Fig. 5.34 Frequência da central hidrelétrica na conexão 1 durante o evento 1 no sistema multimáquinas *Brazilian Birds*.

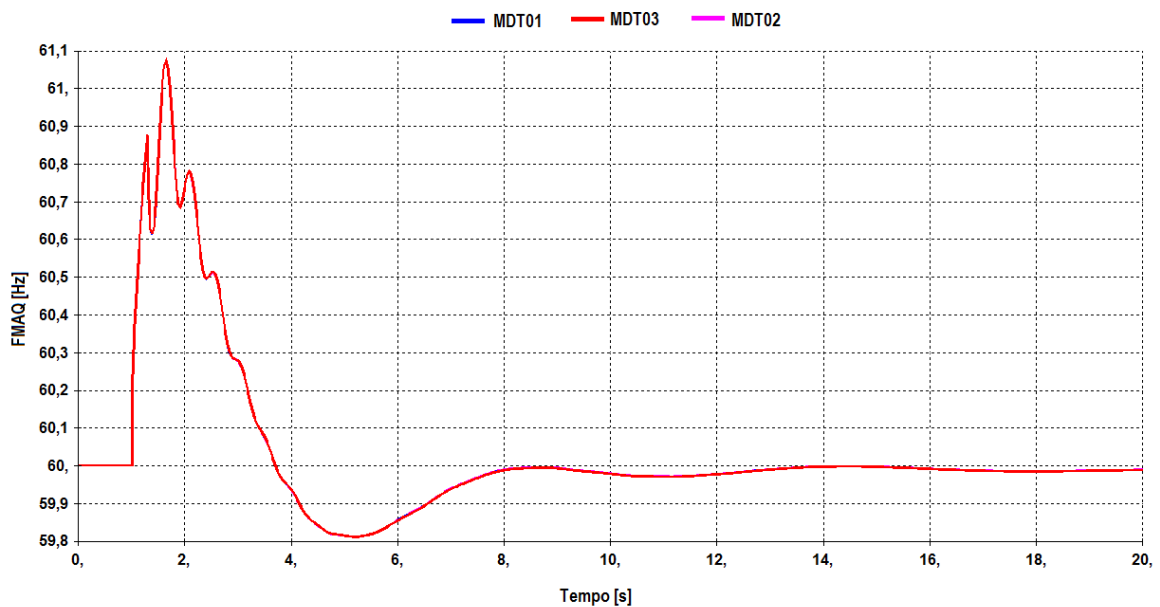


Fig. 5.35 Frequência da central hidrelétrica na conexão 2 durante o evento 1 no sistema multimáquinas *Brazilian Birds*.

As duas figuras mostram a aceleração angular inicial dos geradores em decorrência do curto-circuito aplicado. Apesar da diferença entre os modelos na potência mecânica, nota-se que as curvas de frequência elétrica ficam sobrepostas.

As figuras 5.36 e 5.37 mostram o ângulo delta da central hidrelétrica equipada com turbinas Kaplan “S” com relação ao centro de massa do sistema para a conexão 1 e conexão 2 respectivamente.

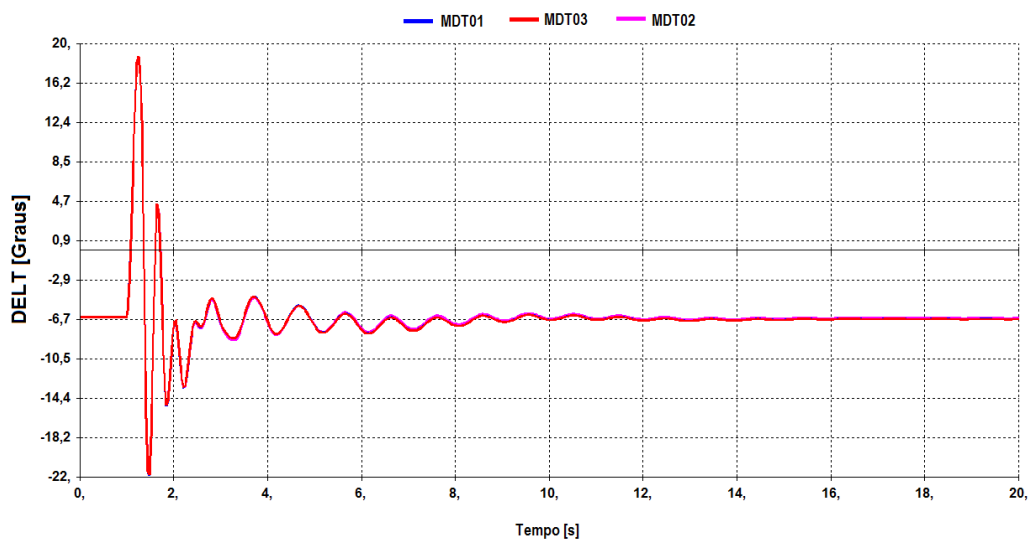


Fig. 5.36 Ângulo delta da central hidrelétrica na conexão 1 durante o evento 1 no sistema multimáquinas *Brazilian Birds*.

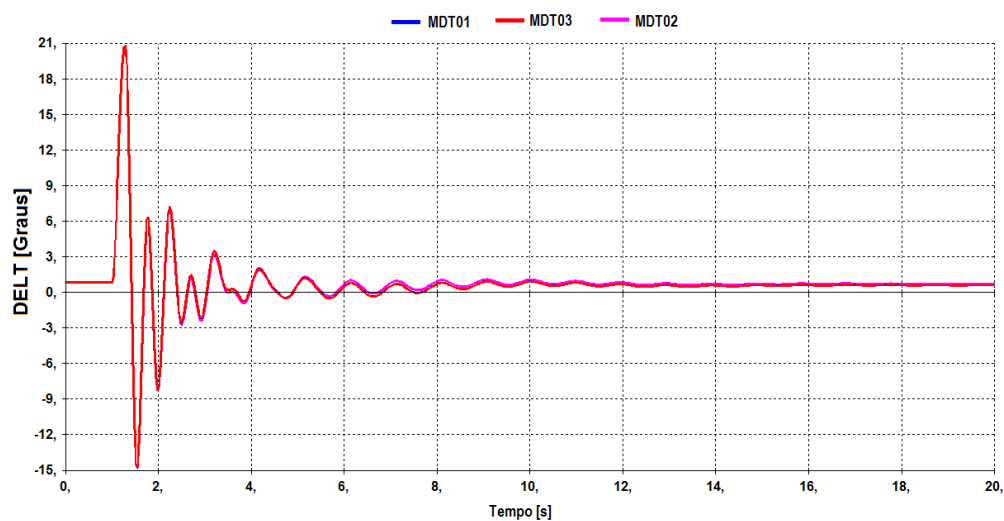


Fig. 5.37 Ângulo delta da central hidrelétrica na conexão 2 durante o evento 1 no sistema multimáquinas *Brazilian Birds*.

Nota-se que os ângulos retomam os seus valores iniciais e que não há uma diferença apreciável nos modelos em ambas as figuras.

Os sinais do regulador de velocidade, A_d e A_r , assim como as respectivas aberturas, Y_{du} e Y_{ru} , são apresentadas pelas figuras 5.38 e 5.39 para a Conexão 1 e Conexão 2.

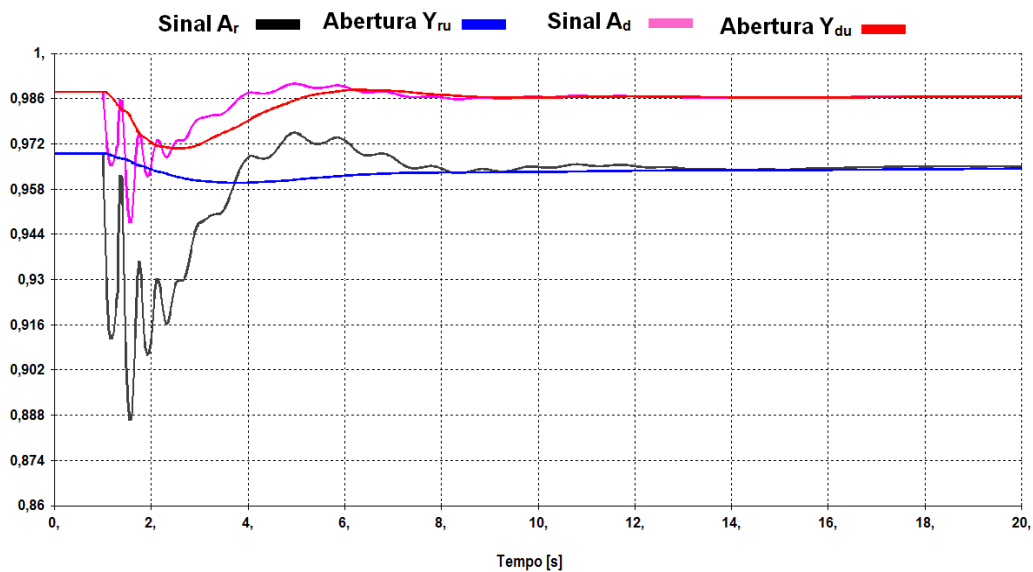


Fig. 5.38 Sinais de controle e respectivas posições em p.u. das palhetas diretrizes do distribuidor e das pás do rotor (MDT03, conexão 1) durante o evento 1 no sistema multimáquinas *Brazilian Birds*.

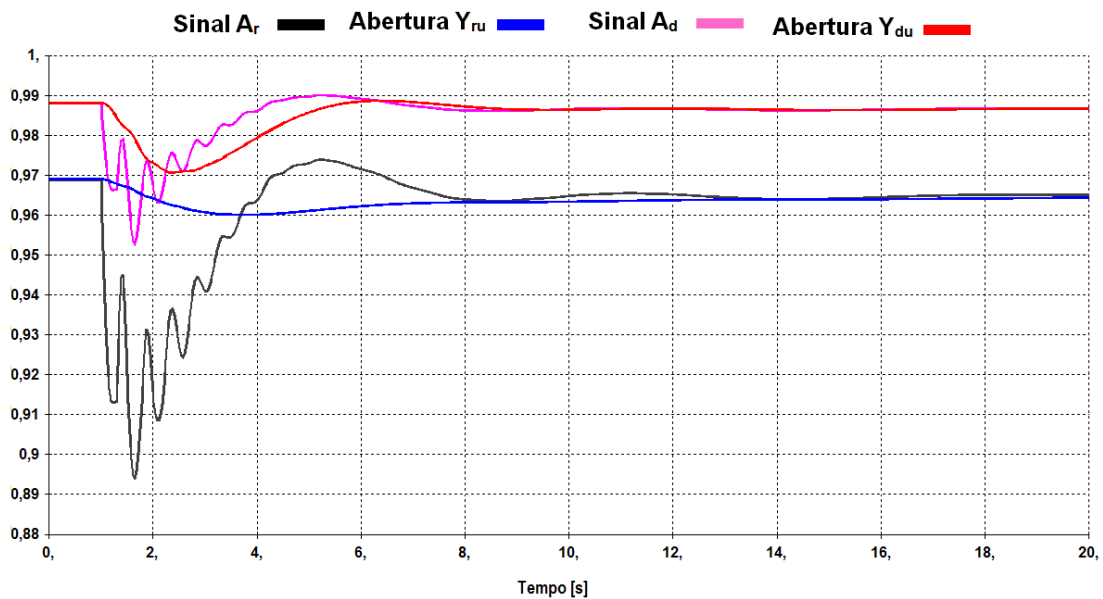


Fig. 5.39 Sinais de controle e respectiva posição em p.u. das palhetas diretrizes do distribuidor e das pás do rotor (MDT03, conexão 2) durante o evento 1 no sistema multimáquinas *Brazilian Birds*.

As curvas de potência mecânica observadas têm correspondência com as posições das palhetas diretrizes e pás. Tal como se observa com a potência mecânica, as palhetas diretrizes e pás mostram uma tendência de retornar aos seus valores iniciais.

As oscilações de alta frequência, observadas nos sinais A_d e A_r , estão relacionadas à variação da velocidade angular da máquina (sinais estes oriundos do regulador de velocidade).

5.2.4.2 Evento 2

O Evento 2 consiste num curto-circuito trifásico franco em Chopim – 190, com posterior abertura e religamento da linha 190 - 231.

As figuras 5.40 e 5.41 apresentam as curvas de potência elétrica dos geradores para a conexão 1 e conexão 2 respectivamente.

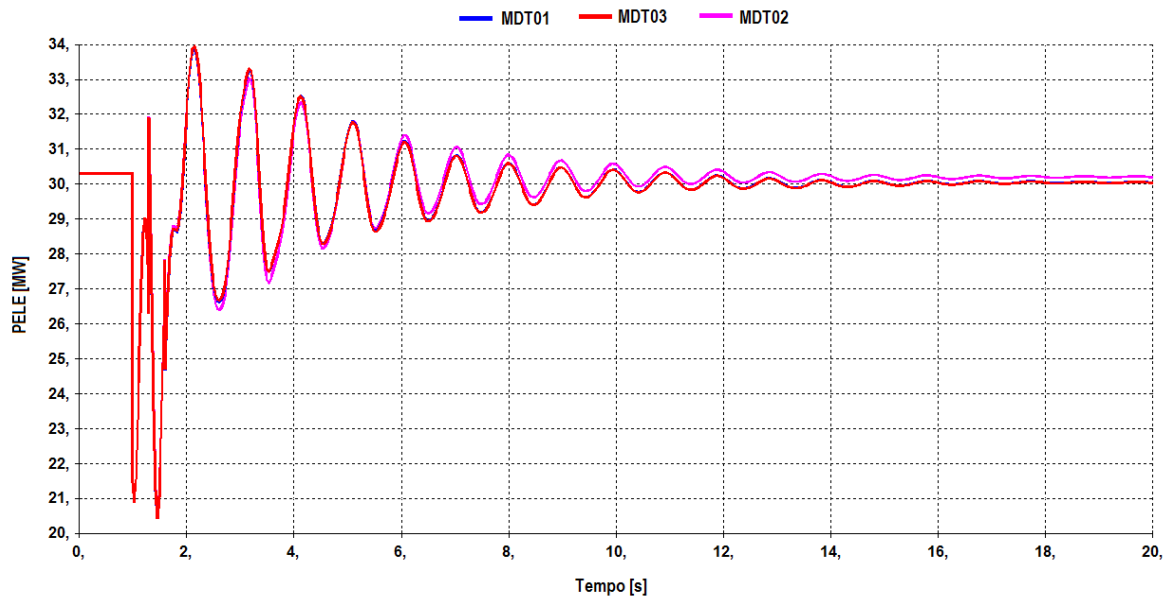


Fig. 5.40 Potência elétrica da central hidrelétrica na conexão 1 durante o evento 2 no sistema multimáquinas *Brazilian Birds*.

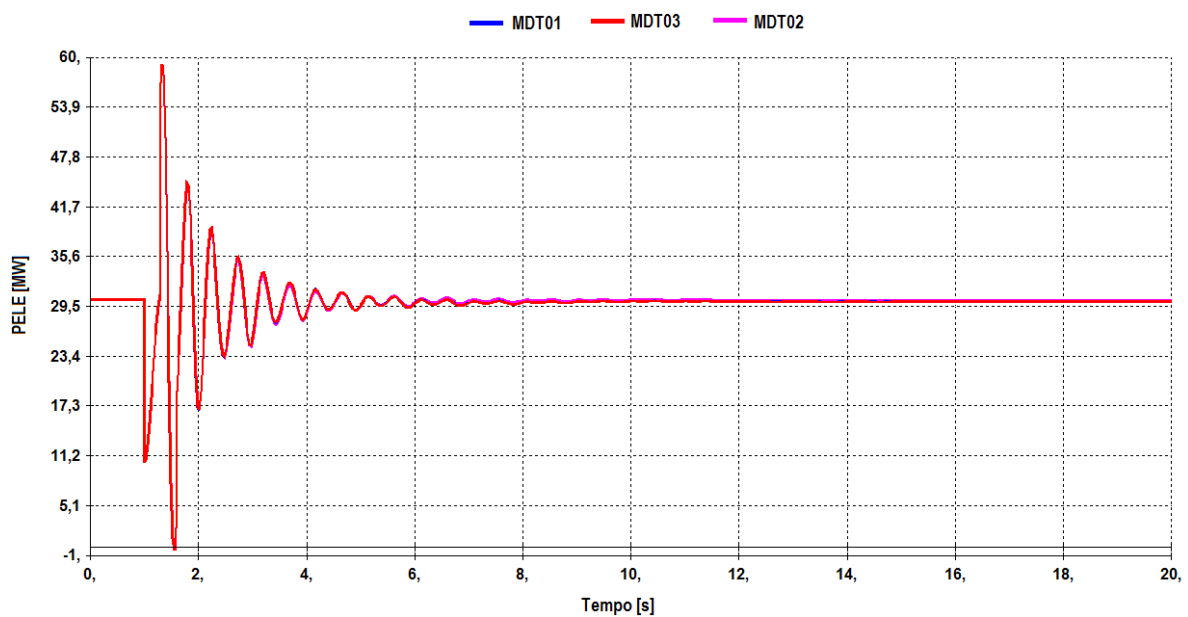


Fig. 5.41 Potência elétrica da central hidrelétrica na conexão 2 durante o evento 2 no sistema multimáquinas *Brazilian Birds*.

Pode-se notar que a potência elétrica na conexão 1 apresentou uma oscilação menos amortecida que na conexão 2. Isso pode ser decorrência da menor distância elétrica para a usina de Canário (barra nº 10).

As figuras 5.42 e 5.43 mostram as curvas de potência mecânica das turbinas para a conexão 1 e conexão 2 respectivamente.

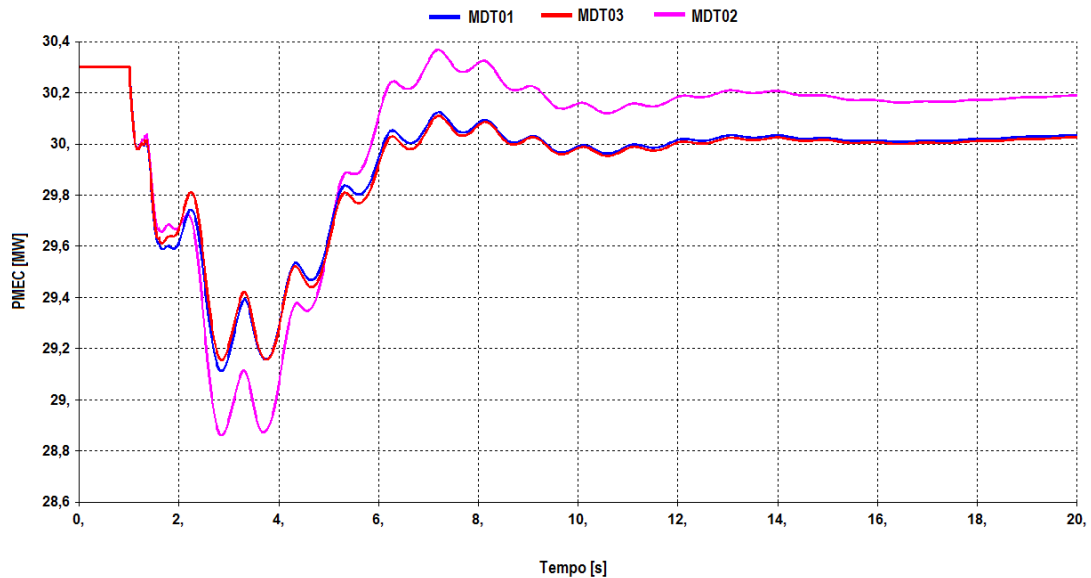


Fig. 5.42 Potência mecânica das turbinas na conexão 1 durante o evento 2 no sistema multimáquinas *Brazilian Birds*.

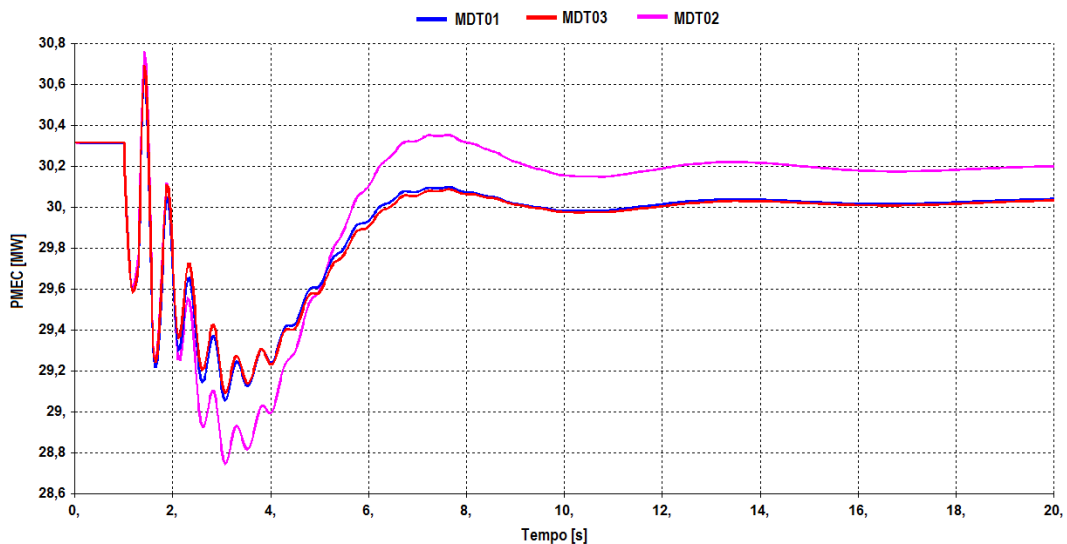


Fig. 5.43 Potência mecânica das turbinas na conexão 2 durante o evento 2 no sistema multimáquinas *Brazilian Birds*.

Apesar de as curvas de potência mecânica na conexão 1 apresentarem maiores oscilações do que na conexão 2, ambas seguem a mesma tendência de resposta. Nota-se a típica diferença entre os modelos já observada no Evento 1.

As figuras 5.44 e 5.45 mostram a potência acelerante do conjunto nas duas conexões.

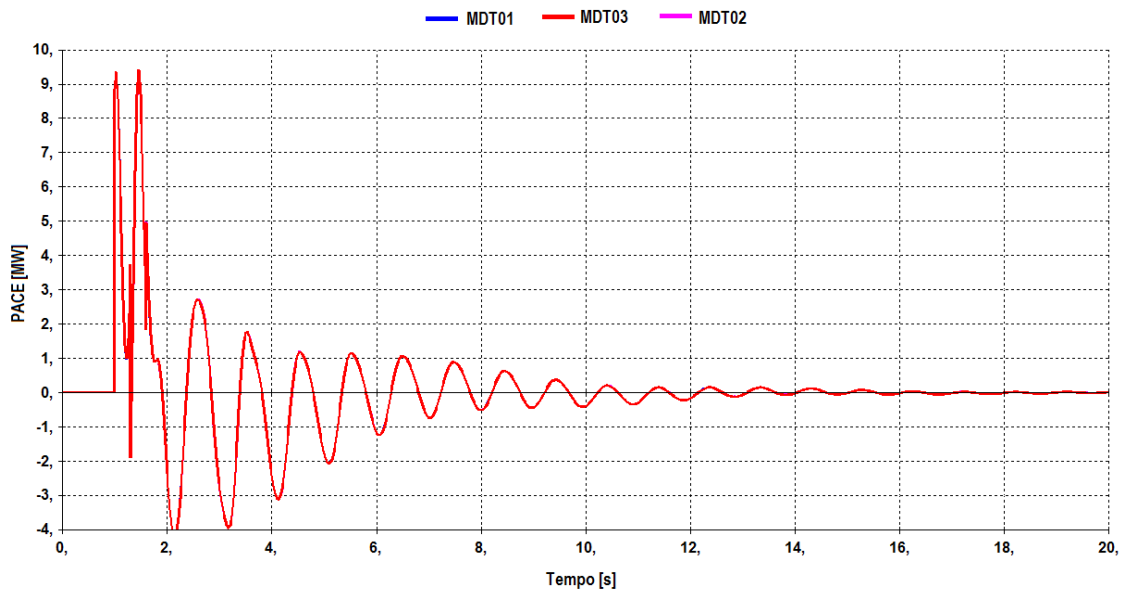


Fig. 5.44 Potência acelerante da central hidrelétrica na conexão 1 durante o evento 2 no sistema multimáquinas *Brazilian Birds*.

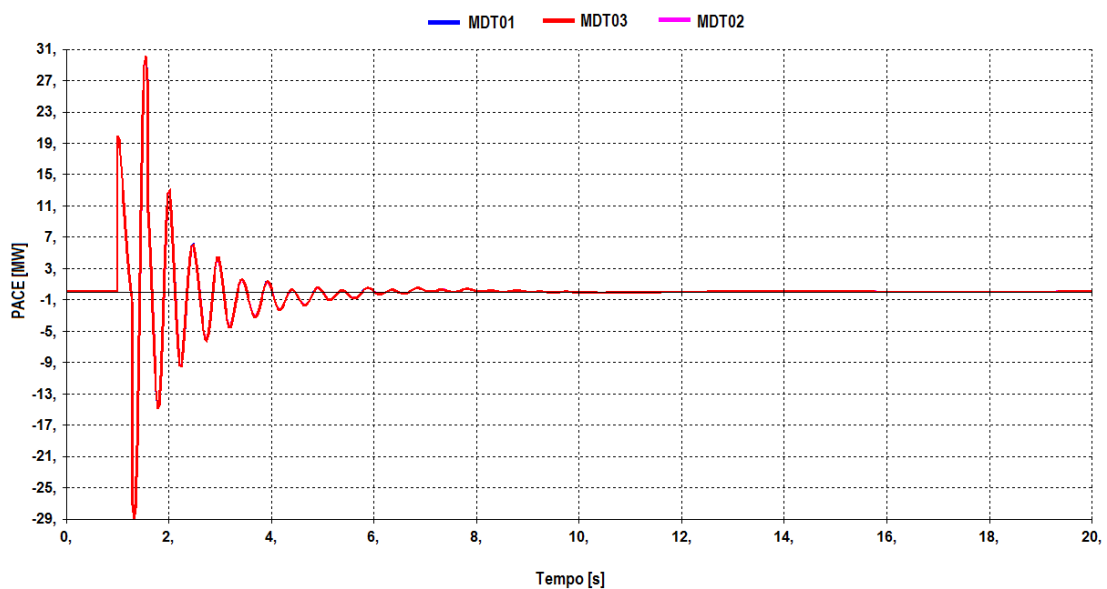


Fig. 5.45 Potência acelerante da central hidrelétrica na conexão 2 durante o evento 2 no sistema multimáquinas *Brazilian Birds*.

As figuras 5.46 e 5.47 mostram a frequência da central hidrelétrica equipada com turbinas Kaplan “S” para a conexão 1 e conexão 2 respectivamente.

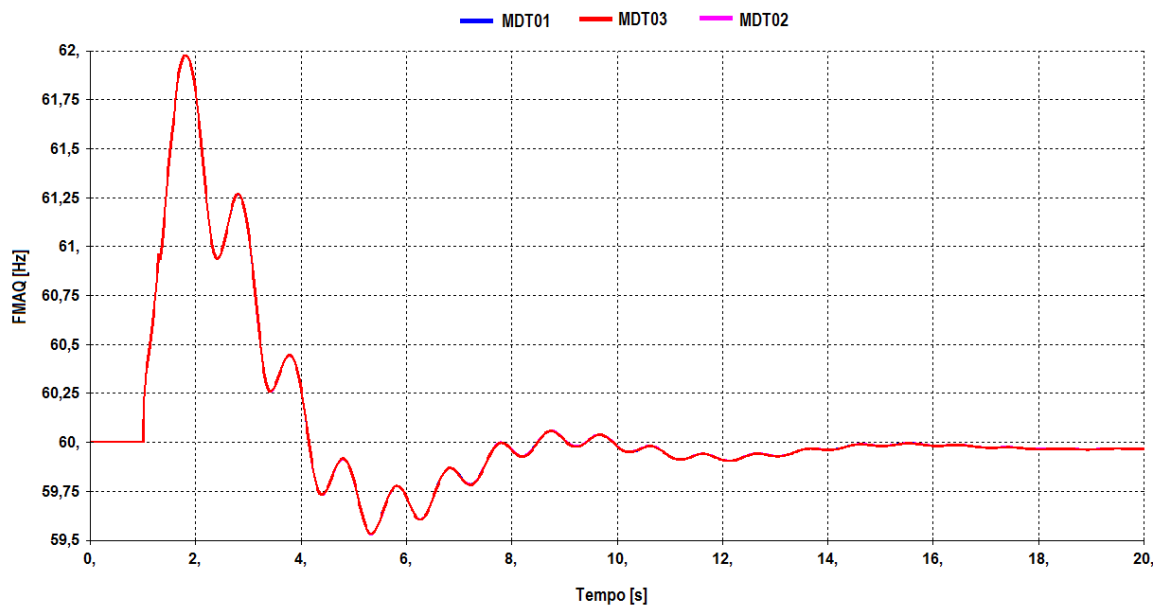


Fig. 5.46 Frequência da central hidrelétrica na conexão 1 durante o evento 2 no sistema multimáquinas *Brazilian Birds*.

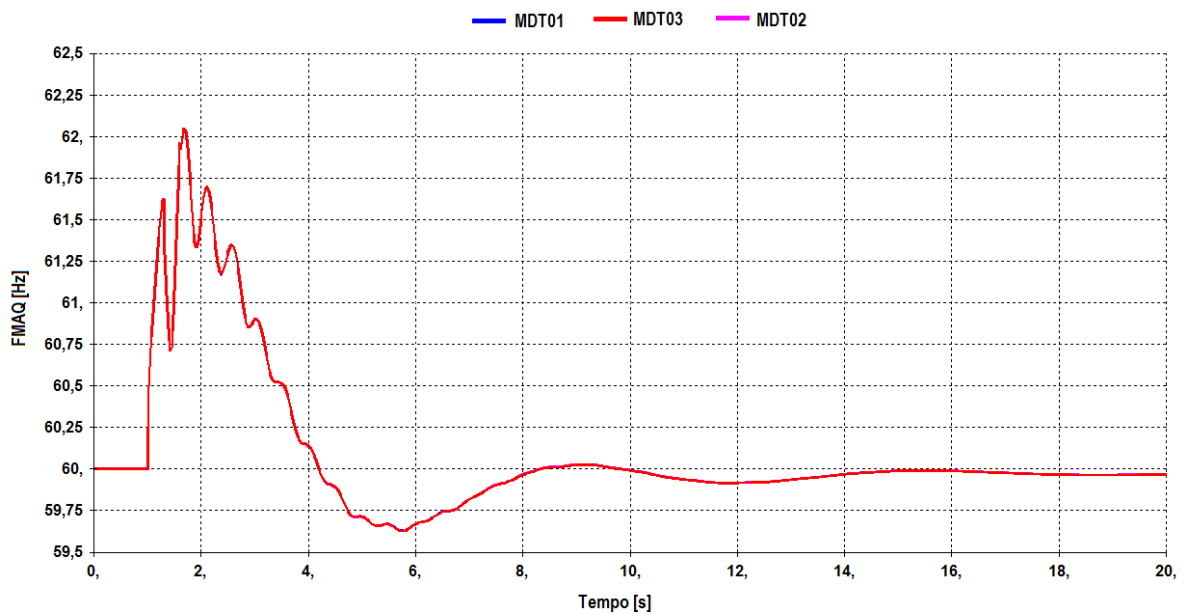


Fig. 5.47 Frequência da central hidrelétrica na conexão 2 durante o evento 2 no sistema multimáquinas *Brazilian Birds*.

Novamente, em virtude do curto-circuito, as máquinas apresentam uma aceleração angular nos instantes iniciais. Nota-se que não há diferenças apreciáveis entre os modelos.

As figuras 5.48 e 5.49 mostram o ângulo delta da central hidrelétrica equipada com turbinas Kaplan “S” com relação ao centro de massa do sistema para a conexão 1 e conexão 2 respectivamente.

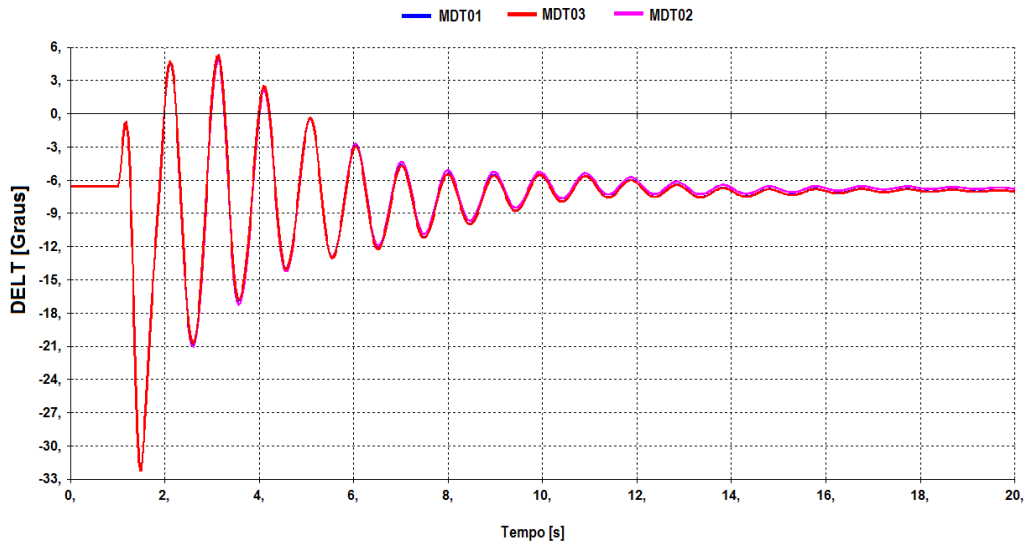


Fig. 5.48 Ângulo delta da central hidrelétrica na conexão 1 durante o evento 2 no sistema multimáquinas *Brazilian Birds*.

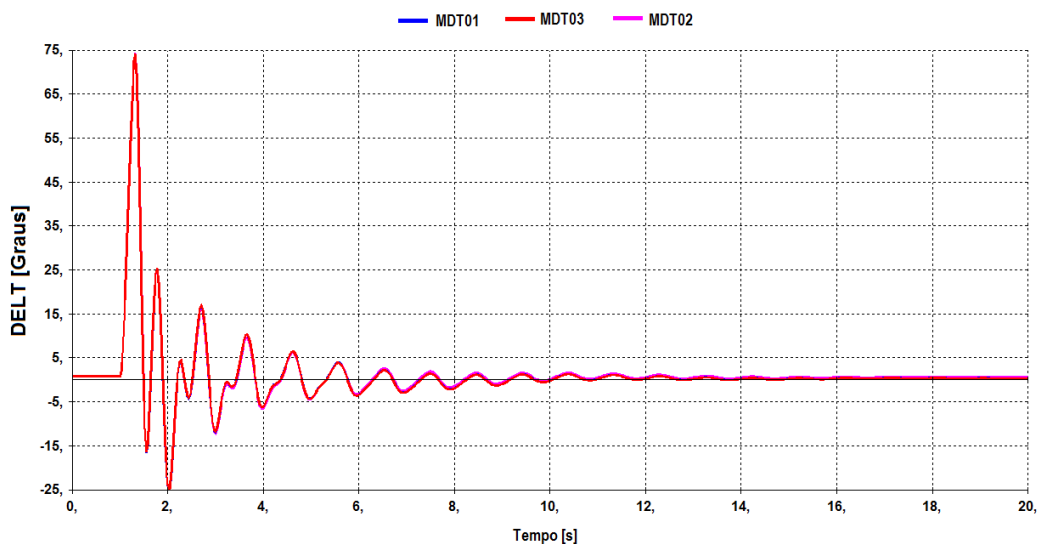


Fig. 5.49 Ângulo delta da central hidrelétrica na conexão 2 durante o evento 2 no sistema multimáquinas *Brazilian Birds*.

Com base nas curvas 5.48 e 5.49, nota-se que o ângulo delta oscila e retorna, aproximadamente, ao seu valor inicial (comportamento este previsível de acordo com o evento

aplicado). Estas figuras dão um indicativo da variação de velocidade angular da máquina, já que esta grandeza é a derivada do ângulo delta com relação ao tempo.

Os sinais do regulador de velocidade, A_d e A_r , assim como as respectivas aberturas, Y_{du} e Y_{ru} , são apresentadas pelas figuras 5.50 e 5.51 para a Conexão 1 e Conexão 2.

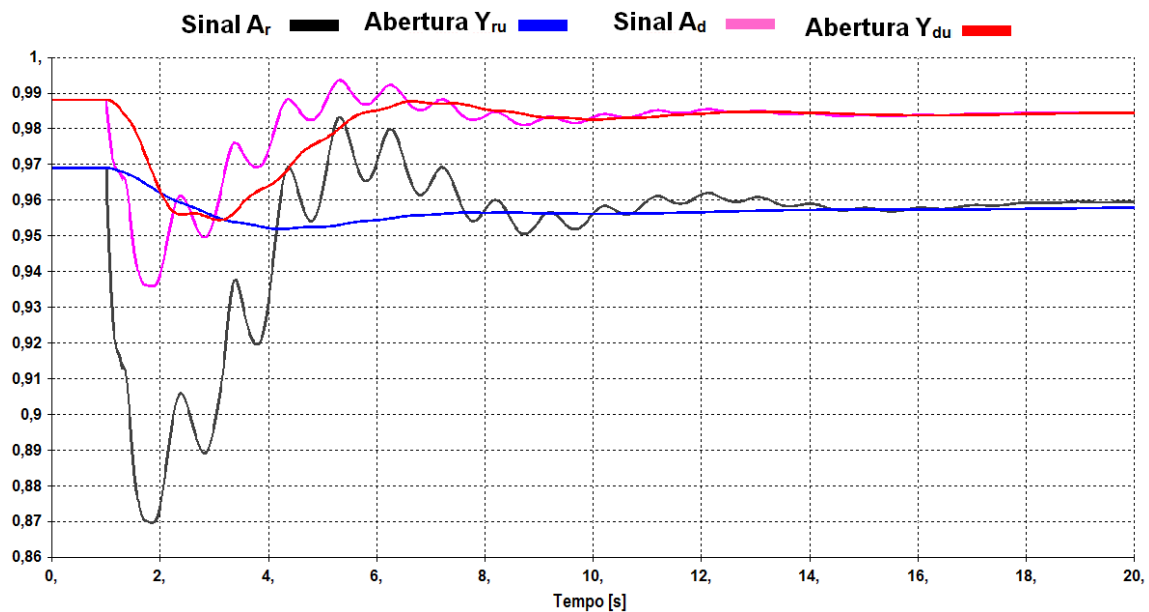


Fig. 5.50 Sinais de controle e respectivas posições em p.u. das palhetas diretrizes do distribuidor e das pás do rotor (MDT03, conexão 1) durante o evento 2 no sistema multimáquinas *Brazilian Birds*.

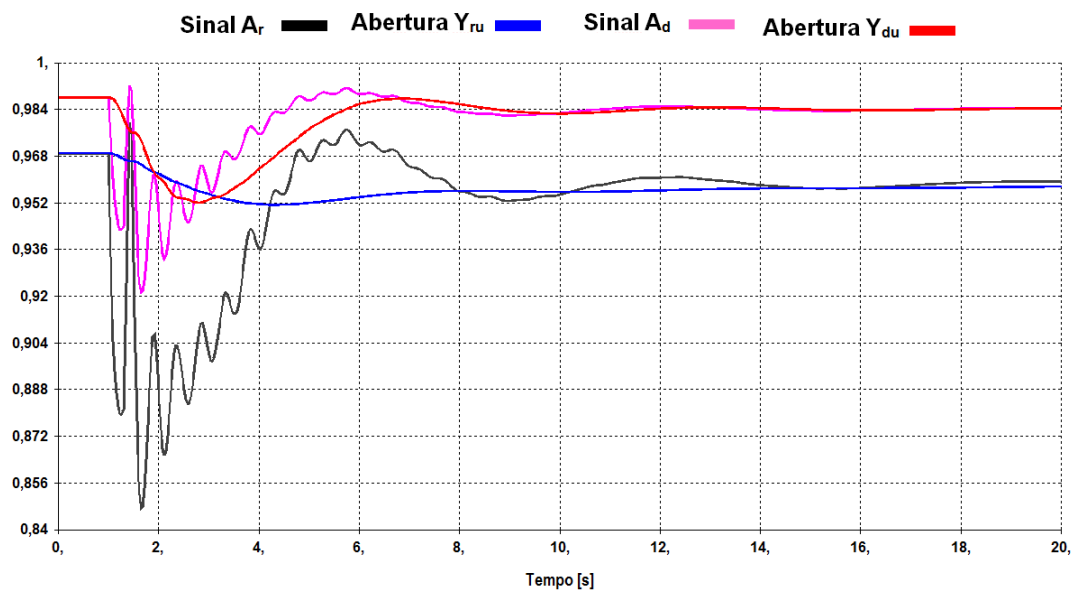


Fig. 5.51 Sinais de controle e respectiva posição em p.u. das palhetas diretrizes do distribuidor e das pás do rotor (MDT03, conexão 2) durante o evento 2 no sistema multimáquinas *Brazilian Birds*.



Capítulo 6

Conclusões

O trabalho apresenta aspectos importantes sobre as turbinas hidráulicas, em especial sobre as turbinas hidráulicas axiais de dupla regulagem. Estas informações podem ser muito úteis para engenheiros e técnicos (especialmente aqueles que não possuem formação em engenharia mecânica) que desejem ampliar um pouco mais o seu entendimento sobre estas máquinas, além de embasá-los sobre as grandezas e parâmetros que são normalmente utilizados nas simulações. Este conhecimento permite fazer uma análise crítica dos dados que são normalmente informados por fabricantes e dos resultados obtidos na análise.

Os principais resultados desta obra são os seguintes:

- Verifica-se, no capítulo 4, que pode-se utilizar Q_{nl} (dado que pode ser estimado, quando não fornecido pelo fabricante, conforme apresentado pela figura 3.17) para a representação do rendimento da turbina na sua equação de potência mecânica. Este resultado é, basicamente, uma constatação da metodologia já proposta em Undrill (1967);
- É possível representar turbinas hidráulicas de dupla regulagem (como também de simples regulagem) com base nos seus dados do diagrama de colina. Conforme verificado nas simulações, salvo as diferenças observadas (algumas bem pequenas), os modelos que utilizam dados oriundos do diagrama de colina apresentam curvas muito similares às do modelo de simples regulagem, dando um indicativo da sua validade;
- O modelo não-linear de turbinas de dupla regulagem (modelo este proposto com base no trabalho de Brezovec (2006)) apresenta, em todas as curvas de potência



mecânica, grande similaridade com o linear de dupla regulagem (modelo este apresentado no trabalho [Eletrobrás, 2007]). A pequena diferença observada entre estes dois modelos pode ser decorrente da simplificação (linearização) da dinâmica da água no conduto forçado do modelo linear;

- Pode-se verificar, com base nas curvas do capítulo 5, a atuação do sistema de regulação de velocidade da turbina em função dos eventos aplicados na rede elétrica. Observa-se a ação compensatória das palhetas diretrizes e pás, a fim de zerar a potência acelerante da unidade geradora.
- As curvas de frequência, potência mecânica e potência acelerante no sistema multimáquinas *Brazilian Birds* apresentaram menores diferenças do que as curvas que foram observadas no Sistema Radial. Acredita-se que isso se deve à influência das outras máquinas (de potência muito superior às Kaplan “S”) no sistema. As oscilações de alta frequência, observadas no sistema multimáquinas, ocorrem, também, graças à influência das demais máquinas no sistema.

Tendo em vista as diferenças entre os modelos observadas nas simulações, deve-se atentar quando se utiliza massivamente os modelos simplificados para representação de grandes sistemas, pois estes erros podem se somar e alterar os resultados de simulação. Em geral, deve-se buscar modelos que melhor representem o sistema que se está analisando, pois, desta forma, tem-se um resultado mais seguro e confiável.

6.1 Sugestões para Trabalhos Futuros

- Apesar das dificuldades de se encontrar disponíveis para ensaio em campo turbinas axiais de dupla regulagem, confrontar as simulações com dados experimentais (como uma rejeição de carga aplicada numa unidade geradora por exemplo) seria uma boa forma de conferir e validar os modelos desenvolvidos;



- Modelar a turbina Francis (e Hélice) da mesma forma como a turbina axial de dupla regulagem foi modelada neste trabalho, com base no seu diagrama de colina. Após isso, pode-se realizar uma análise comparativa entre os modelos;
- Modelar a UHE que possui longos condutos forçados e turbinas Francis de acordo com o seu modelo de “ondas viajantes” (*traveling wave models*) que consta em IEEE(1992). Se possível incorporar dados do diagrama de colina e fazer uma análise comparativa com os modelos simplificados existentes.



Referências Bibliográficas

Anderson, P.M., and A.A. Fouad, 1977. Power System Control and Stability. Ames, Iowa: The Iowa State University Press.

Alstom Power Hydro, 2000.1 “Bulb Turbines,” Catálogo.

Alstom Power Hydro, 2000.2 “Pelton Turbines,” Catálogo.

Brezovec, M., Kuzle, I. and Tomisa, T., 2006. “Nonlinear Digital Simulation Model Hydroelectric Power Unit With Kaplan Turbine,” IEEE Trans. Vol. 21, No. 1, pp. 235-241.

Eletrobrás, 2007. “Modelos dinâmicos para os de regulação de velocidade das turbinas bulbo das usinas de Santo Antônio e Jirau no rio Madeira.” Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica.

Hitachi, 2006. “Hitachi Hydroelectric Equipment,” Catálogo.

Hovey, L. M., 1962. “Optimum Adjustment of Hydro Governors on Manitoba Hydro Systems,” AIEE Trans. Vol. 81, pp. 581-587.

IEEE/CIGRE Joint Task Force on Stability Terms and Definitions, 2004. “Definition and Classification of Power System Stability,” IEEE Trans. Vol. 19, No. 2, pp.1387-1401.

IEEE Committe Report, 1973. “Dynamic Models for Steam and Hydro Turbines in Power System Studies,” IEEE Trans. Vol. PAS-92, pp. 1904-1015.

IEEE Working Group, 1992. “Hydraulic Turbine and Turbine Control Models for System Dynamic Studies,” IEEE Trans. Power Systems, Vol. 7, No. 1, pp. 167-179.



Johnson, R. M., Chow, J. H. and Dillon, M. V., **2004.** ‘Pelton Turbine Deflector Overspeed Control for a Small Power System’ IEEE Trans. Power Systems, Vol. 19, No. 2, pp. 1032-1039.

Kundur, P., 1994. “Power System Stability and Control,” EPRI, McGraw-Hill.

Machowski, J., Bialek, J. W. and Bumby, J. R., **1997.** “Power System Dynamics and Stability,” John Wiley & Sons.

Macintyre, A. J., 1983. “Máquinas Motrizes Hidráulicas,” 1ª Edição, Editora Guanabara Dois, S.A..

Mendes, P. P. C., 2006. “Estabilidade de Sistemas Elétricos,” Notas de Aula, Universidade Federal de Itajubá.

Morais E. J. P., 2011. “Modelo de turbinas do tipo bulbo para estudos de estabilidade eletromecânica de sistemas elétricos de potência.” Dissertação de conclusão de mestrado, UNIFEI.

Nilsson H., 1998. “A numerical investigation of the turbulent flow in a Kaplan water turbine runner.” Thesis for the degree of Licentiate of Engineering 99/5. ISSN 1101-9972.

Ogata, K., 1998. “Engenharia de Controle Moderno,” Prentice-Hall do Brasil.

OJSC Power Machines, 2004. “Hidroturbine Equipament,” Catálogo.

Oldenburger, R. and Donelson, J., **1962.** “Dynamic Responses of a Hydroelectric Plant,” AIEE Tras., Part III, Vol. 81, pp. 403-419.

Schleif, F. R. and Wilbor, J. L., **1966.** “The Coordination of Hydraulic Turbine Governors for Power System Operation,” IEEE Trans. Vol. PAS-85, pp. 750-756.

Quantz L., 1976. “Motores Hidráulicos,” Editorial Gustavo Gili, S.A.



Ramey, D. G. and Skooglund J. W., 1970. “Detailed Hydrogovernor Representation for System Stability Studies,” IEEE Trans. Vol. PAS-89.

Souza, Z., Santos, A. H. M. e Bortoni, E. C., 1999. “Centrais Hidrelétricas, Estudos para Implantação,” Centrais Elétricas Brasileiras S. A. – ELETROBRÁS.

Symon K. R., 1971. “Mecânica,” Editora Campus, S.A.

Undrill, J. M. and Woodward J. L., 1967. “Nonlinear Hydro Governing Model and Improved Calculation for Determining Temporary Droop,” IEEE Trans. Vol. PAS-86, NO.4

Vízenergia, Acesso em Junho de 2012. Disponível em:

<http://www.nyf.hu/others/html/kornyezettud/megujulo/vizenergia/Fourneyron%20turbina.jpg>

Young, C. C. 1971. “Equipment and System Modeling for Large-Scale Stability Studies,” IEEE Trans., Vol. PAS-91, pp. 99-109.



Anexo I

Equação de Potência do Gerador e Diagramas da Modelagem Dinâmica

AI.1 Equação de Potência do Gerador

Ao se desprezar as resistências elétricas e o efeito capacitivo das LT's, a equação da potência elétrica ativa fornecida por um gerador síncrono de polos salientes conectado a um barramento infinito fica, [Kundur, 1994]:

$$P_{ele} = \frac{E \cdot V_{\infty}}{X_d + X_e} \cdot \text{sen}(\delta) + \frac{V_{\infty}^2}{2} \cdot \left[\frac{X_d - X_q}{(X_d + X_e) \cdot (X_q + X_e)} \right] \cdot \text{sen}(2\delta) \quad (\text{AI-1})$$

Sendo:

E = tensão interna do gerador;

V_{∞} = tensão do barramento infinito;

X_d = reatância de eixo direto do gerador;

X_q = reatância de eixo em quadratura do gerador;

X_e = reatância equivalente do sistema radial;

δ = ângulo interno do gerador.

Se fosse considerar um gerador de pólos lisos, bastaria fazer $X_d = X_q$ na equação (AI-1).

AI.2 Diagrama de Blocos dos Equipamentos Utilizados nas Simulações

Os subtópicos que seguem apresentam os diagramas de blocos que não foram apresentados nos capítulos anteriores por questão de conveniência.

AI.2.1 Diagrama do Gerador Acoplado à Turbina Kaplan “S”

Os diagramas de blocos a seguir referem-se ao modelo dinâmico do gerador de pólos salientes com um enrolamento de campo e dois enrolamentos amortecedores, sendo um no eixo direto e outro no eixo em quadratura. Este modelo é utilizado na representação de geradores acionados por turbinas hidráulicas.

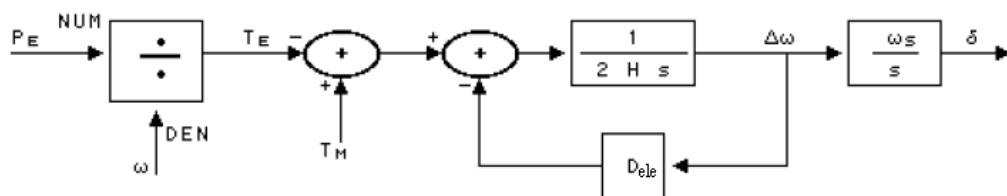


Fig. A1-1 Diagrama para a equação de oscilação eletromecânica.

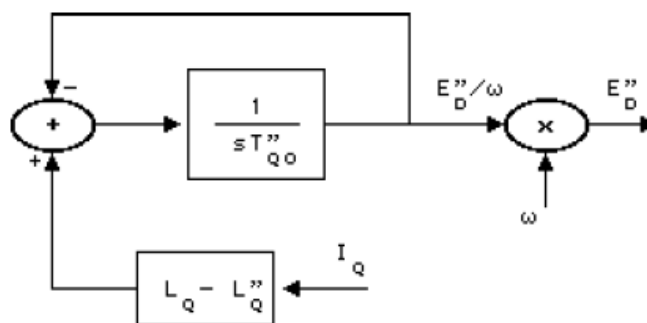


Fig. A1-2 Diagrama para as equações do eixo em quadratura.

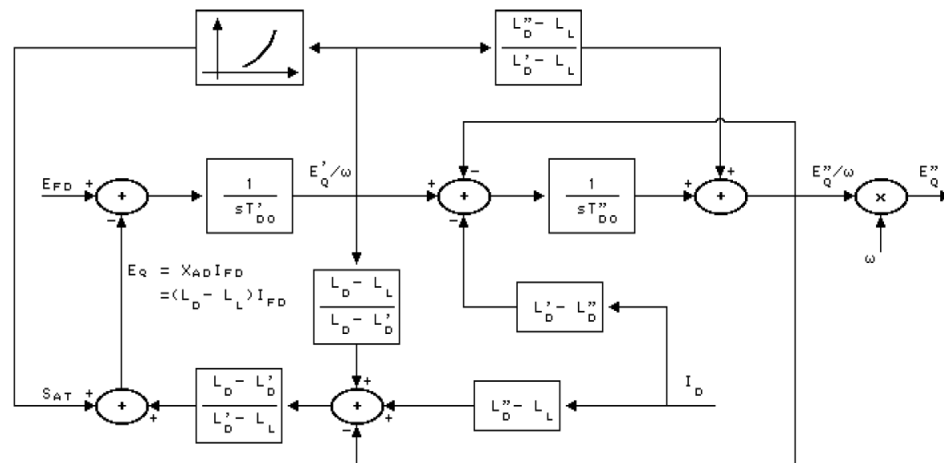


Fig. A1-3 Diagrama para as equações de eixo direto.

Sendo os dados de entrada:

L_d = Indutância síncrona de eixo direto;

L_q = Indutância síncrona de eixo em quadratura;

L'_d = Indutância transitória de eixo direto;

L''_d = Indutância subtransitória de eixo direto;

L_l = Indutância de dispersão da armadura;

T'_{d0} = Constante de tempo transitória de eixo direto em circuito aberto;

T''_{d0} = Constante de tempo subtransitória de eixo direto em circuito aberto;

T''_{q0} = Constante de tempo subtransitória de eixo em quadratura em circ. aberto;

R_a = Resistência do enrolamento de armadura;

H = Constante de tempo de inércia;

D_{ele} = Amortecimento elétrico do gerador.

E as variáveis:

E_{fd} = Tensão de campo da máquina;

E_q = Tensão proporcional à corrente de campo da máquina;

E'_d = Tensão transitória da máquina projetada no eixo d;

E'_q = Tensão transitória da máquina projetada no eixo q;

E''_d = Tensão subtransitória da máquina projetada no eixo d;



E''_q = Tensão subtransitória da máquina projetada no eixo q;

$|E''|$ = Módulo da tensão subtransitória da máquina;

I_d = Corrente de armadura da máquina projetada no eixo d;

I_q = Corrente de armadura da máquina projetada no eixo q;

I_{fd} = Corrente de campo da máquina.

A tabela A1-1 apresenta os valores dos dados de entrada utilizados:

Tabela A1-1 Dados do gerador síncrono acionado pela Turbina Kaplan “S”.

X_d %	X_q %	X'_d %	X''_d %	X_l %	T'_d [s]	T''_d [s]	T''_q [s]
110,0	70,0	31,4	28,0	16,3	5,0	0,048	0,066
R_a [%]	H [s]	D_{ele}	P_{sn} [MVA]	f [Hz]			
0,5	1,4	1,30	10,36	60			

Observação: $X = 2\pi f \cdot L$, com $2\pi f = 377$ na rotação síncrona.

AI.2.2 Dados dos Geradores das usinas de Canário, Tucano e Gavião

O modelo dos geradores de Canário, Tucano e Gavião foram os mesmos do gerador da Turbina Kaplan “S” (barra nº 500). Isto porque ambos são geradores de pólos salientes movidos por turbinas hidráulicas.

Os dados utilizados para estes geradores são apresentados pelas tabelas A1-2, A1-3 e A1-4.

Tabela A1-2 Dados dos geradores síncronos de Canário.

X_d %	X_q %	X'_d %	X''_d %	X_l %	T'_d [s]	T''_d [s]	T''_q [s]
101,4	77,0	31,4	28,0	16,3	6,55	0,04	0,07
R_a [%]	H [s]	D_{ele}	P_{sn} [MVA]	f [Hz]			
0,5	3,12	2,0	100,0	60			

Tabela A1-3 Dados dos geradores síncronos de Tucano.

X_d %	X_q %	X'_d %	X''_d %	X_l %	T'_d [s]	T''_d [s]	T''_q [s]
106,0	61,0	31,5	25,0	14,7	8,68	0,04	0,08
R_a [%]	H [s]	D_{ele}	P_{sn} [MVA]	f [Hz]			
0,5	3,82	2,0	115,0	60			

Tabela A1-4 Dados dos geradores síncronos de Gavião.

X_d %	X_q %	X'_d %	X''_d %	X_l %	T'_d [s]	T''_d [s]	T''_q [s]
92,0	51,0	30,0	22,0	13,0	5,20	0,022	0,057
R_a [%]	H [s]	D_{ele}	P_{sn} [MVA]	f [Hz]			
0,2	3,18	2,0	158,0	60			

AI.2.3 Diagrama e Dados dos Geradores da UTE de Sabiá

Os diagramas de blocos dos geradores de Sabiá que seguem são referentes a um gerador de pólos lisos com um enrolamento de campo e três enrolamentos amortecedores, sendo um no eixo direto e dois no eixo em quadratura. Esse tipo de modelo é apropriado para a representação das turbo-máquinas das usinas térmicas.

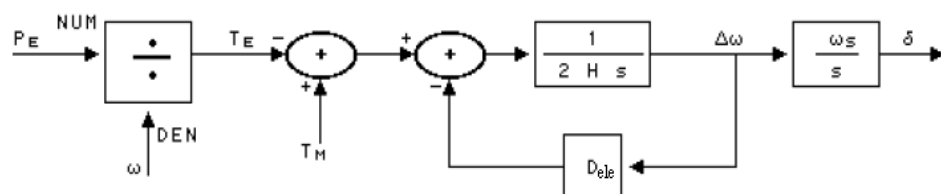


Fig. A1-4 Diagrama para a equação de oscilação eletromecânica.

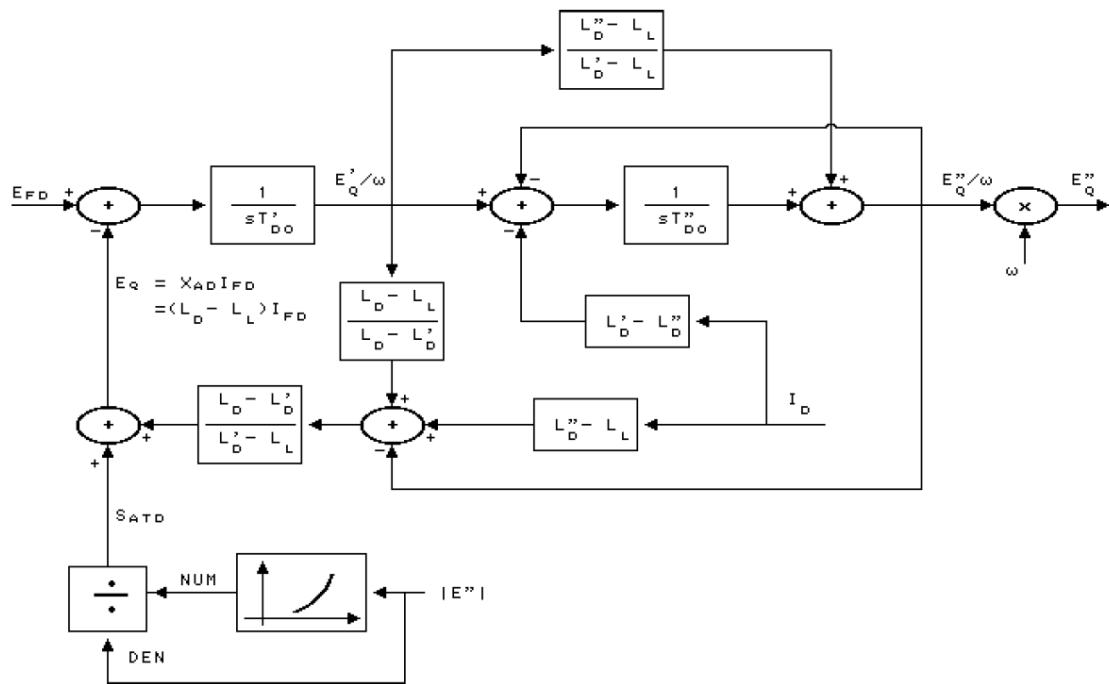


Fig. A1-5 Diagrama para as equações de eixo direto.

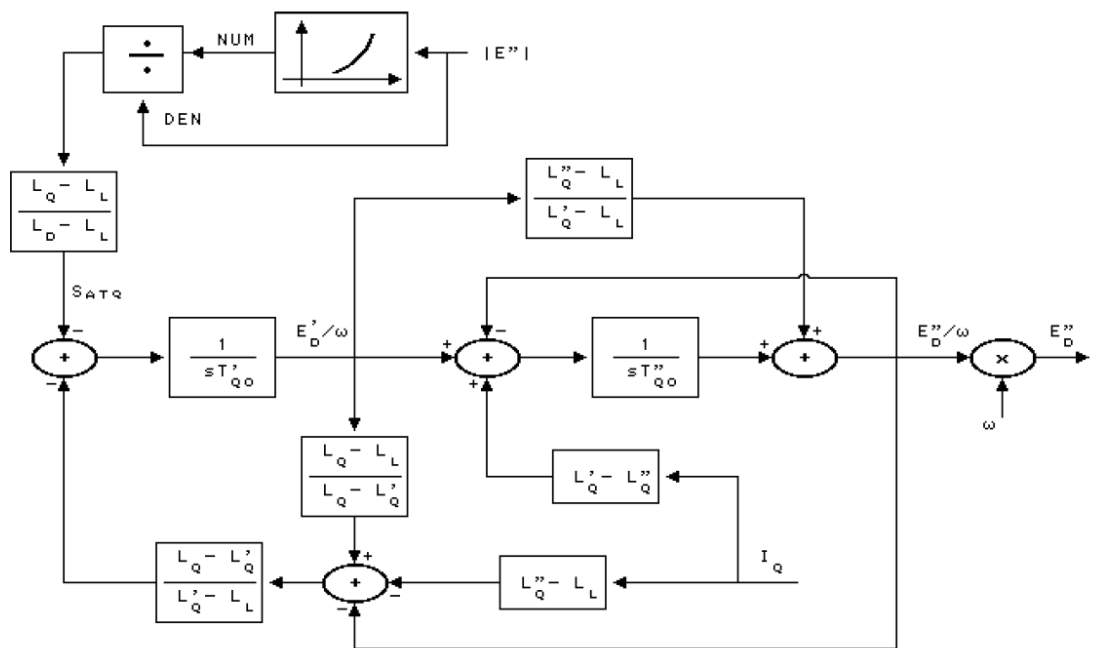


Fig. A1-6 Diagrama para as equações de eixo em quadratura.



Sendo os dados de entrada:

L_d = Indutância síncrona de eixo direto;

L_q = Indutância síncrona de eixo em quadratura;

L'_d = Indutância transitória de eixo direto;

L'_q = Indutância transitória de eixo em quadratura;

L''_d = Indutância subtransitória de eixo direto;

L_l = Indutância de dispersão da armadura;

T'_{d0} = Constante de tempo transitória de eixo direto em circuito aberto;

T'_{q0} = Constante de tempo transitória de eixo em quadratura em circuito aberto;

T''_{d0} = Constante de tempo subtransitória de eixo direto em circuito aberto;

T''_{q0} = Constante de tempo subtransitória de eixo em quadratura em circ. aberto;

R_a = Resistência do enrolamento de armadura;

H = Constante de tempo de inércia;

D_{ele} = Amortecimento elétrico do gerador.

E as variáveis:

E_{fd} = Tensão de campo da máquina;

E_q = Tensão proporcional à corrente de campo da máquina;

E'_d = Tensão transitória da máquina projetada no eixo d;

E'_q = Tensão transitória da máquina projetada no eixo q;

E''_d = Tensão subtransitória da máquina projetada no eixo d;

E''_q = Tensão subtransitória da máquina projetada no eixo q;

$|E''|$ = Módulo da tensão subtransitória da máquina;

I_d = Corrente de armadura da máquina projetada no eixo d;

I_q = Corrente de armadura da máquina projetada no eixo q;

I_{fd} = Corrente de campo da máquina.

A tabela A1-5 apresenta os valores dos dados de entrada utilizados:

Tabela A1-5 Dados dos geradores síncronos de Sabiá.

X_d %	X_q %	X'_d %	X''_d %	X_l %	X'_q %	T'_d [s]	T''_d [s]
105,0	98,0	18,5	13,0	7,0	36,0	6,10	0,04
R_a [%]	H [s]	D_{ele}	P_{sn} [MVA]	f [Hz]	T''_q [s]	T'_q [s]	
0,31	6,19	2,0	75,0	60	0,10	0,30	

AI.2.4 Diagrama dos Reguladores de Tensão

Os geradores acionados por turbinas hidráulicas (Canário, Gavião, Tucano e o gerador com Turbina Kaplan “S”) possuem o sistema de regulação de tensão de campo (E_{fd}) da figura A1-7.

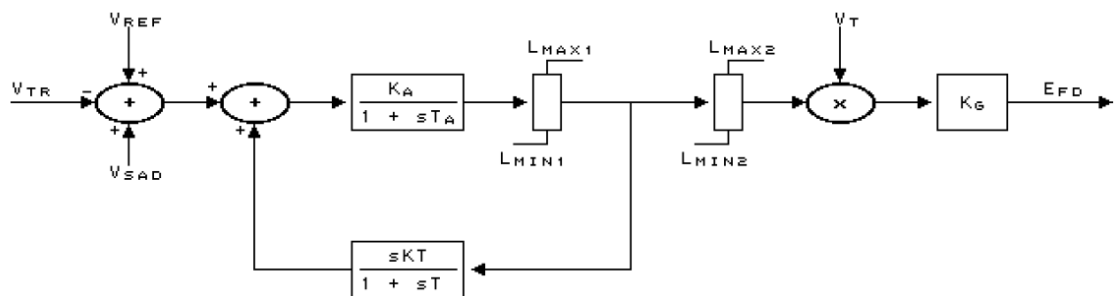


Fig. A1-7 Sistema de regulação de tensão.

Sendo os dados de entrada:

k_a = Ganho do sistema de excitação;

T_a = Constante de tempo do sistema de excitação;

K = Ganho dos filtros de medição;

T = Constante de tempo do filtro de medição;

K_g = Ganho;

V_{ref} = Tensão de referência.



E as variáveis:

E_{fd} = Tensão de campo da máquina;

V_{tr} = Sinal de entrada do regulador de tensão;

V_{sad} = Sinal estabilizador aplicado no regulador de tensão;

V_t = Tensão terminal da máquina.

A tabela A1-6 apresenta os valores adotados para os reguladores de tensão equipados com turbinas hidráulicas.

Tabela A1-6 Dados dos reguladores de tensão equipados com turbinas hidráulicas.

k_a	$T_a[s]$	K	$T[s]$	K_g	$V_{ref}[p.u.]$
15,0	0,02	0,01	1,06	1,00	1,00

Os geradores acionados por turbinas térmicas (Sabiá) possuem o sistema de regulação de tensão conforme mostra a figura AI-8.

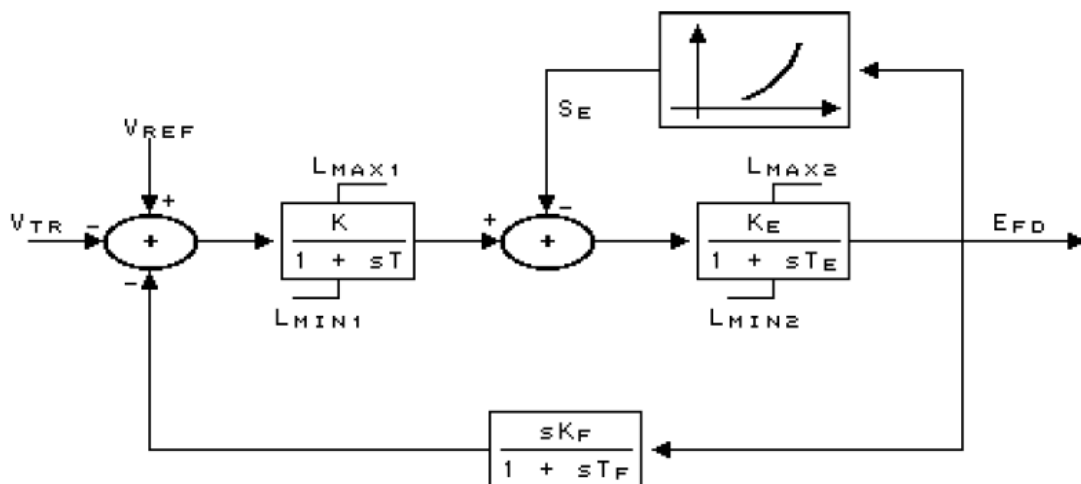


Fig. A1-8 Sistema de regulação de tensão utilizado para a turbo máquina.

Sendo os dados de entrada:

K_e = Ganho do sistema de excitação;



K_f = Ganho dos filtros de medição;
 K = Ganho;
 T_f = Constante de tempo do filtro de medição;
 T_e = Constante de tempo do sistema de excitação;
 T = Constante de tempo;
 V_{ref} = Tensão de referência.

E as variáveis:

E_{fd} = Tensão de campo da máquina;
 V_{tr} = Sinal de entrada do regulador de tensão;
 S_e = Saturação da excitatriz.

A tabela A1-7 apresenta os valores adotados para os reguladores de tensão equipados com turbinas térmicas.

Tabela A1-7 Dados dos reguladores de tensão equipados com turbinas térmicas.

K_e	K_f	K	$T_e[s]$	$T_f[s]$	$T[s]$	$V_{ref}[p.u.]$
1,0	0,058	187,0	1,15	0,62	0,89	1,00

AI.2.5 Diagrama dos Reguladores de Velocidade e Turbinas

Os modelos do regulador de velocidade, servomotores e turbina da turbina hidráulica axial de dupla regulagem foram detalhados e apresentados nos capítulos 5 e 6 deste trabalho. Porém, é necessário apresentar os modelos dos reguladores de velocidade e turbina das outras máquinas no sistema *Brazilian Birds*.

Para as usinas de Canário, Tucano e Gavião, os modelos utilizados são apresentados pela figura A1-9. É possível observar que se trata de um modelo linear de turbina hidráulica.

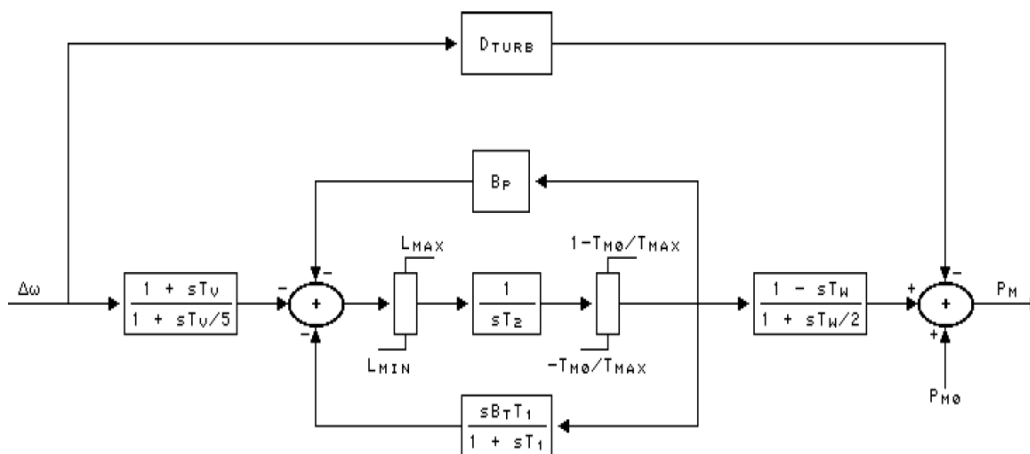


Fig. A1-9 Diagrama de blocos do regulador de velocidade (simplificado) para turbinas hidráulicas.

Sendo os dados de entrada:

B_p = Estatísmo permanente;

B_T = Estatísmo transitório;

T_1 = Constante de tempo associada ao estatísmo transitório;

T_2 = Constante de tempo do bloco integrador;

T_v = Constante de tempo do regulador;

T_w = Constante de tempo da água.

D_{turb} = Amortecimento mecânico da turbina.

E as variáveis:

$\Delta\omega$ = Variação da velocidade angular do gerador;

P_{M0} = Potência mecânica inicial;

P_M = Potência mecânica.

A tabela A1-8 apresenta os valores adotados para os reguladores de velocidade das turbinas hidráulicas.

Tabela A1-8 Dados dos reguladores de velocidade das turbinas hidráulicas.

B_p	B_t	$T_1[s]$	$T_2[s]$	$T_v[s]$	$T_w[s]$	D_{turb}
0,05	0,5	12,0	0,6	1,0	4,0	1,0

Na UTE de Sabiá, foi utilizado o regulador de velocidade apresentado pela figura A1-10.

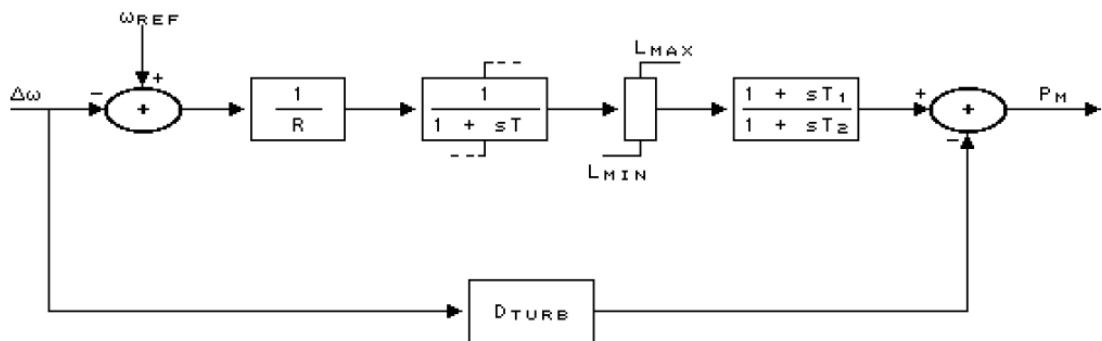


Fig. A1-10 Diagrama de blocos do regulador de velocidade da turbina térmica de Sabiá.

Sendo os dados de entrada:

- R = Estatismo permanente;
- T = Constante de tempo do regulador;
- T_1 = Constante de tempo;
- T_2 = Constante de tempo de reaquecimento;
- D_{turb} = Amortecimento mecânico da turbina.

E as variáveis:

- $\Delta\omega$ = Variação da velocidade angular do gerador;
- ω_{ref} = Velocidade angular de referência;
- P_M = Potência mecânica.



A tabela A1-9 apresenta os valores adotados para os reguladores de velocidade equipados nas turbinas térmicas.

Tabela A1-9 Dados dos reguladores de velocidade equipados com turbinas térmicas.

R	T[s]	T ₁ [s]	T ₂ [s]	D _{turb}
0,05	0,20	0,0	0,30	1,00

AI.3 Implementação da CDU da turbina Kaplan “S” no Programa ANATEM

Os códigos seguintes são relativos aos arquivos de CDU (*controlador definido pelo usuário*) para a representação dinâmica da turbina Kaplan “S” no programa ANATEM. Eles abordam os modelos linear (MDT03) e não-linear (MDT01) apresentados no capítulo 5.

AI.3.1 CDU do Modelo Linear (MDT03)

```
DCDU
0102  Mod_Linear
( Regulador de velocidade
(
(EFPAR (npar) ( valpar )
DEFPAR #Bp      0.0
DEFPAR #Kpv     1.50
DEFPAR #Tv      1.00
DEFPAR #Tnv     10.00
(DIAGRAMA DE BLOCOS
(
(-----)
(nb)i(tipo) (stip)s(vent) (vsai) ( p1 )( p2 )( p3 )( p4 ) (vmin) (vmax)
(-----)
(
0009 ENTRAD      wref
0010 IMPORT      WMAQ      WMAQ
0011 SOMA        wref      X1
                - WMAQ     X1
                - X5       X1
0012 GANHO       X1        X2      #Kpv
0013 PROINT      X2        X3      1.0    0.0  #Tnv      B      A
0014 SOMA        X3        Ad
                X2        Ad
0015 GANHO       Ad        X5      #Bp
0016 FUNCAO PONTOS Ad      Ar      0.52  0.28  0.618  0.393
                0.748  0.536  0.846  0.714
                0.927  0.857  0.967  0.914
                1.00  1.00
(-----)
(DEFVA (stip) (vdef) ( d1 )
(-----)
DEFVAL      wref      1.0
DEFVAL      A        1.0
DEFVAL      B        0.0
(
( Dinâmica dos servomotes
(
```



```
( Dinâmica do servomotor do distribuidor
(
(EFPAR (npar) ( valpar )
DEFPAR #Kple1 3.00
DEFPAR #Kple2 1.00
DEFPAR #Tgv 0.05
DEFPAR #Tyg 1.500
DEFPAR #Tcld 0.067
DEFPAR #Topd 0.134
DEFPAR #Tf 0.05
-----
(nb)i(tipo) (stip)s(vent) (vsai) ( p1 )( p2 )( p3 )( p4 ) (vmin) (vmax)
-----
0100 SOMA Ad d1
- d8 d1
0101 GANHO d1 d2 #Kple1
0102 SOMA d2 d3
- d9 d3
0103 GANHO d3 d4 #Kple2
0104 LEDLAG d4 d5 1.0 0.0 1.0 #Tgv
0105 LAGNL d5 d6 1.0 #Tcld #Topd
0106 PROINT d6 Yd 1.0 0.0 #Tyg B A
0107 LEDLAG d5 d9 1.0 0.0 1.0 #Tf
0108 LEDLAG Yd d8 1.0 0.0 1.0 #Tf
(
( Dinâmica do servomotor do rotor
(
(EFPAR (npar) ( valpar )
DEFPAR #Kpla1 3.00
DEFPAR #Kpla2 1.00
DEFPAR #Tbv 0.05
DEFPAR #Tyb 15.00
DEFPAR #Topr 0.067
DEFPAR #Tclr 0.034
-----
(nb)i(tipo) (stip)s(vent) (vsai) ( p1 )( p2 )( p3 )( p4 ) (vmin) (vmax)
-----
0290 ENTRAD k
0200 SOMA Ar r1
- r8 r1
0201 GANHO r1 r2 #Kpla1
0202 SOMA r2 r3
- r9 r3
k r3
0203 GANHO r3 r4 #Kpla2
0204 LEDLAG r4 r5 1.0 0.0 1.0 #Tbv
0205 LAGNL r5 r6 1.0 #Tclr #Topr
0206 PROINT r6 Yr 1.0 0.0 #Tyb B A
0207 LEDLAG r5 r9 1.0 0.0 1.0 #Tf
0208 LEDLAG Yr r8 1.0 0.0 1.0 #Tf
(
(Dinâmica da turbina
(
(EFPAR (npar) ( valpar )
DEFPAR #Dt 0.9
DEFPAR #At 1.0
DEFPAR #TW -0.8
DEFPAR #Twd 0.4
-----
(nb)i(tipo) (stip)s(vent) (vsai) ( p1 )( p2 )( p3 )( p4 ) (vmin) (vmax)
-----
0300 GANHO Yd t1 #Dt
0301 ENTRAD Dc
0390 IMPORT DWMAQ DWMAQ
0303 MULTPL t1 t3
DWMAQ t3
0304 MULTPL Yr t4
Yd t4
0305 FUNCAO PONTOS t4 t5 0.149 0.281 0.243 0.391
0.401 0.551 0.604 0.706
0.794 0.853 0.885 0.927
1.00 1.00
0306 LEDLAG t5 t6 1.0 #Tw 1.00 #Twd
```



```
0311 ENTRAD          k1
0310 SOMA            t6      t9
                   k1      t9
0307 GANHO          t9      t7   #At
0308 SOMA            - t3      t8
                   t7      t8
0309 EXPORT  P MEC  t8
FIMCDU
999999
```

AI.3.2 CDU do Modelo Não Linear (MDT01)

```
DCDU
0102  Mod NLinear
( Regulador de velocidade
(
(EFPAR (npar) ( valpar )
DEFPAR #Bp      0.0
DEFPAR #Kpv     1.50
DEFPAR #TV      1.00
DEFPAR #Tnv     10.00
(DIAGRAMA DE BLOCOS
(
-----
(nb)i(tipo) (stip)s(vent) (vsai) ( p1 )( p2 )( p3 )( p4 ) (vmin) (vmax)
-----
(
0009 ENTRAD          wref
0010 IMPORT      WMAQ      WMAQ
0011 SOMA            wref  X1
                   - WMAQ X1
                   - X5   X1
0012 GANHO          X1     X2   #Kpv
0013 PROINT         X2     X3   1.0   0.0 #Tnv      B      A
0014 SOMA            X3     Ad
                   X2     Ad
0015 GANHO          Ad     X5   #Bp
0016 FUNCAO PONTOS Ad     Ar   0.52 0.28 0.618 0.393
                   0.748 0.536 0.846 0.714
                   0.927 0.857 0.967 0.914
                   1.00  1.00
-----
(DEFVA (stip) (vdef) ( d1 )
-----
(
DEFVAL      wref      1.0
DEFVAL      A         1.0
DEFVAL      B         0.0
(
( Dinâmica dos servomotes
(
( Dinâmica do servomotor do distribuidor
(
(EFPAR (npar) ( valpar )
DEFPAR #Kple1  3.00
DEFPAR #Kple2  1.00
DEFPAR #Tgv    0.05
DEFPAR #Tyg    1.500
DEFPAR #Tcld   0.067
DEFPAR #Topd   0.134
DEFPAR #Tf     0.05
(
-----
(nb)i(tipo) (stip)s(vent) (vsai) ( p1 )( p2 )( p3 )( p4 ) (vmin) (vmax)
-----
(
0100 SOMA            Ad     d1
                   - d8    d1
0101 GANHO          d1     d2   #kple1
0102 SOMA            d2     d3
                   - d9    d3
0103 GANHO          d3     d4   #kple2
0104 LEDLAG         d4     d5   1.0   0.0   1.0   #Tgv
0105 LAGNL          d5     d6   1.0   #Tcld #Topd
```



```
0106 PROINT      d6   Yd   1.0   0.0   #Tyg      B   A
0107 LEDLAG      d5   d9   1.0   0.0   1.0   #Tf
0108 LEDLAG      Yd   d8   1.0   0.0   1.0   #Tf
(
( Dinâmica servomotor do rotor
(
(EFPAR (npar) ( valpar )
DEFPAR #Kpla1   3.00
DEFPAR #Kpla2   1.00
DEFPAR #Tbv     0.05
DEFPAR #Tyb    15.00
DEFPAR #Topr    0.067
DEFPAR #Tclr   0.034
(-----)
(nb)i(tipo) (stip)s(vent) (vsai) ( p1 )( p2 )( p3 )( p4 ) (vmin) (vmax)
(-----)
0290 ENTRAD      k
0200 SOMA        -   Ar   r1
                        r8   r1
0201 GANHO        r1   r2   #Kpla1
0202 SOMA        -   r2   r3
                        r9   r3
                        k   r3
0203 GANHO        r3   r4   #Kpla2
0204 LEDLAG      r4   r5   1.0   0.0   1.0   #Tbv
0205 LAGNL       r5   r6   1.0   #Tclr #Topr
0206 PROINT      r6   Yr   1.0   0.0   #Tyb      B   A
0207 LEDLAG      r5   r9   1.0   0.0   1.0   #Tf
0208 LEDLAG      Yr   r8   1.0   0.0   1.0   #Tf
(
( Dinâmica da turbina
(
(EFPAR (npar) ( valpar )
DEFPAR #Dt      0.9
DEFPAR #At      1.0
DEFPAR #Tw      0.8
DEFPAR #fp      0.005
(-----)
(nb)i(tipo) (stip)s(vent) (vsai) ( p1 )( p2 )( p3 )( p4 ) (vmin) (vmax)
(-----)
( Curva de rendimento
(
0400 FUNCAO PONTOS Yd   n   0.520 0.861 0.618 0.913
                        0.748 0.964 0.846 0.989
                        0.927 0.996 0.967 0.998
                        1.00  1.000
(
( Curva de vazão
(
0401 MULTPL      Yr   t2
Yd   t2
0402 FUNCAO PONTOS t2   t3   0.149 0.327 0.243 0.429
                        0.401 0.571 0.604 0.714
                        0.794 0.857 0.885 0.929
                        1.00  1.00
0403 DIVSAO      q   t5
t3   t5
0453 ENTRAD      t3   q0
0404 FUNCAO X**2  t5   h
0450 FUNCAO X**2  q   t50
0451 GANHO      t50 t51   #fp
0435 ENTRAD      h0
0406 SOMA        -   h   t7
                        h0  t7
                        - t51 t7
0407 PROINT      t7   t4   1.0   0.0   #Tw
0470 SOMA        t4   q
q0   q
0408 MULTPL      q   t8
h   t8
n   t8
0409 GANHO      t8   t9   #At
0410 GANHO      t3   t10 #Dt
```



```
0411 ENTRAD          DC
0414 IMPORT  DWMAQ   DWMAQ
0415 MULTPL          t10  t12
                   DWMAQ  t12
0416 SOMA          t9   t13
                   -  t12  t13
0444 EXPORT  P MEC   t13
(-----)
(DEFVA (stip) (vdef) ( d1 )
(-----)
DEFVAL          h0   1.0033
DEFVAL          q0   0.8097   00
(
FIMCDU
999999
```

Anexo II

Dados dos Fluxos de Potência e Sistemas Elétricos

AII.1 Fluxo de Potência e Dados do Sistema Radial

A figura A2-1 ilustra o caso convergido de fluxo de potência no sistema radial, cujos dados são apresentados no capítulo 6. Esta imagem foi obtida diretamente do programa visual do ANAREDE.

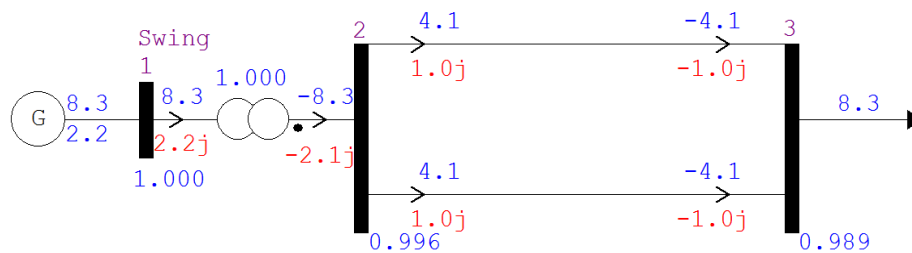


Fig. A2-1 Fluxo de potência no sistema radial.

As tabelas A2-1 e A2-2 apresentam os dados elétricos do Sistema Radial utilizados nos estudos de fluxo de potência.

Tabela A2-1 Dados elétricos do sistema radial.

Pcarga [MW]	Qcarga [Mvar]	R(LT)%	X(LT)%	X(t)%	tap(t)
8,26	2,00	10,00	20,00	20,00	1,00

Sendo:

Pcarga = Potência ativa da carga;



Q_{carga} = Potência reativa da carga;

$R(\text{LT})\%$ = Resistência equivalente da linha de transmissão;

$X(\text{LT})\%$ = Reatância equivalente da linha de transmissão;

$\text{tap}(t)$ = Relação entre as tensões do primário e secundário do transformador;

Tabela A2-2 Dados elétricos da máquina síncrona.

Barra	$P_{\text{sn}}[\text{MVA}]$	$Q_{\text{máx}}[\text{Mvar}]$	$Q_{\text{mín}}[\text{Mvar}]$	Nº unidades	Tipo
Swing (1)	10,36	4,41	-4,41	1	Hidráulica

Sendo:

$Q_{\text{máx}}$ = Limite máximo de potência reativa;

$Q_{\text{mín}}$ = Limite mínimo de potência reativa;

AII.2 Fluxo de Potência e Dados do Sistema *Brazilian Birds*

A figura A2-2 apresenta o diagrama unifilar do sistema *Brazilian Birds* utilizado nas simulações do sistema multimáquinas.

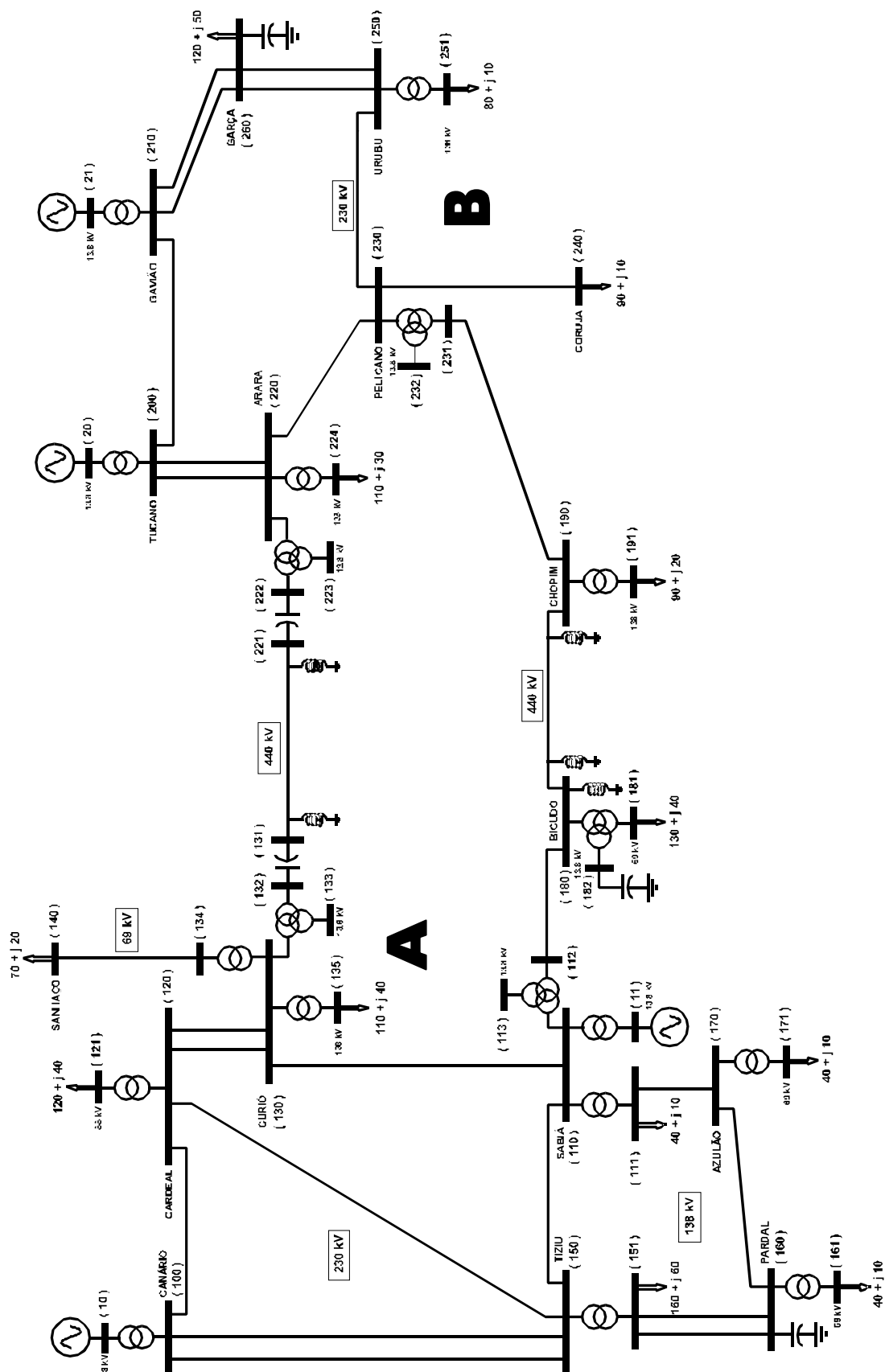


Fig. A2-2 Diagrama unifilar do sistema elétrico de potência Brazilian Birds.

Conforme explicado no capítulo 6, foram criados dois tipos de conexão nesse sistema. Em um deles, o sistema contendo a UHE operando com turbinas Kaplan “S” foi conectado ao barramento nº 100 de Canário. No outro, o sistema foi conectado ao barramento nº 240 de Coruja.

AII.2.1 Fluxo de Potência Referente à Conexão 1

A figura A2-3 ilustra o fluxo de potência do sistema conectado a Canário (100).

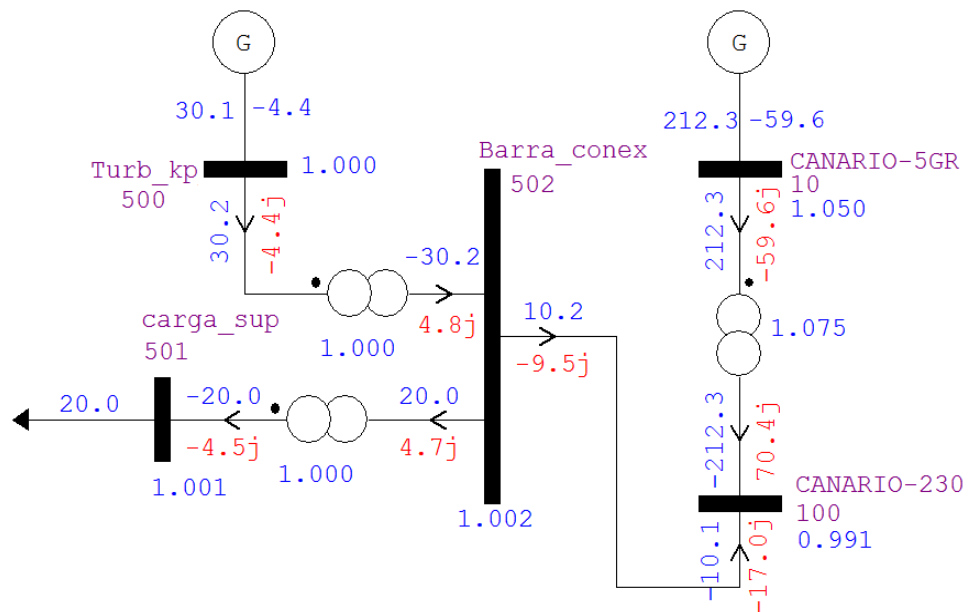


Fig. A2-3 Fluxo de potência na conexão 1.

A tabela A2-3 apresenta o fluxo de potência entre as barras do sistema (não ilustrado) e as tensões nos barramento.

Tabela A2-3 Tabela de fluxo de potência para a Conexão 1.

Nº	Nome	Geração		Carga		Tensão		Barra Para Nome(nº)	Fluxo	
		MW	Mvar	MW	Mvar	V _n	θ _n		MW	Mvar
10	Canário-5GR	212,3	-59,6	-	-	1,05	0,0	Canário (100)	212,3	-59,6
11	Sabiá-4GR	243,0	-36,9	-	-	1,02	-1,8	Sabiá (110)	243,0	-36,9
100	Canário-230	-	-	-	-	0,99	-2,7	Canário (10)	-212,3	70,4



								Cardeal (120)	106,3	-16,5
								Tiziu(150-C1)	58,0	-18,5
								Tiziu(150-C2)	58,0	-18,5
								Barra (502)	-10,0	-17,0
110	Sabiá-230	-	-	-	-	0,99	-7,4	Sabiá (11)	-243,0	61,5
								Sabiá (111)	101,9	21,6
								Sabiá (114)	52,9	-58,9
								Curió (130)	28,3	-22,9
								Tiziu (150)	59,9	7,7
111	Sabiá-138	-	-	40,0	10,0	0,98	-12,9	Sabiá (110)	-101,9	-2,8
								Azulão (170)	61,9	-7,2
112	Sabiá-440	-	-	-	-	1,01	-8,8	Sabiá-fic(114)	-52,9	61,9
								Bicudo (180)	52,9	-61,9
114	Sabiá-fic	-	-	-	-	1,02	-8,8	Sabiá(110)	-52,9	62,0
								Sabiá(112)	52,9	-62,0
								Sabiá(113)	-	-
120	Cardeal-230	-	-	-	-	0,97	-9,4	Canário (100)	-103,1	10,8
								Cardeal (121)	120,0	49,7
								Curió(130-c1)	-12,7	-22,7
								Curió(130-c2)	-12,7	-22,7
								Tiziu (150)	8,6	-14,9
121	Cardeal -88	-	-	120,0	40,0	0,99	-13,4	Cardeal (120)	-120,0	-40,0
130	Curió-230	-	-	-	-	0,99	-8,3	Sabiá (110)	-28,2	15,0
								Cardeal(120-c1)	12,8	-6,7
								Cardeal(120-c2)	12,8	-6,7
								Curió(134)	71,6	30,1



								Curió(135)	110,0	53,9
								Curió-fic (136)	-179,1	-85,6
131	Curió-cap	-	-	-	-	1,03	-4,6	Curió (132)	179,1	100,2
								Arara(221)	-179,1	-100,2
132	Curió-440	-	-	-	-	1,04	-3,7	Curió (131)	-179,1	-104,2
								Curió-fic (136)	179,1	104,2
133	Curió-13,8	-	-	-	-	1,04	-3,4	Curió-fic (136)	-	-
134	Curió-69	-	-	-	-	1,02	13,6	Curió (130)	-71,6	-22,6
								Sanhaço (140)	71,6	22,6
135	Curió-138	-	-	110,0	40,0	0,99	-14,4	Curió (130)	-110,0	-40,0
136	Curió-fic	-	-	-	-	1,04	-3,4	Curió (130)	179,1	105,2
								Curió (132)	-179,1	-105,2
								Curió (133)	-	-
140	Sanhaço-69	-	-	70,0	20,0	0,99	-15,3	Curió (134)	-70,0	-20,0
150	Tiziu-230	-	-	-	-	0,96	-10,4	Canário(100-c1)	-56,0	-11,4
								Canário(100-c2)	-56,0	-11,4
								Sabiá (110)	-58,9	-19,4
								Cardeal (120)	-8,5	-21,0
								Tiziu (151)	179,5	63,2
151	Tiziu-138	-	-	160,0	60,0	0,98	-15,3	Tiziu (150)	-179,5	-46,5
								Pardal (160-c1)	9,7	-6,8
								Pardal (160-c2)	9,7	-6,8
160	Pardal-138	-	-	-	-	0,98	-16,1	Tiziu (151-c1)	-9,7	4,5
								Tiziu (151-c2)	-9,7	4,5
								Pardal (161)	40,0	10,6
								Azulão (170)	-20,6	18,6



161	Pardal- 69	-	-	40,0	10	1,02	-16,9	Pardal (160)	-40,0	-10,0
170	Azulão -138	-	-	-	-	0,97	-14,8	Sabiá (111)	-60,9	8,1
								Pardal (160)	20,9	-19,6
								Azulão (171)	40,0	11,5
171	Azulão-69	-	-	40,0	10,0	1,00	-16,8	Azulão (170)	-40,0	-10,0
180	Bicudo-440	-	-	-	-	1,02	-9,1	Sabiá (112)	-52,9	13,9
								Bicudo (183)	137,5	44,6
								Chopim (190)	-84,7	-58,6
181	Bicudo-69	-	-	130	40	0,99	-14,9	Bicudo-fic (183)	-137,5	-39,5
182	Bicudo-13,8	-	-	-	-	1,00	-14,9	Bicudo-fic (183)	-	9,9
183	Bicudo-fic	-	-	-	-	1,00	-14,9	Bicudo (180)	-137,5	-29,7
								Bicudo (181)	137,5	39,6
								Bicudo (182)	0,0	-9,9
190	Chopim -440	-	-	-	-	1,03	-8,0	Bicudo (180)	84,8	22,5
								Chopim (191)	90,0	31,3
								Pelicano (231)	-174,8	-53,8
191	Chopim -138	-	-	90,0	20,0	1,00	-14,7	Chopim(190)	-90,0	-20,0
500	Turb_kp	30,1	-4,4	-	-	1,00	-0,9	Barra_con(502)	30,2	-4,4
501	Carga_sup	-	-	20,0	4,5	1,00	-2,2	Barra_con(502)	-20,0	-4,5
502	Barra_conex	-	-	-	-	1,00	-1,8	Canário (100)	10,2	-9,5
								Turb_kp	-30,2	4,8
								Carga_sup	20,0	4,7
20	Tucano- 5GR	350,0	14,8	-	-	1,00	19,9	Tucano (200)	350,0	14,8
21	Gavião-4GR	455,0	22,9	-	-	1,05	22,9	Gavião (210)	455,0	9,3
200	Tucano-230	-	-	-	-	1,05	16,0	Gavião (210)	-61,6	59,5



								Arara (220-c1)	205,8	-10,2
								Arara (220-c2)	205,8	-10,2
210	Gavião-230	-	-	-	-	1,05	18,8	Tucano (200)	62,4	24,1
								Garça (260-c1)	196,3	0,5
								Garça (260-c2)	196,3	0,5
220	Arara-230	-	-	-	-	1,02	5,7	Arara (224)	110,0	42,3
								Arara-fic (225)	180,0	-68,2
								Pelicano (230)	102,0	-30,4
221	Arara-cap	--	-	-	-	1,05	2,2	Curió (131)	180,8	-81,3
								Arara (222)	-180,8	81,3
222	Arara-440	-	-	-	-	1,06	1,2	Arara (221)	180,8	-84,9
								Arara-fic(225)	-180,8	84,9
223	Arara-13,8	-	-	-	-	1,06	1,0	Arara-fic(225)	-	-
224	Arara-138	-	-	-	-	0,99	-0,1	Arara (220)	-110,0	-30,0
225	Arara-fic	-	-	-	-	1,06	1,0	Arara (220)	-180,8	85,8
								Arara (222)	180,8	-85,8
								Arara (223)	-	-
230	Pelicano-230	-	-	-	-	1,02	-0,1	Arara (220)	-99,3	22,6
								Pelicanofic(233)	175,8	-111,6
								Coruja (240)	90,9	16,1
								Urubu (250)	-167,4	72,9
231	Pelicano	-	-	-	-	1,02	-4,3	Chopin (190)	175,8	-130,9
								Pelicanofic(250)	-175,8	130,9
232	Pelicano-13,8	-	-	-	-	1,08	-4,6	Pelicano (230)	-175,8	132,1
								Pelicano (231)	175,8	-132,1
								Pelicano (232)	-	-



240	Coruja-230	-	-	90	20	1,00	-2,0	Pelicano (230)	-90	-20
250	Urubu-230	-	-	-	-	1,01	6,6	Pelicano (230)	172,8	-63,7
								Urubu (251)	80,0	29,3
								Garça (260-c1)	-126,4	17,2
								Garça (260-c2)	-126,4	17,2
251	Urubu -138	-	-	80,0	20,0	0,96	0,5	Urubu (250)	-80,0	20,0
260	Garça-230	-	-	120,0	50,0	1,01	9,7	Gavião (210-c1)	-188,2	13,5
								Gavião (210-c2)	-188,2	13,5
								Urubu (250-c1)	128,2	-18,0
								Urubu (250-c2)	128,2	-18,0

AII.2.2 Fluxo de Potência Referente à Conexão 2

A figura A2-4 ilustra o fluxo de potência do sistema conectado à Coruja (240).

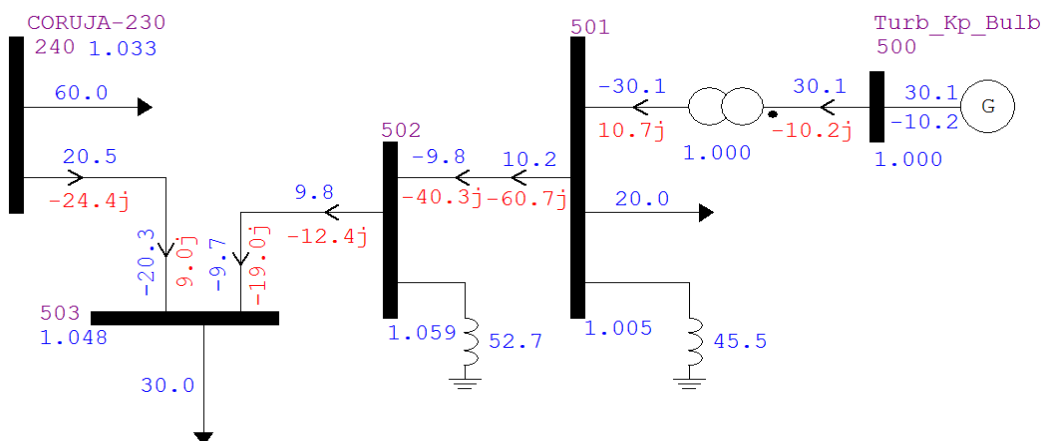


Fig. A2-4 Fluxo de potência na Conexão 2.

A tabela A2-4 apresenta o fluxo de potência entre as barras do sistema (não ilustrados) e as tensões nos barramento.



Tabela A2-4 Tabela de fluxo de potência para a Conexão 2.

Nº	Nome	Geração		Carga		Tensão		Barra Para Nome(nº)	Fluxo	
		MW	Mvar	MW	Mvar	V _n	θ _n		MW	Mvar
10	Canário-5GR	212,2	-48,1	-	-	1,05	0,0	Canário (100)	212,2	-48,1
11	Sabiá-4GR	243,0	-45,4	-	-	1,02	-1,3	Sabiá (110)	243,0	-45,4
100	Canário-230	-	-	-	-	0,99	-2,7	Canário (10)	-212,2	58,7
								Cardeal (120)	101,4	-19,1
								Tiziu(150-C1)	55,4	-19,8
								Tiziu(150-C2)	55,4	-19,8
110	Sabiá-230	-	-	-	-	0,99	-6,9	Sabiá (11)	-243,0	70,4
								Sabiá (111)	103,2	13,0
								Sabiá (114)	46,9	-68,7
								Curió (130)	29,1	-23,5
								Tiziu (150)	63,9	8,9
111	Sabiá-138	-	-	40,0	10,0	1,03	-8,1	Sabiá (110)	-103,2	-2,9
								Azulão (170)	63,2	-7,1
112	Sabiá-440	-	-	-	-	1,01	-8,8	Sabiá-fic(114)	-46,9	72,0
								Bicudo (180)	46,9	-72,0
114	Sabiá-fic	-	-	-	-	1,03	-8,2	Sabiá(110)	-46,9	72,1
								Sabiá(112)	46,9	-72,0
								Sabiá(113)	-	-
120	Cardeal-230	-	-	-	-	0,98	-9,1	Canário (100)	-98,4	12,4
								Cardeal (121)	120,0	49,7
								Curió(130-c1)	-15,0	-23,5
								Curió(130-c2)	-15,0	-23,5
								Tiziu (150)	8,3	-15,1



121	Cardeal -88	-	-	120,0	40,0	0,99	-13,2	Cardeal (120)	-120,0	-40,0
130	Curió-230	-	-	-	-	1,00	-7,9	Sabiá (110)	-28,9	15,6
								Cardeal(120-c1)	15,1	-6,0
								Cardeal(120-c2)	15,1	-6,0
								Curió(134)	71,5	30,0
								Curió(135)	110,0	53,8
								Curió-fic (136)	-182,8	-87,5
131	Curió-cap	-	-	-	-	1,03	-4,1	Curió (132)	182,8	102,6
								Arara(221)	-182,8	-102,6
132	Curió-440	-	-	-	-	1,04	-3,2	Curió (131)	-182,8	-106,7
								Curió-fic (136)	182,8	106,7
133	Curió-13,8	-	-	-	-	1,04	-3,4	Curió-fic (136)	-	-
134	Curió-69	-	-	-	-	1,02	-13,1	Curió (130)	-71,5	-22,6
								Sanhaço (140)	71,5	22,6
135	Curió-138	-	-	110,0	40,0	0,99	-13,9	Curió (130)	-110,0	-40,0
136	Curió-fic	-	-	-	-	1,05	-2,9	Curió (130)	182,8	107,8
								Curió (132)	-182,8	-107,8
								Curió (133)	-	-
140	Sanhaço-69	-	-	70,0	20,0	0,99	-14,8	Curió (134)	-70,0	-20,0
150	Tiziu-230	-	-	-	-	0,96	-10,4	Canário(100-c1)	-53,6	-10,7
								Canário(100-c2)	-53,6	-10,7
								Sabiá (110)	-62,8	-20,3
								Cardeal (120)	-8,3	-21,0
								Tiziu (151)	178,3	62,6
151	Tiziu-138	-	-	160,0	60,0	0,98	-15,0	Tiziu (150)	-178,3	-46,2



								Pardal (160-c1)	9,1	-6,9
								Pardal (160-c2)	9,1	-6,9
160	Pardal-138	-	-	-	-	0,98	-15,7	Tiziu (151-c1)	-9,1	4,7
								Tiziu (151-c2)	-9,1	4,7
								Pardal (161)	40,0	10,6
								Azulão (170)	-21,9	18,5
161	Pardal- 69	-	-	40,0	10	1,02	-16,9	Pardal (160)	-40,0	-10,0
170	Azulão -138	-	-	-	-	0,97	-14,4	Sabiá (111)	-62,2	8,0
								Pardal (160)	22,2	-19,5
								Azulão (171)	40,0	11,5
171	Azulão-69	-	-	40,0	10,0	1,00	-16,8	Azulão (170)	-40,0	-10,0
180	Bicudo-440	-	-	-	-	1,03	-8,4	Sabiá (112)	-46,9	23,3
								Bicudo (183)	137,5	44,7
								Chopim (190)	-90,6	-68,0
181	Bicudo-69	-	-	130	40	0,99	-14,9	Bicudo-fic (183)	-137,5	-40,0
182	Bicudo-13,8	-	-	-	-	1,00	-14,1	Bicudo-fic (183)	-	9,9
183	Bicudo-fic	-	-	-	-	1,00	-14,1	Bicudo (180)	-137,5	-30,0
								Bicudo (181)	137,5	40,1
								Bicudo (182)	0,0	-10,1
190	Chopim -440	-	-	-	-	1,04	-7,3	Bicudo (180)	90,8	31,6
								Chopim (191)	90,0	31,3
								Pelicano (231)	-180,8	-62,6
191	Chopim -138	-	-	90,0	20,0	1,00	-13,8	Chopim(190)	-90,0	-20,0
20	Tucano- 5GR	350,0	5,1	-	-	1,00	20,5	Tucano (200)	350,0	5,1
21	Gavião-4GR	455,0	-4,0	-	-	1,05	23,5	Gavião (210)	455,0	-4,0
200	Tucano-230	-	-	-	-	1,05	16,0	Gavião (210)	-62,2	11,1



								Arara (220-c1)	206,1	-15,1
								Arara (220-c2)	206,1	-15,1
210	Gavião-230	-	-	-	-	1,05	18,8	Tucano (200)	63,1	-24,1
								Garça (260-c1)	196,3	-6,1
								Garça (260-c2)	196,3	-6,1
220	Arara-230	-	-	-	-	1,03	6,3	Arara (224)	110,0	42,3
								Arara-fic (225)	184,7	-66,7
								Pelicano (230)	98,7	-41,1
221	Arara-cap	--	-	-	-	1,05	2,8	Curió (131)	184,7	-80,1
								Arara (222)	-184,7	80,1
222	Arara-440	-	-	-	-	1,06	1,8	Arara (221)	184,7	-83,7
								Arara-fic(225)	-184,7	83,7
223	Arara-13,8	-	-	-	-	1,06	1,6	Arara-fic(225)	-	-
224	Arara-138	-	-	-	-	0,99	0,6	Arara (220)	-110,0	-30,0
225	Arara-fic	-	-	-	-	1,06	1,6	Arara (220)	-184,7	84,6
								Arara (222)	184,7	-84,6
								Arara (223)	-	-
230	Pelicano-230	-	-	-	-	1,04	0,7	Arara (220)	-96,1	32,7
								Pelicanofic(233)	181,8	-107,3
								Coruja (240)	81,1	-9,4
								Urubu (250)	-166,8	84,1
231	Pelicano	-	-	-	-	1,04	-3,6	Chopin (190)	181,8	-126,5
								Pelicanofic(250)	-181,8	126,5
233	Pelicano-69	-	-	-	-	1,09	-3,8	Pelicano (230)	-181,8	127,7
								Pelicano (231)	181,8	-127,7
								Pelicano (232)	-	-



240	Coruja-230	-	-	90	20	1,03	-1,0	Pelicano (230)	-90	-20
250	Urubu-230	-	-	-	-	1,02	7,2	Pelicano (230)	172,4	-74,9
								Urubu (251)	80,0	29,0
								Garça (260-c1)	-126,2	22,9
								Garça (260-c2)	-126,2	22,9
251	Urubu -138	-	-	80,0	20,0	0,96	0,5	Urubu (250)	-80,0	20,0
260	Garça-230	-	-	120,0	50,0	1,02	10,4	Gavião (210-c1)	-188,0	19,7
								Gavião (210-c2)	-188,0	19,7
								Urubu (250-c1)	128,0	-23,9
								Urubu (250-c2)	128,0	-23,9

AII.2.3 Dados do Sistema Brazilian Birds

Os dados referentes ao Sistema Brazilian Birds são apresentados pelas tabelas que seguem, sendo que os dados elétricos referentes às conexões já foram devidamente apresentados no capítulo 6.

As tabelas A2-5 e A2-6 seguintes são referentes aos dados elétricos das linhas de transmissão do sistema Brazilian Birds.

Tabela A2-5 Dados das impedâncias por km das LT's.

Tensão (kV)	Base 100 MVA							
	Seqüência positiva			Seqüência zero			Mútua seqüência zero	
	R (%/km)	X (%/km)	Q (MVAR/km)	R (%/km)	X (%/km)	Q (MVAR/km)	R (%/km)	X (%/km)
440	0,0013	0,0159	0,7737	0,0165	0,0439			
230	0,0256	0,0967	0,1707	0,0883	0,3114	0,1196	0,0168	0,0262
138	0,1270	0,2640	0,0621	0,2710	0,9530	0,0366	0,1654	0,6080
69	0,5060	0,8700	0,0189	1,1460	4,1330	0,0086		

Tabela A2-6 Dados do comprimento das LT's do sistema.



Barramento		Tensão	Comprimento	Reator (MVar) não chaveável	
Lado 1	Lado 2	(kV)	(km)	Lado 1	Lado 2
CANÁRIO	CARDEAL	230	108		
CANÁRIO	TIZIU	230	230		
CARDEAL	TIZIU	230	225		
CARDEAL	CURIÓ	230	180		
SABIÁ	CURIÓ	230	50		
SABIÁ	TIZIU	230	94		
CURIÓ	SANHAÇO	69	5,75		
TIZIU	PARDAL	138	40		
SABIÁ	AZULÃO	138	19		
PARDAL	AZULÃO	138	26		
SABIÁ	BICUDO	440	60		
BICUDO	CHOPIM	440	150	40	40
CURIÓ	ARARA	440	450	80	80
CHOPIM	PELICANO	440	240		
PELICANO	CORUJA	230	41		
PELICANO	URUBU	230	65		
URUBU	GARÇA	230	44		
GAVIÃO	GARÇA	230	90		
TUCANO	GAVIÃO	230	85		
TUCANO	ARARA	230	96		
ARARA	PELICANO	230	101		

Os dados elétricos dos transformadores de potência do sistema Brazilian Birds, pode ser conferidos pelas tabelas A2-7 e A2-8.

Tabela A2-7 Dados dos transformadores de dois enrolamentos.

Barramento	Tensão (kV)		X (%) base do transformador	S (MVA) por unidade	Número de unidades	Tap			Ligação	
	Enrolamento 1	Enrolamento 2				tipo	local	passo	Enr 1	Enr 2
CANÁRIO	18	230	11,70	110	5	fixo	alta	4 x +/-2,5%	Delta	Yat
SABIÁ	13,8	230	13,10	85	4	fixo	alta	4 x +/-2,5%	Delta	Yat
SABIÁ	230	138	13,76	150	1	LTC	alta	5 x +/-2,0%	Yat	Delta
CARDEAL	230	88	9,46	80	2	LTC	alta	5 x +/-2,0%	Yat	Delta
CURIÓ	230	138	14,00	140	1	LTC	alta	5 x +/-2,0%	Yat	Delta
CURIÓ	230	69	12,57	30	2	LTC	alta	5 x +/-2,0%	Yat	Delta
CURIÓ	230	69	12,85	30	1	LTC	alta	5 x +/-2,0%	Yat	Delta
PARDAL	138	69	9,40	120	2	LTC	alta	5 x +/-2,0%	Yat	Delta
AZULÃO	138	69	8,80	100	1	LTC	alta	5 x +/-2,0%	Yat	Delta
TIZIU	230	138	13,92	150	2	LTC	alta	5 x +/-2,0%	Yat	Delta
CHOPIM	440	138	13,27	100	1	LTC	alta	5 x -2,0%	Yat	Yat
TUCANO	13,8	230	12,00	110	5	fixo	alta	4 x +/-2,5%	Delta	Yat
GAVIÃO	13,8	230	12,40	180	4	fixo	alta	4 x +/-2,5%	Delta	Yat
ARARA	230	138	11,10	120	1	LTC	alta	5 x +/-2,0%	Yat	Delta
URUBU	230	138	12,92	100	1	LTC	alta	5 x +/-2,0%	Yat	Delta



Tabela A2-8 Dados dos transformadores de três enrolamentos.

Barramento	Tensão (kV)			X (%) na base do transformador			S (MVA) unidade	Número de unidades	LTC		Tap fixo		Conexão		
	Primário (P)	Secundário (S)	Terciário (T)	P-S	S-T	T-P			Local	passo	Local	passo	P	S	T
CURIÓ	230	440	13,8	14,00	10,50	26,00	150	2	S	4 x +/-1,25%	P	218,5 / 241,5	Yat	Yat	Delta
ARARA	230	440	13,8	14,00	10,50	26,00	150	2	S	4 x +/-1,25%	P	218,5 / 241,5	Yat	Yat	Delta
SABIÁ	230	440	13,8	14,00	10,50	26,00	150	2	S	4 x +/-1,25%	P	218,5 / 241,5	Yat	Yat	Delta
PELICANO	230	440	13,8	14,00	10,50	26,00	150	2	S	4 x +/-1,25%	P	218,5 / 241,5	Yat	Yat	Delta
BICUDO	440	69	13,8	12,00	3,55	15,50	80	2	P	4 x +/-1,25%	não tem		Yat	Yat	Delta

As tabelas A2-9 e A2-10 seguintes são referentes aos dados elétricos da compensação paralelo e série respectivamente.

Tabela A2-9 Dados da compensação paralelo.

Barramento	Tipo	Tensão Nominal (kV)	Potência (MVar)	Número de unidades	Chaveável ?
PARDAL	Capacitor	138	20	2	Sim
BICUDO	Capacitor	13,8	5	2	Sim
BICUDO	Reator	440	40	1	Sim
GARÇA	Capacitor	230	10	5	Sim

Tabela A2-10 Dados da compensação paralelo.

Local	Tipo	Tensão Nominal (kV)	Valor
CURIÓ	Capacitor	440	14,0% da LT CURIÓ-ARARA
ARARA	Capacitor	440	14,0% da LT CURIÓ-ARARA

Os valores das cargas conectadas no Sistema Brazilian Birds podem ser verificados na tabela A2-11.

Tabela A2-11 Dados das cargas do sistema.



Barramento	Tensão Nominal (kV)	Potência		Tipo (%)		
		Ativa (MW)	Reativa(MVAr)	P constante	Z constante	I constante
SABIÁ	138	40,0	10,0	100	0	0
CARDEAL	88	120,0	40,0	100	0	0
CURIÓ	138	110,0	40,0	100	0	0
SANHAÇO	69	70,0	20,0	100	0	0
TIZIU	138	160,0	60,0	100	0	0
PARDAL	69	40,0	10,0	100	0	0
AZULÃO	69	40,0	10,0	100	0	0
BICUDO	69	130,0	40,0	100	0	0
CHOPIM	138	90,0	20,0	100	0	0
ARARA	138	110,0	30,0	100	0	0
CORUJA	230	90,0	20,0	100	0	0
URUBU	138	80,0	20,0	100	0	0
GARÇA	230	120,0	50,0	100	0	0

Os valores dos geradores conectados no Sistema Brazilian Birds e utilizados nas conexões podem ser verificados na tabela A2-12.

Tabela A2-12 Dados elétricos da máquina síncrona.

Barra	P_{sn} [MVA]	$Q_{máx}$ [Mvar]	$Q_{mín}$ [Mvar]	Nº unidades	Tipo
Canário	100	35	-35	5	Hidráulica
Sabiá	75	25	-25	4	Térmica
Tucano	115	35	0	5	Hidráulica
Gavião	158	45	-45	4	Hidráulica
Turb_kp (500)	10,36	4,41	-4,41	3	Hidráulica