



UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ

UNIFEI

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA ELÉTRICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**MODELO DE TURBINAS DO TIPO BULBO PARA ESTUDOS DE
ESTABILIDADE ELETROMECHANICA DE SISTEMAS ELÉTRICOS DE
POTÊNCIA**

EMANUEL JOSÉ PELOSO DE MORAIS

Orientador: Pedro Paulo de Carvalho Mendes (UNIFEI)

Co-Orientador: Edson da Costa Bortoni (UNIFEI)

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

Emanuel José Peloso de Moraes

**Modelo de Turbinas do Tipo Bulbo para Estudos de Estabilidade
Eletromecânica de Sistemas Elétricos de Potência**

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

Área de Concentração: Sistemas Elétricos de Potência

**Orientadores: Prof. Pedro Paulo de Carvalho Mendes, Dr.
Prof. Edson da Costa Bortoni, Dr.**

**Abril de 2011
Itajubá - MG**

Dedico este trabalho à minha
família – meus pais e irmã – pelo
apoio, pelo incentivo e pela
confiança em mim depositada.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, porque, dEle, em tudo, dependo e, sem Ele, nada posso. Agradeço-Lhe, porque dEle me veio a luz, a sabedoria e o entendimento para realizar este trabalho.

Agradeço também ao meu pai, mãe e irmã pelo apoio, compreensão e encorajamento. Agradecimento especial ao meu pai, pela revisão dos textos deste trabalho.

Agradeço aos professores Pedro Paulo de Carvalho Mendes e Edson da Costa Bortoni pelo incentivo, direcionamento e inúmeras e preciosas colaborações na execução deste trabalho e ao professor Cláudio Ferreira pelos ensinamentos e oportunidades de aprendizado.

Agradecimento especial ao professor Pedro Paulo de Carvalho Mendes pela revisão minuciosa deste trabalho, bem como ao professor Edson da Costa Bortoni, pela relevante colaboração no desenvolvimento do capítulo 5 deste trabalho.

Agradeço aos colegas de trabalho e estudo do GESis, principalmente Dayvid, Natália, Juliana, Acácio, Heverson, Adriano e Cibele que compartilharam conhecimento técnico, incentivo e amizade.

Agradeço à CAPES pelo apoio financeiro.

RESUMO

Preocupada com a preservação do meio ambiente, a engenharia moderna tem buscado novas alternativas para a produção de hidroeletricidade. Uma delas é a utilização de turbinas do tipo bulbo, que podem ser instaladas em baixíssimas quedas, a fio d'água. Nesta modalidade, não há necessidade de formação de grandes reservatórios, reduzindo-se, assim, os impactos ambientais. Mas, nacional e internacionalmente, pouco se conhece a respeito dos modelos dinâmicos para estudos de estabilidade angular deste tipo de turbina, bem como dos impactos da utilização destas turbinas para a geração de energia elétrica. A grande preocupação que envolve a utilização deste tipo de turbina, refere-se a seus impactos nos sistemas de potência. A proposta deste trabalho é avaliar estes impactos. Primeiramente, apresenta-se um modelo dinâmico a partir da análise física e mecânica de cada componente da turbina, cujo comportamento é relevante para a estabilidade do sistema elétrico de potência. Cada componente da turbina é apresentado, bem como suas funções e características. A partir destas informações, é elaborado o modelo dinâmico de cada componente. Agrupando-se os modelos mencionados, obtém-se o modelo completo. Ao modelo da turbina é acoplado o modelo do gerador, tornando-se, assim, possível a realização de simulações de transitórios eletromecânicos em sistemas elétricos equipados com esse tipo de turbina. Também são apresentados os principais modelos de turbinas (hidráulicas e térmicas) já conhecidos, de maneira que seja possível comparar-se o comportamento dinâmico dos diversos tipos de turbinas empregados para geração de eletricidade. Os modelos das diversas turbinas são implementados em programas computacionais para a simulação de transitórios eletromecânicos, possibilitando a realização de simulações. Estas, primeiramente, são realizadas em um sistema radial, de forma a avaliar e comparar o comportamento de cada tipo de turbina individualmente e quais as implicações decorrentes da utilização de cada tipo de turbina na dinâmica do sistema elétrico de potência. Desta maneira, é possível constatar as características e os benefícios da utilização de cada tipo de turbina, no comportamento dinâmico do sistema de potência. As simulações e comparações também são estendidas a um sistema multimáquina, de forma a avaliar a operação deste tipo de turbina em situações reais de operação, bem como, avaliar as possíveis interações existentes entre os diversos tipos de turbinas instaladas em um sistema elétrico de potência.

ABSTRACT

Concerned with preserving the environment, modern engineering has sought new alternatives for the production of hydroelectricity. One is the use of bulb-type turbines, which can be installed at very low heads, with low water flow. In this mode, there is no need to form large reservoirs, reducing therefore the environmental impacts. But, nationally and internationally, little is known about the dynamic models for studies of angular stability of this type of turbine, and the impacts of the use of this type of turbines for power generation. The major concern involving the use of this type of turbine, refers to their impacts on power systems. The purpose of this study is to assess these impacts. First, it presents a dynamic model from the physical and mechanical analysis of each component of the turbine, whose behavior is relevant to the stability of power system. Each component of the turbine is presented, as well as their functions and features. From this information, the dynamic model is developed for each component. Grouping the models mentioned, we obtain the complete model. This model is put together with the generator model, making it thus possible to perform simulations of electromechanical transients in electrical systems equipped with this type of turbine. It also presents the main models of turbines (hydraulic and thermal) are known, so that it is possible to compare the dynamic behavior of various types of turbines used for electricity generation. Models of different turbines are implemented in computer programs for simulation of electromechanical transients, allowing perform of the simulations. These are first carried out in a radial system, in order to evaluate and compare the behavior of each type of turbine individually and what the implications of using each type of turbine in the dynamic of power system. This way, you can see the features and benefits of using each type of turbine in the dynamic behavior of the power system. The simulations and comparisons are also extended to a multi-machine in order to evaluate the operation of this type of turbine in real operation as well as assess the possible interactions between various types of turbines installed in an electrical system power.

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1	1
INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Estado da Arte	3
1.2 Estrutura da Dissertação	7
CAPÍTULO 2	10
ESTABILIDADE DE SISTEMAS ELÉTRICOS DE POTÊNCIA	10
2.1 Estabilidade de Tensão.....	11
2.1.1 Estabilidade de Tensão de Regime Permanente	12
2.1.2 Estabilidade de Tensão para Grandes Impactos	13
2.1.3 Tempo de Análise	13
2.2 Estabilidade de Frequência	14
2.3 Estabilidade Angular do Rotor	14
2.3.1 Estabilidade Angular de Regime Permanente	16
2.3.2 Estabilidade Angular Transitória	17
CAPÍTULO 3	19
TURBINAS HIDRÁULICAS	19
3.1 Tipos de Turbinas Hidráulicas.....	20
3.1.1 Turbina Pelton	21
3.1.2 Turbina Francis	23
3.1.3 Turbina Kaplan	25
3.1.4 Turbina Bulbo.....	27
CAPÍTULO 4	31
MODELO E REPRESENTAÇÃO DO CONDUTO FORÇADO	31
4.1 Equacionamento do Conduto Forçado	31
4.2 Equacionamento da Turbina.....	38
4.3 Linearização do Modelo.....	40
4.4 Simulações	46
4.4.1 Comportamento de uma Turbina Hidráulica Típica.....	47
4.4.2 Comparação dos Modelos	50

4.4.3	O Modelo Linearizado Aplicado em Estudos de Estabilidade Transitória.....	54
	CAPÍTULO 5	58
	REPRESENTAÇÃO DA CONSTANTE DE TEMPO DE INÉRCIA	58
5.1	Constante de Tempo de Inércia.....	59
5.1.1	Cálculo Aproximado da Inércia de um Gerador	61
5.1.2	Cálculo Aproximado da Inércia de um Grupo Bulbo	62
	CAPÍTULO 6	68
	MODELO DINÂMICO DE TURBINAS DO TIPO BULBO	68
6.1	Componentes de uma Turbina Bulbo.....	68
6.1.1	Estrutura de Sustentação.....	70
6.1.2	Cápsula Envoltória do Grupo	71
6.1.3	Câmara de Adução	71
6.1.4	Tubo de Descarga	72
6.1.5	Eixo	72
6.1.6	Mancais.....	73
6.1.7	Distribuidor	73
6.1.8	Rotor Kaplan	74
6.1.9	Sistema de Controle do Distribuidor	75
6.1.10	Sistema de Controle das Pás do Rotor.....	77
6.1.11	Sistema de Controle de Velocidade.....	77
6.2	Modelo Dinâmico dos Componentes.....	79
6.2.1	Inércia do Eixo da Turbina	79
6.2.2	Amortecimentos Mecânicos	80
6.2.3	Regulador de Velocidade	80
6.2.4	Válvula do Atuador do Regulador de Velocidade	83
6.2.5	Válvula de Controle do Servomotor do Distribuidor e do Servomotor do Rotor	84
6.2.6	Servomotor Principal	84
6.2.7	Aspectos Gerais dos Modelos dos Componentes	85
6.2.8	Tubulação.....	87
6.2.9	Turbina.....	88
	CAPÍTULO 7	90
	COMPORTAMENTO DE TURBINAS BULBO EM UM SISTEMA RADIAL	90

7.1	Análise do Comportamento Dinâmico de uma Turbina Bulbo.....	90
7.2	Comportamento de uma Turbina Bulbo em um Sistema Radial.....	94
7.2.1	Informações Adicionais.....	101
CAPÍTULO 8		103
COMPORTAMENTO DE TURBINAS BULBO EM UM SISTEMA MULTIMÁQUINA		103
8.1	Perturbações Avaliadas.....	104
8.1.1	CC1F Canário - Tiziu.....	105
8.1.2	CC3F Canário - Tiziu.....	111
8.1.3	CC1F Cardeal -Tiziu.....	117
8.1.4	CC1F Chopim -Pelicano.....	123
8.1.5	Acréscimo de 10% na carga da Área A.....	129
8.1.6	Redução de 10% na carga da Área A.....	136
8.1.7	Resumo dos Resultados Obtidos.....	141
8.2	Considerações Finais.....	144
CAPÍTULO 9		145
CONCLUSÕES.....		145
9.1	Trabalhos Futuros.....	149
9.2	Trabalhos Publicados.....	150
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS		151
ANEXO I.....		155
MODELOS DO CONDUTO FORÇADO		155
ANEXO II		158
INFORMAÇÕES SOBRE A IMPLEMENTAÇÃO NO SISTEMA RADIAL.....		158
II.1	Dados do Sistema.....	158
II.1.1	Linhas de Transmissão e Transformador.....	158
II.1.2	Gerador Bulbo.....	159
II.1.3	Gerador Hidráulico.....	159
II.1.4	Gerador Térmico.....	160
II.1.5	Sistema de Controle de Tensão.....	161
II.1.6	Sistema de Controle de Velocidade e Turbina Bulbo.....	161
II.1.7	Sistema de Controle de Velocidade e Turbina Hidráulica.....	165
II.1.8	Sistema de Controle de Velocidade e Turbina Térmica.....	166
II.2	Condições Iniciais.....	167

II.3	Representação dos Componentes	167
II.3.1	Sistema Radial	168
II.3.2	Barramento Infinito	168
II.3.3	Modelo E'q	168
II.4	Implementação dos Modelos	169
II.4.1	Arquivo Texto Para Cálculo das Condições Iniciais	177
	ANEXO III	181
	INFORMAÇÕES SOBRE A IMPLEMENTAÇÃO NO SISTEMA MULTI MÁQUINA ...	181
III.1	Dados do Sistema	181
III.1.1	Linhas de Transmissão	183
III.1.2	Compensações Série e Paralela	185
III.1.3	Transformadores	186
III.1.4	Cargas	188
III.1.5	Unidades Geradoras	189
III.1.6	Sistemas de Controle de Velocidade	191
III.1.7	Sistemas de Controle de Tensão	192
III.2	Condições Iniciais	195
III.3	Implementação do Sistema	197

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 – Classificação dos estudos de estabilidade em sistemas elétricos de potência (IEEE/CIGRE, 2004).....	11
Figura 2 – Esquema básico de uma central hidrelétrica (Pellegrine, 2005).	19
Figura 3 – Aplicação dos principais tipos de turbinas (OJSC Power Machines, 2004).	21
Figura 4 – Turbina Pelton horizontal (Voith Hydro, 2010).....	22
Figura 5 – Rotor de uma turbina Pelton (Hitachi, 2006).	23
Figura 6 – Turbina Francis (OJSC Power Machines, 2004).....	24
Figura 7 – Rotor de uma turbina Francis (Hitachi, 2006).	25
Figura 8 – Comparação de rendimento de turbinas com relação a condição operativa (Souza e Bortoni, 2009).....	26
Figura 9 – Corte de uma turbina Kaplan (OJSC Power Machines, 2004).....	26
Figura 10 – Rotor de uma turbina Kaplan (Hitachi, 2006).....	27
Figura 11 – Visão em corte de um grupo bulbo (Hitachi, 2006).....	28
Figura 12 – Rotor de uma turbina bulbo (Alstom Power, 2010).....	28
Figura 13 – Potência unitária em função da queda líquida de uma turbina Kaplan (TK) e de uma bulbo (TB) (Souza e Bortoni, 2009).	30
Figura 14 – Comparação entre a instalação de uma turbina Kaplan com uma bulbo (Souza, Santos e Bortoni, 2009).	30
Figura 15 – Modelo do fluxo d’água.	35
Figura 16 – Modelo do fluxo d’água com a representação das perdas.....	35
Figura 17 – Modelo representando a vazão d’água em um conduto forçado.....	37
Figura 18 – Modelo representativo de um conduto forçado alimentando uma turbina.....	40
Figura 19 – Modelo linearizado simplificado.	45
Figura 20 – Comportamento de uma turbina hidráulica – potência mecânica inicial de 0,95 [pu] – variação positiva de 0,05 [pu] – vazão à vazão de 0,16 [pu].....	48
Figura 21 – Comportamento de uma turbina hidráulica – potência mecânica inicial de 0,95 [pu] – variação negativa de 0,05 [pu] – vazão à vazão de 0,16 [pu].....	48
Figura 22 – Comportamento de uma turbina hidráulica – potência mecânica inicial de 0,45 [pu] – variação positiva de 0,05 [pu] – vazão à vazão de 0,16 [pu].....	48
Figura 23 – Comportamento de uma turbina hidráulica – potência mecânica inicial de 0,45 [pu] – variação negativa de 0,05 [pu] – vazão à vazão de 0,16 [pu].....	48
Figura 24 – Comportamento de uma turbina hidráulica – potência mecânica inicial de 0,10 [pu] – variação positiva de 0,05 [pu] – vazão à vazão de 0,16 [pu].....	48

Figura 25 – Comportamento de uma turbina hidráulica – potência mecânica inicial de 0,10 [pu] – variação negativa de 0,05 [pu] – vazão à vazão de 0,16 [pu].....	48
Figura 26 – Comparação dos modelos – potência mecânica inicial de 0,95 [pu] – variação positiva de 0,05 [pu] – vazão à vazão de 0,16 [pu].....	50
Figura 27 – Comparação dos modelos – potência mecânica inicial de 0,95 [pu] – variação positiva de 0,05 [pu] – vazão à vazão de 0,05 [pu].....	50
Figura 28 – Comparação dos modelos – potência mecânica inicial de 0,45 [pu] – variação positiva de 0,05 [pu] – vazão à vazão de 0,16 pu.....	51
Figura 29 – Comparação dos modelos – potência mecânica inicial de 0,45 [pu] – variação positiva de 0,05 [pu] – vazão à vazão de 0,05 [pu].....	51
Figura 30 – Comparação dos modelos – potência mecânica inicial de 0,10 [pu] – variação positiva de 0,05 [pu] – vazão à vazão de 0,16 pu.....	51
Figura 31 – Comparação dos modelos – potência mecânica inicial de 0,10 [pu] – variação positiva de 0,05 [pu] – vazão à vazão de 0,05 [pu].....	51
Figura 32 – Comparação dos modelos – potência mecânica inicial de 0,95 [pu] – variação negativa de 0,05 [pu] – vazão à vazão de 0,16 [pu].....	51
Figura 33 – Comparação dos modelos – potência mecânica inicial de 0,95 [pu] – variação negativa de 0,05 [pu] – vazão à vazão de 0,05 [pu].....	51
Figura 34 – Comparação dos modelos – potência mecânica inicial de 0,45 [pu] – variação negativa de 0,05 [pu] – vazão à vazão de 0,16 [pu].....	52
Figura 35 – Comparação dos modelos – potência mecânica inicial de 0,45 [pu] – variação negativa de 0,05 [pu] – vazão à vazão de 0,05 [pu].....	52
Figura 36 – Comparação dos modelos – potência mecânica inicial de 0,10 [pu] – variação negativa de 0,05 [pu] – vazão à vazão de 0,16 [pu].....	52
Figura 37 – Comparação dos modelos – potência mecânica inicial de 0,10 [pu] – variação negativa de 0,05 [pu] – vazão à vazão de 0,05 [pu].....	52
Figura 38 – Erro da constante de tempo da água quando da utilização do modelo linearizado simplificado.	53
Figura 39 – Erro da constante de tempo da água quando da utilização do modelo linearizado simplificado – destaque despacho de 0,90 [pu] a 1,00 [pu].	53
Figura 40 – Comportamento dos modelos linearizados – potência mecânica inicial de 0,90 [pu] – variação positiva de 0,10 [pu] – vazão à vazão de 0,16 [pu].....	55
Figura 41 – Comportamento dos modelos linearizados – potência mecânica inicial de 0,95 [pu] – variação negativa de 0,10 [pu] – vazão à vazão de 0,16 [pu].....	55
Figura 42 – Comportamento dos modelos linearizados – potência mecânica inicial de 0,80 [pu] – variação positiva de 0,20 [pu] – vazão à vazão de 0,16 [pu].....	56
Figura 43 – Comportamento dos modelos linearizados – potência mecânica inicial de 0,95 [pu] – variação negativa de 0,20 [pu] – vazão à vazão de 0,16 [pu].....	56
Figura 44 – Comportamento dos modelos linearizados – potência mecânica inicial de 0,50 [pu] – variação positiva de 0,50 [pu] – vazão à vazão de 0,16 [pu].....	56

Figura 45 – Comportamento dos modelos linearizados – potência mecânica inicial de 0,95 [pu] – variação negativa de 0,50 [pu] – vazão à vazio de 0,16 [pu].....	56
Figura 46 – Valor associado ao momento de inércia de grupos bulbo.....	66
Figura 47 – Constante de tempo de inércia de grupos bulbo.....	66
Figura 48 – Visão de um corte longitudinal de um grupo bulbo (Alstom, 2000).	69
Figura 49 – Estrutura de sustentação de um grupo bulbo (em destaque) (Hitachi, 2006).....	70
Figura 50 – Cápsula envoltória de um grupo bulbo (Hitachi, 2006).....	71
Figura 51 – Visão em corte longitudinal - localização do tubo de descarga.	72
Figura 52 – Visão detalhada do distribuidor e do rotor de um grupo bulbo.....	73
Figura 53 – Rotor Kaplan (Hitachi, 2006).....	74
Figura 54 – Sistema de controle do distribuidor de um grupo bulbo (Hitachi, 2006).....	76
Figura 55 – Detalhe do sistema de controle do distribuidor (Eletrobrás, 1978).....	76
Figura 56 – Sistema de controle de velocidade de uma turbina bulbo (Alstom, 2000).....	78
Figura 57 – Diagrama de blocos de regulador de velocidade típico de uma turbina hidráulica com estatismos permanente e transitório (IEEE, 1992).	81
Figura 58 – Diagrama de blocos de regulador de velocidade típico de uma turbina hidráulica com controle PID (IEEE, 1992).	81
Figura 59 – Curva de conjugação.	82
Figura 60 – Diagrama de blocos do regulador de velocidade de uma turbina bulbo.	83
Figura 61 – Diagrama de blocos das válvulas e servomotores de controle do distribuidor de uma turbina bulbo.	86
Figura 62 – Diagrama de blocos das válvulas e servomotores de controle do rotor de uma turbina bulbo.....	86
Figura 63 – Vazão em uma turbina com controle duplo.	88
Figura 64 – Diagrama de blocos da turbina bulbo.	89
Figura 65 – Comportamento de uma turbina bulbo – potência mecânica inicial de 0,95 [pu] – variação positiva de 0,05 [pu] na posição do distribuidor.....	91
Figura 66 – Comportamento de uma turbina bulbo – potência mecânica inicial de 0,95 [pu] – variação negativa de 0,05 [pu] na posição do distribuidor.	92
Figura 67 – Comportamento de uma turbina bulbo – potência mecânica inicial de 0,90 [pu] – variação positiva de 0,10 [pu] na posição do distribuidor.....	92
Figura 68 – Comportamento de uma turbina bulbo – potência mecânica inicial de 0,95 [pu] – variação negativa de 0,10 [pu] na posição do distribuidor.....	93
Figura 69 – Diagrama unifilar do sistema radial.	95
Figura 70 – Ângulo delta – CC1F LT1.....	95
Figura 71 – Velocidade angular do conjunto turbina gerador – CC1F LT1.....	96
Figura 72 – Potência mecânica fornecida pela turbina – CC1F LT1.	97

Figura 73 – Abertura do distribuidor, válvula de admissão de vapor e ângulo das pás do rotor – CC1F LT1.....	97
Figura 74 – Ângulo delta – CC3F LT1.....	98
Figura 75 – Velocidade angular do conjunto turbina gerador – CC3F LT1.....	99
Figura 76 – Potência mecânica fornecida pela turbina – CC3F LT1.	100
Figura 77 – Abertura do distribuidor ou válvula de admissão de vapor – CC3F LT1.	100
Figura 78 – Diagrama unifilar do Sistema <i>Brazilian Birds</i>	103
Figura 79 – Ângulo delta de Canário com relação a Sabiá – CC1F Canário -Tiziu.	106
Figura 80 – Ângulo delta de Canário com relação a Tucano – CC1F Canário -Tiziu.	106
Figura 81 – Ângulo delta de Sabiá com relação a Gavião – CC1F Canário -Tiziu.....	106
Figura 82 – Ângulo delta de Tucano com relação a Gavião – CC1F Canário -Tiziu.	106
Figura 83 – Frequência de Canário – CC1F Canário -Tiziu.....	107
Figura 84 – Frequência de Sabiá – CC1F Canário -Tiziu.	107
Figura 85 – Frequência de Tucano – CC1F Canário Tiziu.....	107
Figura 86 – Frequência de Gavião – CC1F Canário Tiziu.....	107
Figura 87 – Potência mecânica de Canário – CC1F Canário -Tiziu.	108
Figura 88 – Potência mecânica de Sabiá – CC1F Canário- Tiziu.	108
Figura 89 – Potência mecânica de Tucano – CC1F Canário -Tiziu.	109
Figura 90 – Potência mecânica de Gavião – CC1F Canário-Tiziu.....	109
Figura 91 – Tensão no barramento de Canário 230 kV – CC1F Canário -Tiziu.....	110
Figura 92 – Tensão no barramento de Sanhaço 69 kV – CC1F Canário -Tiziu.....	110
Figura 93 – Tensão no barramento de Pardal 69 kV – CC1F Canário -Tiziu.	110
Figura 94 – Tensão no barramento de Urubu 138 kV – CC1F Canário -Tiziu.	110
Figura 95 – Variáveis do regulador de velocidade da turbina bulbo – CC1F Canário -Tiziu.	111
Figura 96 – Variáveis do regulador de velocidade da turbina bulbo – CC1F Canário -Tiziu.	111
Figura 97 – Ângulo delta de Canário com relação à Sabiá – CC3F Canário -Tiziu.	112
Figura 98 – Ângulo delta de Canário com relação à Tucano – CC3F Canário -Tiziu.	112
Figura 99 – Ângulo delta de Sabiá com relação à Gavião – CC3F Canário -Tiziu.....	112
Figura 100 – Ângulo delta de Tucano com relação à Gavião – CC3F Canário -Tiziu.	112
Figura 101 – Frequência de Canário – CC3F Canário -Tiziu.....	113
Figura 102 – Frequência de Sabiá – CC3F Canário -Tiziu.	113
Figura 103 – Frequência de Tucano – CC3F Canário -Tiziu.	113
Figura 104 – Frequência de Gavião – CC3F Canário -Tiziu.....	113

Figura 105 – Potência mecânica de Canário – CC3F Canário -Tiziu.	114
Figura 106 – Potência mecânica de Sabiá – CC3F Canário- Tiziu.	114
Figura 107 – Potência mecânica de Tucano – CC3F Canário -Tiziu.	115
Figura 108 – Potência mecânica de Gavião – CC3F Canário -Tiziu.....	115
Figura 109 – Tensão no barramento de Canário 230 kV – CC3F Canário -Tiziu.....	116
Figura 110 – Tensão no barramento de Sanhaço 69 kV – CC3F Canário -Tiziu.....	116
Figura 111 – Tensão no barramento de Pardal 69 kV – CC3F Canário -Tiziu.	116
Figura 112 – Tensão no barramento de Urubu 138 kV – CC3F Canário -Tiziu.	116
Figura 113 – Variáveis do regulador de velocidade da turbina bulbo – CC3F Canário -Tiziu.	117
Figura 114 – Variáveis do regulador de velocidade da turbina bulbo – CC3F Canário -Tiziu.	117
Figura 115 – Ângulo delta de Canário com relação à Sabiá – CC1F Cardeal -Tiziu.....	118
Figura 116 – Ângulo delta de Canário com relação à Tucano – CC1F Cardeal -Tiziu.....	118
Figura 117 – Ângulo delta de Sabiá com relação à Gavião – CC1F Cardeal -Tiziu.....	118
Figura 118 – Ângulo delta de Tucano com relação à Gavião – CC1F Cardeal -Tiziu.....	118
Figura 119 – Frequência de Canário – CC1F Cardeal -Tiziu.....	119
Figura 120 – Frequência de Sabiá – CC1F Cardeal -Tiziu.....	119
Figura 121 – Frequência de Tucano – CC1F Cardeal-Tiziu.	119
Figura 122 – Frequência de Gavião – CC1F Cardeal -Tiziu.....	119
Figura 123 – Potência mecânica de Canário – CC1F Cardeal-Tiziu.....	120
Figura 124 – Potência mecânica de Sabiá – CC1F Cardeal- Tiziu.	120
Figura 125 – Potência mecânica de Tucano – CC1F Cardeal -Tiziu.	121
Figura 126 – Potência mecânica de Gavião – CC1F Cardeal -Tiziu.....	121
Figura 127 – Tensão no barramento de Canário 230 kV – CC1F Cardeal -Tiziu.....	122
Figura 128 – Tensão no barramento de Cardeal 88 kV – CC1F Cardeal -Tiziu.	122
Figura 129 – Tensão no barramento de Tiziu 138 kV – CC1F Cardeal -Tiziu.	122
Figura 130 – Tensão no barramento de Urubu 138 kV – CC1F Cardeal -Tiziu.	122
Figura 131 – Variáveis do regulador de velocidade da turbina bulbo – CC1F Cardeal -Tiziu.	123
Figura 132 – Variáveis do regulador de velocidade da turbina bulbo – CC1F Cardeal -Tiziu.	123
Figura 133 – Ângulo delta de Canário com relação à Sabiá – CC1F Chopim -Pelicano.....	124
Figura 134 – Ângulo delta de Canário com relação à Tucano – CC1F Chopim -Pelicano....	124
Figura 135 – Ângulo delta de Sabiá com relação à Gavião – CC1F Chopim -Pelicano.	124
Figura 136 – Ângulo delta de Tucano com relação à Gavião – CC1F Chopim -Pelicano....	124

Figura 137 – Frequência de Canário – CC1F Chopim- Pelicano.....	125
Figura 138 – Frequência de Sabiá – CC1F Chopim- Pelicano.....	125
Figura 139 – Frequência de Tucano – CC1F Chopim- Pelicano.....	125
Figura 140 – Frequência de Gavião – CC1F Chopim- Pelicano.	125
Figura 141 – Potência mecânica de Canário – CC1F Chopim -Pelicano.....	126
Figura 142 – Potência mecânica de Sabiá – CC1F Chopim- Pelicano.....	126
Figura 143 – Potência mecânica de Tucano – CC1F Chopim -Pelicano.....	127
Figura 144 – Potência mecânica de Gavião – CC1F Chopim -Pelicano.	127
Figura 145 – Tensão no barramento de Chopim 440 kV – CC1F Chopim -Pelicano.....	128
Figura 146 – Tensão no barramento de Pelicano 440 kV – CC1F Chopim -Pelicano.....	128
Figura 147 – Tensão no barramento de Urubu 138 kV – CC1F Chopim -Pelicano.....	128
Figura 148 – Tensão no barramento de Sanhaço 69 kV – CC1F Chopim -Pelicano.	128
Figura 149 – Tensão no barramento de Pardal 69 kV – CC1F Chopim -Pelicano.....	128
Figura 150 – Tensão no barramento de Canário 230 kV – CC1F Chopim -Pelicano.	128
Figura 151 – Variáveis do regulador de velocidade da turbina bulbo – CC1F Chopim - Pelicano.	129
Figura 152 – Variáveis do regulador de velocidade da turbina bulbo – CC1F Chopim - Pelicano.	129
Figura 153 – Ângulo delta de Canário com relação à Sabiá – Acréscimo de 10% na carga da Área A.	130
Figura 154 – Ângulo delta de Canário com relação à Tucano – Acréscimo de 10% na carga da Área A.	130
Figura 155 – Ângulo delta de Sabiá com relação à Gavião – Acréscimo de 10% na carga da Área A.	130
Figura 156 – Ângulo delta de Tucano com relação à Gavião – Acréscimo de 10% na carga da Área A.	130
Figura 157 – Frequência de Canário – Acréscimo de 10% na carga da Área A.	131
Figura 158 – Frequência de Sabiá – Acréscimo de 10% na carga da Área A.	131
Figura 159 – Frequência de Tucano – Acréscimo de 10% na carga da Área A.....	131
Figura 160 – Frequência de Gavião – Acréscimo de 10% na carga da Área A.	131
Figura 161 – Potência mecânica de Canário – Acréscimo de 10% na carga da Área A.	132
Figura 162 – Potência mecânica de Sabiá – Acréscimo de 10% na carga da Área A.....	132
Figura 163 – Potência mecânica de Tucano – Acréscimo de 10% na carga da Área A.....	133
Figura 164 – Potência mecânica de Gavião – Acréscimo de 10% na carga da Área A.	133
Figura 165 – Tensão no barramento de Canário 230 kV – Acréscimo de 10% na carga da Área A.	134

Figura 166 – Tensão no barramento de Sanhaço 69 kV – Acréscimo de 10% na carga da Área A.	134
Figura 167 – Tensão no barramento de Pardal 69 kV – Acréscimo de 10% na carga da Área A.	134
Figura 168 – Tensão no barramento de Arara 138 kV – Acréscimo de 10% na carga da Área A.	134
Figura 169 – Variáveis do regulador de velocidade da turbina bulbo – Acréscimo de 10% na carga da Área A.	135
Figura 170 – Variáveis do regulador de velocidade da turbina bulbo – Acréscimo de 10% na carga da Área A.	135
Figura 171 – Ângulo delta de Canário com relação à Sabiá – Redução de 10% na carga da Área A.	136
Figura 172 – Ângulo delta de Canário com relação à Tucano – Redução de 10% na carga da Área A.	136
Figura 173 – Ângulo delta de Sabiá com relação à Gavião – Redução de 10% na carga da Área A.	136
Figura 174 – Ângulo delta de Tucano com relação à Gavião – Redução de 10% na carga da Área A.	136
Figura 175 – Frequência de Canário – Redução de 10% na carga da Área A.	137
Figura 176 – Frequência de Sabiá – Redução de 10% na carga da Área A.	137
Figura 177 – Frequência de Tucano – Redução de 10% na carga da Área A.	137
Figura 178 – Frequência de Gavião – Redução de 10% na carga da Área A.	137
Figura 179 – Potência mecânica de Canário – Redução de 10% na carga da Área A.	139
Figura 180 – Potência mecânica de Sabiá – Redução de 10% na carga da Área A.	139
Figura 181 – Potência mecânica de Tucano – Redução de 10% na carga da Área A.	139
Figura 182 – Potência mecânica de Gavião – Redução de 10% na carga da Área A.	139
Figura 183 – Tensão no barramento de Canário 230 kV – Redução de 10% na carga da Área A.	140
Figura 184 – Tensão no barramento de Sanhaço 69 kV – Redução de 10% na carga da Área A.	140
Figura 185 – Tensão no barramento de Pardal 69 kV – Redução de 10% na carga da Área A.	140
Figura 186 – Tensão no barramento de Arara 138 kV – Redução de 10% na carga da Área A.	140
Figura 187 – Variáveis do regulador de velocidade da turbina bulbo – Redução de 10% na carga da Área A.	141
Figura 188 – Variáveis do regulador de velocidade da turbina bulbo – Redução de 10% na carga da Área A.	141

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1 – Constantes presentes no diagrama da Figura 16.....	36
Tabela 2 – Constantes de tempo e ganhos do diagrama da Figura 17.....	38
Tabela 3 – Constantes de tempo e ganhos do diagrama da Figura 18.....	40
Tabela 4 – Constantes de tempo e ganhos do diagrama da Figura 19.....	46
Tabela 5 – Dados da turbina.	47
Tabela 6 – Dados de grupos bulbo.	62
Tabela 7 – Resultados obtidos.	64
Tabela 8 – Componentes Principais de um Grupo Bulbo.	69
Tabela 9 – Constantes de tempo e ganhos do diagrama da Figura 60.....	83
Tabela 10 – Constantes de tempo e ganhos do diagrama da Figura 61 e da Figura 62.....	86
Tabela 11 – Parâmetros das turbinas.	95
Tabela 12 – Tempo máximo de eliminação de defeito.....	102
Tabela 13 - Sobrevelocidade máxima - CC1F Canário -Tiziu.	108
Tabela 14 – Sobrevelocidade máxima - CC3F Canário -Tiziu.	114
Tabela 15 – Sobrevelocidade máxima - CC1F Cardeal Tiziu.	120
Tabela 16 – Sobrevelocidade máxima - CC1F Chopim- Pelicano.....	126
Tabela 17 – Subvelocidade para os diferentes tipos de turbinas - Acréscimo de 10% na carga da Área A.....	132
Tabela 18 – Sobrevelocidade máxima - Redução de 10% na carga da Área A.	138
Tabela 19 – Quadro resumo dos impactos da utilização de turbinas do tipo bulbo em sistemas elétricos de potência (SEP).....	143

SIMBOLOGIA

A seguir, é apresentada a simbologia utilizada, de forma a facilitar a compreensão deste trabalho. Alguns símbolos têm as suas definições apresentadas apenas ao longo do texto, casos em que não são essenciais para a compreensão do conteúdo abordado. Abaixo, são listados os principais símbolos presentes neste trabalho, ou seja, aqueles que são mais referenciados ao longo do texto ou que merecem maior destaque.

Símbolo Descrição

a	=	Aceleração do corpo / fluido
A	=	Área da secção transversal do tubo
A_t	=	Relação para mudança de base da turbina para o gerador
B_p	=	Estatismo permanente
CC1F	=	Curto-circuito monofásico
CC3F	=	Curto-circuito trifásico
D_m	=	Amortecimentos mecânicos em pu
D_u	=	Coefficiente de amortecimento em pu
F	=	Força resultante
f_p	=	Coefficiente das perdas no conduto forçado
g	=	Aceleração da gravidade
G_u	=	Posição do distribuidor em pu
G_{u0}	=	Posição inicial do distribuidor em pu
GD^2	=	Valor associado ao momento de inércia
GD^2_{bulbo}	=	Valor associado ao momento de inércia de um grupo bulbo
GD^2_n	=	Valor associado ao momento de inércia natural do gerador

Símbolo Descrição

H	=	Constante de tempo de inércia
H_{bulbo}	=	Constante de tempo de inércia de um grupo bulbo
h	=	Altura equivalente à potência hidráulica convertida na turbina
h_0	=	Altura nominal do desnível
h_{base}	=	Altura base
h_l	=	Altura equivalente às perdas na tubulação
h_{lu}	=	Altura equivalente às perdas na tubulação em pu
h_{resul}	=	Altura resultante
h_{ru}	=	Altura equivalente à potência hidráulica convertida na turbina nas condições normais de operação em pu
h_u	=	Altura equivalente à potência hidráulica convertida na turbina em pu
h_{u0}	=	Altura equivalente à potência hidráulica inicial convertida na turbina em pu
J	=	Momento de inércia
K_{pla1}	=	Ganho proporcional da malha do servomotor do rotor
K_{pla2}	=	Ganho proporcional da malha da válvula piloto do rotor
K_{ple1}	=	Ganho proporcional da malha do servomotor do distribuidor
K_{ple2}	=	Ganho proporcional da malha da válvula piloto do distribuidor
K_{pv}	=	Ganho proporcional integral
K_v	=	Ganho derivativo
l	=	Comprimento do conduto
LT	=	Linha de transmissão
m	=	Massa do corpo em movimento

Símbolo Descrição

n_s	=	Rotação síncrona do conjunto
n_n	=	Rotação nominal do gerador
P_{mu}	=	Potência fornecida pela turbina na base do gerador em pu
P_{muTUR}	=	Potência fornecida pela turbina em pu
P_{Sn}	=	Potência aparente do gerador
ρ	=	Densidade do fluído
PID	=	Controlador Proporcional Integral e Derivativo
Q	=	Vazão
Q_{base}	=	Vazão base
Q_{nlu}	=	Vazão necessária para suprir as perdas em vazio da turbina em pu
Q_u	=	Vazão em pu
Q_{u0}	=	Vazão inicial em pu
Q_{ru}	=	Vazão requerida pela turbina na condição nominal de operação em pu
S_{base}	=	Potência base da máquina
T_{bv}	=	Constante de tempo da válvula atuadora e servomotor piloto das pás do rotor
T_{CH}	=	Constante de tempo associada à câmara de vapor
T_{cld}	=	Constante de tempo de fechamento da válvula de controle do servomotor principal do distribuidor
T_{clr}	=	Constante de tempo de abertura da válvula de controle do servomotor principal das pás do rotor
T_e	=	Torque elétrico em pu
T_f	=	Constante de tempo do filtro de medição

Símbolo Descrição

T_{gv}	=	Constante de tempo da válvula atuadora e servomotor piloto do distribuidor
T_m	=	Torque mecânico em pu
T_{nv}	=	Constante de tempo integral
T_{opd}	=	Constante de tempo de abertura da válvula de controle do servomotor principal do distribuidor
T_{opr}	=	Constante de tempo de fechamento da válvula de controle do servomotor principal das pás do rotor
T_v	=	Constante de tempo derivativa
T_w	=	Constante de tempo da água
T_{yb}	=	Constante de tempo do servomotor principal das pás do rotor
T_{yg}	=	Constante de tempo do servomotor principal do distribuidor
TB	=	Turbina bulbo
TK	=	Turbina Kaplan
v	=	Velocidade do fluido
w	=	Velocidade angular do conjunto
w_s	=	Velocidade angular síncrona do conjunto
$\Delta\omega_u$	=	Varição da velocidade angular em pu
δ	=	Ângulo da tensão interna do gerador

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Energia elétrica é essencial para o desenvolvimento econômico e social de uma nação. O desenvolvimento da indústria e a disseminação do uso da energia elétrica nas atividades comerciais e domésticas têm proporcionado o crescimento da demanda por eletricidade, ano após ano. Desta forma, os sistemas elétricos têm-se expandindo de forma a suprir as necessidades de energia.

No Brasil, a maior parte desta energia é gerada em centrais hidrelétricas que aproveitam as quedas d'água para a geração de eletricidade. Este processo constitui-se, basicamente, na transformação da energia presente no fluxo da água, em energia elétrica, utilizando, para isto, máquinas denominadas turbinas e geradores.

As turbinas transformam a energia do escoamento da água, em trabalho mecânico. Os geradores transformam o trabalho mecânico fornecido pela turbina, em energia elétrica. Assim, no processo de geração da hidroeletricidade, estes dois equipamentos possuem um papel fundamental.

A hidroeletricidade tem como característica principal, apresentar um baixo custo econômico, quando comparado às formas convencionais de produção de energia, como a térmica e a nuclear, mas, pode representar um grande impacto ambiental, dependendo da maneira e das condições como é implementada.

Assim, de forma a suprir a crescente demanda por energia elétrica, tem-se buscado a expansão do parque gerador, através de empreendimentos economicamente viáveis e que leve em conta o meio ambiente. Diante deste enorme desafio, a engenharia moderna tem buscado novas

alternativas para a produção de hidroeletricidade. Uma delas é a utilização de turbinas do tipo bulbo, que podem ser instaladas em baixíssimas quedas, a fio d'água, não sendo necessária a formação de grandes reservatórios, reduzindo assim os impactos ambientais.

Entretanto, a expansão dos sistemas elétricos de potência não se faz apenas na geração. Na verdade, todo este grande e complexo sistema, responsável pelo suprimento de energia às indústrias, comércios e residências, deve acompanhar o crescimento do consumo de energia. Isto envolve não apenas os sistemas de transmissão e distribuição mas, também, as atividades relacionadas à operação destes sistemas.

Para que este sistema possa operar, continuamente, de forma satisfatória e atendendo requisitos de qualidade e confiabilidade, é necessário planejamento. Este planejamento envolve desde as atividades de determinação das ampliações e reforços necessários para os próximos anos, até a programação da operação e a operação em tempo real. Mas todo planejamento requer exaustivos estudos.

Portanto, para o bom funcionamento de um sistema elétrico de potência, são necessários exaustivos estudos, a fim de determinar o comportamento do sistema diante das mais variadas condições operativas. Os principais estudos são os estudos de fluxo de potência, que visam determinar a condição de operação do sistema em regime permanente, e os estudos de estabilidade transitória e de regime permanente. Os estudos de estabilidade são de fundamental importância, pois, visam analisar o comportamento dinâmico do sistema diante de perturbações adversas. Outro aspecto importante dos estudos de estabilidade é a determinação do melhor ajuste dos controladores das máquinas síncronas e da proteção do sistema, ou seja, os ajustes dos reguladores de velocidade, de tensão e dos relés de proteção. Estes ajustes devem ser realizados de forma que o sistema apresente um comportamento dinâmico satisfatório diante de defeitos e situações de contingência e emergência.

Estes estudos geralmente são realizados a partir de simulações computacionais. Para isto, é necessária a representação adequada de cada componente do sistema, de forma que as simulações representem a operação real do sistema.

Tais modelos devem estar de acordo com as características do tipo de estudo que se deseja realizar. Por exemplo, os estudos de fluxo de potência têm por finalidade, analisar o comportamento em regime permanente. Desta forma, os elementos são representados por equações algébricas. Nos estudos de estabilidade, deseja-se analisar o comportamento dinâmico, sendo necessário representar a dinâmica dos componentes através de equações diferenciais, ou seja, seus modelos dinâmicos.

Mas, pouco se conhece, nacional e internacionalmente, dos modelos dinâmicos para estudos de estabilidade angular das turbinas do tipo bulbo, bem como, dos impactos eletrodinâmicos da utilização destas turbinas para a geração de energia elétrica.

Este trabalho, primeiramente, apresenta um modelo dinâmico, a partir da análise física e mecânica de cada componente da turbina, cujo comportamento é relevante para o sistema elétrico de potência. Cada componente da turbina é apresentado, bem como, suas funções e características. A partir destas informações, tem-se o modelo dinâmico de cada componente. Agrupando-se os modelos mencionados, obtém-se o modelo completo.

A partir do modelo obtido, são realizadas simulações, em um sistema radial e, posteriormente, em um sistema multimáquinas de forma a avaliar o comportamento dinâmico deste tipo de turbina e suas influências no sistema elétrico de potência. As simulações também são realizadas utilizando outros tipos de turbina, possibilitando uma análise comparativa dos principais tipos de turbinas utilizados na geração de energia elétrica.

1.1 Estado da Arte

A preocupação com a representação da dinâmica das turbinas hidráulicas nos estudos de estabilidade eletromecânica, tem início a partir do crescimento e interligação de sistemas, surgindo grandes sistemas, de grande complexidade. Devido à complexidade de tais sistemas,

há a necessidade da representação fidedigna de seus componentes, a fim de que as simulações contemplem todas as possíveis interações existentes entre os diversos elementos que constituem o sistema.

Com relação a modelagem das turbinas hidráulicas, os primeiros trabalhos foram publicados na década de 60, e, a partir daí, muitos trabalhos foram e têm sido publicados, sempre com a preocupação de aperfeiçoar e detalhar os modelos já existentes. A seguir, é apresentado um breve resumo dos principais trabalhos publicados, com ênfase na modelagem de turbinas hidráulicas.

Em Oldenburger (1962), apresenta-se todo o equacionamento do sistema hidráulico de uma planta hidroelétrica. São apresentadas as equações diferenciais parciais que regem os fluidos, bem como suas aproximações a fim de tornar possível a solução do problema. O enfoque são os ajustes dos reguladores de velocidade de turbinas hidráulicas. A parametrização destes reguladores é proposta utilizando-se o método da resposta em frequência.

Com a mesma finalidade, de ajustar reguladores de velocidade de turbinas hidráulicas, Hovey (1962) e Schleif (1967) propõem equações para o cálculo dos parâmetros dos reguladores de velocidades de máquinas hidráulicas. Estes ajustes são propostos a partir da inércia do conjunto (turbina e gerador) e da constante de tempo da água. A partir destes dados, que podem ser calculados ou obtidos por ensaio, determina-se o valor do estatismo transitório e sua constante de tempo associada, parâmetros essenciais para o funcionamento adequado do regulador de velocidade.

No trabalho de Ramet (1970), é apresentada a função de transferência contemplando um modelo simplificado de turbinas hidráulicas. A ênfase, entretanto, continua sendo a representação dos reguladores de velocidade, no caso específico, os mecânicos hidráulicos e também os eletrônicos, que começavam a ser utilizados.

Young (1971) muda seu enfoque, com relação aos trabalhos apresentados anteriormente, enfatizando a modelagem dos componentes dos sistemas elétricos de potência, para a realização de estudos de estabilidade. Neste trabalho são apresentados os modelos dos principais componentes do sistema elétrico, ou seja, geradores, sistemas de excitação, estabilizadores, turbinas hidráulicas, turbinas a vapor e dos relés de proteção.

A representação apresentada por Young (1971) para as turbinas hidráulicas, neste caso, é bem mais detalhada que a de Ramet (1970). Agora o modelo é não linear, mais completo e fidedigno, e mais, permite a representação de chaminés de equilíbrio, o que não era possível no caso anterior.

A preocupação com a representação dos componentes do sistema, é demonstrada claramente pelo IEEE (1973), onde são apresentados os modelos dos principais tipos de turbinas térmicas movidas a vapor, bem como dos seus reguladores de velocidade associados, sendo este um trabalho de referência neste assunto. Neste mesmo artigo também são apresentados modelos linearizados de turbinas hidráulicas, bem como o modelo de seu respectivo regulador mecânico-hidráulico. No modelo linearizado e aproximado apresentado, o único parâmetro é a constante de tempo da água (T_w). Este mesmo trabalho também apresenta como calcular esta constante de tempo, a partir das dimensões do conduto forçado.

Entretanto, a principal referência na modelagem de turbinas hidráulicas é o IEEE (1992), onde é apresentado um modelo bem mais detalhado do que aquele descrito pelo IEEE (1973). Neste trabalho, tem-se o equacionamento completo do conduto forçado, bem como seu respectivo modelo não linear. No modelo apresentado, além da constante de tempo da água, também são representados os efeitos das perdas na tubulação e na turbina. O resultado deste trabalho é uma representação bem mais fidedigna do comportamento dinâmico das turbinas hidráulicas. Neste mesmo trabalho, são apresentadas as linearizações do modelo não linear, bem como outras formas de representar o conduto forçado, utilizando ondas viajantes, representação que se faz necessária quando o conduto forçado é longo. As representações de chaminés de equilíbrio e de configurações não usuais para o conduto forçado também são abordadas.

Também Jaeger (1994) apresenta sua contribuição, aprimorando o modelo do IEEE (1992), no que diz respeito à representação do distribuidor e das perdas na turbina. No trabalho é mostrado como obter parâmetros do modelo apresentado a partir de ensaios em campo.

Entretanto, os modelos até aqui mencionados, mesmos os mais completos, não faziam distinção quanto ao tipo de turbina. Na verdade, tais modelos representam o efeito da variação da posição do distribuidor na potência mecânica fornecida pela turbina ao gerador, ou seja, estes modelos têm apenas uma variável de controle, a posição do distribuidor.

Esta representação, com apenas a posição do distribuidor como variável de controle é bem adequada para turbinas do tipo Francis, mas não o é para outros tipos de turbina, como as Pelton, Kaplan e Bulbo, que apresentam duas variáveis de controle.

Com esta preocupação, Johnson (2004), apresenta um modelo específico para as turbinas Pelton, tendo como variáveis de controle, não apenas a posição da agulha (mesma função das palhetas do distribuidor), mas considerando, também, a posição do defletor do jato, elemento de grande influência, principalmente em estudos de rejeição de carga.

Bin Ng (2004), por sua vez, apresenta um modelo mais detalhado de turbinas do tipo Francis, onde é representada a variação de sua eficiência, em função da sua condição operativa, bem como a não linearidade existente entre a posição do distribuidor e a vazão que passa pela turbina.

O modelo detalhado das turbinas do tipo Kaplan é apresentado por Brezovec (2006). Estas turbinas apresentam um grande diferencial construtivo em relação às demais turbinas. As pás de seus rotores são móveis, de forma a propiciar um melhor rendimento nas mais diversas condições operativas. Assim, as turbinas Kaplan, apresentam, como variáveis de controle, a posição do distribuidor e o ângulo das pás do rotor. A representação proposta por Brezovec (2006) leva em consideração estas características das turbinas Kaplan.

Entretanto, analisando todos estes artigos, e a literatura nacional e internacional, até o presente trabalho, não se encontra, nacional e internacionalmente, nenhum modelo específico de turbinas do tipo bulbo.

Desta forma, diante da crescente utilização deste tipo de turbina, principalmente no Brasil, o presente trabalho pretende preencher esta lacuna, apresentando um modelo detalhado de turbinas do tipo bulbo, bem como de suas influências na estabilidade dos sistemas elétricos de potência. Com este propósito, o presente trabalho será organizado da forma descrita a seguir:

1.2 Estrutura da Dissertação

- **Capítulo 1 – Introdução**

Este primeiro capítulo apresenta a importância e relevância do tema abordado neste trabalho, através de uma breve contextualização e apresentação dos trabalhos relevantes já publicados na área.

- **Capítulo 2 – Estabilidade de Sistemas Elétricos de Potência**

Este capítulo apresenta a importância e abrangência dos estudos de estabilidade de um sistema elétrico de potência.

- **Capítulo 3 – Turbinas Hidráulicas**

O terceiro capítulo apresenta as características principais dos principais tipos de turbinas hidráulicas (Francis, Pelton, Kaplan e Bulbo).

- **Capítulo 4 – Modelo e Representação do Conduto Forçado**

Neste capítulo é apresentado o equacionamento completo da dinâmica de um conduto forçado, e seu respectivo modelo não linear. Também é apresentada a linearização do referido modelo.

- **Capítulo 5 – Representação da Constante de Tempo de Inércia**

No quinto capítulo deste trabalho, é apresentado um cálculo estimado da constante de tempo de inércia para grupos do tipo bulbo.

- **Capítulo 6 – Modelo da Turbina Bulbo**

No sexto capítulo, a partir das características dos principais componentes de uma turbina bulbo, é obtido o modelo de cada componente mencionado. Conhecendo as relações e funções dos diversos componentes de uma turbina bulbo, e com seus modelos individuais conhecidos, obtém-se o modelo completo para este tipo de turbina.

- **Capítulo 7 – Comportamento de uma Turbina Bulbo em um Sistema Radial**

Ao modelo apresentado no capítulo anterior, é acoplado um gerador síncrono, e este conectado a um grande sistema, representado por um barramento infinito, através de um sistema de transmissão. Neste sistema radial, são realizadas simulações de forma a avaliar e comparar (com outros tipos de turbinas) o comportamento dinâmico de uma turbina bulbo.

- **Capítulo 8 – Comportamento de uma Turbina Bulbo em um Sistema Multimáquina**

Este capítulo avalia o comportamento de uma turbina bulbo em um sistema multimáquina. As simulações são realizadas em um sistema teste denominado *Brazilian Birds*, utilizando o modelo apresentado no capítulo 6. As simulações

também são realizadas com outros tipos de turbinas, a fim de comparar o comportamento dinâmico de diversos tipos de turbinas.

- **Capítulo 9 – Resultados e Conclusões**

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos a partir das características físicas e construtivas das turbinas bulbo, e de suas características dinâmicas observadas nas simulações realizadas. Também são apresentadas as implicações na estabilidade eletromecânica dos sistemas elétricos de potência quando se utiliza este tipo de turbina.

CAPÍTULO 2

ESTABILIDADE DE SISTEMAS ELÉTRICOS DE POTÊNCIA

Um sistema elétrico de potência tem por finalidade suprir as cargas a ele conectadas, de forma confiável e ininterrupta. Isto implica que o sistema deve apresentar um comportamento adequado diante das variações constantes de carga, bem como diante de perturbações, como curto-circuito em linhas de transmissão, perda de unidades geradoras e perdas de blocos de cargas.

No propósito de avaliar o desempenho do sistema diante dos mais variados distúrbios, são desenvolvidos diversos estudos, como os que contemplam sua condição estacionária ou de regime permanente, e os que avaliam seu comportamento dinâmico, que se referem aos estudos de estabilidade.

De acordo com Mendes (2006), a estabilidade de um sistema elétrico é definida como sendo a capacidade que este sistema tem de se manter em um estado de equilíbrio, quando em condições operativas normais, e de alcançar um estado de equilíbrio viável, após ter sido submetido a uma perturbação como: curto-circuito em um elemento importante, saída de operação de grandes blocos de carga ou geração, etc.

Os estudos de estabilidade são abrangentes e segundo IEEE/CIGRE (2004) podem ser divididos em três grandes grupos, de acordo com suas características e finalidades. São eles: Estabilidade angular do rotor, estabilidade de tensão e estabilidade de frequência, conforme apresentado no diagrama da Figura 1.

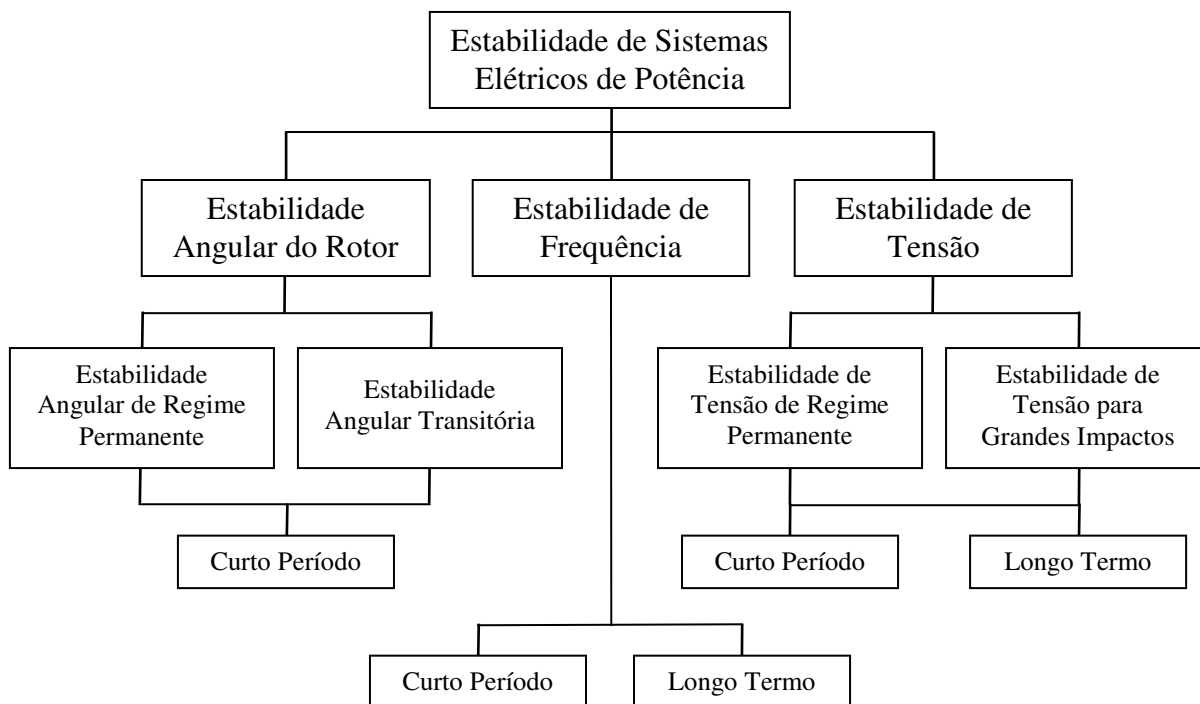


Figura 1 – Classificação dos estudos de estabilidade em sistemas elétricos de potência (IEEE/CIGRE, 2004).

2.1 Estabilidade de Tensão

Estabilidade de tensão se refere à capacidade de um sistema em manter estáveis as tensões em todos os seus barramentos, após uma determinada perturbação. Isto está intimamente relacionado ao equilíbrio entre a demanda solicitada pela carga, e o atendimento ou suprimento da mesma pelo sistema (IEEE/CIGRE, 2004).

A instabilidade de tensão pode ocorrer na forma de uma queda ou elevação progressiva nas tensões de alguns barramentos. Um possível resultado da instabilidade de tensão é a perda de carga em uma área ou abertura de linhas de transmissão ou de outros elementos, pelos seus respectivos sistemas de proteção, ou abertura em cascata de elementos. Perda de sincronismo de unidades geradoras também pode ocorrer em virtude destas aberturas, ou de condições operativas que possam violar os limites da corrente de campo.

Um critério para a estabilidade de tensão, segundo Kundur (1994) é: Para uma determinada condição operativa, para todos os barramentos do sistema, a magnitude da tensão de um barramento aumenta quando ocorre um acréscimo de injeção de potência reativa no mesmo. Um sistema apresenta instabilidade de tensão se, pelo menos, para um barramento do sistema, o acréscimo da injeção de potência reativa ocasionar uma redução na magnitude da tensão.

Estabilidade de tensão é essencialmente um problema local. Entretanto, suas conseqüências podem se propagar pelo sistema. Colapso de tensão é mais complexo que simplesmente instabilidade de tensão. Colapso, geralmente, resulta de uma seqüência de eventos acompanhados por instabilidade de tensão que ocasionam quedas severas de tensão em parte significativa do sistema (Kundur, 1994).

Os estudos de estabilidade de tensão podem ser divididos em: estudos de estabilidade de tensão de regime permanente ou de pequenos impactos e estudos de estabilidade de tensão para grandes impactos.

2.1.1 Estabilidade de Tensão de Regime Permanente

Os estudos de estabilidade de tensão de regime permanente avaliam a habilidade do sistema de potência em manter um perfil adequado de tensões, após ter sido submetido a um pequeno impacto, como uma variação normal de carga, por exemplo. (Mendes, 2006).

Este tipo de estabilidade é influenciada pelas características das cargas, dispositivos de controle contínuos e discretos num determinado instante de tempo. Este conceito é importante na determinação, em qualquer instante, de como as tensões do sistema vão responder a pequenas variações. As equações do sistema podem ser linearizadas para a realização das análises, permitindo a obtenção das sensibilidades, informação de grande utilidade na determinação dos fatores que influem na estabilidade do sistema. Esta linearização, entretanto, não leva em consideração efeitos não lineares como comutação de taps de transformadores, zonas mortas, etc. Assim, uma combinação de análises linear e não linear é utilizada de forma complementar (IEEE/CIGRE, 2004).

2.1.2 Estabilidade de Tensão para Grandes Impactos

Os estudos de estabilidade de tensão para grandes impactos, de acordo com Mendes (2006), têm como objetivo, determinar a capacidade de um sistema de potência controlar as tensões em seus barramentos, após a ocorrência de uma grande perturbação, como desligamento de elementos importantes, curtos-circuitos em linha de transmissão, alteração rápida e substancial no equilíbrio carga/geração, etc. Pode-se dizer que o sistema apresenta estabilidade se, após o distúrbio, seus controladores levarem as tensões de todas as barras do sistema a uma condição de equilíbrio adequada.

Estes estudos devem ser realizados, utilizando-se as equações não lineares do sistema, a fim de que elementos, como transformadores providos de taps variáveis, cargas termostáticas, limitadores de corrente de campo de geradores possam ser representados.

2.1.3 Tempo de Análise

Tanto os estudos de estabilidade de tensão de regime permanente, como os estudos de estabilidade de tensão para grandes impactos, abrangem tanto análises de curta duração, como de longa duração.

As análises de curta duração envolvem cargas com dinâmica rápida, como motores de indução, cargas controladas eletronicamente, conversores *HVDC (High Voltage DC)*, etc. O período de interesse é da ordem de alguns segundos. Neste tipo de estudo, a modelagem das cargas é essencial, e os curtos-circuitos próximos das cargas são os mais importantes para serem analisados.

A estabilidade de tensão de longo termo envolve equipamentos com dinâmica mais lenta, como os comutadores de taps de transformadores, cargas termostáticas, e limitadores de máquinas síncronas. O tempo de simulação requerido para as análises são maiores que o do caso anterior.

2.2 Estabilidade de Frequência

Estabilidade de frequência se refere à capacidade de um sistema de potência em manter sua frequência estável, após uma perturbação que resulte em um desequilíbrio significativo entre geração e carga. Isto depende da capacidade em manter ou restaurar o equilíbrio entre a geração e a carga, com o mínimo de perda de carga possível. A instabilidade se manifesta na forma de oscilações sustentadas na frequência do sistema, ocasionando a perda de geração e/ou carga (IEEE/CIGRE, 2004).

Geralmente, os problemas de estabilidade de frequência se relacionam às respostas inadequadas dos equipamentos, coordenação insuficiente entre equipamentos de controle e proteção e reserva de geração insuficiente.

Os estudos de estabilidade de frequência podem ser de curta duração e de longa duração. Como exemplo de fenômenos de curta-duração, tem-se a formação de uma ilha com geração insuficiente para supri-la e com esquema de alívio de carga insuficiente para promover o equilíbrio entre carga e geração. O resultado é que a frequência do sistema cai rapidamente, causando o colapso ou *breakdown* da ilha em poucos segundos.

Os fenômenos de longa duração se referem a situações mais complexas, quando a instabilidade de frequência é causada pelo sistema de controle de sobrevelocidade de uma turbina a vapor ou pela proteção e controle da caldeira/reator, por exemplo. Estes fenômenos envolvem dinâmica de elementos, cujos tempos de análise podem variar de alguns segundos a minutos.

2.3 Estabilidade Angular do Rotor

A estabilidade angular do rotor refere-se à habilidade de uma máquina síncrona, conectada a um sistema multimáquina, permanecer em sincronismo com o mesmo, após uma perturbação

qualquer. Isto depende da capacidade de cada máquina do sistema em manter ou restaurar o equilíbrio entre o torque eletromagnético e o torque mecânico (IEEE/CIGRE, 2004).

Estes estudos consideram as oscilações eletromecânicas inerentes ao sistema, cujo principal fator é a variação da potência gerada por uma máquina síncrona em função das oscilações em seu eixo mecânico (Kundur, 1994).

As máquinas síncronas são compostas por dois enrolamentos principais, o de campo e o da armadura. O enrolamento de campo que, geralmente, está situado no rotor, é alimentado por uma fonte de corrente contínua. Desta forma, o rotor, quando acionado pela máquina primária, produz um campo magnético rotativo na armadura, induzindo tensões nos enrolamentos do estator. Desta forma, a frequência da tensão induzida no estator está intimamente relacionada à velocidade angular do rotor, ou seja, a frequência do sinal elétrico está em sincronia com a velocidade mecânica do eixo.

Em uma situação de regime permanente, tem-se o equilíbrio entre o torque mecânico e o torque eletromagnético de todas as máquinas de um sistema e suas velocidades angulares permanecem constantes. Quando ocorre uma perturbação, este equilíbrio é rompido, causando a aceleração e desaceleração dos rotores das máquinas. Se um gerador, temporariamente, apresenta uma velocidade angular maior do que outro, tem-se um acréscimo da diferença angular entre esses dois geradores, cujo resultado será a transferência de parte da carga da máquina mais lenta para a máquina mais rápida, dependendo da relação potência-ângulo. Isto tende a reduzir a diferença de velocidade angular entre as máquinas, e conseqüentemente, a diferença angular. Entretanto, a relação potência-ângulo é altamente não linear, sendo que, após um certo limite, um acréscimo na diferença angular resulta em uma redução na potência transferida, o que implica em uma diferença angular ainda maior.

Desta forma, a instabilidade ocorre quando o sistema não tem capacidade de absorver a energia cinética correspondente às diferenças de velocidade dos rotores de suas máquinas. A instabilidade se manifesta através da perda de sincronismo, que pode ocorrer entre uma máquina e o restante do sistema, ou entre grupos de máquinas, com o sincronismo mantido dentro de cada grupo (IEEE/CIGRE, 2004).

Os estudos de estabilidade angular do rotor, ainda podem ser divididos em: estudo de estabilidade angular de regime permanente e estudo de estabilidade angular transitória.

2.3.1 Estabilidade Angular de Regime Permanente

Estabilidade angular de regime permanente ou estabilidade angular para pequenos impactos, como também é conhecida, avalia o sincronismo das unidades geradoras do sistema quando da ocorrência de pequenos impactos ou perturbações, como variações normais de carga ou pequenas variações na geração, por exemplo. Estas perturbações são consideradas suficientemente pequenas de forma que equações linearizadas podem ser utilizadas para as análises.

De acordo com Mendes (2006), nos dias atuais, os problemas observados nos estudos de estabilidade de regime permanente são essencialmente relacionados à falta de amortecimento das oscilações que podem ser causadas por modos locais, modos interáreas, modos de controle e modos torcionais.

A estabilidade de regime permanente de um sistema depende principalmente da existência de torques sincronizante e de amortecimento. A insuficiência do primeiro resulta em uma instabilidade com comportamento não-oscilatório. A falta do segundo ocasiona uma instabilidade cujo comportamento é oscilatório não amortecido.

Os problemas de estabilidade de regime permanente podem ser de natureza local ou global. Problemas locais envolvem pequenas áreas de um sistema de potência e, geralmente, estão relacionados com as oscilações do rotor de uma central com o restante do sistema. Estas oscilações também recebem a denominação de modos locais. Os amortecimentos de tais oscilações dependem da robustez do sistema de transmissão visto pela planta, dos sistemas de controle e excitação e da potência gerada pela planta.

Os problemas de natureza global são causados pelas interações entre grandes grupos de geradores e têm efeitos mais abrangentes. Estes problemas envolvem oscilações entre um grupo de geradores de uma determinada área, com um grupo de geradores de outra área. Também são chamadas de modos interáreas. Suas características são muito complexas e diferentes das dos modos locais. As características das cargas têm um grande efeito na estabilidade de modos interáreas (IEEE/CIGRE, 2004).

2.3.2 Estabilidade Angular Transitória

O estudo de estabilidade transitória avalia a habilidade do sistema de potência em manter o sincronismo de suas unidades geradoras quando da ocorrência de grandes impactos, como curto-circuito em elementos importantes do sistema e perdas de grandes blocos de geração, por exemplo (Mendes, 2006).

Em grandes sistemas interligados, a instabilidade ocorre normalmente de duas formas: através de aceleração do rotor, com crescimento progressivo ou monotônico, do deslocamento angular, sendo a causa fundamental a falta de conjugado sincronizante; e através de oscilações crescentes do rotor, causadas pela superposição de diversos modos de oscilação do sistema (Mendes, 2006).

Nos estudos de estabilidade transitória são importantes as condições iniciais do sistema, bem como a severidade da perturbação. As perturbações analisadas, geralmente ocasionam grandes variações angulares nos rotores dos geradores, e por estes possuírem relações não lineares, é necessária a representação destas não linearidades.

O tempo necessário para avaliar a estabilidade transitória de um sistema é usualmente, de 3 a 5 segundos. Este valor, entretanto, pode estender para 10 a 20 segundos, para grandes sistemas, com modos interáreas dominantes (IEEE/CIGRE, 2004).

O enfoque do presente trabalho é apresentar um modelo de turbina bulbo de forma a viabilizar a realização de estudos de estabilidade angular transitória em sistemas equipados com este tipo de turbina. Com este propósito, o modelo proposto prezará pela representação dos componentes cuja dinâmica é essencial nos estudos de estabilidade transitória, ou seja, que sua dinâmica seja relevante em um período de aproximadamente 20 segundos.

TURBINAS HIDRÁULICAS

Para a produção de eletricidade a partir da energia hidráulica, o elemento essencial é a turbina hidráulica. Esta é responsável por transformar a energia presente em um escoamento hidráulico, em energia mecânica. Esta energia é, então, transferida ao gerador que converte a energia mecânica em energia elétrica, disponibilizada aos consumidores através da rede elétrica.

A Figura 2 apresenta o esquema básico de uma usina hidrelétrica, composta por uma barragem, conduto forçado, conjunto turbina gerador e canal de fuga. A figura também mostra, de forma simplificada, o caminho percorrido pela energia até chegar ao seu destino, o consumidor final.

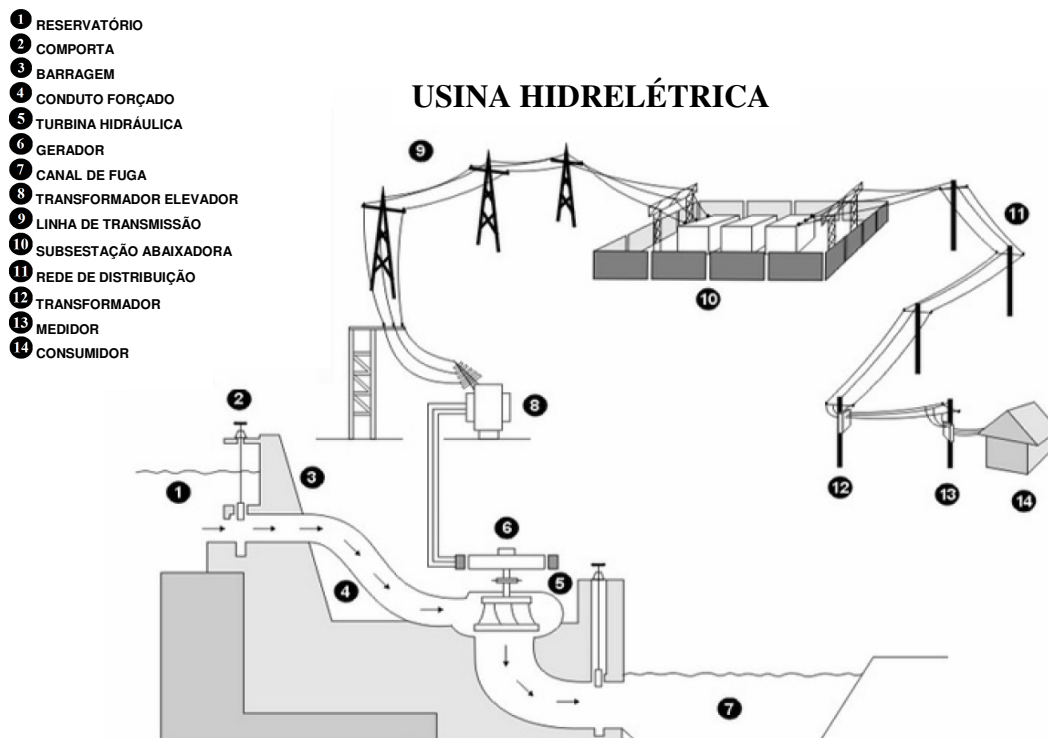


Figura 2 – Esquema básico de uma central hidrelétrica (Pellegrine, 2005).

3.1 Tipos de Turbinas Hidráulicas

As turbinas hidráulicas podem ser classificadas em dois tipos básicos: turbinas de ação ou turbinas de reação.

Turbinas de ação são aquelas em que a energia do escoamento é transformada em energia cinética, a qual é convertida em trabalho mecânico no rotor da turbina. Neste tipo de turbina, não ocorre variação de pressão do líquido, quando este passa pelo rotor da turbina. As turbinas Pelton são um exemplo deste tipo de turbina.

Nas turbinas de reação, o trabalho mecânico é proveniente de dois efeitos que ocorrem no rotor da turbina. Primeiramente, em função da variação da pressão no interior do rotor, surge uma parcela de energia. Esta parcela é denominada de reação. A segunda parcela, denominada impulsiva, é decorrente da variação da direção dos vetores de velocidade do fluxo que ocorre quando o fluido passa por entre as pás do rotor. As turbinas do tipo Francis, Kaplan e Bulbo, são exemplos de turbinas de reação.

Em função de suas características intrínsecas, cada turbina tem sua aplicação específica. Assim, a escolha do tipo de turbina baseia-se nas características do aproveitamento, como a altura da queda e a vazão disponíveis. A Figura 3 apresenta, de forma simples, as aplicações dos principais tipos de turbinas.

A seguir são apresentadas as características dos principais tipos de turbinas hidráulicas. Como referência sobre este assunto tem-se os trabalhos de Macintyre, 1983, Kjolle, 2001, Gregorig, 1960, Souza, 1978 e Pellegrine, 2005.

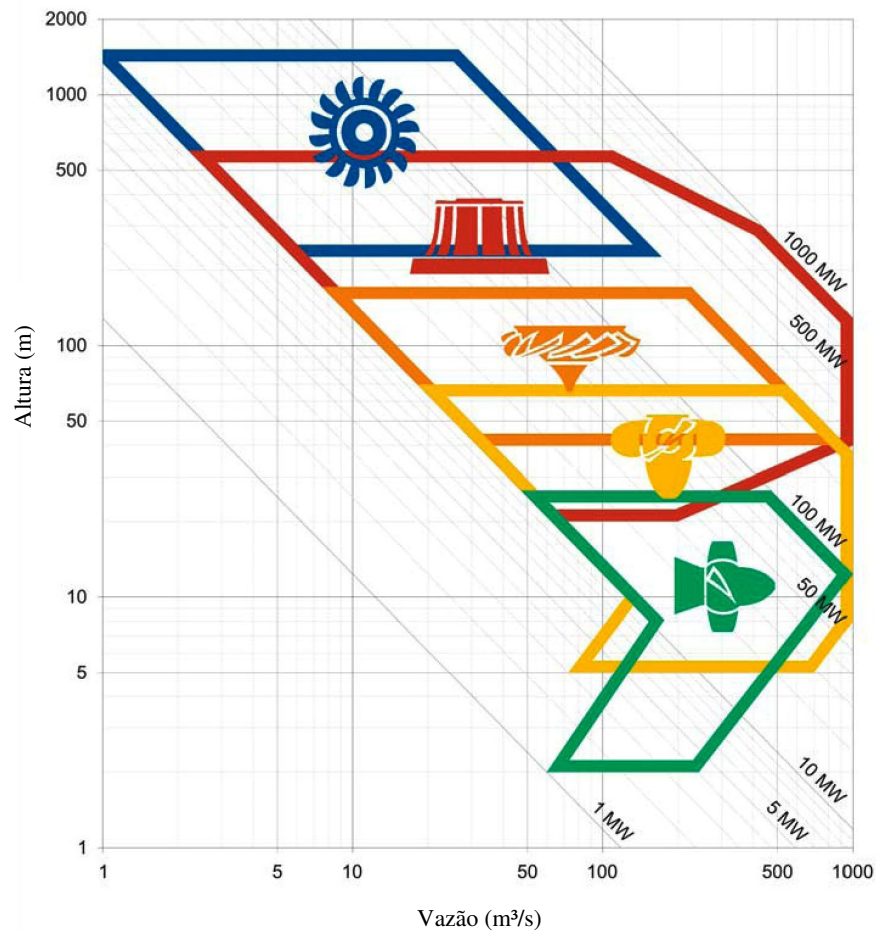


Figura 3 – Aplicação dos principais tipos de turbinas (OJSC Power Machines, 2004).

3.1.1 Turbina Pelton

Turbinas Pelton são turbinas de impulso, geralmente utilizadas em aproveitamentos de altura superior a 250 [m], sendo que, atualmente, há turbinas Pelton operando em quedas de até, aproximadamente, 1800 [m].

O rotor deste tipo de turbina é acionado direcionando-se o jato d'água contra as pás, através de injetores, de forma a aproveitar a grande quantidade de movimento da água. Estas turbinas podem ser equipadas com um, dois e até seis injetores, de acordo com o projeto.

O controle de velocidade é realizado, controlando-se a vazão de água nos injetores, através de uma válvula do tipo agulha, que pode ser deslocada de forma a variar a abertura do injetor. Este sistema é utilizado para a realização de pequenos ajustes na vazão, decorrentes de alterações normais de carga. Para a realização de variações súbitas na potência gerada da turbina este mecanismo não é adequado, pois este tipo de turbina geralmente apresenta um conduto forçado longo, e variações bruscas de vazão provocam o fenômeno denominado golpe de aríete.

Assim, quando da necessidade de grandes variações na potência gerada, utiliza-se um mecanismo denominado defletor que desvia a água das pás do rotor. Após a atuação deste, a válvula agulha atua de forma mais lenta, reduzindo a vazão, passando todo o jato a incidir novamente sobre a turbina.

A Figura 4 apresenta a instalação de uma turbina Pelton horizontal com seis jatos. A Figura 5 mostra em detalhe um rotor Pelton.

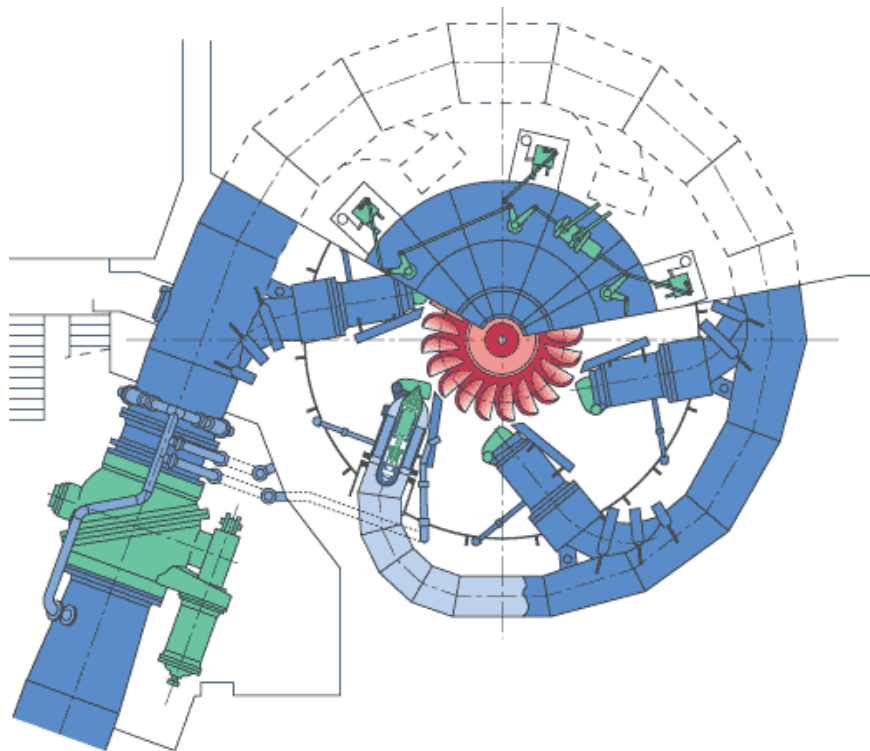


Figura 4 – Turbina Pelton horizontal (Voith Hydro, 2010).



Figura 5 – Rotor de uma turbina Pelton (Hitachi, 2006).

3.1.2 Turbina Francis

As turbinas Francis são turbinas versáteis, podendo ser utilizadas em quedas que variam de 10 a 500 metros, com potência unitária de até 820 [MW], podendo atingir eficiências de até 94%. Atualmente, este é o tipo de turbina mais utilizado na geração de hidroeletricidade no Brasil.

Uma turbina Francis é composta basicamente de caixa espiral, distribuidor, rotor e tubo de sucção. A água é conduzida da barragem até a caixa espiral pelo conduto forçado. Entre a caixa espiral e o rotor da turbina, tem-se o distribuidor, composto por um conjunto de palhetas móveis. Após passar pelo distribuidor, a água passa pelo rotor, e é conduzida até o canal de fuga pelo tubo de sucção.

A caixa espiral é uma estrutura de forma toroidal que envolve a região do rotor. Sua função é distribuir a água igualmente na entrada da turbina.

O distribuidor é formado por um conjunto de palhetas que têm a função de controlar o fluxo que passa pela turbina. Estas palhetas são movimentadas conjuntamente através de um anel de comando, que é acionado por servomotores. Através do controle do distribuidor, controla-se a vazão que passa pela turbina, e, conseqüentemente, a potência gerada.

O rotor é o elemento mais importante da turbina, cuja função é converter a energia hidráulica em trabalho mecânico. Sua geometria e dimensões são definidas a partir das características do projeto, como vazão e altura nominais. Sua fabricação exige cuidados especiais, pois a eficiência da turbina está diretamente relacionada ao desempenho do seu rotor.

As figuras 6 e 7 mostram, respectivamente, uma visão em corte e o rotor de uma turbina Francis.

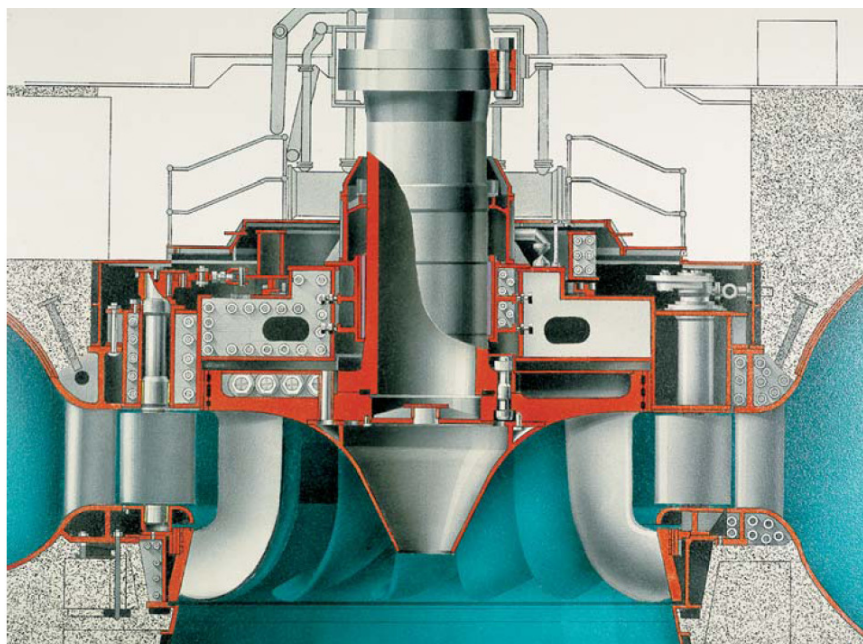


Figura 6 – Turbina Francis (OJSC Power Machines, 2004).



Figura 7 – Rotor de uma turbina Francis (Hitachi, 2006).

3.1.3 Turbina Kaplan

As turbinas Kaplan são turbinas de reação, geralmente empregadas em aproveitamentos de baixa queda (entre 10 e 60 metros) e com grandes volumes de água. São bastante semelhantes as turbinas Francis, uma vez que possuem caixa espiral, distribuidor e tubo de sucção como as Francis. A grande diferença entre elas está no rotor. Nas turbinas Kaplan, este assemelha-se a um propulsor de navio (similar a uma hélice) com até seis pás. Estas pás são movimentadas através de um sistema de êmbolo e manivelas montado dentro do cubo do rotor.

A possibilidade de alterar o ângulo das pás do rotor faz com que as turbinas Kaplan tenham uma grande vantagem. O controle duplo, tanto na abertura do distribuidor como no ângulo das pás do rotor, permite que este tipo de turbina opere de forma satisfatória em uma larga faixa de condições operativas. Para isto, o ângulo das pás do rotor, geralmente é definido a partir da abertura do distribuidor e do nível da água na barragem. Desta forma, mesmo para vazões

reduzidas, este tipo de turbina apresenta uma eficiência satisfatória, conforme mostra a Figura 8.

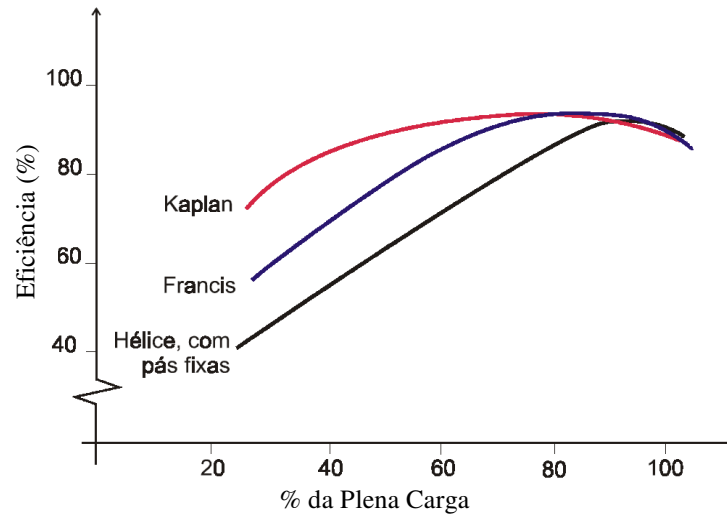


Figura 8 – Comparação de rendimento de turbinas com relação a condição operativa (Souza e Bortoni, 2009).

A Figura 9 e a Figura 10 apresentam uma turbina Kaplan e seu respectivo rotor.

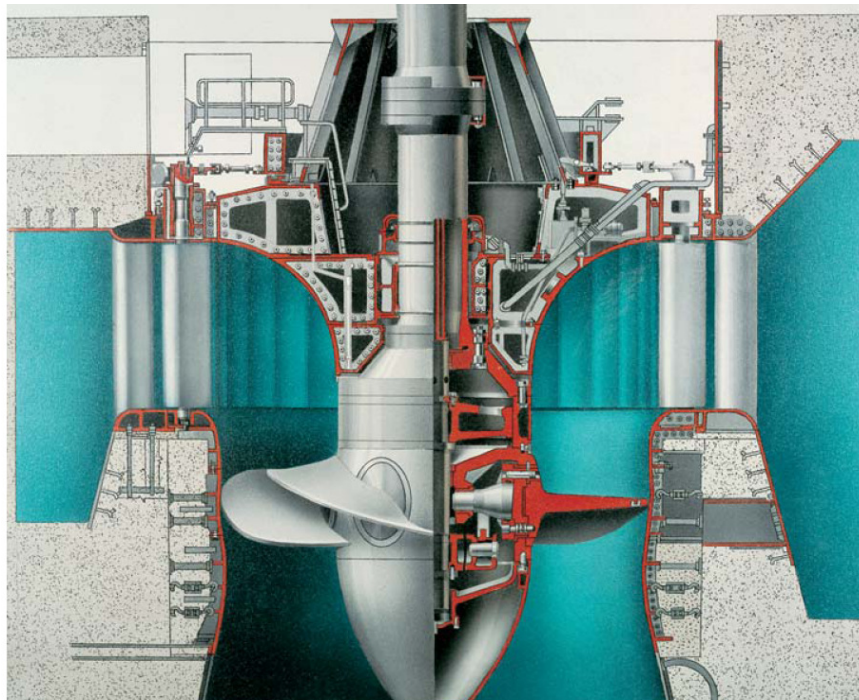


Figura 9 – Corte de uma turbina Kaplan (OJSC Power Machines, 2004).



Figura 10 – Rotor de uma turbina Kaplan (Hitachi, 2006).

3.1.4 Turbina Bulbo

Um grupo bulbo é caracterizado por possuir o conjunto turbina-gerador de eixo horizontal instalado no interior de uma cápsula denominada bulbo que, geralmente, opera submersa.

As turbinas bulbo são empregadas, na maioria dos casos, em aproveitamentos de baixa queda e, quase sempre, a fio d'água. Sua concepção, uma versão compacta de uma turbina Kaplan, reduz consideravelmente o volume das obras civis. Em compensação, o custo do equipamento eletromecânico, turbina e gerador, é maior que o das turbinas convencionais, pela tecnologia e processos de fabricação aplicados em termos de ajustes e vedações. A Figura 11 mostra o arranjo típico de um grupo bulbo e a Figura 12 apresenta em detalhe o rotor de uma turbina bulbo.

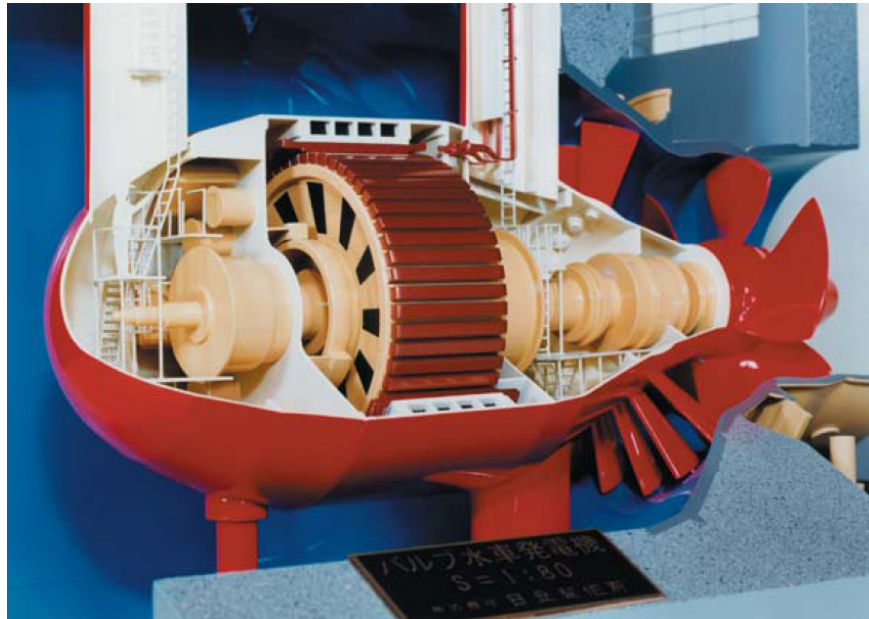


Figura 11 – Visão em corte de um grupo bulbo (Hitachi, 2006).



Figura 12 – Rotor de uma turbina bulbo (Alstom Power, 2010).

As principais vantagens de um grupo bulbo são:

- Como a disposição do grupo turbo-gerador é horizontal, a descarga é direta permitindo grandes vazões e ótima eficiência, quando comparado às turbinas Kaplan, conforme apresentado na Figura 13;
- Quando uma turbina do tipo bulbo pode ser substituída por uma Kaplan, com as mesmas características, a bulbo apresenta um rotor com diâmetro, aproximadamente, 8% menor e, desta maneira, tem-se a redução de vários equipamentos eletromecânicos;
- A distância entre eixos das máquinas bulbo, comparada com as das máquinas Kaplan de mesmas características, é bem menor. Assim sendo, tratando-se da instalação de várias unidades em função de um determinado espaço, o sistema bulbo permite instalar um número de máquinas até, aproximadamente, 50% maior do que o sistema Kaplan;
- O volume das obras civis para instalação, comparado com o sistema Kaplan, com as mesmas características, é reduzido em aproximadamente 35%, conforme apresentado na Figura 14 (Souza e Bortoni, 2009).

As principais desvantagens de um grupo bulbo são:

- Há limitação de potência devida ao diâmetro e à ventilação do gerador. Atualmente, as máquinas bulbo mais potentes em operação são da ordem de 60 [MW];
- O gerador é especial devido à limitação do diâmetro do estator, o que implica no aumento da sua espessura. Em decorrência disto, há diminuição da inércia das partes rotativas;
- Os mancais requerem cuidados na sua especificação e fabricação.

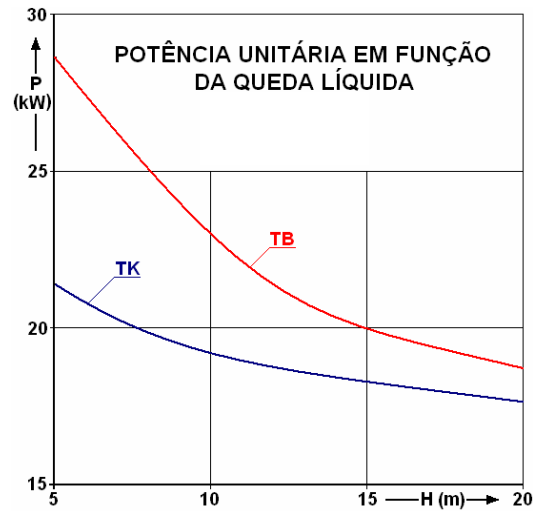


Figura 13 – Potência unitária em função da queda líquida de uma turbina Kaplan (TK) e de uma bulbo (TB) (Souza e Bortoni, 2009).

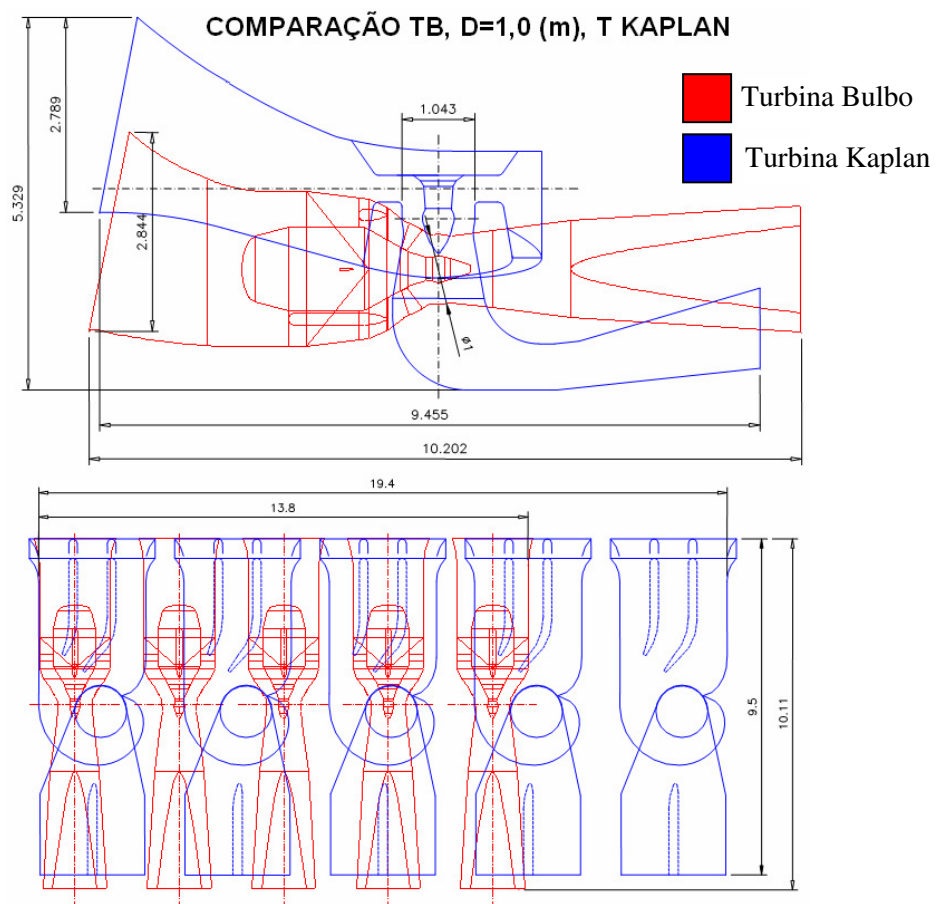


Figura 14 – Comparação entre a instalação de uma turbina Kaplan com uma bulbo (Souza, Santos e Bortoni, 2009).

CAPÍTULO 4

MODELO E REPRESENTAÇÃO DO CONDUTO FORÇADO

Em uma central hidrelétrica, o comportamento dinâmico da água, desde sua entrada na câmara de adução até o tubo de sucção, é de grande importância e influência nos estudos de estabilidade eletromecânica.

Neste percurso, a área e a extensão do conduto forçado exercem grande influência, requerendo, portanto, uma atenção especial.

Desta forma, este capítulo apresenta o modelo de um conduto forçado simples, composto de um tubo com comprimento e seção transversal definidos e constantes. Os princípios apresentados são válidos não apenas para sistemas simples, mas também para sistemas mais complexos, com a presença de túneis de baixa pressão, chaminés de equilíbrio, bifurcações, etc.

Como material consultado e referência sobre o assunto, têm-se os trabalhos de Machowski (1997) e IEEE (1992).

4.1 Equacionamento do Conduto Forçado

O equacionamento do conduto forçado parte da segunda lei de Newton, representada pela seguinte equação:

$$F = m \cdot a \quad (1)$$

Onde:

- F = Força resultante (N);
- m = Massa do corpo em movimento (kg);
- a = Aceleração do corpo (m/s^2).

Como se deseja analisar o comportamento da água ao longo de um tubo, pode-se inferir que a massa de água em movimento ao longo deste tubo é obtida pela seguinte equação:

$$m = \rho \cdot l \cdot A \quad (2)$$

Onde:

- ρ = Densidade do fluido (kg/m^3);
- l = Comprimento do conduto (m);
- A = Área da secção transversal do tubo (m^2).

Substituindo a equação (2) na equação (1) tem-se que:

$$F = \rho \cdot l \cdot A \cdot a \quad (3)$$

A vazão pode ser calculada pela seguinte equação:

$$Q = A \cdot v \quad (4)$$

Onde:

- Q = Vazão (m^3/s);
- v = Velocidade do fluido (m/s);

A = Área da secção transversal do tubo (m^2).

Derivando a equação anterior em relação ao tempo, vem:

$$\frac{dQ}{dt} = A \cdot a \quad (5)$$

Onde:

a = Aceleração do fluido (m/s^2).

Evidenciando a aceleração 'a' na equação (5) e substituindo na equação (3) tem-se a seguinte equação:

$$F = \rho \cdot l \cdot \frac{dQ}{dt} \quad (6)$$

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

Esta força também pode ser equacionada utilizando-se, ao invés da variação da vazão, uma altura resultante ou equivalente (Machowski, 1997), conforme mostra a equação seguinte:

$$F = \rho \cdot A \cdot g \cdot h_{resul} \quad (7)$$

Onde:

h_{resul} = Altura resultante (m);

g = Aceleração da gravidade (m/s^2).

A altura resultante, h_{resul} , pode ser compreendida como sendo uma variação de pressão que resultará na variação do fluxo em um tubo. Desta maneira, se não há alteração nesta pressão, a vazão permanece constante. Caso haja alguma perturbação (variação de h_{resul}), o sistema passará por um período transitório e encontrará um novo ponto de operação. A h_{resul} é dada por:

$$h_{resul} = (h_0 - h - h_l) \quad (8)$$

Onde:

h_0 = Altura nominal do desnível (m);

h = Altura equivalente a potência hidráulica convertida na turbina (m);

h_l = Altura equivalente às perdas na tubulação (m).

Substituindo-se a equação (8) na equação (7) vem:

$$F = \rho \cdot A \cdot g \cdot (h_0 - h - h_l) \quad (9)$$

Igualando-se as equações (6) e (9) resulta na equação diferencial que modela o fenômeno:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{A \cdot g \cdot (h_0 - h - h_l)}{l} \quad (10)$$

Passando a equação anterior para o domínio da frequência vem:

$$Q = \frac{1}{s} \cdot \frac{A \cdot g}{l} \cdot (h_0 - h - h_l) \quad (11)$$

A equação anterior pode ser representada através de diagramas de blocos, conforme mostra a Figura 15.

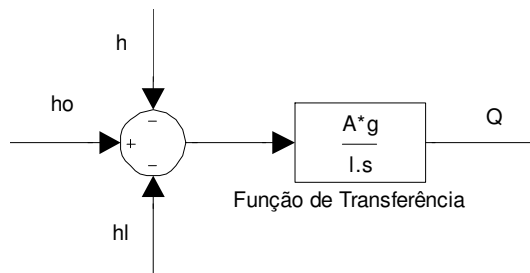


Figura 15 – Modelo do fluxo d’água.

Considerando-se que as perdas por atrito (h_l) são proporcionais ao quadrado do fluxo (IEEE 1992), pode-se construir um novo diagrama de blocos, apresentado na Figura 16. As constantes do referido modelo são apresentadas na Tabela 1.

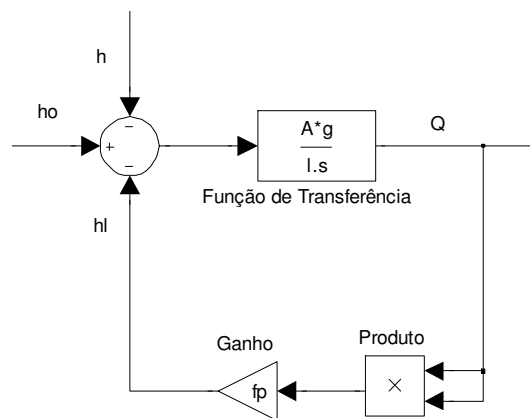


Figura 16 – Modelo do fluxo d’água com a representação das perdas.

Tabela 1 – Constantes presentes no diagrama da Figura 16.

Símbolo	Parâmetro
A	Área da secção transversal do tubo
fp	Coefficiente das perdas no conduto forçado
g	Aceleração da gravidade
l	Comprimento do conduto

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

$$\frac{dQ_u}{dt} = \frac{(1 - h_u - h_{lu})}{T_w} \quad (12)$$

Onde:

Q_u = Vazão (pu);

h_u = Altura equivalente à potência hidráulica convertida na turbina (pu);

h_{lu} = Altura equivalente às perdas na tubulação (pu);

T_w = Constante de tempo da água (s).

A constante de tempo da água e a vazão são definidas por (IEEE, 1992):

$$T_w = \frac{l}{A \cdot g} \cdot \frac{Q_{base}}{h_{base}} \quad (13)$$

$$Q_u = G_u \sqrt{h_u} \quad (14)$$

Onde:

$$Q_{base} = \text{Vazão base (m}^3\text{/s);}$$

$$h_{base} = \text{Altura base (m);}$$

$$G_u = \text{Posição do distribuidor (pu).}$$

A Figura 17 apresenta o diagrama de blocos para a representação em pu do comportamento dinâmico da água no conduto forçado, considerando-se a existência de um sistema de controle de vazão, neste caso, denominado distribuidor, representado matematicamente na equação (14). A Tabela 2 apresenta as constantes e ganhos do referido diagrama de blocos.

Este modelo representa o comportamento dinâmico da água ao longo do conduto forçado. Entretanto, este modelo pode e deve ser estendido para todo o percurso da água, deste a tomada d'água até o final do tubo de sucção. Para isto é necessário calcular ou obter através de ensaios, o valor da constante de tempo da água equivalente a todo o percurso percorrido pela água.

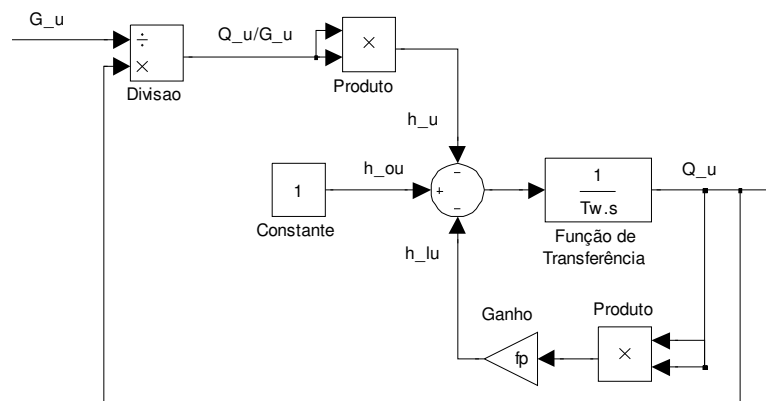


Figura 17 – Modelo representando a vazão d'água em um conduto forçado.

Tabela 2 – Constantes de tempo e ganhos do diagrama da Figura 17.

Símbolo	Parâmetro
f _p	Coefficiente das perdas no conduto forçado
T _w	Constante de tempo da água

4.2 Equacionamento da Turbina

De forma a compreender a conexão entre o modelo do conduto forçado e o da turbina, é apresentado a seguir um equacionamento simples para a obtenção da potência mecânica fornecida pela turbina, a partir da vazão e da altura da queda. Neste caso, a fim de facilitar o entendimento, é utilizada uma turbina que possui apenas uma variável de controle, como por exemplo, a turbina Francis.

A partir destas considerações, a potência fornecida pela turbina é dada por (IEEE, 1992):

$$P_{muTUR} = h_u \cdot (Q_u - Q_{nlu}) \quad (15)$$

Onde:

P_{muTUR} = Potência fornecida pela turbina (pu);

Q_{nlu} = Vazão necessária para suprir as perdas a vazão da turbina (pu).

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

$$A_t = \frac{\text{Potencia No min al Turbina (MW)}}{\text{Potência No min al Gerador (MVA)}} \times \frac{1}{h_{ru}(Q_{ru} - Q_{nlu})} \quad (16)$$

Onde:

- A_t = Relação para mudança de base da turbina para o gerador;
- h_{ru} = Altura equivalente a potência hidráulica convertida na turbina nas condições nominais de operação (pu);
- Q_{ru} = Vazão requerida pela turbina na condição nominal de operação (pu).

Mudando-se a potência gerada pela turbina para a base do gerador, vem:

$$P_{mu} = A_t \cdot h_u \cdot (Q_u - Q_{nlu}) \quad (17)$$

Onde:

- P_{mu} = Potência fornecida pela turbina na base do gerador (pu).

Acrescentando-se o efeito amortecedor, que depende da posição das palhetas, obtém-se a equação (18).

$$P_{mu} = A_t \cdot h_u \cdot (Q_u - Q_{nlu}) - D_u \cdot G_u \cdot \Delta\omega_u \quad (18)$$

Onde:

- D_u = Coeficiente de amortecimento (pu);
- $\Delta\omega_u$ = Variação da velocidade angular (pu).

A representação em diagramas de blocos do modelo do conduto forçado juntamente com o modelo da turbina é apresentada na Figura 18, com seus ganhos e constantes de tempos, detalhados na Tabela 3.

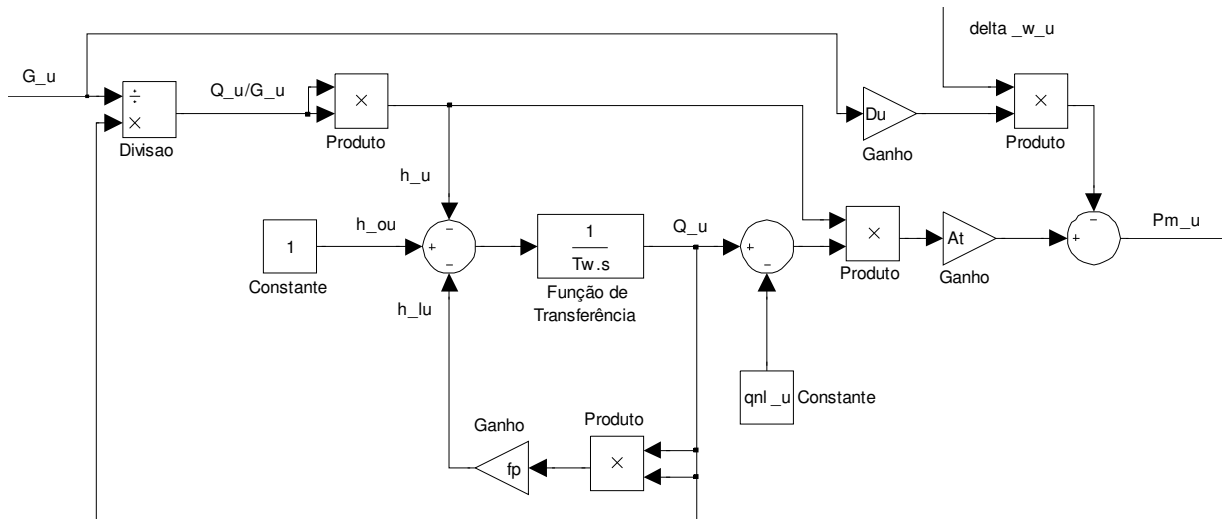


Figura 18 – Modelo representativo de um conduto forçado alimentando uma turbina.

Tabela 3 – Constantes de tempo e ganhos do diagrama da Figura 18.

Símbolo	Parâmetro
A_t	Relação para mudança de base da turbina para o gerador
D_u	Coefficiente de amortecimento
f_p	Coefficiente das perdas no conduto forçado
Q_{nl_u}	Vazão necessária para suprir as perdas em vazio da turbina
T_w	Constante de tempo da água

4.3 Linearização do Modelo

Para pequenas variações na potência mecânica, pode-se se utilizar modelos linearizados dos componentes do sistema. O modelo linearizado é obtido através da linearização das equações que representam os componentes do sistema, em torno do ponto de operação. A seguir é

apresentada, passo a passo, a linearização do modelo composto pelo conduto forçado e pela turbina.

O processo é realizado de forma que o sistema obtido tenha como entrada a variação da posição do distribuidor e a saída seja a variação da potência mecânica fornecida pela turbina.

Assim, partindo da equação (12), e considerando-se desprezíveis as perdas no conduto forçado, tem-se a seguinte equação:

$$\frac{dQ_u}{dt} = \frac{(1 - h_u)}{T_w} \quad (19)$$

Considerando-se uma variação de altura dada por:

$$\Delta h_u = h_u - h_0 \quad (20)$$

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

$$\Delta h_u = h_u - 1 \quad (21)$$

Substituindo-se a equação (21) na equação (19) resulta em:

$$\frac{dQ_u}{dt} = \frac{-\Delta h_u}{T_w} \quad (22)$$

Linearizando-se as equações (22), (14) e (17), tem-se, respectivamente:

$$\frac{d\Delta Q_u}{dt} = \frac{-\Delta h_u}{T_w} \quad (23)$$

$$\Delta Q_u = \frac{\partial Q_u}{\partial G_u} \Delta G_u + \frac{\partial Q_u}{\partial h_u} \Delta h_u \quad (24)$$

$$\Delta P_{mu} = \frac{\partial P_{mu}}{\partial Q_u} \Delta Q_u + \frac{\partial P_{mu}}{\partial h_u} \Delta h_u \quad (25)$$

Aplicando Laplace (domínio da frequência) na equação (23), resulta em:

$$\frac{\Delta h_u}{\Delta Q_u} = -s \cdot T_w \quad (26)$$

Evidenciando-se ΔG_u na equação (24) tem-se:

$$\Delta G_u = \frac{\Delta Q_u - \frac{\partial Q_u}{\partial h_u} \Delta h_u}{\frac{\partial Q_u}{\partial G_u}} \quad (27)$$

Deseja-se obter uma função de transferência que relacione a variação da potência ativa (evidenciada na equação 25) com a abertura das palhetas (equação 27). Portanto, deve-se dividir ambas as equações, conforme mostrado a seguir:

$$\frac{\Delta P_{mu}}{\Delta G_u} = \frac{\left(\frac{\partial P_{mu}}{\partial Q_u} \Delta Q_u + \frac{\partial P_{mu}}{\partial h_u} \Delta h_u \right) \cdot \frac{\partial Q_u}{\partial G_u}}{\Delta Q_u - \frac{\partial Q_u}{\partial h_u} \Delta h_u} \quad (28)$$

Multiplicando-se os termos e dividindo o numerador e o denominador da equação (28) por ΔQ_u , resulta em:

$$\frac{\Delta P_{mu}}{\Delta G_u} = \frac{\left(\frac{\partial P_{mu}}{\partial Q_u} \frac{\partial Q_u}{\partial G_u} + \frac{\partial P_{mu}}{\partial h_u} \frac{\partial Q_u}{\partial G_u} \frac{\Delta h_u}{\Delta Q_u} \right)}{1 - \frac{\partial Q_u}{\partial h_u} \frac{\Delta h_u}{\Delta Q_u}} \quad (29)$$

Substituindo-se a equação (26) na equação (29), resulta em:

$$\frac{\Delta P_{mu}}{\Delta G_u} = \frac{\left(\frac{\partial P_{mu}}{\partial Q_u} \frac{\partial Q_u}{\partial G_u} - s \cdot T_w \cdot \frac{\partial P_{mu}}{\partial h_u} \frac{\partial Q_u}{\partial G_u} \right)}{1 + s \cdot T_w \cdot \frac{\partial Q_u}{\partial h_u}} \quad (30)$$

A equação (30) é a função de transferência linearizada do modelo em estudo. Entretanto, deve-se encontrar os valores das derivadas parciais para que seja possível sua implementação.

Da equação (14), derivando-se com relação a 'G_u' e com relação a 'h_u', tem-se:

$$\frac{\partial Q_u}{\partial h_u} = \frac{G_{u0}}{2 \cdot \sqrt{h_{u0}}} \quad (31)$$

$$\frac{\partial Q_u}{\partial G_u} = \sqrt{h_{u0}} \quad (32)$$

Onde,

G_{u0} = Posição inicial do distribuidor (pu);

h_{u0} = Altura equivalente a potência hidráulica inicial convertida na turbina (pu).

Da equação (17), derivando-se com relação a ‘ Q_u ’ e com relação a ‘ h_u ’, tem-se:

$$\frac{\partial P_{mu}}{\partial Q_u} = A_t \cdot h_{u0} \quad (33)$$

$$\frac{\partial P_{mu}}{\partial h_u} = A_t \cdot (Q_{u0} - Q_{nu}) \approx A_t \cdot Q_{u0} \quad (34)$$

Onde,

$$Q_{u0} = \text{Vazão inicial (pu)}.$$

Substituindo-se as equações (31) a (34) na equação (30), tem-se:

$$\frac{\Delta P_{mu}}{\Delta G_u} = \frac{(A_t \cdot h_{u0} \cdot \sqrt{h_{u0}} - s \cdot T_w \cdot A_t \cdot Q_{u0} \cdot \sqrt{h_{u0}})}{1 + \frac{s \cdot T_w \cdot G_{u0}}{2 \cdot \sqrt{h_{u0}}}} \quad (35)$$

Agrupando-se os termos:

$$\frac{\Delta P_{mu}}{\Delta G_u} = \frac{A_t \cdot h_{u0}^{3/2} \cdot \left(1 - s \cdot \frac{T_w \cdot Q_{u0}}{h_{u0}}\right)}{1 + s \cdot T_w \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{G_{u0}}{\sqrt{h_{u0}}}} \quad (36)$$

Definindo-se $T_w' = \frac{T_w \cdot Q_{u0}}{h_{u0}}$ e sabendo-se que $Q_{u0} = G_{u0} \cdot \sqrt{h_{u0}}$ tem-se a função de transferência linearizada do modelo, apresentada a seguir:

$$\frac{\Delta P_{mu}}{\Delta G_u} = \frac{A_t \cdot h_{u0}^{3/2} \cdot (1 - s \cdot T_w')}{1 + s \cdot \frac{T_w'}{2}} \quad (37)$$

Observando-se a equação anterior, percebe-se que, quando o sistema opera em suas condições nominais, $T_w' = T_w$, tem-se também que, considerando-se desprezíveis as perdas à vazio (equação 34), A_t passa a ser a relação entre as potências bases da turbina e do gerador. Desta forma, o modelo pode ser simplificado, conforme apresentado nas equações a seguir e no diagrama de blocos da Figura 19, com os respectivos ganhos e constantes de tempo na Tabela 4.

$$\frac{\Delta P_{mu}}{\Delta G_u} = A_t \cdot \frac{1 - s \cdot T_w}{1 + \frac{s \cdot T_w}{2}} \quad (38)$$

$$\frac{\Delta P_{muTUR}}{\Delta G_u} = \frac{1 - s \cdot T_w}{1 + \frac{s \cdot T_w}{2}} \quad (39)$$

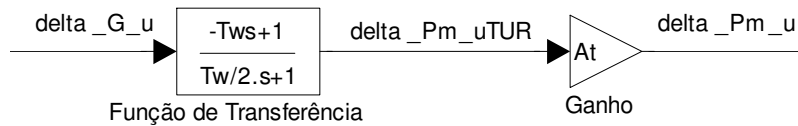


Figura 19 – Modelo linearizado simplificado.

Tabela 4 – Constantes de tempo e ganhos do diagrama da Figura 19.

Símbolo	Parâmetro
A_t	Relação para mudança de base da turbina para o gerador
T_w	Constante de tempo da água

Observando-se as equações (38) e (39), tem-se que o modelo linearizado do conduto forçado e da turbina hidráulica apresenta um zero no semiplano direito do plano s . Isto resulta em uma função de transferência de fase não mínima e sistema de fase não mínima. Estes sistemas são lentos em resposta, em face de seus comportamentos peculiares no início da resposta (Ogata, 1998), conforme pode ser constatado nas simulações apresentadas a seguir.

4.4 Simulações

A partir das equações e diagramas de blocos representativos das turbinas hidráulicas apresentados nos itens anteriores, foram realizadas simulações, visando avaliar e compreender o comportamento dinâmico das referidas turbinas.

Os dados necessários para as simulações, obtidos no trabalho de Bin Ng (2004), estão apresentados na Tabela 5. O diagrama de blocos e demais informações sobre a implementação e simulação dos modelos estão detalhados no ANEXO I.

Tabela 5 – Dados da turbina.

Parâmetro	Símbolo	Valor
Constante de tempo da água	T_w	3,16 [s]
Coefficiente das perdas no conduto forçado	f_p	0,0004
Fator de amortecimento	D_u	0,50 [pu]
Vazão à vazio	Q_{nl}	0,16 [pu]

A fim de simplificar, em todas as simulações realizadas, foram desprezadas as variações na velocidade angular do eixo da turbina, bem como, foi considerado igual a unidade, o valor de A_t .

4.4.1 Comportamento de uma Turbina Hidráulica Típica

A partir do modelo não linear, apresentado na Figura 18, realizou-se um conjunto de simulações de forma a compreender o comportamento transitório de uma turbina hidráulica típica.

De forma a abranger as diferentes condições operativas de uma turbina, os seguintes despachos foram analisados: (a) 0,95 [pu]; (b) 0,45 [pu] e (c) 0,10 [pu]. Duas perturbações foram avaliadas: (a) degrau positivo de 0,05 [pu] na posição do distribuidor e (b) degrau negativo de 0,05 [pu] na posição do distribuidor, representando variações normais de carga.

Os resultados obtidos estão apresentados da Figura 20 a Figura 25. Nestas, têm-se as curvas da abertura do distribuidor, da altura equivalente à pressão na entrada da turbina, da vazão e da potência mecânica fornecida pela turbina, para cada um dos despachos e perturbações considerados.

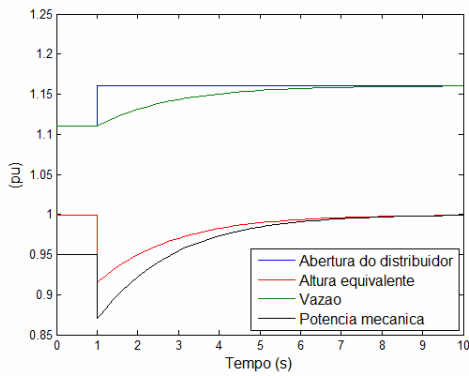


Figura 20 – Comportamento de uma turbina hidráulica – potência mecânica inicial de 0,95 [pu] – variação positiva de 0,05 [pu] – vazão à vazão de 0,16 [pu].

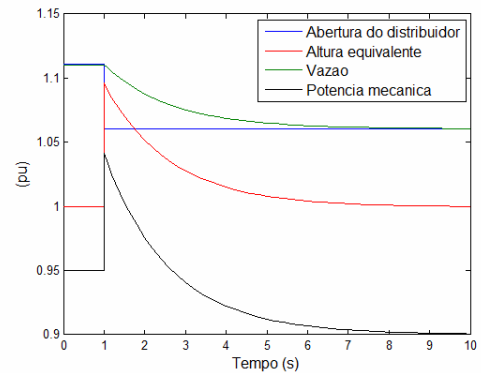


Figura 21 – Comportamento de uma turbina hidráulica – potência mecânica inicial de 0,95 [pu] – variação negativa de 0,05 [pu] – vazão à vazão de 0,16 [pu].

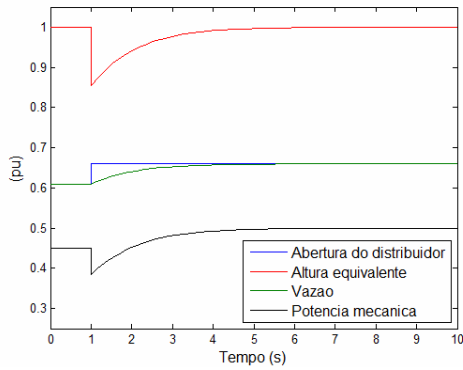


Figura 22 – Comportamento de uma turbina hidráulica – potência mecânica inicial de 0,45 [pu] – variação positiva de 0,05 [pu] – vazão à vazão de 0,16 [pu].

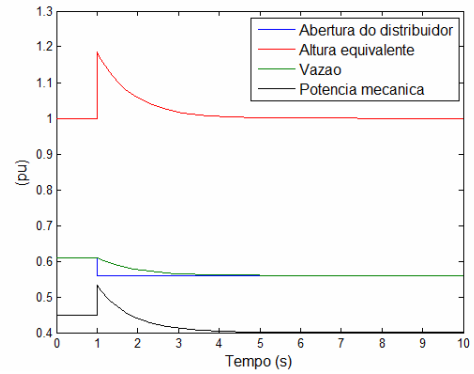


Figura 23 – Comportamento de uma turbina hidráulica – potência mecânica inicial de 0,45 [pu] – variação negativa de 0,05 [pu] – vazão à vazão de 0,16 [pu].

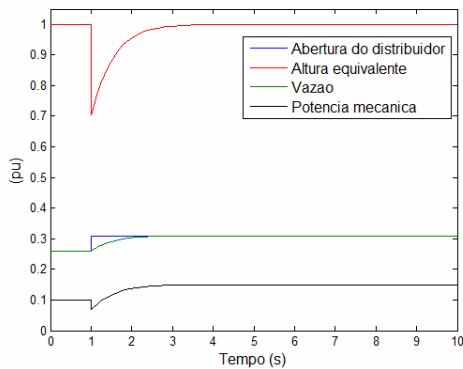


Figura 24 – Comportamento de uma turbina hidráulica – potência mecânica inicial de 0,10 [pu] – variação positiva de 0,05 [pu] – vazão à vazão de 0,16 [pu].

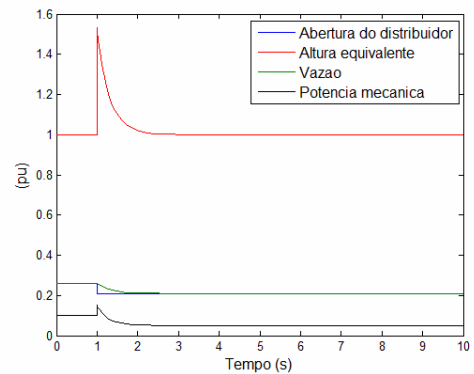


Figura 25 – Comportamento de uma turbina hidráulica – potência mecânica inicial de 0,10 [pu] – variação negativa de 0,05 [pu] – vazão à vazão de 0,16 [pu].

Nos resultados apresentados da Figura 20 a Figura 25, observa-se que, quando ocorre uma variação súbita na posição do distribuidor, a vazão no conduto forçado não varia instantaneamente. Entretanto, a altura equivalente à pressão na entrada da turbina, apresenta um comportamento inicial contrário à ação do distribuidor, ou seja, se este abre, inicialmente, a pressão diminui, e, se ele fecha, nos primeiros instantes após a perturbação, a pressão aumenta.

Desta maneira, em função do comportamento inicial da vazão e da pressão, a potência mecânica fornecida pela turbina tem um comportamento inicial contrário à ação de controle. Isto ocorre, em virtude da potência fornecida pela turbina ser o produto da vazão pela altura (desprezando-se as perdas).

Assim, se o sistema de controle determina a abertura do distribuidor, inicialmente, a potência na turbina hidráulica irá diminuir para, depois, aumentar. O mesmo ocorre quando do fechamento do distribuidor. Primeiramente, a potência irá aumentar para, depois, diminuir.

Este comportamento, peculiar às turbinas hidráulicas, deve ser levado em consideração na realização dos estudos de estabilidade eletromecânica, bem como no ajuste dos reguladores de velocidade destas turbinas. Estes devem apresentar malhas de controle apropriadas, de forma a considerar a resposta contrária à ação de controle, nos instantes iniciais de atuação do controlador.

É necessária, também, uma preocupação especial quanto à velocidade com que o distribuidor é fechado ou aberto. Movimentações rápidas na sua posição ocasionam grandes variações na pressão da água. Este fenômeno, também conhecido como golpe de Aríete, pode danificar a tubulação e equipamentos de forma irreversível. Este efeito está intimamente relacionado à constante de tempo d'água (T_w), sendo que, quanto maior for o seu valor, mais atenção deve ser dispensada ao comportamento das turbinas hidráulicas.

4.4.2 Comparação dos Modelos

A fim de avaliar e comparar o desempenho dos modelos do conduto forçado e turbina, foram realizadas simulações com os seguintes modelos:

- Modelo não linear, detalhado no diagrama da Figura 18;
- Modelo linearizado, com as devidas correções, em função das condições iniciais (Q_0 e h_0), detalhado na equação (37);
- Modelo linear simplificado, considerando T_w constante, independente da condição inicial do sistema, apresentado na Figura 19.

Como perturbação, foi considerada uma variação do tipo degrau, de 5%, na abertura do distribuidor, podendo a mesma ser positiva ou negativa. Os despachados considerados foram: (a) 0,95 [pu]; (b) 0,45 [pu] e (c) 0,10 [pu]. O objetivo, nesta parte do trabalho, é avaliar a influência da condição operativa da turbina, no desempenho dos diversos modelos. Também, foram simulados casos alterando-se o valor de Q_{nl} , de forma a verificar a influência desta nos resultados obtidos. As curvas resultantes das simulações estão resumidas da Figura 26 a Figura 37.

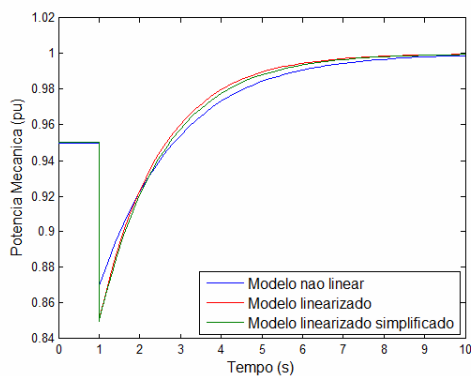


Figura 26 – Comparação dos modelos – potência mecânica inicial de 0,95 [pu] – variação positiva de 0,05 [pu] – vazão à vazão de 0,16 [pu].

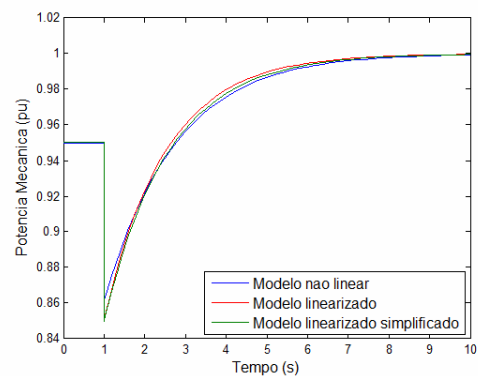


Figura 27 – Comparação dos modelos – potência mecânica inicial de 0,95 [pu] – variação positiva de 0,05 [pu] – vazão à vazão de 0,05 [pu].

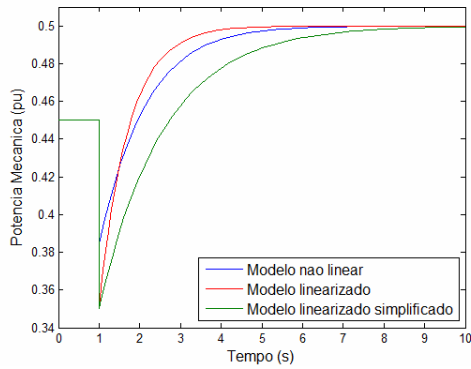


Figura 28 – Comparação dos modelos – potência mecânica inicial de 0,45 [pu] – variação positiva de 0,05 [pu] – vazão à vazão de 0,16 pu.

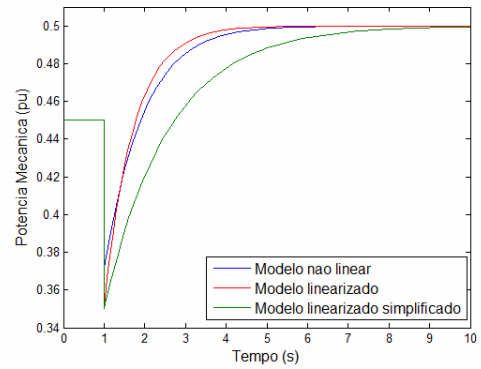


Figura 29 – Comparação dos modelos – potência mecânica inicial de 0,45 [pu] – variação positiva de 0,05 [pu] – vazão à vazão de 0,05 [pu].

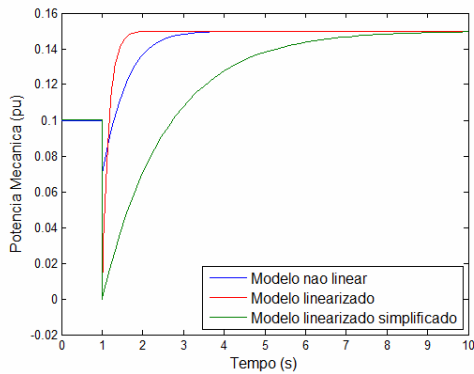


Figura 30 – Comparação dos modelos – potência mecânica inicial de 0,10 [pu] – variação positiva de 0,05 [pu] – vazão à vazão de 0,16 pu.

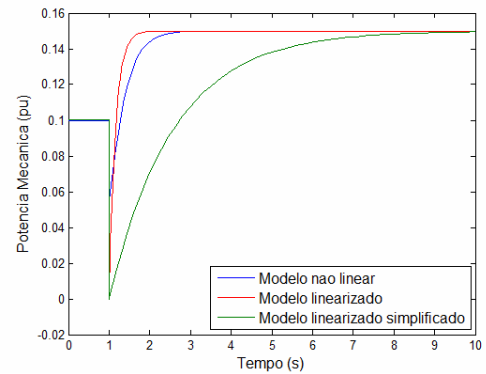


Figura 31 – Comparação dos modelos – potência mecânica inicial de 0,10 [pu] – variação positiva de 0,05 [pu] – vazão à vazão de 0,05 [pu].

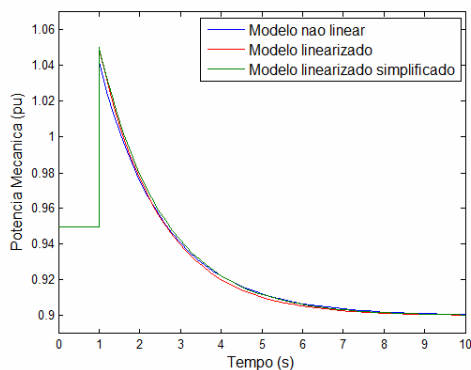


Figura 32 – Comparação dos modelos – potência mecânica inicial de 0,95 [pu] – variação negativa de 0,05 [pu] – vazão à vazão de 0,16 [pu].

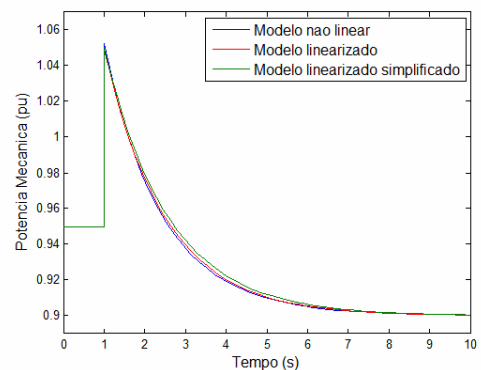


Figura 33 – Comparação dos modelos – potência mecânica inicial de 0,95 [pu] – variação negativa de 0,05 [pu] – vazão à vazão de 0,05 [pu].

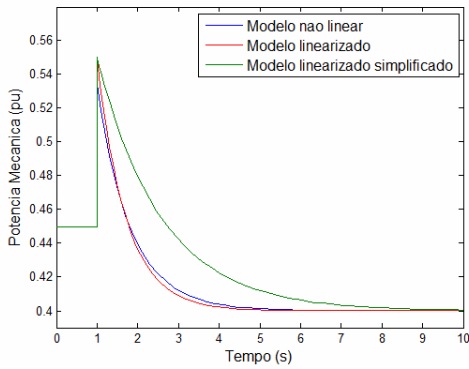


Figura 34 – Comparação dos modelos – potência mecânica inicial de 0,45 [pu] – variação negativa de 0,05 [pu] – vazão à vazão de 0,16 [pu].

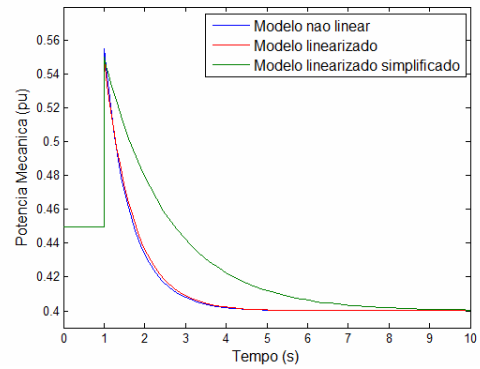


Figura 35 – Comparação dos modelos – potência mecânica inicial de 0,45 [pu] – variação negativa de 0,05 [pu] – vazão à vazão de 0,05 [pu].

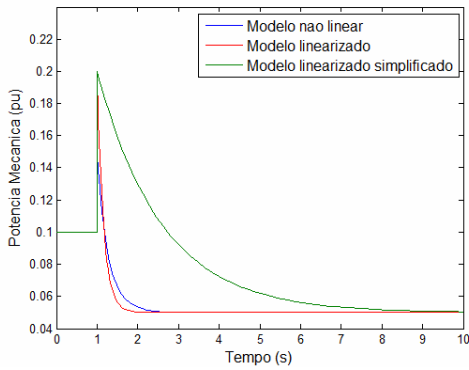


Figura 36 – Comparação dos modelos – potência mecânica inicial de 0,10 [pu] – variação negativa de 0,05 [pu] – vazão à vazão de 0,16 [pu].

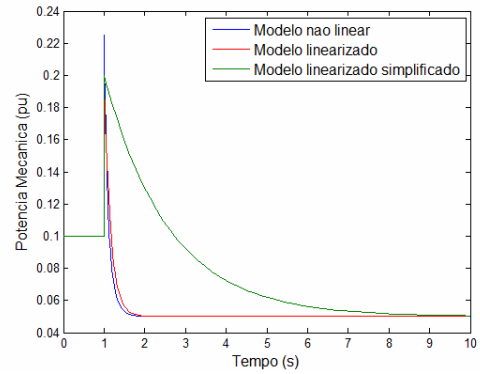


Figura 37 – Comparação dos modelos – potência mecânica inicial de 0,10 [pu] – variação negativa de 0,05 [pu] – vazão à vazão de 0,05 [pu].

A partir dos resultados apresentados da Figura 26 a Figura 37, observa-se que, quando o sistema opera próximo de suas condições nominais (despacho de 0,95 [pu]), as respostas, tanto do modelo linearizado, como do modelo linearizado simplificado, se aproximam do modelo não linear.

Entretanto, à medida que a turbina se distancia das condições nominais (despachos de 0,45 [pu] e 0,10 [pu]), observa-se que, principalmente o modelo linearizado simplificado apresenta um desvio significativo em relação ao comportamento real da turbina. Este fato é decorrente da não inserção da condição inicial do sistema, principalmente, no que diz respeito

à constante de tempo T_w , que deve ser corrigida, quando o sistema não opera em suas condições nominais.

A Figura 38 e a Figura 39 apresentam o erro entre T_w (modelo linearizado simplificado) e T_w' (modelo linearizado completo) em função do despacho da turbina. Observa-se que o erro é aceitável, próximo das condições nominais mas, inadmissível quando em condições de despacho reduzido.

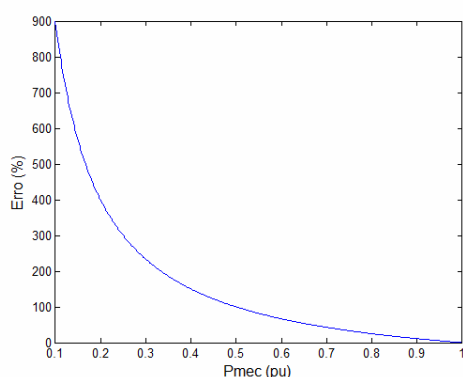


Figura 38 – Erro da constante de tempo da água quando da utilização do modelo linearizado simplificado.

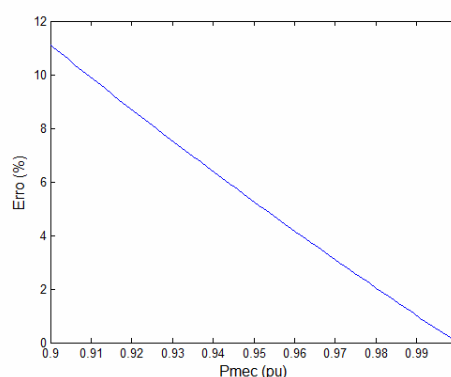


Figura 39 – Erro da constante de tempo da água quando da utilização do modelo linearizado simplificado – destaque despacho de 0,90 [pu] a 1,00 [pu].

O modelo linearizado, que considera a correção da constante de tempo da água em função das condições iniciais, bem como um fator relacionado à participação das perdas no conduto forçado ($h_0^{3/2}$), também apresenta um erro, todavia, menor que o introduzido pelo modelo linearizado simplificado. Este desvio decorre do fato de os modelos linearizados desconsiderarem a vazão à vazão da turbina (Q_{nl}). Comparando as simulações com a vazão à vazão de 0,16 [pu] e 0,05 [pu], observa-se que, quanto menor for esta, mais o modelo linearizado se aproximará do modelo não linear.

Portanto, quando a turbina opera próximo de suas condições nominais e as perturbações forem relativamente pequenas, ambos os modelos linearizados podem ser utilizados, por

apresentarem uma boa aproximação do comportamento real da turbina, representado pelo modelo não linear.

Desta forma, o modelo linearizado simplificado pode ser utilizado quando a turbina se encontra próxima de suas condições nominais. Quando o ponto de operação se distancia das condições nominais, deve-se considerar os fatores de correção, em função das condições iniciais do sistema, ou seja, o modelo linearizado completo. Caso contrário, serão introduzidos erros que podem influenciar a fidelidade dos resultados obtidos.

Por conseguinte, a partir dos resultados obtidos, observa-se que a opção pela utilização do modelo linearizado simplificado, quando o sistema encontra-se distante de suas condições nominais de operação, resultará em um comportamento e avaliação pessimistas, tendo em vista o desempenho real do sistema.

Deve-se enfatizar que os modelos linearizados são apropriados quando as perturbações são suficientemente pequenas, de forma que as variáveis do sistema oscilem próximas de seu ponto inicial de operação. A possibilidade da utilização dos modelos linearizados em estudos cujas perturbações ocasionam oscilações de grande amplitude, é avaliada no item seguinte.

4.4.3 O Modelo Linearizado Aplicado em Estudos de Estabilidade Transitória

Nas simulações apresentadas nos itens anteriores, todas as perturbações consideradas são pequenos impactos. Entretanto, os estudos de estabilidade eletromecânica, objetivo específico deste trabalho, implicam na simulação de grandes impactos sobre o sistema. Desta forma, as variáveis do sistema apresentam oscilações de grande amplitude. Assim, neste item, é analisada a influência da severidade das perturbações no comportamento dos modelos

linearizados, de forma a verificar as possíveis implicações da utilização destes modelos nos estudos de estabilidade angular transitória.

As perturbações avaliadas foram do tipo degrau, com amplitude de 10%, 20% e 50%, aplicadas na posição do distribuidor. Os dados da turbina e do conduto forçado estão apresentados na Tabela 5. Os resultados obtidos estão resumidos da Figura 40 a Figura 45.

Cabe ressaltar que a perturbação é do tipo degrau, ou seja, considera uma mudança instantânea da posição do distribuidor. Este tipo de perturbação não ocorre na realidade, mas, através desta, é possível estimar o comportamento dos modelos linearizados, quando estes forem utilizados em simulações de estabilidade angular transitória.

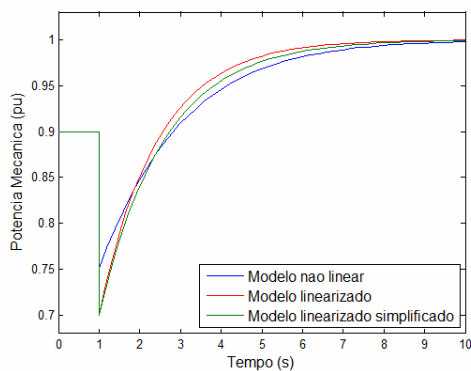


Figura 40 – Comportamento dos modelos linearizados – potência mecânica inicial de 0,90 [pu] – variação positiva de 0,10 [pu] – vazão à vazão de 0,16 [pu].

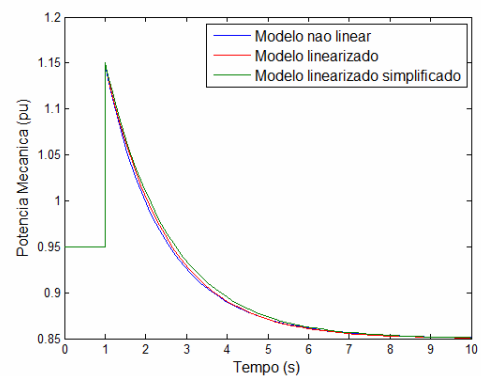


Figura 41 – Comportamento dos modelos linearizados – potência mecânica inicial de 0,95 [pu] – variação negativa de 0,10 [pu] – vazão à vazão de 0,16 [pu].

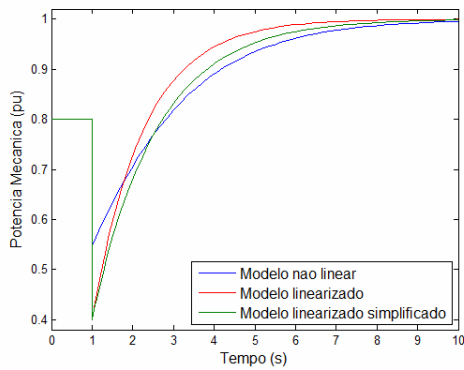


Figura 42 – Comportamento dos modelos linearizados – potência mecânica inicial de 0,80 [pu] – variação positiva de 0,20 [pu] – vazão à vazão de 0,16 [pu].

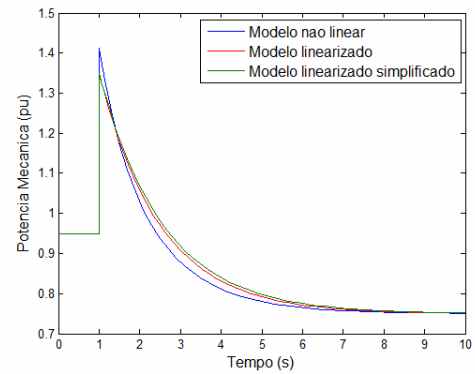


Figura 43 – Comportamento dos modelos linearizados – potência mecânica inicial de 0,95 [pu] – variação negativa de 0,20 [pu] – vazão à vazão de 0,16 [pu].

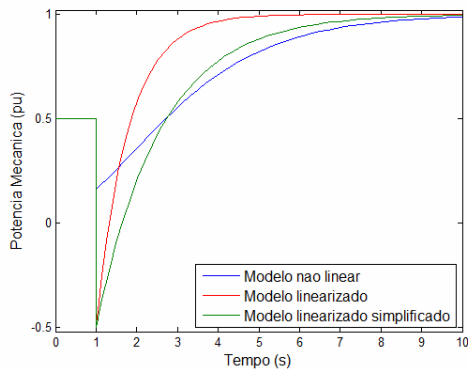


Figura 44 – Comportamento dos modelos linearizados – potência mecânica inicial de 0,50 [pu] – variação positiva de 0,50 [pu] – vazão à vazão de 0,16 [pu].

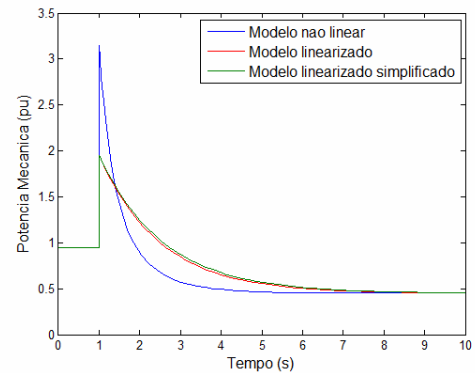


Figura 45 – Comportamento dos modelos linearizados – potência mecânica inicial de 0,95 [pu] – variação negativa de 0,50 [pu] – vazão à vazão de 0,16 [pu].

A partir das curvas apresentadas da Figura 40 a Figura 45, observa-se que, para variações de até, aproximadamente, 20%, os modelos linearizados apresentam uma resposta satisfatória. Para variações maiores, como por exemplo, 50%, os desvios no comportamento dos modelos linearizados são consideráveis, não sendo recomendada a utilização dos mesmos em casos cujas perturbações resultem em variações elevadas na posição do distribuidor.

Assim, a partir dos resultados obtidos, tem-se que os modelos linearizados podem ser utilizados em simulações de estabilidade eletromecânica, desde que as perturbações não ocasionem grandes variações no distribuidor da turbina.

Quanto à escolha entre modelo linearizado completo e o modelo linearizado simplificado, são válidas as conclusões obtidas no item anterior, ou seja, o modelo linearizado simplificado é válido quando a turbina opera próximo de suas condições nominais. O modelo linearizado completo pode ser utilizado em todas as condições operativas, já que considera as condições iniciais do sistema.

No caso em que as perturbações ocasionam severas variações, principalmente na velocidade angular e na posição do distribuidor da turbina, deve-se optar pela utilização do modelo não linear, uma vez que o modelo linearizado pode introduzir erros que invalidam os resultados obtidos.

CAPÍTULO 5

REPRESENTAÇÃO DA CONSTANTE DE TEMPO DE INÉRCIA

Nos estudos de estabilidade, é de grande importância a representação das inércias do gerador e da turbina. Através destas, determina-se a quantidade de energia presente no eixo do referido conjunto, bem como o comportamento de sua velocidade angular quando há uma diferença entre a potência fornecida pela turbina e a consumida pelo gerador.

Nos estudos de estabilidade, a inércia é representada através de uma constante de tempo, inserida na equação de oscilação da máquina síncrona (equação 40). Esta constante de tempo é chamada de constante de tempo de inércia.

$$\frac{d^2\delta}{dt^2} = \frac{w_s}{2 \cdot H} [T_m - T_e - D_m(w - w_s)] \quad (40)$$

Onde:

- T_m = Torque mecânico (pu);
- T_e = Torque elétrico (pu);
- D_m = Amortecimentos mecânicos (pu);
- δ = Ângulo da tensão interna do gerador (rad);
- w_s = Velocidade angular síncrona do conjunto (rad/s);
- w = Velocidade angular do conjunto (rad/s);
- H = Constante de tempo de inércia do grupo gerador (s).

5.1 Constante de Tempo de Inércia

A constante de tempo de inércia é definida como sendo a energia cinética armazenada em um eixo, à sua rotação nominal, em (MJ), dividido pela potência base, em (MVA), conforme mostra a equação abaixo.

$$H = \frac{\text{Energia Cinética na Rotação Nominal (MJ)}}{\text{Potência Base (MVA)}} \quad (41)$$

Seu valor pode ser obtido a partir do cálculo do momento de inércia (J) das partes girantes do conjunto (turbina, gerador e volante de inércia, caso presente), realizado a partir das dimensões e geometria do eixo. A equação (42) mostra como obter a constante de tempo de inércia, a partir do momento de inércia. Esta equação pode ser utilizada quando o momento de inércia for fornecido no sistema internacional de unidades. Nos trabalhos de Kundur (1994) e Mendes (2005), têm-se as equações, quando o momento de inércia é fornecido em outros sistemas de unidades.

$$H = 5,4831136 \cdot 10^{-9} \frac{J \cdot n_s^2}{S_{base}} \quad (42)$$

Onde:

- J = Momento de inércia (kg.m²);
- n_s = Rotação síncrona do conjunto (rpm);
- S_{base} = Potência base da máquina (MVA).

Este método, a partir da geometria do eixo, não é viável quando não se têm disponíveis as dimensões e massa do eixo. Nestas situações, uma alternativa é a realização de um ensaio ou teste de campo denominado rejeição de carga.

A rejeição de carga consiste na retirada de toda a carga conectada ao gerador, estando o mesmo operando em sua condição nominal de despacho de potência ativa. A partir dos dados dos equipamentos (turbina e gerador) e da curva da velocidade angular do conjunto durante o teste, de maneira relativamente simples, determina-se a constante de tempo de inércia, com uma boa precisão.

Desta maneira, a inércia só pode ser encontrada, após a entrada em funcionamento do conjunto. Entretanto, é importante que se conheça a inércia de um grupo, antes mesmo da sua construção, durante o projeto, de forma a evitar problemas quando da implementação e operação da planta.

Por exemplo, se a inércia de um grupo gerador for demasiadamente reduzida, isto pode causar sérios problemas de estabilidade, principalmente em turbinas hidráulicas, em função de seu comportamento específico durante o período transitório, detalhado no capítulo anterior. Também é conhecido que, para um determinado valor da constante de tempo da água, tem-se um tempo mínimo para o fechamento completo do distribuidor, de forma a não danificar as tubulações e equipamentos. A partir deste tempo, determina-se a inércia mínima do conjunto, em função da sobrevelocidade máxima admissível (Souza, 1999).

Assim, antes mesmo da construção, deve-se estimar, com uma precisão razoável, a inércia do grupo, a fim de se determinar se a mesma é suficiente para que o sistema apresente comportamento adequado. Caso contrário, será necessário aumentar a inércia do conjunto, através do sobredimensionamento do gerador e da utilização de volantes de inércia.

Portanto, faz-se necessário um método que, a partir de dados “simples” (disponibilizados com frequência), seja possível estimar, com precisão razoável, a inércia de um grupo gerador, antes mesmo de sua construção. Este método, proposto por Souza (1999), está detalhado no subitem a seguir.

5.1.1 Cálculo Aproximado da Inércia de um Gerador

A estimação da constante de tempo de inércia de um gerador se baseia nas características e parâmetros de grupos já construídos.

Em Souza (1999), é apresentada uma equação, de forma a calcular o GD^2 (valor associado ao momento de inércia) de um gerador, a partir de sua potência e rotação nominais. A equação proposta, apresentada logo a seguir, calcula o GD^2 natural do gerador, desprezando-se a parte correspondente à turbina e o possível sobredimensionamento do gerador. A equação (43) é apresentada conforme proposto pelo autor (Souza, 1999), sendo GD^2 expresso em $N.m^2$. Nas demais equações, a unidade $kg.m^2$ será a adotada para o valor associado ao momento de inércia natural do gerador, por ser a unidade mais utilizada pelos fabricantes de equipamentos, apesar de, muitas vezes, não se informar GD^2 , mas sim $GD^2/4$, ou seja, a inércia do eixo (J) em $kg.m^2$.

$$GD_n^2 = 1,295 \cdot 10^6 \cdot P_{Sn}^{1,333} \cdot n_n^{-2,15} \quad (43)$$

Onde:

- GD_n^2 = Valor associado ao momento de inércia natural do gerador ($N.m^2$);
- P_{Sn} = Potência aparente do gerador (kVA);
- n_n = Rotação nominal do gerador (rpm);

A equação proposta por Souza (1999) não pode ser aplicada em grupos bulbos, uma vez que, devido às limitações construtivas, os geradores bulbo apresentam diâmetro reduzido e maior largura, quando comparado com os demais geradores utilizados nas demais usinas hidrelétricas. Assim, é necessário obter uma relação específica para grupos bulbo.

O objetivo deste capítulo é, partindo da estrutura da equação proposta por Souza (1999), obter uma nova equação que estime o GD^2 e, conseqüentemente, a constante de tempo de inércia (H) de um grupo bulbo, conhecendo-se sua potência e rotação nominais.

5.1.2 Cálculo Aproximado da Inércia de um Grupo Bulbo

Na equação a ser proposta para o cálculo aproximado da inércia de grupos bulbo, considerar-se-á o GD^2 total do grupo, ou seja, a soma das inércias do gerador e da turbina. Isto está diferente do proposto por Souza (1999) mas, para os estudos de estabilidade, alvo deste trabalho, o importante não é ter apenas a inércia do gerador mas, de todo o conjunto.

A fim de se obter a relação desejada, primeiramente foram obtidos os dados da constante de tempo de inércia, potência e rotação nominais de alguns grupos bulbo de grande porte, apresentados na Tabela 6. Estes dados foram obtidos do banco de dados do Operador Nacional do Sistema Elétrico (ONS) e dos trabalhos publicados por Onge (1977) e Ruelle (1982).

Tabela 6 – Dados de grupos bulbo.

Usina	Potência Gerador [MVA]	Rotação [rpm]	H [MW.s/ MVA]	GD^2 [kg.m ²]
Canoas I	28,1	138,5	1,249	1.334.756
Canoas II	24,5	138,5	1,429	1.331.470
Igarapava	44,2	112,5	1,200	3.057.252
Rock Island	54,0	85,7	1,100	5.900.075
Santo Antônio (*)	79,0	100,0	1,400	8.068.408
Jirau (*)	83,0	94,7	1,400	9.452.331

(*) Usinas Futuras

Pode-se assumir que a equação que determinará a constante relacionada ao momento de inércia natural de um grupo bulbo terá o seguinte formato:

$$GD_{bulbo}^2 = a \cdot P_{Sn}^b \cdot n_n^c \quad (44)$$

Onde:

- GD_{bulbo}^2 = Valor associado ao momento de inércia de um grupo bulbo (kg.m²);
- P_{Sn} = Potência aparente do gerador (MVA);
- n_n = Rotação nominal do gerador (rpm);
- a = Constante a ser determinada;
- b = Constante a ser determinada;
- c = Constante a ser determinada.

As constantes ‘a’, ‘b’ e ‘c’ são determinadas ajustando uma curva no formato da equação (44) com os dados presentes na Tabela 6. Os valores encontrados para as constantes foram:

$$a = 7,896006 \cdot 10^6$$

$$b = 1,281$$

$$c = -1,213$$

Substituindo-se os valores encontrados na equação (44) obtém-se a seguinte equação:

$$GD_{bulbo}^2 = 7,896006 \cdot 10^6 \cdot P_{Sn}^{1,281} \cdot n_n^{-1,213} \quad (45)$$

Onde:

- GD_{bulbo}^2 = Valor associado ao momento de inércia de um grupo bulbo (kg.m²);
- P_{Sn} = Potência aparente do gerador (MVA);
- n_n = Rotação nominal do gerador (rpm).

A título de teste, a equação encontrada foi utilizada para calcular o GD^2 e o H dos geradores utilizados para o ajuste da curva. Para este último, foi utilizada a equação (47), resultado da inserção da equação (46) na equação (42). Também foi calculado o erro entre o valor estimado e o valor real. Os resultados obtidos estão na Tabela 7.

$$J = \frac{GD^2}{4} \quad (46)$$

$$H = 5,4831136 \cdot 10^{-9} \frac{GD^2 \cdot n_s^2}{4 \cdot S_{base}} \quad (47)$$

Onde:

- J = Momento de inércia (kg.m²);
- GD² = Valor associado ao momento de inércia natural do gerador (kg.m²);
- H = Constante de tempo de inércia (s);
- S_{base} = Potência base da máquina (MVA).
- n_s = Rotação síncrona do conjunto (rpm);

Tabela 7 – Resultados obtidos.

Usina	GD ² [kg.m ²]	GD ² estimado [kg.m ²]	H [s]	H estimado[s]	Erro (GD ² e H)
Canoas I	1.334.756	1.432.726	1,249	1,341	7,3%
Canoas II	1.331.470	1.201.925	1,429	1,290	-9,7%
Igarapava	3.057.252	3.294.035	1,200	1,293	7,7%
Rock Island	5.900.075	5.922.331	1,100	1,104	0,4%
Santo Antônio (*)	8.068.408	7.996.669	1,400	1,388	-0,9%
Jirau (*)	9.452.331	9.100.781	1,400	1,348	-3,7%

(*) Usinas Futuras

A partir dos resultados apresentados, na Tabela 7, observa-se que a curva ajustada representa, de forma satisfatória, o comportamento da inércia dos grupos bulbo em função da sua potência e rotações nominais. Mesmo com poucos dados disponíveis para o ajuste da curva, obteve-se uma boa aproximação entre o valor estimado e o valor real, sendo observado um erro máximo de, aproximadamente, 10%.

Na prática, a obtenção dos valores da constante associada ao momento de inércia e da constante de tempo de inércia, dá-se através de curvas, como apresentado por Kimbark (1948).

Para os grupos bulbo, estas curvas estão na Figura 46 e na Figura 47. Estas curvas foram obtidas a partir das equações (45) e (48), considerando-se valores pré-definidos de rotação e elaborando-se as curvas da constante associada ao momento de inércia (GD^2) e as curvas da constante de tempo de inércia (H), em função da potência do grupo gerador. A equação (48) foi obtida pela substituição da equação (45) na equação (47).

$$H_{bulbo} = 4,3294697 \cdot 10^{-2} \frac{P_{Sn}^{1,281} \cdot n_s^{0,787}}{4 \cdot S_{base}} \quad (48)$$

Onde:

H_{bulbo} = Constante de tempo de inércia de um grupo bulbo (s);

P_{Sn} = Potência aparente do gerador (MVA);

n_s = Rotação síncrona do conjunto (rpm);

S_{base} = Potência base da máquina (MVA).

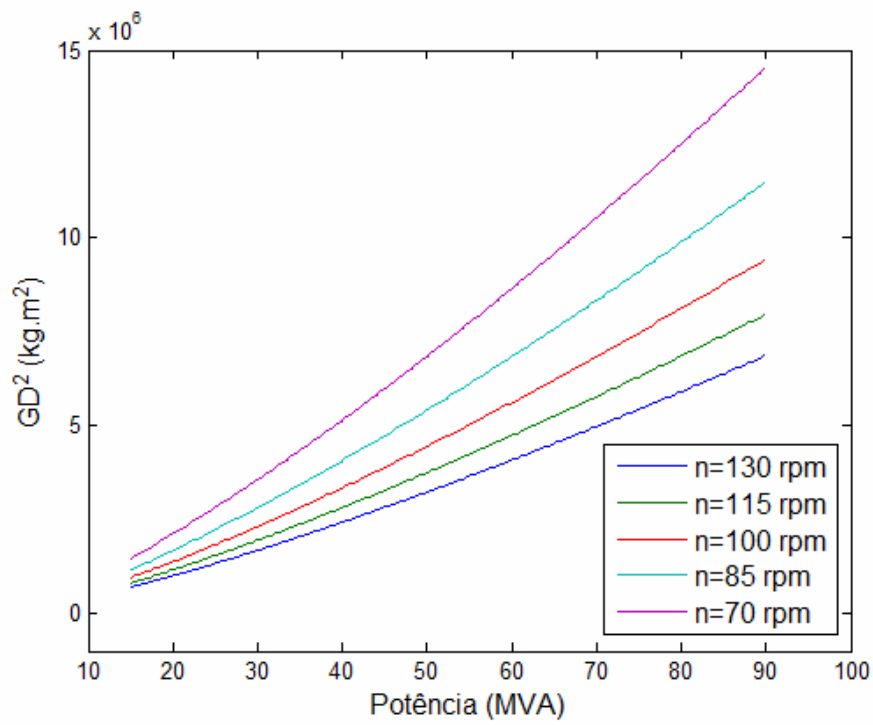


Figura 46 – Valor associado ao momento de inércia de grupos bulbo.

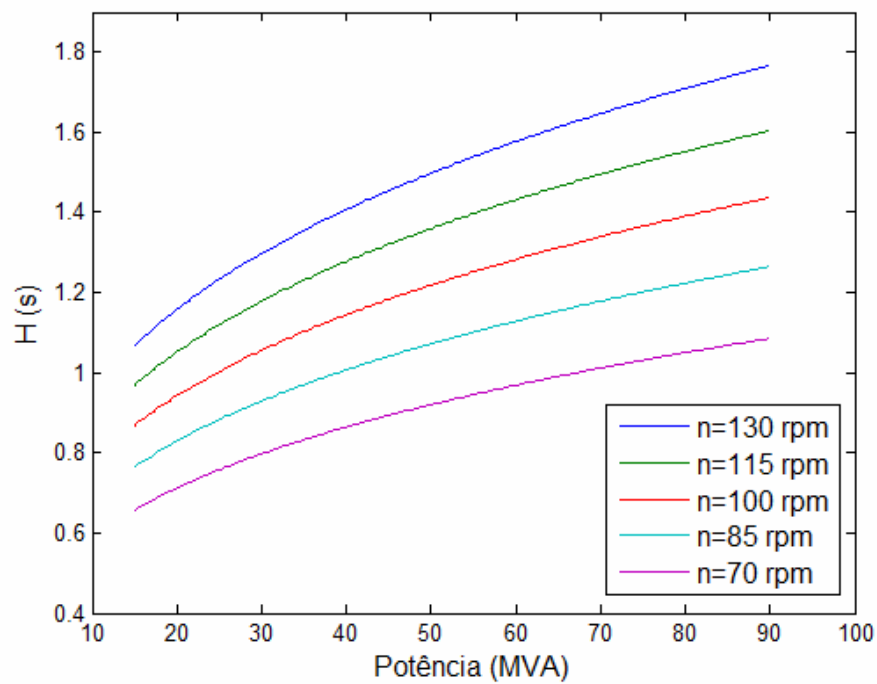


Figura 47 – Constante de tempo de inércia de grupos bulbo.

As curvas apresentadas na Figura 46 e na Figura 47 servem de referência para a estimação dos valores de GD^2 e H de grupos bulbo. Estas curvas são úteis, principalmente, quando não estão disponíveis os valores de tais parâmetros, os quais são necessários em estudos para se verificar se a inércia natural do grupo é suficiente, tendo em vista o comportamento do sistema elétrico ao qual o grupo será conectado. Diante destes estudos preliminares, caso necessário, é possível fazer alterações e correções, de forma a viabilizar o funcionamento e a operação adequados da planta.

Por fim, recomenda-se que, sempre que possível, utilizem-se os dados fornecidos pelos fabricantes, uma vez que, as curvas propostas foram obtidas a partir de um universo pequeno de dados, em virtude da grande dificuldade na obtenção destas informações e da pouca utilização deste tipo de turbina no Brasil, até o presente momento.

CAPÍTULO 6

MODELO DINÂMICO DE TURBINAS DO TIPO BULBO

Neste capítulo tem-se uma breve descrição dos principais componentes de uma turbina bulbo. A seguir, os componentes que merecem destaque, nos estudos de estabilidade, são detalhados e seus respectivos modelos apresentados na forma de equações e diagramas de blocos. Ao final deste capítulo ter-se-á o modelo completo de uma turbina bulbo, para a realização de estudos de estabilidade transitória.

6.1 Componentes de uma Turbina Bulbo

Os principais componentes de uma turbina bulbo, com suas principais funções e características, são apresentados nos subitens a seguir. A Figura 48 apresenta a localização de cada componente em um grupo bulbo e a Tabela 8 relaciona os números da Figura 48 com os nomes dos respectivos componentes.

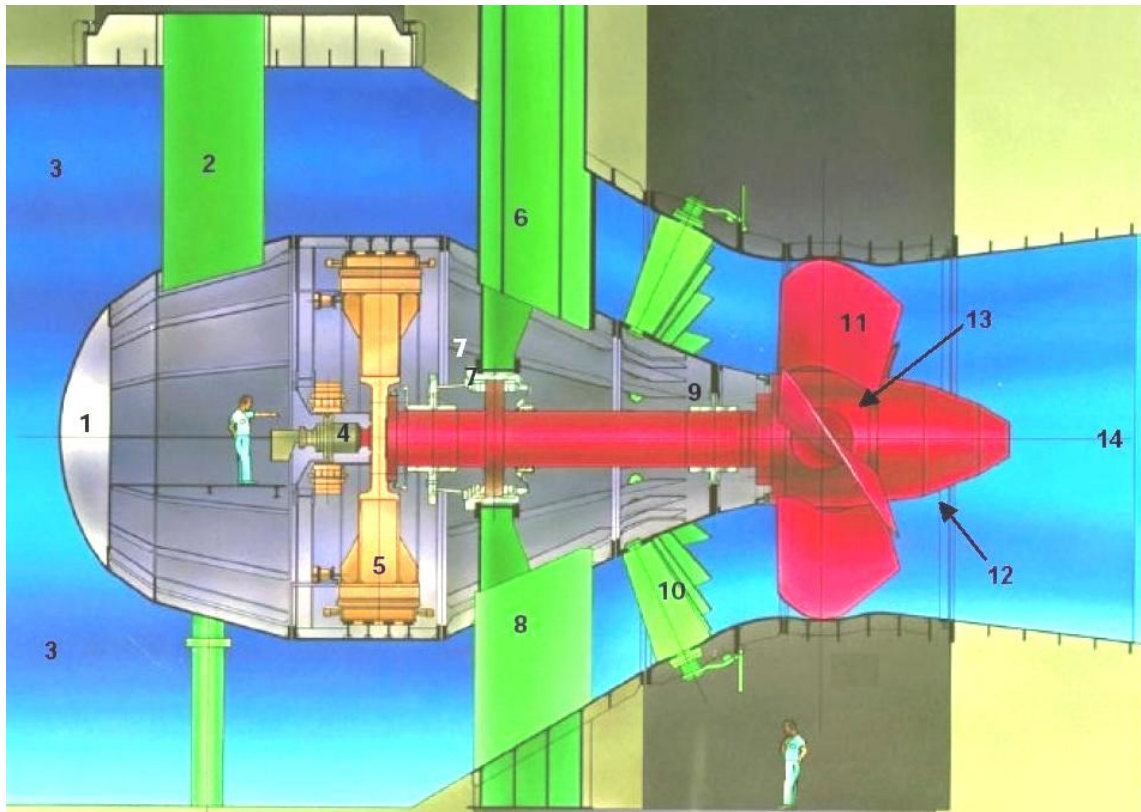


Figura 48 – Visão de um corte longitudinal de um grupo bulbo (Alstom, 2000).

Tabela 8 – Componentes Principais de um Grupo Bulbo.

Número	Componente
1	Cápsula ou Bulbo
2	Tubo de Acesso ao Gerador
3	Câmara de Adução
4	Sistema de Óleo do Rotor
5	Gerador Síncrono
6 e 8	Estruturas de Sustentação e Pré-distribuidor
6	Tubo de Acesso à Turbina
7 e 9	Mancais
10	Distribuidor
11	Pás do Rotor
12	Cone ou Ogiva
13	Cubo
14	Tubo de Descarga

6.1.1 Estrutura de Sustentação

A Estrutura de sustentação tem por finalidade ancorar, rigidamente, todo o conjunto, neutralizando as vibrações e as forças descentradas, como acontece no caso de fechamento da comporta. A Figura 49 detalha a localização da referida estrutura em um grupo bulbo.

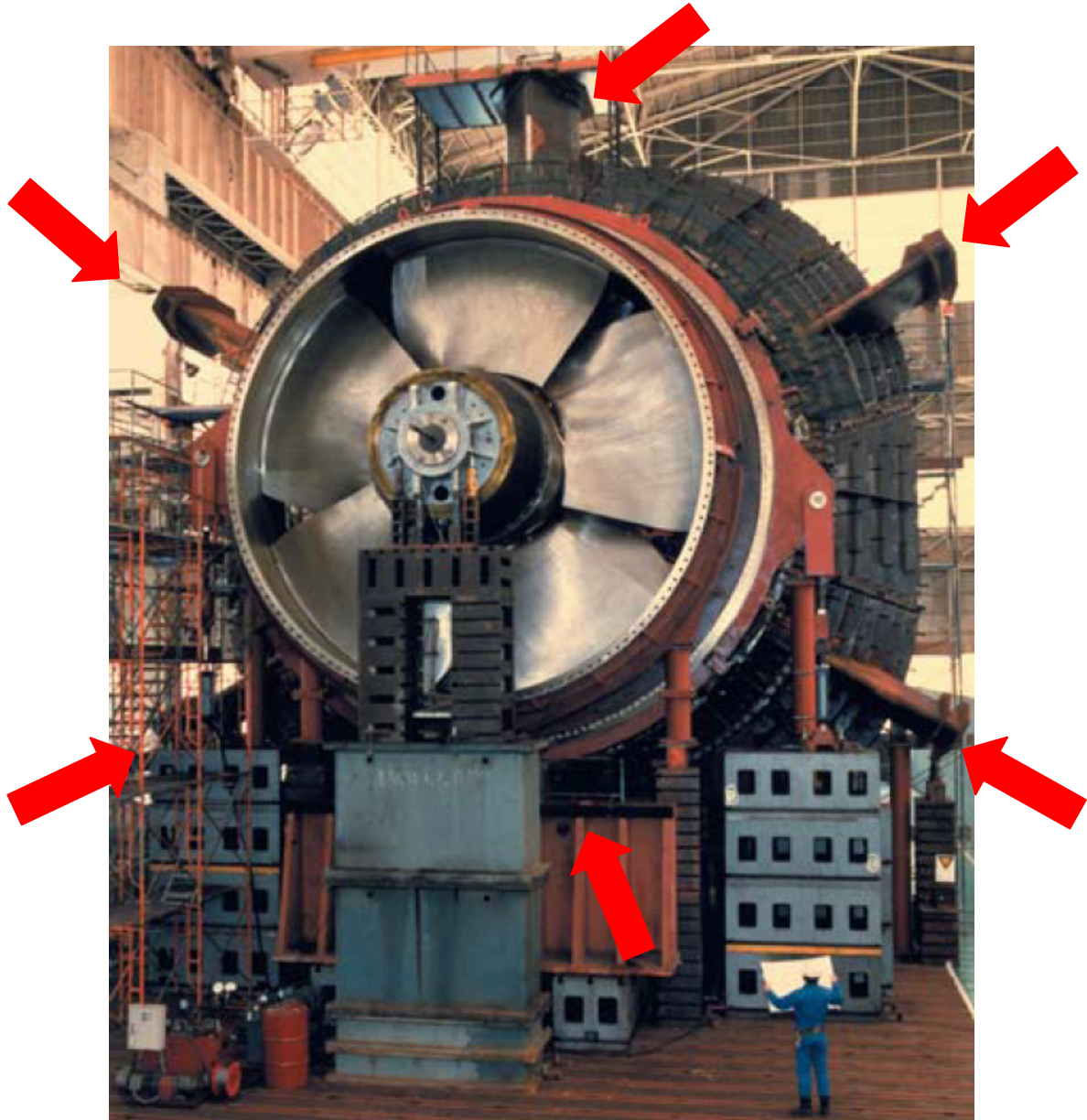


Figura 49 – Estrutura de sustentação de um grupo bulbo (em destaque) (Hitachi, 2006).

6.1.2 Cápsula Envoltória do Grupo

A cápsula envoltória do grupo é um conjunto metálico, em forma de cápsula, que abriga o conjunto turbina-gerador. A cápsula é montada a montante, ou seja, o fluxo passa primeiramente pela cápsula para, depois, movimentar o rotor. Esta é considerada a melhor construção, após vários estudos sobre a localização do bulbo (Eletrobrás, 1978). A Figura 50 apresenta uma foto de uma cápsula bulbo.



Figura 50 – Cápsula envoltória de um grupo bulbo (Hitachi, 2006).

6.1.3 Câmara de Adução

A câmara de adução, tem a função de conduzir o fluxo hidráulico à turbina e ao seu respectivo rotor, sendo revestida de concreto liso, com guias para a instalação da comporta.

6.1.4 Tubo de Descarga

O Tubo de descarga é um tubo de seção circular ou raramente oval, disposto na horizontal ou ligeiramente inclinado, com a finalidade de conduzir o escoamento, desde o rotor até o canal de fuga. Este também recebe a denominação de tubo de sucção. A Figura 51 ilustra a localização deste componente.

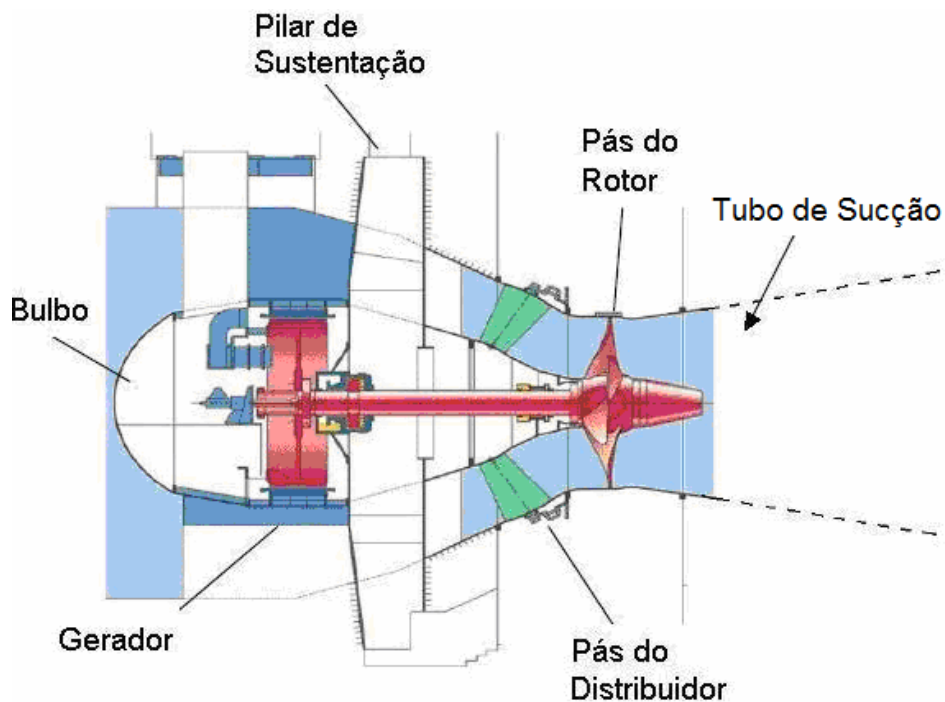


Figura 51 – Visão em corte longitudinal - localização do tubo de descarga.

6.1.5 Eixo

É o elemento através do qual a energia mecânica é transmitida da turbina ao gerador. É formado pelo corpo e pelos flanges de acoplamento.

6.1.6 Mancais

É um conjunto de peças capaz de suportar e manter o grupo rotativo turbina-gerador trabalhando. Os principais mancais são de escora e de guia. Geralmente, são constituídos de patins e sapatas trabalhando imersos em óleo.

6.1.7 Distribuidor

O distribuidor tem por finalidade dirigir o escoamento e controlar a vazão que passa pelo rotor. É formado de dois anéis, sendo um externo e outro interno e de pás diretrizes. A Figura 52 mostra a localização e o funcionamento deste componente.

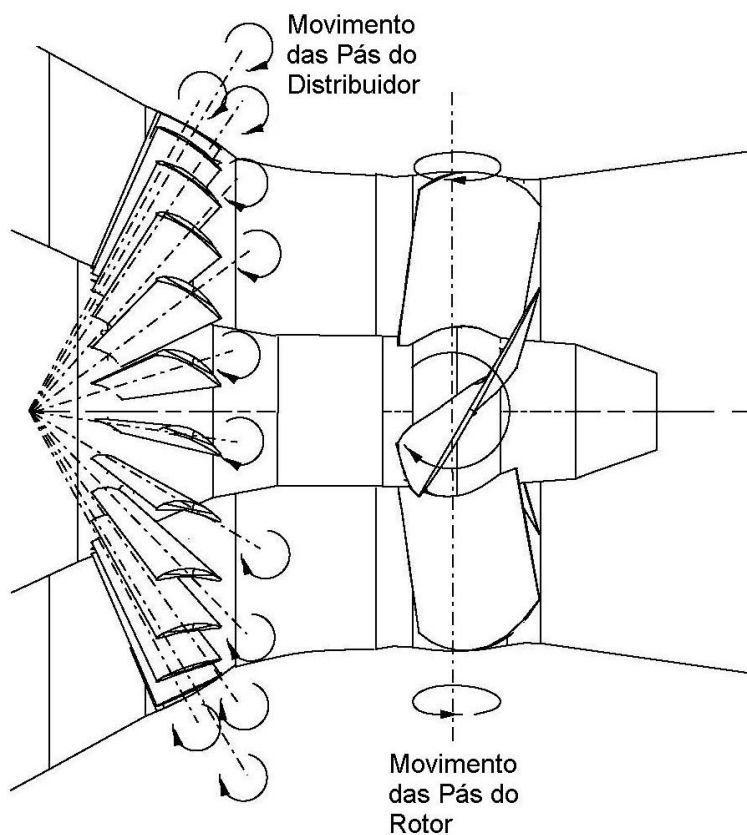


Figura 52 – Visão detalhada do distribuidor e do rotor de um grupo bulbo.

6.1.8 Rotor Kaplan

O Rotor Kaplan é o elemento rotativo da turbina, onde se transforma a energia do escoamento da água em trabalho mecânico.

Com relação às pás do rotor, a maioria das turbinas bulbo possui pás móveis, como as Kaplan. Entretanto, há também construções com pás fixas, do tipo hélice. Este tipo de construção, com rotor do tipo hélice, é raro porque exige uma mínima variação do fluxo hidráulico e conseqüentemente, da altura da lâmina d'água. O rotor pode ser subdividido em três partes: cubo, ogiva ou cone e pás. Na Figura 53 tem-se uma foto de um rotor Kaplan de uma turbina bulbo.



Figura 53 – Rotor Kaplan (Hitachi, 2006).

6.1.9 Sistema de Controle do Distribuidor

Para a movimentação das pás do distribuidor é possível a utilização de dois sistemas. O primeiro consiste em um mecanismo em que cada aleta ou pá do distribuidor tem seu próprio servomotor. No segundo tipo de construção, as pás se movem por meio de um anel de ligação, ou seja, tem-se um movimento simultâneo das pás, por meio de um, dois ou três servomotores que movimentam todas as pás simultaneamente.

A vantagem do primeiro sistema é: Mesmo se um objeto estranho entrar e ficar preso no meio de duas aletas durante o fechamento, as aletas restantes podem ser fechadas sem nenhum dano. Se requerido, as aletas podem ser operadas separadamente e o objeto que ficou preso pode ser facilmente liberado e lançado para fora das pás do distribuidor. As desvantagens deste sistema são: Necessidade de um servomotor para cada pá do distribuidor, e seus respectivos controles, independentes, e o trabalho extensivo do ajuste (Díes, 2009).

O sistema regulado por anel, com ligações e alavancas, é similar ao controle do acionamento do distribuidor de uma turbina Francis. O anel é movimentado por servomotores principais que movimentam todas as pás simultaneamente. A Figura 54 e a Figura 55 mostram os componentes deste sistema.

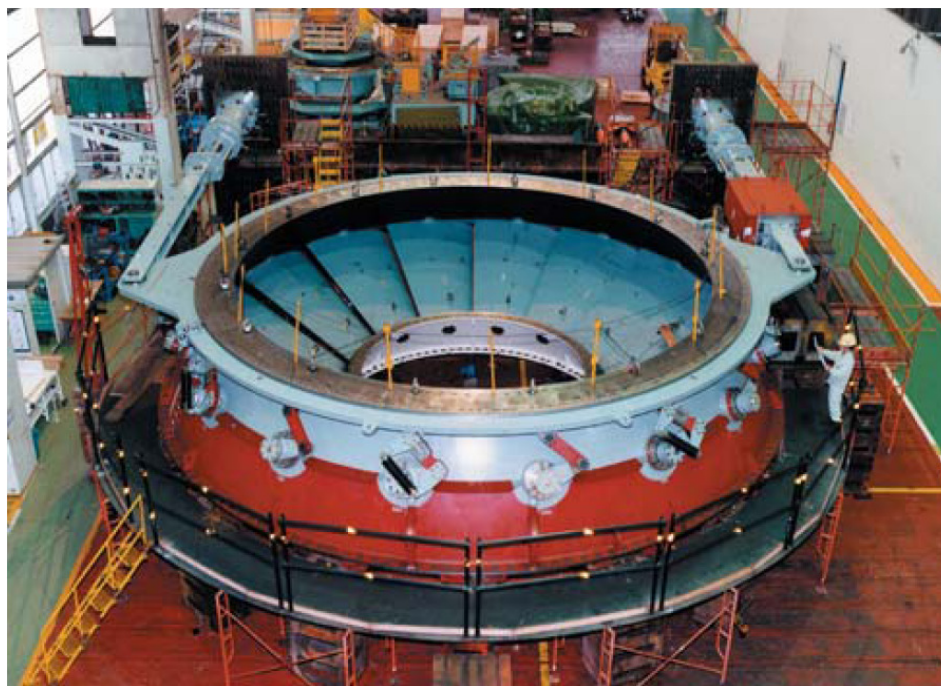


Figura 54 – Sistema de controle do distribuidor de um grupo bulbo (Hitachi, 2006).

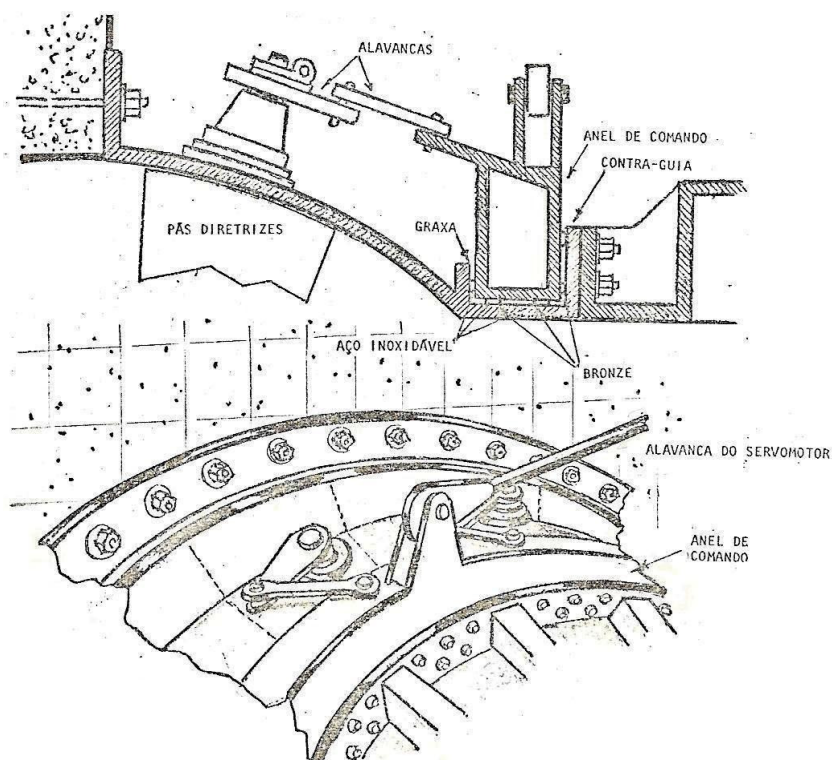


Figura 55 – Detalhe do sistema de controle do distribuidor (Eletrobrás, 1978).

6.1.10 Sistema de Controle das Pás do Rotor

A movimentação das pás do rotor de uma turbina bulbo é efetuada por meio de servomotores. O servomotor de controle das pás do rotor, geralmente, é instalado dentro da ogiva, próximo às pás. Em máquinas de grande porte, dependendo do projeto, pode ser instalado no meio ou no final do grupo turbina-gerador (ponta do eixo).

6.1.11 Sistema de Controle de Velocidade

A válvula atuadora do regulador de velocidade recebe o sinal elétrico deste regulador e o transfere, por meio hidráulico, para a válvula de controle do servomotor principal. A válvula atuadora é um componente que transforma um sinal elétrico de pequena potência em um sinal hidráulico capaz de movimentar uma válvula (válvula de controle do servomotor principal).

A válvula de controle dos servomotores principais recebe o comando hidráulico para sua abertura ou fechamento, através de um servomotor piloto, controlado pela válvula do atuador e direciona o óleo sob pressão ao servomotor principal. O servomotor piloto, juntamente com a válvula de controle dos servomotores principais, operam como amplificadores de sinal, uma vez que a válvula atuadora do regulador de velocidade não tem condições de controlar o fluxo hidráulico, para movimentar o servomotor principal. Desta maneira, a válvula atuadora envia o comando hidráulico para o servomotor piloto que por sua vez movimenta a válvula do servomotor principal, responsável pela movimentação das pás do rotor e do distribuidor.

Há também outros acessórios, como trocadores de calor, válvulas de manobra, sistemas de proteção, controle de pressão, etc. A Figura 56 ilustra um regulador de velocidade de uma turbina bulbo com seus acessórios.

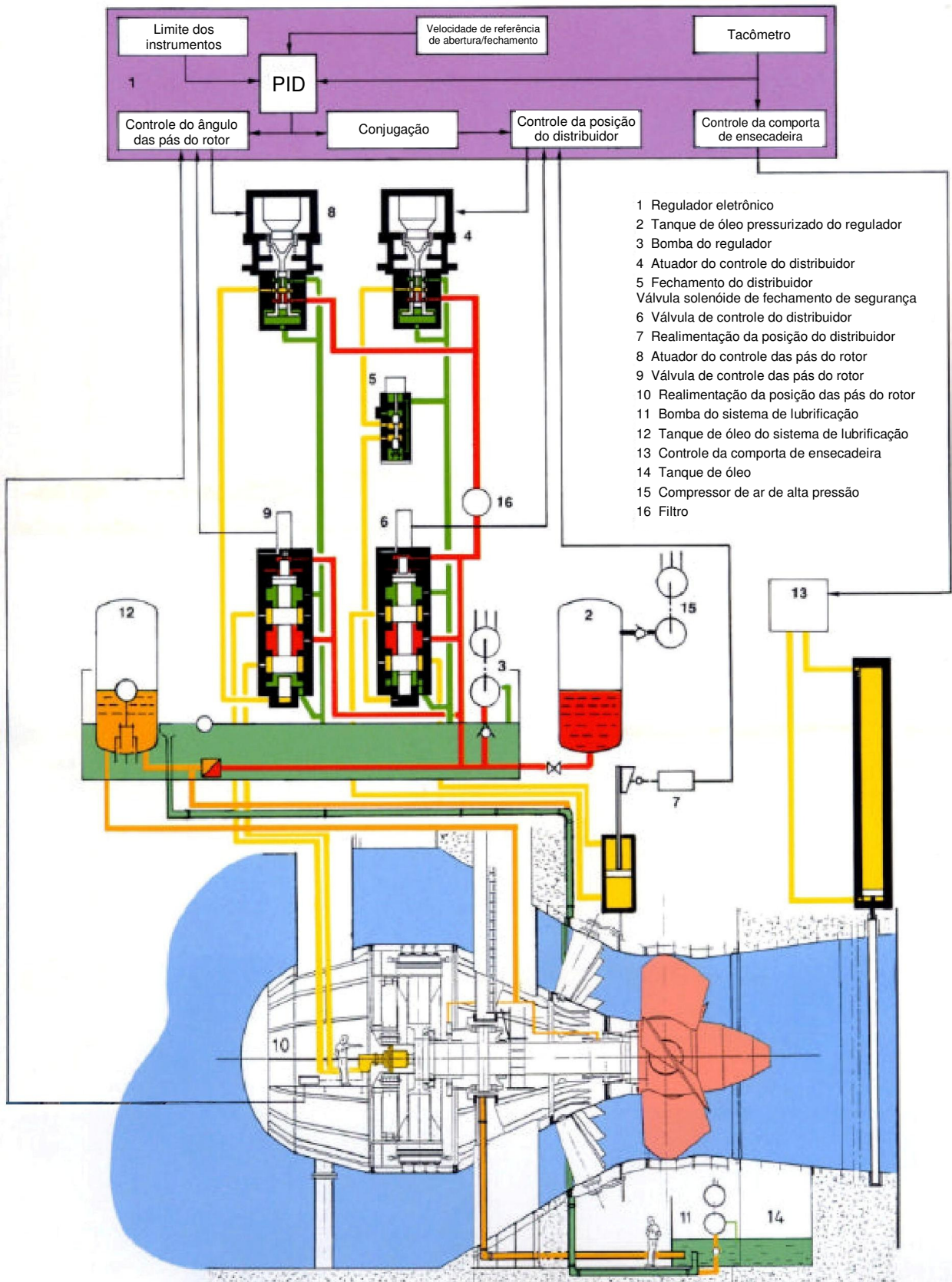


Figura 56 – Sistema de controle de velocidade de uma turbina bulbo (Alstom, 2000).

6.2 Modelo Dinâmico dos Componentes

Para a realização de estudos de estabilidade angular é necessário considerar as seguintes características dos componentes, no modelo dinâmico de uma turbina:

- Rotor – inércia;
- Distribuidor – abertura;
- Rotor – pás e movimentação das pás;
- Conduto forçado – constante de tempo da água;
- Sistemas de controle e atuação.

6.2.1 Inércia do Eixo da Turbina

Como o rotor é um eixo que possui uma determinada massa e descreve um movimento circular, é necessária a representação dessa massa girante, através do seu respectivo momento de inércia. Nos estudos de estabilidade angular é usual representar o momento de inércia através de uma constante de tempo, denominada constante de tempo de inércia (H).

Esta constante de tempo é inserida na equação de oscilação da máquina síncrona. Desta maneira utiliza-se a constante de tempo de inércia total do eixo, ou seja, a constante de tempo de inércia correspondente ao eixo da turbina, gerador e volante de inércia juntos. Seu valor pode ser obtido a partir da geometria do eixo, de testes em campo, ou estimado por meio de equações e curvas. Mais detalhes sobre este assunto podem ser encontrados no capítulo 5 deste trabalho.

6.2.2 Amortecimentos Mecânicos

Os amortecimentos mecânicos se referem às perdas por atrito e ventilação. Sua representação é necessária para a obtenção de um modelo mais próximo da realidade. Estes amortecimentos podem ser representados de duas formas: na equação de oscilação da máquina síncrona ou no modelo da turbina. O seguinte cuidado deve ser tomado: não representar os amortecimentos mecânicos em duplicidade.

6.2.3 Regulador de Velocidade

O regulador de velocidade deve ser representado através do seu diagrama de blocos e funções de transferência correspondentes. Estas, geralmente, são fornecidas pelos fabricantes de forma simplificada.

Em virtude da operação interligada e da necessidade de uma resposta rápida, utiliza-se o regulador com queda de velocidade e estatismo transitório. Este estatismo transitório é necessário, devido ao comportamento peculiar das turbinas hidráulicas (objeto de estudo do capítulo 4) e para que seja possível um bom desempenho do sistema de controle.

Este regulador apresenta um erro de regime permanente na frequência do sistema. A correção deste erro é uma função do controle secundário de frequência, que é exercido pelo CAG (Controle Automático da Geração).

A Figura 57 e a Figura 58 apresentam dois reguladores de velocidade típicos para turbinas hidráulicas: o primeiro, com estatismos permanente e transitório e o segundo, com um controlador do tipo PID.

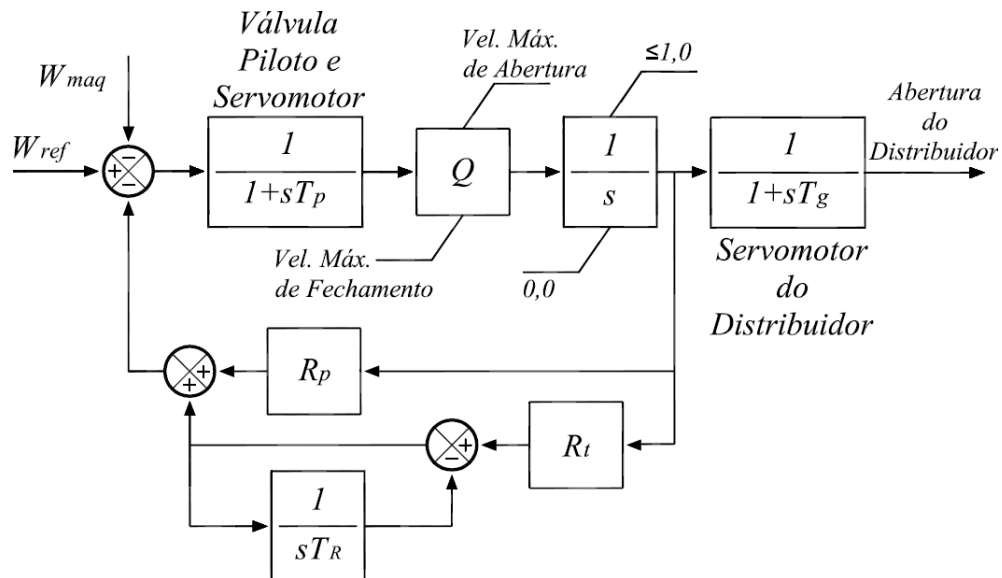


Figura 57 – Diagrama de blocos de regulador de velocidade típico de uma turbina hidráulica com estatismos permanente e transitório (IEEE, 1992).

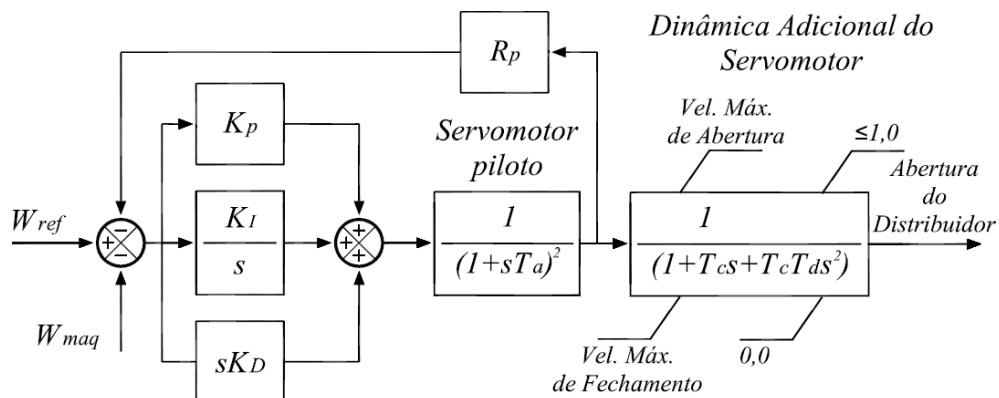


Figura 58 – Diagrama de blocos de regulador de velocidade típico de uma turbina hidráulica com controle PID (IEEE, 1992).

Nos reguladores apresentados na Figura 57 e na Figura 58, observa-se que estes atuam no distribuidor da turbina. Entretanto, as turbinas bulbo possuem duas variáveis de controle, ou seja, além do controle do distribuidor, tem-se também o controle da inclinação das pás do rotor da turbina. Para a utilização destes reguladores em turbinas bulbo, é necessária a implementação de uma função que relacione o ângulo do rotor com a abertura do distribuidor, denominada conjugação.

Este controle conjunto do distribuidor com as pás do rotor está associado à busca por um ponto de operação ótimo para cada nível de carga e condição operativa do conjunto. Desta maneira, a posição das pás do rotor, geralmente, é obtida a partir da posição do distribuidor e do nível do reservatório. A Figura 59 apresenta curvas de conjugação típicas, considerando vários níveis possíveis do reservatório.

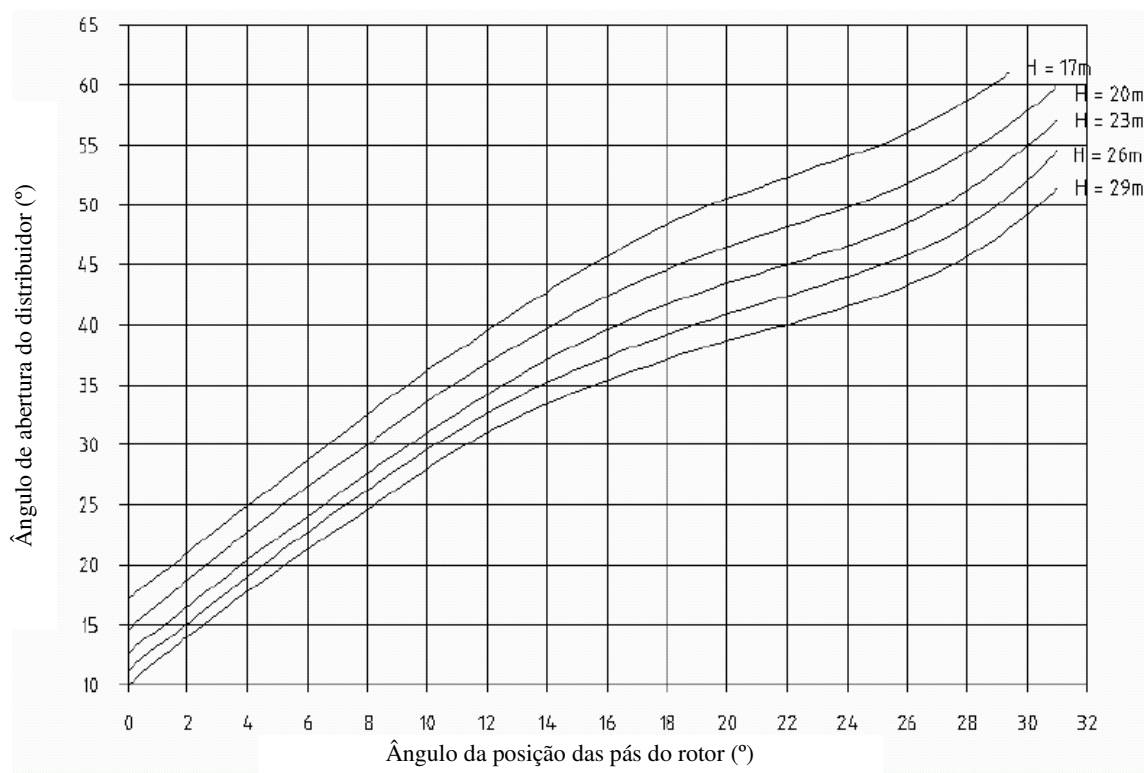


Figura 59 – Curva de conjugação.

No modelo proposto, o ângulo das pás do rotor é obtido, apenas em função da posição do distribuidor. Esta simplificação é razoável, uma vez que, durante o período de análise de um caso de estabilidade eletromecânica, a variação do nível do reservatório é insignificante. Deve-se, entretanto, sempre que possível, inserir a curva de conjugação correspondente ao nível do reservatório durante o período de análise.

A função não linear que representa a “melhor” posição das pás do rotor, em função da abertura do distribuidor, é modelada através de uma série de pontos. A obtenção de valores intermediários é realizada através da interpolação dos pontos conhecidos. A Figura 60 apresenta o diagrama do regulador de velocidade de uma turbina bulbo.

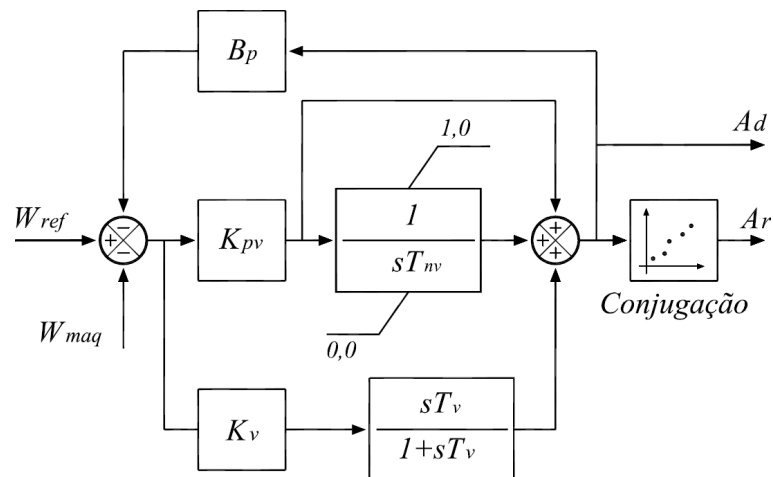


Figura 60 – Diagrama de blocos do regulador de velocidade de uma turbina bulbo.

Tabela 9 – Constantes de tempo e ganhos do diagrama da Figura 60.

Símbolo	Parâmetro
B_p	Estatismo permanente
K_{pv}	Ganho proporcional integral
K_v	Ganho derivativo
T_{nv}	Constante de tempo integral
T_v	Constante de tempo derivativa

6.2.4 Válvula do Atuador do Regulador de Velocidade

O modelo representativo da válvula do atuador do regulador de velocidade deve representar a constante de tempo envolvida no processo de abertura e fechamento da válvula e na movimentação do fluido para alimentar o servomotor piloto. Assim, o modelo constará de uma constante de tempo representativa dos fenômenos mencionados.

6.2.5 Válvula de Controle do Servomotor do Distribuidor e do Servomotor do Rotor

O princípio de funcionamento e o modelo representativo das válvulas de controle dos servomotores principais do distribuidor e das pás do rotor são os mesmos.

A abertura da válvula de controle dos servomotores principais determina o fluxo de óleo para estes servomotores. Desta maneira, a abertura e fechamento máximos da válvula de controle dos servomotores principais determinam a velocidade máxima de abertura e de fechamento das pás do rotor e do distribuidor da turbina. Portanto, os limites superior e inferior de saída desta válvula serão a taxa máxima de abertura e fechamento do distribuidor (para a válvula de controle do servomotor do distribuidor) e das pás do rotor da turbina (válvula de controle do servomotor das pás do rotor da turbina), respectivamente.

Por se tratar de uma válvula acionada por mecanismo hidráulico, é necessária a representação da sua respectiva constante de tempo. Em virtude das taxas de abertura e fechamento, na maioria dos casos, não serem as mesmas, podem-se utilizar duas constantes de tempo: a de abertura e a de fechamento. Esta representação é utilizada no modelo da turbina bulbo.

6.2.6 Servomotor Principal

O servomotor principal recebe óleo sob-pressão da sua válvula de controle e, de acordo com o fluxo hidráulico recebido, abre ou fecha, de forma mais rápida ou lentamente, movimentando as pás do rotor ou as pás do distribuidor. Por se tratar de um servomotor acionado por óleo sob pressão, é necessária a sua representação através de um integrador com sua respectiva constante de tempo.

A saída deste integrador será a posição do distribuidor ou rotor sendo, necessária, a inserção de limites no integrador que representem os limites do distribuidor e das pás do rotor da turbina.

6.2.7 Aspectos Gerais dos Modelos dos Componentes

Para realização dos estudos de estabilidade, é comum a representação de todos os modelos em pu (por unidade). Assim, os parâmetros do modelo devem ser inseridos em pu. Na representação em pu, os limites do distribuidor e do ângulo do rotor assumem valores entre 0 e 1, considerando-se uma referência angular e um ângulo base adequados.

Para alimentar, tanto as válvulas como os servomotores, é necessário um sistema de óleo sob pressão, geralmente composto de bombas e tanques, válvulas, etc. Para estudo de estabilidade eletromecânica, não é necessária a representação da dinâmica destes componentes.

A seguir, na Figura 61 e na Figura 62, são apresentados os modelos do conjunto válvula atuadora, servomotor piloto, válvula de controle do servomotor principal e o servomotor principal, para o sistema de controle do distribuidor e do rotor, respectivamente. Observa-se que as entradas são provenientes do regulador de velocidade, e as saídas são a posição do distribuidor e a das pás do rotor, que são as entradas principais no modelo da turbina.

Cabe ressaltar que, apesar de os controles do rotor e do distribuidor serem distintos, seus componentes possuem as mesmas funções, e seus modelos são bastante semelhantes, conforme mostra a Figura 61 e a Figura 62. As suas dinâmicas, entretanto, são bem diferentes. Para uma determinada perturbação, em um primeiro momento, é o controlador do distribuidor que atua, devido as suas características intrínsecas de ser mais rápido. O controle das pás do rotor é mais lento e tem por objetivo principal, fazer com que a turbina opere em um ponto ótimo.

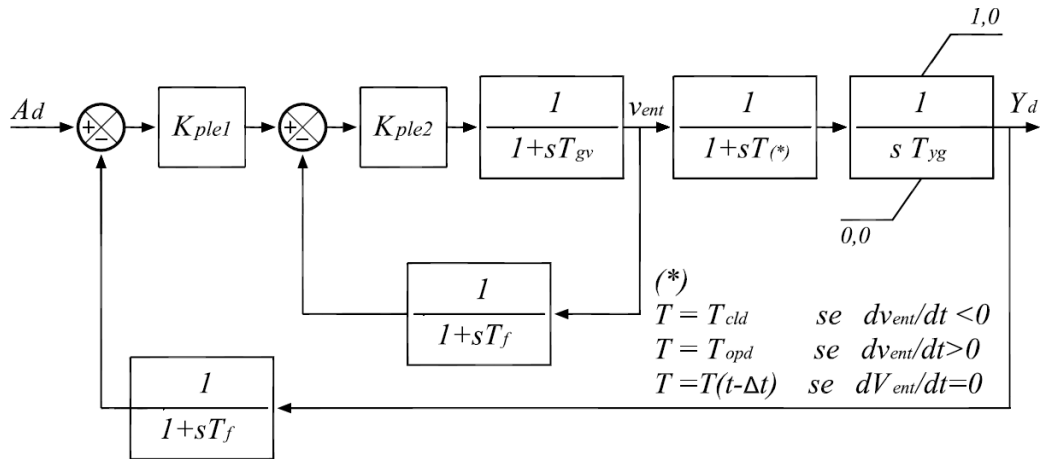


Figura 61 – Diagrama de blocos das válvulas e servomotores de controle do distribuidor de uma turbina bulbo.

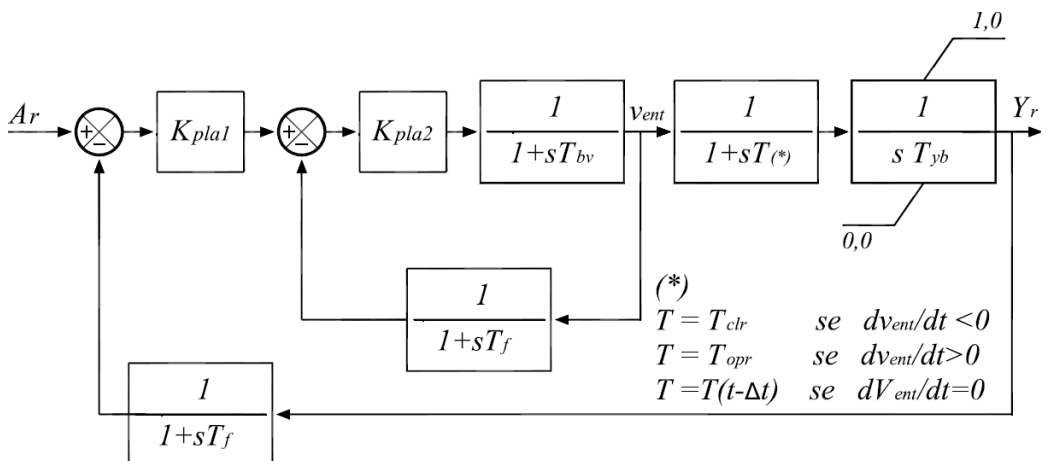


Figura 62 – Diagrama de blocos das válvulas e servomotores de controle do rotor de uma turbina bulbo.

Tabela 10 – Constantes de tempo e ganhos do diagrama da Figura 61 e da Figura 62.

Símbolo	Parâmetro
T_f	Constante de tempo do filtro de medição
T_{gv}	Constante de tempo da válvula atuadora e servomotor piloto do distribuidor
T_{cld}	Constante de tempo de fechamento da válvula de controle do servomotor principal do distribuidor
T_{opd}	Constante de tempo de abertura da válvula de controle do servomotor principal do distribuidor

Símbolo	Parâmetro
T_{yg}	Constante de tempo do servomotor principal do distribuidor
K_{ple1}	Ganho proporcional da malha do servomotor do distribuidor
K_{ple2}	Ganho proporcional da malha da válvula piloto do distribuidor
T_{bv}	Constante de tempo da válvula atuadora e servomotor piloto das pás do rotor
T_{clr}	Constante de tempo de abertura da válvula de controle do servomotor principal das pás do rotor
T_{opr}	Constante de tempo de fechamento da válvula de controle do servomotor principal das pás do rotor
T_{yb}	Constante de tempo do servomotor principal das pás do rotor
K_{pla1}	Ganho proporcional da malha do servomotor do rotor
K_{pla2}	Ganho proporcional da malha da válvula piloto do rotor

6.2.8 Tubulação

A representação do comportamento da passagem da água em um grupo bulbo, será através do modelo linearizado. Este modelo, conforme detalhado no capítulo 4, representa, de forma adequada, a dinâmica da água, desde que sejam respeitadas suas limitações, de não haver, durante a perturbação, oscilações de amplitude elevada no distribuidor da turbina (superiores a 20%). Esta simplificação é viável, uma vez que a maioria das perturbações analisadas em sistemas elétricos de potência, não resulta em grandes variações na posição do distribuidor.

No diagrama representativo da turbina é inserido o modelo linear simplificado, uma vez que, na maioria das simulações que são realizadas, a turbina opera próximo de suas condições nominais. Caso isto não ocorra, devem-se considerar as correções necessárias, em função das condições iniciais, apresentadas no capítulo 4.

6.2.9 Turbina

A maioria dos modelos de turbinas existentes assume apenas um controle na turbina: o distribuidor. Este modelo é válido para turbinas do tipo Francis. Entretanto, para os demais tipos de turbina, como Kaplan e bulbo, têm-se duas variáveis de controle da turbina, isto é, o controle do distribuidor e o da inclinação das pás do rotor, ambos com características bem distintas. Desta maneira, a utilização de modelos típicos pode introduzir erros grosseiros nas simulações.

Desta forma, no cálculo da potência transferida pela turbina ao gerador, devem-se considerar os efeitos da abertura do distribuidor e do ângulo das pás do rotor.

A partir da abertura do distribuidor e do ângulo das pás do rotor, é possível obter-se a vazão que passa pela turbina. Esta informação pode ser disponibilizada pelo fabricante, ou obtida através de teste em campo. A Figura 63 apresenta curvas que fornecem a vazão na turbina em função dos ângulos do distribuidor e do rotor.

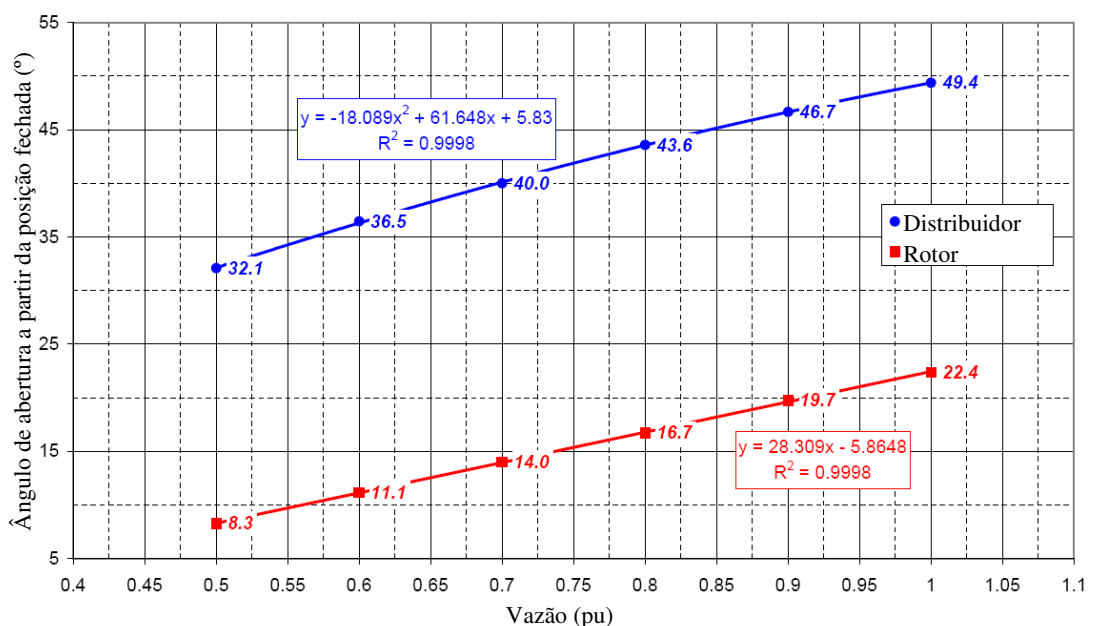


Figura 63 – Vazão em uma turbina com controle duplo.

No modelo proposto, a potência será obtida a partir da multiplicação da abertura do distribuidor e do ângulo do rotor, inserindo este resultado em uma função não linear, representada por uma série de pontos que relacionam esta multiplicação com a potência na saída da turbina.

O modelo apresentado, como é possível observar na Figura 64, considera os amortecimentos mecânicos no modelo da turbina, sendo que este possui uma parcela que depende somente da variação da velocidade angular do eixo e outra parcela que depende da variação da velocidade angular e da abertura do distribuidor. A potência de amortecimento é subtraída da potência mecânica entregue pela turbina, conforme mostra o diagrama de blocos.

Na Figura 64, também está inserido o modelo linearizado do conduto forçado, representando o efeito da constante de tempo da água, mencionada no subitem anterior.

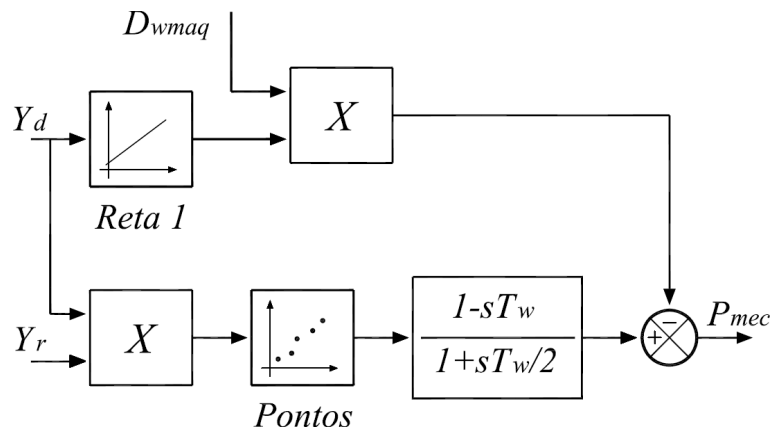


Figura 64 – Diagrama de blocos da turbina bulbo.

CAPÍTULO 7

COMPORTAMENTO DE TURBINAS BULBO EM UM SISTEMA RADIAL

Neste capítulo, são apresentadas simulações, realizadas de forma a verificar o comportamento de uma turbina bulbo. Primeiramente, é avaliado o comportamento isolado da turbina, simulando-se uma perturbação na posição do seu distribuidor, verificando-se o seu comportamento. Na segunda parte a turbina é conectada a um gerador, estando este conectado a um grande sistema de potência (representado por um barramento infinito) através de um sistema radial. Nesta etapa as simulações também são realizadas em uma turbina hidráulica e em uma turbina térmica, ambas típicas, a fim comparar o comportamento de uma turbina bulbo com as demais. Os detalhes e parâmetros do sistema radial e seus componentes estão apresentados no ANEXO II.

7.1 Análise do Comportamento Dinâmico de uma Turbina Bulbo

A seguir são apresentados os resultados das simulações, considerando-se a turbina bulbo isoladamente. As perturbações aplicadas são do tipo degrau, na posição do distribuidor. Conseqüentemente tem-se também uma variação no ângulo das pás do rotor, em virtude da curva de conjugação. Nesta etapa foram desprezados os efeitos do sistema elétrico sobre a turbina e sua rotação foi considerada constante durante todo o período analisado. Com relação ao modelo utilizado, como os despachos estão próximos da condição nominal de operação, (0,90 [pu] e 0,95 [pu]), não foram consideradas as correções para a constante de tempo da água (T_w), uma vez que, nas condições acima citadas, tais correções podem ser desprezadas,

conforme apresentado no Capítulo 4. Também foram desprezadas as perdas no conduto forçado ($f_p=0$).

As perturbações avaliadas foram: (a) variação positiva de 5% na posição do distribuidor, (b) variação negativa de 5% na posição do distribuidor, (c) variação positiva de 10% na posição do distribuidor e (d) variação negativa de 10% na posição do distribuidor. Em todas as referidas perturbações, o despacho inicial é de 0,95 [pu], exceto na perturbação (c), cuja condição inicial é de 0,90 [pu], de forma a não atingir os limites da turbina e de seus respectivos dispositivos de controle.

Os resultados das perturbações anteriormente mencionadas estão apresentados da Figura 65 a Figura 71. Nestas são mostradas as curvas com 60 segundos de simulação, de forma a possibilitar a visualização do comportamento dinâmico dos diversos componentes envolvidos.

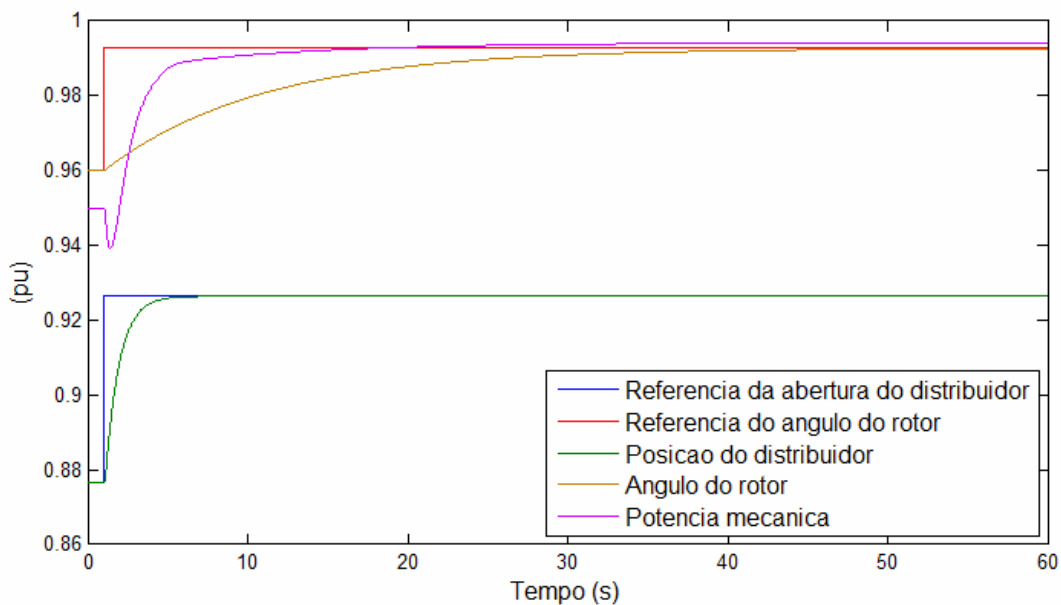


Figura 65 – Comportamento de uma turbina bulbo – potência mecânica inicial de 0,95 [pu] – variação positiva de 0,05 [pu] na posição do distribuidor.

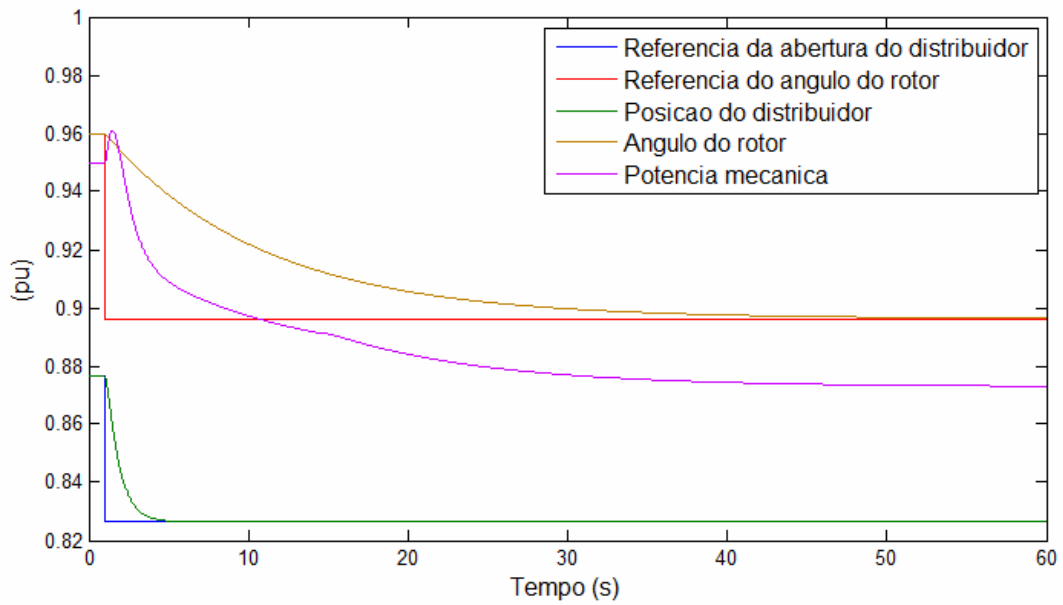


Figura 66 – Comportamento de uma turbina bulbo – potência mecânica inicial de 0,95 [pu] – variação negativa de 0,05 [pu] na posição do distribuidor.

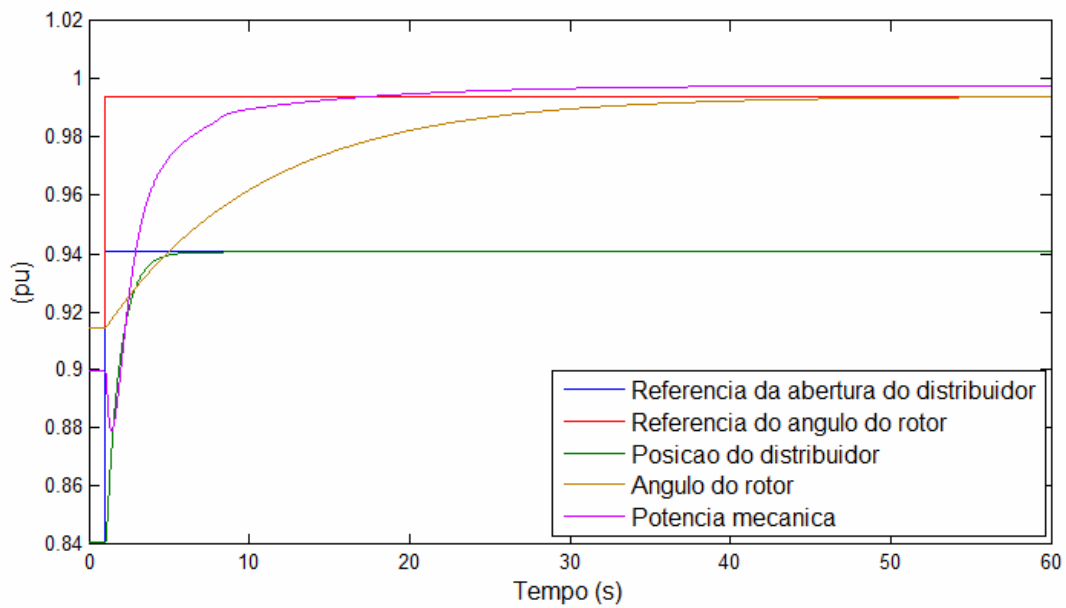


Figura 67 – Comportamento de uma turbina bulbo – potência mecânica inicial de 0,90 [pu] – variação positiva de 0,10 [pu] na posição do distribuidor.

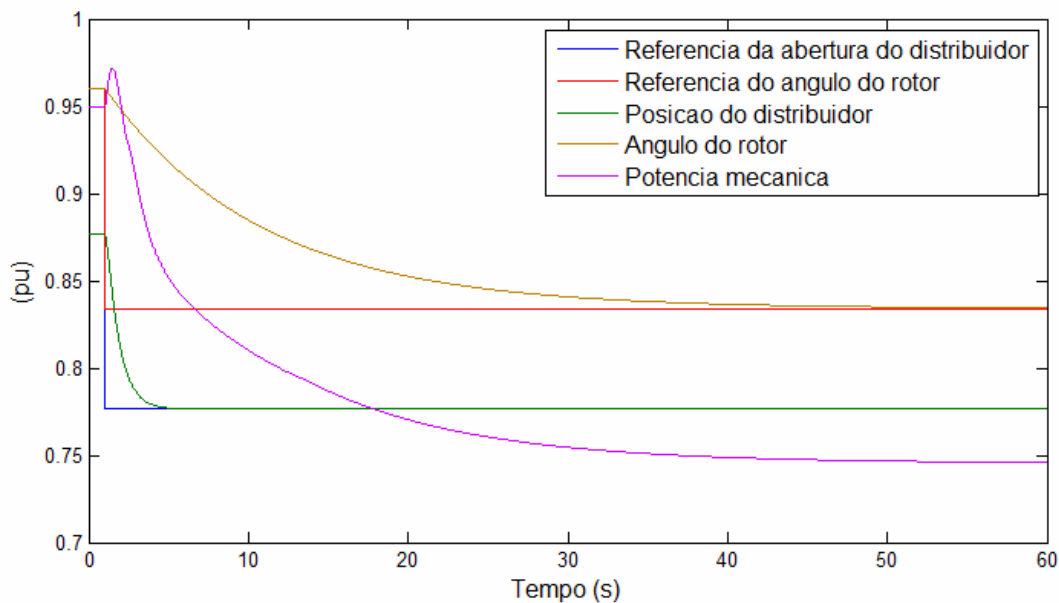


Figura 68 – Comportamento de uma turbina bulbo – potência mecânica inicial de 0,95 [pu] – variação negativa de 0,10 [pu] na posição do distribuidor.

A partir dos resultados apresentados da Figura 65 a Figura 68 observa-se que a movimentação do distribuidor é bem mais rápida que a movimentação do ângulo do rotor. O primeiro, em aproximadamente 4 segundos após a perturbação já encerrou sua atuação. O segundo, por sua vez, necessita em torno de 50 segundos para atingir o regime permanente. Isto é decorrente da finalidade dos dispositivos. O distribuidor apresenta uma reação rápida, e tem a função principal de controlar o fluxo de água que passa pela turbina. A movimentação das pás do rotor é lenta, uma vez que este controle tem como objetivo principal alcançar um ponto de operação ótimo da turbina, ou seja, a melhor eficiência. Tais dinâmicas refletem na potência mecânica da turbina, sendo que, apesar desta ter uma maior dependência da posição do distribuidor, o ângulo das pás do rotor também tem sua participação. Desta forma, na curva da potência mecânica observa-se o período de atuação do distribuidor e o período de ação do controle do rotor.

Nas simulações realizadas, observa-se, também, a influência da dinâmica do conduto forçado na potência mecânica fornecida pela turbina. Apesar de esta constante ser de valor reduzido em turbinas do tipo bulbo, sua influência é verificada quando da movimentação do

distribuidor, isto é, tem-se uma resposta inicial da turbina, contrária à ação do distribuidor, comportamento este, típico de uma turbina hidráulica.

7.2 Comportamento de uma Turbina Bulbo em um Sistema Radial

A seguir, são apresentados os resultados das simulações, considerando-se a inserção do grupo bulbo em um sistema radial, representado na Figura 69. Da Figura 70 a Figura 73 têm-se os resultados, considerando-se um curto-circuito monofásico na linha de transmissão 1 (LT 1) próximo da barra 2 com duração de 150 [ms] (CC1F LT 1). Da Figura 74 a Figura 77 têm-se os resultados, considerando-se um curto-circuito trifásico na linha de transmissão 1 próximo da barra 2 com duração de 100 [ms] (CC3F LT 1).

A fim de se efetuar uma análise comparativa dos principais tipos de turbinas existentes, as perturbações mencionadas também foram realizadas, considerando-se um grupo gerador térmico e um grupo hidráulico, ambos típicos.

O grupo hidráulico típico considerado é composto de uma turbina Francis com seu respectivo gerador, juntamente com seus dispositivos de controle de tensão e de velocidade. Para a constante de tempo da água da turbina Francis foi considerado o valor típico de 4 [s]. O grupo térmico é composto por uma turbina a vapor simples, sem reaquecimento, juntamente com os seus controles de tensão e velocidade. Os principais dados das turbinas e geradores utilizados são apresentados na Tabela 11. Mais detalhes, como o diagrama de blocos e parâmetros dos referidos modelos, são apresentado no ANEXO II.

A fim de facilitar a visualização, os resultados envolvendo os três tipos de turbina são apresentados em uma única figura, conforme indicado da Figura 70 a Figura 77.

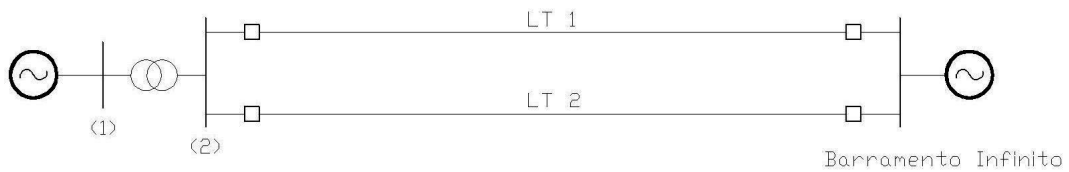


Figura 69 – Diagrama unifilar do sistema radial.

Tabela 11 – Parâmetros das turbinas.

Parâmetro	Símbolo	Grupo Bulbo	Grupo Hidráulico Típico	Grupo Térmico Típico
Constante de tempo de inércia	H	1,40 [s]	3,12 [s]	6,19 [s]
Constante de tempo da água	T_w	0,80 [s]	4,00 [s]	(*)
Constante de tempo associada a câmara de vapor	T_{CH}	(*)	(*)	0,30 [s]

(*) – Não se aplica.

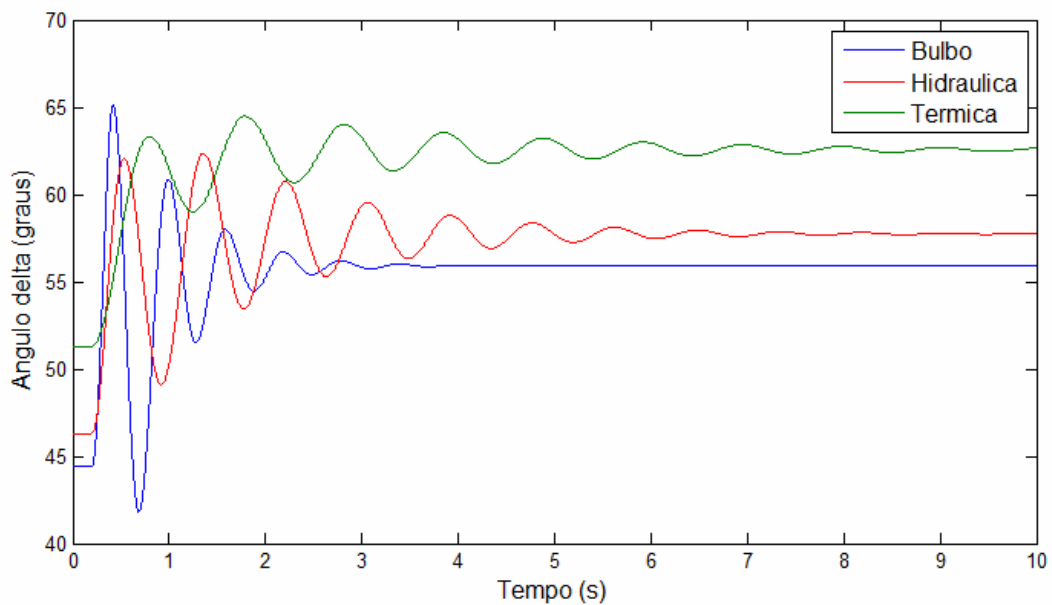


Figura 70 – Ângulo delta – CC1F LT1.

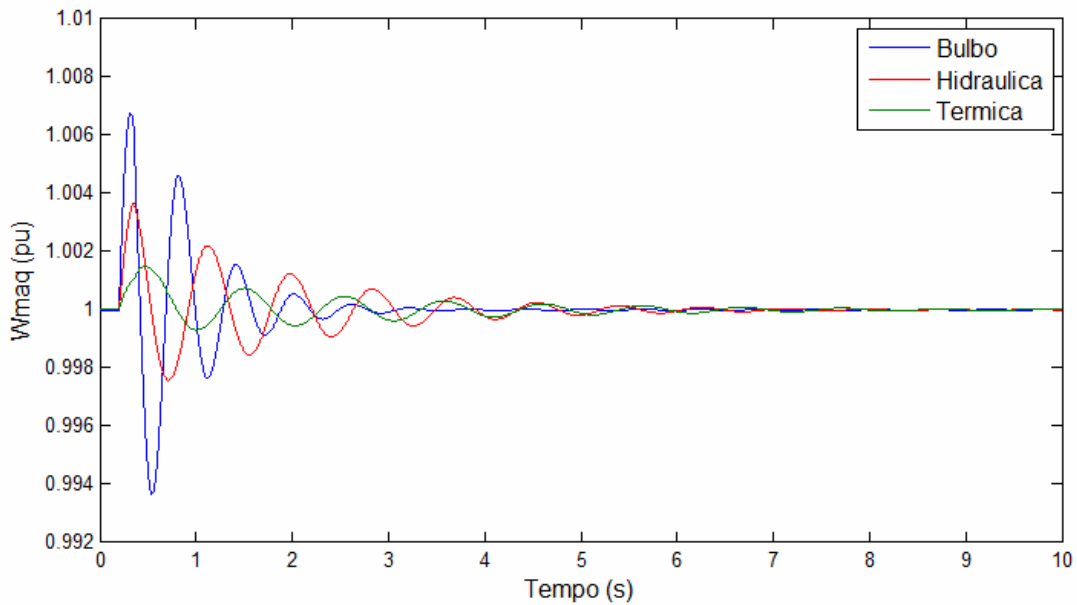


Figura 71 – Velocidade angular do conjunto turbina gerador – CC1F LT1.

Nas curvas representativas do ângulo delta e da velocidade angular do conjunto (Figura 70 e Figura 71), observa-se que a turbina bulbo apresenta oscilações de curto período e amplitude elevada, quando comparada aos demais tipos de turbinas avaliados. Isto é devido ao fato de a constante de tempo de inércia de um grupo bulbo ser bastante reduzida, em relação aos demais grupos (ver ANEXO II). Apesar de, no grupo bulbo, as oscilações serem maiores em amplitude, estas cessam mais rapidamente que nos demais casos, uma vez que a constante de tempo de inércia é menor, ou seja, a energia armazenada é menor. Assim, é necessário um tempo menor, para que o sistema atinja o regime permanente, já que os amortecimentos são, praticamente, os mesmos, nos vários tipos de turbina avaliados.

Observa-se também que, diante das perturbações avaliadas, o conjunto bulbo atinge rotações maiores, se comparado com os demais modelos avaliados. No caso da primeira perturbação considerada (CC1F LT1) verifica-se uma sobrevelocidade de aproximadamente 0,68%. Isto pode ocasionar a perda de sincronismo da máquina com o sistema, caso a proteção não atue corretamente em tempo hábil.

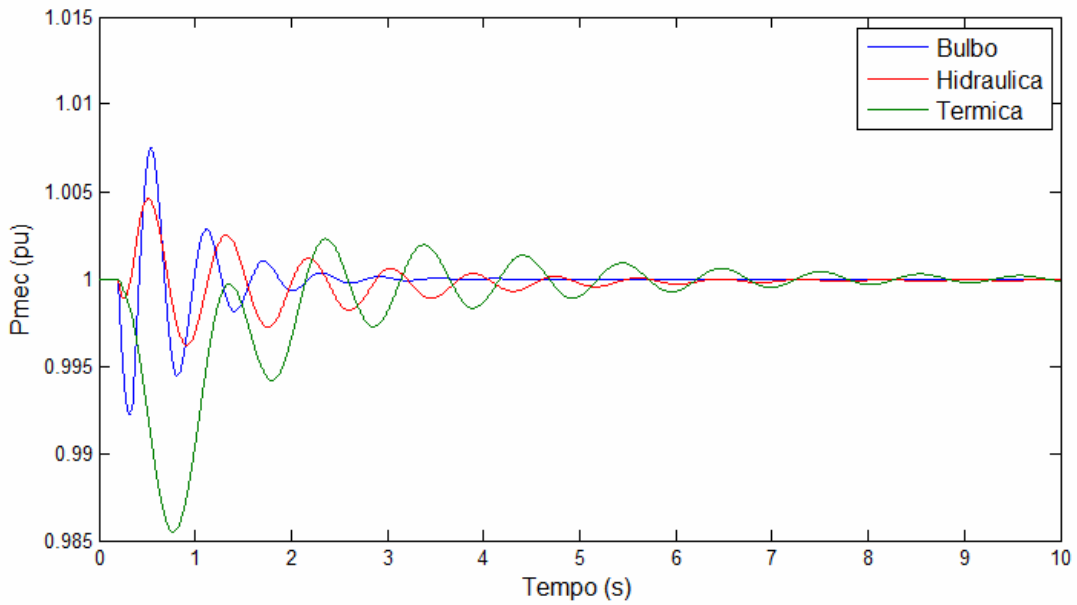


Figura 72 – Potência mecânica fornecida pela turbina – CC1F LT1.

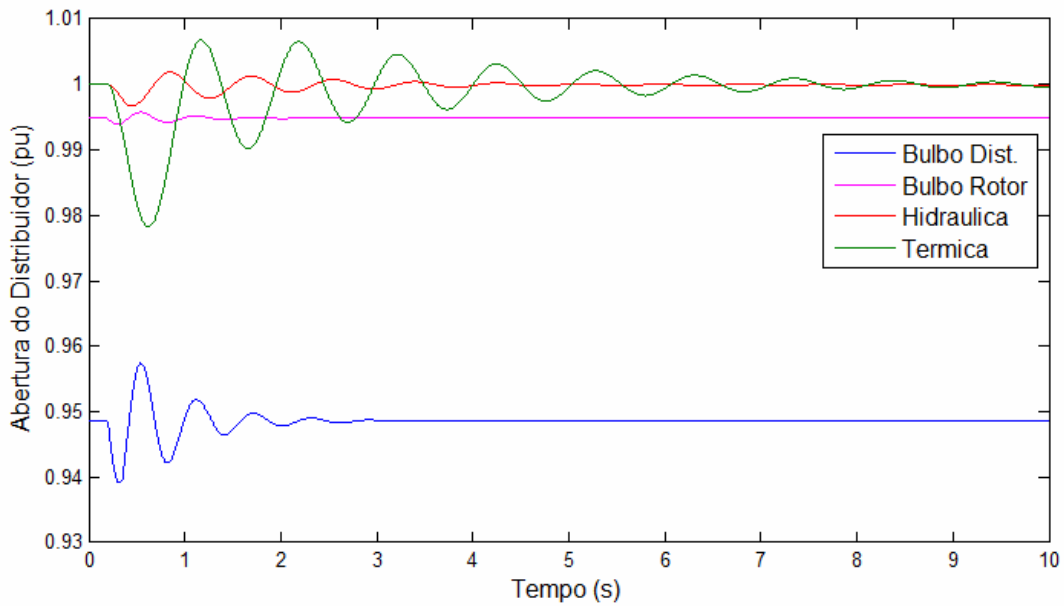


Figura 73 – Abertura do distribuidor, válvula de admissão de vapor e ângulo das pás do rotor – CC1F LT1.

Com relação à potência mecânica (Figura 72), observa-se que a turbina bulbo apresenta um comportamento mais rápido que os demais tipos de turbina avaliados. Isto é resultado da atuação rápida e eficiente do regulador de velocidade, bem como da dinâmica rápida da

turbina, em virtude do valor reduzido da constante de tempo da água, quando comparada a uma turbina hidráulica típica.

Observando a atuação do regulador de velocidade (Figura 73), não se percebe variação expressiva entre as posições inicial e final do distribuidor (turbina bulbo e hidráulica) e da válvula de vapor (turbina térmica). Com relação ao ângulo das pás do rotor, caso específico da turbina bulbo, observa-se que este pouco se altera, mesmo durante o período transitório. Isto decorre da função de tal controle, que é obter um melhor rendimento da turbina. Por se tratar de um controle para otimização da operação da turbina, sua operação não necessita ser rápida. Como, no caso dos defeitos simulados, o ponto inicial e final da posição do distribuidor são, praticamente, os mesmos, este tipo de controle não tem necessidade de atuar.

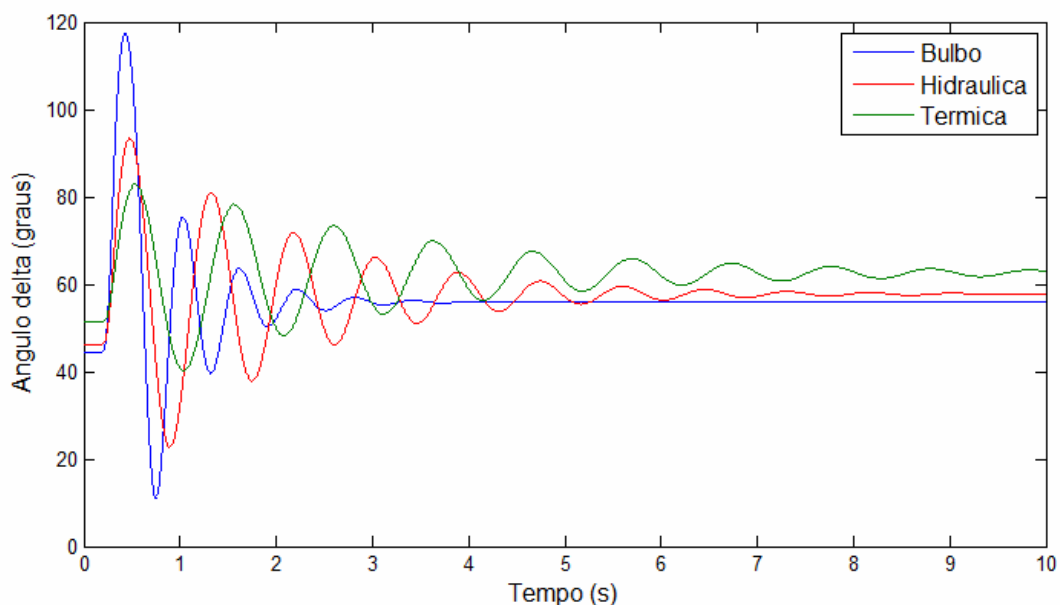


Figura 74 – Ângulo delta – CC3F LT1.

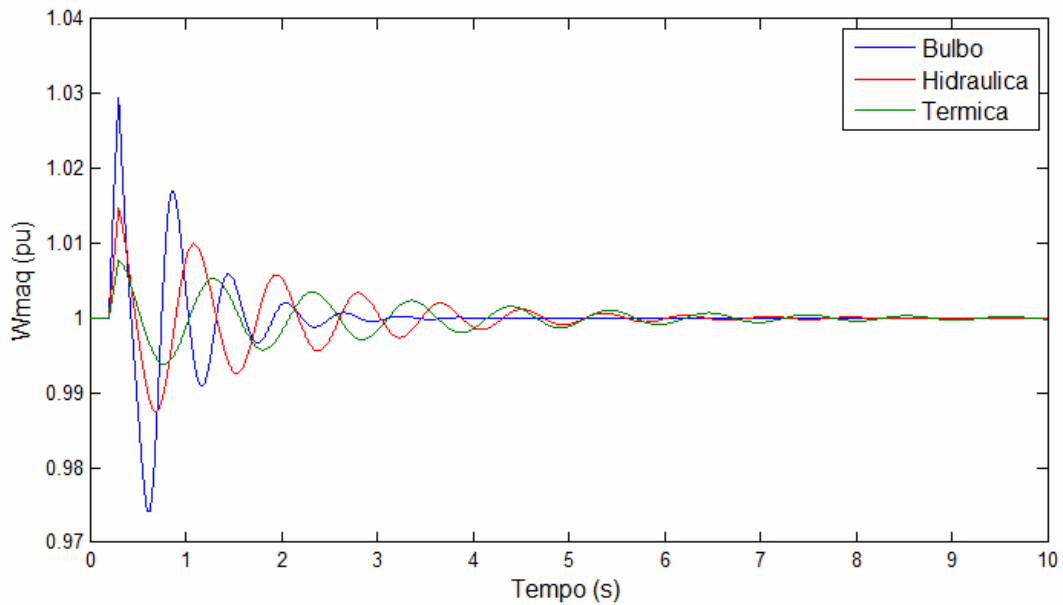


Figura 75 – Velocidade angular do conjunto turbina gerador – CC3F LT1.

Para um curto-circuito trifásico franco na LT 1 próximo do barramento 2, a turbina bulbo, bem com as demais turbinas, sofrem variações expressivas do ângulo delta e da velocidade angular do conjunto. Estas grandes variações angulares decorrem do acréscimo rápido da velocidade angular da máquina, uma vez que, durante o defeito considerado, praticamente toda a potência entregue pela turbina ao gerador se converte em energia cinética no eixo do conjunto, fazendo com que ocorra uma aceleração rápida da velocidade angular do conjunto turbina gerador.

Comparando os diversos tipos de grupos na simulação, observa-se que o conjunto bulbo atinge rotações maiores, se comparado com os demais modelos avaliados. Enquanto no grupo térmico a rotação atinge 1,008 [pu] e no hidráulico 1,015 [pu], no grupo bulbo, a rotação atinge aproximadamente 1,03 [pu] (valores para CC3F LT 1). Através destes resultados, verifica-se a rapidez com que o grupo bulbo acelera: no caso específico, 3% de sobrevelocidade em apenas 100 [ms]. Estas sobrevelocidades elevadas ocasionam grandes aberturas angulares, podendo ocasionar a perda de sincronismo da máquina com o sistema, caso o defeito não seja eliminado rapidamente comprometendo, assim, a operação do sistema elétrico de potência ao qual a máquina está conectada.

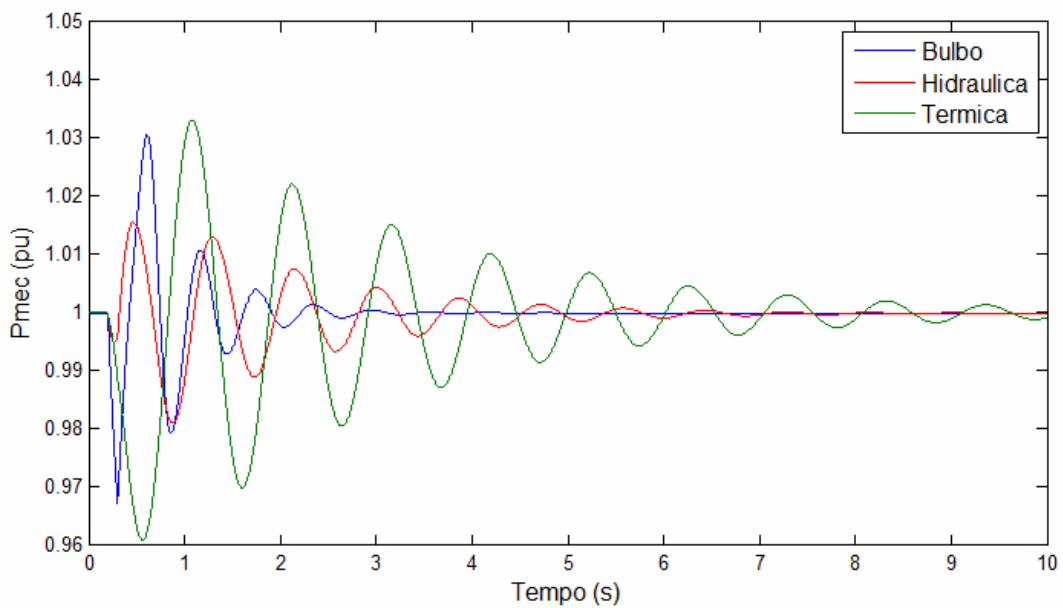


Figura 76 – Potência mecânica fornecida pela turbina – CC3F LT1.

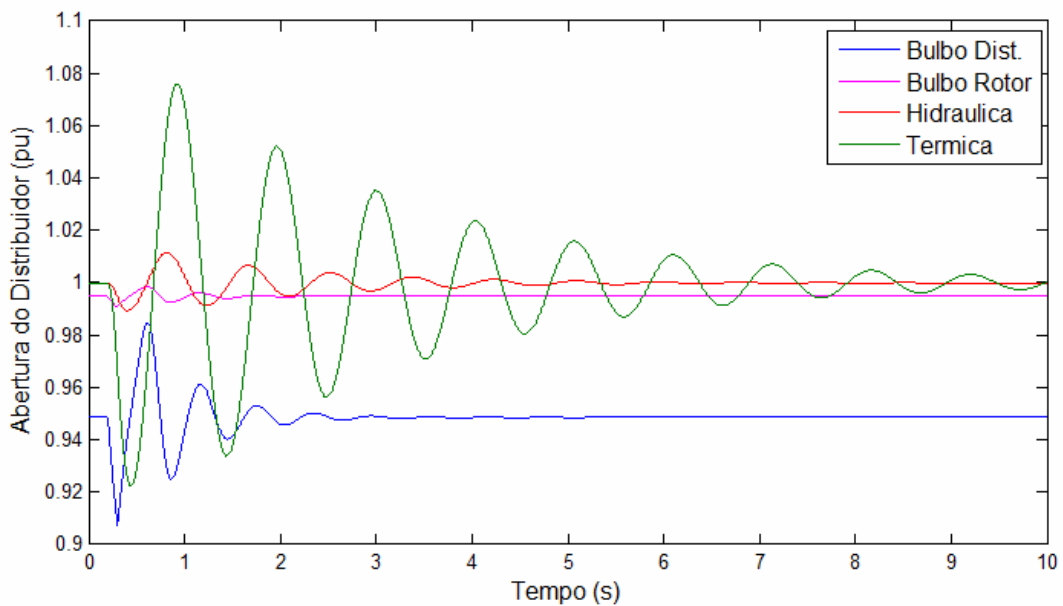


Figura 77 – Abertura do distribuidor ou válvula de admissão de vapor – CC3F LT1.

Na potência mecânica e na posição do distribuidor (turbina bulbo e hidráulica) e da válvula de vapor (turbina térmica) (apresentados na Figura 76 e na Figura 77), não se observa variação expressiva entre seus valores iniciais e finais uma vez que, por se tratar de defeitos do tipo

curto-circuito, não se tem uma variação significativa entre a potência transferida da máquina ao sistema, antes e depois da perturbação.

Com relação ao ângulo das pás do rotor, caso específico da turbina bulbo, observa-se que este pouco se altera, mesmo durante o período transitório. Isto decorre da função de tal controle, que é obter um melhor rendimento da turbina. Por se tratar de um controle para otimização da operação da turbina, sua operação não necessita ser rápida. Como, no caso dos defeitos simulados, o ponto inicial e final da posição do distribuidor são, praticamente, os mesmos, este tipo de controle não tem necessidade de atuar.

Também, não se observa influência significativa do tipo de turbina utilizado no estudo do comportamento dinâmico das demais variáveis do sistema, além das já mencionadas anteriormente.

7.2.1 Informações Adicionais

De forma adicional, foi realizado um conjunto de simulações, de forma a verificar a possível influência de turbinas do tipo bulbo no tempo de atuação das proteções. A Tabela 12 mostra o tempo máximo para eliminação da perturbação de forma que a máquina permaneça em sincronismo com o sistema. A perturbação considerada foi um curto-circuito trifásico franco na LT1 próximo do barramento 2. Os dados e modelos utilizados são os mesmos utilizados nas simulações já apresentadas neste capítulo. Estas simulações também foram realizadas com as turbinas hidráulicas e térmicas, já consideradas nos itens anteriores.

Tabela 12 – Tempo máximo de eliminação de defeito.

Tipo de Turbina	Constante de Tempo de Inércia (H)	Tempo Máximo de Eliminação do Defeito
Bulbo	1,40 [s]	110 [ms]
Hidráulica	3,12 [s]	160 [ms]
Térmica	6,19 [s]	250 [ms]

Por se tratar de um curto-circuito trifásico franco em um sistema radial, o tempo de eliminação do defeito está intimamente relacionado à constante de tempo de inércia do conjunto e do despacho inicial da máquina. No caso específico da turbina bulbo, observa-se a necessidade de que sua proteção elimine o defeito mais rapidamente que os demais tipos de grupos avaliados, para que a máquina não perca o sincronismo com o sistema. Isto decorre do fato de sua constante de tempo de inércia ser reduzida, quando comparada com as demais turbinas consideradas.

COMPORTAMENTO DE TURBINAS BULBO EM UM SISTEMA MULTIMÁQUINA

Neste capítulo, uma central hidrelétrica que utiliza turbinas do tipo bulbo é inserida em um sistema multimáquina, denominado *Brazilian Birds*. Neste sistema fictício, as turbinas bulbo estão instaladas na central Canário que está conectada ao sistema através de duas linhas de transmissão de 230 [kV]: uma em circuito duplo para, a SE Tiziu, e outra em circuito simples para a SE Cardeal.

A Figura 78 apresenta o diagrama unifilar do referido sistema, destacando a localização da central de Canário, bem como as perturbações que serão avaliadas nesta etapa do trabalho.

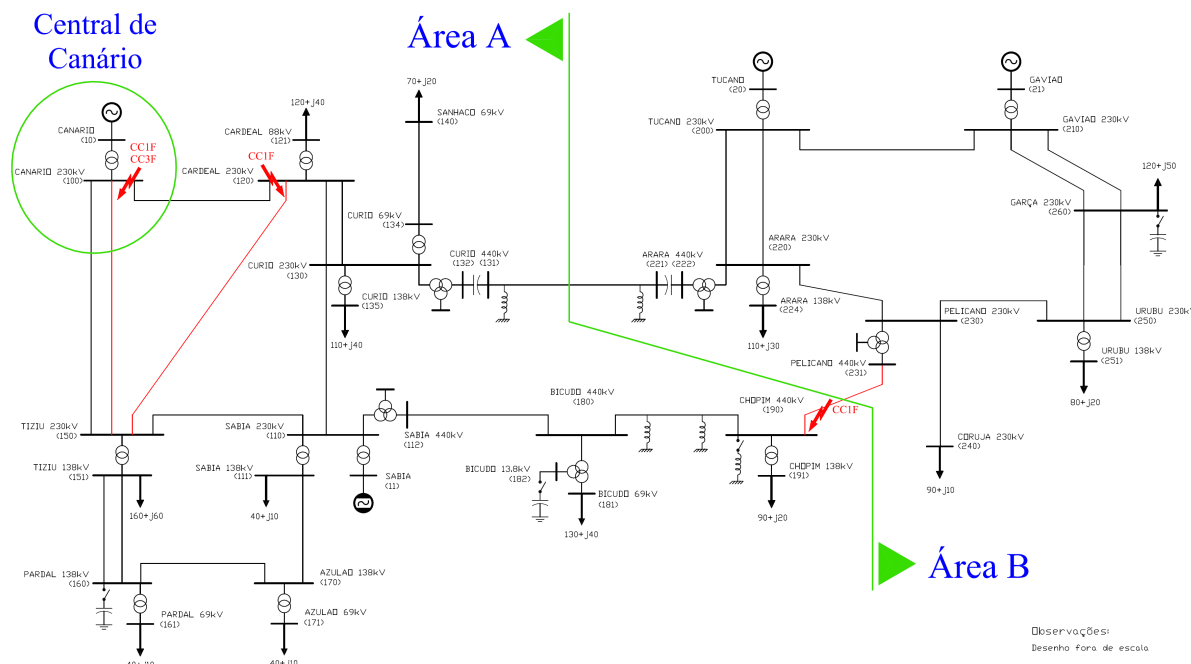


Figura 78 – Diagrama unifilar do Sistema *Brazilian Birds*.

A fim de realizar estudos de comparações do comportamento dinâmico do sistema, quando da inserção de diversos tipos de centrais de geração, as perturbações foram realizadas, considerando-se três alternativas para os grupos geradores da central de Canário: grupos bulbo, grupos hidráulicos típicos e grupos térmicos típicos. Tais grupos típicos (térmicos e hidráulicos) são os mesmos utilizados nas simulações realizadas no sistema radial, alvo de estudos específicos no capítulo 7 desta dissertação.

Detalhes do sistema, ou seja, dados de elementos tais como: geradores, turbinas, reguladores de tensão, reguladores de velocidade, bem como a condição operativa antes da falta, estão apresentados no ANEXO III.

8.1 Perturbações Avaliadas

A seguir, um conjunto de simulações é apresentado, o qual possibilita avaliar o comportamento das turbinas do tipo bulbo, em um sistema elétrico de potência. As perturbações consideradas são:

- Curto-circuito monofásico no circuito 1 da linha de transmissão Canário-Tiziu 230 kV, no terminal de Canário, com posterior atuação da proteção e abertura de ambos os terminais da referida linha, em 150 [ms] (CC1F Canário-Tiziu);
- Curto-circuito trifásico na linha de transmissão Canário-Tiziu 230 kV, no terminal de Canário, com posterior atuação da proteção e abertura de ambos os terminais da referida linha, em 80 [ms], (CC3F Canário-Tiziu);
- Curto-circuito monofásico na linha de transmissão Cardeal-Tiziu 230 kV, no terminal de Cardeal, com posterior atuação da proteção e abertura de ambos os terminais da referida linha, em 150 [ms] (CC1F Cardeal-Tiziu);
- Curto-circuito monofásico na linha de transmissão Chopim-Pelicano 440 kV, no terminal de Chopim, com posterior atuação da proteção e abertura de ambos os terminais da referida linha, em 100 [ms] (CC1F Chopim-Pelicano);

- Acréscimo de 10%, na forma de degrau, nas parcelas ativa e reativa de todas as cargas da área A (Acréscimo 10% de carga da Área A);
- Redução de 10%, na forma de degrau, nas parcelas ativa e reativa de todas as cargas da área A (Redução 10% de carga da Área A).

A seguir, são apresentados os resultados obtidos, através de simulação computacional, para cada uma das perturbações mencionadas, nas três alternativas de operação da central de Canário consideradas (grupos bulbo, grupos hidráulicos típicos e grupos térmicos típicos). Para facilitar o entendimento, as análises são realizadas na medida em que as figuras forem apresentadas, sendo posteriormente incluída uma tabela resumo, contendo uma síntese dos resultados obtidos.

8.1.1 CC1F Canário - Tiziu

Os resultados da simulação de um curto-circuito monofásico em um dos circuitos da linha de transmissão que interliga as subestações de Canário e Tiziu são apresentados da Figura 79 a Figura 96. O escoamento da energia gerada por Canário é realizado por três linhas de transmissão: LT 230 kV Canário-Tiziu (circuito duplo) e LT 230 kV Canário-Cardeal (circuito simples). Desta forma, a referida perturbação tem como objetivo avaliar e comparar as interações existentes entre o sistema e o grupo instalado em Canário, seja este bulbo, hidráulico ou térmico.

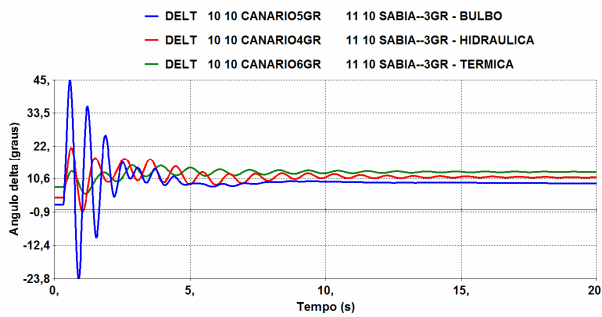


Figura 79 – Ângulo delta de Canário com relação a Sabiá – CC1F Canário -Tiziu.

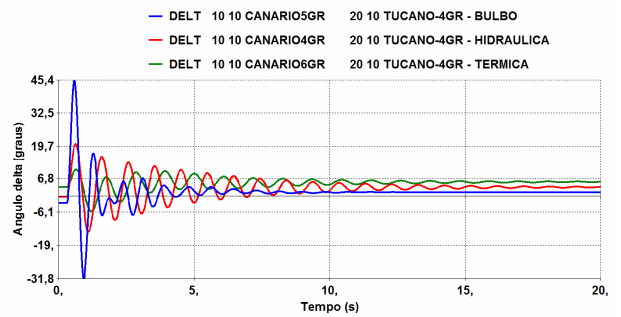


Figura 80 – Ângulo delta de Canário com relação a Tucano – CC1F Canário -Tiziu.

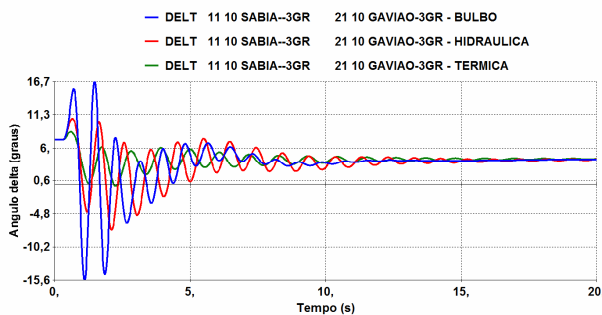


Figura 81 – Ângulo delta de Sabiá com relação a Gavião – CC1F Canário -Tiziu.

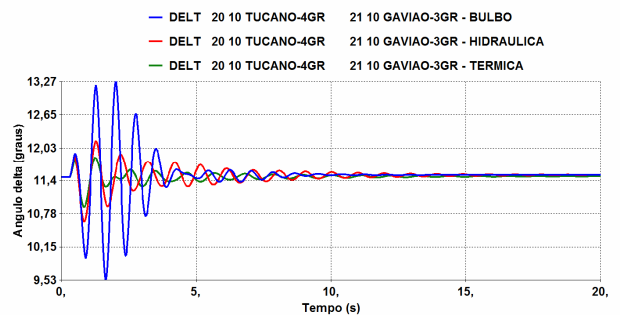


Figura 82 – Ângulo delta de Tucano com relação a Gavião – CC1F Canário -Tiziu.

Nos resultados apresentados da Figura 79 a Figura 82, não se verificam problemas de sincronismo entre as unidades geradoras, ou seja, o sistema é estável para a perturbação considerada, para as três alternativas de operação de Canário.

No comportamento dinâmico das variáveis apresentadas, considerando-se a central de Canário operando com máquinas do tipo bulbo, observa-se que, quando a perturbação é aplicada, tem-se um acréscimo rápido do ângulo delta das máquinas, sendo, tal acréscimo, mais expressivo, quando uma das máquinas envolvidas na diferença angular é a central de Canário (Figura 79 e Figura 80). As referidas oscilações, apesar de atingirem amplitude de até 77,2° (pico a pico), apresentam amortecimento suficiente, de forma a não serem constatados problemas de estabilidade angular transitória.

De forma geral, as maiores oscilações (em amplitude) são verificadas, quando se têm turbinas bulbo em Canário. Nestas condições, observa-se, também, o maior fator de amortecimento das oscilações, o que significa que o sistema atinge o novo regime permanente, em um período mais curto.

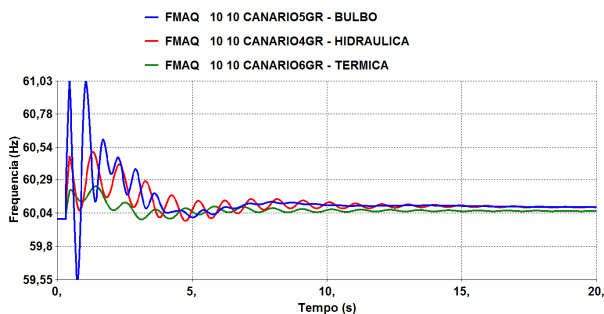


Figura 83 – Frequência de Canário – CC1F Canário - Tiziu.

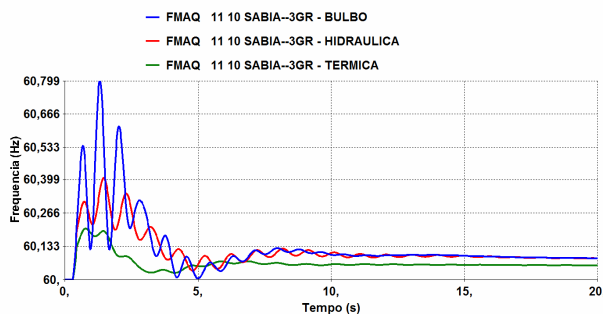


Figura 84 – Frequência de Sabiá – CC1F Canário -Tiziu.

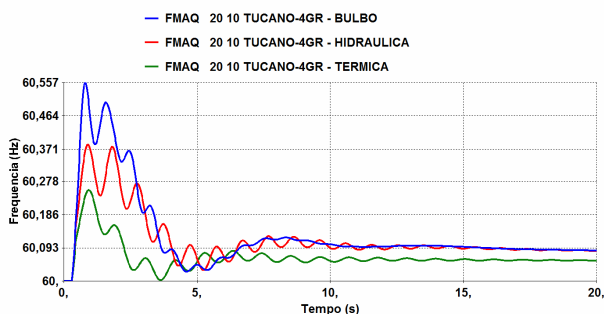


Figura 85 – Frequência de Tucano – CC1F Canário Tiziu.

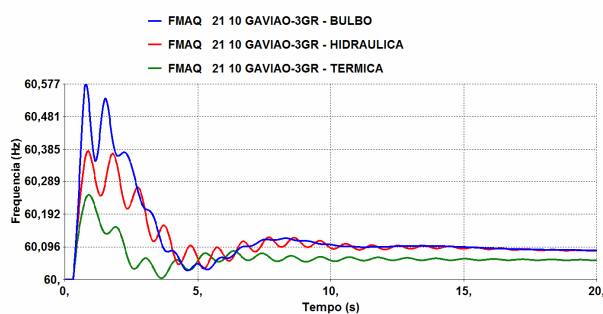


Figura 86 – Frequência de Gavião – CC1F Canário Tiziu.

Da Figura 83 a Figura 86, são apresentadas as frequências das máquinas do sistema, durante a perturbação avaliada. Nestes resultados, observa-se um acréscimo na velocidade angular de todas as máquinas do sistema, quando ocorre a perturbação, sendo que as maiores sobrevelocidades ocorrem quando se têm máquinas bulbo em Canário, conforme mostra a Tabela 13.

Pelos resultados obtidos, observa-se que a conexão de um grupo bulbo em um sistema de potência afeta todas as máquinas a ele conectadas. A inserção de um “novo” grupo influencia na variação da frequência de todos os grupos do sistema. Esta influência aumentará quanto mais próxima (eletricamente) estiver a máquina avaliada do “grupo inserido”.

Tabela 13 - Sobrevelocidade máxima - CC1F Canário -Tiziu.

Central Geradora	Sobrevelocidade máxima		
	Tipo de grupo gerador em Canário		
	Grupo Bulbo	Grupo Hidráulico Típico	Grupo Térmico Típico
Central de Canário	1,70 %	0,83 %	0,40 %
UTE Sabiá	1,32 %	0,67 %	0,33 %
UHE Tucano	0,93 %	0,63 %	0,42 %
UHE Gavião	0,97 %	0,63 %	0,42 %

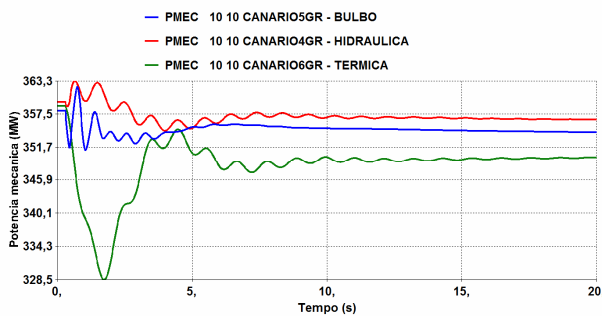


Figura 87 – Potência mecânica de Canário – CC1F Canário -Tiziu.

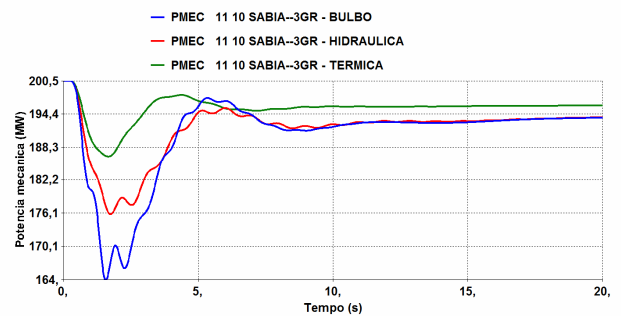


Figura 88 – Potência mecânica de Sabiá – CC1F Canário-Tiziu.

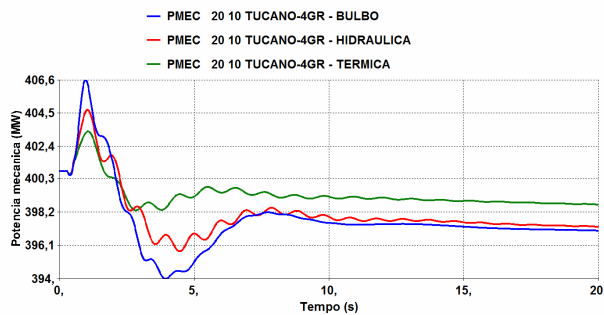


Figura 89 – Potência mecânica de Tucano – CC1F Canário -Tiziu.

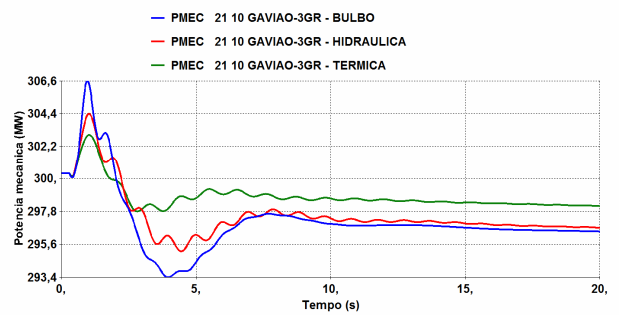


Figura 90 – Potência mecânica de Gavião – CC1F Canário-Tiziu.

Na potência mecânica dos grupos presentes da Figura 87 a Figura 90, observa-se um comportamento específico para cada tipo de turbina. Nas turbinas hidráulicas típicas, nos instantes iniciais, após a perturbação, observa-se um acréscimo da potência mecânica para, depois, haver uma redução. As turbinas térmicas não apresentam este acréscimo inicial de potência, sendo verificada uma redução na potência gerada, instantes após a perturbação. Tais constatações refletem os aspectos construtivos e dinâmicos das máquinas e dos fluidos envolvidos, já citados anteriormente. De forma geral, tem-se que os controladores das máquinas atuam de forma satisfatória, não sendo verificadas oscilações sustentadas ou qualquer outro problema que comprometa a operação adequada do sistema em estudo.

Comparando-se os tipos de turbinas utilizados em Canário, as maiores variações absolutas na potência mecânica das centrais de Sabiá, Tucano e Gavião ocorrem quando a central de Canário opera com turbinas do tipo bulbo. Deste fato, tem-se que a inserção de uma máquina no sistema influencia a dinâmica do sistema como um todo.

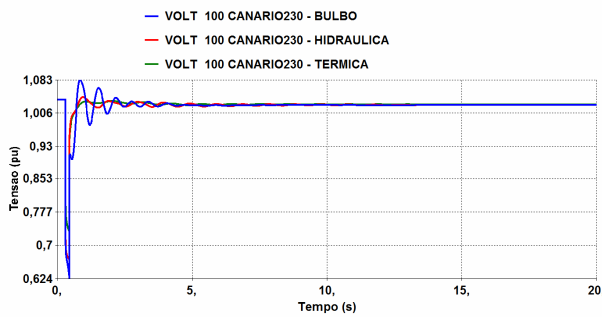


Figura 91 – Tensão no barramento de Canário 230 kV – CC1F Canário -Tiziu.

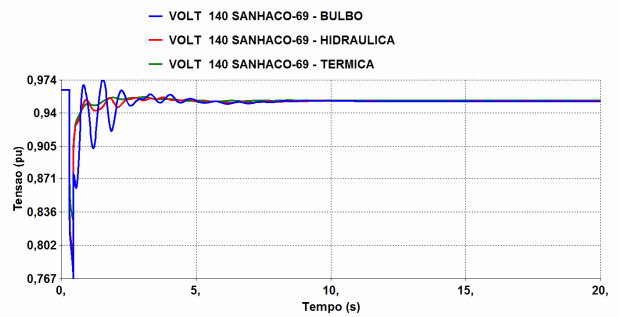


Figura 92 – Tensão no barramento de Sanhaço 69 kV – CC1F Canário -Tiziu.

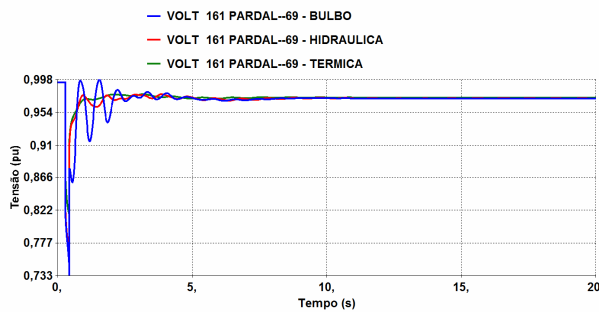


Figura 93 – Tensão no barramento de Pardal 69 kV – CC1F Canário -Tiziu.

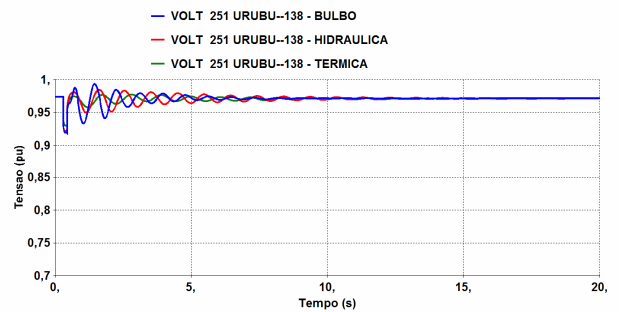


Figura 94 – Tensão no barramento de Urubu 138 kV – CC1F Canário -Tiziu.

Da Figura 91 a Figura 94, são apresentadas as tensões em alguns barramentos do sistema. Quando ocorre a perturbação, observa-se uma queda nas tensões. Mas, logo em seguida, após a perturbação ser eliminada, as tensões retornam a valores próximos daqueles antes da perturbação.

Nos resultados apresentados, também são observadas oscilações nas tensões. Estas têm maiores amplitudes quando da presença de grupos bulbo em Canário. Cabe ressaltar que tais variações não comprometem a estabilidade e a operação do sistema.

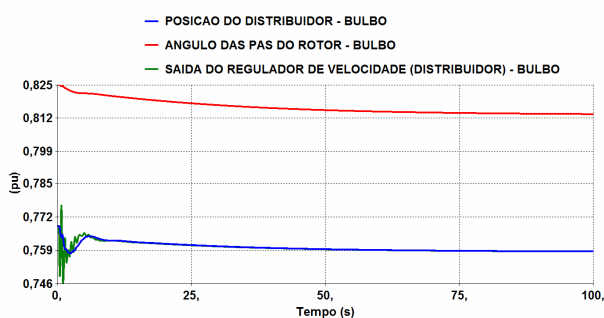


Figura 95 – Variáveis do regulador de velocidade da turbina bulbo – CC1F Canário -Tiziu.

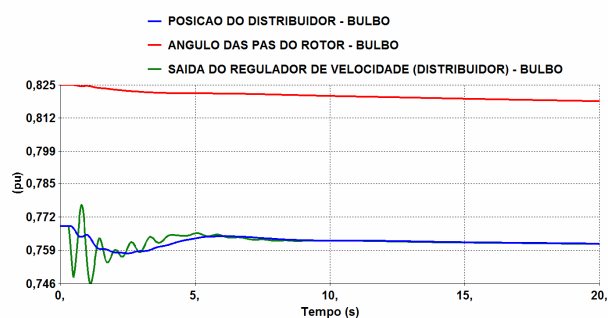


Figura 96 – Variáveis do regulador de velocidade da turbina bulbo – CC1F Canário -Tiziu.

Na Figura 95 e na Figura 96, são apresentados: a saída do regulador de velocidade, a posição do distribuidor e o ângulo das pás do rotor, todas estas, variáveis do grupo bulbo. Nestes, tem-se que o controle de abertura do distribuidor atua nos instantes iniciais após a perturbação. O controle do ângulo das pás do rotor não tem atuação expressiva durante a perturbação, apresentando uma variação pequena e um comportamento lento.

8.1.2 CC3F Canário - Tiziu

A seguir, da Figura 97 a Figura 114, são apresentados os resultados obtidos da simulação de um curto-circuito trifásico franco, no circuito 1 da linha de transmissão Canário-Tiziu 230 kV. Esta simulação tem o objetivo de avaliar o comportamento, a suportabilidade e a influência de um grupo bulbo, diante de perturbações severas em suas proximidades. A referida perturbação foi simulada, também, quando da presença de máquinas hidráulicas e térmicas típicas, a fim de permitir comparações entre os tipos de turbinas considerados nas simulações deste capítulo.

Nas simulações realizadas neste tópico, diferentemente da perturbação anterior, o tempo de eliminação do defeito é de 80 [ms], em virtude da severidade da perturbação, que pode

ocasionar a perda de sincronismo entre as máquinas do sistema, caso o defeito não seja eliminado em tempo hábil.

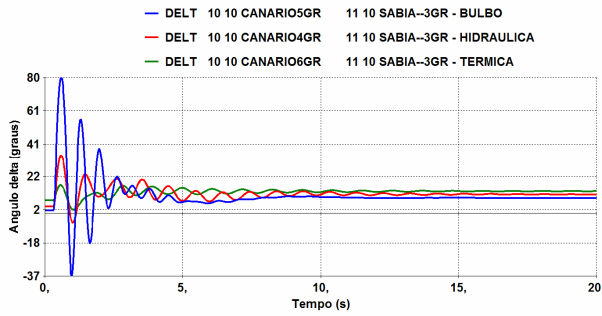


Figura 97 – Ângulo delta de Canário com relação à Sabiá – CC3F Canário -Tiziu.

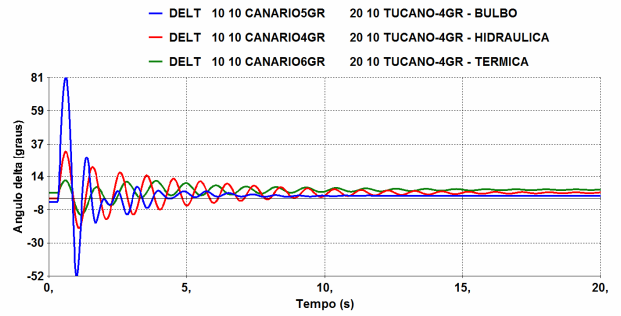


Figura 98 – Ângulo delta de Canário com relação à Tucano – CC3F Canário -Tiziu.

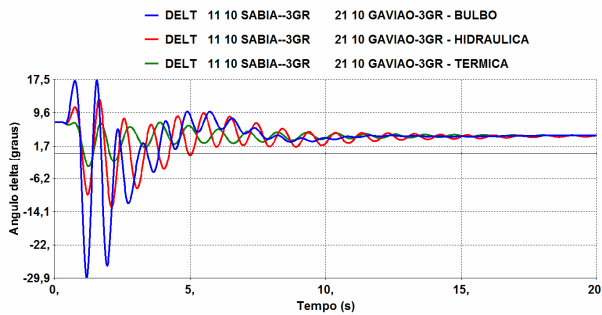


Figura 99 – Ângulo delta de Sabiá com relação à Gavião – CC3F Canário -Tiziu.

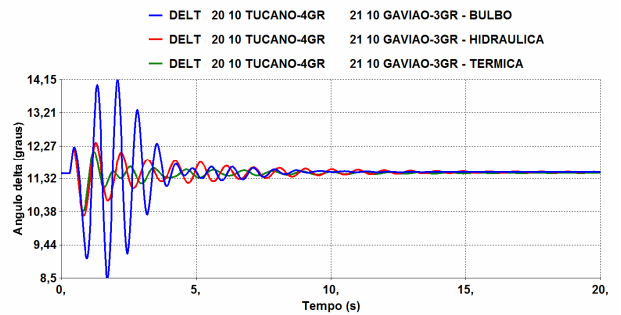


Figura 100 – Ângulo delta de Tucano com relação à Gavião – CC3F Canário -Tiziu.

Nos resultados apresentados da Figura 97 a Figura 100, não são observados problemas de perda de sincronismo entre as unidades geradoras. As variáveis apresentam comportamento oscilatório amortecido, nas três alternativas de operação da central de Canário.

Nos resultados apresentados, verifica-se que as maiores amplitudes de oscilações ocorrem quando se têm grupos do tipo bulbo em Canário. Neste caso, as maiores oscilações são do ângulo delta entre Canário e Sabiá (117° de pico a pico) e entre Canário e Tucano (133° de pico a pico). Apesar de as oscilações de maior amplitude ocorrerem quando da presença de grupos bulbo em Canário, tais oscilações cessam em tempo mais rápido do que nos demais

casos avaliados (quando na central de Canário estão presentes grupos hidráulicos ou térmicos típicos).

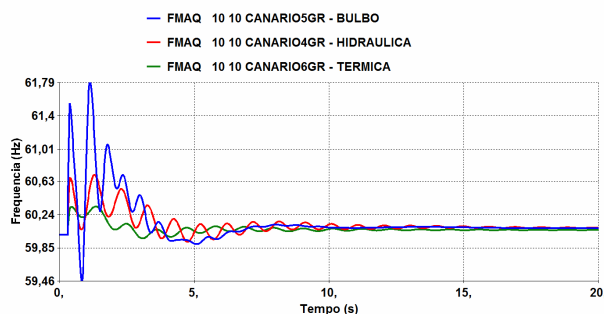


Figura 101 – Frequência de Canário – CC3F Canário - Tiziu.

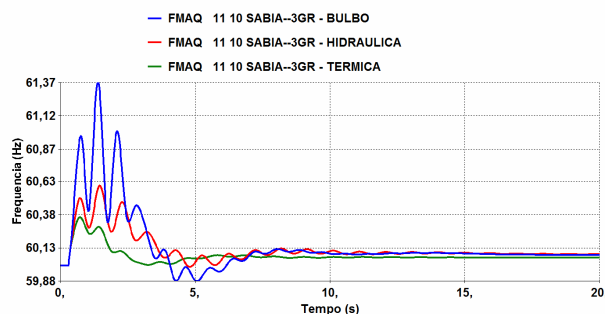


Figura 102 – Frequência de Sabiá – CC3F Canário -Tiziu.

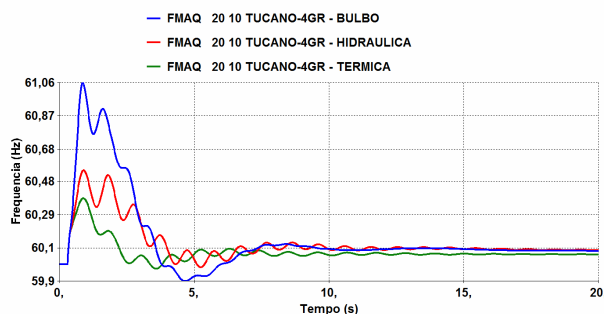


Figura 103 – Frequência de Tucano – CC3F Canário - Tiziu.

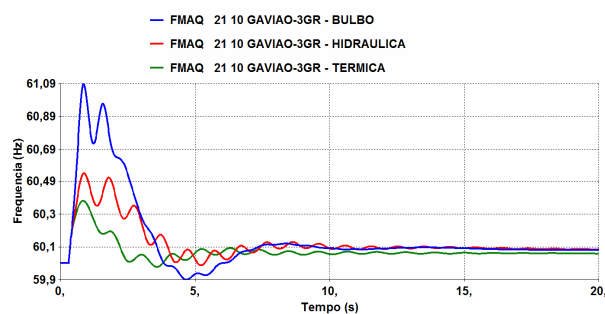


Figura 104 – Frequência de Gavião – CC3F Canário - Tiziu.

Da Figura 101 a Figura 104, é apresentado o comportamento dinâmico das frequências das máquinas do sistema, durante a perturbação em análise. Nos instantes iniciais, é observado um acréscimo considerável na velocidade angular dos grupos geradores, sendo verificada sobrevelocidade de até 2,97 % em Canário, 2,28 % em Sabiá, 1,77 % em Tucano e 1,80 % em Gavião. Isto, quando se têm turbinas bulbo em Canário, conforme apresentado na Tabela 14. Tais sobrevelocidades não afetam o sincronismo entre as unidades geradoras, conforme pode ser constatado da Figura 97 a Figura 100.

Comparando-se os resultados obtidos para cada tipo de turbina instalada em Canário, tem-se que as maiores sobrevelocidades ocorrem quando se têm grupos bulbo em Canário. Por se tratar de um sistema interligado, todas as máquinas são influenciadas pela operação das demais. No caso presente, a troca ou substituição do grupo gerador em operação em Canário, afeta todo o sistema, fazendo com que haja modificação nas frequências de todas as unidades geradoras do sistema.

Tabela 14 – Sobrevelocidade máxima - CC3F Canário -Tiziu.

Central Geradora	Sobrevelocidade máxima		
	Tipo de grupo gerador em Canário		
	Grupo Bulbo	Grupo Hidráulico Típico	Grupo Térmico Típico
Central de Canário	2,97 %	1,17 %	0,55 %
UTE Sabiá	2,28 %	0,98 %	0,60 %
UHE Tucano	1,77 %	0,92 %	0,63 %
UHE Gavião	1,80 %	0,90 %	0,62 %

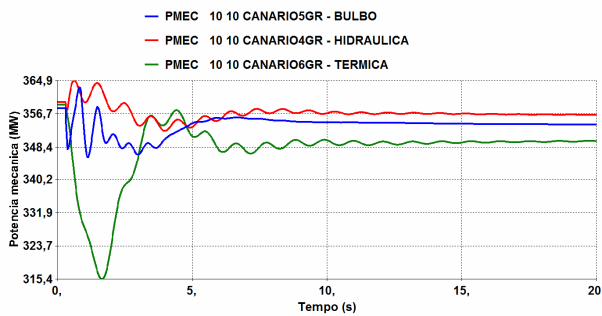


Figura 105 – Potência mecânica de Canário – CC3F Canário -Tiziu.

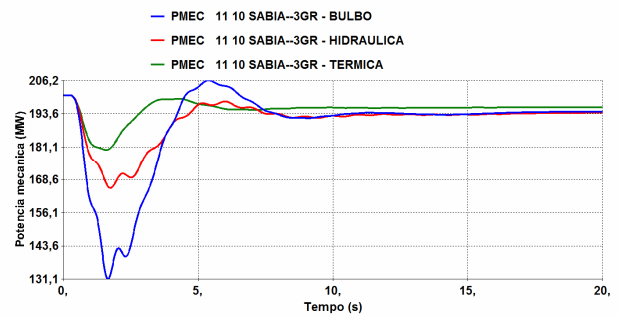


Figura 106 – Potência mecânica de Sabiá – CC3F Canário- Tiziu.

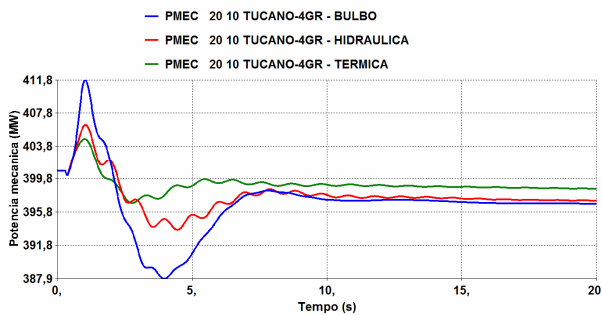


Figura 107 – Potência mecânica de Tucano – CC3F Canário -Tiziu.

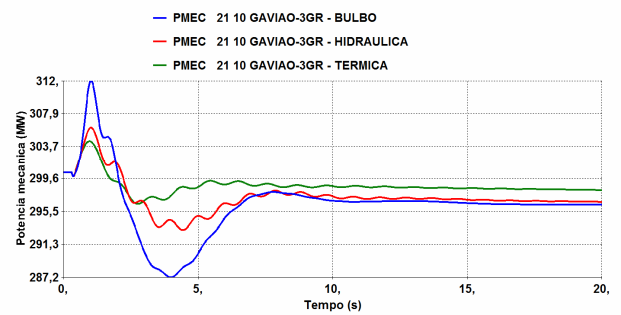


Figura 108 – Potência mecânica de Gavião – CC3F Canário -Tiziu.

Os resultados apresentados, da Figura 105 a Figura 108, correspondem ao comportamento dinâmico da potência mecânica dos diversos grupos geradores do sistema, diante da perturbação considerada. As maiores variações são verificadas nos grupos térmicos, podendo atingir variações de até 35 % do despacho inicial. Nas turbinas hidráulicas, tais oscilações não ultrapassam a 10% do valor inicial. Apesar das oscilações consideráveis durante a perturbação, os valores dos despachos de potência mecânica são próximos dos valores iniciais, quando o sistema atinge o novo regime permanente (após o defeito).

Com relação aos tipos de turbina, observa-se que as térmicas são capazes de variar sua potência mecânica de modo mais rápido que as hidráulicas. As turbinas hidráulicas típicas, por sua vez, apresentam um comportamento mais lento e distinto das térmicas. Nestas, a potência mecânica tem um comportamento inicial contrário à ação de controle. No caso da turbina bulbo, isto não é verificado, mas a potência mecânica apresenta oscilações de amplitude superior às de uma turbina hidráulica típica.

Analisando o sistema de forma geral, tem-se que os grupos bulbos ocasionam as maiores variações na potência mecânica das máquinas do sistema. Por exemplo: quando se tem grupo hidráulico típico em Canário, a redução máxima (de pico) do despacho em Sabiá é de, aproximadamente, 17% do despacho inicial. Este valor sobe para, aproximadamente, 35% quando se têm grupos bulbo em Canário.

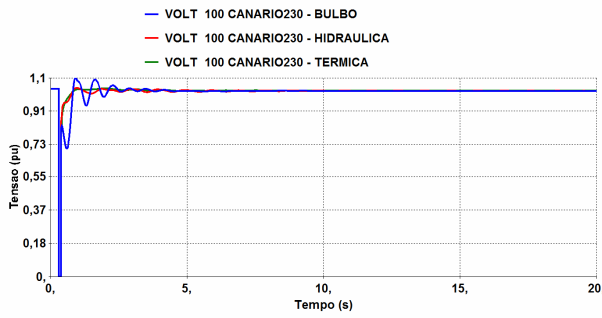


Figura 109 – Tensão no barramento de Canário 230 kV – CC3F Canário -Tiziu.

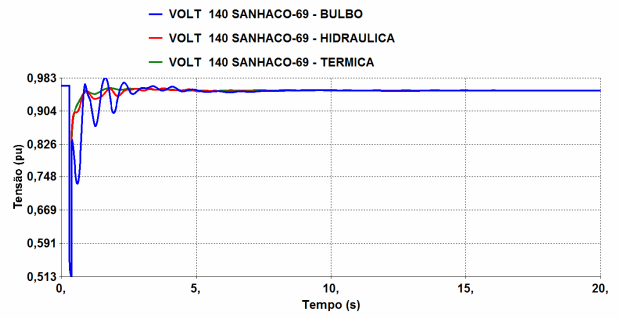


Figura 110 – Tensão no barramento de Sanhaço 69 kV – CC3F Canário -Tiziu.

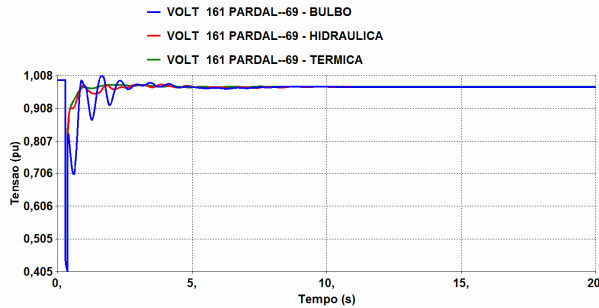


Figura 111 – Tensão no barramento de Pardal 69 kV – CC3F Canário -Tiziu.

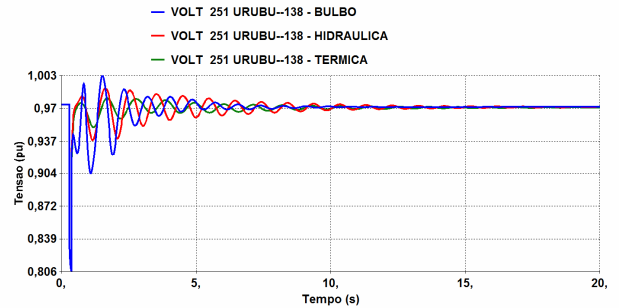


Figura 112 – Tensão no barramento de Urubu 138 kV – CC3F Canário -Tiziu.

O comportamento dinâmico das tensões, em barramentos do sistema, é apresentado da Figura 109 a Figura 112. No barramento de Canário 230 kV, a tensão atinge valor nulo durante a perturbação, em decorrência da aplicação de um curto-circuito trifásico franco no referido barramento. De forma geral, as maiores quedas transitórias de tensão são observadas na área A, nas proximidades do local do defeito. No entanto, também se verifica redução transitória nas tensões dos barramentos da área B durante a perturbação. Após a atuação da proteção e eliminação do defeito, o sistema atinge um novo regime permanente, no qual não são verificados problemas de tensão.

Analisando o comportamento dinâmico da tensão, nos instantes após a eliminação do defeito, observa-se que a presença de turbinas do tipo bulbo em Canário ocasiona um acréscimo na amplitude das oscilações das tensões de barramentos do sistema. Tal acréscimo não interfere no funcionamento do sistema, uma vez que tais oscilações são de amplitudes aceitáveis e amortecidas.

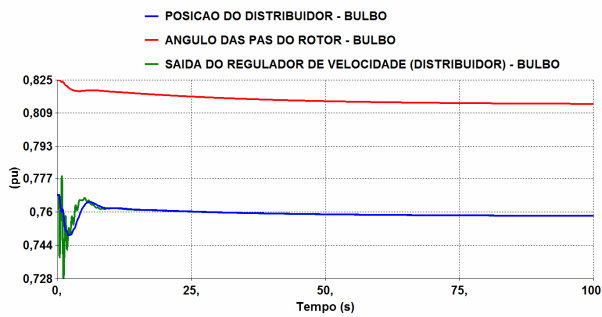


Figura 113 – Variáveis do regulador de velocidade da turbina bulbo – CC3F Canário -Tiziu.

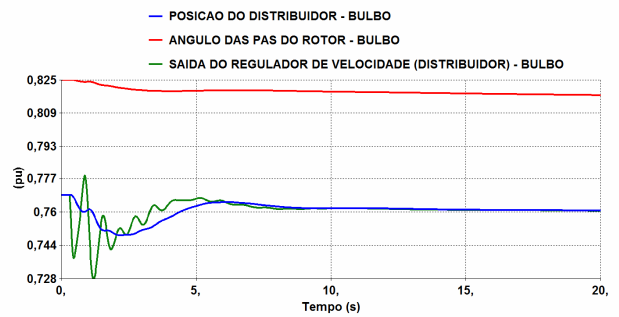


Figura 114 – Variáveis do regulador de velocidade da turbina bulbo – CC3F Canário -Tiziu.

A atuação do regulador de velocidade da turbina bulbo está apresentada na Figura 113 e na Figura 114. Nestes resultados, não se verificam variações significativas na posição do distribuidor e no ângulo das pás do rotor. O distribuidor acompanha o comando enviado pelo controlador de velocidade, não havendo alteração significativa entre as posições iniciais e finais do distribuidor e do ângulo das pás do rotor.

8.1.3 CC1F Cardeal -Tiziu

A simulação de um curto-circuito monofásico na linha de transmissão Cardeal–Tiziu (230 kV), nas proximidades de Cardeal, tem o objetivo de avaliar o desempenho de um sistema de potência e a interação entre suas diversas máquinas, quando este sistema possui uma central que utiliza turbinas do tipo bulbo. Os resultados obtidos estão resumidos da Figura 115 a Figura 132, apresentadas a seguir.

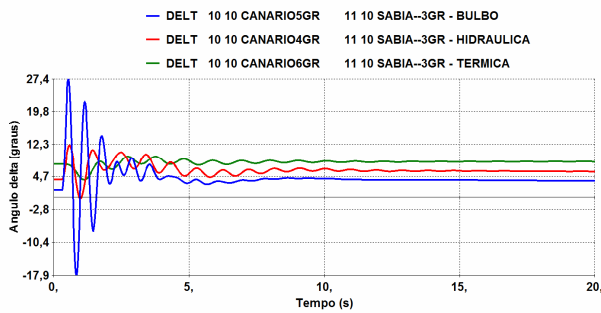


Figura 115 – Ângulo delta de Canário com relação à Sabiá – CC1F Cardeal -Tiziu.

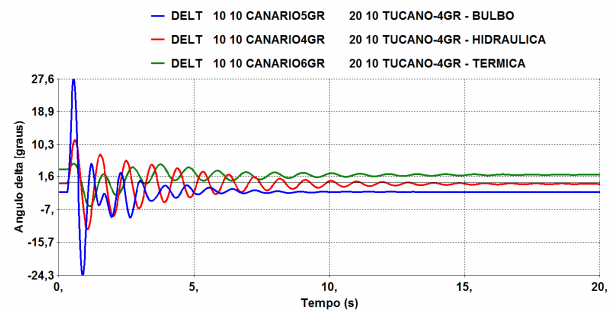


Figura 116 – Ângulo delta de Canário com relação à Tucano – CC1F Cardeal -Tiziu.

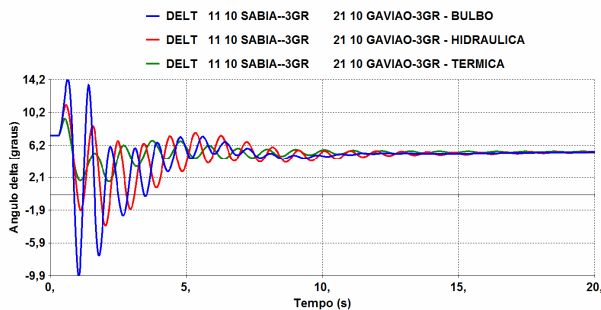


Figura 117 – Ângulo delta de Sabiá com relação à Gavião – CC1F Cardeal -Tiziu.

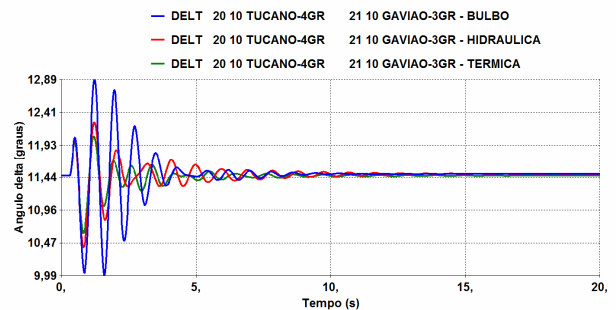


Figura 118 – Ângulo delta de Tucano com relação à Gavião – CC1F Cardeal -Tiziu.

A partir dos resultados apresentados da Figura 115 a Figura 118, tem-se que, para a perturbação considerada, em todos os casos considerados, o sistema é estável. Seu comportamento oscilatório é amortecido, não sendo verificados problemas de sincronismo entre as unidades geradoras, para as três alternativas de operação da central de Canário (turbinas bulbo, turbinas hidráulicas típicas e turbinas térmicas típicas).

Os resultados mostram que a presença de grupos bulbos na central de Canário ocasiona as maiores amplitudes nas oscilações. Tais oscilações, apesar de serem as de maior amplitude, são as que apresentam o maior amortecimento, o que implica em que o sistema atinge um novo regime permanente de forma mais rápida que nos demais casos considerados.

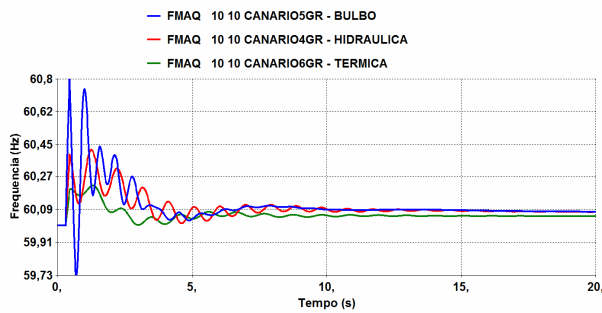


Figura 119 – Frequência de Canário – CC1F Cardeal - Tiziu.

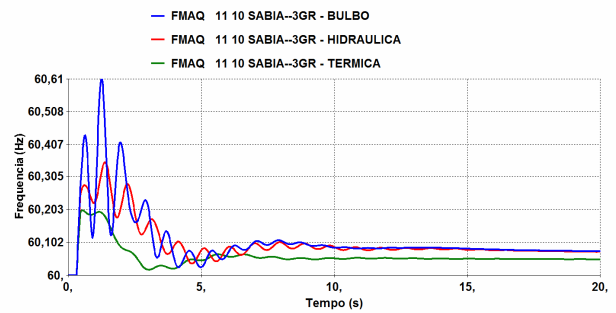


Figura 120 – Frequência de Sabiá – CC1F Cardeal -Tiziu.

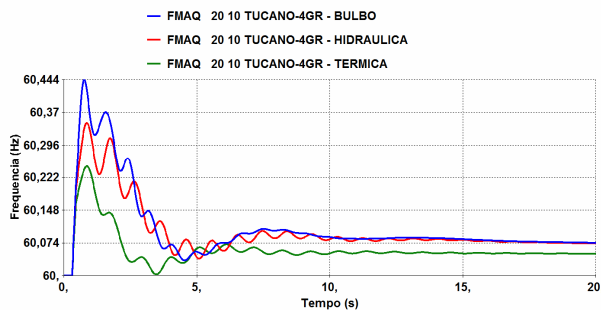


Figura 121 – Frequência de Tucano – CC1F Cardeal - Tiziu.

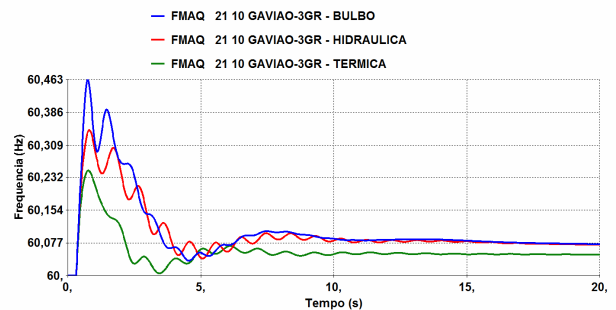


Figura 122 – Frequência de Gavião – CC1F Cardeal - Tiziu.

O comportamento dinâmico da frequência das máquinas do sistema é apresentado da Figura 119 a Figura 122. Os resultados mostram que, em determinadas alternativas de operação de Canário, durante a perturbação, a frequência pode atingir valores de pico de 60,8 [Hz]. Após a eliminação do defeito, as rotações das máquinas retornam a valores próximos de 60 [Hz], sem maiores problemas ao sistema, nas três alternativas avaliadas.

Observa-se também, um comportamento distinto na frequência das máquinas, para cada tipo de máquina primária utilizada em Canário. As turbinas bulbo apresentam comportamento típico de variações rápidas em sua velocidade angular. Isto afeta diretamente as demais máquinas do sistema, principalmente as que se encontram nas suas proximidades, como Sabiá.

As turbinas hidráulicas típicas, por sua vez, apresentam uma variação mais “suave” na sua velocidade angular. As térmicas são as que apresentam a menor variação da frequência “própria”. Estes fatos influenciam o comportamento de todo o sistema. Assim sendo, o tipo de máquina primária de uma central geradora altera o comportamento da velocidade angular de todas as máquinas conectadas ao sistema.

De forma a facilitar a compreensão dos resultados apresentados, a Tabela 15 mostra uma comparação entre as sobrevelocidades máximas encontradas em cada uma das máquinas do sistema, para cada situação avaliada. Nesta, observa-se que as maiores sobrevelocidades nas máquinas do sistema são constatadas quando se têm turbinas do tipo bulbo em Canário.

Tabela 15 – Sobrevelocidade máxima - CC1F Cardeal Tiziu.

Central Geradora	Sobrevelocidade máxima		
	Tipo de grupo gerador em Canário		
	Grupo Bulbo	Grupo Hidráulico Típico	Grupo Térmico Típico
Central de Canário	1,33 %	0,70 %	0,37 %
UTE Sabiá	1,02 %	0,58 %	0,33 %
UHE Tucano	0,73 %	0,58 %	0,40 %
UHE Gavião	0,77 %	0,57 %	0,42 %

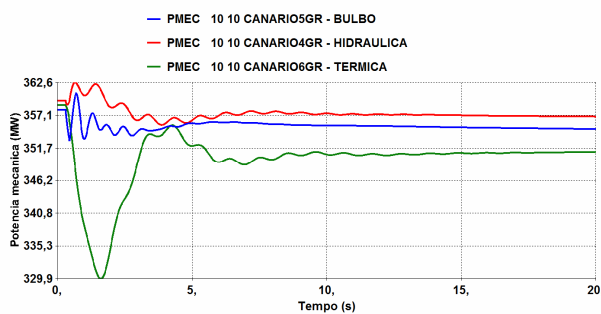


Figura 123 – Potência mecânica de Canário – CC1F Cardeal-Tiziu.

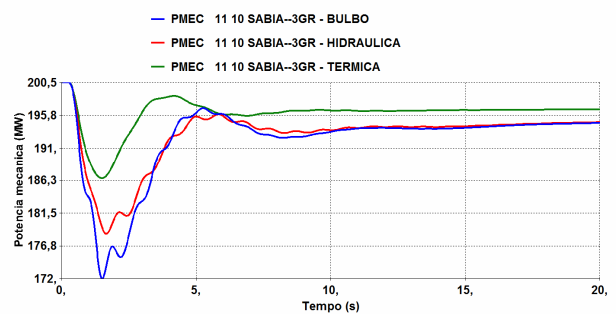


Figura 124 – Potência mecânica de Sabiá – CC1F Cardeal- Tiziu.

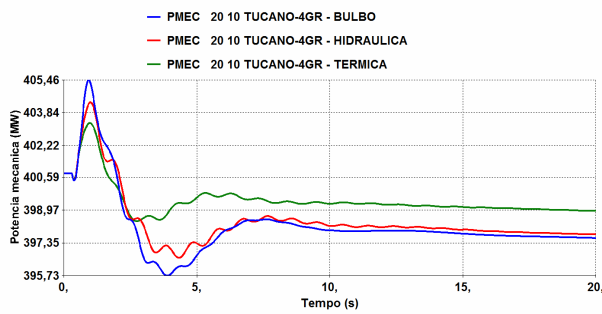


Figura 125 – Potência mecânica de Tucano – CC1F
Cardeal -Tiziu.

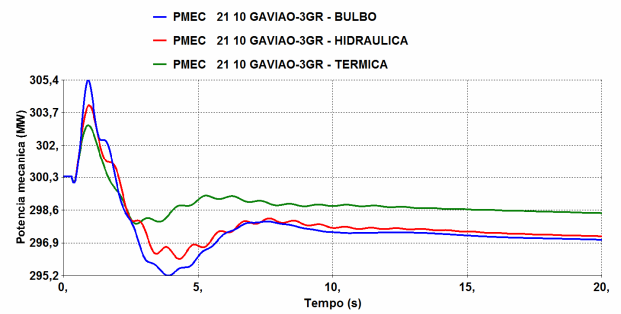


Figura 126 – Potência mecânica de Gavião – CC1F
Cardeal -Tiziu.

Conforme mostrado da Figura 123 a Figura 126, não são observadas variações ou oscilações, na potência mecânica dos grupos em operação, que comprometam a estabilidade do sistema, nas três alternativas consideradas.

Considerando-se o período transitório, as maiores variações nas potências mecânicas em Tucano, Gavião e Sabiá são verificadas quando se têm grupos bulbo instalados em Canário. Por outro lado, as menores oscilações nas potências mecânicas são observadas quando se têm grupos térmicos nesta usina. Assim, a alteração do tipo de máquina em operação em uma central, afeta o comportamento de todas as demais máquinas do sistema. Nesta avaliação, especificamente, a operação dos grupos bulbo ocasiona maiores variações nas potências mecânicas das demais máquinas do sistema. Esta variação, em termos absolutos, pode ser desprezível, mas em termos relativos, à variação dos outros tipos de máquina, pode ser relevante.

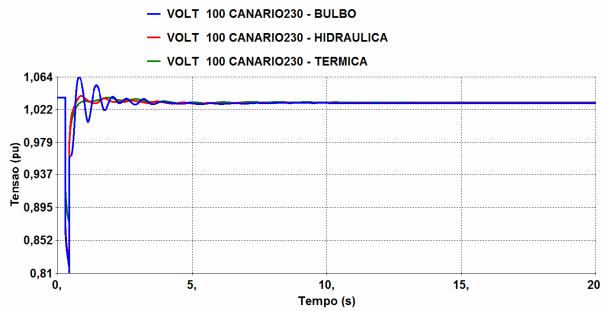


Figura 127 – Tensão no barramento de Canário 230 kV – CC1F Cardeal -Tiziu.

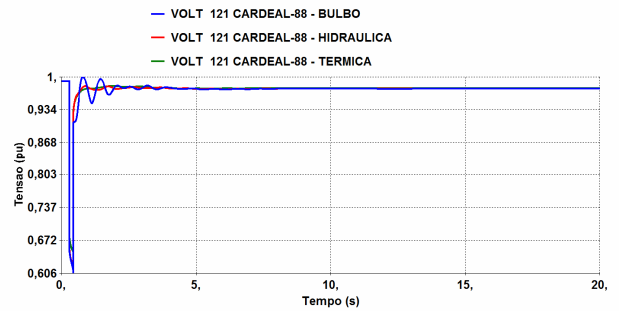


Figura 128 – Tensão no barramento de Cardeal 88 kV – CC1F Cardeal -Tiziu.

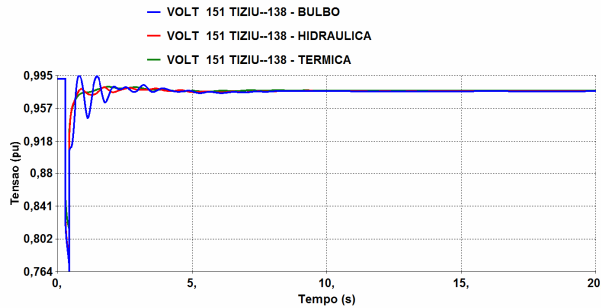


Figura 129 – Tensão no barramento de Tiziu 138 kV – CC1F Cardeal -Tiziu.

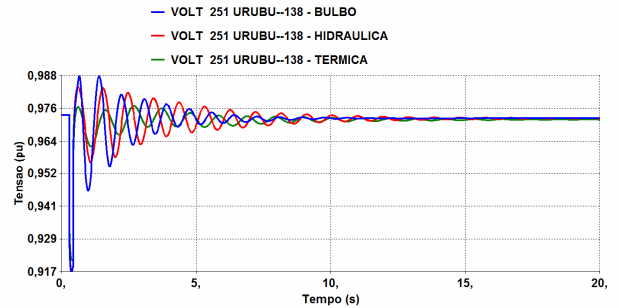


Figura 130 – Tensão no barramento de Urubu 138 kV – CC1F Cardeal -Tiziu.

As tensões de alguns barramentos do sistema são apresentadas da Figura 127 a Figura 130. Nestas, constata-se que as tensões apresentam comportamento adequado, sendo verificada uma queda brusca, quando da ocorrência do curto-circuito na linha de transmissão 230 kV Cardeal-Tiziu. Esta redução na tensão, durante a falta, é tão maior quando mais perto for o barramento do ponto do defeito. Após a eliminação do curto-circuito, as tensões retornam a valores próximos ao verificado antes da perturbação, sem maiores problemas à estabilidade e operação do sistema.

Na alternativa em que Canário opera com turbinas do tipo bulbo, são verificadas oscilações de maiores amplitudes que nas demais alternativas. Entretanto, após a eliminação do defeito, tais oscilações não comprometem a operação do sistema.

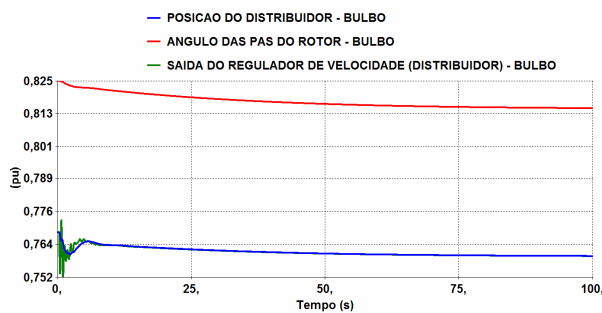


Figura 131 – Variáveis do regulador de velocidade da turbina bulbo – CC1F Cardeal -Tiziu.

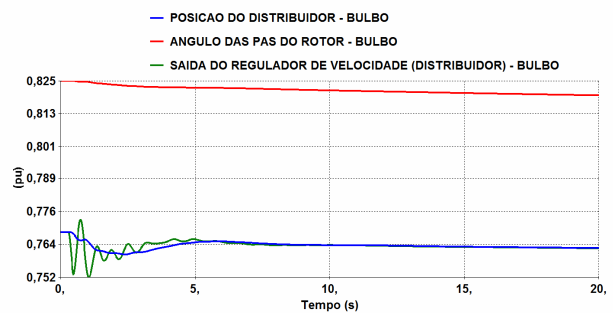


Figura 132 – Variáveis do regulador de velocidade da turbina bulbo – CC1F Cardeal -Tiziu.

A Figura 131 e a Figura 132 mostram as curvas, em função do tempo, do sistema de controle de velocidade da turbina bulbo. Nestas, não são observadas variações expressivas na saída da posição do distribuidor, bem como na posição do ângulo das pás do rotor. Isto, em função de não haver variações expressivas na carga do sistema que resultem na alteração do despacho da unidade geradora.

8.1.4 CC1F Chopim -Pelicano

A perturbação CC1F Chopim-Pelicano é um curto-circuito monofásico na linha de transmissão que interliga as subestações de Chopim e Pelicano. O curto-circuito ocorre nas proximidades da subestação de Chopim. A eliminação do defeito é realizada através da atuação da proteção da referida linha e da abertura dos disjuntores de suas extremidades, após 100 [ms] da ocorrência do defeito.

Cabe ressaltar a importância desta linha (Chopim-Pelicano) na interligação de ambas as áreas do sistema, uma vez que, estando esta fora de operação, toda a potência transferida entre as áreas A e B passará a utilizar um único circuito em 440 kV, entre as subestações de Arara e Curió. Assim, esta perturbação afeta todo o sistema, havendo uma redistribuição dos fluxos entre os ramos restantes do sistema, de forma a compensar a perda desta importante linha de interligação. Nesta simulação tem-se como objetivo analisar o impacto da utilização de

turbinas bulbo, quando ocorrem perturbações severas em um sistema elétrico de potência. Os resultados obtidos são apresentados, de forma resumida, da Figura 133 a Figura 152.

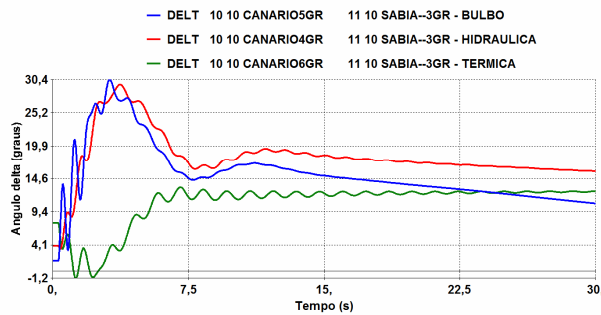


Figura 133 – Ângulo delta de Canário com relação à Sabiá – CC1F Chopim -Pelicano.

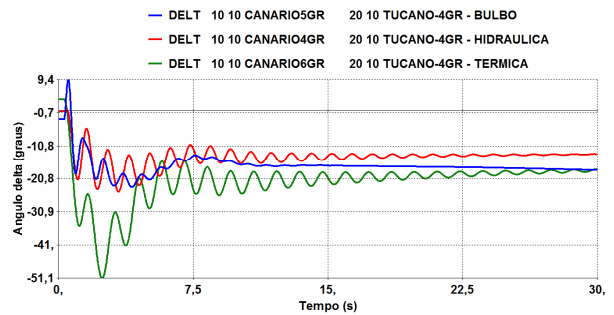


Figura 134 – Ângulo delta de Canário com relação à Tucano – CC1F Chopim -Pelicano.

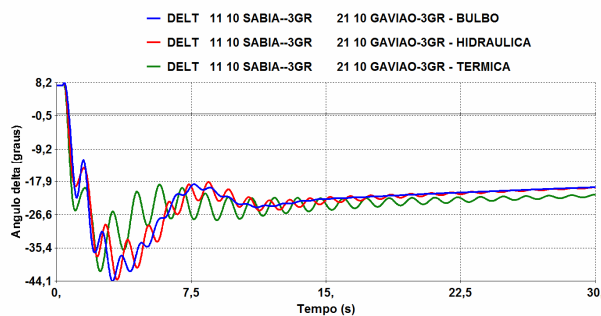


Figura 135 – Ângulo delta de Sabiá com relação à Gavião – CC1F Chopim -Pelicano.

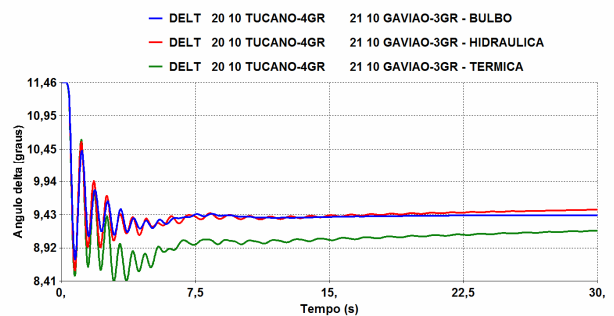


Figura 136 – Ângulo delta de Tucano com relação à Gavião – CC1F Chopim -Pelicano.

Nos resultados apresentados da Figura 133 a Figura 136, tem-se que, para a perturbação considerada, o sistema apresenta-se estável, com comportamento oscilatório amortecido, nas três alternativas de operação da central de Canário consideradas. Por se tratar de uma perturbação que ocasiona um distanciamento elétrico entre as máquinas da área A e as da área B, observa-se um aumento (em módulo), em regime permanente, da diferença nos ângulos internos que envolvem máquinas de áreas distintas.

Observa-se, também, que as diferenças angulares, quando se tem um grupo bulbo em Canário, são semelhantes, quando se têm, na referida central, grupos hidráulicos típicos. Entretanto,

neste caso, há maior amortecimento, ou seja, as oscilações cessam mais rapidamente. A presença de grupos térmicos, por sua vez, resulta em um comportamento específico, dadas suas características construtivas e os aspectos de seus mecanismos de controle. Suas oscilações são mais suaves, com picos menores, no entanto, o amortecimento é reduzido, comparado com os demais casos, ou seja, apesar de as oscilações terem menor amplitude, permanecem por mais tempo no sistema.

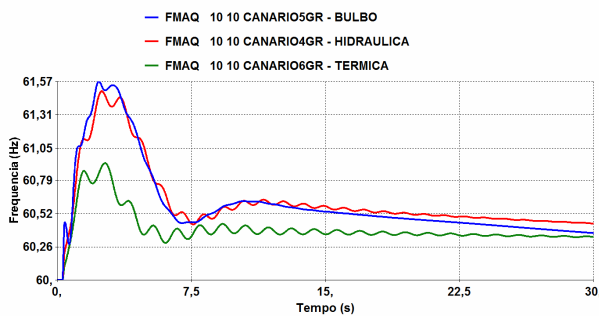


Figura 137 – Frequência de Canário – CC1F Chopim-Pelicano.

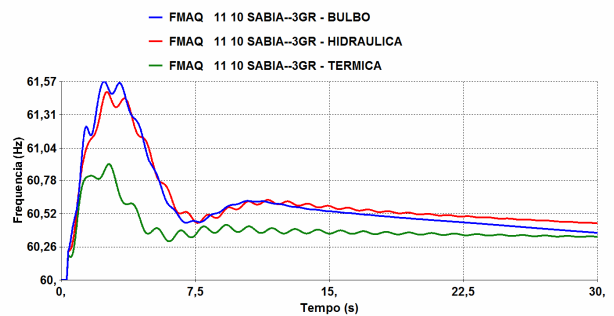


Figura 138 – Frequência de Sabiá – CC1F Chopim-Pelicano.

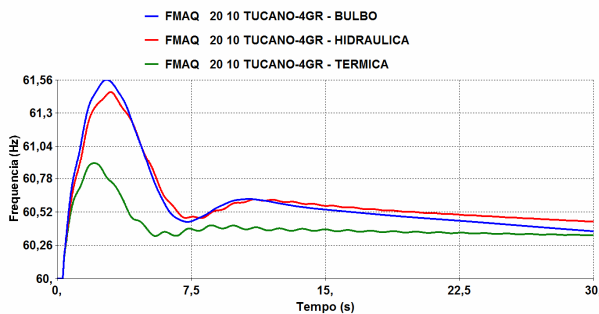


Figura 139 – Frequência de Tucano – CC1F Chopim-Pelicano.

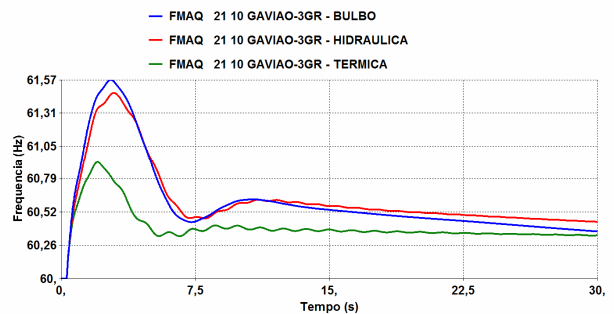


Figura 140 – Frequência de Gavião – CC1F Chopim-Pelicano.

Avaliando-se a frequência das diversas máquinas do sistema, apresentadas da Figura 137 a Figura 140, observa-se que, apesar do acréscimo transitório, verificado em todas as máquinas do sistema, após a eliminação do defeito, as frequências retornam a valores próximos de 60 Hz, em função da adequada atuação do sistema de controle de velocidade.

Com relação ao comportamento dinâmico da frequência dos grupos, observa-se um comportamento semelhante, até mesmo em termos de valores, em cada situação de operação da central de Canário. Isto pode ser verificado também, por meio do resumo apresentado na Tabela 16. Por meio desta tabela, verifica-se que as sobrevelocidades máximas são praticamente iguais para todas as máquinas conectadas ao sistema, em cada alternativa avaliada. As maiores sobrevelocidades são verificadas, quando da presença de grupos bulbo em Canário, com sobrevelocidade em torno de 2,6%. Quando se têm grupos hidráulicos, tais sobrevelocidades são da ordem de 2,5%, e passam a, aproximadamente, 1,5% quando da presença de grupos térmicos em Canário.

Tabela 16 – Sobrevelocidade máxima - CC1F Chopim- Pelicano.

Central Geradora	Sobrevelocidade máxima		
	Tipo de grupo gerador em Canário		
	Grupo Bulbo	Grupo Hidráulico Típico	Grupo Térmico Típico
Central de Canário	2,62 %	2,48 %	1,53 %
UTE Sabiá	2,62 %	2,47 %	1,52 %
UHE Tucano	2,60 %	2,45 %	1,50 %
UHE Gavião	2,62 %	2,45 %	1,52 %

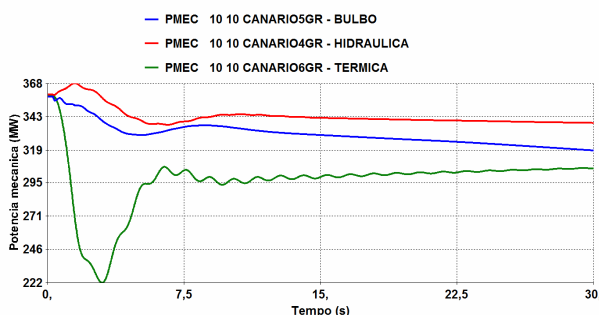


Figura 141 – Potência mecânica de Canário – CC1F Chopim- Pelicano.

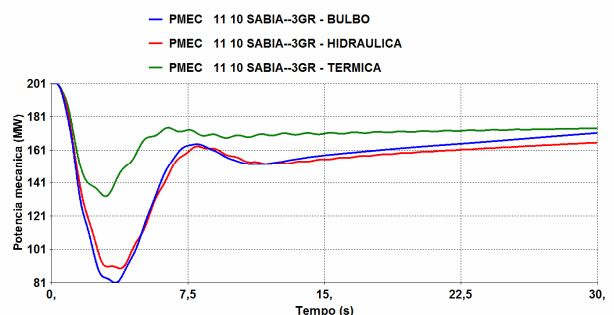


Figura 142 – Potência mecânica de Sabiá – CC1F Chopim- Pelicano.

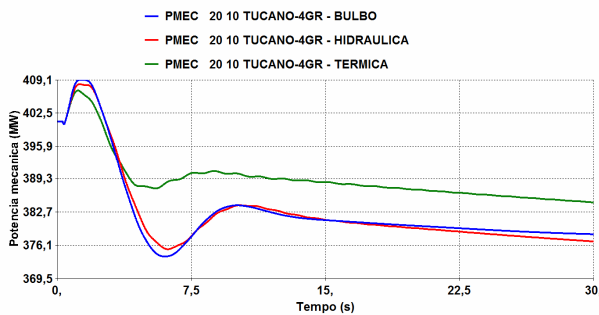


Figura 143 – Potência mecânica de Tucano – CC1F Chopim -Pelicano.

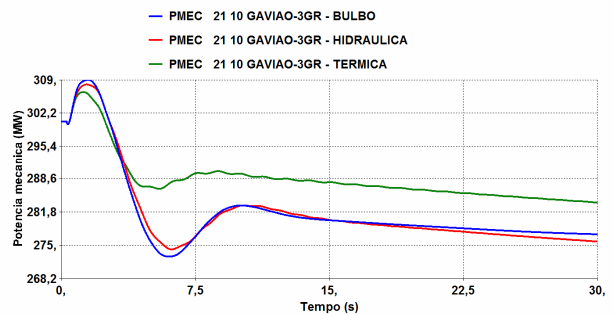


Figura 144 – Potência mecânica de Gavião – CC1F Chopim -Pelicano.

Conforme apresentado, da Figura 141 a Figura 144, são observadas variações de aproximadamente 60% na potência mecânica dos grupos geradores, durante o período transitório. Tais variações, apesar de serem consideráveis, não afetam a operação do sistema.

Avaliando-se os diferentes tipos de turbinas em operação, tem-se que a central térmica apresenta uma redução inicial do despacho e, depois, volta a assumir carga. Nas turbinas hidráulicas, observa-se um acréscimo inicial da potência mecânica e, depois, uma redução e, posteriormente, a normalização da carga. Mas, as oscilações nas turbinas hidráulicas são, em proporção, menores que as oscilações nas centrais térmicas.

A presença de grupos bulbo operando em Canário ocasiona alteração no comportamento das potências mecânicas das demais máquinas do sistema. Tem-se ainda que tais oscilações constatadas se assemelham às verificadas quando a central de Canário opera com grupos hidráulicos típicos.

A instalação de um grupo térmico em Canário proporciona a maior variação na potência do referido barramento (Canário), e a menor nas demais máquinas do sistema. Isto ocorre devido às características das máquinas térmicas, que têm uma facilidade maior em assumir e reduzir seu despacho.

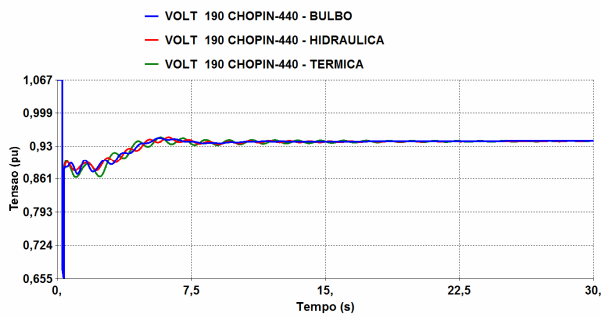


Figura 145 – Tensão no barramento de Chopim 440 kV – CC1F Chopim -Pelicano.

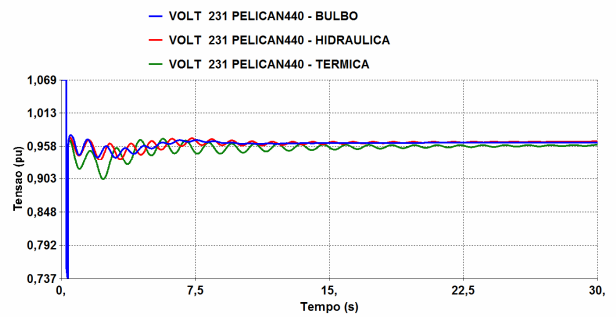


Figura 146 – Tensão no barramento de Pelicano 440 kV – CC1F Chopim -Pelicano.

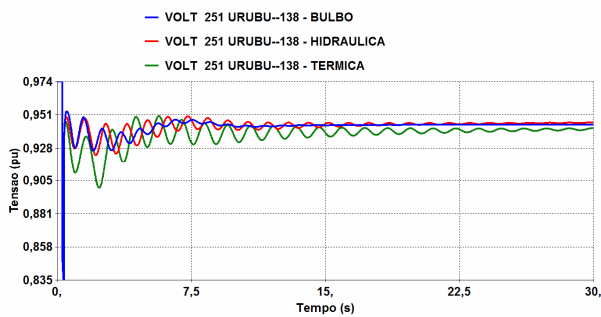


Figura 147 – Tensão no barramento de Urubu 138 kV – CC1F Chopim -Pelicano.

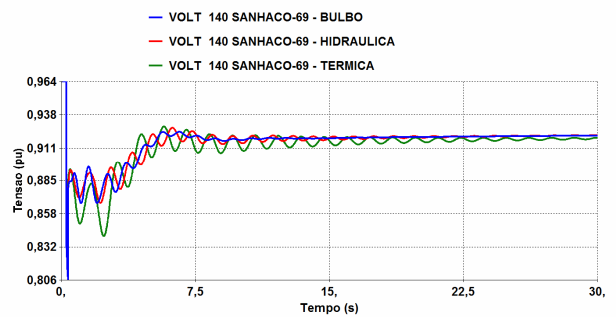


Figura 148 – Tensão no barramento de Sanhaço 69 kV – CC1F Chopim -Pelicano.

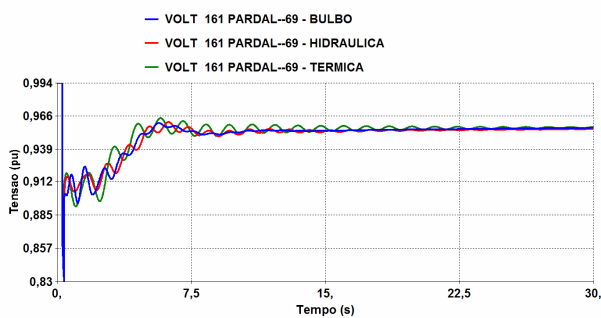


Figura 149 – Tensão no barramento de Pardal 69 kV – CC1F Chopim -Pelicano.

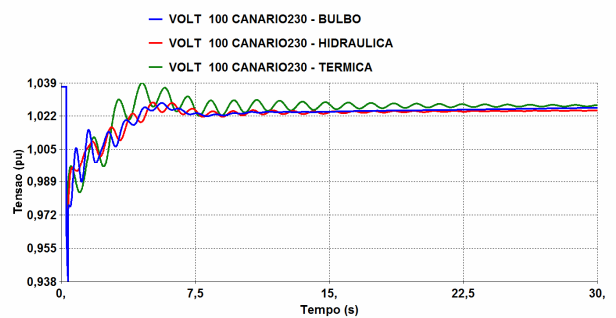


Figura 150 – Tensão no barramento de Canário 230 kV – CC1F Chopim -Pelicano.

As tensões em diversos barramentos do sistema estão apresentadas da Figura 145 a Figura 150. Nestas, observa-se uma queda da tensão quando da ocorrência da perturbação. Quando o defeito é eliminado, as tensões retornam em alguns barramentos, fora da faixa desejada (+ ou

– 5%). Isto ocorre devido à severidade da perturbação considerada, uma vez que, sendo eliminado o defeito, resta apenas uma linha para escoar a potência excedente da área B para a área A. Neste caso, observa-se também que o maior amortecimento das oscilações ocorre quando se têm grupos bulbo em Canário.

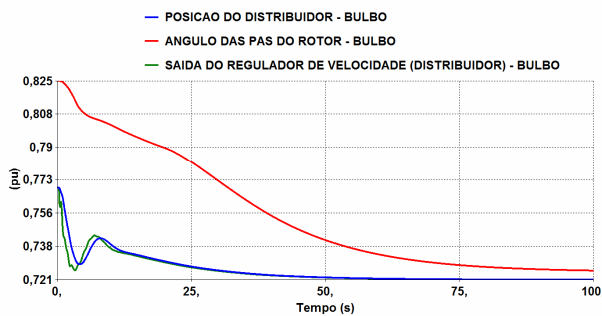


Figura 151 – Variáveis do regulador de velocidade da turbina bulbo – CC1F Chopim -Pelicano.

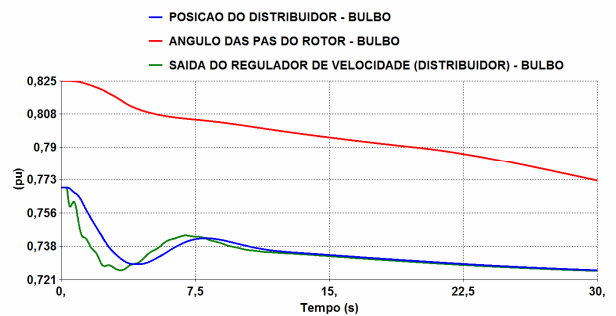


Figura 152 – Variáveis do regulador de velocidade da turbina bulbo – CC1F Chopim -Pelicano.

Com relação ao comportamento da turbina bulbo e seus dispositivos de controle, observa-se que, neste caso, o regulador de velocidade atua alterando o ponto de operação da máquina, conforme apresentado na Figura 151 e na Figura 152. Tem-se uma atuação inicial do controle da posição do distribuidor. Em um segundo instante, tem-se a ação de controle do ângulo das pás do rotor. Este controle atua de forma mais lenta e gradual, adequando o conjunto ao ponto de operação ótimo, envolvendo a posição do distribuidor e a do ângulo das pás do rotor. Este processo tem como objetivo obter uma melhor eficiência do conjunto.

8.1.5 Acréscimo de 10% na carga da Área A

Esta perturbação tem como objetivo avaliar o comportamento de uma turbina bulbo diante de uma variação de carga no sistema. Para isto, foi simulado o acréscimo de 10% em todas as cargas da área A. Com isto deseja-se verificar como a turbina assume a carga, bem como a

divisão de carga entre as máquinas do sistema, de forma a verificar a influência da inserção deste tipo de máquina. Os resultados obtidos são apresentados da Figura 153 a Figura 170.

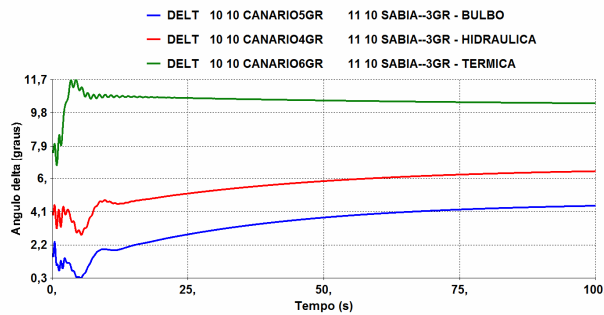


Figura 153 – Ângulo delta de Canário com relação à Sabiá – Acréscimo de 10% na carga da Área A.

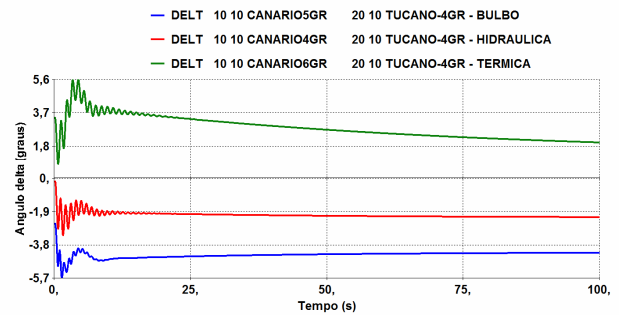


Figura 154 – Ângulo delta de Canário com relação à Tucano – Acréscimo de 10% na carga da Área A.

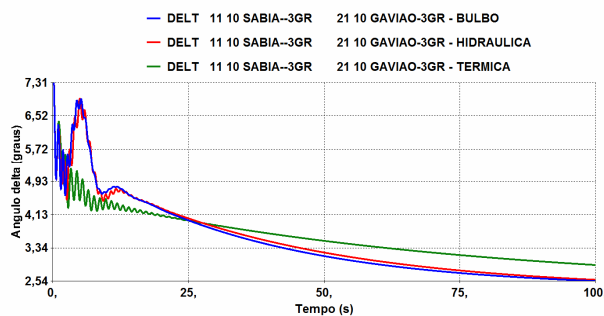


Figura 155 – Ângulo delta de Sabiá com relação à Gavião – Acréscimo de 10% na carga da Área A.

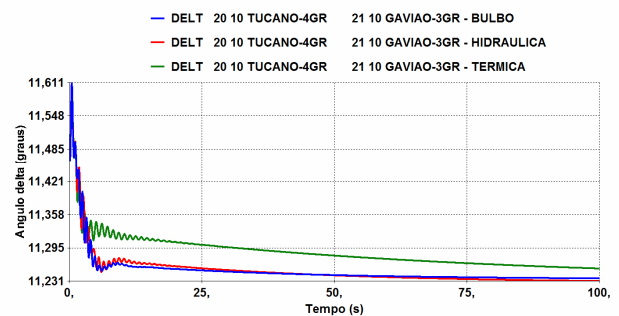


Figura 156 – Ângulo delta de Tucano com relação à Gavião – Acréscimo de 10% na carga da Área A.

Nos resultados apresentados da Figura 153 a Figura 156, tem-se que o sistema apresenta comportamento adequado, não sendo verificada a perda de sincronismo entre grupos geradores nem oscilações não amortecidas, nas três alternativas de operação da central de Canário.

Comparando-se o comportamento do sistema, nas três alternativas consideradas, tem-se que a presença de máquinas bulbo e hidráulicas típicas ocasionam comportamentos semelhantes. A presença de grupos térmicos, por sua vez, ocasiona comportamento distinto dos demais.

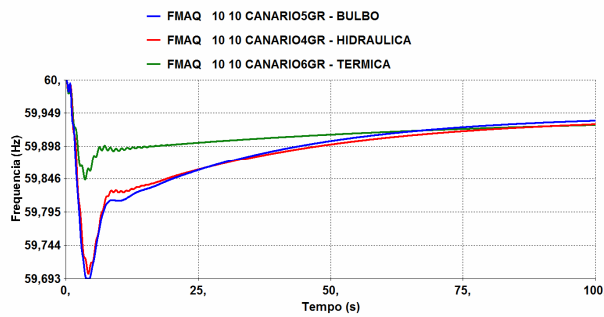


Figura 157 – Frequência de Canário – Acréscimo de 10% na carga da Área A.

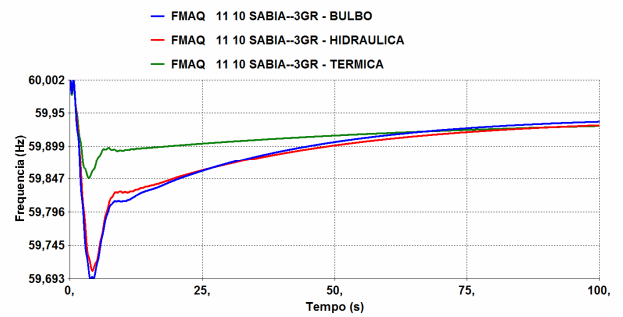


Figura 158 – Frequência de Sabiá – Acréscimo de 10% na carga da Área A.

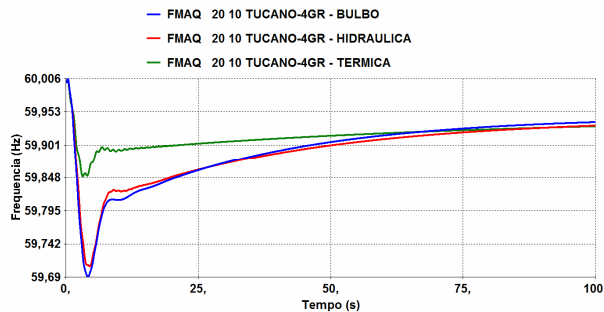


Figura 159 – Frequência de Tucano – Acréscimo de 10% na carga da Área A.

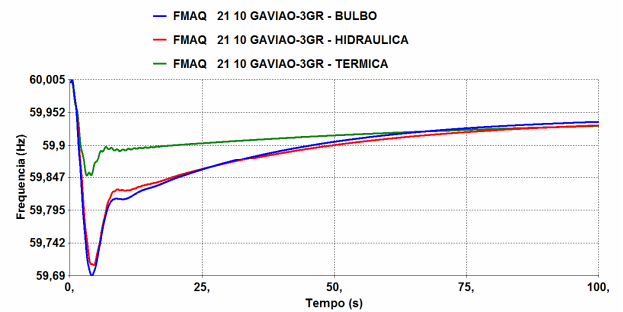


Figura 160 – Frequência de Gavião – Acréscimo de 10% na carga da Área A.

Quando ocorre o aumento das cargas na área A, tem-se uma redução da velocidade angular de todas as máquinas do sistema, como se pode observar da Figura 157 a Figura 160. Apesar de o acréscimo de carga ocorrer somente na área A, todas as máquinas sofrem influência deste acréscimo, uma vez que todas as máquinas estão interconectadas pelo sistema de transmissão.

Nos resultados apresentados, observa-se que, apesar de sua redução inicial, a frequência retorna a valores próximos de 60 [Hz], resultado da ação adequada do sistema de controle de velocidade.

A Tabela 17 apresenta os valores percentuais de subvelocidade, encontrados para cada máquina, em cada alternativa considerada. Unindo os resultados apresentados nas curvas com os apresentados na Tabela 17, observa-se que, com turbinas térmicas em Canário, tem-se a

menor variação na frequência do sistema. Além disso, nesta alternativa, o retorno da frequência é mais rápido que nos demais casos avaliados.

Nas alternativas em que a central de Canário opera com grupos bulbo e hidráulicos típicos, as frequências dos referidos grupos apresentam comportamentos semelhantes, seja na forma da curva, seja nos valores máximos atingidos.

Tabela 17 – Subvelocidade para os diferentes tipos de turbinas - Acréscimo de 10% na carga da Área A.

Central Geradora	Subvelocidade máxima		
	Tipo de grupo gerador em Canário		
	Grupo Bulbo	Grupo Hidráulico Típico	Grupo Térmico Típico
Central de Canário	-0,52 %	-0,50 %	-0,25 %
UTE Sabiá	-0,52 %	-0,48 %	-0,25 %
UHE Tucano	-0,52 %	-0,48 %	-0,25 %
UHE Gavião	-0,52 %	-0,48 %	-0,25 %

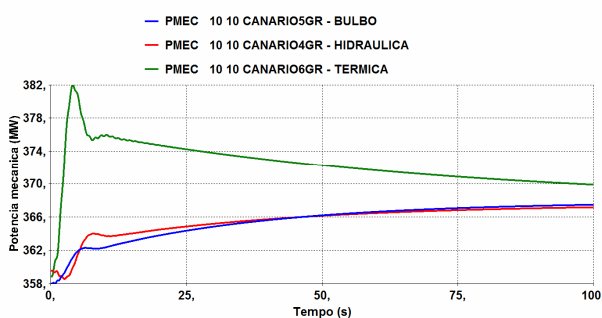


Figura 161 – Potência mecânica de Canário – Acréscimo de 10% na carga da Área A.

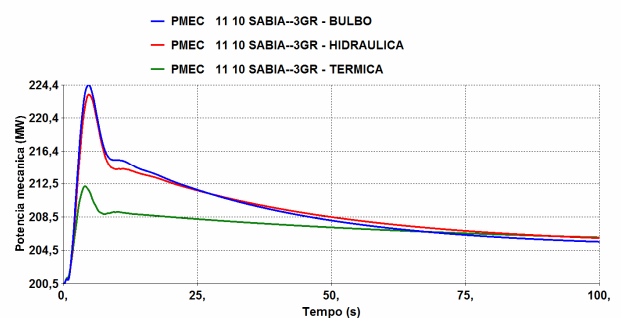


Figura 162 – Potência mecânica de Sabiá – Acréscimo de 10% na carga da Área A.

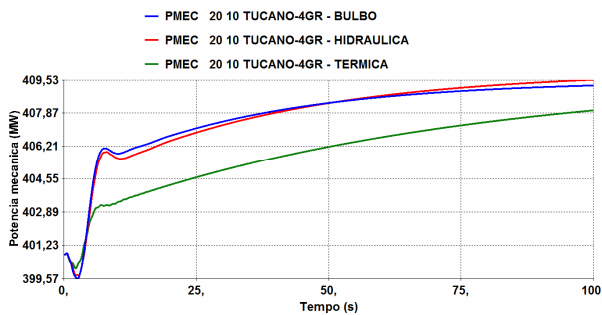


Figura 163 – Potência mecânica de Tucano – Acréscimo de 10% na carga da Área A.

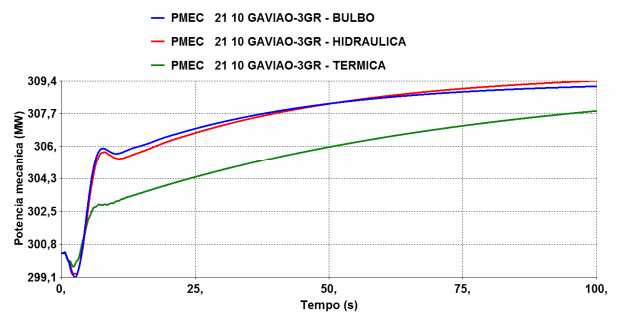


Figura 164 – Potência mecânica de Gavião – Acréscimo de 10% na carga da Área A.

A variação da potência mecânica nos grupos geradores do sistema é apresentada da Figura 161 a Figura 164. Como houve acréscimo de carga, há a necessidade de um acréscimo na geração, de forma a efetuar o balanço carga-geração.

Nas curvas apresentadas, observa-se uma distinção do comportamento dinâmico, em função do tipo de máquina primária utilizada. As máquinas térmicas têm uma resposta mais rápida, assumindo mais rapidamente a carga, mas, à medida que as demais máquinas também assumem carga, as térmicas “transferem” parte da carga assumida às máquinas hidráulicas.

A inserção de um grupo térmico em Canário, faz com que o sistema tenha dois grupos térmicos na área A. Assim, os grupos térmicos instalados na área A assumem rapidamente o acréscimo de carga ao sistema, levando as máquinas hidráulicas a assumirem valores menores que nos demais casos. Quando se têm máquinas hidráulicas em Canário, tem-se uma tomada de carga maior nas demais máquinas do sistema.

Com relação à operação da central de Canário com máquinas hidráulicas, observa-se que o comportamento é semelhante, tanto para a operação com turbinas bulbo, quanto para a operação com turbinas hidráulicas típicas. De forma mais detalhada, tem-se que os grupos bulbo, inicialmente, assumem um quantitativo menor de carga que os hidráulicos típicos. Todavia, decorridos, aproximadamente, 50[s] após a perturbação, os grupos bulbo assumem valores maiores que os hidráulicos típicos.

Com relação ao comportamento inicial das turbinas hidráulicas, observa-se que a turbina bulbo não apresenta comportamento da potência mecânica contrário à ação de controle nos instantes iniciais, o que pode ser observado nas demais máquinas hidráulicas em operação no sistema. Este fato decorre de a potência mecânica fornecida pela turbina ser uma função, não apenas do fluxo e da pressão da água que por ela passa, mas também, da rotação em que se encontra. Assim, considerando estas duas variáveis, não se verifica a reação inicial contrária a ação de controle nesta perturbação especificamente.

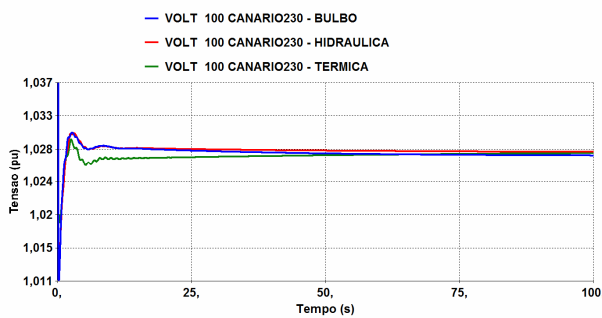


Figura 165 – Tensão no barramento de Canário 230 kV – Acréscimo de 10% na carga da Área A.

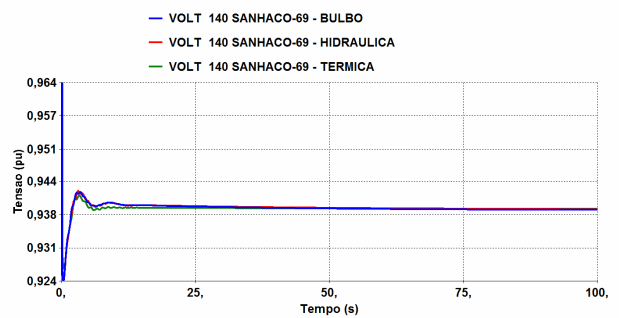


Figura 166 – Tensão no barramento de Sanhaço 69 kV – Acréscimo de 10% na carga da Área A.

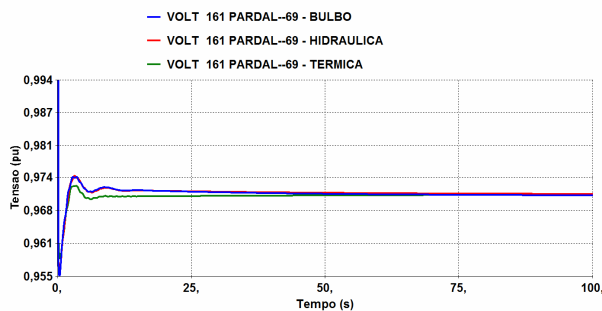


Figura 167 – Tensão no barramento de Párdal 69 kV – Acréscimo de 10% na carga da Área A.

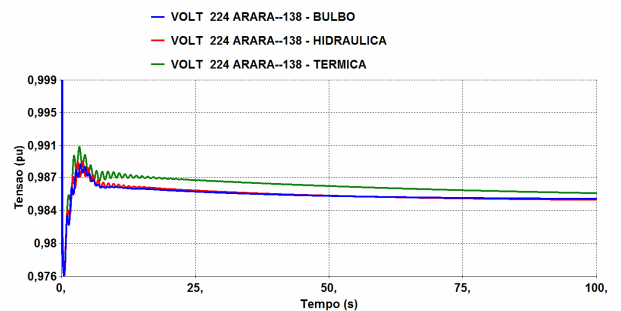


Figura 168 – Tensão no barramento de Arara 138 kV – Acréscimo de 10% na carga da Área A.

Com a elevação da carga na área A, observa-se uma redução nas tensões dos barramentos do sistema, sendo esta mais acentuada nas barras pertencentes à área A, conforme apresentado da Figura 165 a Figura 168. A queda na tensão ocorre de forma “instantânea”, quando é simulado o acréscimo da carga (na forma de degrau). Tem-se, assim, uma atuação correta dos

dispositivos de controle de tensão do sistema, de modo a corrigir as tensões. Entretanto, esta correção não é suficiente para que as tensões dos barramentos retornem aos valores iniciais. Em Sanhaço, por exemplo, a tensão se estabiliza em aproximadamente 94 %. Neste caso, seria necessária uma ação externa como, por exemplo, aumentar a tensão de referência da excitação dos geradores de Canário, de forma a corrigir a tensão no referido barramento.

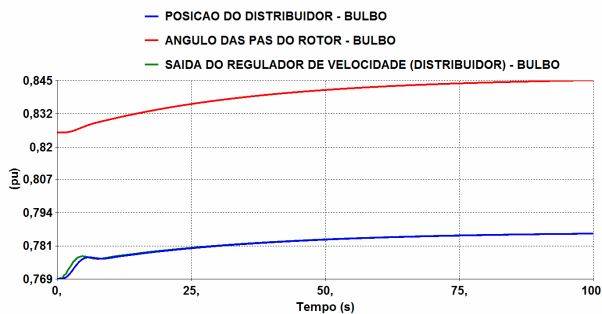


Figura 169 – Variáveis do regulador de velocidade da turbina bulbo – Acréscimo de 10% na carga da Área A.

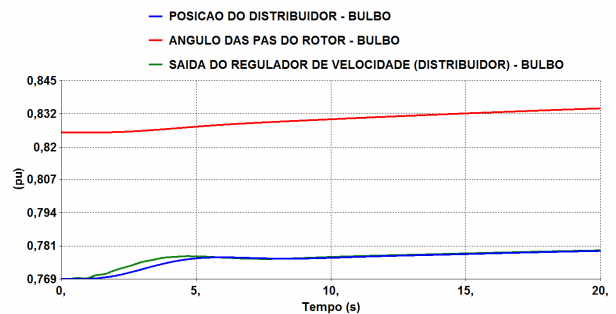


Figura 170 – Variáveis do regulador de velocidade da turbina bulbo – Acréscimo de 10% na carga da Área A.

O comportamento da turbina bulbo e seus dispositivos de controle são apresentados na Figura 169 e na Figura 170. Nestas, observa-se a ação de controle do distribuidor e do ângulo das pás do rotor. No instante inicial, tem-se a abertura do distribuidor, fazendo com que o grupo assumira mais carga. Em um segundo instante, o distribuidor continua se abrindo, mas de forma mais suave, de modo a corrigir a frequência do sistema. O controle do ângulo das pás do rotor também é acionado de forma que o grupo opere em uma situação de eficiência ótima.

Conforme mencionado, nesta perturbação, percebe-se a atuação do sistema de controle do ângulo das pás do rotor. Este controle se apresenta mais lento que o controle do distribuidor, ou seja, sua constante de tempo é bem maior. Nos instantes iniciais, este controle, praticamente, não tem ação nenhuma, mas em um segundo momento, após o distribuidor assumir uma nova posição, este controle atua de forma a ajustar o melhor ângulo do rotor para a atual posição do distribuidor.

8.1.6 Redução de 10% na carga da Área A

A simulação da redução de 10% na carga da área A, tem como objetivo, avaliar o comportamento dinâmico de um sistema de potência que utiliza turbinas do tipo bulbo, bem como compará-las com outros tipos de turbina, já amplamente difundidas, diante de variações de carga no sistema. Tal análise se faz necessária, uma vez que um sistema elétrico de potência está sujeito a constantes alterações de carga durante todo o tempo.

Na situação simulada, foi considerada uma redução de 10% nas parcelas ativa e reativa de todas as cargas conectadas na área A. Esta redução foi do tipo degrau, ou seja, repentina. Os resultados obtidos são apresentados da Figura 171 a Figura 188.

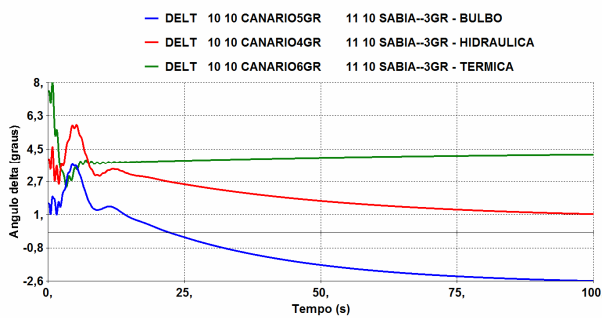


Figura 171 – Ângulo delta de Canário com relação à Sabiá – Redução de 10% na carga da Área A.

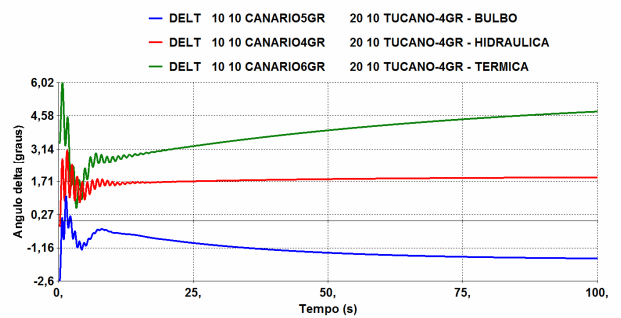


Figura 172 – Ângulo delta de Canário com relação à Tucano – Redução de 10% na carga da Área A.

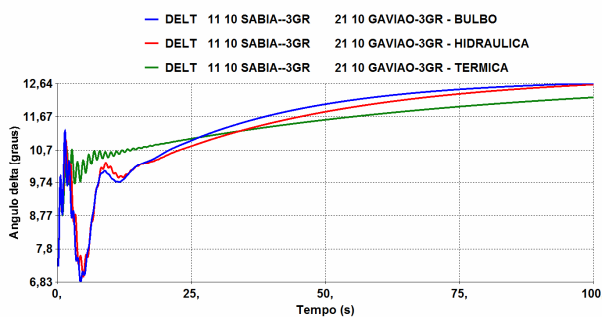


Figura 173 – Ângulo delta de Sabiá com relação à Gavião – Redução de 10% na carga da Área A.

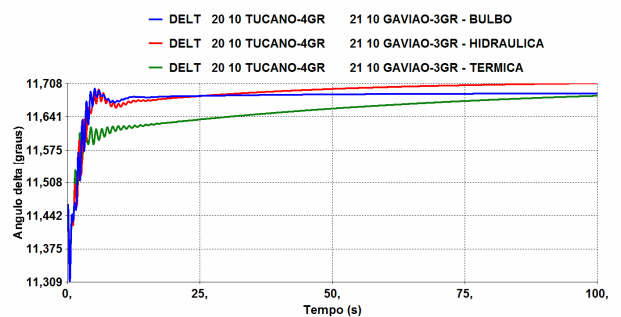


Figura 174 – Ângulo delta de Tucano com relação à Gavião – Redução de 10% na carga da Área A.

A partir dos resultados apresentados da Figura 171 a Figura 174, verifica-se que o sistema é estável, não havendo perda de sincronismo entre unidades geradoras, nem oscilações não amortecidas. Assim, o sistema analisado apresenta comportamento adequado, após a ocorrência da perturbação simulada, em todas as alternativas consideradas.

Observam-se também, similaridades no comportamento do ângulo interno dos grupos geradores, quando se tem a utilização de máquinas hidráulicas em Canário, sejam estas hidráulicas típicas ou bulbo. Por outro lado, a presença de máquinas térmicas em Canário ocasiona um comportamento distinto das demais. Entretanto, tais diferenças não são relevantes, não afetando a operacionalidade do sistema.

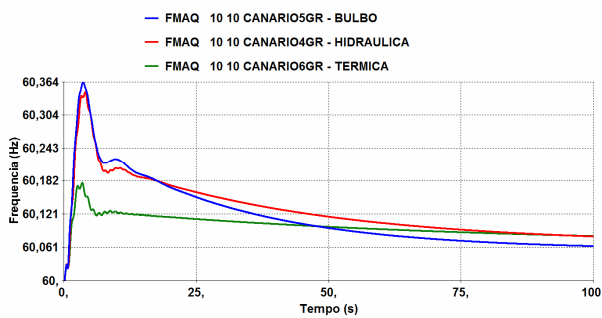


Figura 175 – Frequência de Canário – Redução de 10% na carga da Área A.

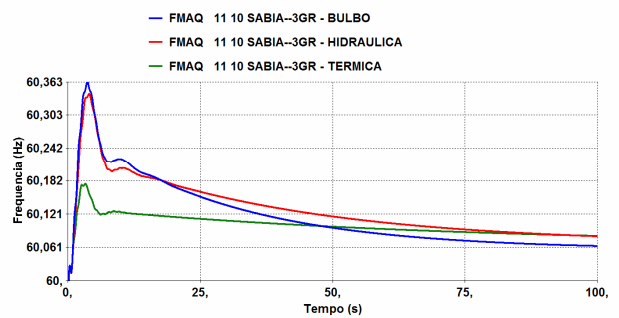


Figura 176 – Frequência de Sabiá – Redução de 10% na carga da Área A.

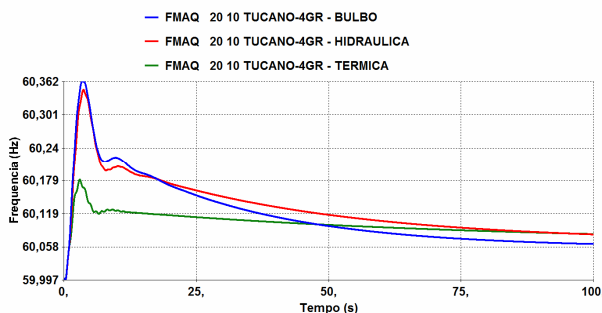


Figura 177 – Frequência de Tucano – Redução de 10% na carga da Área A.

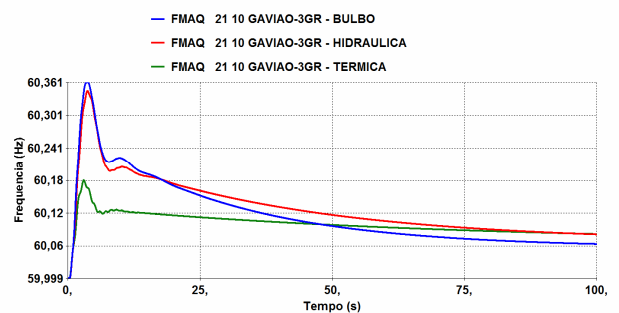


Figura 178 – Frequência de Gavião – Redução de 10% na carga da Área A.

Da Figura 175 a Figura 178, são apresentadas as curvas do comportamento das frequências das máquinas durante a perturbação. Como há uma redução da carga, tem-se um acréscimo inicial na rotação das máquinas. Este acréscimo, entretanto, é controlado pelo sistema de controle de velocidade, que atua na turbina, de forma a reduzir a velocidade angular dos eixos das máquinas.

Com relação ao tipo de máquina em operação na Central de Canário, os resultados obtidos mostram uma similaridade na rotação das máquinas, quando se têm máquinas hidráulicas em Canário, seja uma hidráulica típica, seja uma bulbo. Quando se têm grupos térmicos em Canário, são observados os menores valores de sobrefrequência, em todas as máquinas do sistema, conforme mostra a Tabela 18.

Tabela 18 – Sobrevelocidade máxima - Redução de 10% na carga da Área A.

Central Geradora	Sobrevelocidade máxima		
	Tipo de grupo gerador em Canário		
	Grupo Bulbo	Grupo Hidráulico Típico	Grupo Térmico Típico
Central de Canário	0,60 %	0,57 %	0,30 %
UTE Sabiá	0,60 %	0,57 %	0,30 %
UHE Tucano	0,60 %	0,58 %	0,30 %
UHE Gavião	0,60 %	0,57 %	0,30 %

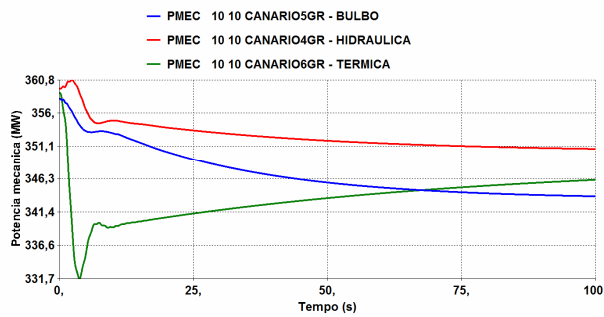


Figura 179 – Potência mecânica de Canário – Redução de 10% na carga da Área A.

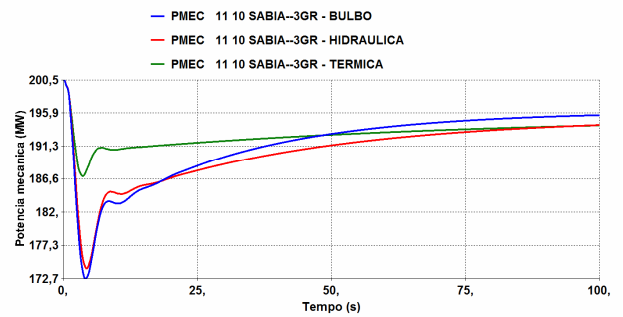


Figura 180 – Potência mecânica de Sabiá – Redução de 10% na carga da Área A.

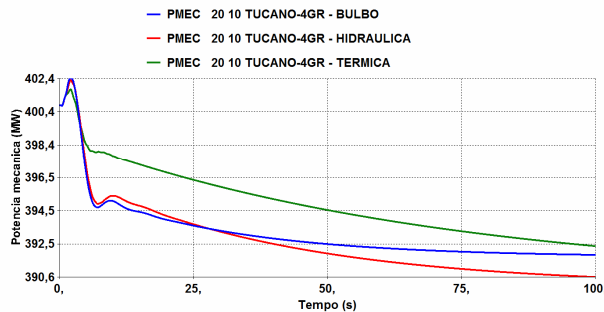


Figura 181 – Potência mecânica de Tucano – Redução de 10% na carga da Área A.

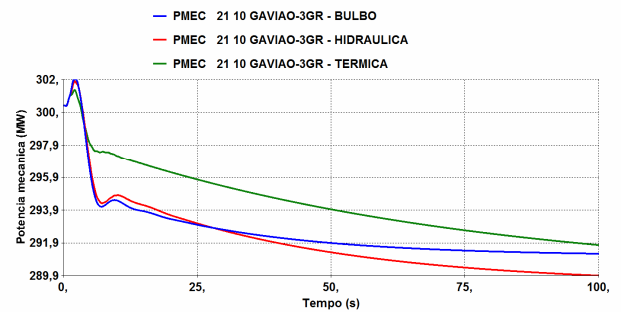


Figura 182 – Potência mecânica de Gavião – Redução de 10% na carga da Área A.

As curvas apresentadas da Figura 179 a Figura 182, mostram o comportamento da potência mecânica dos grupos geradores, durante a perturbação considerada. Como há redução da carga, conseqüentemente, tem-se uma redução da potência gerada. Esta redução se dá de forma rápida nos instantes iniciais, e depois se processa de forma mais lenta.

A presença de um grupo bulbo em Canário resulta na maior redução na potência gerada pela referida central, ao final do tempo analisado, apesar de a maior redução inicial ocorrer quando da consideração de máquinas térmicas em Canário. Isto influencia o despacho das demais máquinas do sistema. Uma vez que Canário reduz mais, as demais não precisam reduzir tanto quanto antes era necessário.

Com relação ao comportamento dinâmico do sistema, observa-se similaridade nos casos em que Canário opera com máquinas hidráulicas típicas ou com máquinas do tipo bulbo. Este comportamento é bem semelhante nos instantes iniciais, após a perturbação, mas ao final do tempo de análise observa-se um desvio maior, em função da atuação dos dispositivos de controle de velocidade da turbina bulbo.

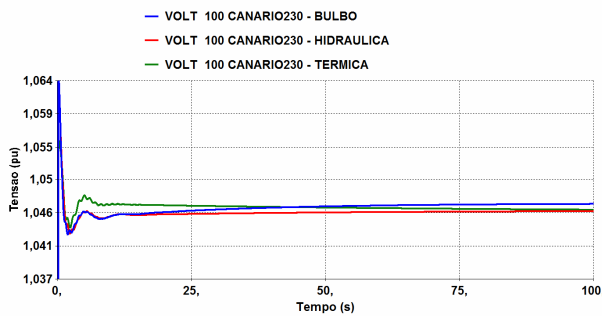


Figura 183 – Tensão no barramento de Canário 230 kV – Redução de 10% na carga da Área A.

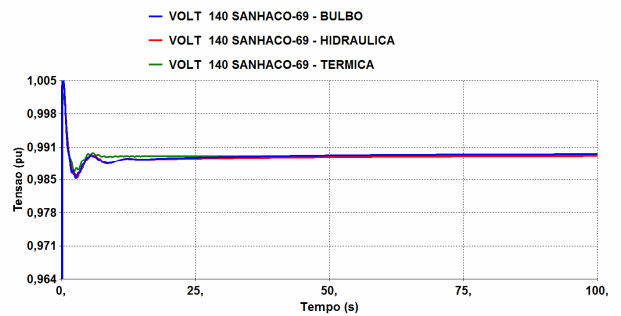


Figura 184 – Tensão no barramento de Sanhaço 69 kV – Redução de 10% na carga da Área A.

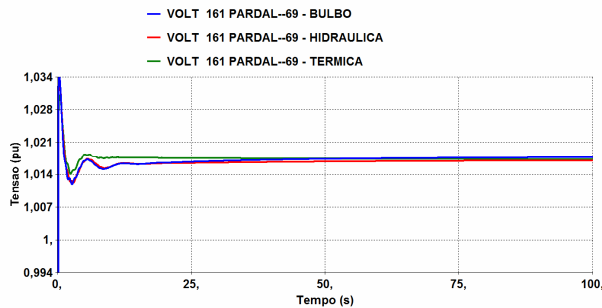


Figura 185 – Tensão no barramento de Pardal 69 kV – Redução de 10% na carga da Área A.

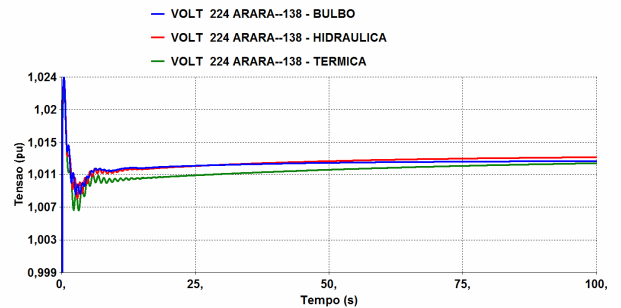


Figura 186 – Tensão no barramento de Arara 138 kV – Redução de 10% na carga da Área A.

O comportamento dinâmico das tensões em barramentos do sistema é apresentado da Figura 183 a Figura 186. Como ocorre uma redução instantânea das cargas situadas na área A, tem-se uma elevação de tensão nos barramentos do sistema. Esta elevação, entretanto, não compromete a operação do sistema. Os mecanismos de controle de tensão atuam de forma adequada, reduzindo as tensões, conforme pode ser constatado nas curvas apresentadas.

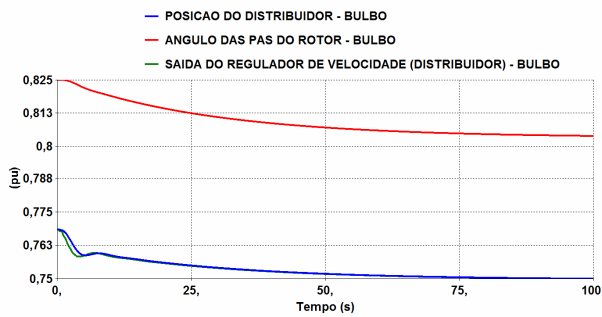


Figura 187 – Variáveis do regulador de velocidade da turbina bulbo – Redução de 10% na carga da Área A.

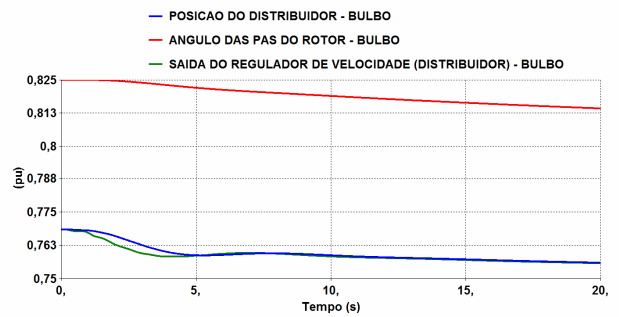


Figura 188 – Variáveis do regulador de velocidade da turbina bulbo – Redução de 10% na carga da Área A.

A atuação do sistema de controle de velocidade da turbina bulbo, durante a redução de carga avaliada, é apresentada na Figura 187 e na Figura 188. Como consequência da redução da carga, tem-se um acréscimo na rotação do grupo gerador. Este acréscimo é “percebido” pelo regulador de velocidade que comanda o fechamento do distribuidor, de forma a reduzir a quantidade de água que passa pela turbina e, conseqüentemente, a potência por ela gerada. Este controle atua de forma relativamente rápida, quando comparado ao controle do ângulo das pás do rotor. Este tem como objetivo adequar ou ajustar o ângulo das pás do rotor de forma que o grupo opere com melhor eficiência. Devido a isto, este controle não tem necessidade de ação rápida como o controle do distribuidor, mas deve atuar após o distribuidor ter atingido ou estar próximo de seu novo ponto de operação.

8.1.7 Resumo dos Resultados Obtidos

A Tabela 19 apresenta um resumo dos resultados obtidos nas simulações apresentadas neste capítulo, resumindo os impactos e considerações devido à utilização de turbinas bulbo em sistemas elétricos de potência. As comparações são realizadas entre as alternativas de operação da central de Canário, ou seja, da utilização de turbinas bulbo, com a utilização de grupos hidráulicos e térmicos típicos.

Segue abaixo, a lista com o significado dos termos e símbolos utilizados na Tabela 19.

- Oscilações com amplitude maior: A utilização de grupos bulbo em Canário ocasiona as oscilações de maior amplitude da variável em análise, comparadas às demais alternativas de operação da central de Canário;
- Oscilações mais amortecidas: A utilização de grupos bulbo em Canário ocasiona as oscilações com maior amortecimento da variável em análise, comparadas às demais alternativas de operação da central de Canário;
- Maiores variações, exceto em Canário: A presença de grupos bulbo em Canário ocasiona as maiores oscilações nas demais máquinas do sistema, comparadas às demais alternativas de operação da central de Canário;
- Comportamento semelhante ao da turbina hidráulica típica: A presença de grupos bulbo ou de grupos hidráulicos típicos em Canário, resulta em comportamentos semelhantes da variável em análise;
- Oscilações mais evidentes: A utilização de turbinas bulbo em Canário ocasiona oscilações mais evidentes na variável em análise, comparadas às demais alternativas de operação da central de Canário;
- (+): A utilização de turbinas bulbo em Canário ocasiona acréscimo inferior a 20% (aproximadamente) nas variações avaliadas, comparadas às demais alternativas de operação da central de Canário;
- (++): A utilização de turbinas bulbo em Canário ocasiona acréscimo inferior a 100% (aproximadamente) e superior a 20% (aproximadamente) nas variáveis avaliadas, comparadas às demais alternativas de operação da central de Canário;
- (+++): A utilização de turbinas bulbo em Canário ocasiona acréscimo superior a 100% (aproximadamente) nas variações avaliadas, comparadas às demais alternativas de operação da central de Canário;

Tabela 19 – Quadro resumo dos impactos da utilização de turbinas do tipo bulbo em sistemas elétricos de potência (SEP).

Perturbação Avaliada	Objetivo	Resultado das Análises – Impacto da utilização de turbinas do tipo bulbo no SEP				Observações
		Estabilidade (ângulo delta)	Frequência	Potência	Tensão	
Curto-circuito Monofásico na LT 230 kV Canário - Tiziu	Avaliação do grupo interligado ao sistema Perturbação comum	Oscilações com amplitude maior (+++) e mais amortecidas (++)	Oscilações com picos maiores (+++) e mais amortecidas (++)	Maiores variações (++) exceto em Canário	Oscilações amortecidas mais evidentes	
Curto-circuito Trifásico na LT 230 kV Canário - Tiziu	Avaliação do grupo interligado ao sistema Perturbação severa	Oscilações com amplitude maior (+++) e mais amortecidas (++)	Oscilações com picos maiores (++) e mais amortecidas (++)	Maiores variações (+++), exceto em Canário	Oscilações amortecidas mais evidentes	
Curto-circuito Monofásico na LT 230 kV Cardeal - Tiziu	Influência do grupo no sistema Perturbação comum	Oscilações com amplitude maior (+++ / ++) e mais amortecidas (++)	Oscilações com picos maiores (++) e mais amortecidas (++)	Maiores variações (++) exceto em Canário	Oscilações amortecidas mais evidentes	
Curto-circuito na LT 440 kV Chopim – Pelicano	Influência do grupo no sistema Perturbação severa	Comportamento semelhante ao da turbina hidráulica típica, porém com oscilações pouco mais amortecidas (+)	Comportamento semelhante ao da turbina hidráulica típica	Comportamento semelhante à hidráulica, exceto em Canário	Oscilações pouco mais amortecidas	Alteração no despacho da turbina bulbo (≈10%)
Acréscimo de 10% nas Cargas da área A	Comportamento do grupo ao assumir carga	Comportamento semelhante ao da turbina hidráulica típica	Comportamento semelhante ao da turbina hidráulica típica	Comportamento semelhante ao da turbina hidráulica típica, exceto em Canário	Comportamento semelhante ao da turbina hidráulica típica	
Redução de 10% nas Cargas da área A	Comportamento do grupo ao rejeitar carga	Comportamento semelhante ao da turbina hidráulica típica	Comportamento semelhante ao da turbina hidráulica típica	Comportamento semelhante ao da turbina hidráulica típica, exceto em Canário	Comportamento semelhante ao da turbina hidráulica típica	Demais máquinas assumem um pouco mais de carga em regime permanente

8.2 Considerações Finais

A partir dos resultados apresentados ao longo deste capítulo, observa-se que a inserção de um grupo bulbo em um sistema elétrico de potência afeta todas as máquinas e consumidores interligados ao sistema.

Em se tratando do comportamento dinâmico do sistema, em função do “novo tipo de máquina”, de forma geral, observa-se um aumento na amplitude das oscilações das variáveis que envolvem a velocidade angular da máquina, ou seja, ângulo interno e a frequência. Isto decorre do fato de as turbinas bulbo apresentarem constante de inércia menor que as demais máquinas, em função de restrições decorrentes da sua construção. Como a constante de tempo de inércia é menor, as perturbações ocasionam maiores oscilações no grupo bulbo e consequentemente nas demais máquinas do sistema.

Com relação à atuação do sistema de controle do ângulo das pás do rotor, sua atuação foi expressiva em situações em que houve alteração no despacho da unidade geradora. Nestes casos, primeiramente houve uma alteração da posição do distribuidor, e, posteriormente, do ângulo das pás do rotor, de forma a que o conjunto apresentasse uma melhor eficiência.

Considerando-se as simulações apresentadas, observa-se que a utilização de turbinas bulbo em sistemas elétricos de potência deve preceder alguns cuidados. Por serem máquinas com inércia menor que os grupos hidráulicos típicos, quando ocorre uma perturbação, as turbinas bulbo tendem a acelerar mais que as demais máquinas, o que pode ocasionar a perda de sincronismo entre unidades geradoras, degradando o sistema. Desta forma, antes da implantação e operação de tais turbinas em sistemas interligados, recomenda-se a realização de estudos para implementação de ajustes adequados no sistema de proteção, de forma a evitar problemas na operação.

CAPÍTULO 9

CONCLUSÕES

Este trabalho apresenta um modelo dinâmico de turbinas bulbo que possibilita a realização de estudos de estabilidade eletromecânica em sistemas elétricos de potência que utilizam este tipo de grupo gerador.

Tais grupos são empregados, na maioria das vezes, em aproveitamentos de baixa queda, quase sempre a fio d'água, tendo como características principais, a redução considerável no volume de obras civis, a disposição horizontal do grupo turbina-gerador, facilitando a descarga e reduzindo a constante de tempo da água e, ainda, o diâmetro do estator e do rotor reduzidos, reduzindo, assim, a inércia do conjunto.

Na representação da constante de tempo da água, foi utilizado o modelo linearizado simplificado, obtido a partir da linearização e simplificação do modelo não linear. O modelo utilizado tem comportamento bem semelhante ao modelo não linear, quando o grupo se encontra próximo de suas condições nominais. Mas, à medida que o ponto de operação da turbina se distancia de suas condições nominais, observa-se que, principalmente o modelo linearizado simplificado apresenta um desvio significativo em relação ao comportamento real da turbina. Assim, nestes casos, deve-se corrigir a constante de tempo T_w considerando-se que o sistema não está operando em suas condições nominais. Deve-se observar que o erro decorrente da não correção desta constante é aceitável, próximo das condições nominais mas, inadmissível quando em condições de despacho reduzido.

Deve-se salientar que os modelos linearizados são apropriados para análises de perturbações que ocasionam variações suficientemente pequenas nas variáveis do sistema, os seja, quando estas oscilam próximas de seu ponto inicial de operação. Quanto da sua utilização em estudos de transitórios eletromecânicos, observa-se que, para variações de até, aproximadamente,

20%, os modelos linearizados do conduto forçado apresentam uma resposta coerente e satisfatória. Para variações maiores, como por exemplo, 50%, os desvios no comportamento dos modelos referidos são consideráveis, não sendo recomendada a sua utilização em estudos que resultem em variações elevadas na posição do distribuidor.

Com relação à constante de tempo de inércia, foram obtidas curvas que servem de referência para a estimação dos valores de GD^2 e H de grupos bulbo. Estas foram obtidas a partir de dados de grupos bulbo já instalados, utilizando-se uma regressão, considerando-se uma equação pré-definida já conhecida. As curvas obtidas servem de base para se estimar a constante de tempo de inércia de grupos bulbo, conhecendo-se a sua rotação e potência nominais, sendo de grande serventia, principalmente, em estudos realizados antes da implantação deste tipo de máquina.

O modelo completo de um grupo bulbo foi obtido considerando-se as características desse tipo de turbina, como a constante de tempo da água e inércia reduzidas, além do fato de possuírem controle duplo (distribuidor e rotor), da mesma forma como as turbinas Kaplan. Os modelos foram representados na forma de diagramas de blocos, no domínio da frequência. O modelo proposto contemplou também o sistema de controle de velocidade com saída para o controle do distribuidor e do rotor, os sistemas de controle e atuação do distribuidor e do rotor, bem como a turbina em si, responsável por transformar a energia do escoamento da água em energia mecânica e disponibilizá-la ao gerador.

A partir do modelo apresentado, simulações foram realizadas a fim de se verificar o comportamento dinâmico deste tipo de turbina em sistemas elétricos de potência. Inicialmente, estas simulações foram realizadas em um sistema radial. Nestas simulações, foi possível constatar que a inércia reduzida faz com que o conjunto bulbo atinja rotações de maior valor, bem como oscilações de maior frequência e amplitude do que as verificadas nos demais tipos de máquinas avaliadas, todavia, com amortecimento maior. A constante de tempo da água reduzida implica em variações mais rápidas na potência mecânica fornecida pelo grupo ao sistema.

Tais considerações interferem, diretamente, no comportamento dinâmico do sistema e na sua proteção. Como as oscilações têm maior amplitude, estas podem levar a máquina a perder o sincronismo com o sistema. Neste caso, as perturbações necessitam ser eliminadas em tempo hábil e mais rapidamente do que no caso das máquinas convencionais, de modo a impedir a degradação do sistema. Assim, as proteções devem ser ajustadas, de forma a manter a integridade do sistema, mesmo quando da ocorrência de perturbações severas, reduzindo-se, ao máximo, o número de usuários afetados.

Nas simulações realizadas no sistema multimáquina, pode-se observar a interação entre o grupo bulbo e as demais máquinas do sistema, bem como sua influência sobre o sistema como um todo. De forma geral, as turbinas bulbo apresentam comportamento distinto de uma máquina hidráulica típica, com oscilações de maior amplitude e mais amortecidas, além de variações maiores e mais rápidas na potência mecânica por ela fornecida. Tais características influenciam todas as demais máquinas do sistema, fazendo com que o sistema, como um todo, passe a apresentar comportamento dinâmico com oscilações de maior amplitude, maior frequência e maior amortecimento.

Nas perturbações realizadas próximas ao grupo bulbo, seu comportamento é semelhante ao de um sistema radial, com variações mais rápidas e com oscilações de amplitude e frequência maiores. Quando ocorrem perturbações de grande impacto, o comportamento das turbinas bulbo se assemelham ao de uma turbina hidráulica típica, uma vez que, neste caso, praticamente, todas as máquinas de uma região ou área oscilam juntas. Durante as simulações realizadas, observa-se ainda, de forma clara, que a inserção de um grupo bulbo em um sistema, influencia o comportamento de todas as demais máquinas, pelo fato de todas estarem conectadas no mesmo sistema de transmissão.

Ainda no sistema multimáquina, nas simulações de redução e acréscimo de carga, foi possível observar a influência da inserção do controle das pás do rotor, sistema não existente em turbinas hidráulicas convencionais. Este apresenta uma resposta dinâmica lenta, comparada à do controle do distribuidor, uma vez que o controle das pás do rotor tem o objetivo de dar ao conjunto, o melhor desempenho para cada condição operativa. Apesar de a constante de tempo deste mecanismo ser mais elevada, faz-se necessária a sua implementação, uma vez que afeta o despacho de potência tanto nos grupos bulbo, como nos demais grupos do sistema.

Quando da ocorrência desse tipo de perturbação, observa-se que os grupos bulbos apresentam comportamento dinâmico bem semelhantes ao de uma turbina hidráulica típica. Mas, mesmo sendo próximos, percebe-se que a presença de máquinas bulbo acarreta um aumento nas oscilações do sistema, consideração esta que não deve ser desprezada.

A partir dos resultados apresentados, observa-se que a inserção de um grupo bulbo em um sistema elétrico de potência afeta todas as máquinas e consumidores interligados ao sistema.

Considerando-se o exposto anteriormente, observa-se que a utilização de turbinas bulbo em sistemas elétricos de potência deve preceder alguns cuidados. Por serem máquinas com inércia menor que os grupos hidráulicos típicos, dada uma perturbação qualquer, as turbinas bulbo, não somente tendem a se acelerarem mais que as demais máquinas, mas também influenciam as demais máquinas, levando-as também a terem oscilações de maior amplitude e frequência. Isto pode ocasionar a perda de sincronismo entre unidades geradoras, degradando o sistema. Desta forma, deve-se dar atenção especial em estudos dinâmicos e de proteção antes da implantação e operação de tais turbinas em sistemas interligados, de forma a evitar maiores problemas.

Por fim, quando do projeto, da instalação e da operação de máquinas tipo bulbo, recomenda-se a realização de estudos dinâmicos, de forma a analisar e verificar as condições de operação do grupo em questão. Para a realização destes estudos, sugere-se a utilização do modelo proposto, considerando-se as restrições apresentadas. A utilização de modelos e dados típicos de turbinas hidráulicas para representar turbinas bulbo pode levar a erros grosseiros e a resultados e conclusões errôneos, podendo prejudicar, de maneira irreversível, os usuários do sistema.

9.1 Trabalhos Futuros

Algumas modificações podem ser realizadas no modelo apresentado a fim de representar melhor a dinâmica de certos componentes, como uma melhor representação do efeito da passagem da água pela turbina. Em lugar do modelo linearizado, pode-se utilizar o modelo não linear, representando, com maior precisão, os efeitos da posição do distribuidor e do ângulo das pás do rotor na vazão e potência fornecida pela turbina.

Testes em campo também podem ser realizados a fim de se obterem parâmetros e verificar-se a fidelidade do modelo.

Com relação ao cálculo estimado da constante de tempo de inércia de um grupo bulbo, pode-se arrolar uma quantidade maior de dados e, assim, obter valores mais precisos. Outras variáveis também podem ser inseridas na equação.

No cálculo da constante de tempo da água, pode-se realizar estudo específico a fim de se considerar a influência não somente da tomada de água, mas também do tubo de sucção. Este último, na maioria das vezes é desprezado em estudos com turbinas hidráulicas convencionais, dado o tamanho e influência do conduto forçado, mas no caso de turbinas bulbo, em função do tamanho redizado da câmara de adução, o tubo de sucção pode ser relevante.

A partir do modelo proposto, pode-se também elaborar uma metodologia para levantamento em campo das constantes do modelo, identificando-se quais são os parâmetros necessários para alimentar o modelo, e como obtê-los, seja através de dados fornecidos pelo fabricante ou de ensaios em campo.

9.2 Trabalhos Publicados

Como parte dos resultados obtidos deste trabalho foram feitas as seguintes divulgações:

Morais, E. J. P.; Mendes, P. P. C.; Ferreira, C., 2009. “Modelo de Turbinas do Tipo Bulbo para Estudos Estabilidade Eletromecânica de Sistemas Elétricos de Potência – Análise e Comparações.” XIII ERIAC – Encontro Regional Iberoamericano do Cigré, Argentina, Maio 2009.

Morais, E. J. P.; Mendes, P. P. C.; Bortoni, E. C., 2011. “Avaliação de modelos de turbinas hidráulicas utilizados em estudos de estabilidade transitória de sistemas elétricos de potência.” XXI SNPTEE – Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica, Brasil, Novembro 2011. (Resumo submetido à aprovação).

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Alstom Power, 2010. “Bulb Turbine,” http://www.power.alstom.com/home/new_plants/hydro/products/turbines/bulb/41132.EN.php?languageId=EN&dir=/home/new_plants/hydro/products/turbines/bulb/, acessado em 20/09/2010.

Alstom, 2000. “Bulb Turbines,” Catálogo.

Bin Ng, T., Walker, G. J. and Sargison, J. E., 2004. “Modelling of Transient Behaviour in a Francis Turbine Power Plant,” 15th Australasian Fluid Mechanics Conference, The University of Sydney, Sydney, Austrália.

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

Díes, P. F., 2009. “Turbinas Hidráulicas,” <http://libros.redsauce.net/>, acessado em 21/10/2009.

Eletrobrás, 1978. “Turbinas Hidráulicas de Baixa Queda”.

Gregorig, R., 1960. “Máquinas Hidráulicas,” Escola de Engenharia, Instituto de Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais.

Hitachi, 2006. “Hitachi Hidroelectric Equipament,” Catálogo.

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

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.

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

Jaeger, E. D., Janssens, N., Malfliet, B. and Meulebroeke, F. V. D., 1994. “Hydro Turbine Model for System Dynamic Studies,” IEEE Transaction on Power Systems, Vol. 9, No. 4, pp. 1709-1715.

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.

Kimbark, E. W., 1948. “Power System Stability: Elements of Stability Calculations,” Vol. 1, John Wiley, New York.

Kjolle, A., 2001. “Hydropower in Norway – Mechanical Equipment,” A survey prepared, Norwegian University of Science and Technology.

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.

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 Trasaction, Part III, Vol. 81, pp. 403-419.

Onge, G. A. and Stewart, W. A., 1977. “Rock Island’s Second Powerhouse Uses Bulb-type Hydro Units,” IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, Vol. PAS-96, No. 5, pp. 1690-1696.

Pellegrine, C. C. and Scola, L. A., 2005. “Geração de Potência,” Notas de Aula, Universidade Federal de São João Del Rei.

Ramet, D. G. and Skooglund, J. W., 1970. “Detailed Hydrogovernor Representation for System Stability Studies,” IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, Vol. PAS-89, pp. 106-112.

Ruelle, C. L., 1982. “The Bulb-type Generators of Rock Island Power Station and their Novel Cooling System,” IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, Vol. PAS-101, No. 3, pp. 639-643.

Schleif, F. R. and Wilbor, J. L., 1967. “The Coordination of Hydraulic Turbine Governors for Power System Operation,” IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, Vol. PAS-85, pp. 750-756.

Souza, Z., 1978. “Comportamento das Máquinas,” Notas de Aula, Escola Federal de Engenharia de Itajubá.

Souza, Z., e Bortoni, E. C., 2009. “Grupos Geradores Bulbo de Grande Diâmetro,” Universidade Federal de Itajubá e Centro Nacional de Referência em Pequenos Aproveitamentos Hidroenergéticos.

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

Souza, Z., Santos, A. H. M. e Bortoni, E. C., 2009. “Centrais Hidrelétricas: Implantação e Comissionamento,” 2ª Edição, Interciência.

Voith Hydro, 2010. “Pelton Turbines,” http://www.voithhydro.com/vh_e_prfmc_pwrful_prdcts_turbines_pelton.htm, acessado em 20/09/2010.

Young, C. C., 1971. “Equipament and System Modeling for Large-Scale Stability Studies,” PICA.

MODELOS DO CONDUTO FORÇADO

A seguir são apresentados os detalhes relativos à implementação dos modelos do conduto forçado e turbina na *toolbox Simulink* do *MATLab*.

Da Figura AI 1 a Figura AI 3 são apresentados os diagramas para a simulação do modelo não linear, do modelo linearizado e do modelo linearizado simplificado, todos desenvolvidos no capítulo 4 deste trabalho. Após as figuras com os referidos diagramas de simulação, tem-se também o *m-file* utilizado para inserção dos parâmetros do modelo e para cálculos adicionais.

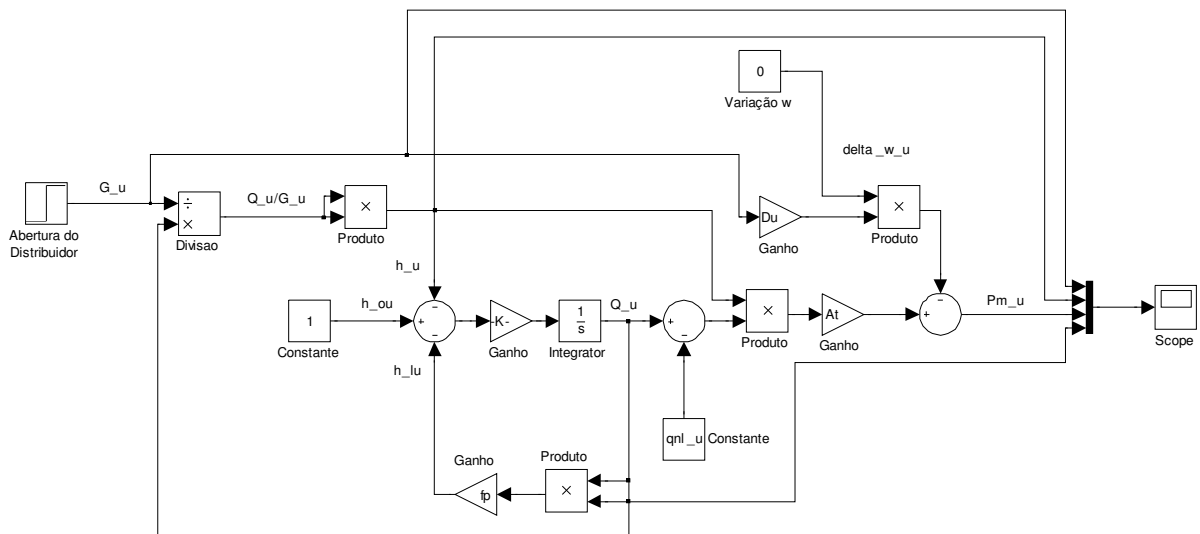


Figura AI 1 – Diagrama de simulação do modelo não linear.

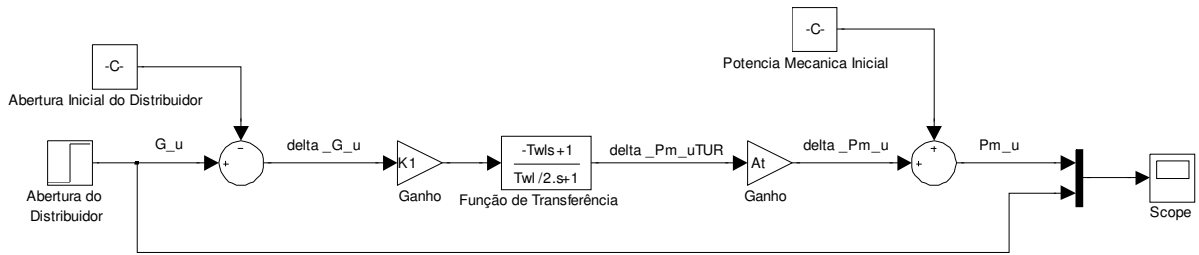


Figura AI 2 – Diagrama de simulação do modelo linearizado.

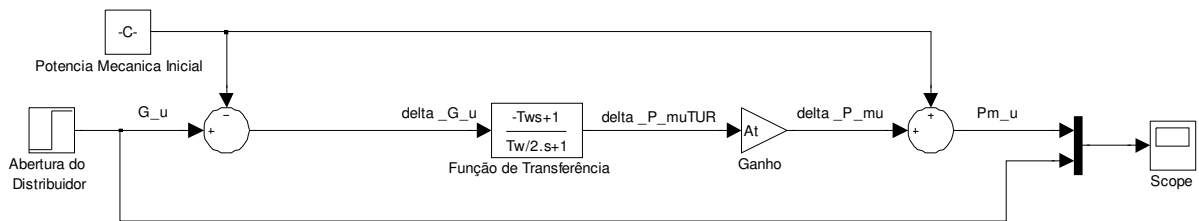


Figura AI 3 – Diagrama de simulação do modelo linearizado simplificado.

```

%Arquivo de entrada de dados para simulacao dos modelos do conduto forçado

%Limpando dados anteriores
clear all

%Dados do artigo Modelling of Transient Behavior in a Francis Turbine Power
%Palnt - 15th Australian Fluid Conference
%The University of Sydney, Sydney, Australia
%15-14 December 2004

%Carregamento em pu
Pm_inic=0.95;
%Magnitude da perturbacao
var=+0.05;

% Dados da turbina
Tw=3.16;
fp=0.0004;
Du=0.5;
qnl_u=0.16;
%Como nao esta acoplado o gerador, At=1
At=1.00;
    
```

```
%Calculo da condicao inicial para modelo completo
%Abertura inicial
erro=1e-5;
x_teste=linspace(Pm_inic/At,
(Pm_inic/At+qnl_u+fp*Pm_inic/At+0.5*Pm_inic/At),inv(erro)*100);
for k=1:(inv(erro)*100)
    if abs((x_teste(k)-
qnl_u*sqrt(1+fp*x_teste(k)*x_teste(k)))/(1+fp*x_teste(k)*x_teste(k))^(3/2))
-Pm_inic/At) < erro
        G_u_inic=x_teste(k);
        break
    end
end
clear x_teste;
%Vazao inicial
qinic=sqrt(G_u_inic*G_u_inic/(1+fp*G_u_inic*G_u_inic));

%Calculo da condicao inicial do modelo linearizado
G_u_inic_lin=Pm_inic/At;
h0=1-(Pm_inic/At)^2*fp;
Q0=(Pm_inic/At)/h0;
Twl=Tw*Q0/h0;
K1=h0^(3/2);

%Condicao inicial para modelo linearizado simplificado do conduto forçado
G_u_inic_lin=Pm_inic;
```

ANEXO II

INFORMAÇÕES SOBRE A IMPLEMENTAÇÃO NO SISTEMA RADIAL

Neste anexo, são apresentados os dados, os diagramas de blocos e as informações relativas à implementação e às simulações das turbinas bulbo, hidráulica e térmica, no sistema radial, desenvolvidas no capítulo 7 desta dissertação.

II.1 Dados do Sistema

II.1.1 Linhas de Transmissão e Transformador

A Figura AII 1 apresenta o diagrama unifilar do sistema. Os parâmetros das linhas de transmissão e do transformador são apresentados na Tabela AII 1.

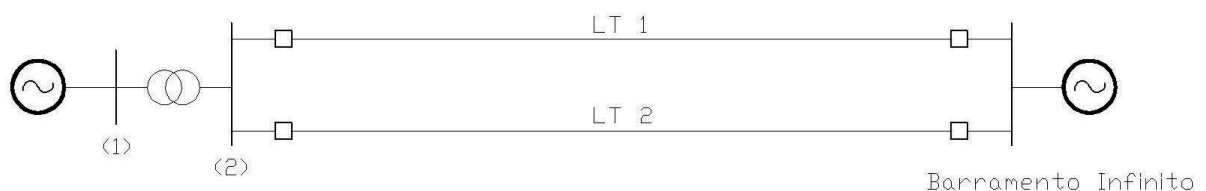


Figura AII 1 – Diagrama unifilar do sistema.

Tabela AII 1 – Informações gerais do sistema.

Parâmetro	Símbolo	Valor
Reatância da linha LT1	X_{LT1}	0,4 [pu]
Reatância da linha LT2	X_{LT2}	0,4 [pu]
Reatância do transformador	X_T	0,1 [pu]

II.1.2 Gerador Bulbo

Os parâmetros do grupo gerador ao qual está conectada a turbina bulbo estão presentes na Tabela AII 2.

Tabela AII 2 – Parâmetros do grupo gerador bulbo.

Parâmetro	Símbolo	Valor
Reatância de eixo direto	X_d	1,10 [pu]
Reatância de eixo em quadratura	X_q	0,70 [pu]
Reatância subtransitória de eixo direto	X'_d	0,40 [pu]
Constante de tempo de eixo direto em circuito aberto	T'_{d0}	5,0 [s]
Constante de tempo de inércia	H	1,40 [s]
Amortecimento	D	10,0 [pu]

II.1.3 Gerador Hidráulico

A Tabela AII 3 apresenta os parâmetros do grupo gerador hidráulico típico.

Tabela AII 3 – Parâmetros do grupo gerador hidráulico.

Parâmetro	Símbolo	Valor
Reatância de eixo direto	X_d	1,014 [pu]
Reatância de eixo em quadratura	X_q	0,770 [pu]
Reatância transitória de eixo direto	X'_d	0,314 [pu]
Constante de tempo de eixo direto em circuito aberto	T'_{d0}	6,55 [s]
Constante de tempo de inércia	H	3,12 [s]
Amortecimento	D	10,0 [pu]

II.1.4 Gerador Térmico

Na Tabela AII 4 são apresentados os parâmetros referentes ao grupo gerador térmico.

Tabela AII 4 – Parâmetros do grupo gerador térmico.

Parâmetro	Símbolo	Valor
Reatância de eixo direto	X_d	1,05 [pu]
Reatância de eixo em quadratura	X_q	0,98 [pu]
Reatância subtransitória de eixo direto	X'_d	0,185 [pu]
Constante de tempo de eixo direto em circuito aberto	T'_{d0}	6,10 [s]
Constante de tempo de inércia	H	6,19 [s]
Amortecimento	D	10,0 [pu]

II.1.5 Sistema de Controle de Tensão

A Figura AII 2 apresenta o diagrama de blocos representativo da excitatriz e do regulador de tensão, utilizado nos três tipos de geradores mencionados anteriormente. Os parâmetros e os ajustes, adotados nas simulações, são os mesmos para os três tipos de grupos geradores considerados, sendo apresentados na Tabela AII 5.

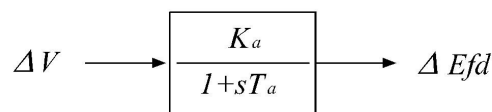


Figura AII 2 – Diagrama de blocos da excitatriz e regulador de tensão.

Tabela AII 5 – Parâmetros do sistema de excitação e do regulador de tensão.

Parâmetro	Símbolo	Valor
Ganho do regulador de tensão	K_a	20,0
Constante de tempo do regulador de tensão	T_a	0,05 [s]

II.1.6 Sistema de Controle de Velocidade e Turbina Bulbo

A seguir, são apresentados os diagramas de blocos e os parâmetros dos modelos das turbinas bulbo, hidráulica e térmica, utilizados nas simulações no sistema radial.

O diagrama de blocos do regulador de velocidade e o da turbina bulbo estão detalhados da Figura AII 3 a Figura AII 6. Os parâmetros dos referidos modelos estão na Tabela AII 6. Os pontos utilizados na obtenção da curva de conjugação estão na Tabela AII 7. Na Tabela AII 8 são apresentados os pontos utilizados para a representação da função não linear que relaciona

o produto da posição do distribuidor e do ângulo do rotor com a potência entregue pela turbina ao gerador.

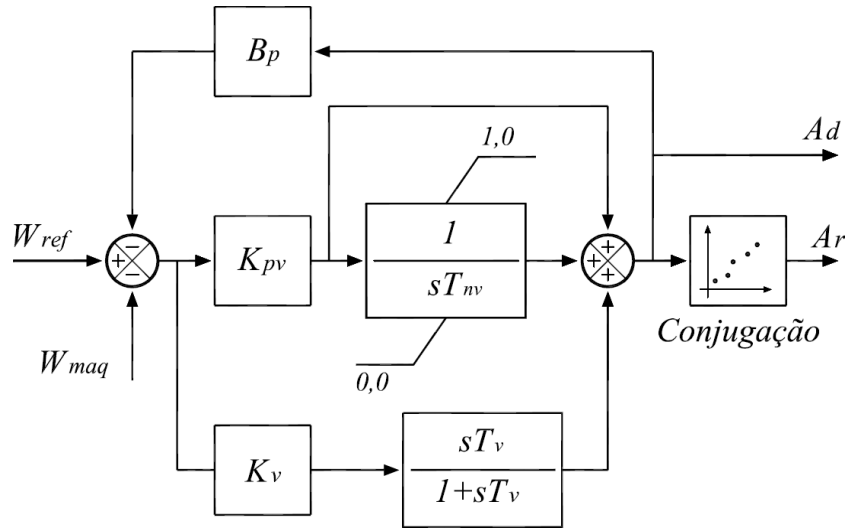


Figura AII 3 – Diagrama de blocos do regulador de velocidade de uma turbina bulbo.

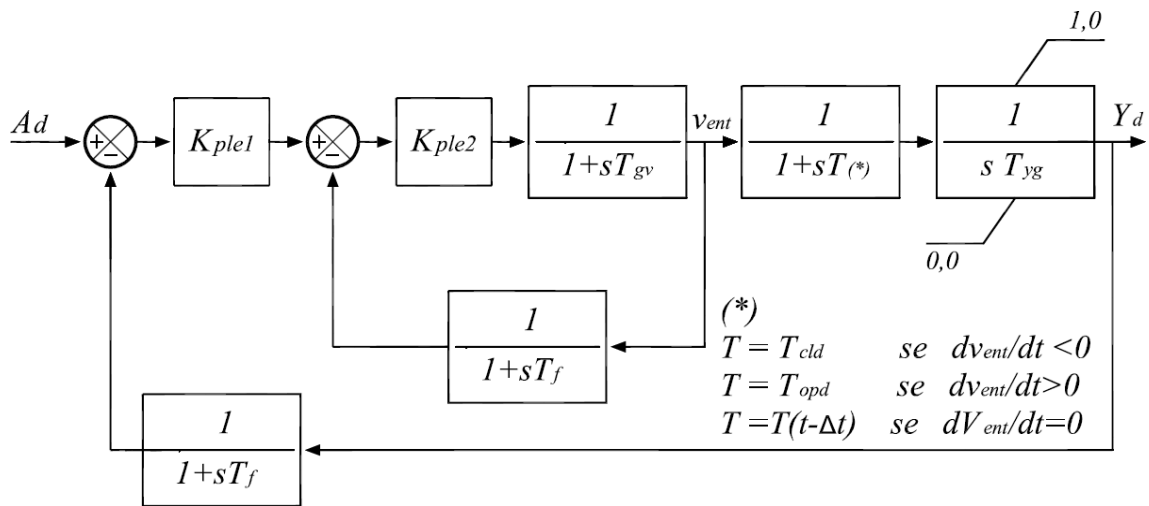


Figura AII 4 – Diagrama de blocos das válvulas e servomotores de controle do distribuidor de uma turbina bulbo.

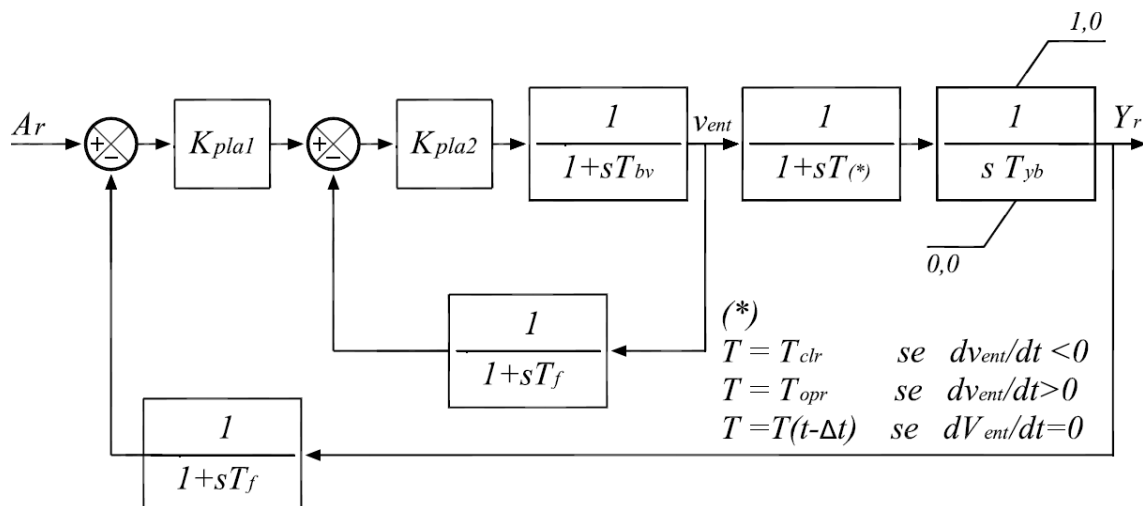


Figura AII 5 – Diagrama de blocos das válvulas e servomotores de controle do rotor de uma turbina bulbo.

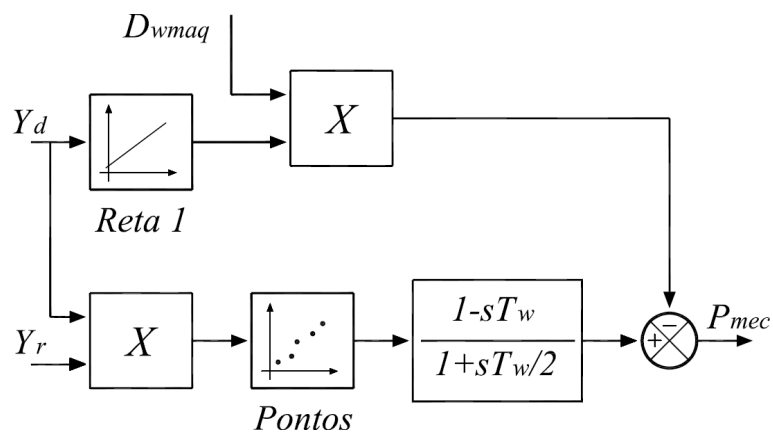


Figura AII 6 – Diagrama de blocos da turbina bulbo.

Tabela AII 6 – Parâmetros do regulador de velocidade e da turbina bulbo.

Parâmetro	Símbolo	Valor
Estatismo permanente	B_p	0,05
Ganho proporcional integral	K_{pv}	1,50
Ganho derivativo	K_v	0,00
Constante de tempo integral	T_{nv}	10,00 [s]
Constante de tempo derivativa	T_v	1,00 [s]
Constante de tempo da válvula atuadora e servomotor piloto do distribuidor	T_{gv}	0,05 [s]
Constante de tempo de fechamento da válvula de controle do servomotor principal do distribuidor	T_{cld}	0,067 [s]
Constante de tempo de abertura da válvula de controle do servomotor principal do distribuidor	T_{opd}	0,134 [s]
Constante de tempo do servomotor principal do distribuidor	T_{yg}	1,50 [s]
Constante de tempo da válvula atuadora e servomotor piloto das pás do rotor	T_{bv}	0,05 [s]
Constante de tempo de abertura da válvula de controle do servomotor principal das pás do rotor	T_{clr}	0,034 [s]
Constante de tempo de fechamento da válvula de controle do servomotor principal das pás do rotor	T_{opr}	0,067 [s]
Constante de tempo do servomotor principal das pás do rotor	T_{yb}	15,0 [s]
Constante de tempo da água	T_w	0,80 [s]

Tabela AII 7 – Curva de conjugação do regulador de velocidade da turbina bulbo.

Distribuidor	Rotor
0,36	0,00
0,49	0,19
0,60	0,40
0,70	0,60
0,73	0,78
0,79	0,85
0,90	0,99
1,00	1,00

Tabela AII 8 – Relação entre a posição do distribuidor, ângulo das pás do rotor e potência gerada pela turbina.

Entrada	Saída
0,000	-0,130
0,266	0,148
0,360	0,297
0,429	0,396
0,479	0,494
0,547	0,593
0,613	0,692
0,677	0,791
0,754	0,890
0,898	0,989
1,056	1,027

II.1.7 Sistema de Controle de Velocidade e Turbina Hidráulica

A Figura AII 7 e a Tabela AII 9, apresentam, respectivamente, o diagrama de blocos e os parâmetros da turbina hidráulica e de seu respectivo regulador de velocidade.

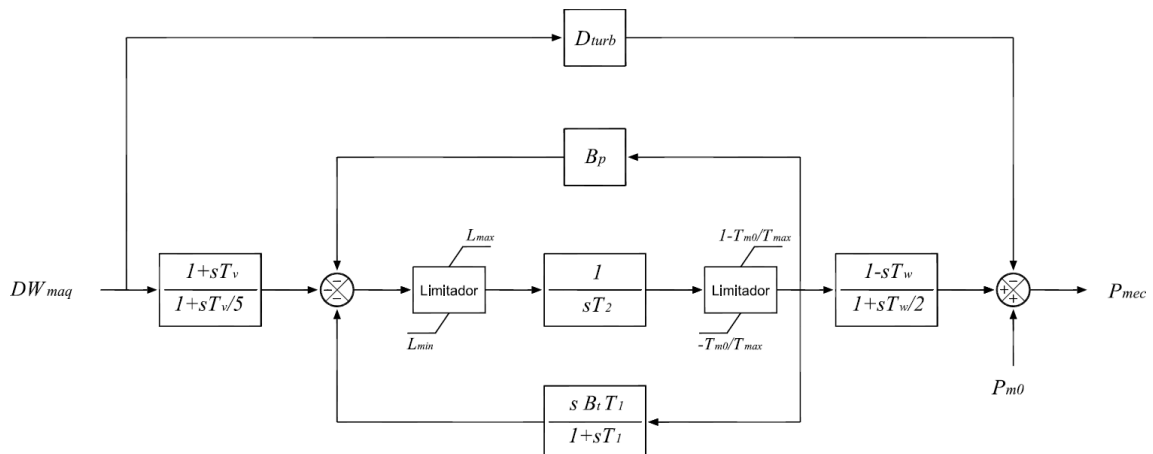


Figura AII 7 – Diagrama de blocos do regulador de velocidade e da turbina hidráulica.

Tabela AII 10 – Parâmetros do regulador de velocidade e da turbina térmica.

Parâmetro	Símbolo	Valor
Estatismo permanente	R	0,05 [pu]
Constante de tempo do regulador	T	0,20 [s]
Limite superior	L_{\max}	1,20 [pu]
Limite inferior	L_{\min}	0,00
Constante de tempo associada a câmara de vapor	T_{ch}	0,30 [s]
Amortecimentos mecânicos	D_{turb}	1,00 [pu]

II.2 Condições Iniciais

As condições iniciais do sistema radial, como potência mecânica inicial, tensão inicial do barramento 1 e tensão do barramento infinito, são apresentadas na Tabela AII 11.

Tabela AII 11 – Valores iniciais do sistema.

Parâmetro	Símbolo	Valor
Potência mecânica inicial	P_{mec0}	1,00 [pu]
Tensão no barramento infinito	V_{inf}	1,00 $\angle 0^\circ$ [pu]
Tensão inicial do barramento 1	V_{10}	1,05 [pu]

II.3 Representação dos Componentes

As equações representativas dos componentes do sistema, ainda não abordados neste anexo, são detalhadas a seguir.

II.3.1 Sistema Radial

O sistema radial foi representado através das equações algébricas (AII-1) e (AII-2).

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 - jX_l \times \dot{I} \quad (\text{AII-1})$$

$$\dot{V}_\infty = \dot{V}_2 - j\frac{X_{LT}}{2} \times \dot{I} \quad (\text{AII-2})$$

Onde:

V_1 = Tensão no barramento 1 (pu);

V_2 = Tensão no barramento 2 (pu);

V_∞ = Tensão no barramento infinito (pu).

II.3.2 Barramento Infinito

O sistema elétrico, ao qual está conectado o gerador síncrono, foi representado por um barramento infinito, ou seja, uma fonte de tensão ideal. O mesmo foi considerado como referência angular do sistema, conforme mostra a equação (AII-3).

$$\dot{V}_\infty = V_1 \angle 0^\circ \quad (\text{AII-3})$$

II.3.3 Modelo E'q

A seguir, são apresentadas as equações diferenciais que descrevem o modelo E'q.

$$\frac{d\delta}{dt} = w - w_s \quad (\text{AII-4})$$

$$\frac{dw}{dt} = \frac{w_s}{2 \cdot H} [T_m - T_e - D_m (w - w_s)] \quad (\text{AII-5})$$

$$\frac{dE'_q}{dt} = \frac{1}{T'_{d0}} [E_{fd} - E'_q - (X_d - X'_d) I_d] \quad (\text{AII-6})$$

Onde:

δ	=	Ângulo da tensão interna do gerador (rad);
w_s	=	Velocidade angular síncrona do conjunto (rad/s);
w	=	Velocidade angular do conjunto (rad/s);
T_m	=	Torque mecânico fornecido pela turbina (pu);
T_e	=	Torque elétrico entregue pelo gerador (pu);
D_m	=	Amortecimentos mecânicos (pu);
H	=	Constante de tempo de inércia do grupo gerador (s);
E_{fd}	=	Tensão proporcional à aplicada ao circuito de campo (pu);
E'_q	=	Tensão proporcional ao fluxo (pu);
T'_{d0}	=	Constante de tempo de eixo direto em circuito aberto (pu);
X_d	=	Reatância síncrona de eixo direto (pu);
X'_d	=	Reatância subtransitória de eixo direto (pu);
I_d	=	Corrente de eixo direto (pu).

II.4 Implementação dos Modelos

Da Figura AII 9 à Figura AII 25 é apresentado o sistema radial, conectado a um barramento infinito, através de um sistema de transmissão, implementado na *toolbox Simulink* do *MATLAB*. O Sistema foi implementado considerando-se a máquina representada pelo modelo

$E'q$, com seus respectivos controladores de tensão e de velocidade, conforme detalhado anteriormente.

A Figura AII 9 apresenta o modelo completo para as simulações com a turbina bulbo. A Figura AII 10 apresenta os modelos que utilizam a turbina hidráulica ou a turbina térmica. Todos os subsistemas da Figura AII 9 e da Figura AII 10 estão detalhados da Figura AII 11 a Figura AII 25.

Adicionalmente aos diagramas de blocos, foram criados *m-file's* com o objetivo de armazenar os dados do sistema e determinar suas condições iniciais. Tais *m-file's* estão apresentados no final deste anexo.

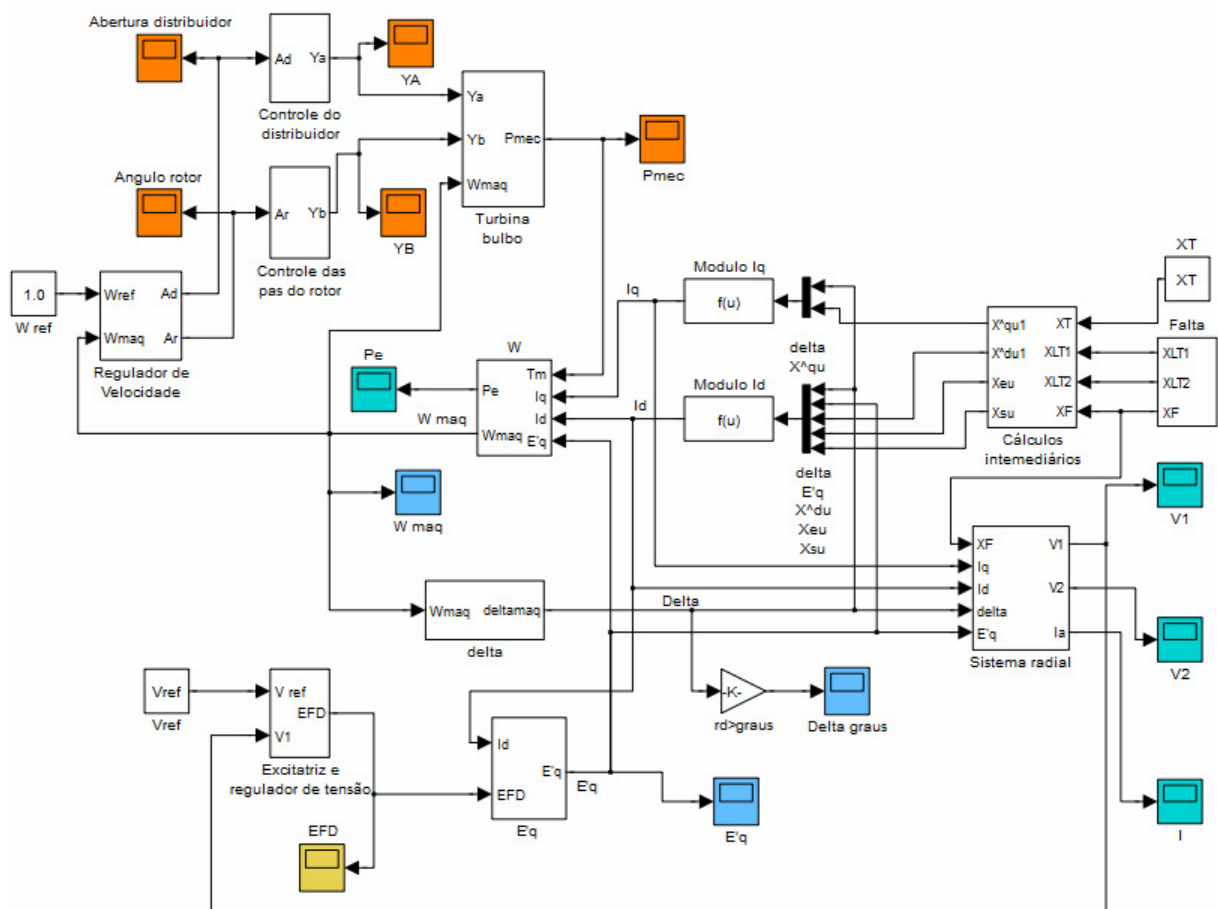


Figura AII 9 – Diagrama de blocos do sistema radial – turbina bulbo.

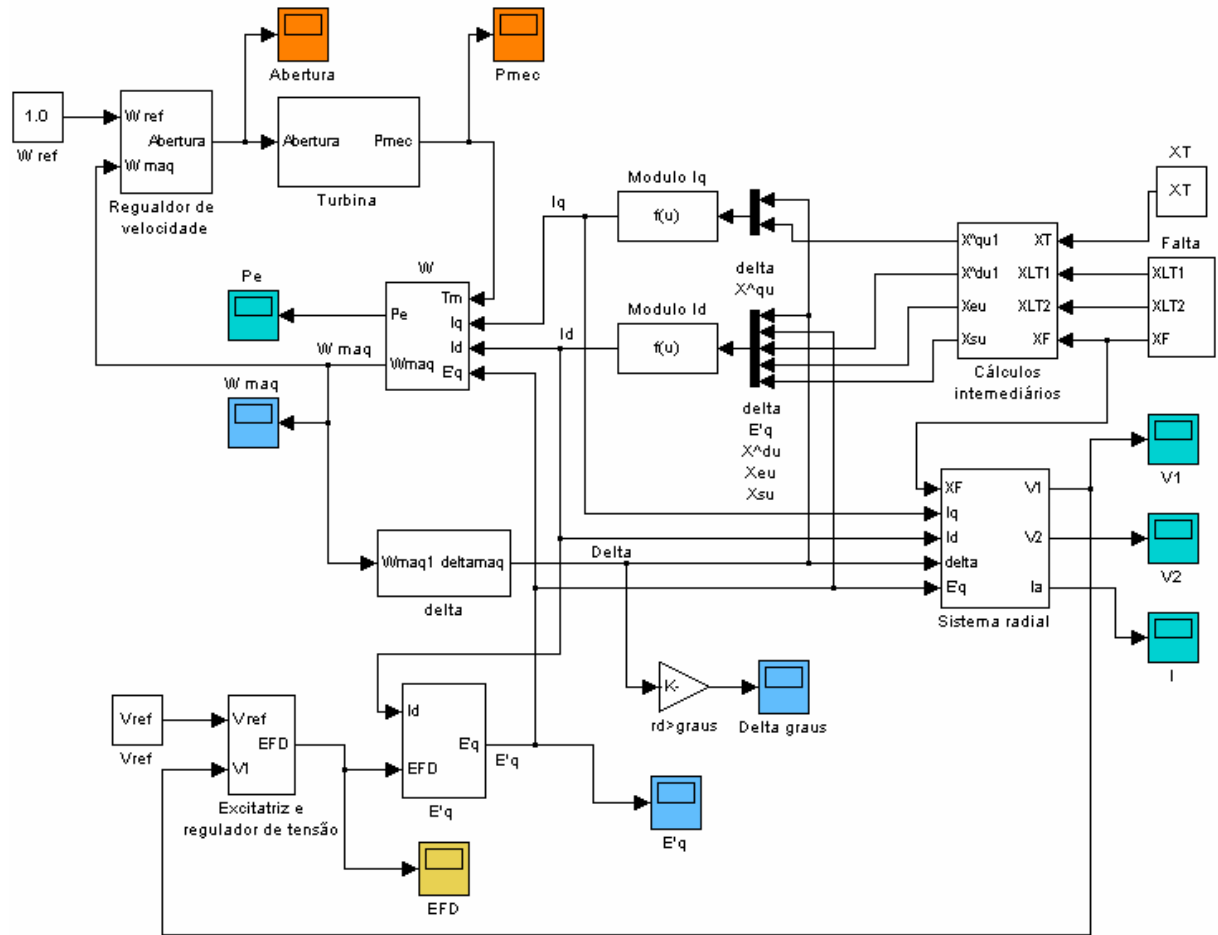


Figura AII 10 – Diagrama de blocos do sistema radial – turbina hidráulica ou turbina térmica.

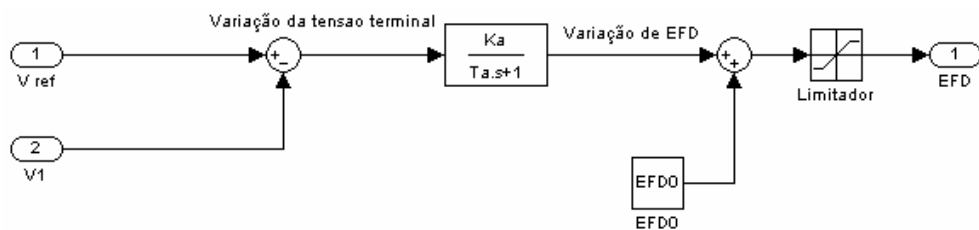


Figura AII 11 – Diagrama de blocos do sistema radial – excitatriz e regulador de tensão.

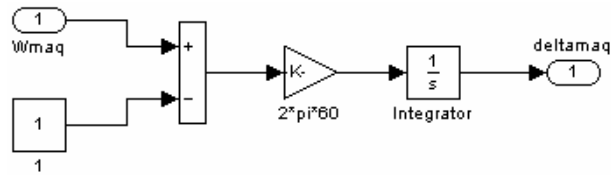


Figura AII 12 – Diagrama de blocos do sistema radial – subsistema delta.

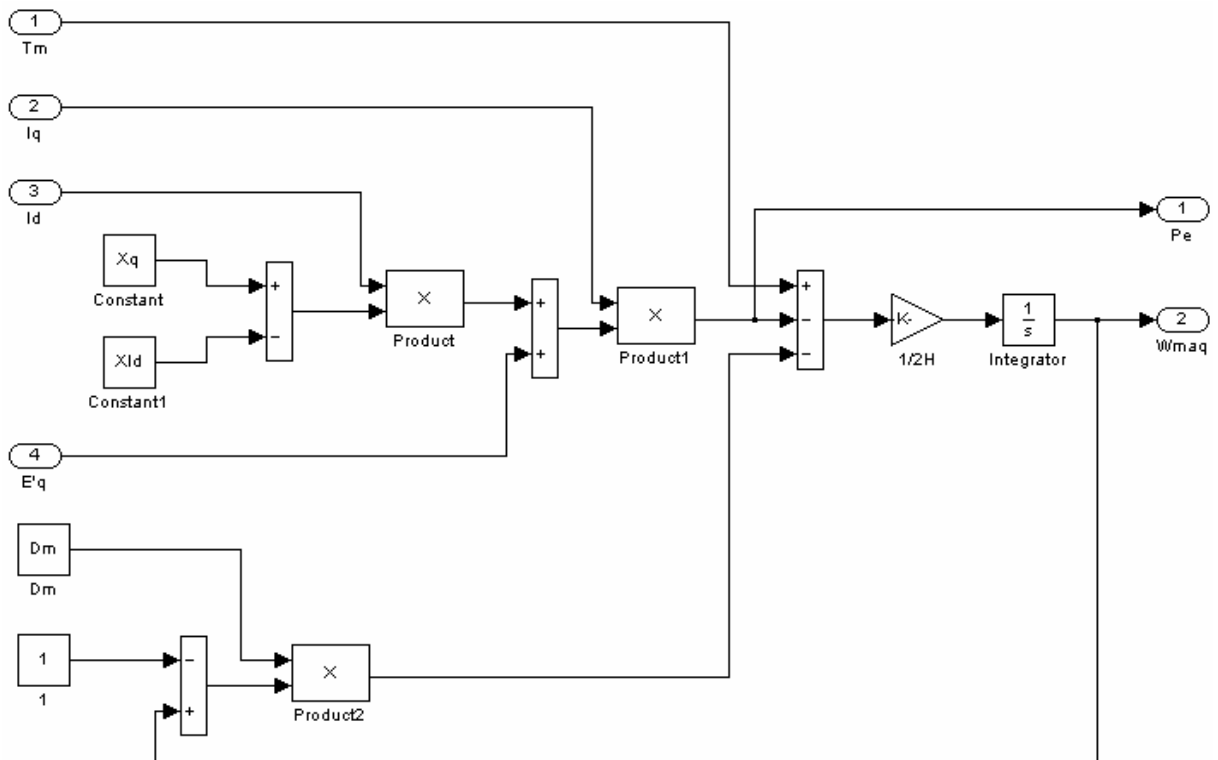


Figura AII 13 – Diagrama de blocos do sistema radial – subsistema w.

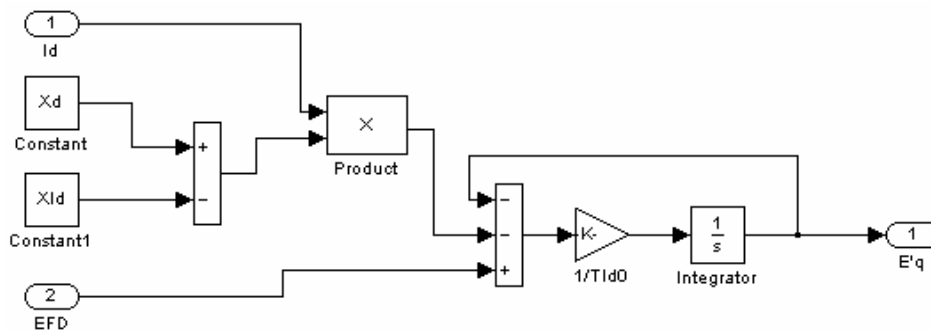


Figura AII 14 – Diagrama de blocos do sistema radial – subsistema E'q.

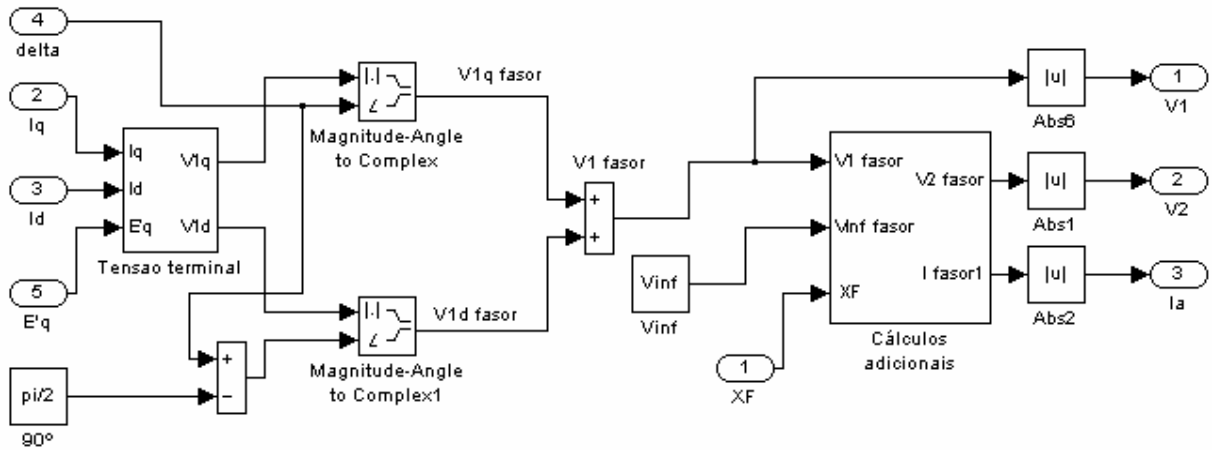


Figura AII 15 – Diagrama de blocos do sistema radial – subsistema sistema radial.

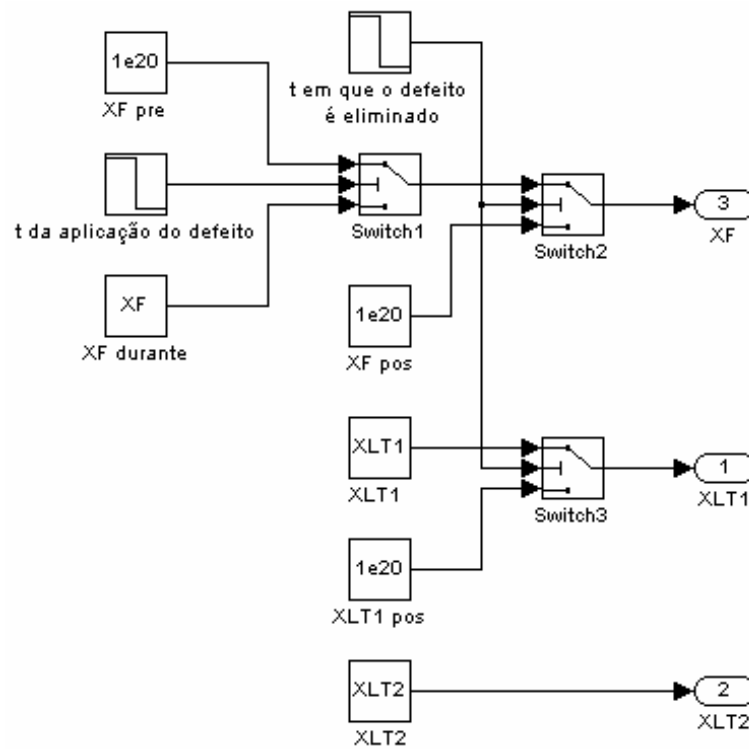


Figura AII 16 – Diagrama de blocos do sistema radial – dados do defeito.

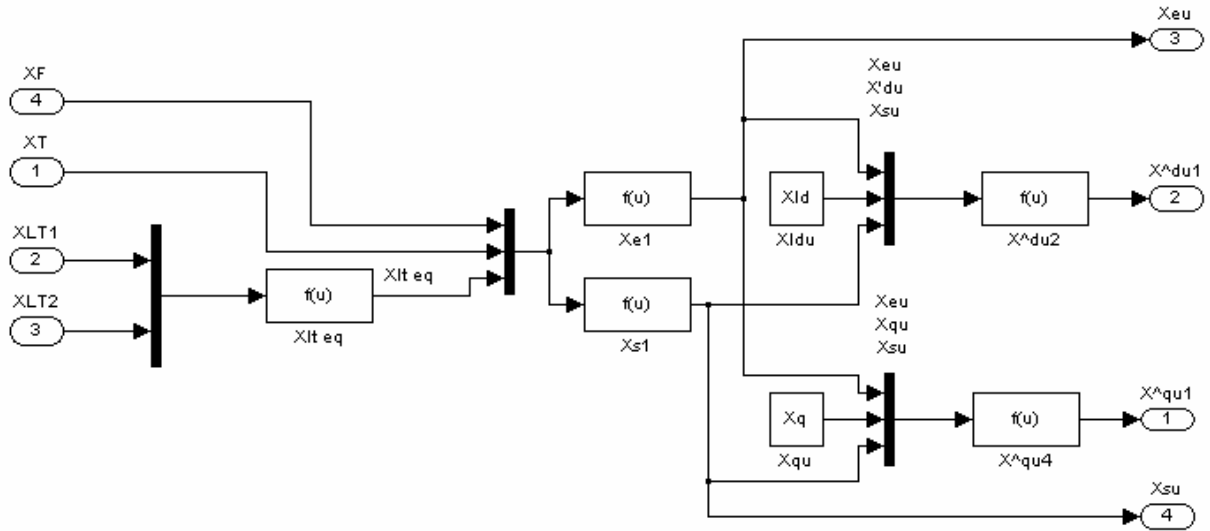


Figura AII 17 – Diagrama do sistema radial – cálculos intermediários.

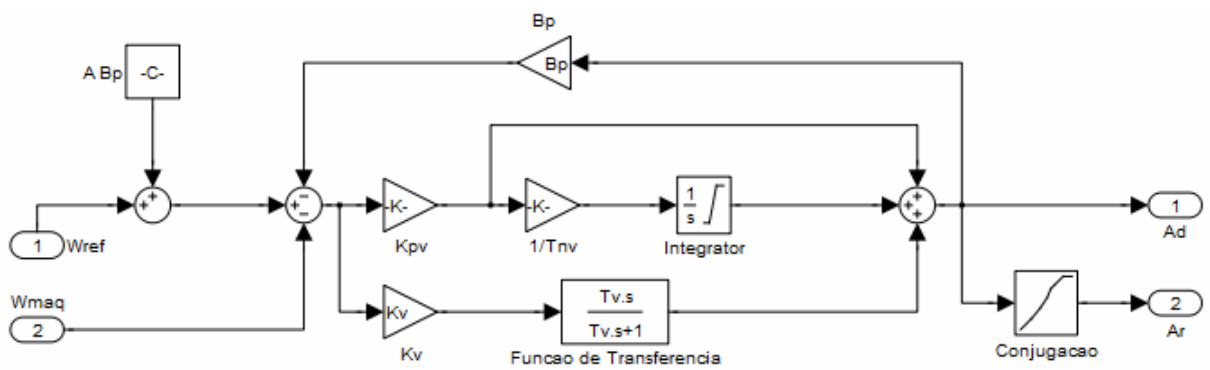


Figura AII 18 – Diagrama de blocos do sistema radial – regulador de velocidade da turbina bulbo.

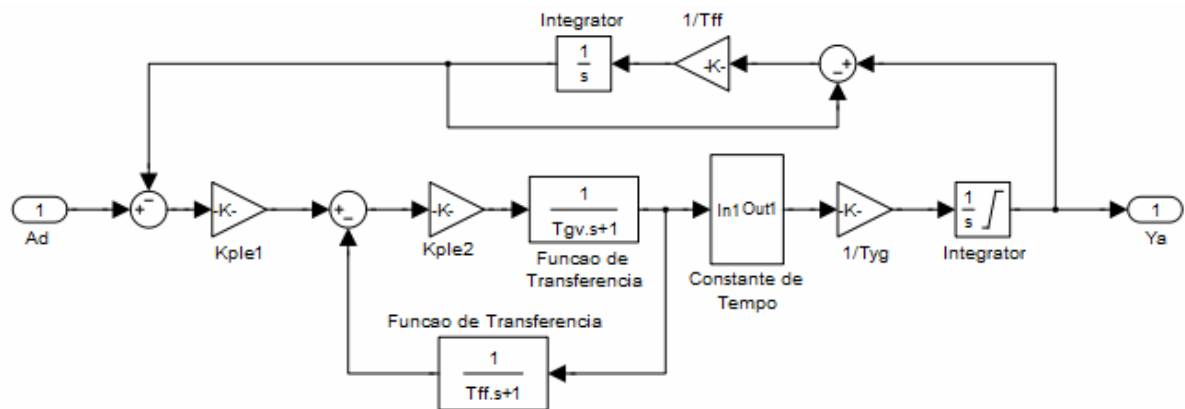


Figura AII 19 – Diagrama de blocos do sistema radial – controle do distribuidor da turbina bulbo.

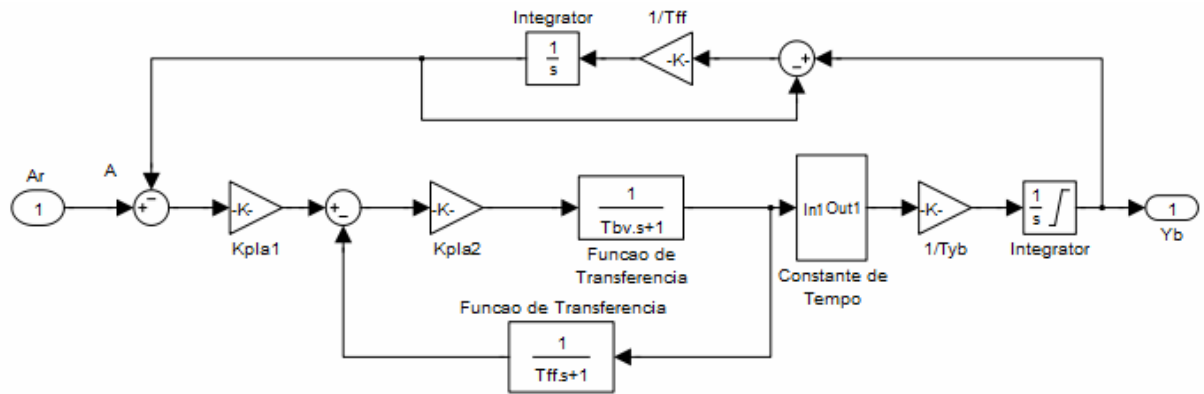


Figura AII 20 – Diagrama de blocos do sistema radial – controle do rotor da turbina bulbo.

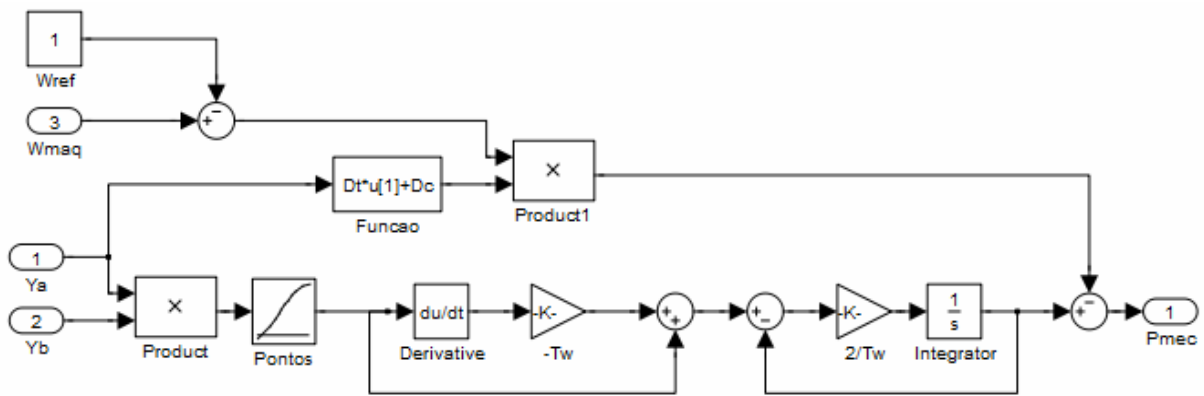


Figura AII 21 – Diagrama de blocos do sistema radial - turbina bulbo.

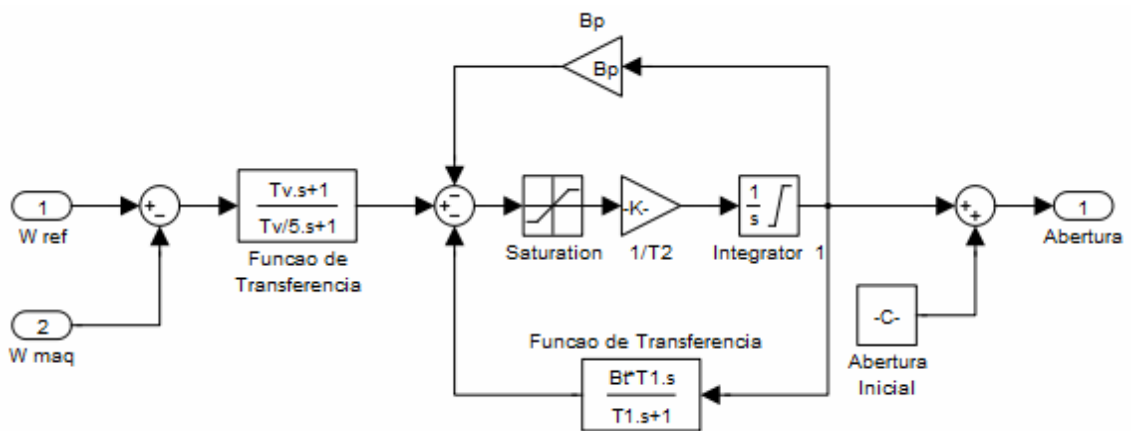


Figura AII 22 – Diagrama de blocos do sistema radial – regulador de velocidade da turbina hidráulica.

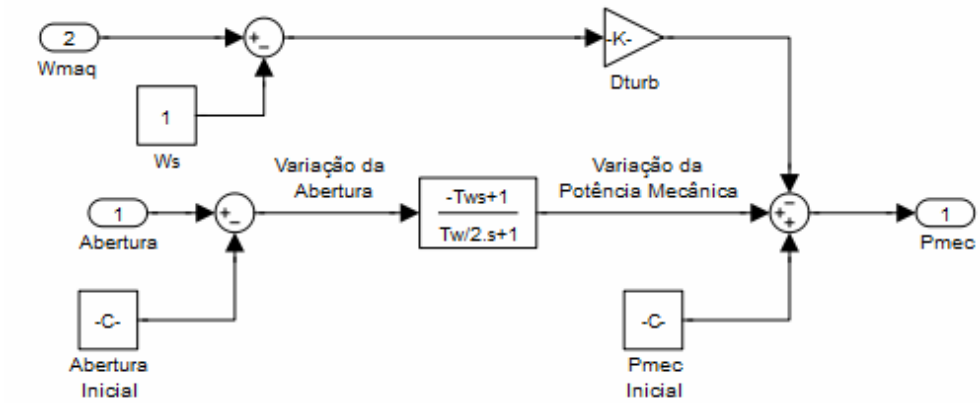


Figura AII 23 – Diagrama de blocos do sistema radial - turbina hidráulica.

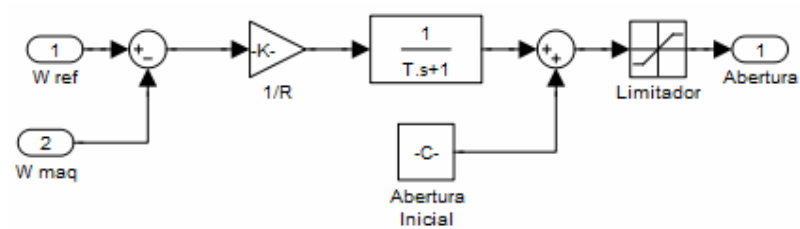


Figura AII 24 – Diagrama de blocos do sistema radial – regulador de velocidade da turbina térmica.

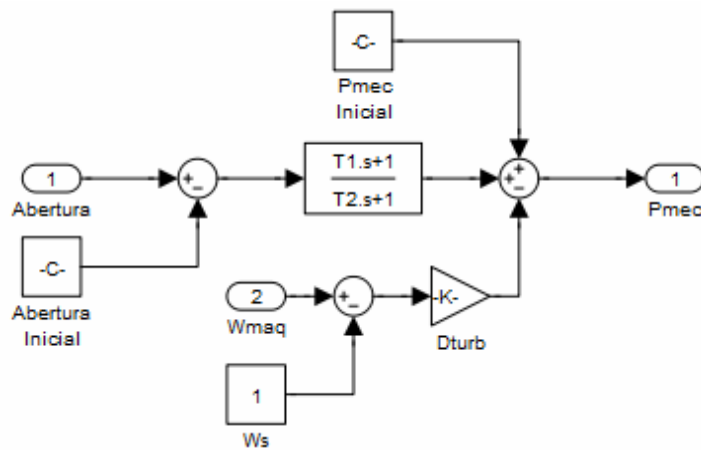


Figura AII 25 – Diagrama de blocos do sistema radial – turbina térmica.

II.4.1 Arquivo Texto Para Cálculo das Condições Iniciais

A seguir, é apresentado o *m-file* destinado à inserção dos dados e do cálculo das condições iniciais do sistema radial e do regulador de tensão.

```

%Programa para calculo das condicoes iniciais de uma maquina sincrona
%representada pelo modelo E'q conectada a um barramento infinito
%atraves de um sistema de transmissao.

clc
clear all
%dados do sistema:
XLT1=0.4      %reatancia da linha de transmissao 1 em pu
XLT2=0.4      %reatancia da linha de transmissao 2 em pu
XT=0.1        %reatancia do transformador elevador em pu
Vinf=1.0      %tensao do barramento infinito em pu
V1=1.05       %tensao terminal do gerador em pu
Pdesp=1.00;   %potencia mecanica despachada pelo gerador em pu
Xd=1.1        %reatancia sincrona de eixo direto em pu
Xq=0.7        %reatancia sincrona de eixo em quadratura em pu
Xld=0.4       %reatancia transitoria de eixo direto em pu
Tld0=5.0      %contante de tempo transitoria de eixo direto em s
ws=1          %velocidade angular em pu
H=1.4         %constante de tempo de inercia do conjunto em s
Dm=10         %amortecimentos mecanicos em pu
%XF=0.28;     %Reatancia de falta em pu
XF=0.0000001
%Dados dos Sistemas de excitação e Regulador de Tensao
Ka=20
Ta=0.05
Vref=V1

%reatancia equivalente do sistema de tramissao Xe
Xe=inv(inv(XLT1)+inv(XLT2))+XT

%encontrando o angulo da tensao da barra 1
delta1=asin(Pdesp*Xe/(Vinf*V1))
delta1*180/pi

%calculo da corrente Ia
Ia=((V1*cos(delta1)+j*V1*sin(delta1))-Vinf)/(j*Xe)
anguloIa=angle(Ia)

%calculo do angulo interno do gerador (delta)
Eqd=(V1*cos(delta1)+j*V1*sin(delta1))+j*(Xq)*Ia
delta=angle(Eqd)

%calculando as correntes Id e Iq
Id=abs(Ia*sin(delta-anguloIa))
Iq=abs(Ia*cos(delta-anguloIa))

```

```
%calculando a tensao Elq
Elq=Vinf*cos(delta)+Xe*Id+Xld*Id

%calculando a potencia eletrica
Pe=Elq*Vinf*sin(delta)/(Xq+Xe)+(Xq-
Xld)*Vinf*Elq*sin(delta)/((Xq+Xe)*(Xld+Xe))-(Xq-
Xld)*Vinf*Vinf*sin(2*delta)/(2*(Xq+Xe)*(Xld+Xe))

%calculando EFD
EFD=Elq+(Xd-Xld)*(Elq-Vinf*cos(delta))/(Xld+Xe)
EFD0=EFD

%condicoes iniciais
Elq0=Elq;
delta0=delta;
```

A seguir, é apresentado o *m-file* destinado à inserção dos dados e do cálculo das condições iniciais da turbina bulbo e seu respectivo regulador de velocidade.

```
%Programa para simulacao de uma turbina bulbo em um sistema radial

%Dados e constantes da turbina bulbo e seu respectivo regulador de
velocidade

Tff=0.05
Kple1=3.0
Kple2=1.0
Tgv=0.05
Tcld=0.067
Topd=0.134
Tyg=1.50
Kpla1=3.0
Kpla2=1.0
Tbv=0.05
Tclr=0.034
Topr=0.067
Tyb=15.0
Tspv=100.0
Bp=0.05
Kpv=1.50
Tnv=10.0
Kv=0.0
Tv=1.0
Tw=0.80
Dc=0.30
Dt=0.90
Pmec0=Pdesp
```

```
%Calculo dos valores iniciais da turbina bulbo

tabturb=[0.000 -.130; 0.266 0.148
          0.360 0.297; 0.429 0.396
          0.479 0.494; 0.547 0.593
          0.613 0.692; 0.677 0.791
          0.754 0.890; 0.898 0.989
          1.056 1.027];
yayb = interp1(tabturb(:,2),tabturb(:,1),Pmec0);
if isnan(yayb)==1
    yayb = interp1(tabturb(:,2),tabturb(:,1),Pmec0,'spline');
end
tabconj=[0.36 0.00; 0.49 0.19
          0.60 0.40; 0.70 0.60
          0.73 0.78; 0.79 0.85
          0.90 0.99; 1.00 1.00];
AbertA=sqrt(yayb);
AbertYB = interp1(tabconj(:,1),tabconj(:,2),AbertA);
if isnan(AbertYB)==1
    AbertYB = interp1(tabconj(:,1),tabconj(:,2),AbertA,'spline');
end
erro=yayb-AbertA*AbertYB;
contador=0;
while abs(erro)>0.00001&&contador<1000000
    contador=contador+1;
    if yayb>AbertA*AbertYB
        AbertA=AbertA+0.00001;
    end
    if yayb<AbertA*AbertYB
        AbertA=AbertA-0.00001;
    end
    AbertYB = interp1(tabconj(:,1),tabconj(:,2),AbertA);
    if isnan(AbertYB)==1
        AbertYB = interp1(tabconj(:,1),tabconj(:,2),AbertA,'spline');
    end
    erro=yayb-AbertA*AbertYB;
end
AbertYA=AbertA;
```

A seguir, são apresentados os *m-file's* destinados à inserção dos dados e das condições iniciais da turbina hidráulica e da turbina térmica e de seus respectivos reguladores de velocidade.

```
%Programa para simulacao de uma turbina hidraulica em um sistema radial

%Dados da turbina hidraulica e seu respectivo regulador de velocidade
Tv=1.0
Lmax=999
Lmin=-999
Bp=0.05
T2=0.6
T1=12.0
Bt=0.5
Tmax=1.2
Dturb=1.0
Tw=4.0
Tm0=Pdesp
Pmec0=Pdesp
Abertura0=Pdesp
```

```
%Programa para simulacao de uma turbina termica em um sistema radial

%Dados da turbina termica e seu respectivo regulador de velocidade
R=0.05
T=0.2
T1=0.0
T2=0.3
Dturb=1.0
Lmax=1.2
Lmin=0.0
Pmec0=Pdesp
Abertura0=Pdesp
```

ANEXO III

INFORMAÇÕES SOBRE A IMPLEMENTAÇÃO NO SISTEMA MULTI MÁQUINA

Neste anexo, são apresentados os dados, os diagramas de blocos e as informações relativas à implementação e simulação das turbinas bulbo, hidráulica e térmica, no sistema *Brazilian Birds*.

III.1 Dados do Sistema

A Figura AIII 1 apresenta o diagrama unifilar do sistema *Brazilian Birds*. Os dados do referido sistema estão apresentados a seguir.

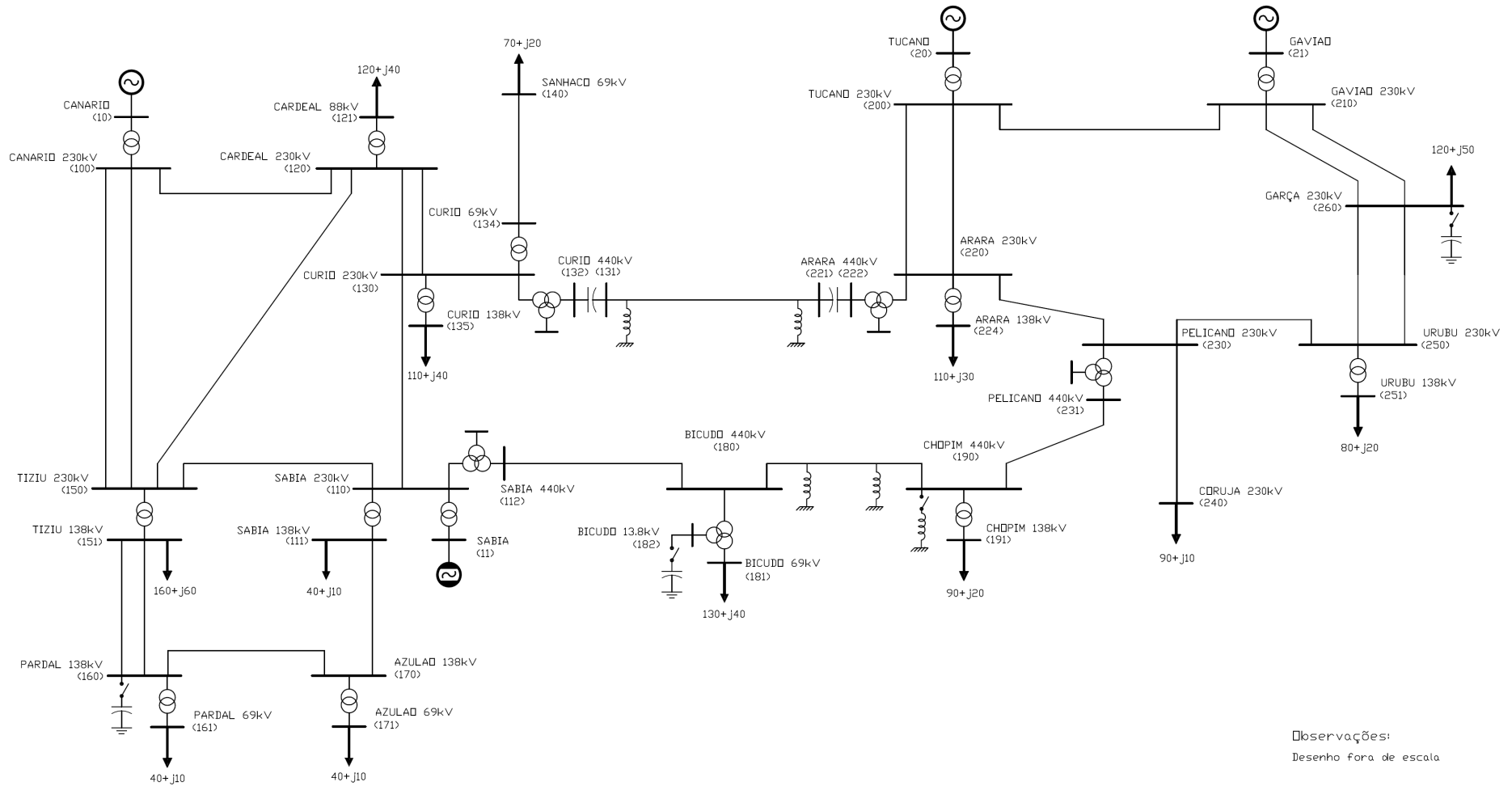


Figura AIII 1 – Diagrama unifilar do sistema *Brazilian Birds*.

III.1.1 Linhas de Transmissão

Da Tabela AIII 1 a Tabela AIII 4 apresetam-se os dados das linhas de transmissão do sistema. Todos os valores estão em pu (por unidade) na base de 100 [MVA].

Tabela AIII 1 – Parâmetros das linhas de transmissão em 69 kV.

Barramentos		Seqüência positiva		
Origem	Destino	R (%)	X (%)	Q (Mvar)
Curió 69 kV	Sanhaço 69 kV	2,910	5,003	0,109

Tabela AIII 2 – Parâmetros das linhas de transmissão em 138 kV.

Barramentos		Seqüência positiva		
Origem	Destino	R (%)	X (%)	Q (Mvar)
Tiziu 138 kV	Pardal 138 kV	5,080	10,560	2,484
Sabiá 138 kV	Azulão 138 kV	2,413	5,016	1,180
Azul 138 kV	Pardal 138 kV	3,302	6,864	1,615

Tabela AIII 3 – Parâmetros das linhas de transmissão em 230 kV.

Barramentos		Seqüência positiva		
Origem	Destino	R (%)	X (%)	Q (Mvar)
Canário 230 kV	Cardeal 230 kV	2,765	10,444	18,436
Canário 230 kV	Tiziu 230 kV	5,888	22,241	39,261
Cardeal 230 kV	Tiziu 230 kV	5,760	21,758	38,408
Cardeal 230 kV	Curió 230 kV	4,608	17,406	30,726
Curió 230 kV	Sabiá 230 kV	1,280	4,835	8,535
Sabiá 230 kV	Tiziu 230 kV	2,406	9,090	16,046
Pelicano 230 kV	Coruja 230 kV	1,050	3,965	6,999
Pelicano 230 kV	Urubu 230 kV	1,664	6,286	11,096
Urubu 230 kV	Garça 230 kV	1,126	4,255	7,511
Gavião 230 kV	Garça 230 kV	2,304	8,703	15,363
Tucano 230 kV	Gavião 230 kV	2,176	8,220	14,510
Tucano 230 kV	Arara 230 kV	2,458	9,283	16,387
Arara 230 kV	Pelicano 230 kV	2,586	9,767	17,241

Tabela AIII 4 – Parâmetros das linhas de transmissão em 440 kV.

Barramentos		Seqüência positiva		
Origem	Destino	R (%)	X (%)	Q (Mvar)
Sabiá 440 kV	Bicudo 440 kV	0,078	0,954	46,422
Bicudo 440 kV	Chopim 440 kV	0,195	2,385	116,055
Curió 440 kV	Arara 440 kV	0,585	7,155	348,165
Chopim 440 kV	Pelicano 440 kV	0,312	3,816	185,688

III.1.2 Compensações Série e Paralela

A Tabela AIII 5 apresenta os dados da compensação paralela fixa (reatores de linha), presente em alguns circuitos do sistema.

Tabela AIII 5 – Dados da compensação paralela fixa (reatores de linha).

Linha de Transmissão		Tensão Nominal (kV)	Potência do Reator de Linha (Mvar)	
Origem	Destino		Origem	Destino
Curió 440 kV	Arara 440 kV	440	80	80
Bicudo 440 kV	Chopim 440 kV	440	40	40

Na Tabela AIII 6 e na Tabela AIII 7 são apresentados os dados referentes às compensações paralela e série, respectivamente. Toda compensação paralela é do tipo chaveável. O valor da compensação série está na base de 100 [MVA].

Tabela AIII 6 – Dados de compensação paralela.

Barramentos			Tensão Nominal (kV)	Potência (Mvar)	Número de Unidades
Número	Nome	Tipo			
160	Pardal	Capacitor	138	20	2
182	Bicudo	Capacitor	13,8	5	2
180	Chopim	Reator	440	40	1
260	Garça	Capacitor	230	10	5

Tabela AIII 7 – Dados de compensação série.

Barramentos			Tensão Nominal (kV)	Valor (%)
Número	Nome	Tipo		
132-131	Curió	Capacitor	440	1,0024
222-221	Arara	Capacitor	440	1,0024

III.1.3 Transformadores

Os dados dos transformadores elevadores das centrais geradoras do sistema *Brazilian Birds* são apresentados na Tabela AIII 8.

Tabela AIII 8 – Parâmetros dos transformadores elevadores do Sistema *Brazilian Birds*.

Parâmetro	Valores			
	Canário	Sabiá	Tucano	Gavião
Potência nominal (MVA)	110	85	110	180
Número de unidades	5	4	5	4
Tensões nominais dos enrolamentos (kV) – primário e secundário	230 / 18	230 / 13,8	230 / 13,8	230 / 13,8
Tape mínimo (pu) no primário	0,95	0,95	0,95	0,95
Tape máximo (pu) no primário	1,05	1,05	1,05	1,05
Passo do tape (pu)	0,025	0,025	0,025	0,025
Reatância (%) (base de potência do transformador)	11,70	13,10	12,00	12,40

Quando da realização das simulações, os transformadores da central de Canário foram mantidos, independente da máquina primária em operação na referida central, de forma a não influenciar na análise comparativa proposta.

Na Tabela AIII 9 e na Tabela AIII 10 são apresentados os dados referentes aos demais transformadores de dois e de três enrolamentos do sistema, respectivamente.

Os transformadores de 2 enrolamentos possuem taps do tipo LTC (*Load Tape Changer*), localizados no lado de alta tensão, com número de passos igual a 5, podendo variar para mais ou para menos de dois por cento, em cada passo. Todos possuem conexão Yn (corresponde ao enrolamento de alta tensão) e Δ (corresponde ao enrolamento de baixa tensão). Os transformadores de 3 enrolamentos possuem conexão Yn (corresponde aos enrolamentos primário e secundário) e Δ (corresponde ao enrolamento terciário).

Tabela AIII 9 – Parâmetros dos transformadores de dois enrolamentos do Sistema *Brazilian Birds*.

Subestação	Tensão (kV)	Reatância (%) ⁽¹⁾	Reatância (%) ⁽²⁾	S (MVA) por Unidade	Número de Unidades	Reatância (%) Equivalente ⁽²⁾
Sabiá	230/138	13,76	9,17	150	1	9,17
Cardeal	230/88	9,46	11,83	80	2	5,91
Curió	230/138	14,00	10,00	140	1	10,00
Curió	230/69	12,57	41,90	30	2	20,95
Curió	230/69	12,85	42,83	30	1	42,83
Pardal	138/69	9,40	7,83	120	2	3,92
Azulão	138/69	8,80	8,80	100	1	8,80
Tiziu	230/138	13,92	9,28	150	2	4,64
Chopim	440/138	13,97	13,97	100	1	13,97
Arara	230/138	11,10	9,25	120	1	9,25
Urubu	230/138	12,92	12,92	100	1	12,92

(1) - Base de potência do transformador; (2) - Base de potência do sistema.

Tabela AIII 10 – Parâmetros dos transformadores de três enrolamentos do Sistema *Brazilian Birds*.

Barramento	Tensão (kV) (P/S/T)	Reatância (%) ⁽¹⁾ (PS/ST/TP)	S (MVA) por Unidade	Número de Unidades	Reatância Equivalente (%) ⁽²⁾ (P/S/T)	LTC			Tap Fixo		
						Local	Passo (qntdd)	Passo (Valor) %	Local	Passo (qntdd)	Passo (Valor) %
Curió	230/440/13,8	14,00/10,50/26,00	150	2	4,92/-0,25/3,75	S	4	1,25	P	2	2,5
Arara	230/440/13,8	14,00/10,50/26,00	150	2	4,92/-0,25/3,75	S	4	1,25	P	2	2,5
Sabiá	230/440/13,8	14,00/10,50/26,00	150	2	4,92/-0,25/3,75	S	4	1,25	P	2	2,5
Pelicano	230/440/13,8	14,00/10,50/26,00	150	2	4,92/-0,25/3,75	S	4	1,25	P	2	2,5
Bicudo	440/69/13,8	12,00/3,55/15,50	80	2	7,48/0,02/2,20	P	4	1,25	Não tem		

(1) - Base de potência do transformador; (2) - Base de potência do sistema.

III.1.4 Cargas

Todas as cargas foram consideradas do tipo potência constante, para obtenção do *load flow*. Para os estudos de estabilidade, foi utilizado o modelo de impedância constante. A Tabela AIII 11 apresenta os valores das cargas em cada barramento.

Tabela AIII 11 – Dados de Carga.

Barramento		Tensão Nominal	Potência das Cargas	
Número	Nome		Ativa (MW)	Reativa (Mvar)
111	Sabiá	138	40	10
121	Cardeal	88	120	40
135	Curió	138	110	40
140	Sanhaço	69	70	20
151	Tiziu	138	160	60

Barramento		Tensão Nominal	Potência das Cargas	
Número	Nome		Ativa (MW)	Reativa (Mvar)
161	Pardal	69	40	10
171	Azulão	69	40	10
181	Bicudo	69	130	40
191	Chopim	138	90	20
224	Arara	138	110	30
240	Coruja	230	90	20
251	Urubu	138	80	20
260	Garça	230	120	50

III.1.5 Unidades Geradoras

Os dados das unidades geradoras, para cálculo do despacho e do número de máquinas em cada central, estão apresentados na Tabela AIII 12.

Tabela AIII 12 – Dados das Unidades Geradoras.

Barramento		Tensão Nominal (kV)	Potência/máq. Nominal (MVA)	Limite/máq.(Mvar)		Número de Unidades	Tipo
Número	Nome			Máximo	Mínimo		
10	Canário	18	100	35	-35	5	Hidráulica
10	Canário	18	79,55	37	-37	7	Bulbo
10	Canário	18	75	25	-25	7	Térmica
11	Sabiá	13,8	75	25	-25	4	Térmica
20	Tucano	13,8	115	35	0	5	Hidráulica
21	Gavião	13,8	158	45	-45	4	Hidráulica

A quantidade de máquinas referida na Tabela AIII 12 indica a quantidade de máquinas disponíveis na central, mas não implica que todas estejam em operação. A determinação da quantidade de máquinas em operação foi definida conforme a necessidade do sistema. A quantidade de máquinas despachadas, bem como o despacho propriamente dito pode ser visualizado na Figura AIII 5 (diagrama unifilar com os fluxos).

A Tabela AIII 13 apresenta os dados necessários para os estudos de estabilidade das unidades geradores conectadas em Canário, nas três condições de operação da referida central, ou seja, com máquinas bulbo, com máquinas térmicas e com máquinas hidráulicas típicas. Na Tabela AIII 14 estão os dados das demais máquinas conectadas ao sistema.

Tabela AIII 13 – Dados das Unidades Geradoras (Central de Canário).

Parâmetro	Símbolo	Valor		
		Canário Bulbo	Canário Hidráulica	Canário Térmica
Reatância de eixo direto	X_d	1,10 [pu]	1,014 [pu]	1,05 [pu]
Reatância de eixo em quadratura	X_q	0,70 [pu]	0,77 [pu]	0,98 [pu]
Reatância transitória de eixo direto	X'_d	0,40 [pu]	0,314 [pu]	0,185 [pu]
Reatância transitória de eixo em quadratura	X'_q	-x -	-x -	0,36 [pu]
Reatância subtransitória de eixo direto	X''_d	0,32 [pu]	0,28 [pu]	0,13 [pu]
Reatância de dispersão	X_l	0,20 [pu]	0,163 [pu]	0,07 [pu]
Resistência da armadura	R_a	0,00 [pu]	0,005 [pu]	0,0031 [pu]
Constante de tempo transitória de eixo direto em circuito aberto	T'_{d0}	5,00 [s]	6,55 [s]	6,10 [s]
Constante de tempo transitória de eixo em quadratura em circuito aberto	T'_{q0}	-x -	-x -	0,30 [s]
Constante de tempo subtransitória de eixo direto em circuito aberto	T''_{d0}	0,05 [s]	0,04 [s]	0,04 [s]
Constante de tempo subtransitória de eixo em quadratura em circuito aberto	T''_{q0}	0,09 [s]	0,07 [s]	0,10 [s]
Constante de tempo de inércia	H	1,40 [s]	3,12 [s]	6,19 [s]
Amortecimento	D	0,00 [pu]	2,00 [pu]	2,00 [pu]

Tabela AIII 14 – Dados das Unidades Geradoras.

Parâmetro	Símbolo	Valor		
		Sabiá	Tucano	Gavião
Reatância de eixo direto	X_d	1,05 [pu]	1,06 [pu]	0,92 [pu]
Reatância de eixo em quadratura	X_q	0,98 [pu]	0,61 [pu]	0,51 [pu]
Reatância transitória de eixo direto	X'_d	0,185 [pu]	0,315 [pu]	0,30 [pu]
Reatância transitória de eixo em quadratura	X'_q	0,36 [pu]	-x -	-x -
Reatância subtransitória de eixo direto	X''_d	0,13 [pu]	0,25 [pu]	0,22 [pu]
Reatância de dispersão	X_l	0,07 [pu]	0,147 [pu]	0,13 [pu]
Resistência da armadura	R_a	0,0031 [pu]	0,0024[pu]	0,002 [pu]
Constante de tempo transitória de eixo direto em circuito aberto	T'_{d0}	6,10 [s]	8,68 [s]	5,20 [s]
Constante de tempo transitória de eixo em quadratura em circuito aberto	T'_{q0}	0,30 [s]	-x -	-x -
Constante de tempo subtransitória de eixo direto em circuito aberto	T''_{d0}	0,04 [s]	0,04 [s]	0,03 [s]
Constante de tempo subtransitória de eixo em quadratura em circuito aberto	T''_{q0}	0,10 [s]	0,08 [s]	0,03 [s]
Constante de tempo de inércia	H	6,19 [s]	3,82 [s]	3,18 [s]
Amortecimento	D	2,00 [pu]	2,00 [pu]	2,00 [pu]

III.1.6 Sistemas de Controle de Velocidade

Os sistemas de controle de velocidade estão apresentados nos itens II.1.6, II.1.7 e II.1.8 do ANEXO II. Os modelos e parâmetros são os mesmos, sendo o hidráulico válido para as centrais de Gavião, Tucano e Canário (operando com turbina hidráulica típica). O modelo da térmica é válido tanto para a central de Sabiá como a de Canário quando esta opera com turbinas térmicas. O modelo bulbo é válido quando Canário opera com grupos bulbo.

III.1.7 Sistemas de Controle de Tensão

Os parâmetros e modelos dos reguladores de tensão dos geradores do sistema são apresentados a seguir. A Figura AIII 2 apresenta o diagrama de blocos do regulador de tensão da UTE Sabiá. Os parâmetros do referido regulador estão na Tabela AIII 15.

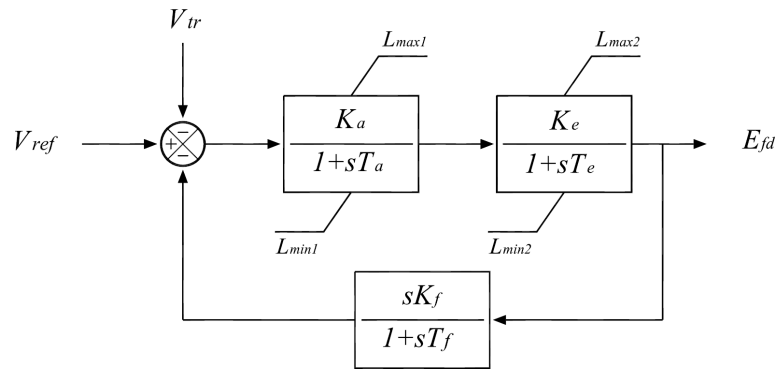


Figura AIII 2 – Regulador de tensão da central de Sabiá.

Tabela AIII 15 – Parâmetros do regulador de tensão de Sabiá.

Parâmetro	Símbolo	Valor
Ganho do regulador de Tensão	K_a	187
Constante de tempo do regulador de tensão	T_a	0,89 [s]
Ganho da excitatriz	K_e	1,00
Constante de tempo da excitatriz	T_e	1,15 [s]
Ganho da malha de estabilização	K_f	0,058
Constante de tempo da malha de estabilização	T_f	0,62 [s]
Limite inferior do sinal de saída do regulador	L_{min1}	- 1,70 [pu]
Limite superior do sinal de saída do regulador	L_{max1}	1,70 [pu]
Limite mínimo da tensão de campo	L_{min2}	0,00 [pu]
Limite máximo da tensão de campo	L_{max2}	3,55 [pu]

O diagrama de blocos e os parâmetros do regulador de tensão da central de Canário, quando esta opera com grupos térmicos, são apresentados, respectivamente, na Figura AIII 3 e na Tabela AIII 16.

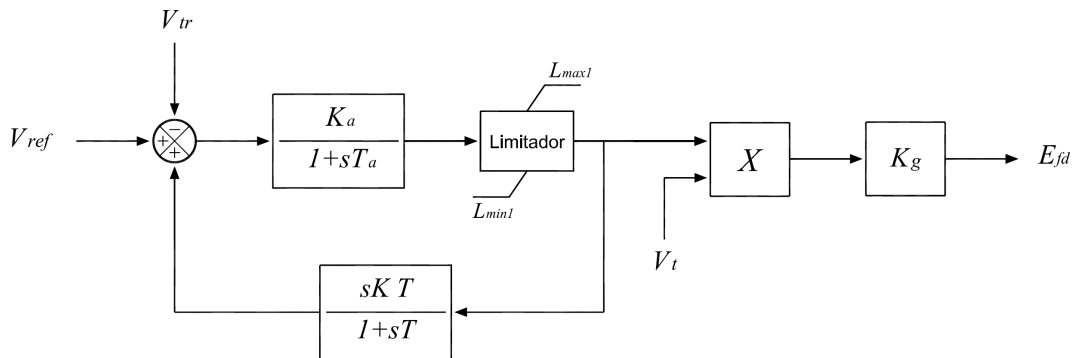


Figura AIII 3 – Regulador de tensão da central de Canário quando esta opera com grupos térmicos.

Tabela AIII 16 – Dados do regulador de Tensão de Canário com máquina Térmica.

Parâmetro	Símbolo	Valor
Ganho do regulador de Tensão	K_a	15,00
Constante de tempo do regulador de tensão	T_a	0,02 [s]
Ganho da malha de estabilização	K	0,010
Constante de tempo da malha de estabilização	T	1,06 [s]
Ganho da excitatriz	K_g	1,00
Limite inferior do sinal de saída do regulador	L_{min1}	-6,73 [pu]
Limite superior do sinal de saída do regulador	L_{max1}	6,73 [pu]

A Figura AIII 4 apresenta o diagrama de blocos do regulador de tensão das centrais hidráulicas de Gavião, Tucano e Canário. Esta última, no caso específico em que opera com turbinas hidráulicas, sejam bulbo ou típicas. Os parâmetros do referido modelo para cada central estão na Tabela AIII 17.

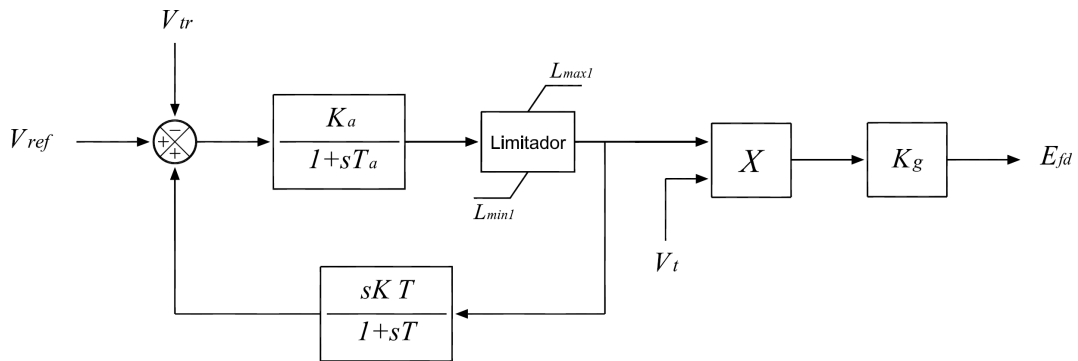


Figura AIII 4 – Regulador de tensão das centrais de Gavião, Tucano e Canário (quando esta opera com grupos bulbo ou hidráulicos típicos).

Tabela AIII 17 – Dados do regulador de Tensão das Turbinas Hidráulicas.

Parâmetro	Símbolo	Valor			
		Canário Bulbo	Canário Hidráulica	Tucano	Gavião
Ganho do regulador de Tensão	K_a	15,00	15,00	15,00	15,00
Constante de tempo do regulador de tensão	T_a	0,02 [s]	0,02 [s]	0,02 [s]	0,02 [s]
Ganho da malha de estabilização	K	0,010	0,010	0,010	0,010
Constante de tempo da malha de estabilização	T	1,06 [s]	1,06 [s]	1,06 [s]	1,06 [s]
Ganho da excitatriz	K_g	1,00	1,00	1,00	1,00
Limite inferior do sinal de saída do regulador	L_{min1}	-6,73 [pu]	-6,73 [pu]	-6,73 [pu]	-6,73 [pu]
Limite superior do sinal de saída do regulador	L_{max1}	6,73 [pu]	6,73 [pu]	6,73 [pu]	6,73 [pu]

III.2 Condições Iniciais

As condições iniciais do sistema *Brazilian Birds*, ou seja, o *load flow* utilizado como ponto de partida para os estudos de estabilidade eletromecânica, são detalhadas na Figura AIII 5.

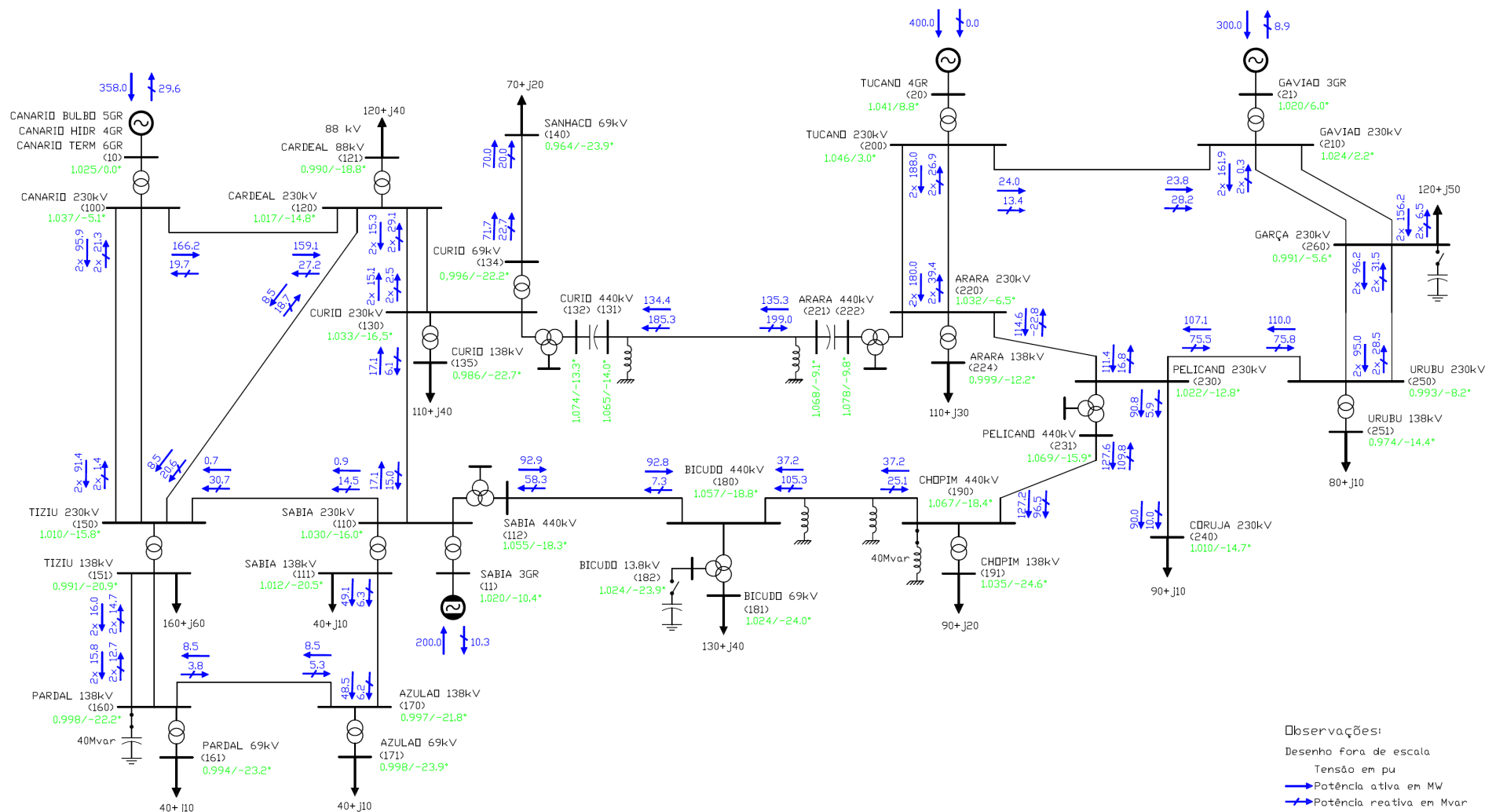


Figura AIII 5 – Condições iniciais do Sistema *Brazilian Birds*.

III.3 Implementação do Sistema

A seguir, é apresentada a implementação do modelo do regulador de velocidade e turbina bulbo, utilizado nas simulações no ANATEM. Os demais modelos são próprios do ANATEM, não sendo necessária a sua implementação no formato de CDU (Controlador Definido pelo Usuário), mas apenas, definir o modelo e inserir os parâmetros nos campos apropriados.

```
(DADOS DO REGULADOR DE VELOCIDADE E TURBINA BULBO
DCDU
(
(-----
(nc) ( nome cdu )
0001 RV_BULBO
(-----
(
(EFPAR (npar) ( valpar )
(-----
(
DEFPAR #MODO                0.00
(
(
DEFPAR #Tf                   0.05
DEFPAR #Rs                   0.05
DEFPAR #Tspp                 10.0
DEFPAR #Kp                   0.25
DEFPAR #Tn                   5.0
(
( VALVULA PILOTO DISTRIBUIDOR
(
DEFPAR #kpl1                 3.0
DEFPAR #kpl2                 1.0
DEFPAR #Tgv                  0.05
DEFPAR #Tcl1d                0.067
DEFPAR #Topd                 0.134
DEFPAR #Tyg                  1.50
(
( VALVULA PILOTO ROTOR
(
DEFPAR #kpla1                3.0
DEFPAR #kpla2                1.0
DEFPAR #Tbv                  0.05
DEFPAR #Tclr                 0.034
DEFPAR #Topr                 0.067
DEFPAR #Tyb                  15.00
(
( REGULADOR DE VELOCIDADE
(
DEFPAR #Tspv                 100.0
DEFPAR #bp                   0.050
DEFPAR #Kpv                   1.5
DEFPAR #Tnv                  10.
DEFPAR #Kv                    0.0
DEFPAR #TV                    1.00
(
( TURBINA
(
DEFPAR #Tw                    0.80
DEFPAR #DC                    0.30
```

```

DEFPAR #Dt          0.90
(
-----
(nb) (tipo) (stip)s(vent) (vsai) ( p1 )( p2 )( p3 )( p4 ) (vmin) (vmax)
-----
(
0001 ENTRAD          wref
0002 IMPORT WMAQ     wmaq
0003 LEDLAG          wmaq  X3    1.0  0.0  1.0  #Tf
0004 SOMA            wref  X4
                    -X3    X4
0005 GANHO           X4    X5    #Rs
0006 ENTRAD          Pref
0106 SOMA            Pref  X106
                    -X7    X106
0007 PROINT          X106  X7    1.0  0.0  #Tspp      ZERO  HUM
0008 SOMA            X5    X8
                    X7    X8
0009 IMPORT PELE    Pele
0010 LEDLAG          Pele  X10   1.0  0.0  1.0  #Tf
0011 SOMA            X8    X11
                    -X10  X11
0012 GANHO           X11  X12  #Kp
0013 PROINT          X12  X13  1.0  0.0  #Tn
0014 FUNCAO PONTOS  X8    X14  -.130 0.000 0.148 0.266
                                0.297 0.360 0.396 0.429
                                0.494 0.479 0.593 0.547
                                0.692 0.613 0.791 0.677
                                0.890 0.754 0.989 0.898
                                1.027 1.056
0015 SOMA            X12  Ap
                    X13  Ap
                    X14  Ap
(
****  valvula piloto distribuidor  ****
(
(nb) (tipo) (stip)s(vent) (vsai) ( p1 )( p2 )( p3 )( p4 ) (vmin) (vmax)
0020 SOMA            A     X20
                    -X28  X20
0021 GANHO           X20  X21  #kple1
0022 SOMA            X21  X22
                    -X25  X22
0023 GANHO           X22  X23  #kple2
0024 LEDLAG          X23  X24  1.0  0.0  1.0  #Tgv
0025 LEDLAG          X24  X25  1.0  0.0  1.0  #Tf
0026 LAGNL           X24  X26  1.0  #Tcld #Topd
0027 PROINT          X26  YA   1.0  0.0  #Tyg      ZERO  HUM
0028 LEDLAG          YA   X28  1.0  0.0  1.0  #Tf
(
****  valvula piloto rotor  ****
(
(nb) (tipo) (stip)s(vent) (vsai) ( p1 )( p2 )( p3 )( p4 ) (vmin) (vmax)
0030 FUNCAO PONTOS  A     X30  0.36 0.00 0.49 0.19
                                0.60 0.40 0.70 0.60
                                0.73 0.78 0.79 0.85
                                0.90 0.99 1.00 1.00
0031 SOMA            X30  X31
                    -X39  X31
0032 GANHO           X31  X32  #kpla1
0033 SOMA            X32  X33
                    -X36  X33
0034 GANHO           X33  X34  #kpla2
0035 LEDLAG          X34  X35  1.0  0.0  1.0  #Tbv
0036 LEDLAG          X35  X36  1.0  0.0  1.0  #Tf
0037 LAGNL           X36  X37  1.0  #Tclr #Topr
0038 PROINT          X37  YB   1.0  0.0  #Tyb      ZERO  HUM
0039 LEDLAG          YB   X39  1.0  0.0  1.0  #Tf
(
****  REGULACAO DE VELOCIDADE  ****
(
(nb) (tipo) (stip)s(vent) (vsai) ( p1 )( p2 )( p3 )( p4 ) (vmin) (vmax)
0142 ENTRAD          wrf
0042 SOMA            wrf  X42
                    -X3   X42
                    -X46  X42

```

```

0043 GANHO          X42  X43  #Kpv
0044 PROINT        X43  X44  1.0  0.0  #Tnv          ZERO  HUM
0045 SOMA          X43  Av
                   X44  Av
                   X48  Av
0046 GANHO          Av  X46  #bp
0047 GANHO          X42  X47  #kv
0048 WSHOUT        X47  X48  #Tv  1.0  #Tv
(
0149 GANHO          Av  XX   1.0
0150 GANHO          AP  HH   0.0
0151 GANHO          X84  KK   0.0
0049 SOMA          XX   A
                   HH   A
                   KK   A
0050 ENTRAD        MODO
(
(   ***   TURBINA   ***
(
(nb) (tipo) (stip)s(vent) (vsai) ( p1 )( p2 )( p3 )( p4 ) (vmin) (vmax)
0057 IMPORT DWMAQ   DWRpu
0058 FUNCAO RETA   YA   X58  #Dt  #Dc
0059 MULTPL        X58  X59
                   DWRpu X59
0060 ENTRAD        ERRO
0061 SOMA          YB   X61
                   ERRO  X61
0062 MULTPL        YA   G
                   X61  G
0063 FUNCAO PONTOS G   X63   0.000 -.130 0.266 0.148
                   0.360 0.297 0.429 0.396
                   0.479 0.494 0.547 0.593
                   0.613 0.692 0.677 0.791
                   0.754 0.890 0.898 0.989
                   1.056 1.027
0064 LEDLAG        X63  X64  1.0  -#Tw  2.0  #Tw
0065 GANHO          X64  X65  2.0
0066 SOMA          X65  Pmec
                   -X59  Pmec
0067 EXPORT P MEC  Pmec
(
(nb) (tipo) (stip)s(vent) (vsai) ( p1 )( p2 )( p3 )( p4 ) (vmin) (vmax)
0080 FUNCAO ABS    X4   X80
0081 FUNCAO PULSO X80  X81  -90.  1.0  0.025 0.0
0082 FUNCAO PULSO Pele X82  0.05  1.0  1.0  1.0
0083 MULTPL        X81  X83
                   X82  X83
                   MODO  X83
0084 DELAY         X83  X84
(
-----
(DEFVA (stip) (vdef) ( d1 )
-----
DEFVAL          ZERO  0.0
DEFVAL          HUM   1.0
DEFVAL  VAR     PREF  Pele
DEFVAL  VAR     X7    Pele
DEFVAL          X13   0.0
DEFVAL  VAR     YB    X30
DEFVAL  VAR     A     X14
DEFVAL          X26   0.0
DEFVAL          X37   0.0
DEFVAL          MODO  #MODO
DEFVAL          X42   0.0
FIMCDU

```