

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA ELÉTRICA

MODELAGEM DINÂMICA NÃO LINEAR DE TURBINA FRANCIS A PARTIR DE DADOS DE ENSAIO DE MODELO REDUZIDO

Guilherme Domingues de Cerqueira

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

Orientador: Prof. Pedro Paulo de Carvalho Mendes, D.Sc.

Março de 2018

Itajubá, MG – Brasil

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

MODELAGEM DINÂMICA NÃO LINEAR DE TURBINA FRANCIS A PARTIR DE DADOS DE ENSAIO DE MODELO REDUZIDO

Guilherme Domingues de Cerqueira

Dissertação aprovada por banca examinadora em 05 de março de 2018, conferindo ao autor o título de Mestre em Ciências em Engenharia Elétrica.

Banca Examinadora:

Prof. Pedro Paulo de Carvalho Mendes, D.Sc. (orientador)

Prof. Edson da Costa Bortoni, D.Sc.

Paulo Max Maciel Portugal, D.Sc.

Março de 2018

Itajubá, MG – Brasil

AGRADEÇO A DEUS, E AO MESTRE JESUS

PELA OPORTUNIDADE DE REALIZAR ESTE TRABALHO

DEDICO ESTA DISSERTAÇÃO À MINHA

FAMÍLIA E AOS MEUS AMIGOS

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus, nosso Pai Amantíssimo, Justo e Bom, pela criação de tudo e de todos, e que pacientemente aguarda nossa evolução.

Agradeço ao Mestre Jesus, Governador de nosso planeta, por ser o nosso Caminho, Verdade e Vida, aos amigos espirituais que patrocinam nossa jornada, e a Dona Isabel Salomão de Campos, por todo amparo dado e pelo seu notável exemplo de vida cristã.

Agradeço ao meu querido pai Luiz Sergio (*in memorian*) que com seu exemplo ensinou-me o valor do trabalho digno e honesto, assim como o prazer da leitura e o poder do autodidatismo, e a minha mãe Rosely, por tudo e tanto que faz pelo meu sucesso. Aos meus irmãos Luiz Sergio Filho e Flávia pela amizade de sempre.

Agradeço a minha querida esposa Lyse Angela e filhos Emanuel e Samuel, pelo imenso companheirismo, apoio e incentivo para a concretização desse sonho.

Agradeço à FURNAS, pelo investimento em meu aprimoramento técnico, possibilitando minha participação no Curso de Especialização de Sistemas Elétricos – CESE Transmissão e no XXIV SNPTEE para apresentar o artigo técnico referente à presente dissertação.

Agradeço ao grande amigo e tutor, Engº Nilo José P. de Macedo, pelas constantes ajudas, orientações e passagem de experiência do seu enorme legado técnico adquirido ao longo do tempo.

Agradeço ao Engº Dante Altieri, pelas sugestões, indicações de bibliografia e pelo apoio dado na elaboração do capítulo 6, cujos desenhos feitos de próprio punho foram aproveitados e inseridos como homenagem.

Agradeço a todos os colaboradores de FURNAS, que direta ou indiretamente, contribuíram para a execução do presente trabalho.

Agradeço ao Engº Rogério Giacometti, pela doação do livro Máquinas Motrizes Hidráulicas (Macintyre), referência para os estudos e projetos de turbinas hidráulicas.

Agradeço aos engenheiros de Itaipu, Robson Almir e Rui Jovita, pelo fornecimento de fotocópia da dissertação de mestrado de Marcelino Pereira de Almeida, elaborada em 1987, que foi utilizada como principal referência.

Agradeço aos engenheiros D.Sc. Edson da Costa Bortoni e D.Sc. Paulo Max Maciel Portugal pela participação na banca examinadora.

Agradeço especialmente ao D.Sc. Pedro Paulo de Carvalho Mendes, excelente professor e profissional de Engenharia de nosso país, pela orientação acadêmica da dissertação.

"Se eu já vi mais longe, foi por estar de pé sobre os ombros de Gigantes"

Sir Isaac Newton (1676)

"O que sabemos é uma gota, o que ignoramos é um oceano"

Sir Isaac Newton (1687)

Resumo da Dissertação apresentada à UNIFEI como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Ciências em Engenharia Elétrica

MODELAGEM DINÂMICA NÃO LINEAR DE TURBINA FRANCIS A PARTIR DE DADOS DE ENSAIO DE MODELO REDUZIDO

Guilherme Domingues de Cerqueira

Março/2018

Orientador: D. Sc. Pedro Paulo de Carvalho Mendes

Programa: Engenharia Elétrica

Esta dissertação descreve a modelagem computacional de turbina hidráulica do tipo Francis para estudos de transitórios eletromecânicos a partir de informações obtidas nos ensaios de modelo reduzido. Esse modelo, que é mais completo e bastante não linear, é tão útil quanto maior for a variação do nível da água na barragem, como por exemplo, nas usinas a fio d'água. Os modelos computacionais são construídos no programa de Análise de Transitórios Eletromecânicos, ANATEM, do CEPEL.

A UHE Furnas foi escolhida para ser modelada, e as simulações são realizadas na rede completa da base de dados de fevereiro de 2016 do Operador Nacional do Sistema Elétrico (ONS). Os resultados das simulações são validados através de registros oscilográficos obtidos durantes os ensaios de comissionamento da modernização dessa usina.

Inicialmente é feita uma abordagem baseada no projeto da UHE Itaipu, onde foi realizada primeiramente esta modelagem mais completa de turbina a partir de conhecimento obtido em ensaio de modelo reduzido.

Nesta dissertação é realizado o desenvolvimento matemático da origem dos modelos de turbina no domínio de Laplace, assim como a modelagem da influência do circuito hidráulico no fenômeno de regulação de velocidade e potência do grupo gerador.

A título de comparação, são analisados os mesmos casos de simulação com modelo mais simplificado de turbina e conduto forçado, conhecido como HYGOV-PTI.

A modelagem dos demais componentes como a rede elétrica, o gerador, o regulador de tensão e o regulador de velocidade baseiam-se nas informações fornecidas pelos fabricantes, e foram previamente consolidados pelas oscilografias dos ensaios de aprovação em fábrica e ensaios de comissionamento na usina.

Palavras Chaves: Turbina Hidráulica Francis, Modelagem Dinâmica Não Linear, Ensaio de Modelo Reduzido.

Abstract of Dissertation presented to UNIFEI as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science in Electrical Engineering

FRANCIS TURBINE NONLINEAR DYNAMIC MODELING
FROM REDUCED MODEL TEST DATA

Guilherme Domingues de Cerqueira

March/2018

Advisor: D. Sc. Pedro Paulo de Carvalho Mendes

Department: Electrical Engineering

This dissertation describes the computational modeling of hydraulic turbine of Francis type for transient electromechanical studies from information obtained in the reduced scale model tests. This model, which is more complete and rather non-linear, is so useful the higher the water level variation in the dam, such as run-of-river plants. Computer models are built in the Electromechanical Transients Analysis program, ANATEM, by CEPEL.

HPP Furnas was chosen to be modeled, and the simulations are performed in the complete network of February 2016 database of the *Operador Nacional do Sistema Elétrico (ONS)*. The results of the simulations are validated through oscillographic records obtained during the commissioning tests of the modernization of this power plant.

It's first made an approach on the Itaipu HPP project, where this most complete turbine modeling was first performed based on the knowledge obtained in the reduced model test.

In this dissertation the mathematical development of the origin of the turbine models in the Laplace domain is carried out, as well as the modeling of the influence of the hydraulic circuit in the phenomenon of speed and power regulation of the generator set.

As a comparison, the same simulation cases with more simplified model of turbine and forced conduit, known as HYGOV-PTI, are analyzed.

The modeling of the other components such as the power grid, generator, voltage regulator and speed regulator are based on the information provided by the manufacturers and have been consolidated by the oscillographs of the factory approval tests and commissioning tests at the plant.

Keywords: Francis Hydraulic Turbine, Nonlinear Dynamic Modeling, Reduced Turbine Model Test.

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO 1

1.1 - ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO 2
1.2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA 4
1.3 - MOTIVAÇÃO 15
1.4 - OBETIVO 16
1.5 - REALIZAÇÃO 16

CAPÍTULO 2 - ESTABILIDADE DE SISTEMAS ELÉTRICOS DE POTÊNCIA 18

2.1 - ESTABILIDADE ANGULAR DO ROTOR 19
2.1.1 - Estabilidade Angular de Regime Permanente *20*
2.1.2 - Estabilidade Angular Transitória *21*
2.2 - ESTABILIDADE DE FREQUÊNCIA 22
2.3 - ESTABILIDADE DE TENSÃO 23
2.3.1 - Estabilidade de Tensão de Regime Permanente *24*
2.3.2 - Estabilidade de Tensão para Grandes Impactos *24*
2.3.3 - Tempo de Análise *25*

CAPÍTULO 3 - TURBINAS HIDRÁULICAS 26

3.1 - CONSIDERAÇÕES INICIAIS 26
3.2 - CLASSIFICAÇÃO DAS TURBINAS HIDRÁULICAS 29
3.2.1 - Turbinas de Impulso *29*
3.2.2 - Turbinas de Reação *29*
3.2.3 - Turbinas de Gravidade *30*
3.3 - OUTRA CLASSIFICAÇÃO DAS TURBINAS HIDRÁULICAS 30
3.3.1 - Turbinas radiais *30*
3.3.2 - Turbinas axiais *31*
3.3.3 - Turbinas de escoamento misto ou diagonal *31*
3.3.4 - Turbinas tangenciais *31*

CAPÍTULO 4 - TURBINA HIDRÁULICA DO TIPO FRANCIS 33

4.1 - JAMES BICHENO FRANCIS E SUA TURBINA 33
4.2 - ELEMENTOS DE UMA MODERNA TURBINA FRANCIS 36
4.2.1 - Caixa espiral *36*
4.2.2 - Pré-distribuidor *37*
4.2.3 - Distribuidor móvel *37*
4.2.4 - Regulador de Velocidade *42*
4.2.5 - Regulador de Velocidade Digital *48*
4.2.6 - Regulador de Velocidade – conjunto de hidráulica de potência (fluid power) *54*
4.2.7 - Rotor da Turbina *62*
4.2.8 - Tampa da turbina *66*
4.2.9 - Tubo de sucção *67*

CAPÍTULO 5 - ENSAIO DE MODELO REDUZIDO 70

CAPÍTULO 6 - TEMPO HIDRÁULICO DO CONDUTO FORÇADO 84

6.1 - TOMADA D'ÁGUA E CONDUTO FORÇADO 85
6.2 - CAIXA ESPIRAL COM PROLONGAMENTO DE ENTRADA 87
6.3 – PRÉ-DISTRIBUIDOR E DISTRIBUIDOR 88

6.4 - CÂMARA DO ROTOR 89
6.5 - TUBO DE SUCÇÃO 90
6.6 - CIRCUITO HIDRÁULICO COMPLETO 91

CAPÍTULO 7 - MODELO DINÂMICO DA TURBINA E CONDUTO FORÇADO 94

7.1 - MODELO NÃO LINEAR COM COLUNA D'ÁGUA INELÁSTICA 94
7.1.1 - Modelo do conduto forçado 94
7.1.2 - Modelo não linear da turbina 105
7.2 - MODELO LINEAR SIMPLIFICADO 108
7.3 - MODELO TÍPICO DA TURBINA DA UHE FURNAS 112
7.4 - MODELO NÃO LINEAR DE SEIS CURVAS CARACTERÍSTICAS 115
7.4.1 - Formulação Matemática 115
7.4.2 - Determinação das famílias de curvas M(Y,HL) e Q(Y,HL) 119
7.4.3 - Determinação dos coeficientes variáveis $\Delta M/\Delta h\ (Y)$ e $\Delta Q/\Delta h\ (Y)$ 124
7.4.4 - Determinação dos coeficientes variáveis$\Delta M/\Delta f\ (Y)$ e $\Delta Q/\Delta f\ (Y)$ 126
7.4.5 - Consolidação do Modelo 128
7.4.6 - Aplicação experimental da metodologia na UHE Furnas 130

CAPÍTULO 8 - DEMAIS COMPONENETES MODELADOS 134

8.1 - REDE ELÉTRICA 134
8.2 - GERADOR ELÉTRICO 135
8.3 - REGULADOR AUTOMÁTICO DE TENSÃO (RAT) 138
8.5 - REGULADOR AUTOMÁTICO DE VELOCIDADE (RAV) 143

CAPÍTULO 9 - SIMULAÇÕES COMPUTACIONAIS 145

9.1 - ENSAIO DE REJEIÇÃO DE CARGA 146
9.1.1 - Rejeição de 100% de carga, com queda bruta de 85,2 m 147
9.1.2 - Rejeição de 75% de carga, com queda bruta de 80,5 m 148
9.1.3 - Rejeição de 25% de carga, com queda bruta de 79 m 149
9.2 - ENSAIO DE DEGRAU DE -5% DE POTÊNCIA 150
9.3 - CONSIDERAÇÕES SOBRE A MODELAGEM DA INÉRCIA DA ÁGUA (TW) 151
9.4 - COMPARAÇÕES DE MODELOS UTILIZANDO O MESMO REGULADOR DE VELOCIDADE 153
9.5 - TENTATIVAS DE VALIDAÇÕES DE ENSAIOS (RV NOVO + TURBINA HYGOV) 154
9.6 - REJEIÇÕES DE CARGA EM VÁRIAS QUEDAS (MODELO DE TURBINA VALIDADO) 159
9.7 - BLOQUEIO DE ELO CCAT DE FURNAS (MODELO DE TURBINA VALIDADO) 161

CAPÍTULO 10 - CONCLUSÕES 163

10.1 - CONCLUSÕES GERAIS 163
10.3 - OBSERVAÇÕES ADICIONAIS 165

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS 166

BIBLIOGRAFIA ADICIONAL 169

APÊNDICE A - EVOLUÇÃO HISTÓRICA DAS TURBINAS HIDRÁULICAS 170

APÊNDICE B - OUTROS TIPOS DE TURBINAS HIDRÁULICAS 177

B.1 - TURBINA PELTON 177
B.2 - TURBINA TURGO 181
B.3 - TURBINA DE FLUXO CRUZADO (MICHELL-BANKI OU OSSBERGER) 183
B.4 - TURBINA HÉLICE 186
B.5 - TURBINA KAPLAN 187
B.6 - TURBINA KAPLAN BULBO 194
B.7 - TURBINA KAPLAN POÇO 196

B.8 - TURBINA STRAFLO 197
B.9 - TURBINA DERIAZ (DIAGONAL) 198
B.10 - TURBINAS HELICOIDAIS 199
B.11 - TURBINA DE VÓRTICE GRAVITACIONAL 200

APÊNDICE C - ESCOLHA DO TIPO DE TURBINA 201

C.1 - ROTAÇÃO NOMINAL DO GRUPO GERADOR 201
C.2 - VELOCIDADE ESPECÍFICA (N_S) 202
C.3 - VELOCIDADE PADRÃO (N_Q) 205
C.4 - ABORDAGEM SIMPLIFICADA 207

APÊNDICE D - INÉRCIA E EQUAÇÃO DE OSCILAÇÃO 210

D.1 - IMPORTÂNCIA DA INÉRCIA DA UNIDADE GERADORA 210
D.2 - TEMPO DE PARTIDA DA MÁQUINA (TM) 213
D.3 - CONSTANTE DE TEMPO DE INÉRCIA, H 215
D.4 - EQUAÇÃO DE OSCILAÇÃO DA MÁQUINA SÍNCRONA 216

APÊNDICE E - DADOS DO GERADOR SÍNCRONO 218

APÊNDICE F - MODELO DEFINIDO PELO USUÁRIO DO ANATEM - MOD. RV E TURBINA, HYGOV (TÍPICO) 220

APÊNDICE G - MODELO DEFINIDO PELO USUÁRIO DO ANATEM - MOD. RV NOVO E TURBINA DE SEIS CURVAS 221

APÊNDICE H - MODELO DEFINIDO PELO USUÁRIO DO ANATEM - MOD. RV NOVO E TURBINA HYGOV (TÍPICO) 226

APÊNDICE I - MODELO DEFINIDO PELO USUÁRIO DO ANATEM - MODELO DO REGULADOR DE TENSÃO 230

APÊNDICE J - MODELO DEFINIDO PELO USUÁRIO DO ANATEM - MODELO DE SINAL ESTABILIZADOR (PSS) 234

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Limite de estabilidade dos transitórios de frequência segundo λ1 e λ2 (Hovey, 1962) 5
Figura 2 - Influência do ganho e do atraso do servomotor na estabilidade [frequência] (Schleif e Wilbor, 1966) 5
Figura 3 - Resposta ao degrau com dashpot bloqueado [var. no dist. e na freq..] (Undrill e Woodward, 1967) 6
Figura 4 - Modelo equivalente (a) e detalhado (b) de RV + turbina hidráulica (Ramey e Skooglund, 1970) 7
Figura 5 - Comparação entre modelos [var. de torque e de velocidade] (Ramey e Skooglund, 1970) 7
Figura 6 - Modelo de RV + turbina com inclusão de chaminé de equilíbrio (Young, 1972) 8
Figura 7 - Modelo de RV (fig. 9), detalhado de turbina (fig10.A) e simplificado (fig.10.B) (IEEE, 1973) 9
Figura 8 - Modelo de RV com controle PID e turbina simplificada (Hagihara, Yokota et al., 1979) 9
Figura 9 - Curvas de limites de estabilidade segundo λ1, λ2, λ3 e λ4 (Hagihara, Yokota et al., 1979) 10
Figura 10 - Simulação de rejeição de 750 MW [freq. e abert. do distribuidor] (Almeida, 1987) 10
Figura 11 - Modelo não linear de turbina para coluna d'água inelástica (IEEE, 1992) 11
Figura 12 - Modelo não linear de turbina com torque de fricção (Jaeger, Janssens et al. ,1994) 12
Figura 13 - Modelo não linear de turbina com turbinas compartilhando conduto (Jaeger, Janssens et al. ,1994) 12
Figura 14 - Modelo de turbina Pelton com controle de agulha e de defletor (Johnson, Chow et al., 2004) 13
Figura 15 - Rendimento e vazão em função da posição do distribuidor e da pá (Brezovec, Kuzle et al., 2006) 13
Figura 16 - Modelo não linear para turbina Kaplan (Brezovec, Kuzle et al., 2006) 14
Figura 17 - Modelo da turbina Bulbo e simulação com três tipos de turbinas (Morais, 2011) 14
Figura 18 - Modelo não linear de dupla regulagem e simulação com diferentes modelos de turbina (Santos, 2012) 15
Figura 19 - Hidrogerador e equipamentos associados, destaque para a modelagem da turbina Francis 17
Figura 20 - Classificação dos estudos de estabilidade de sistemas elétricos de potência 19
Figura 21 - Vista em corte dos principais componentes de uma usina hidrelétrica 26
Fonte: <https://bibocaambiental.blogspot.com.br/2012/08/usina-hidreletrica.html>, em 11/06/2017 às 19:00
Figura 22 - Diagrama de conversões de potências e perdas associadas 29
Figura 23 - Ilustração de turbinas classificadas pela direção do fluxo. 32
Figura 24 - Retrato de James B. Francis 33
Fonte: <http://users.humboldt.edu/adabiel/project_adabie.html>, em 12/06/2017 às 7:30
Figura 25 - Capa do livro publicado por Francis 33
Fonte: <https://books.google.com.br/books?id=_q40AQAAMAAJ&printsec=frontcover&hl=pt-PT#v=onepage&q&f =false>, em 12/06/2017 às 18:39
Figura 26 - Gravura do livro "Lowell Hydraulic Experiments" de 1855 (Linda Hall Library) 34
Fonte: < https://books.google.com.br/books?id=_q40AQAAMAAJ&printsec=frontcover&hl=pt-PT#v=onepage&q&f=false>, em 12/06/2017 às 18:42
Figura 27 - Pawtucket, local da primeira turbina Francis 34
Fonte: <https://en.wikipedia.org/wiki/Francis_turbine>, em 13/06/2017 às 19:00
Figura 28 - Mecanismos de subida das comportas 34
Fonte: <https://www.asme.org/getmedia/2cf6442d-762a-4fa3-a0c6-a65a78ccc4e9/107-Lowell-Power-Canal-System.aspx>, em 13/06/2017 às 19:57
Figura 29 - Vista explodida de principais elementos de uma turbina Francis (adaptado de Itaipu Binacional) 35
Fonte: <https://www.itaipu.gov.br/energia/unidades-geradoras>, em 14/06/2017 às 19:20
Figura 30 - Caixa espiral da usina Grand Coule 36
Fonte: <http://mtz.ind.br/sistemas-tradicionais/francis/>, em 14/06/2017 às 19:00
Figura 31 - Simulação de vetores de velocidade em caixa espiral (CFD) 36
Fonte: <https://www.researchgate.net/publication/270959720_Parametrical_and_Theoretical_Design_of_a_Francis_Turbine_Runner_with_the_Help_of_Computational_Fluid_Dynamics>, em 16/06/2017 às 20:10
Figura 32 - Descida do pré-distribuidor da UG01 da UHE Belo Monte 37
Fonte: <http://norteenergiasa.com.br/site/wp-content/uploads/2014/06/DESCIDA-DO-PRE%C3%AC-DISTRIBUIDOR-SI%C3%ACTIO-BELO-MONTE-JUNHO-2014-FOTO-REGINA-SANTOS-NORTE-ENERGIA-_13-200x300.jpeg>, em 16/06/2017 às 19:20

Figura 33 - Distribuidor em abertura máxima 38
Fonte: <https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Francis_Turbine_High_flow.jpg>, em 17/07/2017 às 13:05
Figura 34 - Distribuidor em abertura de marcha em vazio 38
Fonte: <https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Francis_Turbine_Low_flow.jpg>, em 17/07/2017 às 13:05
Figura 35 - Montagem das palhetas móveis de turbina da UHE Ghazi-Barotha (Paquistão) 38
Fonte: <https://www.ics.hr/projects?lightbox=image_23qs>, em 17/07/2017 às 12:53
Figura 36 - Anel de regulação externo acionado por um único servomotor (uso em PCH) 39
Fonte: <http://portuguese.everychina.com/f-z52cfb4c/p-104228829/showimage.html>, em 17/07/2017 às 16:01
Figura 37 - Anel de regulação interno para acionamentom por dois servomotores 39
Fonte: <http://delp.com.br/nossas-solucoes/gestao-de-energia/>, em 17/08/2017 às 18:30
Figura 38 - Anel de regulação da turbina da Usina Três Gargantas, na China 40
Fonte: <https://encrypted-tbn0.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcTuZJDcI-0tZWZLtUjTw-owxHBiHS55GvjrXWiMpPdf7LZOVqAUpQ>, em 17/08/2017 às 19:00
Figura 39 - Anel de regulação de turbina da Usina Itaipu 40
Fonte: <http://passeiospedagogicos.blogspot.com.br/2015/07/uhe-itaipu-binacional.html>, em 17/08/2017 às 20:00
Figura 40 - Distribuidor com servomotores individuais (UHE de bombeamento Ingula, Africa do Sul) 41
Fonte: <http://www.safivegroup.co.za/wp-content/uploads/2014/07/Picture10.jpg>, em 17/08/2017 às 19:50
Figura 41 - Detalhe do pino de cisalhamento 41
Fonte: slides do curso de turbinas da GE, 2015.
Figura 42 - James Watt, pintado por Henry Howard em 1797 42
Fonte: <https://pt.wikipedia.org/wiki/James_Watt>, em 22/06/2017 às 18:10
Figura 43 - Motor a vapor de 1797, fabricação de Boulton & Watt 42
Fonte: <https://es.wikipedia.org/wiki/Regulador_centr%C3%ADfugo#/media/File:Boulton_and_Watt_centrifugal_governor-MJ.jpg>, em 22/06/2017 às 18:15
Figura 44 - Reguladores de velocidade mecânico, mecânico hidráulico e de cartão analógico respectivamente 43
Fonte: < https://hydropower.ornl.gov/docs/HAP/MechGovernorBestPractice.pdf >, em 23/06/2017 às 19:00
Figura 45 - Diagrama simplificado de hidrogerador com regulador de velocidade mecânico (Hovey, 1962) 44
Figura 46 - Diagrama de blocos de regulador de velocidade do tipo mecânico 45
Figura 47 - Sistema exemplo três geradores - Estatismos na base 100 MVA (Ep_G3=5%) 47
Figura 48 - Sistema exemplo três geradores - Estatismos na base 100 MVA (Ep_G3=10%) 47
Figura 49 - Painel de regulador de velocidade digital (painel REIVAX) 48
Fonte: <http://reivax.com/wp-content/uploads/2014/08/Folder-Regulador-de-Velocidade-RVX-POWER.pdf>, em 16/10/2017 às 19:00
Figura 50 - Registro de uma máquina isócrona e outra não isócrona, submetidas a mesma ilha com sobrefrequência 52
Figura 51 - Áreas de Controle de CAG no Brasil (ONS) 53
Figura 52 - Modos de movimentação do servomotor das palhetas diretrizes 56
Fonte: adaptado dos portais < learnchannel-tv.com> e <Gerler Engineering e Design>, em 10/11/2017 às 21:00
Figura 53 - Cilindro hidráulico (servomotor) didático (adaptado REXROTH) 58
Fonte: <http://www.direcionalbauru.com.br/imagens/informacoes/cilindros-hidraulicos-rexroth-03.jpg >, em 10/11/2017 às 18:15
Figura 54 - Áreas diferentes nas duas faces do êmbolo 59
Fonte: adaptado < http://www.hay16.com/video2lKtyam8QBU/hydraulic-symbolscylinder-watch.html >, em 11/11/2017 às 10:00
Figura 55 - Exemplo de unidade hidráulica com grande volume de óleo (UHE Teles Pires) 59
Fonte: <https://www.flickr.com/photos/uhetelespires/albums/with/72157640786094473>, em 10/11/2017 às 19:00
Figura 56 - Exemplo de unidade hidráulca de potência com pequeno volume de óleo (REIVAX) 60
Fonte: slides do Seminário Técnico sobre Sistemas de Regulação - REIVAX, 13 e 14/09/2017, FURNAS, RJ
Figura 57 - Diagrama esquemático 3D de um sistema hidráulico de regulação de turbina (IMPSA) 60
Fonte: material de treinamento da IMPSA, na UHE Simplício
Figura 58 - Modelagem matemática dinâmica do RV hidráulico (adaptado de Morais 2011) 61
Figura 59 - Descida para montagem de rotor Francis da UHE Itaipu 63
Fonte: <http://jie.itaipu.gov.br/node/48548>, em 10/11/2017 às 19:20

Figura 60 - Vista interna do rotor Francis da UHE Itaipu 63
Fonte: <http://www.fotosdobrasil.fot.br/Fotos/Alta/Foz%20do%20Iguacu/Itaipu%20Binacional/imagem%20103.jpg>, em 10/11/2017 às 19:25
Figura 61 - Vista em corte de tipos de turbinas Francis (Adaptado de Macintyre, 1983) 64
Figura 62 - Vista geral de turbinas Francis, “Lenta”, “Normal” e “Rápida” (adaptado de Viana, 2003) 64
Figura 63 - Rotor novo da UHE Sayano (Rússia) 65
Fonte: <http://oaoktz.ru/eng/press/news.aspx?news=1925>, em 11/11/2017 às 9:30
Figura 64 - Rotor da UHE Grand Coulee (EUA) 65
Fonte:< https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/a/a7/Water_turbine_grandcoulee.jpg>, em 11/11/2017 às 9:40
Figura 65 - Rotor da UHE Guri (Venezuela) 65
Fonte:< https://www.andritz.com/resource/blob/56064/70b82a815dc919ad36f697b48c91e691/hy-03-guri-ii-data.jpg> , em 11/11/2017 às 9:37
Figura 66 - Rotor da UHE Três Gargantas (China) 65
Fonte: <https://gizmodo.com/5856952/how-three-gorges-dam-powers-shanghai>, em 10/11/2017 às 19:20
Figura 67 - Rotor da UHE Belo Monte 65
Fonte: <http://1.bp.blogspot.com/-x9T77okXcXU/VLl3DoAR1WI/AAAAAAAAVWo/im6Q9FwrNuE/s1600/DSC_5026.jpg>, em 11/11/2017, em 31/08/2017 às 18:30
Figura 68 - Rotor da UHE Tucuruí II 65
Fonte: livro "Projeto de usinas hidrelétricas: passo a passo", Geraldo Magela Pereira, Ed. Oficina de Textos, 2015
Figura 69 - Rotor sendo transportado para a UHE Teles Pires 66
Fonte:<http://www.alstom.com/pt/press-centre/2015/5/rotortelespires2/>, em 11/11/2017, às 10:15
Figura 70 - Tampa da turbina da UHE Belo Monte 66
Fonte: <http://bancodeimagens.norteenergiasa.com.br/bancoimg>, em 31/08/2017 às 18:20
Figura 71 - Esquema típico de tubo de sucção (adaptado de Mataix, 1975) 67
Figura 72 - Simulação CFD em tubo de sucção (GE) 68
Fonte: slides do curso de turbinas da GE
Figura 73 - Descida de rapel em tubo de sucção 68
Fonte:< http://jie.itaipu.gov.br/sites/default/files/image/19.03.09/resgate1.jpg>, em 31/08/2017 às 20:05
Figura 74 - Construção de tubo de sucção na UHE Colider (COPEL) 69
Fonte: <http://www.copel.com/uhecolider/pagcopel2.nsf/arquivos/tubo_sucao_set_2012/$FILE/tubo %20 sucao%20 set%202012.jpg>, em 31/08/2017 às 20:00
Figura 75 - Vista do “joelho” do tubo de sucção na UHE Belo Monte durante a construção (NORTE ENERGIA).. 69
Fonte: <http://bancodeimagens.norteenergiasa.com.br/bancoimg/#!/?page_id=2241>, em 31/08/2017 às 18:32
Figura 76 - Diagrama de laboratório de ensaios de turbinas da Escher Wiss (adaptado de Lucien Vivier) 70
Figura 77 - Fachada do prédio do laboratório de ensaios de turbinas hidráulicas da NOHAB, em 1960 71
Figura 78 - Foto do Google-Steet View, em junho de 2011 (coord.:58°16'26.5"N 12°16'16.2"E) 71
Figura 79 - Canal de medição de vazão pelo método “traveling screen” (NOHAB, 1960) 72
Figura 80 - Área de ensaios de cavitação e medição de vazão (NOHAB, 1960) 72
Figura 81 - Vista superior da área de teste do modelo da turbina (NOHAB, 1960) 73
Figura 82 - Estrutura de frenagem do eixo e medição da rotação (NOHAB, 1960) 73
Figura 83 - Central de instrumentos de medição (NOHAB, 1960) 74
Figura 84 - Vista de laboratório de hidráulica (ANDRITZ, Araraquara/SP) 74
Fonte: <http://xxivsnptee.com.br/wp-content/uploads/2016/08/3palestrasexpositores_20_10_ggh-estado-da-arte-em-modernizacao-de-maquinas-hidraulicas.pdf, pg 8>, em 05/07/2017 às 18:10
Figura 85 - Moderna mesa de operação dos ensaios hidráulicos de turbinas (GE) 75
Figura 86 - Estrutura de teste de turbinas verticais (GE) 75
Figura 87 - Estrutura de teste de turbina Bulbo (GE) 75
Figura 88 - Rotores em escala reduzida utilizados em laboratório de hidráulica (GE) 75
[Figuras de 85 a 88] Fonte: catálogo institucional de laboratório de turbinas hidráulicas, ALSTOM, atual GE, 2015
Figura 89 - Trança hidráulica em rotor Francis (laboratório da EPFL) 76
Fonte: <https://plus.google.com/photos/photo/107315515960493114324/6042751702150562578?icm= false>, em 05/07/2017 às 18:04

Figura 90 - Cavitação e vórtices em rotor Francis (laboratório da EPFL) 76
Fonte:<https://plus.google.com/photos/107315515960493114324/album/6039049056314646529/6039050784564517522?authkey=CIHTo9ytieWnEg>, em 05/07/2017 às 18:10
Figura 91 - Diagrama de colina de modelo reduzido de trubina Francis normal (Macintyre, 1983) 79
Figura 92 - Diagrama de colina de modelo reduzido de trubina Francis rápida (Macintyre, 1983) 79
Figura 93 - Diagrama de colina do protótipo, UHE Itaipu 50 Hz (adaptado de Almeida, 1987) 81
Figura 94 - Diagrama do torque em função da frequência e da abertura do distribuidor em pu, UHE Itaipu 50 Hz (adaptado de Almeida, 1987) 82
Figura 95 - Diagrama da vazão em função da frequência e da abertura do distribuidor em pu, UHE Itaipu 50 Hz (adaptado de Almeida, 1987) 83
Figura 96 - Diagrama de projeto dos condutos forçados da UHE Furnas 85
Figura 97 - Levantamento dimensional da grade de adução e conduto forçado 86
Figura 98 - Prolongamento e Caixa Espiral, e Vista Desenvolvida (esticada) da C.E. 87
Figura 99 - Detalhe geral da Caixa Espiral em corte e do Pré-distribuidor + Distribuidor 88
Figura 100 - Detalhe geral da Câmara do Rotor 89
Figura 101 - Levantamento dimensional do tubo de sucção 90
[Figuras de 97 a 101] Fonte: adaptado do desenho de próprio punho cedido por Dante Altieri
Figura 102 - Diagrama esquemático de usina hidrelétrica 95
Figura 103 - Modelo de fluxo d'água no conduto forçado 98
Figura 104 - Modelo de fluxo d'água com perda em função da vazão 99
Figura 105 - Modelo de fluxo no conduto em pu, devido à variação da abertura do distribuidor 101
Figura 106 - Degrau de -10% na abertura do distribuidor – abertura e vazão [pu] 102
Figura 107 - Degrau de -10% na abertura do distribuidor – queda bruta e líquida [pu] 102
Figura 108 - Degrau de -10% na abertura do distribuidor – queda resultante e perda por atrito [pu] 102
Figura 109 - Rampa de -10% (em 6 s) na abertura do distribuidor – abertura e vazão [pu] 103
Figura 110 - Rampa de -10% (em 6 s) na abertura do distribuidor – queda bruta e líquida [pu] 103
Figura 111 - Rampa de -10% (em 6 s) na abertura do distribuidor – queda resultante e perdas [pu] 103
Figura 112 - Modelo não linear do conduto forçado e turbina Francis [pu] 107
Figura 113 - Modelo de turbina HYGOV interno do programa PSS/E (PTI/SIEMENS) 107
Figura 114 - Modelo linear simplificado de turbina Francis para pequenos distúrbios 112
Figura 115 - Modelo padrão de Turbina da UHE Furnas (TRANSDIR, GCOI) 113
Fonte: adaptado do relatório de outubro de 1993 do GTAD/GCOI
Figura 116 - Modelo padrão de Turbina da UHE Furnas, base de dados do ONS, novembro de 2013 114
Figura 117 - Diagrama de colina da UHE Itaipu 50 Hz, com "cortes" a cada cinco metros de queda líquida (adaptado de Almeida, 1987) 120
Figura 118 - Família de curvas do Torque em função da Abertura e da Queda (adap. de Almeida, 1987) 122
Figura 119 - Família de curvas da Vazão em função da Abertura e da Queda (adap. de Almeida, 1987) 123
Figura 120 - Exemplo de cálculo de $\Delta M/\Delta h$ (Y) e $\Delta Q/\Delta h$ (Y) para Y=97 mm 125
Figura 121 - Curva de coeficientes variáveis $\Delta M/\Delta h$ (Y) (adap. de Almeida, 1987) 125
Figura 122 - Curva de coeficientes variáveis $\Delta Q/\Delta h$ (Y) (adap. de Almeida, 1987) 125
Figura 123 - Exemplo de cálculo de $\Delta M/\Delta f$ (Y) para Y=97 mm 127
Figura 124 - Curva de coeficientes variáveis $\Delta M/\Delta f$ (Y) (adap. de Almeida, 1987) 127
Figura 125 - Exemplo de cálculo do parâmetro $\Delta Q/\Delta f$ (Y) para Y=97 mm (0,16 pu) 128
Figura 126 - Curva de coeficientes variáveis $\Delta Q/\Delta f$ (Y) (adap. de Almeida, 1987) 128
Figura 127 - Diagramas levantados para a modelagem de turbina da UHE Itaipu–50Hz (adap. Almeida, 1987) 129
Figura 128 - Modelo não linear de seis famílias de curva da turbina de Itaipu-50Hz (adap. Almeida, 1987) 129
Figura 129 - Rotor da UHE Furnas 130
Figura 130 - Diagrama de operação da turbina da UHE Furnas 131
Figura 131 - Curvas M(Y,H), Q(Y,H) e diagramas de coeficientes variáveis para a turbina de Furnas 132
Figura 132 - Diagrama de blocos do modelo de turbina da UHE Furnas 133
Figura 133 - Diagrama do programa ANAREDE com a topologia da UHE Furnas simulada 134
Figura 134 - Diagrama das equações do gerador síncrono de eixo quadratura (manual do ANATEM) 135
Figura 135 - Diagrama das equações do gerador síncrono de eixo direto (manual do ANATEM) 135

Figura 136 - Diagrama de blocos do RAT (UNITROL 5000, ABB) 138
Figura 137 - Diagramas de blocos dos Limitadores (UNITROL 5000, ABB) 140
Figura 138 - Diagrama de blocos do PSS2A (UNITROL 5000, ABB) 142
Figura 139 - Controle com realimentação de frequênica e potência ativa-Rede Completa (NEYRPIC 1500) 143
Figura 140 - Controle com realimentação de frequência-Vazio (NEYRPIC 1500) 144
Figura 141 - Controle com realimentação de frequência e abertura-Rede Isolada (NEYRPIC 1500) 144
Figura 142 - Rejeição com 100% de carga - variação da abertura do distribuidor [pu] 147
Figura 143 - Rejeição com 100% de carga - variação da frequência [pu] 147
Figura 144 - Rejeição com 75% de carga - variação da abertura do distribuidor [pu] 148
Figura 145 - Rejeição com 75% de carga - variação da frequência [pu] 148
Figura 146 - Rejeição com 25% de carga - variação da abertura do distribuidor [pu] 149
Figura 147 - Rejeição com 25% de carga - variação da frequência [pu] 149
Figura 148 - Degrau de -5% - Variação do comando do servomotor do distribuidor [pu] 150
Figura 149 - Degrau de -5% - Variação da Potência da UG06 [MW] 150
Figura 150 - Característica da inércia da água modelada de forma dinâmica 151
Figura 151 - Análise da influência do valor do Tw dinâmico - Rejeição de 100% - Abertura do Distribuidor [pu] 151
Figura 152 - Análise da influência do valor do Tw dinâmico - Rejeição de 100% - Frequência [pu] 152
Figura 153 - Rej.100% - Simul.: R.V novo+(Turbina Seis Curvas versus Turbina HYGOV) - Abertura Dist. [pu] 153
Figura 154 - Rej.100% - Simul.: R.V novo+(Turbina Seis Curvas versus Turbina HYGOV) - Frequência [pu] 154
Figura 155 - Tentativa de validação: R.V novo + turbina HYGOV - Rej.100% - Abert. do distribuidor [pu] 155
Figura 156 - Tentativa de validação: R.V novo + turbina HYGOV - Rej.100% - Frequência [pu] 155
Figura 157 - Tentativa de validação: R.V novo + turbina HYGOV - Rej.75% - Abertura do distribuidor [pu] 157
Figura 158 - Tentativa de validação: R.V novo + turbina HYGOV - Rej.75% - Frequência [pu] 157
Figura 159 - Tentativa de validação: R.V novo + turbina HYGOV - Rej.25% - Abertura do distribuidor [pu] 158
Figura 160 - Tentativa de validação: R.V novo + turbina HYGOV - Rej.25% - Frequência [pu] 158
Figura 161 - Rejeição de 75% de carga, com variação da queda bruta - Abertura do Distribuidor 159
Figura 162 - Rejeição de 75% de carga, com variação da queda bruta - Frequência 159
Figura 163 - Bloqueio de 1 pólo do elo CCAT de FURNAS - Potência nas conversoras [MW] 161
Figura 164 - Bloqueio de 1 pólo do elo CCAT de FURNAS - UHFU, UG06 - Frequência [pu] 161
Figura 165 - Bloqueio de 1 pólo do elo CCAT de FURNAS - UHFU, UG06 - Abertura Distribuidor [pu] 162
Figura 166 - Bloqueio de 1 pólo do elo CCAT de FURNAS - UHFU, UG06-Potência Mecânica e Elétrica [MW] 162
Figura A.1 - Gravura de Vitrúvio apresentando uma de suas obras ao Imperador Augusto César 170
Fonte: < https://pt.wikipedia.org/wiki/Ficheiro:Vitruvius.jpg>, em 22/06/2017 às 18:10
Figura A.2 - Ruina romana com rodas d'água 171
Fonte: <http://www.polish-energy.com/nature/water/>, em 22/06/2017 às 18:20
Figura A.3 - Máquinas hidráulicas de Vitrúvio ("De Architectura", 1ª reedição, 1521) 171
Figura A.4 - Ilustrações da obra Architecture Hydraulique, de Bélidor (Livro II,Cap I, figs 1 e 4) 172
Figura A.5 - Desenhos da turbina de Fourneyron para as fundições Freisans, 1832 174
Fonte: <https://image.slidesharecdn.com/electricityjfmg-100512001425-phpapp01/95/electricity-jfmg-6-728.jpg?cb=1273673690>, em 8/06/2017 às 15:00
Figura A.6 - Maquete de Turbina de Fourneyron, do Museu de Artes e Ofícios de Paris 174
Fonte: <http://www.arts-et-metiers.net/musee/turbine-hydraulique>, em 8/06/2017 às 18:20
Figura A.7 - Turbina Fourneyron (Deutsches Museum) 175
Fonte: <http://www.deutsches-museum.de/en/collections/machines/power-engines/water-turbines/fourneyron-turbine-1834/>, em 8/06/2017 às 18:22
Figura A.8 - Retrato de Benoit Fourneyron 175
Fonte: <https://en.wikipedia.org/wiki/Beno%C3%AEt_Fourneyron>, em 8/06/2017 às 18:22
Figura A.9 -Retrato de Uriah A. Boyden 175
Fonte: <https://en.wikipedia.org/wiki/Uriah_A._Boyden>, em 8/06/2017 às 18:40
Figura A.10 - Turbina de Boyden 175
Fonte: <https://en.wikipedia.org/wiki/Uriah_A._Boyden>, em 8/06/2017 às 18:40
Figura A.11 - Turbina Jonval de 1885 176
Fonte: <https://fr.wikipedia.org/wiki/Turbine_Jonval>, em 8/06/2017 às 19:15

Figura A.12 - Moinho têxtil em 1850, antes do advento da eletricidade.....176
Fonte: <http://www.nebrownstone.com/blog/the-dam-page/>, em 13/06/2017 às 12:00
Figura B.1 - Retrato de Lester Allen Pelton.....177
Fonte: <https://pt.wikipedia.org/wiki/Lester_Allan_Pelton>, em 14/06/2017 às 07:00
Figura B.2 - Desenho original da turbina de Pelton.....177
Fonte: <https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Pelton_wheel_(patent).png>, em 14/06/2017 às 07:00
Figura B.3 - Projeto de turbina Pelton de eixo vertical com cinco bicos injetores (VOITH).....178
Fonte: <http://voith.com/corp-en/turbines-generators/turbines/pelton-turbines.html>, em 14/06/2017 às 07:15
Figura B.4 - Projeto de turbina Pelton de eixo vertical com seis bicos injetores (VOITH).....178
Fonte: <https://www.youtube.com/watch?v=3PoeMQeHePo>, em 14/06/2017 às 07:06
Figura B.5 - Turbina Pelton de eixo horizontal com um bico injetor (ZECO).....179
Fonte: <https://www.zeco.it/wp-content/uploads/2012/11/turbine-pelton-05.jpg>, em 14/06/2017 às 07:20
Figura B.6 - Roda Pelton em operação, mostrando o fluxo bipartido.....179
Fonte: <https://slideplayer.com/slide/10515828/>, em 14/06/2017 às 07:25
Figura B.7 - Bico injetor de turbina Pelton com destaque para a agulha e defletor.....179
Fonte: <http://www.hibbardinshore.com/images-hibbard-inshore/turbine-needle-valve-prior-operation-LG.jpg>, em 14/06/2017 às 07:28
Figura B.8 - Turbina Pelton de dupla roda.....180
Fonte: <http://www.alterima.com.br/wa_upload/images/rodas-pelton-g.jpg>, em 14/06/2017 às 07:18
Figura B.9 - Curva de rendimento de turbina Pelton de cinco injetores (jatos) (adap. de Santos, 2012).....180
Figura B.10 - Detalhe das conchas de Rotor Turgo (VARSPEED HYDRO LTDA).....181
Fonte:<http://www.varspeedhydro.com/Turgo.html>, em 12/06/2017 às 7:30
Figura B.11 - Rotor Turgo em operação (VARSPEED HYDRO LTDA).....182
Fonte: <http://www.varspeedhydro.com/Turgo.html, em 12/06/2017 às 7:33
Figura B.12 - Rotor Turgo moldado em peça única.....182
Fonte: <http://www.expo21xx.com/renewable_energy/19423_st3_hydropower/default.htm>, em 12/06/2017 às 7:55
Figura B.13 - Grupos geradores com turbinas Turgo.....182
Fonte: <http://www.expo21xx.com/renewable_energy/19423_st3_hydropower/default.htm>, em 12/06/2017 às 7:57
Figura B.14 - Turbina Ossberger com entrada horizontal.....183
Fonte: <http://www.ossberger.de/cms/pt/hydro/ossberger-turbine/>, em 12/06/2017 às 12:00
Figura B.15 - Turbina Ossberger com entrada vertical.....183
Fonte: http://www.ossberger.de/cms/pt/hydro/ossberger-turbine/>, em 12/06/2017 às 12:00
Figura B.16 - Rendimento da turbina segmentada.....184
Fonte: <http://cpti.com.br/transformacao.php>, em 12/06/2017 às 13:28
Figura B.17 - Montagem de rotor M.-Banki.....184
Fonte: <http://www.ossberger.de/cms/pt/hydro/ossberger-turbine>, em 12/06/2017 às 12:15
Figura B.18 - Componentes de uma turbina Ossberger.....184
Fonte: <http://www.ossberger.de/cms/pt/hydro/ossberger-turbine/>, em 12/06/2017 às 12:02
Figura B.19 - Distribuidor totalmente aberto.....185
Fonte: <http://www.p-s.cz/banki-turbines-c7z2l1.html>, em 12/06/2017 às 12:14
Figura B.20 - Distribuidor controlando fluxo.....185
Fonte: <http://www.p-s.cz/banki-turbines-c7z2l1.html>, em 12/06/2017 às 12:16
Figura B.21 - Conjunto turbina M.- Banki (azul) e gerador elétrico (vermelho).....185
Fonte: <http://www.hnsa.com.co/turbinas-ossberger/>, em 12/06/2017 às 12:10
Figura B.22 - Turbina do tipo Hélice em fabricação (GETAI).....186
Fonte: <http://m.pt.gthec-es.com/kaplan-turbine/kaplan-turbine-runner/casting-cnc-machining-fixed-and-adjustable.html>, em 22/06/2017 às 18:15
Figura B.23 - Foto histórica de Kaplan em uma fábrica de turbinas, selo postal e cédula.....188
Fonte: composição de <https://www.power-technology.com/wp-content/uploads/sites/7/2017/10/ckd-century-lg.jpg>; <https://alchetron.com/cdn/viktor-kaplan-9e588405-d2e6-4258-b9c4-86673a6a45e-resize-750.jpg> e <https: //www.ma-shops.com/poblocki/item.php?id=1675&lang=en>, em 08/12/2017 às 19:30
Figura B.24 - Modelo de turb. Kaplan (Deutsches Museum).....189

Fonte: <http://www.deutsches-museum.de/en/collections/machines/power-engines/water-turbines/ model-kaplan-turbine-1928/>, em 08/12/2017 às 19:00

Figura B.25 - Turbina Kaplan fabricada em 1922 (VOITH)..... 189
Fonte: <http://www.voith.com/br/o-grupo/historia/marcos-na-historia-13690.html>, em 08/12/2017 às 19:05
Figura B.26 - Vista 3D de uma turbina Kaplan (VOITH)..... 189
Fonte: <http://www.voith.com/br/produtos-e-servicos/energia-hidreletrica/turbinas/turbinas-kaplan-560.html>, em 08/12/2017 às 19:10
Figura B.27 - Turbina Kaplan da UHE Tocoma na Venezuela (IMPSA)..... 190
Fonte: <http://www.impsa.com/pt/noticias/SitePages/23-04-12.aspx>, em 08/12/2017 às 19:15
Figura B.28 - Variação do rendimento com a vazão para diversas turbinas, Macintyre (1983)..... 190
Figura B.29 - Mecanismo de movimentação angular de uma pá Kaplan..... 191
Fonte: slides do Seminário Técnico sobre Sistemas de Regulação - REIVAX, 13 e 14/09/2017, FURNAS, RJ
Figura B.30 - Diagrama de blocos de unidade hidráulica de dupla regulação (Kaplan)..... 192
Figura B.31 - Esquema de turbina Tubular Kaplan S (ETERNOO)..... 193
Fonte: <http://www.eternoohydro.com/turbines/tublar-turbines.html>, em 08/12/2017 às 19:18
Figura B.32 - Foto de grupos geradores com turbina Tubular Kaplan S..... 193
Fonte: <http://www.myhydropower.com/2016/04/s-type-turbine.html>, em 08/12/2017 às 19:20
Figura B.33 - Esquema de turbina Tubular Kaplan Joelho (P&S)..... 193
Fonte: <http://www.p-s.cz/editor_img/Turbina_3Th-scheme-EN.jpg>, em 08/12/2017 às 19:25
Figura B.34 - Desenho esquematico 3D de uma turbina Kaplan Bulbo (ANDRITZ)..... 194
Fonte: <https://www.andritz.com/resource/blob/31652/9aeb1e017e1bdfe5d00f79f5f43054b0/hy-hn29-pt-data.pdf>, pág.19, em 08/12/2017 às 19:25
Figura B.35 - Vista 3D de turbina Kaplan Poço (ETERNOO)..... 196
Fonte: <http://www.eternoohydro.com/d/pic/products/turbines/tublar-turbines/3.jpg>, em 08/12/2017 às 19:30
Figura B.36 - Comparação entre turbinas Bulbo, Poço e Tubular S (VOITH)..... 196
Fonte: <http://pdf.directindustry.com/pdf/voith-turbo/bulb-pit-turbines/39449-368958-_5.html>, em 08/12/2017 às 19:35
Figura B.37 - Maquete de turbina Straflo da ESCHER WYSS (Macintyre, 1983)..... 197
Figura B.38 - Turbina Straflo em fabricação para usina maremotriz Annapolis Royal, Canadá..... 197
Fonte: <http://www.scielo.cl/fbpe/img/ingeniare/v19n2/Bezerra_fig10.jpg>, em 09/12/2017 às 07:00
Figura B.39 - Turbina Deriaz da usina..... 198
Fonte: <http://ckd.webmaster3.cz/production-programme/large-hydro/water-turbines-types-diagram/ water-turbines-deriaz/>, em 09/12/2017 às 08:02
Figura B.40 - Turbina Deriaz da usina Takami (Japão)..... 198
Fonte: <http://www.daviddarling.info/encyclopedia/D/AE_Deriaz_turbine.html>, em 09/12/2017 às 07:10
Figura B.41 - Turbina Alden em simulação CFD..... 199
Fonte: <https://energy.gov/articles/fish-friendly-turbine-making-splash-water-power>, em 09/12/2017 às 07:20
Figura B.42 - Turbina Alden projetada pela VOITH..... 199
Fonte: <http://www.voith.com/br/produtos-e-servicos/energia-hidreletrica/produtos-ecologicamente-corretos/turbina-alden-873.html>, em 09/12/2017 às 07:25
Figura B.43 - Turbina do tipo Parafuso de Arquimedes..... 199
Fonte: <https://i.pinimg.com/736x/eb/4d/d6/eb4dd6db0972a2b2add053f2409abe60--archimedes-screw-water-systems.jpg>, em 14/12/2017 às 08:25
Figura B.44 - Projeto de turbina Paraf.de Arquimedes..... 199
Fonte: <http://xxivsnptee.com.br/wp-content/uploads/2016/08/palestrasexpositores_19_ggh-aproveitamento-hidraulica-em-barragens-e-etruturas-existentes.pdf>, pág. 23, em 14/12/2017 às 08:30
Figura B.45 - Esquema de funcionamento de uma turbina de vórtice gravitacional..... 200
Fonte: <https://pt.slideshare.net/hronoya/instituto-nikola-tesla-micro-usina-hidreltrica-df>, pág.7, em 14/12/2017 às 08:33
Figura B.46 - Turbina de vórtice gravitacional em operação..... 200
Fonte: <https://pt.slideshare.net/hronoya/instituto-nikola-tesla-micro-usina-hidreltrica-df>, pág.11, em 14/12/2017 às 08:33

Figura C.1 - Turbinas de 1 cv sob queda de 1 m, de acordo com a vel. específica ns (Macintyre, 1983)..... 203
Figura C.2 - Seleção do tipo de turbina pela rotação específica (Harvey, 1993) 204
Figura C.3 - Campo de uso das turbinas segunda a velocidade específica (Macintyre, 1983)..... 205
Figura C.4 - Diagrama de escolha de turbinas pela rotação padrão (VOITH Hydro School) 206
Figura C.5 - Diagrama de escolha de turbinas em função da queda e da vazão (Morais 2011)..... 207
Figura C.6 - Diagrama de escolha de turbinas em função da queda e da vazão..... 207
Fonte: <http://www.hidroenergia.com.br/assets/2016042603/app/img/produtos/queda-vs-potencia.jpg>, em 15/12/2017 às 07:50
Figura C.7 - Diagrama de escolha de turbinas em função da queda e da vazão (catálogo ESCHER WYSS) 208
Figura C.8 - Diagrama de escolha de turbinas em função da queda e da vazão 208
Fonte: <http://miguelhadzich.com/wp-content/uploads/2013/04/afiche-Seleccion-Turbinas-hidraulica-GRUPO-PUCP.jpg>, em 15/12/2017 às 19:00
Figura C.9 - Diagrama de rendimento de turbinas em função da queda e velocidade específica (Viana, 2003) 209
Figura C.10 - Diagrama de rendimento de turbinas em função da vazão (Viana, 2003) 209
Figura D.1 - Variação da velocidade angular limitada pela inércia (Macintyre, 1983) 210
Figura D.2 - Volante de inércia em fabricação para geradores de pequeno porte (HUNAN SUNNY, China)..... 211
Fonte: < http://hunan-sunny.en.made-in-china.com/productimage/GMtJNTgxvjRv-2f1j00UMhtGwVWaNzY/China - Francis-Hydro-Water-Turbine-Flywheel-Hydropower-Turbine.html>, em 31/08/2017 às 18:28
Figura D.3 - Diagrama da Equação de oscilação eletromecânica (manual do ANATEM) 217
Figura E.1 - Diagrama de Capacidade das unidades geradoras 1 a 6 da UHE Furnas 218
Figura E.2 - Curva de satuação do campo das unidades geradoras 1 a 6 da UHE Furnas..... 219

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Relação de queda bruta verificada em cada ensaio de comissionamento 16
Tabela 2 - Exemplos ilustrativos de modos de conexão à rede elétrica 50
Tabela 3 - Exemplo ilustrativo das malhas de controle automático do Regulador de Velocidade Digital 51
Tabela 4 - Redes e respectivas malhas de controle utilizadas 51
Tabela 5 - Comprimento do conduto forçado por unidade geradora 85
Tabela 6 - Comprimentos e áreas médias geométricas da tomada d'água e conduto forçado 86
Tabela 7 - Comprimentos e áreas médias geométricas da caixa espiral 87
Tabela 8 - Comprimentos e áreas médias geométricas do Pré-distribuidor + Distribuidor 88
Tabela 9 - Comprimentos e áreas médias geométricas do rotor 89
Tabela 10 - Comprimentos e áreas médias geométricas do tubo de sucção 90
Tabela 11 - Parâmetros do Modelo de Turbina da UHE Furnas (Base de novembro de 2013) 114
Tabela 12 - Valores base das unidades geradoras de 50 Hz da UHE Itaipu (Almeida, 1987) 121
Tabela 13 - Dados considerados para a turbina 6 da UHE Furnas 132
Tabela 14 - Dados gerais das unidades geradoras de 1 a 6 137
Tabela 15 - Dados básicos dos geradores (reatâncias não saturadas) 137
Tabela 16 - Parâmetros do RAT 139
Tabela 17 - Parâmetros do Limitador de Corrente de Campo 141
Tabela 18 - Parâmetros do Limitador de Subexcitação – P/Q 141
Tabela 19 - Parâmetros do Limitador de Corrente Estatórica 141
Tabela 20 - Parâmetros do Limitador Volt/Hertz 141
Tabela 21 - Parâmetros do PSS 142
Tabela 22 - Parâmetros ajustados para o Modo Rede Completa do Regulador de Velocidade 143
Tabela 23 - Parâmetros ajustados para o Modo Vazio do Regulador de Velocidade 144
Tabela 24 - Parâmetros ajustados para o Modo Rede Isolada do Regulador de Velocidade 144
Tabela 25 - Parâmetros reajustados no modelo tradicional de turbina HYGOV 155

LISTA DE SIMBOLOGIAS E ABREVIAÇÕES

A seguir, são apresentadas as simbologias e abreviações utilizadas, de forma a facilitar a compreensão da dissertação.

Símbolo	Descrição
δ	Ângulo elétrico interno do gerador [rad]
Γ	Indicador de regulação estável ($= T_m/T_w = (2 \cdot H)/T_w$)
$\lambda 1$	Constante adimensional do regulador de velocidade
$\lambda 2$	Constante adimensional do regulador de velocidade
Δh	Variação da pressão na caixa espiral
Δf_{pu}	Desvio da frequência da turbina em relação ao valor nominal de 60 Hz, [pu]
ΔPL	Variação de carga consumidora
$\Delta\omega$	Variação da velocidade angular do rotor
$\frac{\Delta M}{\Delta h}(Y) \cdot \Delta h$	Torque mecânico adicional devido à variação de pressão na caixa espiral
$\frac{\Delta M}{\Delta f}(Y) \cdot \Delta f$	Torque mecânico adicional devido à variação da frequência da turbina
$\frac{\Delta Q}{\Delta h}(Y) \cdot \Delta h$	Vazão adicional devido à variação de pressão na caixa espiral;
$\frac{\Delta Q}{\Delta f}(Y) \cdot \Delta f$	Vazão adicional devido à variação da frequência (rotação) da turbina.
ηcir	Rendimento associado às perdas de carga do circuito hidráulico
η_ger	Rendimento do gerador
η_m	Rendimento do modelo reduzido da turbina
η_p	Rendimento do protótipo da turbina
γ	Peso específico da água, ($=g \cdot \rho$), [N/m^3]

ρ	Massa específica da água [kg/m^3]
$\rho H2O$	Densidade específica da água à 20^o C [kg/m^3]
ω	Velocidade angular do gerador [rad/s]
ωe	Velocidade angular elétrica do gerador [rad/s]
ωs	Velocidade angular síncrona do sistema [rad/s]
β	Fator numérico relacionado com a rotação terrestre ($5{,}3 \cdot 10^{-3}$)
δ	Estatismo transitório (e_t)
λ	Latitude
σ	Estatismo permanente (E_p)
a	Aceleração do fluido [m/s^2]
A	Área da secção transversal do conduto [m^2]
ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
A_s	Ganhos do sistema servomotor
CAG	Controle Automático de Geração (regulação secundária de carga-geração)
CCAT	Corrente Contínua em Alta Tensão
CDU	Controle definido pelo usuário (programa ANATEM)
Cf	Torque de fricção
CFD	Computational Fluid Dynamics (simulação computacional de dinâmica dos fluidos)
CIGRE	Conseil International des Grands Réseaux Electriques (Conselho Internacional de Grandes Redes Elétricas), associação internacional sem fins lucrativos
CLP	Controladores Lógicos Programáveis
CSMP	Continuous System Modelling Program (IBM), software de solução de equações diferenciais numéricas
Dcar	Constante de amortecimento da carga (consumidores)

Dele	Amortecimento elétrico do gerador, amortecimento elétrico da carga
Dm	Diâmetro do rotor do modelo reduzido [m]
Dp	Diâmetro do rotor do protótipo [m]
Dt, Dtur	Constante de amortecimento (damping) da turbina
E.R.A.C.	Esquema Regional Alívio de Carga (corte de carga para recuperação de frequência)
E''d	Tensão subtransitória da máquina projetada no eixo direto
E''q	Tensão subtransitória da máquina projetada no eixo quadratura
E'd	Tensão transitória da máquina projetada no eixo direto
E'q	Tensão transitória da máquina projetada no eixo quadratura
E_{cin}	Energia cinética da massa girante (conjunto turbina, eixo e gerador), quando esta possui a velocidade de rotação síncrona [MW·s]
Efd	Tensão de campo da máquina
Ep	Estatismo permanente (σ)
Eq	Tensão proporcional à corrente de campo da máquina
$\|E''\|$	Módulo da tensão subtransitória da máquina
et	Estatismo transitório (δ)
F	Força resultante [N]
FF	*Flat frequency* (modo de controle de frequência constante, CAG)
FM	Fator de Torque [pu]
fp, fper	Fator de perda (associado a perda por atrito no conduto) [s^2/m^5]
fper_pu	Fator de perda (associado a perda por atrito no conduto) [pu]
FQ	Fator de perda por atrito [pu]
FTL	*Flat tie line* (modo de controle de intercâmbio constante, CAG)
g	Aceleração da gravidade [m/s^2]

GD2	Valor associado ao momento de inércia (4 vezes J) [$kg \cdot m^2$]
G_{FL}	Abertura do distribuidor em plena carga [pu]
G_{NL}	Abertura do distribuidor para condição de marcha em vazio [pu]
g_p	Aceleração da gravidade padrão, ao nível do mar e na latitude (9,8062 m/s^2)
Gpu	Abertura do distribuidor [pu]
H	Desnível potencial gravitacional [m]
H	Constante de tempo de inércia da máquina [(MW·s) / MVA ou Tm/2]
Hb, Hbru	Queda bruta, (=Nivel Montante – Nivel Jusante) [m]
Hbn	Queda bruta nominal de regime permanente [m]
HL	Queda líquida lida no eixo das abcissas
Hliq	Queda líquida; altura equivalente à pot. hidráulica convertida na turbina [m]
Hm	Queda no modelo reduzido [m]
Hp	Queda no protótipo [m]
Hper	Queda de pressão (altura de perdas de carga por atrito) [m]
hr	Queda líquida em pu para vazão nominal e carga nominal [pu]
Hresul	Altura resultante [m]
HYGOV	Hydro turbine-governor model (modelo de RV+turbina do programa PSS/E)
Id	Corrente de armadura da máquina projetada no eixo direto
IEEE	Institute of Electrical and Electronics Engineers (Instituto de Engenheiros Eletricistas e Eletrônicos), associação internacional sem fins lucrativos
Ifd	Corrente de campo da máquina
Iq	Corrente de armadura da máquina projetada no eixo quadratura
J	Momento de inércia polar do conjunto girante [$kg \cdot m^2$]
L	Comprimento de cada trecho do circuito hidráulico [m]
L	Comprimento do conduto [m]

L d	Indutância síncrona de eixo direto
L q	Indutância síncrona de eixo em quadratura
L/A	Relação dimensional mecânica do circuito hidráulico
L''d	Indutância subtransitória de eixo direto
L'd	Indutância transitória de eixo direto
Ll	Indutância de dispersão da armadura
$M_{(Y,HL)}$, *M*	Torque mecânico fornecido pela turbina em função da abertura do distribuidor e da queda líquida disponível
m	Massa do corpo em movimento [kg]
M_{11}	Torque mecânico do modelo reduzido [kgf·m], quando Hm=Dm=1
M_m	Torque (conjugado) mecânico do modelo reduzido [kgf·m]
M_o	Torque mecânico inicial
M_p	Torque (conjugado) mecânico do protótipo [kgf·m]
n_{11}	Rotação do modelo reduzido [rpm], quando Hm=Dm=1
n_m	Rotação do modelo reduzido [rpm]
n_p	Rotação do protótipo [rpm]
n_s	Rotação síncrona do conjunto [rpm]
ONS	Operador Nacional do Sistema Elétrico
P.I.	Controlador proporcional integral
PID	Controlador proporcional integral derivativo
pu	Sistema por unidade, forma de expressar grandezas de forma normalizada
P_{11}	Potência mecânica do modelo reduzido (cv ou hp ou W), quando Hm=Dm=1
P_{ele_u}	Potência elétrica do gerador
$P_{hidraulica}$	Potência hidráulica
P_m	Potência mecânica do modelo reduzido (cv ou hp ou W)

P_{mec_eixo}	Potência mecânica no eixo do grupo gerador
P_{mec_u}	Potência mecânica da turbina [pu]
P_p	Potência mecânica do protótipo (cv ou hp ou W)
P_{r_tur}	Potência ativa nominal da turbina [MW]
PSS/E	Power Transmission System Planning Software
PTI	Power Technologies International (empresa atualmente do grupo Siemens)
$Ptur, N$	Potência mecânica nominal na ponta do eixo da turbina [W]
Q (Y,HL)	Vazão que passa pela turbina em função da abertura do distribuidor e da queda líquida disponível
Q	Vazão turbinada (velocidade fluido x área do conduto) [m^3/s]
Q11	Vazão turbinada no modelo reduzido (m^3/s), quando Hm=Dm=1
Qm	Vazão turbinada no modelo reduzido [m^3/s]
Qn	Vazão nominal [m^3/s]
Qnl, qnl	Vazão em condição de marcha em vazio (speed no load)
QNL_pu	Vazão em condição de marcha em vazio (speed no load) [pu]
Qo	Vazão inicial
Qp	Vazão turbinada no protótipo [m^3/s]
Qpu	Vazão turbinada [pu]
qr	Vazão em pu para carga nominal
R	Raio da Terra (6,371·106 m)
Ra	Resistência do enrolamento de armadura
RDPs	Registradores Digitais de Perturbação
s	Operador de Laplace
S_b	Potência aparente base da máquina [MVA]
SIN	Sistema Interligado Nacional

S_{r_ger}	Potência aparente nominal do gerador [MVA]
T' do	Constante de tempo subtransitória de eixo direto em circuito aberto [s]
T''qo	Constante de tempo subtransitória de eixo em quadratura em circ. aberto [s]
T'do	Constante de tempo transitória de eixo direto em circuito aberto [s]
Tg	Tempo de fechamento do servomotor das palhetas diretrizes [s]
TLB	*Tie line bias* (modo de controle de frequência e intercâmbio via bias, CAG)
Tm	Tempo de inércia mecânico da unidade geradora (=2·H) [s]
Tr	Constante de tempo [s]
Tw	Constante de tempo de inércia da água do conduto [s]
UHE	Usina Hidroelétrica
v	Velocidade do fluido [m/s]
Y	Abertura do distribuidor [mm ou pu]
z	Altitude [m]

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

Um sistema elétrico de potência tem como objetivo gerar, transmitir e distribuir energia na forma de eletricidade, com a melhor confiabilidade, segurança, custo e responsabilidade sócia ambiental possível, e atendendo sempre e de forma ininterrupta, a variação das demandas dos consumidores ou carga.

Devido a suas diversas bacias hidrográficas, o Brasil, desde o início de sua recente industrialização, tem-se utilizado largamente de usinas hidrelétricas e em particular de inúmeras turbinas de grande porte, em sua maioria as do tipo Francis. De acordo com o Banco de Informações de Geração da ANEEL, em 09 de junho de 2017, a geração hidráulica em operação correspondia 61,21% da matriz energética brasileira.

Engenharia hidrelétrica refere-se à tecnologia envolvida em converter a energia de pressão e a energia cinética da água em energia elétrica, mais facilmente utilizável. A máquina primária motriz, no caso da hidroeletricidade, é uma roda d´água ou turbina hidráulica que converte a energia da água em energia mecânica.

Mais cedo, na história do desenvolvimento e uso da energia, rodas d'água forneciam potência através de conexão direta ou com polias e sistemas de engrenagem para movimentar várias máquinas, tais como moinhos de grãos, fábricas de papel e indústrias de tecelagem. Desde tempos remotos, rodas d'água, como a Roda Persa e a Nora Chinesa, são usadas em sistemas de irrigação para elevar água de locais mais baixos para outros mais altos.

Com o desenvolvimento dos geradores elétricos de corrente alternada, graças à genialidade e empenho de Nikola Tesla e seus predecessores, e principalmente a partir do projeto da hidrelétrica de Niagara Falls em 1895, no Estado de Nova York, executado por George Westinghouse, finalmente pode-se converter a energia mecânica das turbinas hidráulicas em energia elétrica de forma prática e eficiente.

A turbina Francis, ou turbina de reação, e a turbina Pelton, ou de ação, são dos mais antigos e bem conhecidos tipos de turbina que foram desenvolvidos com considerável

sofisticação antes de 1900. Elas foram fundamentais para fazer da geração de energia elétrica um setor de enorme sucesso e bastante prático. Mais recentemente foram desenvolvidas as igualmente bem suscedidas turbinas axiais, como por exemplo, as do tipo Kaplan e Bulbo.

Para aproveitamentos de menor potência e geração distribuída tem-se utilizado também turbinas hidro cinéticas, turbinas hidráulicas inspiradas nas do tipo eólica, turbinas de parafuso de Arquimedes, turbinas de vórtice gravitacional, entre outras.

Até meados de 1970 o padrão de desenvolvimento de turbinas hidráulicas foi criar unidades cada vez maiores em diâmetro e potência, pois pequenas plantas hidrelétricas não eram competitivas comercialmente com as usinas de combustível fóssil.

Nos dias atuais, apesar da tendência do uso de geração distribuída, redes inteligentes e fontes renováveis de energia (eólica, solar e biomassa), além de diversas termoelétricas movidas a gás natural, ainda tem-se instalado grandes turbinas hidráulicas, principalmente nas bacias hidrográficas do Norte e Centro-Oeste do país, com destaque para as maiores unidades tipo Kaplan Bulbo do mundo das usinas de Jirau e Santo Antônio, grandes turbinas Francis nas usinas de Teles Pires, Belo Monte e Tapajós, além de turbinas Kaplan de elevada potência nas usinas de São Manoel e Sinop.

Além de toda a engenharia de construção, os estudos computacionais utilizando modelos de simulação são fundamentais para o planejamento elétrico e estudos da operação destas unidades geradoras conectadas ao Sistema Interligado Nacional (SIN).

1.1 - Estrutura da dissertação

Esta dissertação de mestrado é composta pela seguinte estrutura:

O capítulo 1 apresenta informações de caráter geral como uma breve introdução ao desenvolvimento das turbinas hidráulicas, a estrutura da dissertação, a revisão bibliográfica e a descrição da motivação, objetivo e realização desta dissertação.

O capítulo 2 apresenta um resumo da classificação dos tipos de estabilidade nos estudos de sistemas elétricos de potência.

O capítulo 3 apresenta considerações inicias sobre geração hidráulica e a classificação dos vários tipos de turbinas hidráulicas.

O capítulo 4 apresenta a história da Turbina Francis, o detalhamento de seus componentes e acessórios, para sua operação acoplada a um gerador síncrono interligado à Rede Elétrica.

O capítulo 5 descreve os ensaios de modelo reduzido de turbina Francis e a utilidade de seus resultados para elaboração de modelos de simulação.

O capítulo 6 descreve o circuito hidráulico da turbina, dando ênfase ao conduto forçado e sua modelagem matemática para fins de estudos de transitórios eletromecânicos.

O capítulo7 aborda as modelagens dinâmicas de turbina Francis, desde a mais simplificada e linear até a mais elaborada e não linear baseada em dados de ensaio de modelo reduzido.

O capítulo 8 apresenta a modelagem dos demais componentes utilizados nas simulações como o programa ANATEM, tais como: rede elétrica, gerador, regulador de tensão e regulador de velocidade.

O capítulo 9 apresenta as simulações de validação do modelo computacional proposto pela dissertação em relação aos testes reais realizados em campo, assim como simulações adicionais considerando o modelo já validado.

O capítulo 10 apresenta as conclusões da dissertação, assim como sugestões para trabalhos futuros.

Os apêndices trazem: considerações sobre a evolução histórica das turbinas hidráulicas, descrição de outros tipos de turbinas além da Francis, equações e diagramas que auxiliam na escolha do tipo de turbina adequado para um determinado aproveitamento hidráulico, explicações sobre a inércia do grupo gerador e a importância de seu dimensionamento na estabilidade da rede elétrica, a equação de oscilação da máquina síncrona, assim como os códigos dos modelos executados no programa ANATEM.

1.2 - Revisão Bibliográfica

Conforme os sistemas elétricos de potência foram tornando-se maiores, mais complexos e mais interligados, tornou-se necessária uma modelagem mais detalhada da dinâmica das turbinas hidráulicas a fim de reproduzir a real interação entre os diversos elementos representados nas simulações com mais fidelidade.

Os trabalhos pioneiros de modelagem das turbinas hidráulicas surgiram no início da década de 60, e desde então têm sido publicados diversos artigos com esforços de aperfeiçoamento e detalhamento dos modelos conforme se faz necessário. Apresenta-se a seguir um resumo dos principais trabalhos de modelagem de turbina hidráulica e reguladores de velocidade publicados.

Um dos primeiros artigos de modelagem dinâmica para estudos de estabilidade de hidrogeradores foi o de Oldenburger e Donelson (1962). Nele são apresentados os equacionamentos dos sistemas hidráulicos e das turbinas da *Apalachia Hydroelectric Plant*, objetivando a melhoria dos ajustes dos reguladores de velocidade e visando uma resposta dinâmica mais amortecida. Partindo de equações diferenciais parciais para fluidos no conduto forçado, cujas soluções recaem em funções hiperbólicas, semelhantes às equações de onda das linhas de transmissão longas, o modelo é submetido a aproximações para funções polinomiais por expansão em série de potência. Com essas funções polinomiais truncadas e a Transformada de Laplace, é realizado o método de resposta em frequência para o ajuste ótimo dos reguladores de velocidade. O artigo apresenta respostas teóricas validadas por dados experimentais, com boa aproximação entre valores reais e simulados.

Também considerado como pioneiro na área de estudos de controle de hidrogeradores, Hovey (1962) trata sobre o ajuste ótimo dos reguladores de velocidade da *Manitoba Hydro System*, que na época era um sistema elétrico isolado, apresentando um procedimento prático com base em fórmulas que levam em conta a inércia do grupo gerador (Tm) e a constante de tempo de inércia da água (Tw), calculados ou levantados por ensaios de campo. Trata-se de um método empírico e iterativo onde os ajustes são realizados até que determinadas constantes adimensionais do regulador de velocidade ($\lambda 1$ e $\lambda 2$) atinjam seus valores ótimos. São citadas pelo autor as limitações e aproximações adotadas nos modelos, tais como as linearizações e alguns fatores desprezados nos cálculos. A Figura 1 ilustra as condições de estabilidade segundo os valores dos adimensionais $\lambda 1$ e $\lambda 2$, conforme apresentado no artigo.

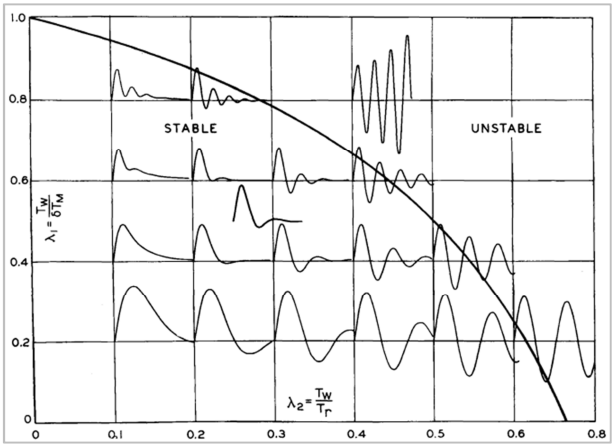


Figura 1 - Limite de estabilidade dos transitórios de frequência segundo λ1 e λ2 (Hovey, 1962)

Com o mesmo objetivo de ajustar reguladores de velocidade de turbinas hidráulicas, Schleif e Wilbor (1966) defendem que com a maior interconexão dos sistemas elétricos de potência, novos métodos de ajuste ótimo de reguladores de velocidade devem ser estabelecidos, principalmente quando as unidades geradoras são submetidas a rápidas variações de carregamento, como, por exemplo, durante as rejeições de carga. No artigo apresentam uma metodologia de otimização de ajuste baseada no tempo de fechamento do servomotor das palhetas diretrizes (Tg), nos ganhos do sistema servomotor (As), assim como na escolha do estatismo transitório (δ) e da constante de tempo (Tr) de relaxamento do mecanismo amortecedor (dashpot). Assumem a premissa de que uma regulação feita para um sistema isolado é também boa para o sistema interligado. Apresentam comparações gráficas de transitórios de velocidade angular de geradores, que operam em paralelo e isolados, e são submetidos à rejeição de carga. Citam o efeito transitório inicial de diminuição de potência quando da abertura do distribuidor e do aumento da vazão no conduto, ocasionado pela inércia da coluna d'água (conhecido na área de controle como sistema de fase não mínima). A Figura 2 exemplifica a influência dos reguladores de velocidade e suas características na estabilidade de frequência, segundo o artigo.

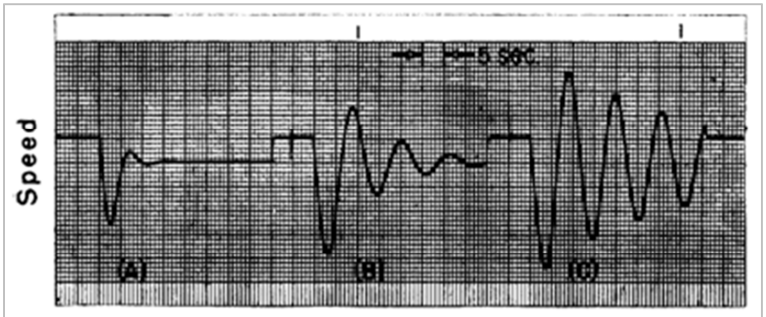


Fig. 2. Effects of servosystem gain and delay. (A) is the speed transient with servosystem gain (A_s) of 20, $T_w = 0.5$, $T_m = 10$, $\delta = 0.1$, $T_r = 2.5$, $\sigma = 0.05$, load increment 0.05 per unit. (B) is the speed transient with servosystem gain (A_s) of 5. (C) is the speed transient with servosystem gain (A_s) of 5 and servosystem delay (T_s) of 0.5 seconds.

Figura 2 - Influência do ganho e do atraso do servomotor na estabilidade [frequência] (Schleif e Wilbor, 1966)

Posteriormente, Undrill e Woodward (1967) apresentam um modelo não linear que vai além do proposto por Hovey por considerarem limitações de ganho da válvula de comando e do servomotor, além da variação da característica da turbina de acordo com o seu ponto de operação. É feita uma consideração sobre o rendimento da turbina, assim como uma forma de representá-la considerando a sua vazão (Qnl) em condição de marcha em vazio (speed-no-load), forma de representação posteriormente adotada no trabalho IEEE (1992). São feitas ainda demonstrações esclarecedoras sobre o amortecimento mecânico da turbina (Dt), sendo indicados alguns valores típicos. O artigo propõe também um procedimento prático de determinação do estatismo transitório de um regulador real. A Figura 3 apresenta a comparação realizada no artigo entre simulação e oscilografia de ensaio real.

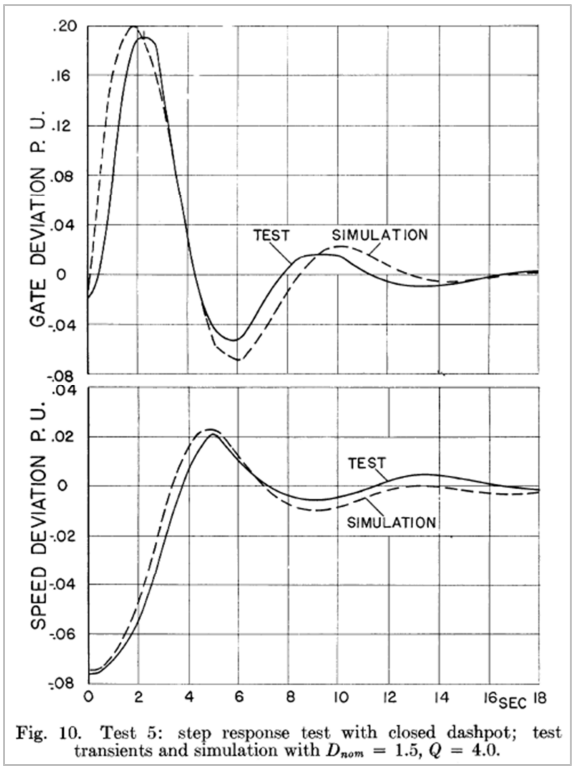


Fig. 10. Test 5: step response test with closed dashpot; test transients and simulation with $D_{nom} = 1.5$, $Q = 4.0$.

Figura 3 - Resposta ao degrau com dashpot bloqueado [var. no dist. e na freq.] (Undrill e Woodward, 1967)

Ramey e Skooglund (1970) realizam a comparação entre uma modelagem mais detalhada do regulador de velocidade mecânico-hidráulico, mais a turbina e o conduto forçado, e uma modelagem equivalente, mais simplificada, desses componentes, conforme a Figura 4. Apesar das diferenças apresentadas, principalmente na dinâmica do torque, destacam que como o modelo equivalente simplificado possui resposta mais oscilatória, é considerado como mais conservador (cenário pessimista), segundo ilustra a Figura 5. O modelo de turbina detalhado é equacionado a partir de coeficientes (a11, a12, a13, a21, a22, a23) resultantes das derivadas parciais da vazão e torque da turbina em relação à: queda hidráulica, velocidade de rotação e

abertura do distribuidor. No artigo é demonstrado como o modelo detalhado se converte no modelo simplificado clássico quando se despreza a influência da variação da rotação no torque produzido, e quando se assume perdas ideais na turbina e condições iniciais de plena carga. Também é apresentado o equacionamento de um regulador de velocidade elétrico baseado em transistores (eletrônico), de fornecimento da *Woodward Governor Company*, com blocos de controle PID, que já começavam a ser difundidos desde 1960.

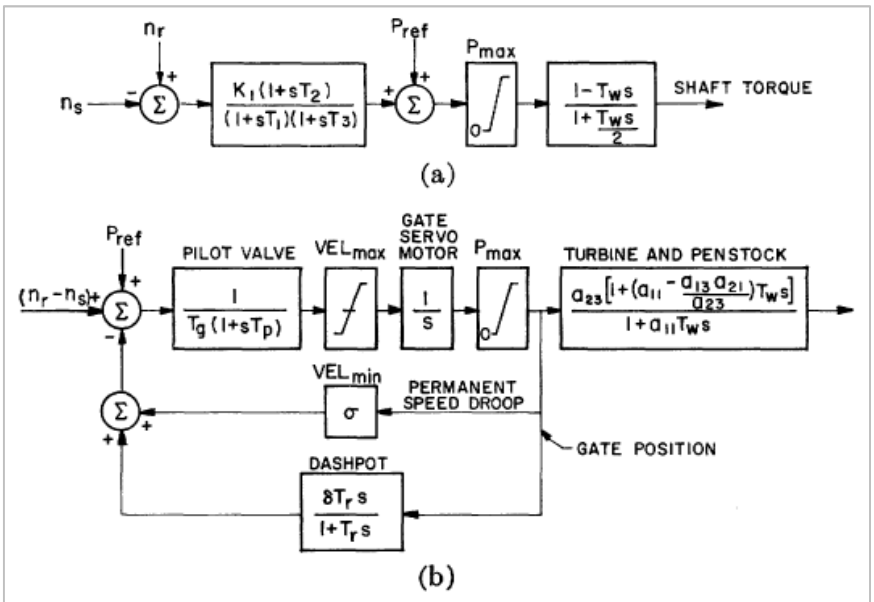


Fig. 3. Hydrogovernor–turbine representation for computer simulation. (a) Equivalent representation. (b) Detailed representation.

Figura 4 - Modelo equivalente (a) e detalhado (b) de RV + turbina hidráulica (Ramey e Skooglund, 1970)

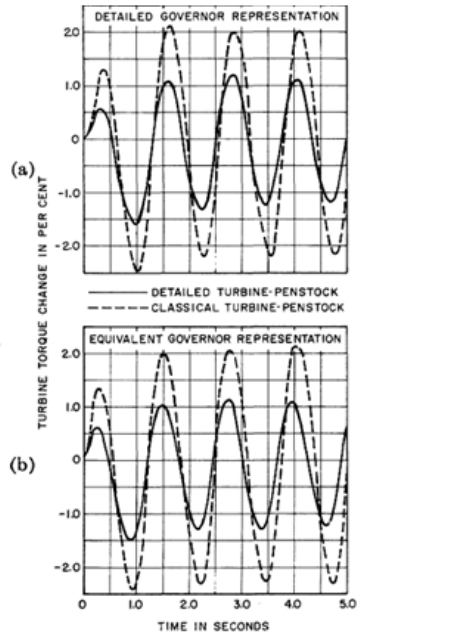


Fig. 4. Hydroturbine torque change versus time for different governor and turbine-penstock representations. (a) Detailed governor representation. (b) Equivalent governor representation.

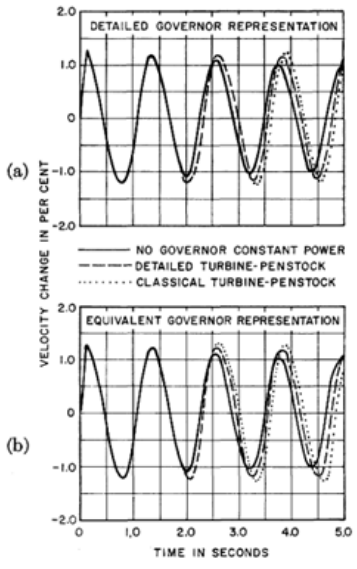


Fig. 5. Hydroturbine–generator velocity change versus time for different governor and turbine-penstock representations. (a) Detailed governor representation. (b) Equivalent governor representation.

Figura 5 - Comparação entre modelos [var. de torque e de velocidade] (Ramey e Skooglund, 1970)

Young (1972) amplia a abordagem para estudos de estabilidade de grandes sistemas elétricos de potência, através da modelagem de: geradores elétricos síncronos, sistemas de excitação, turbinas hidráulicas, turbinas a vapor, relés de proteção e cargas, adequados o bastante para representação dinâmica de até 20 segundos. A representação de Young (1972) para turbinas hidráulicas é mais detalhada que a de Ramey e Skooglund (1970), sendo mais não linear e fidedigna, representando até mesmo as chaminés de equilíbrio dos condutos forçados, que até então eram desprezadas nas modelagens, conforme Figura 6.

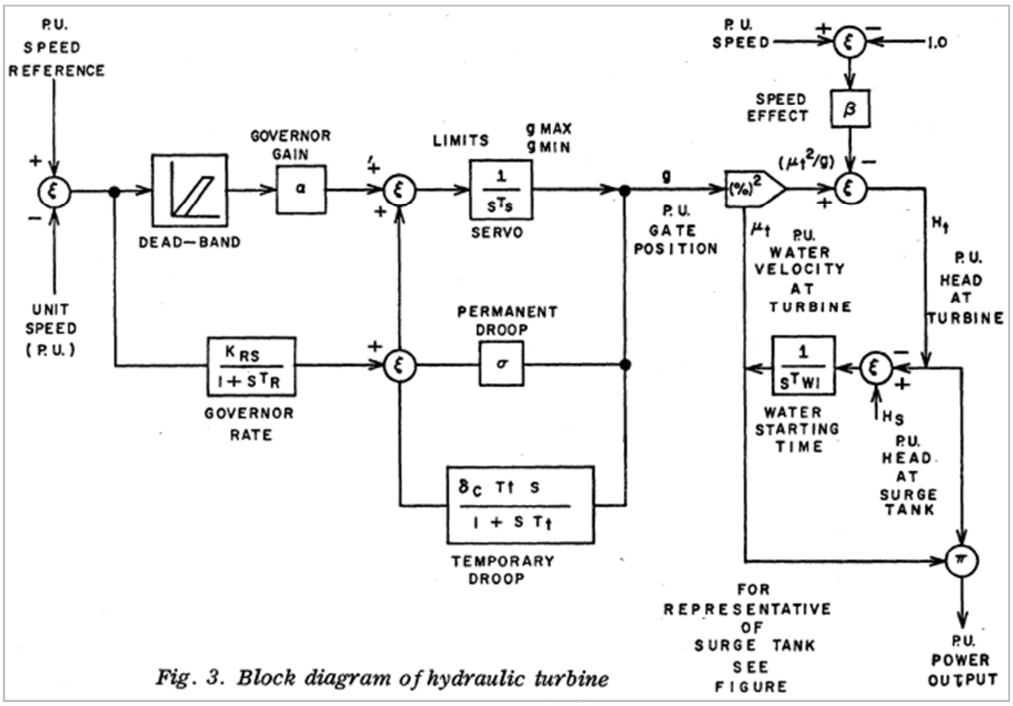


Figura 6 - Modelo de RV + turbina com inclusão de chaminé de equilíbrio (Young, 1972)

A força-tarefa IEEE (1973), *Dynamic Models for Steam and Hydro Turbines in Power System Studies*, apresenta a consolidação dos modelos de simulação mais gerais até então elaborados, aplicados aos principais tipos de turbinas hidráulicas e movidas à vapor, e seus respectivos reguladores de velocidade. Em relação às turbinas a vapor, neste trabalho são apresentados modelos lineares para seis tipos de arranjos de compressores, além dos modelos de seus reguladores de velocidade mecânico-hidráulicos, e também eletro-hidráulicos de fabricação da *General Electric* e da *Westinghouse*. Também é apresentado um modelo universal de turbina, bastante útil para os programas computacionais, onde através de escolha apropriada de parâmetros pode-se obter qualquer um dos seis modelos de turbina a vapor e também o modelo simplificado de turbina hidráulica ideal. Em relação às turbinas hidráulicas, é reapresentado o modelo de turbina detalhado já descrito em Ramey e Skooglund (1970), assim como o simplificado, conforme ilustra a Figura 7.

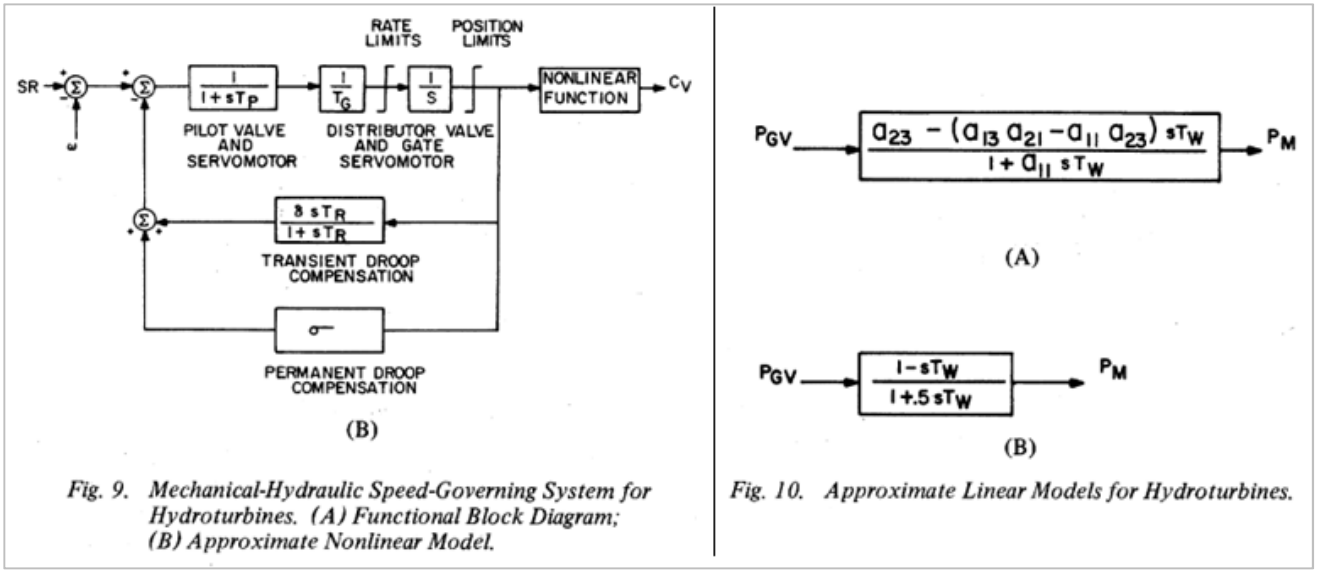


Fig. 9. Mechanical-Hydraulic Speed-Governing System for Hydroturbines. (A) Functional Block Diagram; (B) Approximate Nonlinear Model.

Fig. 10. Approximate Linear Models for Hydroturbines.

Figura 7 - Modelo de RV (fig. 9), detalhado de turbina (fig10.A) e simplificado (fig.10.B) (IEEE, 1973)

Hagihara, Yokota et al. (1979) expandem o trabalho de Hovey (1962) para mostrar as fronteiras de estabilidade de um hidrogerador controlado por uma malha PID, conforme apresentado no diagrama da Figura 8. Investigam principalmente a influência do ganho derivativo na estabilidade de sistemas de potência com geração hidrelétrica. Utilizam mais coeficientes adimensionais (λ1, λ2, λ3, λ4, λ5) para análise de ajuste ótimo do regulador de velocidade e realizam comparações de respostas transitórias entre seus próprios métodos de ajustes ótimos e os de outros autores. Conseguem criar um bom guia para o ajuste ótimo dos ganhos proporcional, integral e derivativo, em função da constante de tempo hidráulica do conduto (Tw) e também da inércia do grupo gerador (Tm). A Figura 9 apresenta curvas de limites de estabilidade segundo λ1, λ2, λ3 e λ4.

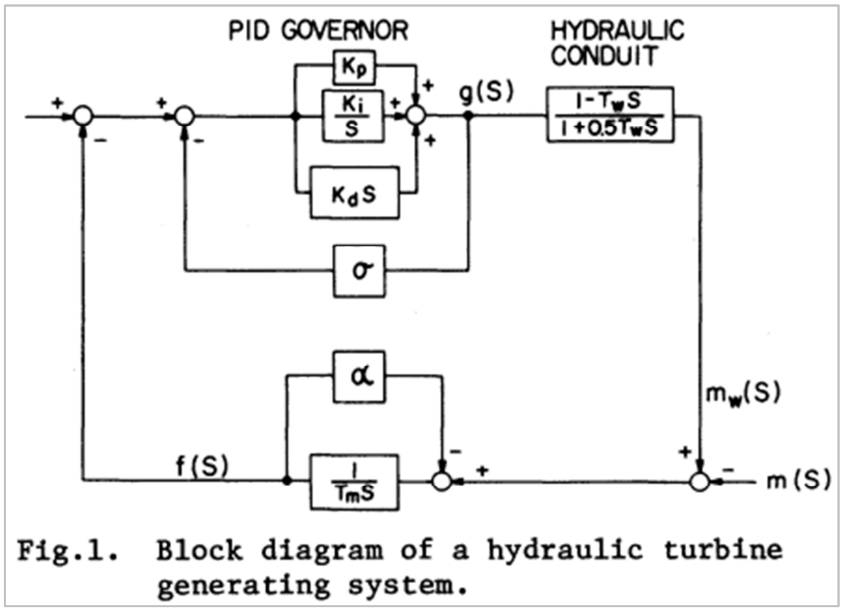


Fig.1. Block diagram of a hydraulic turbine generating system.

Figura 8 - Modelo de RV com controle PID e turbina simplificada (Hagihara, Yokota et al., 1979)

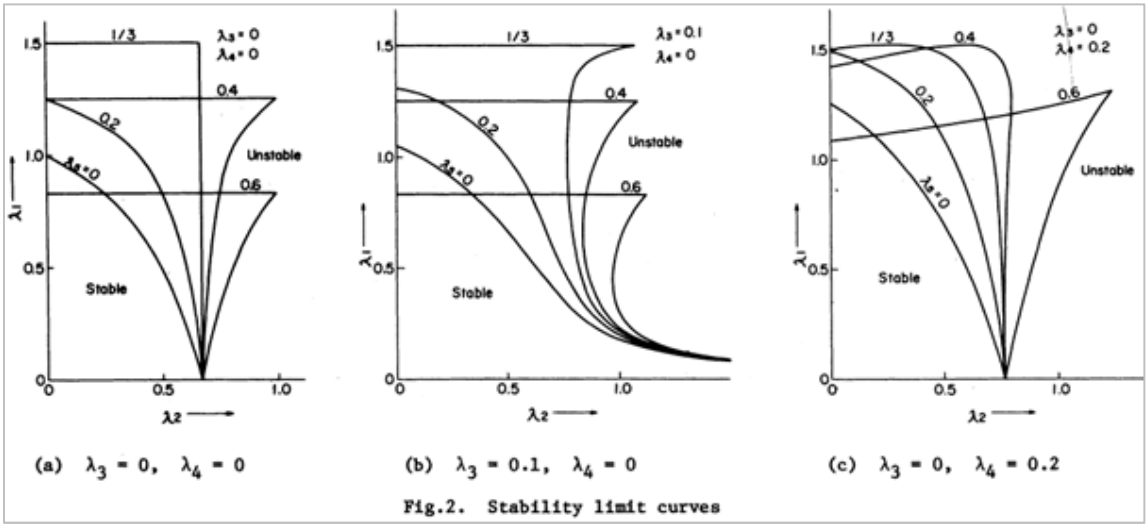


Figura 9 - Curvas de limites de estabilidade segundo λ1, λ2, λ3 e λ4 (Hagihara, Yokota et al., 1979)

Almeida (1987) desenvolve um modelo bastante complexo e não linear para as turbinas Francis da UHE Itaipu, a partir de curvas obtidas em ensaio de modelo reduzido em laboratório de hidráulica do fabricante das turbinas. Em sua monografia de dissertação de mestrado explica como são extraídas as informações das curvas de colina da turbina, construindo seis blocos de curvas características que possuem grandezas como vazão turbinada e torque no eixo variando em função da abertura, da variação da rotação e da variação da pressão ou queda. Apesar de ter elaborado um modelo bem completo no programa CSMP- IBM para as turbinas dos geradores de 50 e 60 Hz da usina de Itaipu, teve que realizar simplificações no mesmo, com linearização de algumas curvas, para atender as limitações de número máximo de blocos disponíveis no programa TRANSDIR, utilizado na época para os estudos do Sistema Interligado Nacional (SIN). A Figura 10 apresenta uma simulação de rejeição de carga no programa CSMP-IBM.

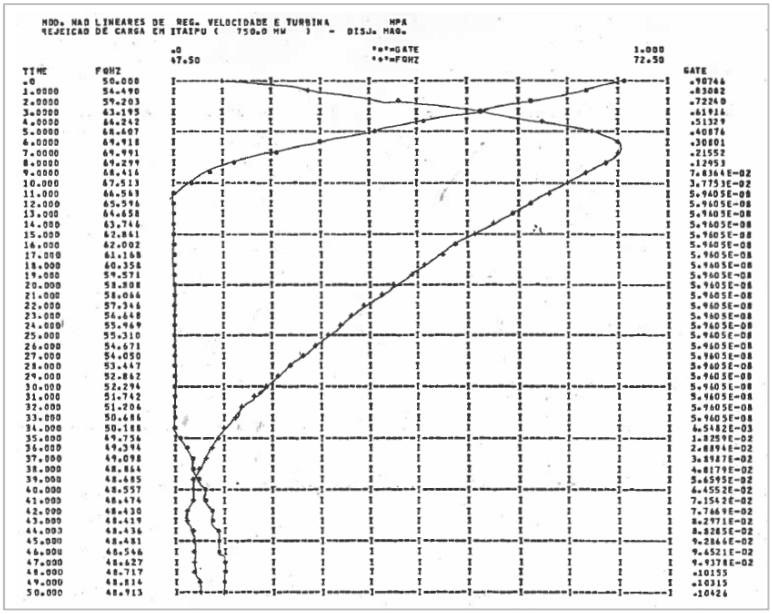


Figura 10 - Simulação de rejeição de 750 MW [freq. e abert. do distribuidor] (Almeida, 1987)

A principal e mais difundida referência na modelagem de turbinas hidráulicas é a força tarefa IEEE (1992), *Hydraulic Turbine and Turbine Control Models for System Dynamics Studies*, onde é apresentada uma ampliação nos detalhamentos e variedades das modelagens computacionais de turbinas hidráulicas e seus reguladores em relação à força tarefa IEEE (1973). O trabalho IEEE (1992) se restringe apenas às turbinas hidráulicas, não abordando as turbinas a vapor. No artigo é apresentado inicialmente o modelo não linear de turbina com coluna d'água inelástica, conforme Figura 11, onde se considera além da influência da constante de tempo de inércia da água (Tw), também a representação das perdas hidráulicas na tubulação e na turbina (fp, fator de perda) e os amortecimentos da turbina relacionados a posição do distribuidor e os desvios de rotação. O resultado deste trabalho é uma representação bem mais fidedigna do comportamento dinâmico das turbinas hidráulicas. Também são apresentados: um modelo linear para estudos de pequenas perturbações, um modelo de ondas viajantes de pressão/vazão (coluna d'água elástica), mais apropriado para condutos forçados longos de aço, um modelo não linear com inclusão de tanque de compensação (chaminé de equilíbrio) tanto para coluna d'água inelástica quanto elástica, bem como um modelo que considera múltiplas derivações do conduto forçado principal (para uma usina que dispõe de mais de uma turbina compartilhando a mesma adução principal), onde ocorre o fenômeno de "mútua hidráulica", no qual a variação repentina da vazão de uma turbina pode afetar hidraulicamente as turbinas vizinhas. Quanto aos reguladores de velocidade, é reapresentado o modelo clássico mecânico-hidráulico com sugestões de otimização de seus parâmetros, assim como reguladores específicos do tipo PI e PID. O artigo IEEE (1992) apresenta em sua última parte um modelo de regulador melhorado para reproduzir rejeições totais e parciais de carga, onde é incluída uma segunda malha de controle do defletor de vazão, utilizado em turbinas de impulso (Pelton) com condutos longos. Também é modelada a válvula de alívio incluída em caixas espirais de alguns projetos específicos de usina, com condutos longos e sem chaminé de equilíbrio, utilizada para diminuir as sobrepressões durante o fechamento dos distribuidores, após as rejeições de carga.

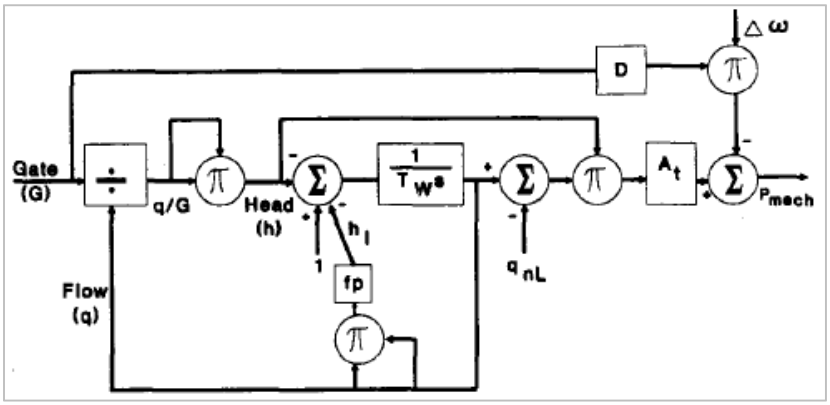


Figura 11 - Modelo não linear de turbina para coluna d'água inelástica (IEEE, 1992)

Jaeger, Janssens et al. (1994) apresentam uma boa contribuição em relação ao modelo não linear do IEEE (1992), de conduto rígido e coluna d'água inelástica, no que diz respeito à inclusão de um torque de fricção (Cf) dependente da vazão e da rotação, que possui característica amortecedora em relação a potência mecânica gerada, conforme ilustrado na Figura 12. No artigo é mostrado um caso prático de levantamento de parâmetros para o modelo a partir de ensaios realizados na usina reversível *Coo*, localizada na Bélgica. Também é realizada a modelagem de derivações do conduto forçado principal, onde após a rejeição de carga de uma turbina, é observada a variação de pressão nas turbinas remanescentes que compartilham o mesmo conduto principal. A Figura 13 apresenta o diagrama de blocos dessa modelagem, considerando conduto compartilhado.

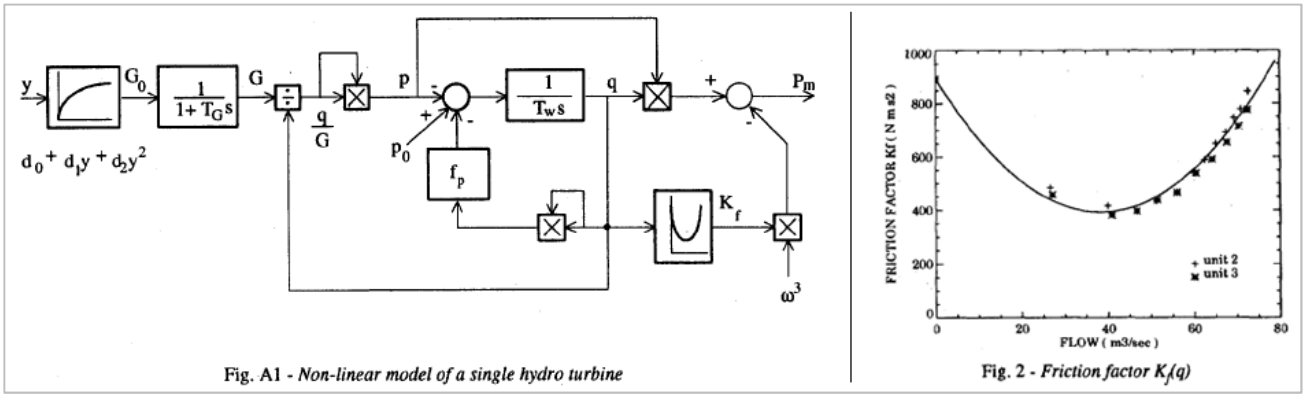


Fig. A1 - *Non-linear model of a single hydro turbine*

Fig. 2 - *Friction factor $K_f(q)$*

Figura 12 - Modelo não linear de turbina com torque de fricção (Jaeger, Janssens et al. ,1994)

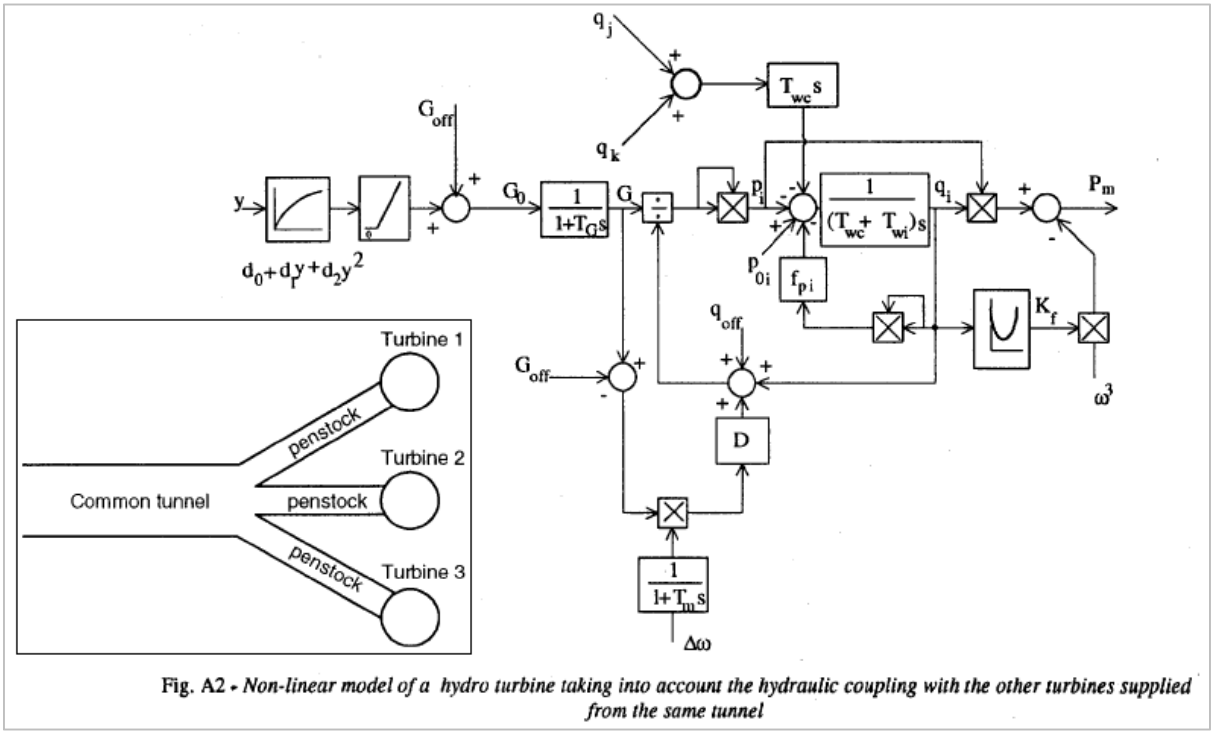


Fig. A2 - *Non-linear model of a hydro turbine taking into account the hydraulic coupling with the other turbines supplied from the same tunnel*

Figura 13 - Modelo não linear de turbina com turbinas compartilhando conduto (Jaeger, Janssens et al. ,1994)

Johnson, Chow et al. (2004) realizam em seu artigo a modelagem de turbina Pelton, com ênfase na regulação da agulha injetora e do dispositivo defletor de água. É abordado um caso prático das turbinas da usina hidrelétrica do lago *Bradley*, no *Alaska*. Os autores propõem a alteração da malha de controle original a fim de corrigir problemas de instabilidade oscilatória da rotação das turbinas que ocorrem após rejeições de carga. Os desempenhos das diferentes filosofias de controle são comparados em estudos no domínio da frequência (diagramas de Bode e lugar das raízes). A Figura 14 apresenta um modelo geral de simulação de uma turbina Pelton.

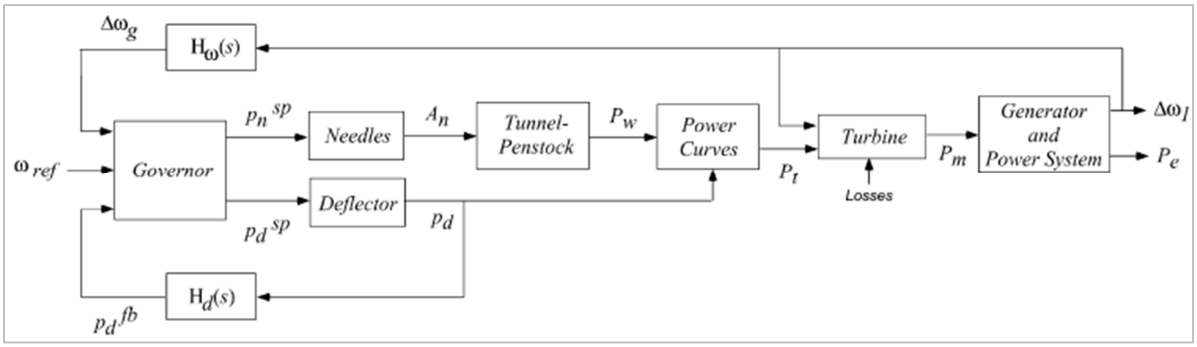


Figura 14 - Modelo de turbina Pelton com controle de agulha e de defletor (Johnson, Chow et al., 2004)

O trabalho de Brezovec, Kuzle et al. (2006) aborda a modelagem dinâmica não linear das turbinas Kaplan, considerando a variação da abertura das pás do rotor conjugadas com a abertura das palhetas do distribuidor. O modelo de simulação proposto usa dois diagramas característicos tridimensionais: um que relaciona o rendimento da turbina em função da abertura do distribuidor e do ângulo da pá Kaplan, e outro que relaciona a vazão também em função do distribuidor e da posição da pá, conforme a Figura 15 e a Figura 16. Considera até mesmo pontos afastados da operação conjugada da máquina e a variação da queda líquida da turbina, sendo assim muito abrangente. São realizadas validações das simulações com medições reais de campo.

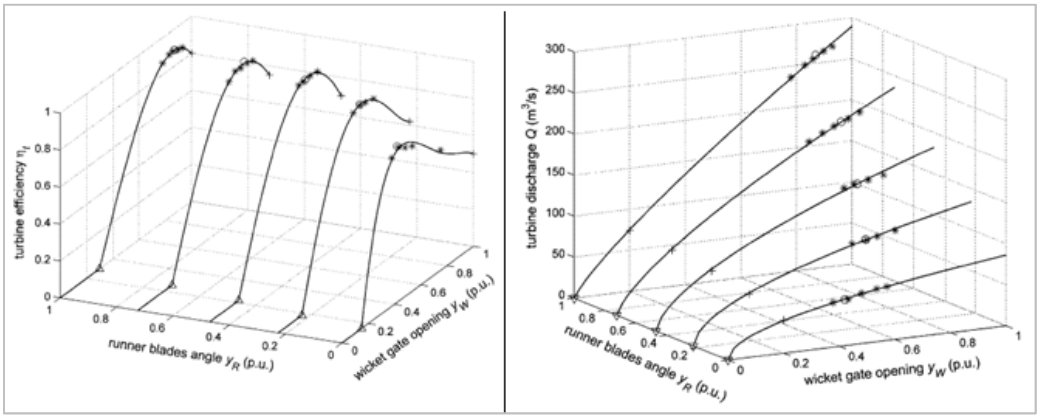


Figura 15 - Rendimento e vazão em função da posição do distribuidor e da pá (Brezovec, Kuzle et al., 2006)

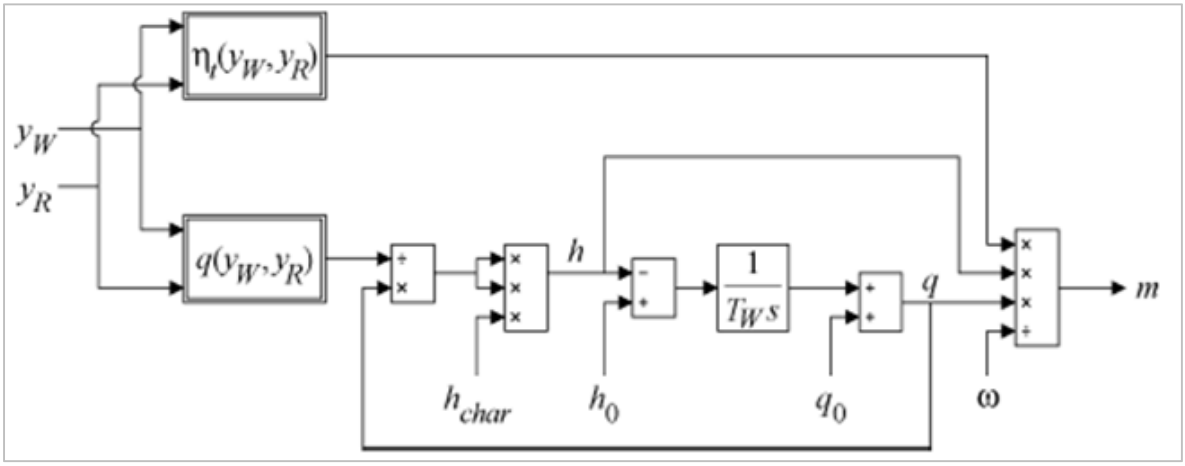


Figura 16 - Modelo não linear para turbina Kaplan (Brezovec, Kuzle et al., 2006)

Morais (2011) apresenta a modelagem de turbinas de dupla regulação com ênfase nas do tipo Bulbo. Propõe em sua dissertação que a potência mecânica obtida pela turbina no modelo de simulação seja resultado de uma função não linear implementada em uma série de pontos dependentes do resultado da multiplicação entre o valor abertura do distribuidor e do ângulo de giro da pá da turbina. Também considera o efeito da constante de tempo da água no conduto e os amortecimentos da turbina. Realiza inicialmente simulações na *toolbox Simulink*, do programa *Matlab*, de um sistema radial do tipo máquina ligada a barramento infinito por uma linha de circuito duplo. Em seguida apresenta simulações feitas no programa ANATEM em sistema teste multi máquinas, denominado *Brazilian Birds*. Apresenta diversas simulações de eventos de curtos circuitos e variações de carga, comparando as respostas dinâmicas de sua proposta de modelagem de turbina Bulbo com uma turbina hidráulica e outra térmica, sem, contudo, realizar validação com dados de ensaios reais de campo. A Figura 17 ilustra parte do diagrama de locos do modelo da turbina Bulbo, assim como apresenta um exemplo de simulação comparando três tipos de turbinas.

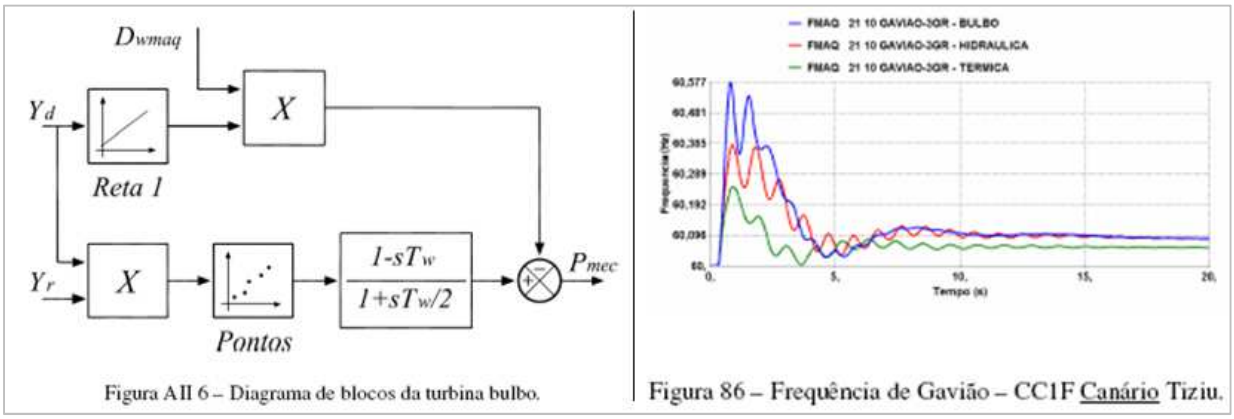


Figura 17 - Modelo da turbina Bulbo e simulação com três tipos de turbinas (Morais, 2011)

Santos (2012) apresenta a modelagem não linear de turbinas hidráulicas axiais de dupla regulagem (Bulbo ou Kaplan) baseado no trabalho desenvolvido por Brezovec (2006), realizando simulações de curto circuito trifásico e degraus de 10% de carga em um sistema radial, assim como no sistema *Brazilian Bird*, utilizando o programa ANATEM. Apresenta uma boa comparação entre o modelo não linear desenvolvido por Brezovec (2006) e outros modelos mais simplificados, conforme ilustra a Figura 18, assim como, também estabelece diferentes pontos de conexão dos grupos geradores à rede elétrica. Não são realizadas validações com registros de ensaios reais de campo.

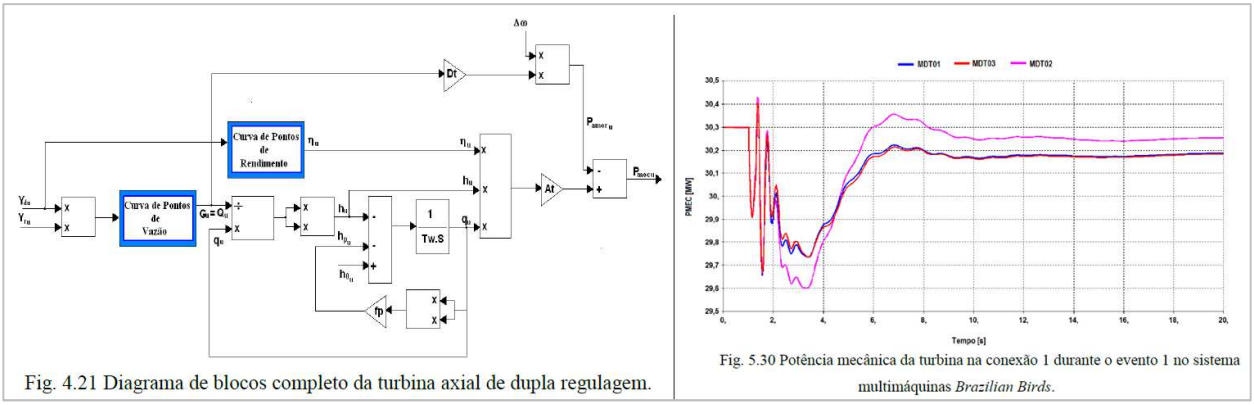


Fig. 4.21 Diagrama de blocos completo da turbina axial de dupla regulagem.

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

Figura 18 - Modelo não linear de dupla regulagem e simulação com diferentes modelos de turbina (Santos, 2012)

1.3 - Motivação

Essa dissertação apresenta o aprimoramento de modelo computacional de turbina Francis, aplicado para a UHE Furnas, para estudos de estabilidade eletromecânica no programa ANATEM (CEPEL), pois o modelo típico (HYGOV) não reproduziu de forma satisfatória a dinâmica observada nos ensaios de modernização das unidades geradoras da usina.

A diferença entre as oscilografias e as respostas dinâmicas do modelo de simulação deve-se ao fato dos ensaios com aplicação de degrau de potência, e das rejeições de carga, terem sido realizados em dias diferentes, em variados patamares de queda hidráulica, com valores diferentes da queda nominal de 95 metros. A Tabela 1 apresenta a relação de quedas brutas verificadas em cada ensaio realizado durante o comissionamento de modernização da unidade geradora 6.

Tabela 1 – Relação de queda bruta verificada em cada ensaio de comissionamento

Ensaio na UG06	Rej. 100%	Rej. 75%	Rej. 25%	Degrau de -25%
Queda bruta (m)	85,2	80,5	79	77,5
Obs: Queda nominal = 95 m				

Uma vez que a construção de um modelo de simulação para cada condição de queda hidráulica não seria aceitável, tornou-se necessário o desenvolvimento de um modelo de simulação robusto, que se mantém válido para uma grande faixa de quedas.

1.4 - Obetivo

Os principais objetivos da dissertação, decorrentes da motivação inicial, são:

- Adquirir mais conhecimento sobre turbinas hidráulicas e seu comportamento dinâmico;
- Aprimorar o modelo computacional da turbina Francis e seu circuito hidráulico, com aproveitamento dos dados obtidos durante os ensaios em laboratório de modelo reduzido;
- Obter a validação do modelo de simulação através da comparação com as oscilografias realizadas na usina;
- Realizar simulações com o modelo já validado;

1.5 - Realização

Entre outros feitos, essa dissertação resgata a metodologia aplicada por Itaipu Binacional na década de 80 (ALMEIDA, 1987) para a modelagem de suas turbinas Francis, visando os estudos de projeto executivo da usina e dos sistemas de transmissão associados, com o uso, na época, da linguagem de programação CSMP-IBM (Continuous System Modelling Program).

Apesar de haverem desenvolvido um modelo mais elaborado para as turbinas dos grupos geradores de 50 e 60 Hz da usina de Itaipu, na ocasião, a limitação do número máximo de blocos disponíveis no programa TRANSDIR, utilizado pelo GCOI (Grupo Coordenador para Operação Interligada), exigiu uma simplificação desse modelo, com a linearização de algumas curvas.

A Figura 19 ilustra a principal realização dessa dissertação, a modelagem da turbina e doconduto forçado. Os demais componentes, tais como: gerador síncrono, regulador de tensão e regulador de velocidade são considerados previamente já validados, desde os testes de aceitação em fábrica, e consolidados nos ensaios de comissionamento de cada unidade.

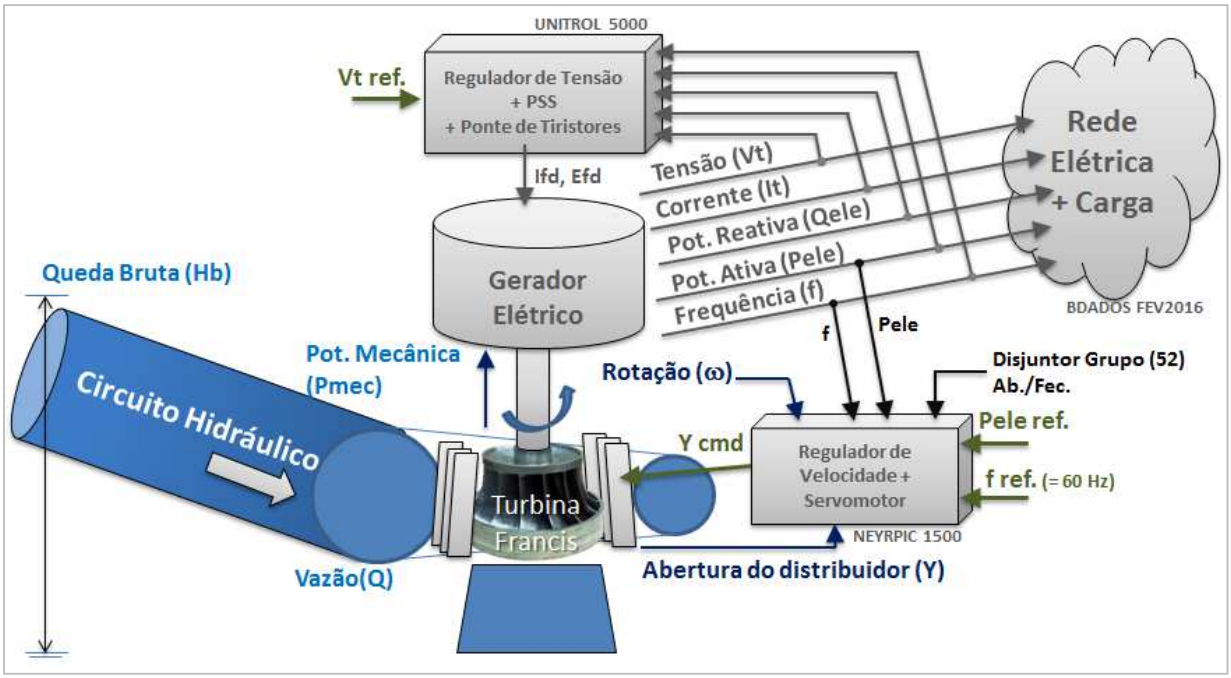


Figura 19 - Hidrogerador e equipamentos associados, destaque para a modelagem da turbina Francis

CAPÍTULO 2 - ESTABILIDADE DE SISTEMAS ELÉTRICOS DE POTÊNCIA

O sistema elétrico de potência possui a missão de suprir energia às cargas conectadas a ele de forma confiável, ininterrupta e atendendo critérios de qualidade. Em consequência disso deve apresentar comportamento adequado diante das variações constantes de carga, assim como diante de perturbações, tais como curtos-circuitos em linhas de transmissão, perdas de blocos de carga e desconexão de unidades geradoras.

Para avaliar o desempenho do sistema elétrico frente aos diversos distúrbios, são realizados diversos estudos de estabilidade, tanto para as condições de regime permanente ou estacionário, quanto para as condições transitórias, relacionadas ao comportamento dinâmico ao longo do tempo.

De acordo com Mendes (2008), 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 apresentados no diagrama da Figura 20.

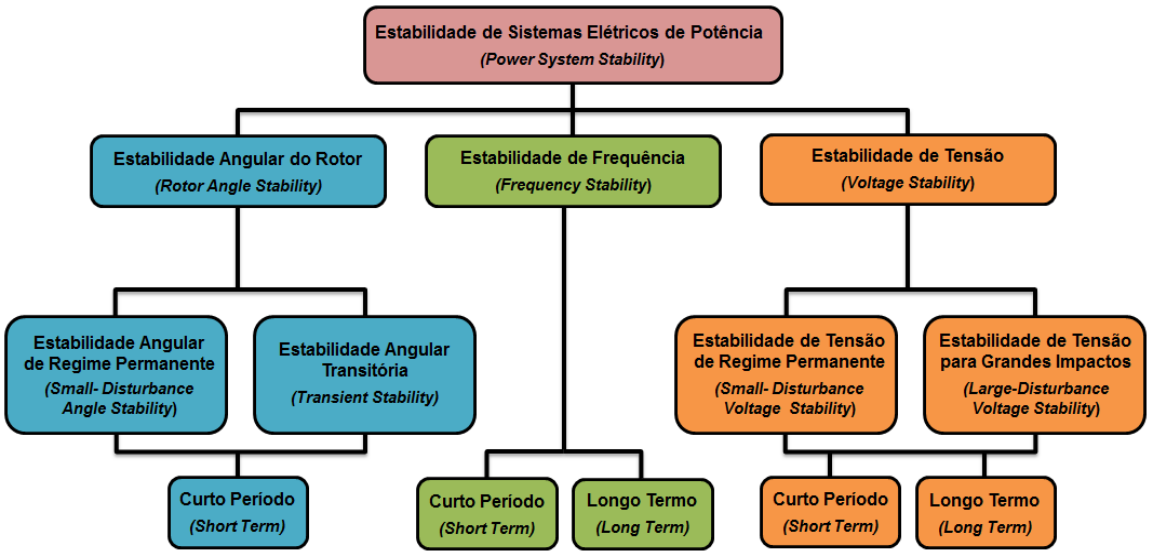


Figura 20 - Classificação dos estudos de estabilidade de sistemas elétricos de potência

2.1 - Estabilidade Angular do Rotor

A estabilidade angular do rotor refere-se à habilidade de uma máquina síncrona, conectada a um sistema multi máquina, 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 se tem 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 consequentemente, 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.

2.1.1 - 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 (2008), 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 determina área, com um grupo de geradores de outra área. Também são chamadas de modos inter areas. Suas características são muito complexas e diferentes das dos modos locais. As características das cargas têm um grande efeito na estabilidade de modos inter áreas (IEEE/CIGRE, 2004).

2.1.2 - 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, 2008).

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, 2008).

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 dessa dissertação é apresentar justamente um modelo mais elaborado, de forma que possa representar com mais fidelidade a dinâmica da turbina Francis nos estudos de estabilidade angular transitória, principalmente quando há uma grande variação no nível hidráulico do reservatório. Esta modelagem também exerce influência nos resultados dos estudos de estabilidade de frequência conforme apresentado a seguir.

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 pela atuação de diversos elementos, como os sistemas de controle de velocidade das turbinas (regulação primária), sistemas de controle secundário de frequência (CAG), controles conjuntos de potência, sistemas de proteção contra sobrefrequências e subfrequências nos geradores, esquemas regionais de alívio de carga (ERAC), entre outros.

Estes fenômenos envolvem dinâmica de elementos, cujos tempos de análise podem variar de alguns segundos a minutos.

2.3 - 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.

2.3.1 - 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, 2008).

Este tipo de estabilidade é influenciado 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).

2.3.2 - Estabilidade de Tensão para Grandes Impactos

Os estudos de estabilidade de tensão para grandes impactos, de acordo com Mendes (2008), 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.

2.3.3 - 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 CCAT (Corrente Contínua em Alta Tensão), 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.

CAPÍTULO 3 - TURBINAS HIDRÁULICAS

3.1 - Considerações Iniciais

Na produção de hidroeletricidade, o elemento essencial para transformação da energia hidráulica em energia mecânica no eixo do gerador é a turbina, também denominada como máquina primária. Essa energia mecânica na ponta do eixo é entregue ao gerador elétrico que a converte em energia elétrica disponibilizada aos consumidores através da rede elétrica de transmissão e distribuição.

As turbinas hidráulicas são projetadas para transformar a energia hidráulica de um fluxo de água em energia mecânica na forma de torque e velocidade de rotação no eixo da máquina.

A Figura 21 ilustra uma usina hidrelétrica que utiliza turbinas Francis, com destaque para seus principais componentes, e para o desnível hidráulico (queda bruta) e vazão, necessários para a geração de energia.

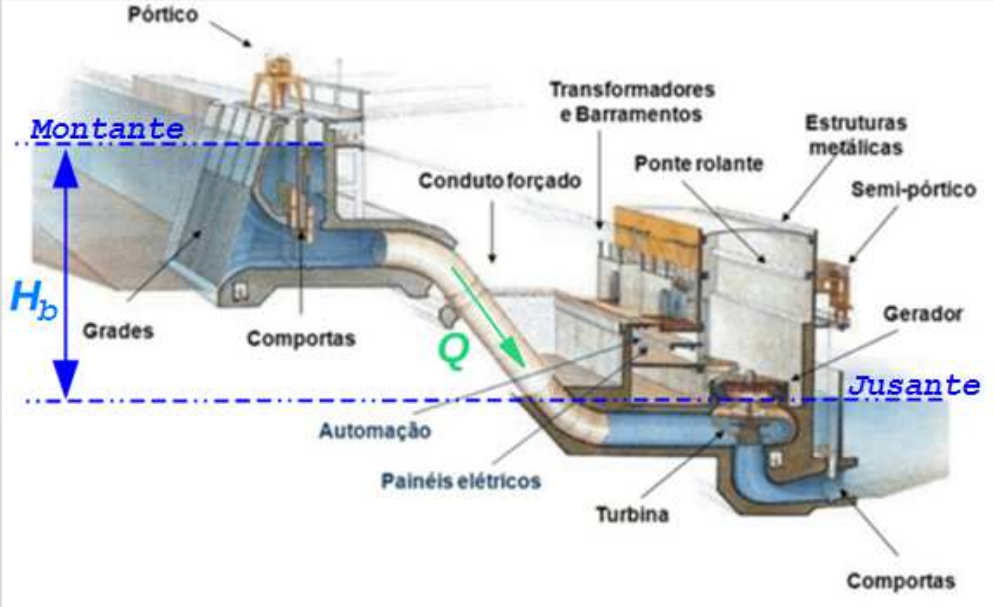


Figura 21 - Vista em corte dos principais componentes de uma usina hidrelétrica

Pode-se dizer que a potência hidráulica de uma unidade geradora resulta da multiplicação entre a queda bruta d'água (H_b), a vazão que passa pelo rotor da turbina (Q), o peso específico da água (γ), que depende da densidade do fluido e da aceleração da gravidade, e o rendimento do circuito hidráulico até a entrada da turbina. A Equação (1) apresenta tal relação.

$$P_{hidraulica} = H_{bru} \cdot Q \cdot \gamma \cdot \eta_{circ} \quad (1)$$

Onde:

$P_{hidraulica}$= Potência hidráulica disponível [MW];

H_{bru} = Queda bruta, (Nivel Montante – Nivel Jusante), [m];

Q = Vazão (velocidade fluido · área do conduto), [m^3/s];

γ = Peso específico da água ($g \cdot \rho$), [N/m^3];

g = Aceleração da gravidade [m/s^2];

ρ = Massa específica da água [kg/m^3];

η_{circ} = Rendimento associado às perdas de carga do circuito hidráulico, adimensional.

O rendimento do circuito hidráulico pode ser diretamente relacionado à altura de perda de carga (H_{per}), conforme a Equação (2).

$$\eta_{circ} = 1 - \left(\frac{H_{per}}{H_{bru}}\right) \quad (2)$$

As perdas de carga (pressão) por atrito (H_{per}) podem ser aproximadas por uma função quadrática da vazão turbinada associadas a um fator de perda (IEEE 1992), conforme a Equação (3).

$$H_{per} = f_{per} \cdot Q^2 \quad (3)$$

Onde:

H_{per} = Queda de pressão (perdas de carga por atrito), [m];

f_{per} = fator de perda por atrito [s^2/m^5];

Q = Vazão da turbina [m^3/s].

Definindo-se a queda líquida (H_{liq}) como a queda efetivamente útil na transformação da energia mecânica pela turbina, em regime permanente, sem distúrbios, tem-se:

$$H_{líq} = H_{bru} \cdot \eta_{circ} \tag{4}$$

Ou então:

$$H_{líq} = H_{bru} - H_{per} \tag{5}$$

Assim, a Equação (1) também pode ser descrita por:

$$P_{hidraulica} = H_{liq} \cdot Q \cdot \gamma \tag{6}$$

Já a potência mecânica no eixo rotativo da turbina pode ser definida pela multiplicação entre a potência hidráulica e o rendimento da turbina, conforme a Equação (7).

$$P_{mec_eixo} = (H_{liq} \cdot Q \cdot \gamma) \cdot \eta_{turb.} \tag{7}$$

O gerador elétrico, mecanicamente acoplado à turbina (máquina primária), extrai energia mecânica do eixo e converte em potência elétrica para a rede de energia segundo a Equação (8).

$$P_{elétrica} = P_{mec_eixo} \cdot \eta_{ger} \tag{8}$$

Logo, a potência final gerada também pode apresentar-se como:

$$P_{elétrica} = H_{liq} \cdot Q \cdot \gamma \cdot \eta_{turb.} \cdot \eta_{ger.} \tag{9}$$

Ou também na seguinte forma,

$$P_{elétrica} = H_{bru} \cdot Q \cdot \gamma \cdot \eta_{circ.} \cdot \eta_{turb.} \cdot \eta_{ger.} \tag{10}$$

Os rendimentos máximos das turbinas hidráulicas atuais são da ordem de 95%, enquanto que o dos geradores elétricos pode chegar a 98,9%. Tais rendimentos dependem do ponto operativo, temperatura ambiente, etc. A Figura 22 ilustra as perdas ao longo do processo de geração de energia hidráulica.

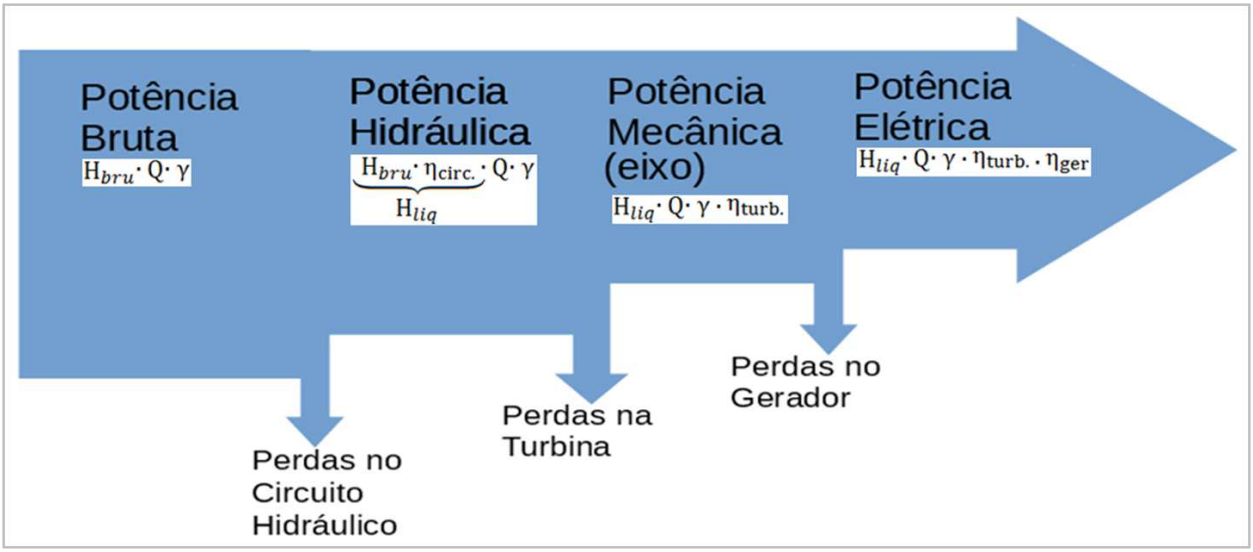


Figura 22 - Diagrama de conversões de potências e perdas associadas

3.2 - Classificação das Turbinas Hidráulicas

Em relação ao modo de trabalho do fluido, as turbinas hidráulicas podem ser classificadas em: turbinas de impulso ou jato, turbinas de reação e turbinas de gravidade.

3.2.1 - Turbinas de Impulso

Nas turbinas de impulso, ou de jato livre, a energia mecânica é convertida a partir da energia cinética devido ao escoamento do fluido, sem haver variação de pressão durante a passagem pelo rotor da turbina. De acordo com Macintyre (1983), são ditas como de ação parcial, pois o fluxo d'água não atinge todas as pás do rotor simultaneamente. Com relação ao ângulo de ataque do fluido em relação ao rotor são ditas como do tipo tangenciais. Nesse tipo de turbina a segunda lei de Newton descreve a transferência de energia. São exemplos deste tipo as turbina: Pelton, Turgo e de fluxo cruzado (Michel-Banki ou Ossberger).

3.2.2 - Turbinas de Reação

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 denominada como energia 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. Como o fluido preenche todas as pás do rotor

simultaneamente, é descrita por Macintyre (1983) como turbina de ação total. A transferência de energia nesse tipo de turbina é descrita pela terceira lei de Newton. Os principais exemplos de aplicação de turbinas hidráulicas de reação são as do tipo Francis, Kaplan e Kaplan Bulbo.

Outros dois tipos de turbina de reação, que recentemente tem sido aplicado a pequenas e médias gerações são as turbinas de Vórtice, aplicada em canal aberto e a do tipo Parafuso de Arquimedes (Helicoidal). Essa última deriva de um dispositivo atribuído ao sábio grego Arquimedes, que elaborou um dispositivo em forma de parafuso, que por rotação era capaz de realizar a elevação de água (bombeamento) de forma mais eficaz. Recentemente tem sido aplicado no sentido oposto, como turbina hidráulica, para geração de energia elétrica.

3.2.3 - Turbinas de Gravidade

As turbinas de gravidade, como o próprio nome já diz, desenvolvem torque mecânico não pelo impacto ou vazão de água propriamente dita pela turbina, e sim pelo peso de certa quantidade de água nas pás ou periferia da turbina. As antigas rodas d'água formadas por caçambas que alternadamente se enchem e esvaziam, fazendo girar o mecanismo pelo peso da água concentrado em apenas um dos lados da roda, são os exemplos mais clássicos de aplicação de turbina de gravidade.

3.3 - Outra Classificação das Turbinas Hidráulicas

Outra maneira de classificar as turbinas, descrita por Macintyre (1983), se relaciona ao sentido do escoamento do fluido. A Figura 23 ilustra algumas turbinas classificadas desse modo.

3.3.1 - Turbinas radiais

São aquelas em que durante a ação sobre o rotor o fluido escoa em trajetória sobre um plano perpendicular ao eixo da turbina:

- Centrifuga ou exterior: tipo Fourneyron (obsoleta);
- Centrípeta ou interior: tipo Francis Lenta.

3.3.2 - Turbinas axiais

São aquelas em que o fluido escoa em trajetória contida em superfície cilíndrica de revolução em torno do eixo da turbina.

- tipo Jonval (obsoleta);
- tipo Hélice (Propeller);
- tipo Kaplan;
- tipo Straflo;
- tipo Kaplan Bulbo;
- tipo Helicoidal (Parafuso de Arquimedes e Alden).

3.3.3 - Turbinas de escoamento misto ou diagonal

Segundo Macintyre (1983), possuem trajetória de escoamento que passa gradativamente do sentido radial para o axial em curvas reversas (dupla curvatura):

- tipo Francis normal, rápida e extrarrápida;
- tipo Dériaz.

Apesar do conceito utilizado por Macintyre, alguns autores não utilizam a classificação de turbinas diagonais, definindo todas as turbinas Francis, assim como a Deriaz, como turbinas radiais (centrípetas).

As categorias citadas nos três itens anteriores são de ação total, com o fluido preenchendo o rotor por inteiro, segundo Macintyre (1983).

3.3.4 - Turbinas tangenciais

São aquelas em que o jato d'água é lançado sobre um número limitado de pás ou palhetas do rotor (ação parcial), incidindo de forma tangencial em relação ao eixo:

- tipo Girard (obsoleta);
- tipo Schwamkrug (obsoleta);
- tipo Zuppinger (obsoleta);
- tipo Pelton (mais usada da categoria);
- tipo Turgo;
- tipo Fluxo Cruzado (Michell-Banki ou Ossberger).

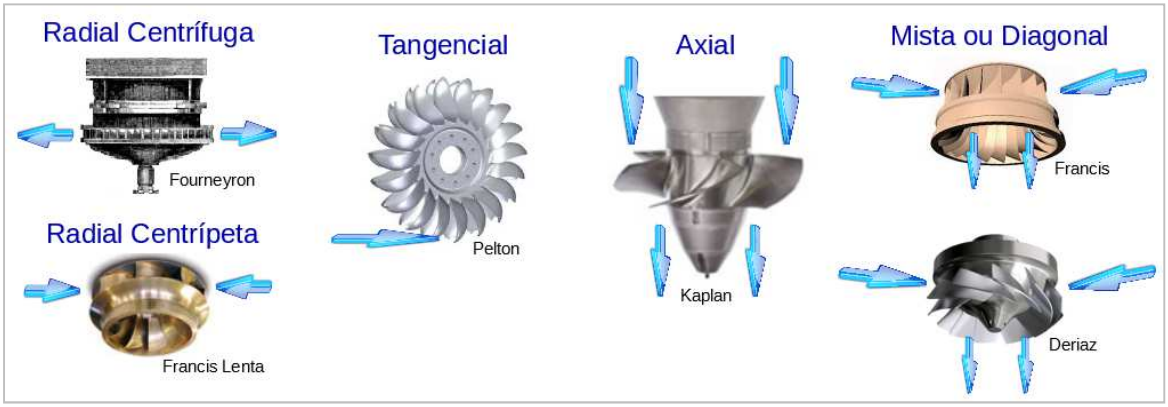


Figura 23 - Ilustração de turbinas classificadas pela direção do fluxo.

CAPÍTULO 4 - TURBINA HIDRÁULICA DO TIPO FRANCIS

4.1 - James Bicheno Francis e sua turbina

Nascido na Inglaterra, James Bicheno Francis (1815-1892) emigrou para os Estados Unidos e trabalhou como engenheiro chefe nas empresas *Proprietors of Locks and Canals*, que controlavam os canais a beira do rio Marrimac, em Lowell, Massachusetts, cidade onde se desenvolveu o primeiro grande centro têxtil do país durante a Revolução Industrial Norte-Americana. Entre outros serviços, Francis foi incumbido de construir turbinas ainda melhores do que as instaladas por Uriah A. Boyden, em 1844, nas barragens da Appleton Company em substituição as antigas e obsoletas rodas d'água. Suas ideias focaram em uma máquina de escoamento centrípeto, cuja patente já havia sido requerida em 1838 por Samuel Dows.

Francis instalou sua primeira turbina prática na barragem Pawtucket em 1848. Seus aperfeiçoamentos foram tão grandes que esse tipo de turbina passou a receber seu nome. Publicou em Boston os resultados de seus estudos e experimentações práticas, em 1855, sob o título *"Lowell Hydraulic Experiments"*. O processo de desenvolvimento da moderna turbina de reação de fluxo misto envolveu vários inventores, mas Francis foi o grande pioneiro nesse campo.

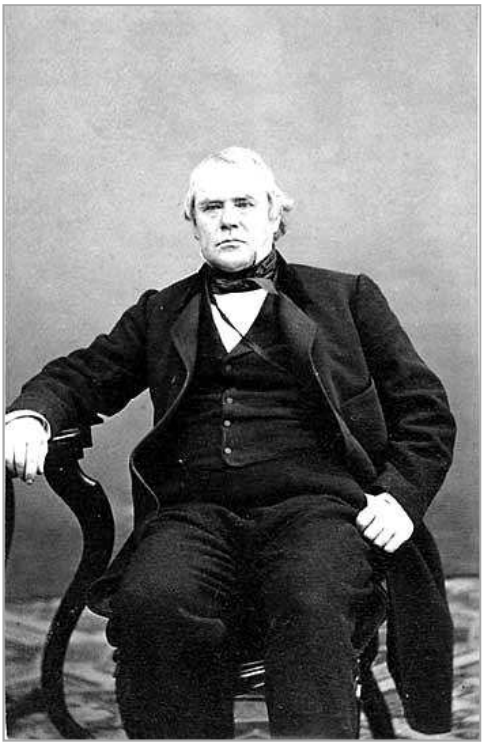
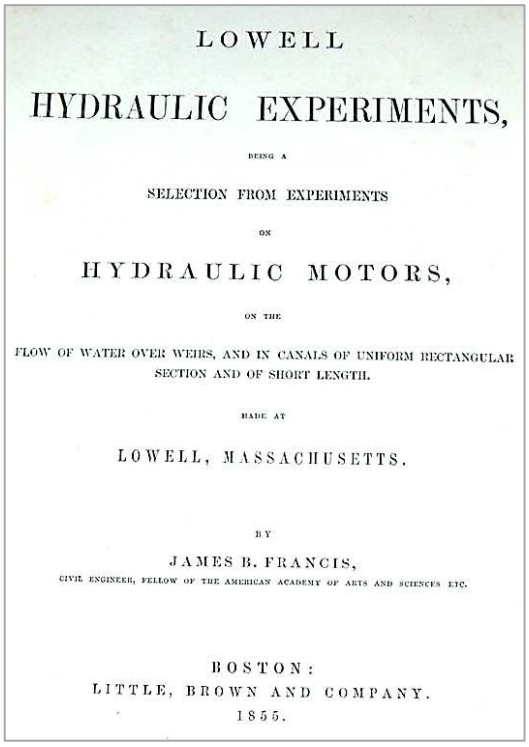


Figura 24 - Retrato de James B. Francis



LOWELL

HYDRAULIC EXPERIMENTS,

BEING A

SELECTION FROM EXPERIMENTS

ON

HYDRAULIC MOTORS,

ON THE

FLOW OF WATER OVER WEIRS, AND IN CANALS OF UNIFORM RECTANGULAR SECTION AND OF SHORT LENGTH.

MADE AT

LOWELL, MASSACHUSETTS.

BY

JAMES B. FRANCIS,

CIVIL ENGINEER, FELLOW OF THE AMERICAN ACADEMY OF ARTS AND SCIENCES ETC.

BOSTON:
LITTLE, BROWN AND COMPANY.
1855.

Figura 25 - Capa do livro publicado por Francis

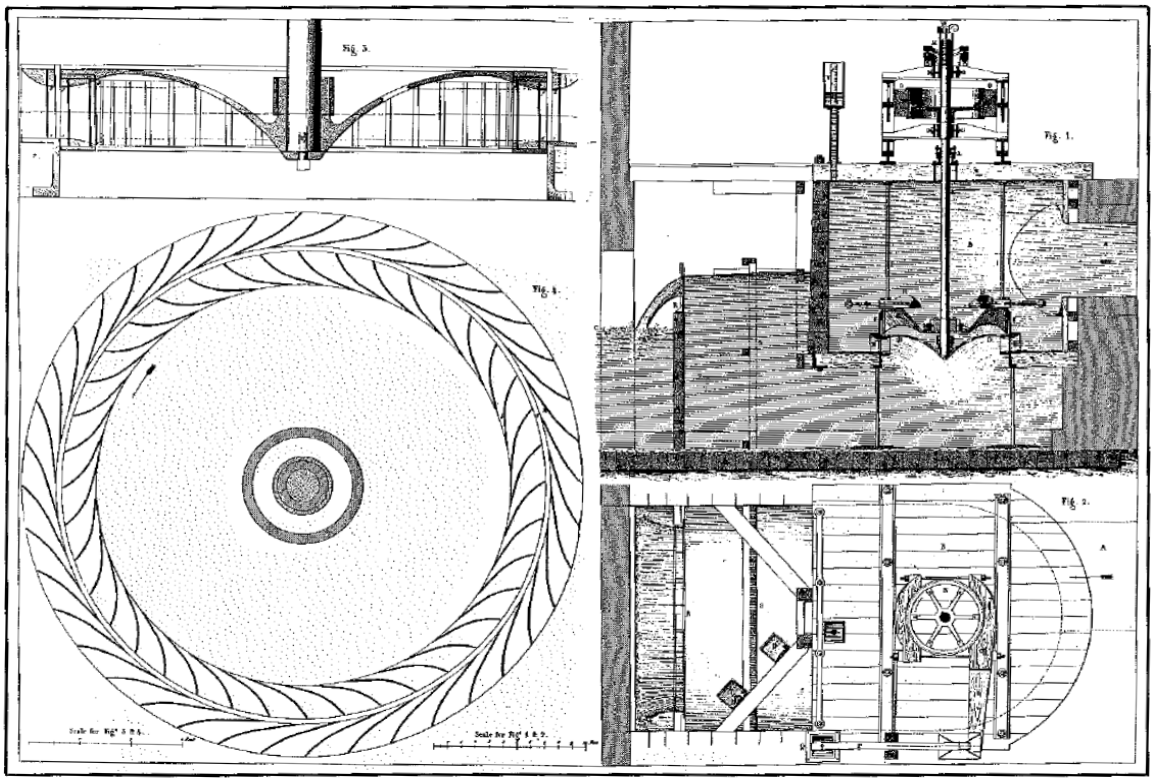


Figura 26 - Gravura do livro “Lowell Hydraulic Experiments” de 1855 (Linda Hall Library)



Figura 27 - Pawtucket, local da primeira turbina Francis

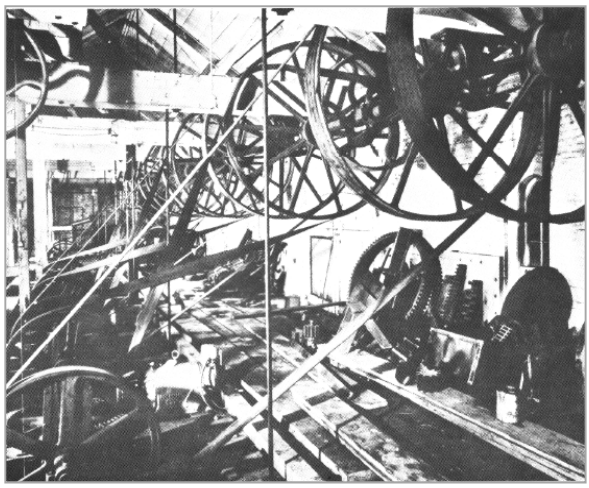


Figura 28 - Mecanismos de subida das comportas

Francis também foi responsável pela construção de grandes comportas no canal Pawtucket para proteger os moinhos e a cidade de inundações devastadora. Menos de dois anos depois, em 1852, as comportas salvaram a cidade de Lowell de uma grande inundação; e posteriormente em: 1936, 1938, 2006 e 2007, impedindo o rio Merrimack de entrar nos sistemas de canais. Por seus esforços em salvar a cidade foi premiado com enorme jarro de prata comemorativo. Outros dados históricos e exemplos de tipos de turbinas encontram-se nos apêndices.

A turbina do tipo Francis é bastante versátil, podendo ser utilizada em quedas que variam de 8 a 600 metros, em vazões de 2 a 200 metros cúbicos por segundo, com diâmetro de rotor de 1 a 10 metros, rotações de 80 a 1000 rpm e com potência unitária que pode variar de 10 até 850 megawatts, chegando a atingir eficiência de até 94%. É o tipo de turbina hidráulica mais utilizada no Brasil.

As turbinas Francis são do tipo de reação e ação total, visto que a água atua simultaneamente em todas as pás do rotor. As características de trabalho de uma turbina dependem da combinação de uma série de parâmetros funcionais. No caso de turbinas a reação, são eles: vazão volumétrica, queda, velocidade angular, potência de eixo e pressão de sucção. Também são chamadas de turbinas de sucção.

Ao contrário da turbina de Fourneyron, a turbina Francis possui característica centrípeta (fluxo de água de fora para dentro), sendo constituida basicamente por uma caixa espiral, palhetas fixas pré-diretrizes (pré-distribuidor), palhetas móveis diretrizes (distribuidor), rotor (receptor), tampa da turbina e tubo de sucção. A Figura 29 ilustra os componentes de uma turbina Francis.



Figura 29 - Vista explodida de principais elementos de uma turbina Francis (adaptado de Itaipu Binacional)

4.2 - Elementos de uma moderna turbina Francis

4.2.1 - Caixa espiral

A caixa espiral ou caracol é a estrutura que tem por missão direcionar a água vinda do conduto forçado para o centro do rotor de forma radial, com a mínima perda de pressão e com a melhor equalização de fluxo possível, de forma que o rotor receba a água com mesma velocidade em toda a sua circunferência. Para isso, são montadas a partir de uma série de placas de aço curvadas em formas cônicas, cujos respectivos eixos formam uma espiral, e cujas seções possuem áreas que decrescem gradativamente no sentido do escoamento.

A Figura 30 apresenta uma fotografia do caracol da usina hidrelétrica Grand Coule durante a construção antes da concretagem. A Figura 31 ilustra um estudo em simulação computacional de dinâmica dos fluidos (CFD, *Computational Fluid Dynamics*), com vista do plano médio da caixa espiral.

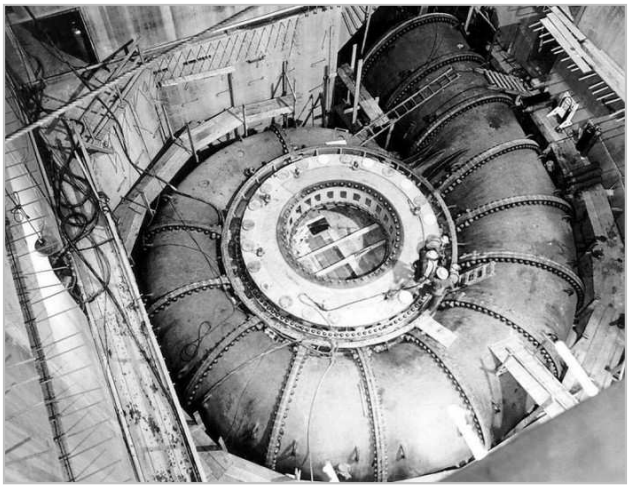


Figura 30 - Caixa espiral da usina Grand Coule

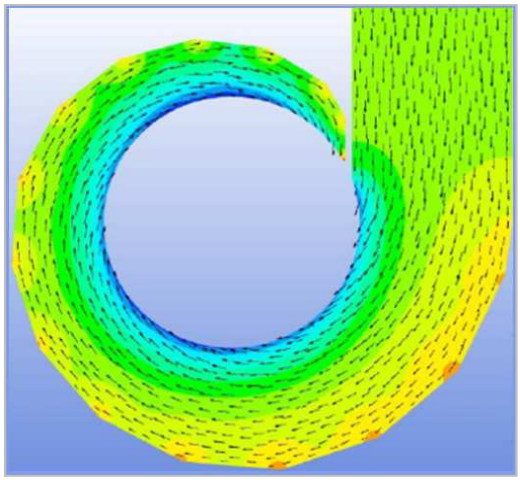


Figura 31 - Simulação de vetores de velocidade em caixa espiral (CFD)

4.2.2 - Pré-distribuidor

Após fluir pela caixa espiral, a água encontra as travessas do pré-distribuidor, que pré direcionam a água para a direção correta de entrada, e transmitem esforços da turbina para o concreto. A Figura 32 apresenta a descida da estrutura do pré-distribuidor da primeira unidade da UHE Belo Monte, antes da montagem da caixa espiral.



Figura 32 - Descida do pré-distribuidor da UG01 da UHE Belo Monte

4.2.3 - Distribuidor móvel

Do pré-distribuidor, a água segue para o distribuidor, dotado de palhetas diretrizes móveis que têm seus ângulos de abertura controlados por servomotores hidráulicos, para aumentar ou diminuir a vazão que irá atingir o rotor.

Essa variação da abertura da passagem de água para o rotor irá alterar a rotação do grupo gerador, quando esse estiver desconectado da rede elétrica (em vazio), assim como irá modificar a potência elétrica gerada, quando a unidade estiver eletricamente conectada ao Sistema Interligado Nacional (SIN), acompanhando a variação da carga demandada (consumidores).

Na Figura 33 observa-se um módulo didático de turbina com o distribuidor em abertura máxima (plena carga, por exemplo). Já a Figura 34 apresenta a condição de distribuidor em abertura mínima para marcha em vazio (*speed no load*), onde a unidade não apresenta carga mecânica no eixo, apenas gira em velocidade síncrona, vencendo suas perdas internas. A Figura 35 apresenta as palhetas diretrizes de uma unidade geradora de grande porte que está sendo montada no Paquistão (UHE Ghazi-Barotha).



Figura 33 - Distribuidor em abertura máxima



Figura 34 - Distribuidor em abertura de marcha em vazio

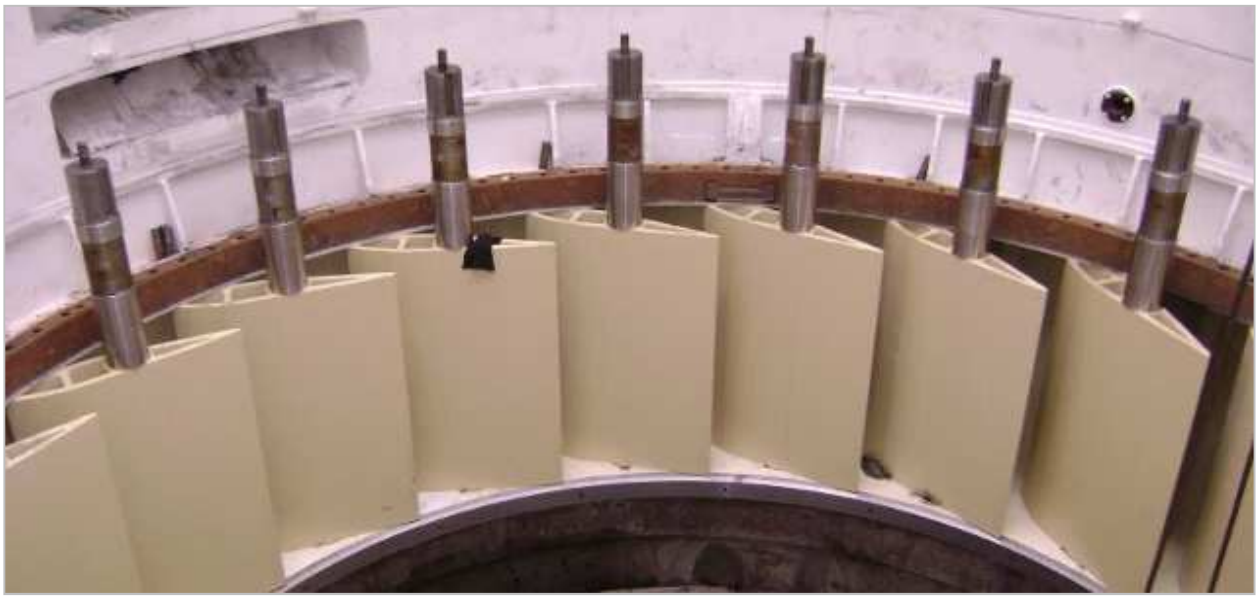


Figura 35 - Montagem das palhetas móveis de turbina da UHE Ghazi-Barotha (Paquistão)

Para garantir um fluxo de água homogêneo em torno do rotor da turbina, utiliza-se um anel de regulação para sincronizar o movimento de abertura e fechamento das palhetas diretrizes, garantindo o mesmo ângulo de abertura para todas. Acionado por um ou mais servomotores, o anel de regulação faz cada palheta girar em torno de seu eixo central. Elas são conectadas ao anel de regulação através de bielas igualmente espaçadas ao longo de sua circunferência.

Alguns exemplos de anéis de regulação são apresentados desde a Figura 36 até a Figura 39.



Figura 36 - Anel de regulação externo acionado por um único servomotor (uso em PCH)



Figura 37 - Anel de regulação interno para acionamentom por dois servomotores



Figura 38 - Anel de regulação da turbina da Usina Três Gargantas, na China



Figura 39 - Anel de regulação de turbina da Usina Itaipu

Existem projetos em que cada palheta do distribuidor possui seu próprio servomotor, com a vantagem de que um travamento de uma palheta não obstrui o movimento das demais. Normalmente são projetos mais caros e, por essa razão, utilizados em menor escala ou em projetos com necessidades específicas. A Figura 40 apresenta um exemplo de turbina com controle de cada palheta do distribuidor realizada por servomotores individuais.

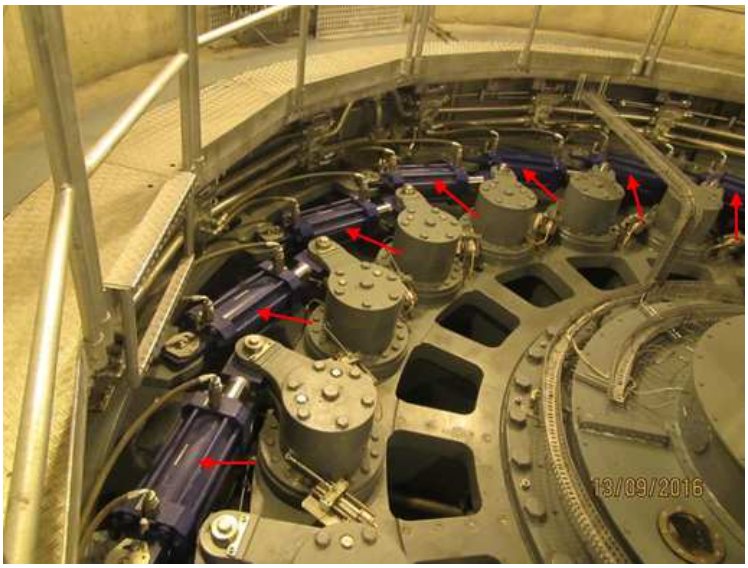


Figura 40 - Distribuidor com servomotores individuais (UHE de bombeamento Ingula, Africa do Sul)

Nos projetos tradicionais, para que o movimento do anel de regulação não seja obstruído pelo travamento de uma palheta móvel individual, são utilizados pinos de cisalhamento na conexão das bielas ao anel de regulação. Fabricados em metal menos resistente que o resto, esses pinos funcionam como fusíveis mecânicos. Na ocorrência de desconjugação ou travamento de alguma palheta individual, o pino de cisalhamento é rompido desconectando a palheta do anel de regulação, e todo o resto das palhetas terá maior chance de realizar o fechamento do distribuidor para realizar a parada da máquina. Com o rompimento do pino de cisalhamento a bucha da alavanca (ou alavanca de fricção da palheta, dependendo do projeto) passa a funcionar como dispositivo de atrito permitindo um movimento relativo da palheta evitando movimentos aleatórios e danos à mesma, conforme apresentado na Figura 41.

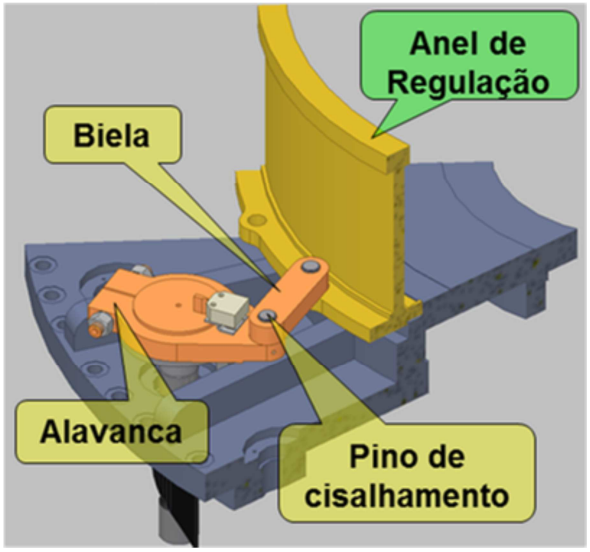


Figura 41 - Detalhe do pino de cisalhamento

O projeto construtivo das palhetas, tanto fixas (pré-distribuidor), quanto móveis (distribuidor), é bastante estratégico no sentido de melhorar o rendimento global da turbina, assim como para evitar pulsações hidráulicas, vórtices e outros fenômenos indesejados. Existem estudos que correlacionam o número de palhetas do sistema de distribuição e o número de palhetas do rotor, a fim de evitar fenômenos ressonantes.

4.2.4 - Regulador de Velocidade

Para que seja realizado o controle da frequência (rotação) de hidrogeradores, assim como de sua potência ativa, em substituição ao trabalho humano, que seria bastante árduo e pouco eficiente, são utilizados reguladores automáticos de velocidade.

Os reguladores automáticos, também chamados de controladores ou governadores, tiveram sua principal origem nos inventos do matemático e engenheiro escocês nascido em 1736, James Watt, pioneiro da revolução industrial inglesa, dedicado à fabricação e aperfeiçoamento das máquinas a vapor baseadas em movimentos de expansão e contração de pistões.

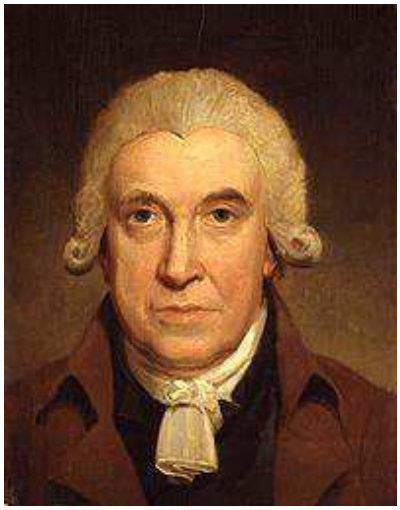


Figura 42 - James Watt, pintado por Henry Howard em 1797

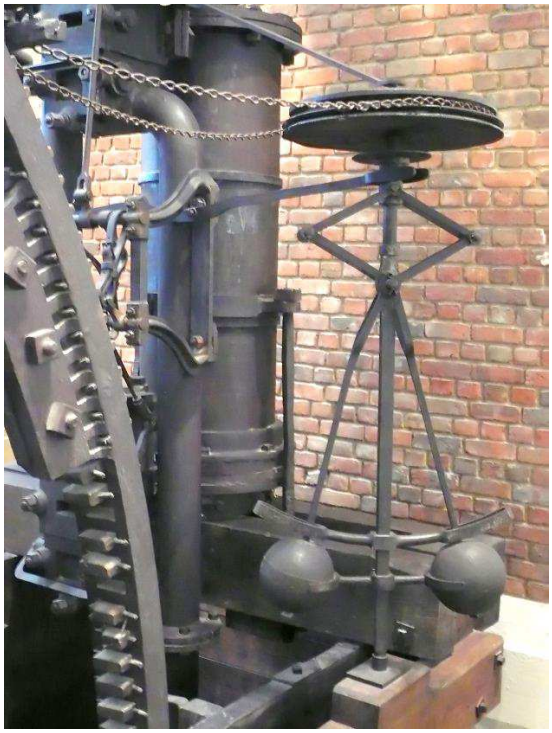


Figura 43 - Motor a vapor de 1797, fabricação de Boulton & Watt

Os primeiros reguladores de Watt, denominados de pêndulos centrífugos ou bolas girantes (*fly balls governor*) funcionavam devido ao movimento centrífugo de dois halteres ou bolas maciças. Quando a rotação do conjunto de pesos, que reproduz a rotação da máquina principal, atinge valores diferentes do nominal, os pesos modificam sua posição e através de hastes, bielas e mecanismos mecânicos, alteram a posição da válvula de adução de combustível (vapor d'água), até que a rotação retorne ao valor nominal, garantindo o equilíbrio dinâmico da máquina primária.

Esse tipo de regulação é de realimentação mecânica negativa, pois a ação corretiva é oposta à geradora do desvio de grandeza (rotação), e de ação proporcional, pois quanto maior o desvio, mais intensa será a correção.

Os quatro tipos de governadores utilizados para turbinas hidráulicas ao longo da história são: mecânico, mecânico-hidráulico, analógico e digital. Algumas usinas mais antigas do parque gerador brasileiro ainda usam controladores baseados em eletrônica de cartões analógicos, e as mais antigas ainda reguladores mecânico-hidráulicos, que utilizam o princípio do pêndulo centrífugo de James Watt. A Figura 44 apresenta três exemplos de reguladores de velocidade de diferentes épocas.



Figura 44 - Reguladores de velocidade mecânico, mecânico hidráulico e de cartão analógico respectivamente

O regulador puramente mecânico é para aplicações muito pequenas que requerem pouca força motriz no atuador e foi desenvolvido no final dos anos 1800. Amos Woodward recebeu sua primeira patente do governador para o controle de rodas de água em 1870. Uma melhoria significativa ocorreu em 1911 quando Elmer Woodward aperfeiçoou o regulador de atuador mecânico-hidráulico adicionando amplificação de potência através da hidráulica.

Os reguladores analógicos, com funções de controle eletrônico Proporcional Integral Derivativo (PID) foram desenvolvidos no início da década de 1960. Os reguladores digitais (PID através de software) foram desenvolvidos no final da década de 1980 e avançaram com as melhorias das capacidades do microprocessador.

Os reguladores puramente mecânicos normalmente realizam controle de frequência por pêndulo centrífugo e recebem a realimentação mecânica do comando da posição de abertura do distribuidor, ou em alguns casos do próprio deslocamento do servomotor. A realimentação equivalente à posição do distribuidor recebe influência de um estatismo permanente (Ep ou σ), ajustável através de posição de braço mecânico fixado por parafuso, assim como recebe também a influência de um estatismo transitório (e_t ou δ) em cuba amortecedora, conhecida na língua inglesa por "*dashpot*", e que é ajustada por orifício de passagem de óleo.

Para aumentar ou diminuir a potência despachada usando esse tipo de regulador mecânico, com a unidade sincronizada à Rede, realiza-se um pequeno incremento ou decremento de referência até que o próprio operador visualize nos medidores a quantidade de megawatts desejada.

A Figura 45 apresenta um diagrama simplificado de um hidrogerador com seu regulador de velocidade mecânico, colorido a partir do original de Hovey (1962). Já a Figura 46 descreve o diagrama de blocos no domínio de Laplace mais utilizado para representar esse tipo de regulador de velocidade mecânico.

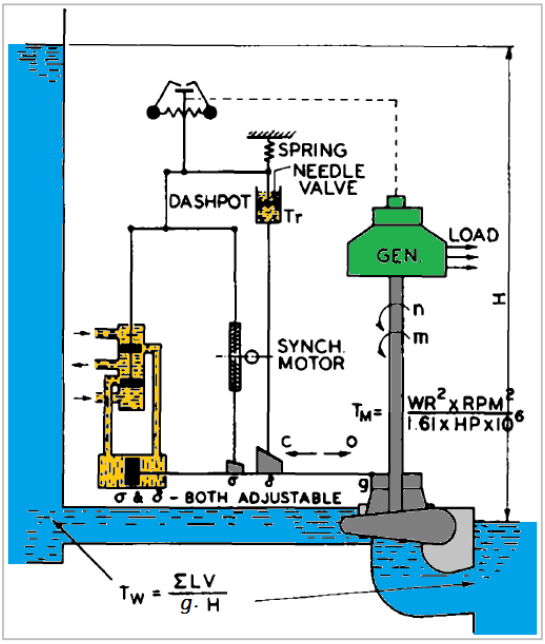


Figura 45 - Diagrama simplificado de hidrogerador com regulador de velocidade mecânico (Hovey, 1962)

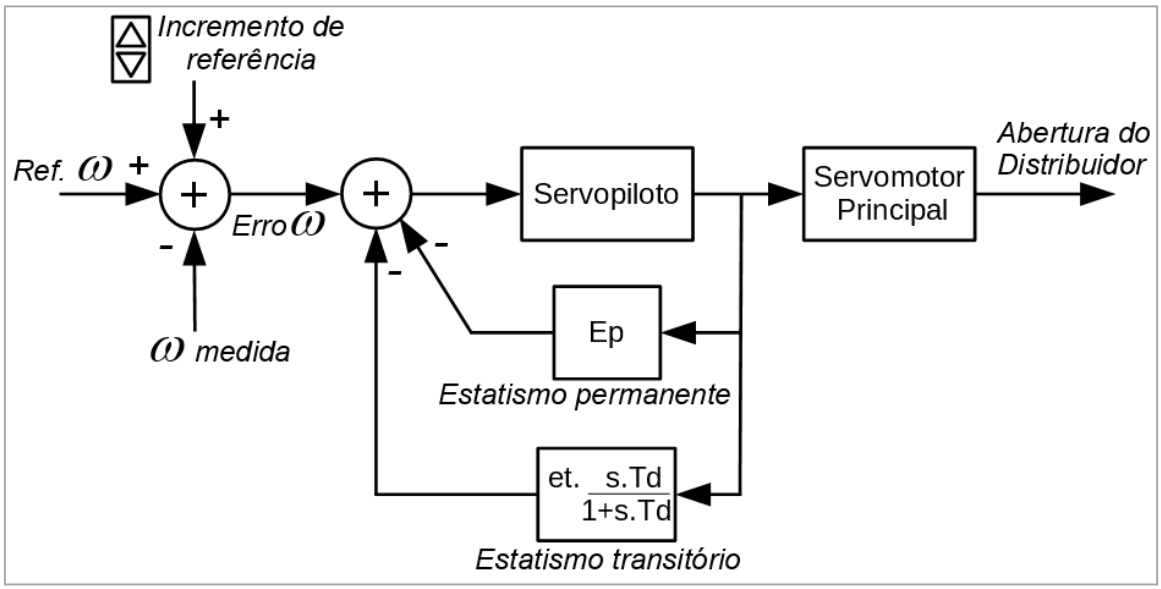


Figura 46 - Diagrama de blocos de regulador de velocidade do tipo mecânico

De forma sucinta pode-se dizer que o Regulador de Velocidade tem como primeiro e maior objetivo manter o grupo gerador sempre que possível em rotação nominal, equivalente à frequência síncrona de 60 Hz, no caso do Brasil. Quando houver desvios, grandes ou pequenos, desse valor, deve trazer de volta ao valor nominal o mais rapidamente possível, sem danos para nenhum equipamento da usina. Como segundo objetivo, simultaneamente ao primeiro, deve despachar a geração de potência ativa (MW) conforme selecionada pela equipe de operação da usina, quando a unidade geradora estiver conectada ao SIN (Sistema Interligado Nacional).

No caso da operação de mais de um gerador conectado em paralelo localmente, ou pela Rede Elétrica, torna-se necessário o uso de uma compensação, ou estatismo permanente, também conhecido em inglês como *"speed droop" (queda de velocidade).* Essa compensação, ou regulação com queda de velocidade permite um carregamento distribuído entre os vários geradores, de acordo com suas respectivas capacidades (MVA), sendo seu ajuste padronizado nacionalmente em 5%.

Através de uma análise estática de regime permanente, pode-se estimar o desvio de frequência de uma Rede Elétrica devido a uma variação de carga consumidora (ΔP_L), influenciada pelo somatório do inverso de todos os estatismos permanentes, assim como pelo amortecimento próprio da carga com a frequência (*Dcarga*). Esse cálculo pode ser observado na Equação (11).

$$\Delta f_{rp} = \frac{-\Delta P_{carga}}{\left(\frac{1}{Ep_1} + \frac{1}{Ep_2} + \frac{1}{Ep_3} + \cdots + \frac{1}{Ep_n}\right) + D_{carga}} = \frac{-\Delta P_{carga}}{\left(\frac{1}{Ep_{equiv}}\right) + D_{carga}} \quad (11)$$

Como o estatismo é ajustado dentro do software dos reguladores de velocidade digitais e se relaciona com a base da própria máquina inserida (em MVA), pode-se estimar qual será a variação de geração de potência em regime permanente, em grandezas de por unidade (pu) na base de 100 MVA, em resposta à variação de frequência da Rede Elétrica observada pelos transdutores dos reguladores de velocidade. Apresenta-se na Equação (12) o cálculo dessa variação de potência devido à regulação primária.

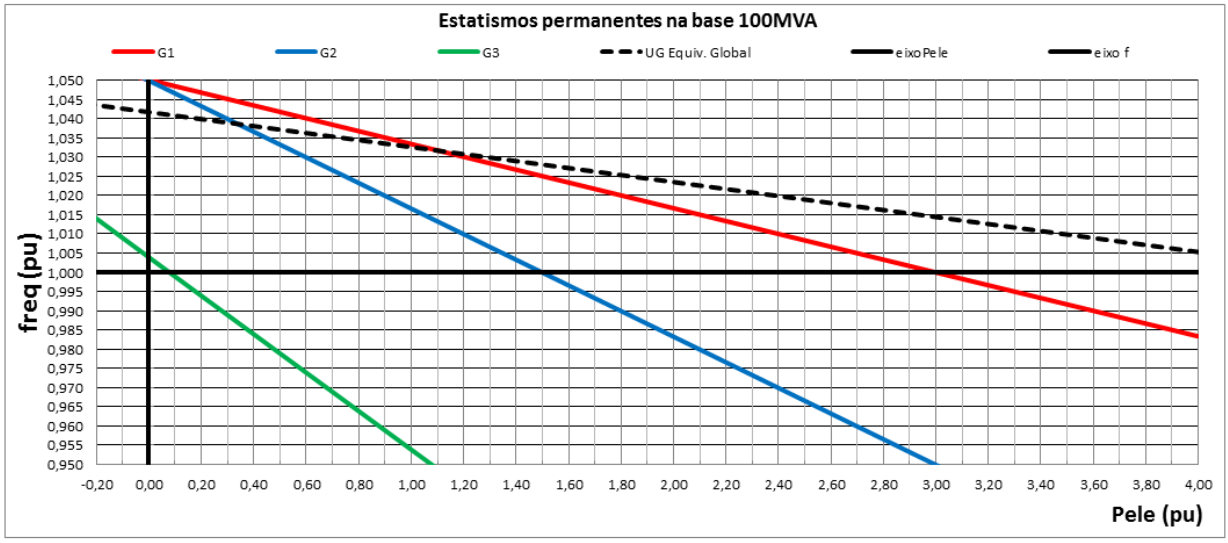
$$\Delta P_{UGn\,[pu_{100}]} = \frac{-\Delta f_{[pu_{100}]}}{Ep_{\,UGn[pu_{100}]}} = \frac{-\Delta f/60}{0{,}05 \cdot \frac{100}{MVA_{\,UGn}}} \quad (12)$$

Observa-se que quanto maior a capacidade do gerador em termos de MVA, menor será seu estatismo permanente em pu na base 100 MVA (Ep_100), maior será sua capacidade de regulação (1/Ep_100), logo maior será sua variação de potência, em pu, na base comum de 100 MVA.

A fim de ilustrar o conceito de estatismo permanente, elaborou-se um sistema exemplo teórico com três grupos geradores com capacidade de 300, 150 e 100 MVA, e com despacho inicial de 300, 150 e 8 MW, respectivamente, alimentando uma carga inicial de 460 MW. Considerando o amortecimento próprio da carga nulo e aplicando-se uma remoção de 50 MW na carga, observa-se na Figura 47 a reta característica do estatismo permanente ajustado em 5% para cada gerador, a reta representando o estatismo equivalente global. Também são representados os parâmetros calculados pré e pós-distúrbio, segundo as equações (11) e (12).

Nota-se que como o gerador 3 apresenta despacho bem pequeno (8 MW), devido à sobrefrequência gerada pelo evento de corte de carga, tal máquina entra em faixa de potência reversa (-1,1 MW).

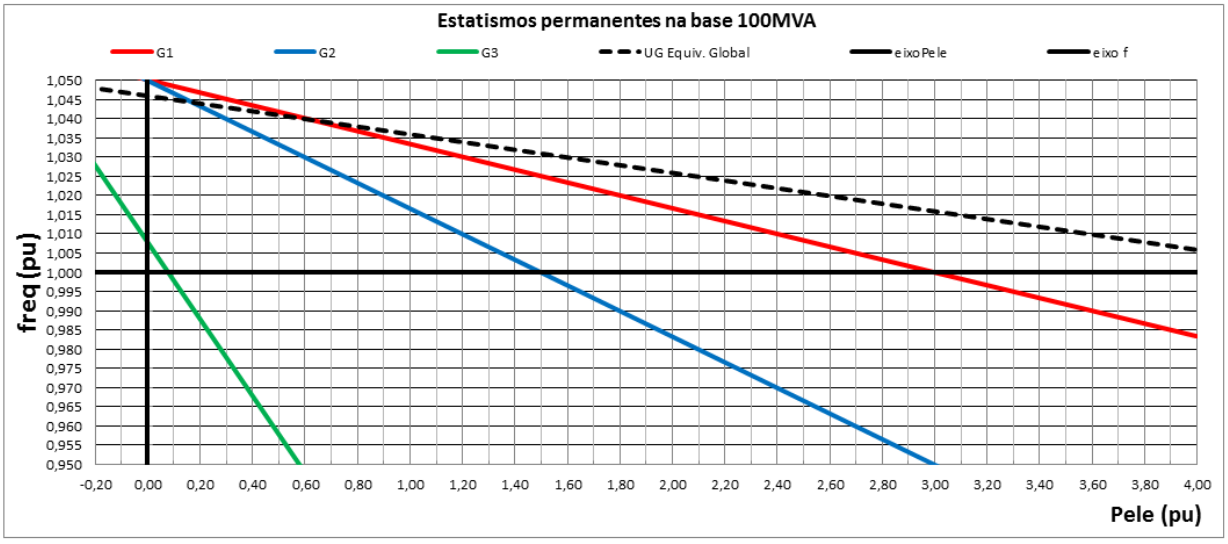
A título de ilustração comparativa alterou-se o estatismo permanente do gerador 3 para 10% (0,10 pu), conforme apresentado na Figura 48. Nesse caso a máquina evitou a operação em potência reversa e em nível global a capacidade de regulação diminui um pouco e a sobrefrequência foi ligeiramente maior.



	Sb [MVA]	GERAÇÃO [MW]	GERAÇÃO [pu_Maq]	CARGA t0- [MW]	Δ CARGA [MW]	CARGA t0+ [MW]	Ep [pu_Maq]	1/Ep [pu_Maq]	Ep_100 [pu_100]	1/Ep_100 [pu_100]	Ep_equiv [pu_100]	1/Ep_equiv [pu_100]
G1	300,00	300,00	1,0000	458,00	-50,00	408,00	0,050	20,0	0,0167	60,0	0,0091	110,0
G2	150,00	150,00	1,0000				0,050	20,0	0,0333	30,0		
G3	100,00	8,00	0,0800				0,050	20,0	0,0500	20,0		

	Damping [pu_100]	Δ CARGA [pu_100]	Δ freq [pu_100]	freq t0+ [pu_100]	freq t0- [Hz]	Δ freq [Hz]	freq t0+ [Hz]	GER. t0- [pu_100]	Δ GER. [pu_100]	GER. t0+ [pu_100]	Δ GER. [MW]	GER. t0+ [MW]
G1	0	-0,500	0,004545	1,004545	60	0,27	60,27	3,0000	-0,2727	2,7273	-27,3	272,7
G2								1,5000	-0,1364	1,3636	-13,6	136,4
G3								0,0800	-0,0909	-0,0109	-9,1	-1,1

Figura 47 - Sistema exemplo três geradores - Estatismos na base 100 MVA (Ep_G3=5%)



	Sb [MVA]	GERAÇÃO [MW]	GERAÇÃO [pu_Maq]	CARGA t0- [MW]	Δ CARGA [MW]	CARGA t0+ [MW]	Ep [pu_Maq]	1/Ep [pu_Maq]	Ep_100 [pu_100]	1/Ep_100 [pu_100]	Ep_equiv [pu_100]	1/Ep_equiv [pu_100]
G1	300,00	300,00	1,0000	458,00	-50,00	408,00	0,050	20,0	0,0167	60,0	0,0100	100,0
G2	150,00	150,00	1,0000				0,050	20,0	0,0333	30,0		
G3	100,00	8,00	0,0800				0,100	10,0	0,1000	10,0		

	Damping [pu_100]	Δ CARGA [pu_100]	Δ freq [pu_100]	freq t0+ [pu_100]	freq t0- [Hz]	Δ freq [Hz]	freq t0+ [Hz]	GER. t0- [pu_100]	Δ GER. [pu_100]	GER. t0+ [pu_100]	Δ GER. [MW]	GER. t0+ [MW]
G1	0	-0,500	0,005000	1,005000	60	0,30	60,30	3,0000	-0,3000	2,7000	-30,0	270,0
G2								1,5000	-0,1500	1,3500	-15,0	135,0
G3								0,0800	-0,0500	0,0300	-5,0	3,0

Figura 48 - Sistema exemplo três geradores - Estatismos na base 100 MVA (Ep_G3=10%)

4.2.5 - Regulador de Velocidade Digital

Atualmente os reguladores automáticos digitais, se baseiam principalmente nos Controladores Lógicos Programáveis (CLP), utilizados em larga escala em plantas industriais. As malhas de controle desejadas são programadas em softwares e carregadas nos CLPs que ficam instalados dentro de painéis. Através de cartões de interface analógica (normalmente na faixa de 4 a 20 mA), o sinal de saída de referência para comandar a abertura do distribuidor sensibiliza o solenoide da válvula proporcional, que pilota o fluido hidráulico nos sentidos de manter parado, abrir, ou fechar os servomotores hidráulicos das palhetas diretrizes. A Figura 49 apresenta um exemplo de um painel de um regulador de velocidade digital, de fornecimento da REIVAX .

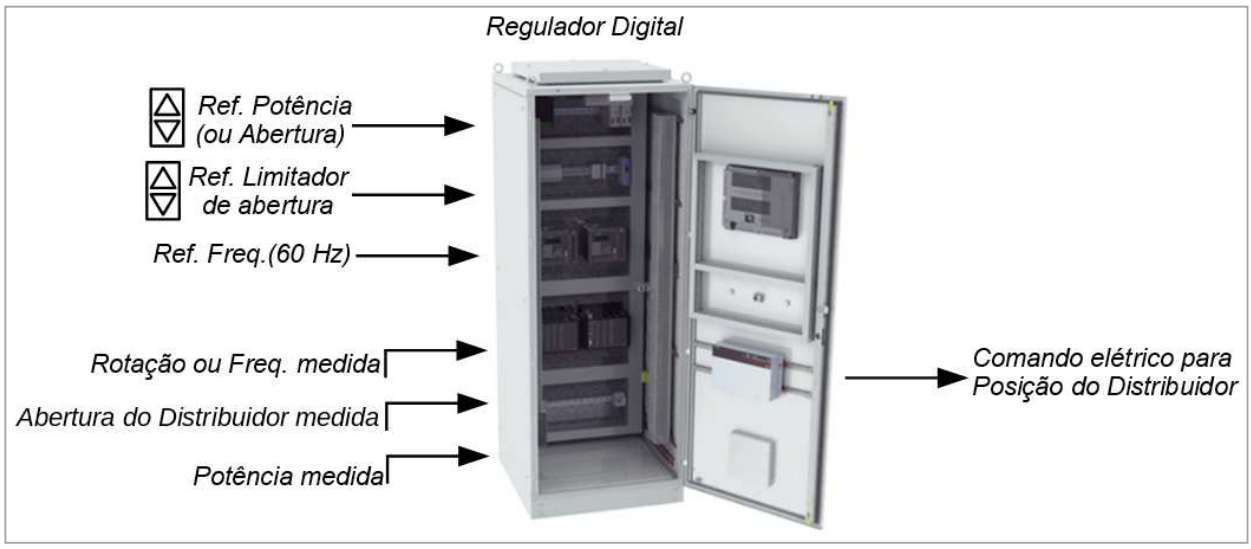


Figura 49 - Painel de regulador de velocidade digital (painel REIVAX)

Durante os momentos de elevações de frequência na Rede Elétrica, os reguladores automáticos detectam o desvio ou erro de frequência, e através de suas malhas de controle, normalmente do tipo PID (proporcional integral derivativo) irão comandar a diminuição da vazão turbinada pelo fechamento do distribuidor, logo da potência mecânica no eixo, fazendo as máquinas síncronas gerarem menos potência, distribuídas segundo os ajustes de seus estatismos e suas capacidades máximas (MVA).

Quando ocorre o contrário e a frequência do SIN decai, as máquinas aumentam automaticamente suas gerações acima do valor de referência ajustado pelo operador, em resposta ao erro de frequência. Esse tipo de regulação automática, frente aos desvios de carga e frequência do sistema elétrico de potência, é conhecido como Regulação Primária.

O estatismo permanente padronizado em 0,05 pu/pu (5%), que fica localizado no ramo de controle do erro de potência ativa, também pode ser interpretado como o inverso de um ganho de 20 pu/pu, dando a entender que malha de controle tem uma prioridade vinte vezes menor em regular a potência escolhida pelo operador do que a frequência do Sistema Interligado Nacional (SIN).

Com o uso do estatismo permanente, existe um preço a se pagar, que é o erro de regime permanente no valor final da frequência comum a todas as máquinas que participam do sistema interligado.

Caso exista algum subsistema elétrico formado somente por uma carga consumidora e por um único gerador de energia elétrica, o regulador de velocidade deve trabalhar no modo conhecido como isócrono, onde o estatismo é nulo, e não há erro de frequência. Nesse caso a máquina síncrona assume sozinha toda responsabilidade de regular a frequência, logo, equilibrar seu valor de geração com o valor de potência da carga mais as perdas do sistema. O estatismo nulo significa que a malha de controle só possui o ramo de correção do erro de frequência, a potência ativa gerada será consequência do esforço da unidade em voltar a frequência para seu valor nominal, equilibrando-se então a geração com a carga.

Nas máquinas síncronas que trabalham em paralelo com outras unidades, existe um momento de suas atividades em que operam isócronas. Esse período é durante a partida da máquina em automático, e quando estão já em velocidade síncrona (60 Hz), em marcha em vazio (*speed no load*), desconectadas eletricamente da rede, prontas para sincronizar. Nesse estado estável o regulador possui uma malha de controle própria, normalmente chamada de malha em vazio, ou malha de speed no load, com ajustes próprios. Quando a unidade sofre uma rejeição de carga e seu disjuntor de grupo (relé ANSI 52) a desconecta eletricamente da rede, ela também retorna para a malha de controle isócrono em vazio.

A Tabela 2 e Tabela 3 apresentam respectivamente: os modos de conexão das unidades geradoras à rede elétrica e as malhas de controle normalmente programadas nos reguladores de relocidade digitais. A Tabela 4 apresenta a operação automática de cada malha de controle para cada situação de conexão à rede elétrica.

Tabela 2 - Exemplos ilustrativos de modos de conexão à rede elétrica

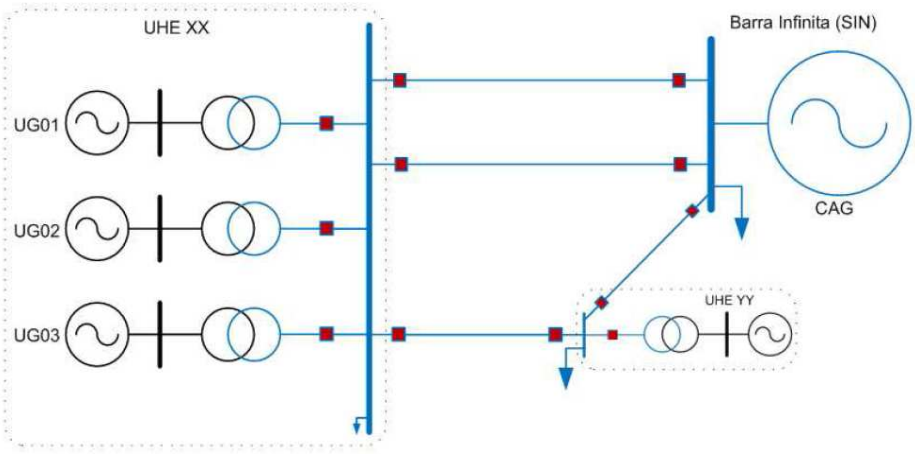
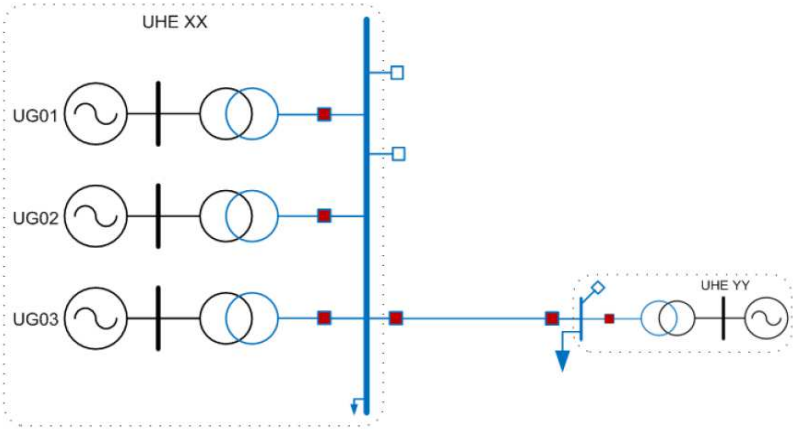
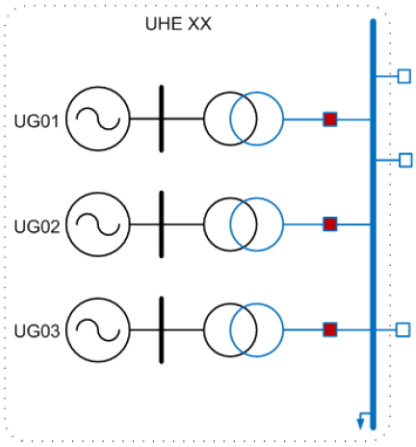
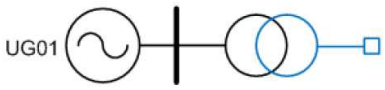
REDE COMPLETA	
REDE ISOLADA (ILHADA)	
BARRA DE RECOMPOSIÇÃO (BLACK-START)	
MÁQUINA EM VAZIO (GIRO SÍNCRONO, DESCONECTADA)	

Tabela 3 - Exemplo ilustrativo das malhas de controle automático do Regulador de Velocidade Digital

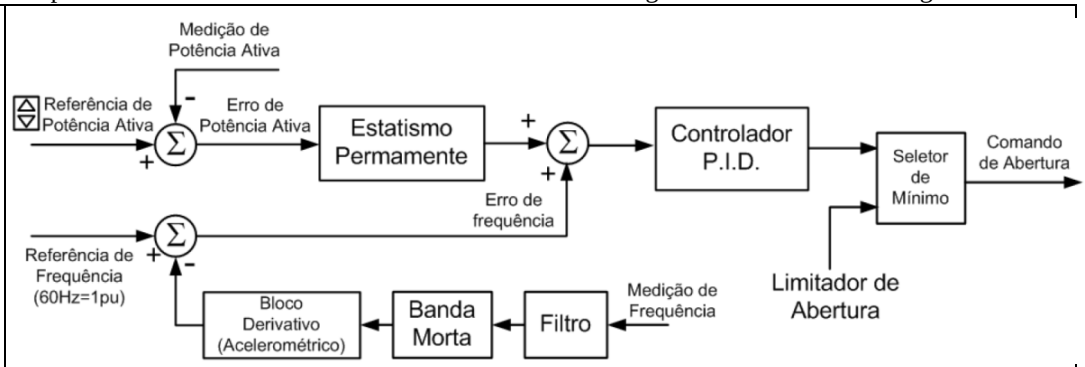
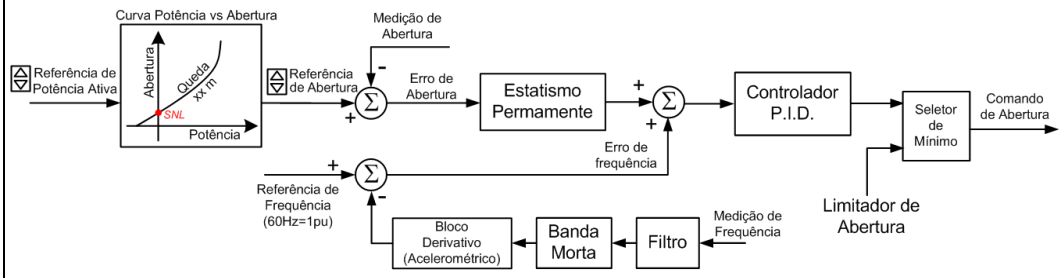
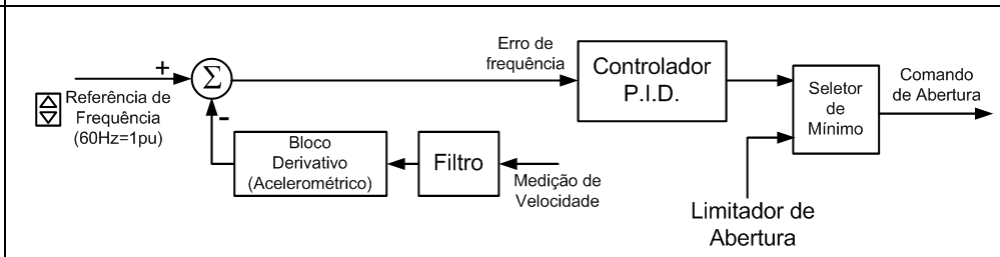
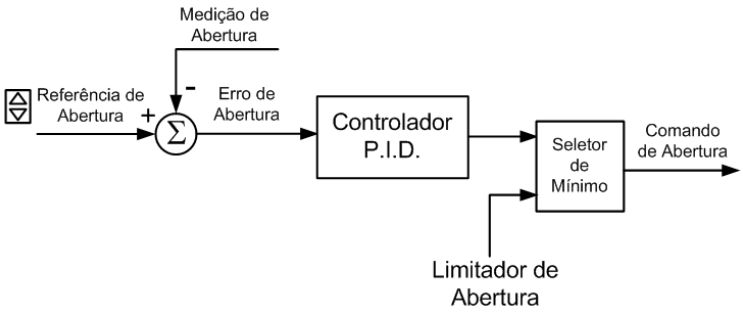
CONTROLE DE POTÊNCIA-FREQUÊNCIA	
CONTROLE DE ABERTURA-FREQUÊNCIA	
CONTROLE DE VELOCIDADE (REGULAÇÃO ISÓCRONA)	
CONTROLE MANUAL (MANUTENÇÃO E ENSAIO)	

Tabela 4 - Redes e respectivas malhas de controle utilizadas

REDE	MALHA	NOMENCLATURA SIMPLIFICADA DO MODO DE CONTROLE	OCORRÊNCIA
COMPLETA	CONTROLE DE POTENCIA-FREQUÊNCIA	POTÊNCIA	CONDIÇÃO NORMAL
COMPLETA	CONTROLE DE ABERTURA-FREQUÊNCIA	ABERTURA	FALHA TRANSD. DE POTÊNCIA
ISOLADA	CONTROLE DE ABERTURA-FREQUÊNCIA	REDE ISOLADA	DESVIO DE FREQUÊNCIA MAIOR QUE UM Δf AJUSTÁVEL
B. DE RECOMPOSIÇÃO	CONTROLE DE ABERTURA-FREQUÊNCIA	RECOMPOSIÇAO	ABERTURA DAS LINHAS DE TRANSMISSÃO
MARCHA EM VAZIO (PRONTA PARA SINCRONIZAR)	CONTROLE DE VELOCIDADE	VAZIO	DISJUNTOR DA MÁQUINA ABERTO
MÁQUINA EM TESTE (PARADA OU MARCHA EM VAZIO)	CONTROLE MANUAL	MANUAL	MANUTENÇÃO E ENSAIO NO REGULADOR

O ajuste de um estatismo nulo (regulação isócrona) em uma máquina síncrona ordinária, conectada em paralelo com outras de estatismo não nulo, costuma ser instável. Nessa situação tal gerador assume para si a responsabilidade de regular sozinho a frequência da rede interligada, o que em geral acaba levando a uma desconexão por proteção. A Figura 50 mostra o registro de supervisão de duas máquinas síncronas de uma mesma usina, submetidas a um distúrbio do SIN, no qual ficaram ilhadas e submetidas a uma sobrefrequência. Como uma delas havia sido parametrizada com estatismo nulo em sua malha de controle de abertura para condição de rede ilhada, assim que seus transdutores de frequência mediram os altos valores de frequência da ilha, a unidade chaveou para rede isolada em condição isócrona passando imediatamente a fechar todo o distribuidor até a unidade atingir valores inferiores à -5 MW, sendo desconectada por trip de potência reversa (relé ANSI 32). A segunda metade da Figura 50 mostra o comportamento de outra unidade geradora da mesma usina que estava ajustada com estatismo de 5%.

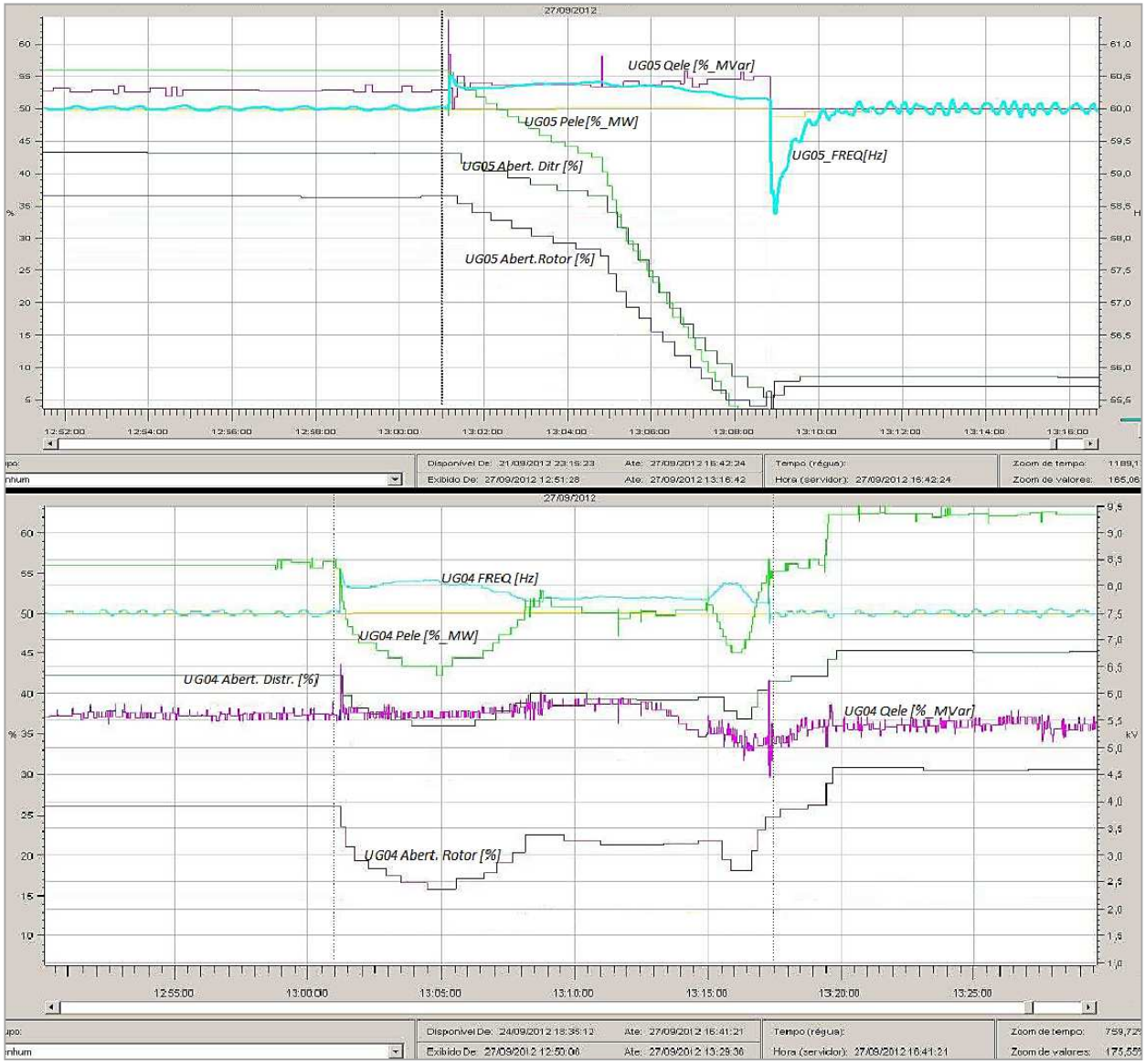


Figura 50 - Registro de uma máquina isócrona e outra não isócrona, submetidas a mesma ilha com sobrefrequência

Para fazer o ajuste fino da frequência de volta ao valor nominal é utilizada a Regulação Secundária, popularmente chamada de CAG (Controle Automático de Geração). Essa segunda regulação de nível hierárquico mais elevado costuma ser realizada em um dispositivo de controle máster que em tempo real também calcula o desvio de frequência da área de controle através de medições em diversos pontos da Rede e através de telecomandos faz subir ou baixar a referência de potência de algumas usinas estratégicas escolhidas para prestarem esse tipo de serviço ancilar.

O CAG pode operar de três modos: controle apenas da frequência (*FF=flat frequency*), controle da frequência e dos fluxos de potência nas linhas de intercâmbio (*TLB=tie line bias*), e o controle apenas do intercâmbio (*FTL=flat tie line*). A Figura 51 apresenta formatação do sistema de CAG existente no Brasil, sob a responsabilidade do ONS, com quatro grandes áreas de controle de carga-frequência: Sudeste (SE), Sul (S), Norte-Centro Oeste (NCO), Nordeste (NE), e suas linhas de transmissão de intercâmbio, segundo atualização de 29 de novembro de 2013.

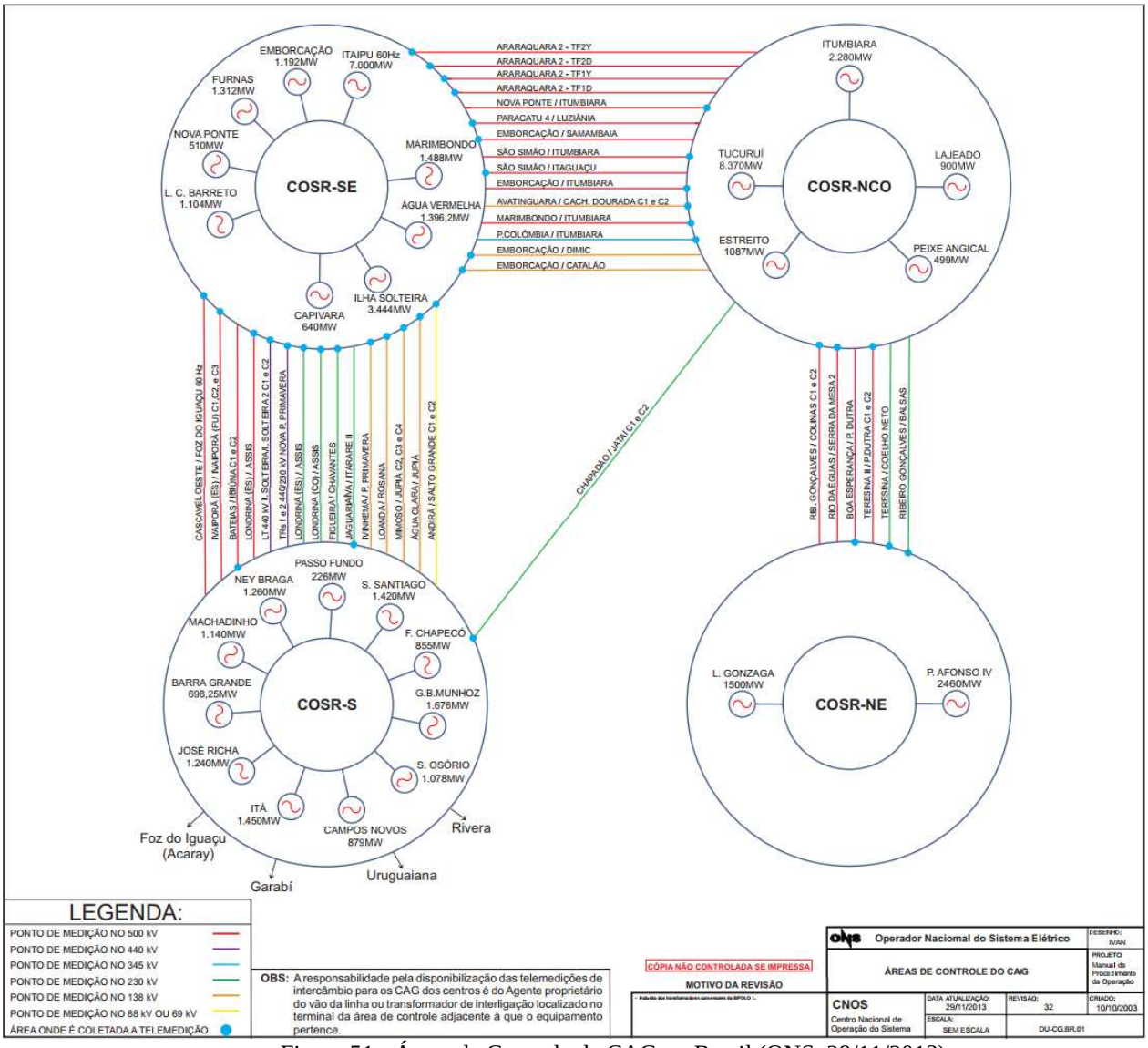


Figura 51 - Áreas de Controle de CAG no Brasil (ONS, 29/11/2013)

4.2.6 - Regulador de Velocidade – conjunto de hidráulica de potência (fluid power)

O sistema hidráulico do regulador de velocidade é a etapa onde o desejo de controle de abertura do distribuidor é transformado em realidade. Para fazer mover todo o conjunto mecânico das palhetas diretrizes é necessária certa quantidade de força, razão pela qual o regulador de velocidade utiliza-se de um conjunto de hidráulica de potência (*fluid power*), utilizando óleo pressurizado como veículo de trabalho, para amplificar os comandos de abertura e fechamento oriundos do regulador digital e fazer movimentar servomotores (cilindros hidráulicos).

Logo, os principais objetivos de uma unidade hidráulica são:

- Amplificar o sinal do RV digital para mover as palhetas do distribuidor;
- Limitar a velocidade dessa atuação garantindo os tempos de abertura e principalmente a lei de fechamento, de forma a evitar "golpe de aríete" e sobrepressões no circuito hidráulico da turbina;
- Armazenar energia nos tanques ar-óleo ou acumuladores para garantir o número mínimo de aberturas e fechamentos do distribuidor (mesmo com as bombas de pressurização desligadas);
- Garantir o fechamento do distribuidor em situações de emergência, inclusive em sobrevelocidade da unidade após rejeições de carga.

O conjunto de hidráulica de potência do Regulador de Velocidade consiste em geral de vários equipamentos. Os principais componentes deste subsistema são:

- Servomotores ligados ao anel de regulação;
- Servomotor especial de movimentação das pás (caso de turbina Kaplan, Bulbo e Deriaz);
- Sistema de trava de segurança do anel de regulação;
- Válvula direcional proporcional (às vezes em um único bloco com a válvula distribuidora);

- Válvula distribuidora (amplificadora de potência hidráulica);
- Tanque reservatório de óleo sem pressão;
- Moto bombas de pressurização controladas automaticamente;
- Medidores de pressão (pressostatos);
- Sistema de resfriamento e filtragem de óleo;
- Acumuladores de pressão ar/óleo;
- Sistema de ar comprimido, ou bancos de nitrogênio;
- Painel elétrico;
- Sistema de realimentação da posição do distribuidor e da rotação;
- Instrumentação envolvida;
- Eletro-válvula de parada de emergência;
- Válvulas reguladoras de vazão;
- Válvulas de alívio, válvulas retentoras, válvula de isolamento, conexões e tubulação rígida;

Para as turbinas de mais elevada potência, para realizar a movimentação controlada do conjunto mecânico das palhetas diretrizes é necessária uma etapa adicional de amplificação hidráulica, através de uma válvula distribuidora direcional (amplificadora) que fica localizada entre a válvula proporcional direcional (eletro-hidráulica) e o servomotor (cilindro hidráulico). Nesse caso, pode-se dizer que a atuação do sistema hidráulico é realizada em cascata. Apenas em grupos geradores de muito pequeno porte, pode-se dispensar essa vávula distribuidora amplificadora, caso a força hidráulica de alguma válvula proporcional seja suficiente para movimentar o servomotor. Alguns projetos possuem a válvula proporcional e a válvula distribuidora acopladas em um único bloco mecânico. A Figura 52 apresenta esquema didático, preparado pelo autor, mostrando a atuação do regulador de velocidade hidráulico em três condições: fechando, parado onde ficou, e abrindo as palhetas do distribuidor.

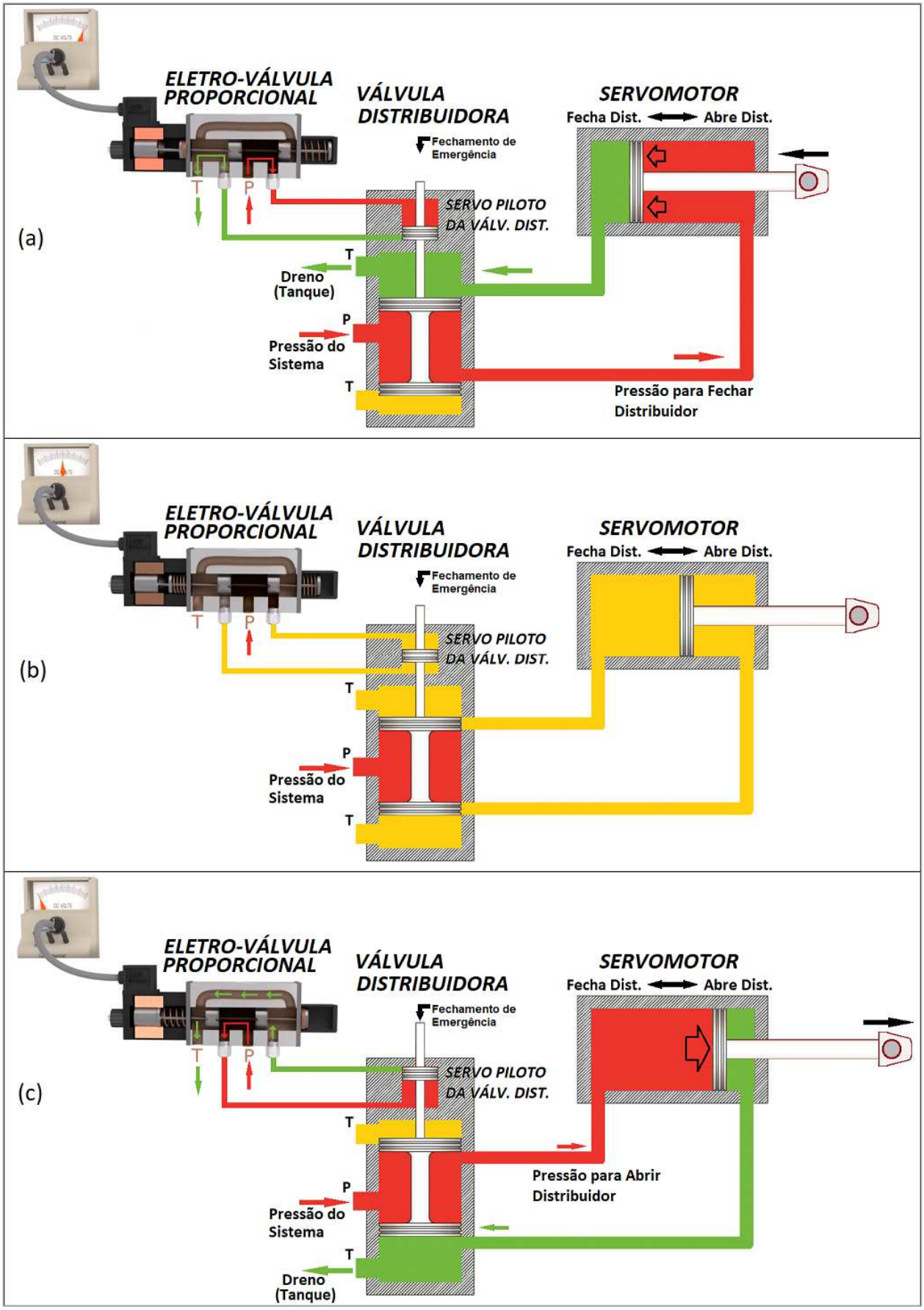


Figura 52 - Modos de movimentação do servomotor das palhetas diretrizes
Fonte: Adaptado de *learnchannel-tv.com* e *Gerler Engineering e Design*

Na Figura 52-(a) apresenta-se a situação de comando do RV digital para fechar o distribuidor. Nesse caso, devido ao deslocamento da válvula proporcional e da válvula distribuidora, o óleo da câmara direita do cilindro contendo pressão maior do que o da câmara esquerda gera movimento de retração da haste do pistão.

Na Figura 52-(b) observa-se que o óleo pressurizado não entra em nenhuma das duas câmaras do cilindro hidráulico, mantendo-se o mesmo parado na última posição.

Já na Figura 52-(c) observa-se o comando do RV digital para abrir o distribuidor. Nesse caso, devido ao deslocamento da válvula proporcional e da válvula distribuidora, o óleo da câmara esquerda do cilindro, contendo pressão maior do que o da câmara direita provoca movimento de extenção da haste do pistão.

Deve-se levar em conta que o deslocamento é proporcional à abertura de passagem do óleo pelas válvulas, que por sua vez é proporcional ao sinal elétrico de comando vindo do regulador digital.

É comum a presença de contrapesos juntos aos servomotores de alguns distribuidores, como, por exemplo, nas turbinas Bulbo, para que na ocasião de falta de pressão hidráulica no servomotor, o contrapeso feche o distribuidor, até que o problema seja resolvido.

No caso das diversas turbinas do tipo Kaplan, ou as do tipo Deriaz, as palhetas diretrizes do distribuidor e as pás do rotor são acionadas por servomotores diferentes. Com isso, possuem dinâmicas diferentes no que diz respeito às suas constantes de tempo. O movimento do servomotor das pás é mais atenuado e lento do que o servomotor do distribuidor, pois o dimensionamento se seu sistema passando por dentro do cubo Kaplan não pode exceder certas dimensões mecânicas. Essas constantes de tempo diferenciadas são levadas em conta pelos reguladores e também nos modelos matemáticos de simulação.

O servomotor hidráulico é essencialmente um amplificador hidráulico de potência controlado por válvula direcional. A Figura 53 apresenta uma foto de um cilindro hidráulico didático direcional, destacando suas partes principais.

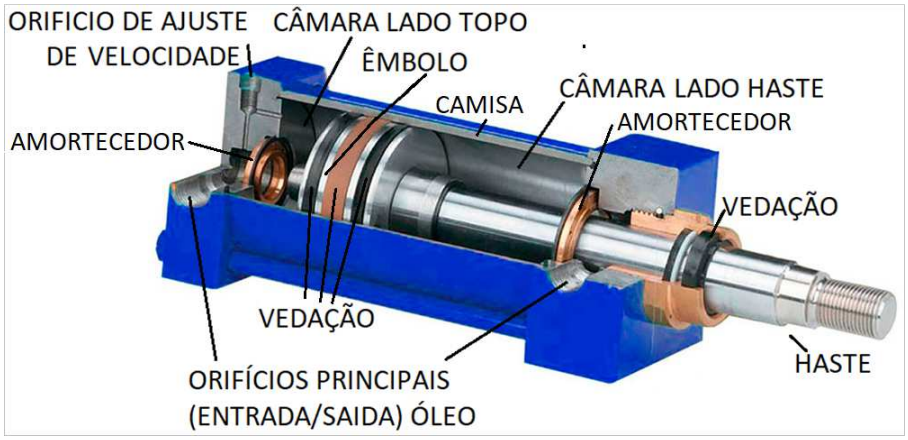


Figura 53 - Cilindro hidráulico (servomotor) didático (adaptado REXROTH)

A movimentação do cilindro hidráulico pode ser expressa pelas Equações (13) e (14), considerando-se fluido ideal, desprezando-se atritos e perdas no cilindro hidráulico, e sempre uma das extremidades com vazão livre para o tanque de drenagem:

$$v_{sm} = \frac{Q_{sm}}{A_{sm}} \tag{13}$$

$$F_{sm} = p_{sm} \cdot A_{sm} \tag{14}$$

Onde:

v_{sm}= Velocidade de deslocamento do êmbolo e haste do servomotor [m/s];

Q_{sm}=Vazão volumétrica do óleo hidráulico para dentro das câmaras do servomotor [m^3/s];

A_{sm}= Área do êmbolo do servomotor em contato com óleo pressurizado [m^2];

F_{sm}=Força de ação do servomotor [N];

Uma observação interessante deve ser feita em relação ao cilindro hidráulico: considerando-se que a vazão volumétrica que entra nas câmaras do pistão seja igual para cada uma das duas alternativas de movimentação (devido às válvulas reguladoras de vazão), verifica-se que o deslocamento de retração é mais veloz do que o de expansão, segundo a Equação (13). Isso ocorre porque o lado do pistão onde está acoplada a haste possui área de contato do êmbolo menor do que a área do lado oposto que não possui a haste. A Figura 54 destaca essa peculiaridade das diferenças entre as faces do êmbolo.

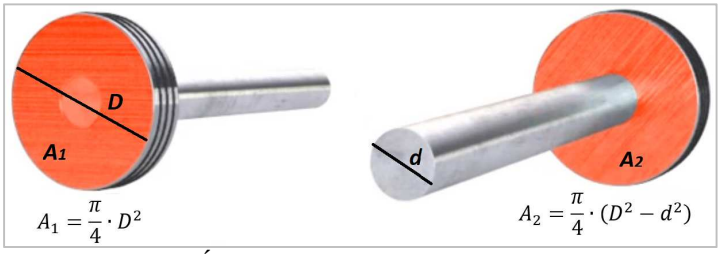


Figura 54 - Áreas diferentes nas duas faces do êmbolo

A fim de atender os tempos de fechamento e abertura do distribuidor definidos nos estudos de transitórios hidráulicos, são ajustadas as válvulas reguladoras de vazão do óleo dos servomotores durante os ensaios de comissionamento em *água morta* (conduto da turbina drenado).

Já em relação à força, de acordo com a Equação (14), considerando-se que pressão controlada do fluido seja idêntica nas duas alternativas de movimentação, a força do pistão durante a expansão é maior do que a força de retração, diretamente proporcional à área.

Dependendo da necessidade de força para movimentar as palhetas diretrizes e do projeto feito, pode-se decidir entre a aplicação de pressões tradicionais de trabalho (até 80 bar), ou utilizar pressões mais elevadas no sistema hidráulico (acima de 90 bar), onde o volume de óleo, o diâmetro interno das tubulações e os servomotores diminuem em suas dimensões. No entanto, nessa segunda opção os equipamentos devem ser mais reforçados em relação aos riscos de operação em mais alta pressão. A Figura 55 apresenta um exemplo de unidade hidráulica em pressão convencional, e a Figura 56 apresenta exemplo de grupo hidráulico compacto, fornecido pela REIVAX, com mais pressão alta, utilizando-se tanques acumuladores com nitrogênio. A Figura 57 apresenta o diagrama esquemático 3D de um sistema hidráulico de regulação de turbina fornecido pela IMPSA.



Figura 55 - Exemplo de unidade hidráulica com grande volume de óleo (UHE Teles Pires)

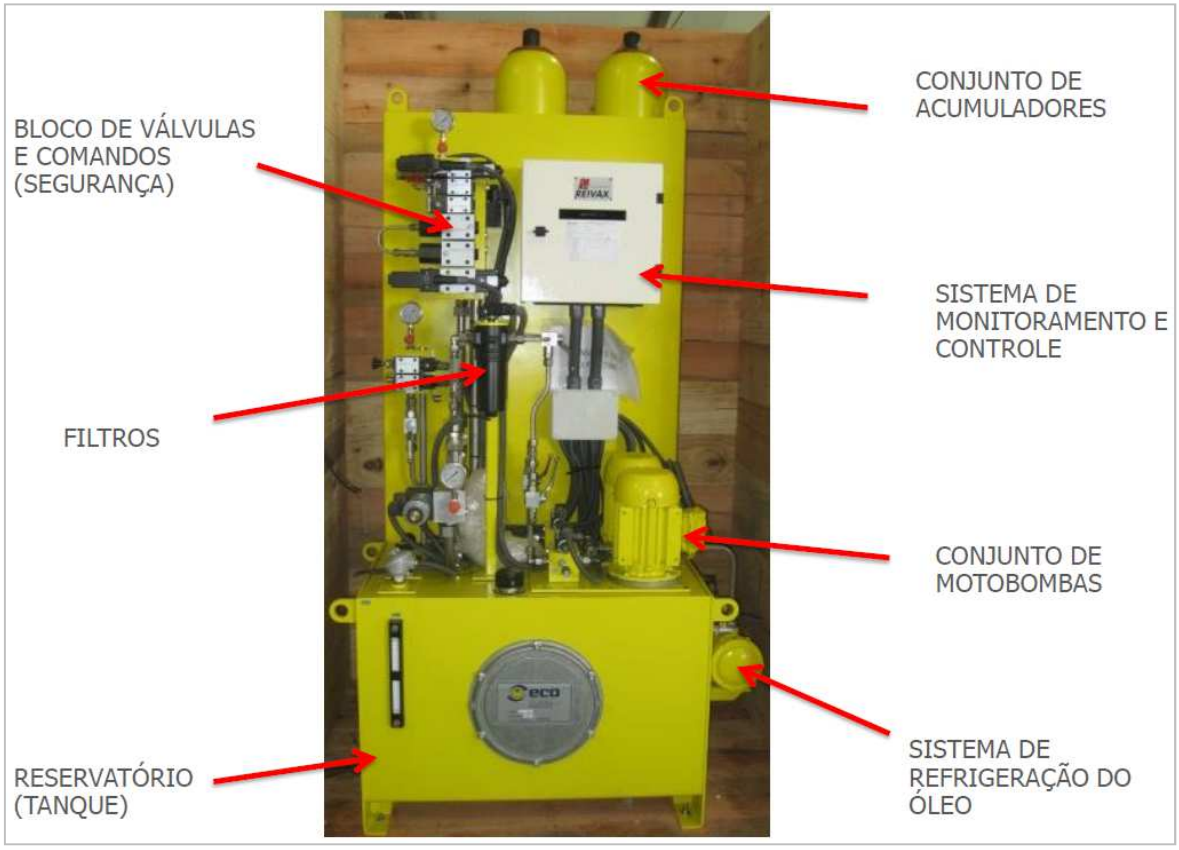


Figura 56 - Exemplo de unidade hidráulca de potência com pequeno volume de óleo (REIVAX)

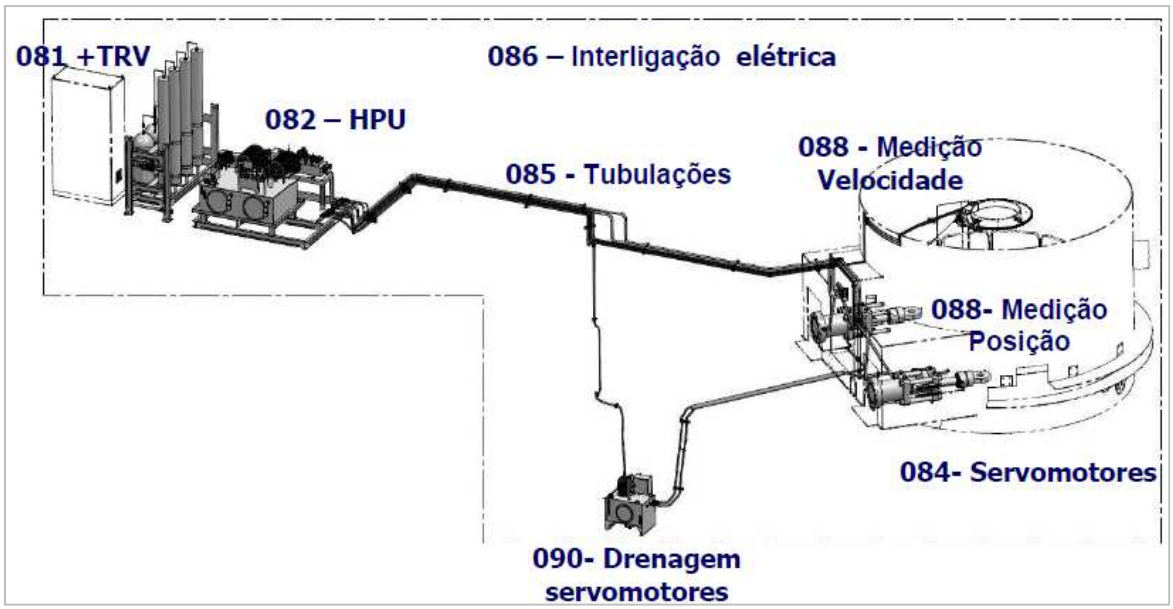


Figura 57 - Diagrama esquemático 3D de um sistema hidráulico de regulação de turbina (IMPSA)

Para os fenômenos de estabilidade eletromecânicos, de interesse da área de estudos de Sistemas Elétricos de Potência, a modelagem dos servomotores e válvulas costuma ser simplificada desprezando-se efeitos de massa acoplada, amortecimentos mecânicos, viscosidade do fluido, entre outros.

Pode-se modelar então o sistema hidráulico de regulação de velocidade conforme apresentado por Morais (2001), segundo a Figura 58.

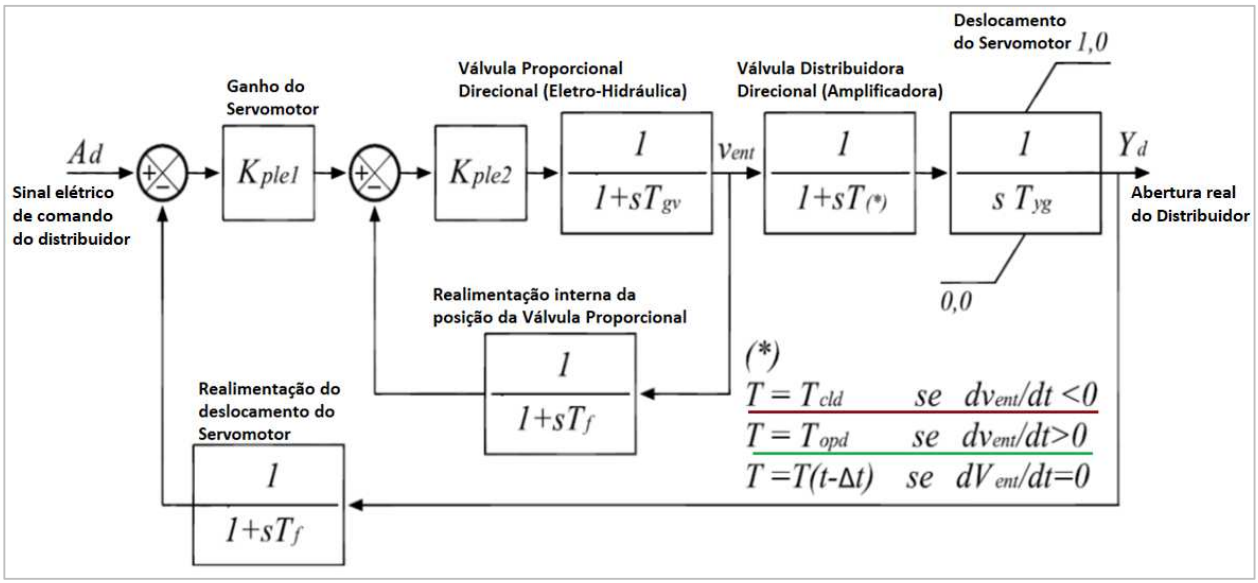


Figura 58 - Modelagem matemática dinâmica do RV hidráulico (adaptado de Morais 2011)

Destaca-se da modelagem o fato de o servomotor atuar como um bloco integrador da vazão de óleo que entra em suas câmaras sob pressão, possuindo uma faixa de limite de 0,0 a 1,0 que corresponde respectivamente ao cilindro totalmente recolhido e totalmente extendido, ou seja, distribuidor fechado e plenamente aberto.

Os demais blocos (com “s” da Transformada de Laplace no denominador) representam a dinâmica das válvulas e sensores (filtros de medição), cada qual com sua respectiva constante de tempo. Os ganhos de amplificação hidráulica do servomotor e das válvulas são designados pela expressão “Kple1” e “Kple2”, respectivamente.

Conforme já mencionado, de acordo com os ajustes realizados nas válvulas controladoras de vazão durante os ensaios de água morta, a válvula distribuidora irá comandar o servomotor com velocidade de abertura diferenciada da de fechamento, conforme destacado em (*) na Figura anterior.

Alguns servomotores podem vir instalados também com duas taxas de fechamento (dual rate) sequenciais, mais lento na segunda para evitar um risco de estresse no final de curso de fechamento do cilindro hidráulico.

4.2.7 - Rotor da Turbina

O rotor, também chamado de receptor, é o componente principal da turbina onde a energia hidráulica é convertida em energia mecânica no eixo de rotação. Todos os demais componentes são projetados em função de uma boa operação do rotor, com melhor eficiência possível.

O rotor Francis é rigidamente fixado à parte inferior do eixo de acoplamento com o gerador elétrico, em situação perfeitamente concêntrica com o distribuidor, sendo formado por um núcleo central em torno do qual há uma quantidade de pás de superfície deformada (geralmente de 12 a 21). A longitude e inclinação dessas pás (ou lâminas) são maiores ou menores em relação ao eixo da turbina dependendo da vazão, altura da queda d'água e da velocidade específica. Costumam ser fabricadas em ligas metálicas de bronze ou aço para evitar corrosões e cavitações.

O desempenho da turbina é melhor se a componente de giro do escoamento na saída do rotor (entrada do tubo de sucção) for mínima. Isso indica que o rotor converteu adequadamente a componente de giro do fluxo de água direcionada pelo sistema de distribuição em energia mecânica rotativa em seu eixo. A presença de vórtices e tranças hidráulicas no tubo de sucção, que normalmente acontece em pontos operativos afastados do nominal, indica a presença de forte componente de giro no escoamento, gerando perdas hidráulicas e instabilidades no funcionamento da turbina.

A fórmula de sucesso dos rotores em transformar energia de escoamento hidráulico em energia mecânica útil é justamente seu projeto e desenho aerodinâmico, razão pela qual os fabricantes investem em laboratórios de modelos em escala reduzida para ensaios e em projetos de simulações computacionais de dinâmica dos fluidos (CFD). Além disso, são de grande importância os projetos mecânicos que visam garantir resistência e longa vida útil ao rotor frente à operação em vários patamares de solicitação da carga e níveis de queda d'água.

A Figura 59 apresenta foto de um rotor Francis da UHE Itaipu, onde são destacados os nomes de suas principais partes, quais sejam: coroa (tampo superior), anel de desgaste móvel superior, pás ou lâminas, anel de desgaste móvel inferior, cinta e cone. A Figura 60 apresenta a vista de dentro do rotor já montado em seu nicho, onde se destacam o próprio rotor, as palhetas fixas e as palhetas móveis do sistema de distribuição de água.



Figura 59 - Descida para montagem de rotor Francis da UHE Itaipu



Figura 60 - Vista interna do rotor Francis da UHE Itaipu

De acordo com a vazão e desnível hídrico do projeto da barragem, o rotor Francis é projetado com um design próprio visando uma melhor eficiência. Nesse aspecto a turbina Francis se classifica em: lenta, normal, rápida e extra-rápida, segundo Macintyre (1983). A

Figura 61 e Figura 62 destacam essas diferenças entre os tipos de rotor Francis.

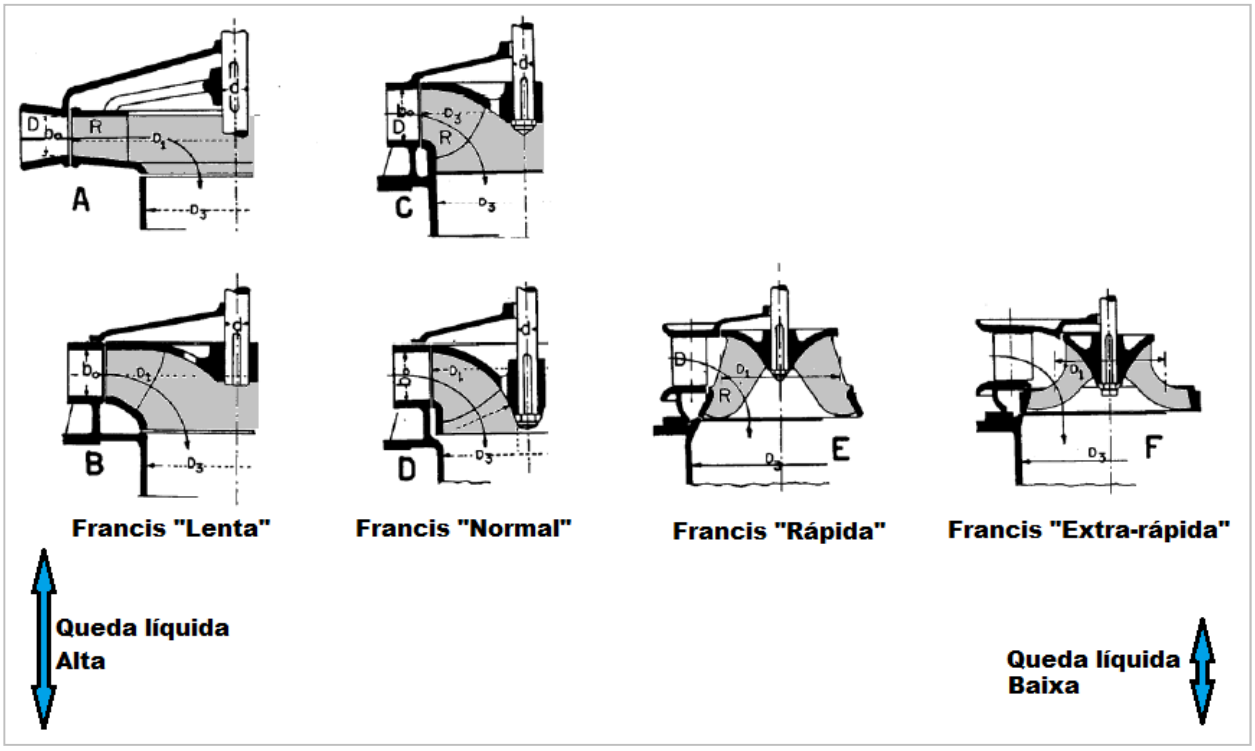


Figura 61 - Vista em corte de tipos de turbinas Francis (Adaptado de Macintyre, 1983)



Figura 62 - Vista geral de turbinas Francis, “Lenta”, “Normal” e “Rápida” (adaptado de Viana, 2003)

Conforme apresentado nas Figuras anteriores, nos projetos de usinas com maiores quedas hidráulicas o desenho da turbina Francis lenta passa a se assemelhar a uma roda Pelton. Já as turbinas Francis rápidas, aplicada em baixas quedas, possuem suas pás com uma boa quantidade de área transversal à linha de eixo do rotor, assemelhando-se ao desenho das turbinas axiais, como por exemplo, a turbina Hélice, ou Kaplan de pá fixa.

As Figuras a seguir apresentam os rotores do tipo Francis das maiores usinas hidrelétricas do mundo.

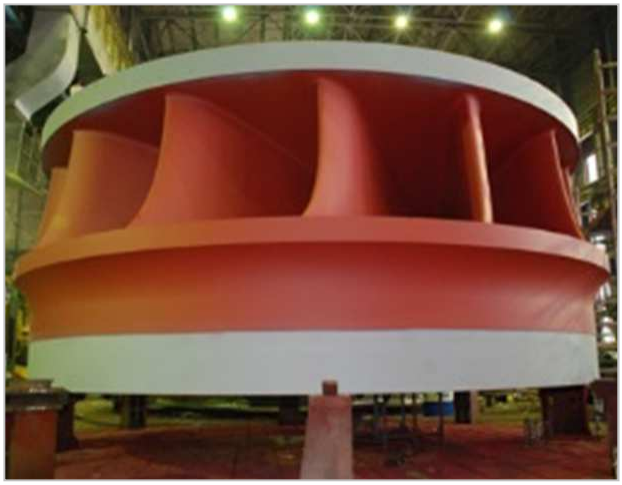


Figura 63 - Rotor novo da UHE Sayano (Rússia)



Figura 64 - Rotor da UHE Grand Coulee (EUA)



Figura 65 - Rotor da UHE Guri (Venezuela)



Figura 66 - Rotor da UHE Três Gargantas (China)



Figura 67 - Rotor da UHE Belo Monte



Figura 68 - Rotor da UHE Tucuruí II



Figura 69 - Rotor sendo transportado para a UHE Teles Pires

4.2.8 - Tampa da turbina

A tampa da turbina de eixo vertical possui a função de vedar a parte superior da câmara onde o rotor da turbina gira imerso em água. Possui também a função de acomodar os eixos das palhetas diretrizes. Acima da tampa da turbina, são montados os sistemas de acionamentos das palhetas móveis, assim como o anel de regulação e os servomotores. A tampa deve ser projetada para suportar as cargas de pressão hidráulica nas diversas situações operativas do rotor. A Figura 70 ilustra a tampa da turbina de Belo Monte durante a construção da usina.



Figura 70 - Tampa da turbina da UHE Belo Monte

4.2.9 - Tubo de sucção

De acordo com Macintyre (1983), o tubo de sucção permite que a água que sai do rotor da turbina atinja o canal de fuga de forma contínua ao invés de ser descarregada livremente na atmosfera. Permite que a pressão de saída do rotor seja inferior à pressão atmosférica, principalmente se o tubo for troncônico com alargamento no sentido do escoamento, recuperando parte da energia cinética com que a água abandona o rotor, razão pela qual também é designado pelo nome *recuperador*.

De acordo com Mataix (1975), pode-se afirmar que as principais funções do tubo de sucção (descarga) são:

- Conduzir o fluido até o tubo de sucção depois do mesmo ter entregado energia ao rotor;
- Compensar a altura de sucção estática, referente à diferença de altura da turbina até o canal de sucção (evitando o afogamento da usina hidrelétrica), assim um tubo cilindrico conecta o tubo de sucção (que está à pressão atmosférica) até a saída do rotor criando uma depressão na saída do mesmo, fazendo com que o rotor acabe trabalhando com uma diferença de pressão maior;
- Desacelerar o fluxo d'água que sai do rotor e recuperar parte da energia hidráulica em forma de energia cinética da vazão de saída do rotor, e para atingir este objetivo o tubo de descarga deve ter um formato de difusor cônico com uma seção transversal que deve crescer no sentido do escoamento.

A Figura 71 apresenta um esquema típico de tubo de descarga.

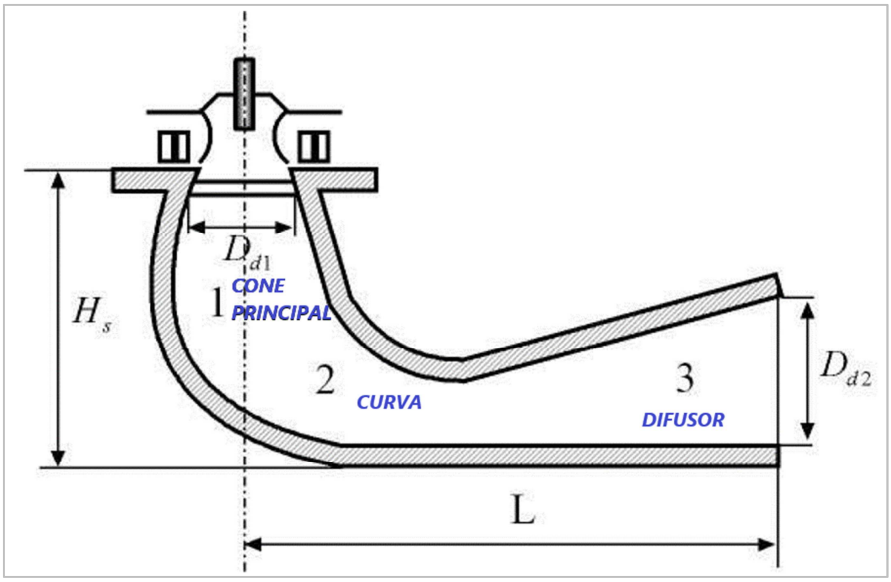


Figura 71 - Esquema típico de tubo de sucção (adaptado de Mataix, 1975)

O tubo de sucção é um componente usado especificamente nas turbinas de reação e tem um papel relevante, que se torna fundamental conforme o crescimento da velocidade específica da máquina. Em turbinas lentas é mais importante uma altura de sucção estática do que em turbinas rápidas, pois normalmente, estas últimas têm menor altura de queda, e é dominante a função de difusão. De fato, em turbinas lentas a energia cinética na saída do rotor não é maior que 1,5% da energia hidráulica, enquanto que para turbinas rápidas (por exemplo, em turbinas Kaplan), este valor pode atingir até 50%, e esta energia se torna um problema a ser compensando. Em plantas com baixa altura de queda o uso de um bom projeto de tubo de aspiração pode acarretar no aumento da eficiência do sistema em até 50% (Mataix, 1975).

O tubo de sucção pode ter parte de seu revestimento de concreto e parte de chapas de aço, dependendo da velocidade do fluido. Nas áreas onde a água atinge velocidades iguais ou superiores a 7 m/s a superfície deve ser revestida de aço. Para projetos de grandes turbinas, o trecho de seção retangular costuma ser dividido em duas partes por motivos construtivos mecânicos, visando um melhor suporte da carga de peso, diminuindo a área de vão livre do teto de saída.

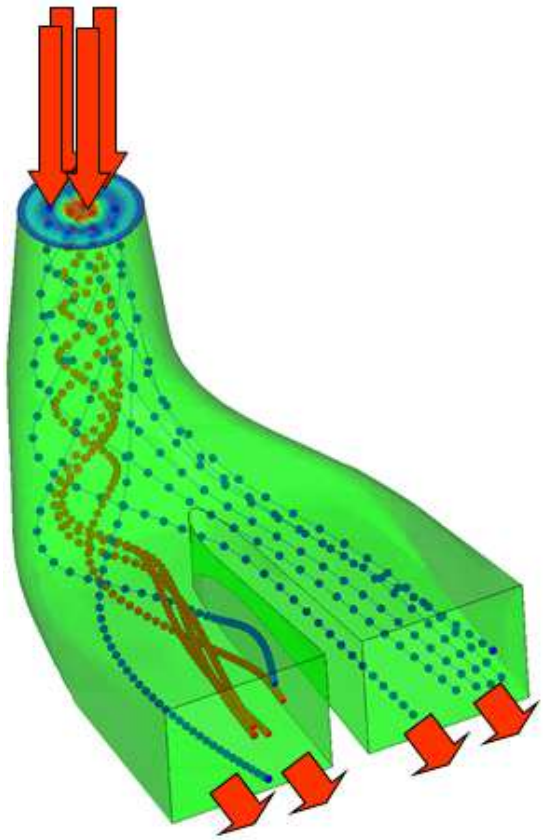


Figura 72 - Simulação CFD em tubo de sucção (GE)



Figura 73 - Descida de rapel em tubo de sucção para resgate de peixes (UG07 de Itaipu)

A Figura 72 apresenta resultados de simulação de dinâmica de fluidos em tubo de sucção. A Figura 73 mostra o tubo de sucção de unidade geradora de Itaipu durante descida de rapel para resgate de peixes após drenagem do conduto. A Figura 74 e Figura 75 mostram fotos de dois tubos de sucção durante a etapa de construção.



Figura 74 - Construção de tubo de sucção na UHE Colider (COPEL)



Figura 75 - Vista do “joelho” do tubo de sucção na UHE Belo Monte durante a construção (NORTE ENERGIA)

CAPÍTULO 5 - ENSAIO DE MODELO REDUZIDO

Entre as etapas do projeto de engenharia, relacionadas com a construção de grandes empreendimentos de geração de energia hidrelétrica, existem os ensaios em laboratório de hidráulica dos modelos em escala reduzida das turbinas hidráulicas para estudos e avalições.

As avaliações das características operativas hidromecânicas de uma turbina, ainda não são possíveis de serem feitas com exatidão somente através de modelos matemáticos computacionais, devido à complexidade dos fenômenos relacionados ao escoamento do fluido no circuito hidráulico completo. Além disso, com os ensaios em laboratório de modelo reduzido é possível realizar uma grande gama de testes, inclusive com testemunho visual dos fenômenos.

A Figura 76 apresenta um diagrama esquemático do circuito hidráulico completo do laboratório da Escher Wiss, em Zurique, na Suiça, extraido do livro de Lucien Vivier (1966).

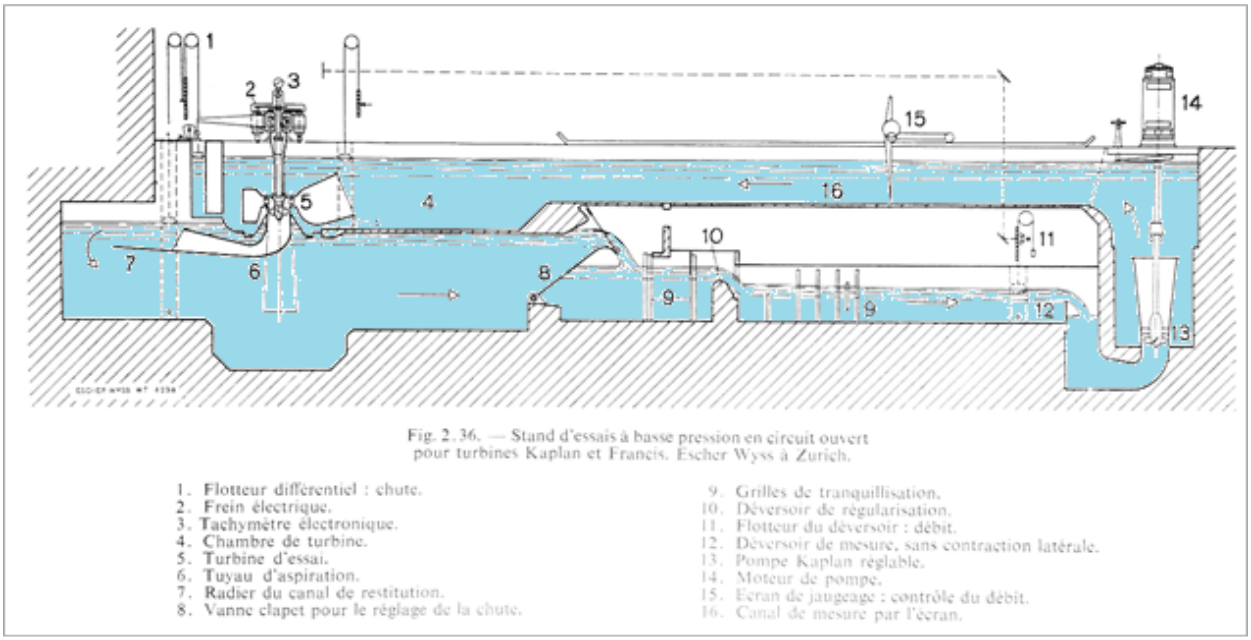


Fig. 2.36. — Stand d'essais à basse pression en circuit ouvert pour turbines Kaplan et Francis. Escher Wyss à Zurich.

1. Flotteur différentiel : chute.
2. Frein électrique.
3. Tachymètre électronique.
4. Chambre de turbine.
5. Turbine d'essai.
6. Tuyau d'aspiration.
7. Radier du canal de restitution.
8. Vanne clapet pour le réglage de la chute.
9. Grilles de tranquillisation.
10. Déversoir de régularisation.
11. Flotteur du déversoir : débit.
12. Déversoir de mesure, sans contraction latérale.
13. Pompe Kaplan réglable.
14. Moteur de pompe.
15. Ecran de jaugeage : contrôle du débit.
16. Canal de mesure par l'écran.

Figura 76 - Diagrama de laboratório de ensaios de turbinas da Escher Wiss (adaptado de Lucien Vivier)

Tomando-se como exemplo o projeto da UHE Furnas, desde a Figura 77 até a Figura 83, são apresentadas as fotos do laboratório do fabricante das turbinas NOHAB, instalado ao lado da UHE Olidan, em Trollhättan, na Suécia, onde em 1960 foram realizados os estudos hidráulicos em modelo reduzido das turbinas. Esse laboratório encontra-se desativado conforme a foto Figura 78. A NOHAB foi incorporada a atual ANDRITZ Hydro.



Figura 77 - Fachada do prédio do laboratório de ensaios de turbinas hidráulicas da NOHAB, em 1960



Figura 78 - Foto do Google-Steet View, em junho de 2011 (coord.:58°16'26.5"N 12°16'16.2"E)

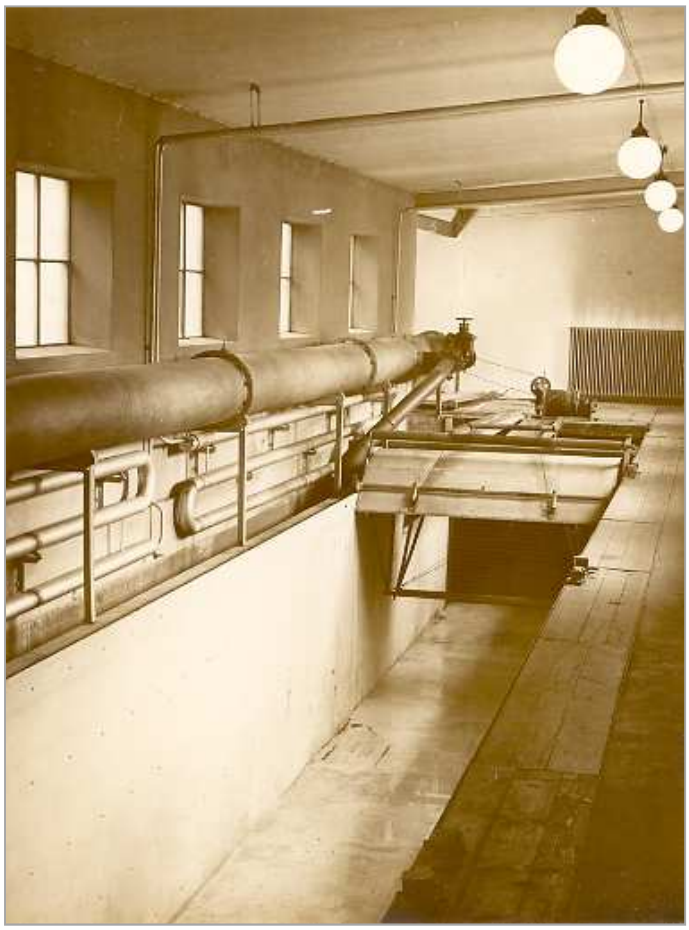


Figura 79 - Canal de medição de vazão pelo método “traveling screen” (NOHAB, 1960)

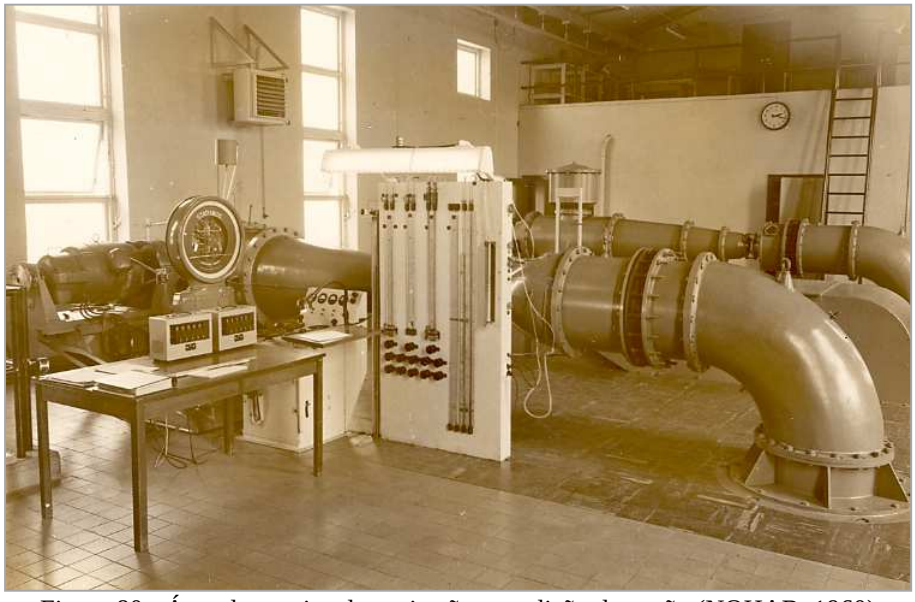


Figura 80 - Área de ensaios de cavitação e medição de vazão (NOHAB, 1960)

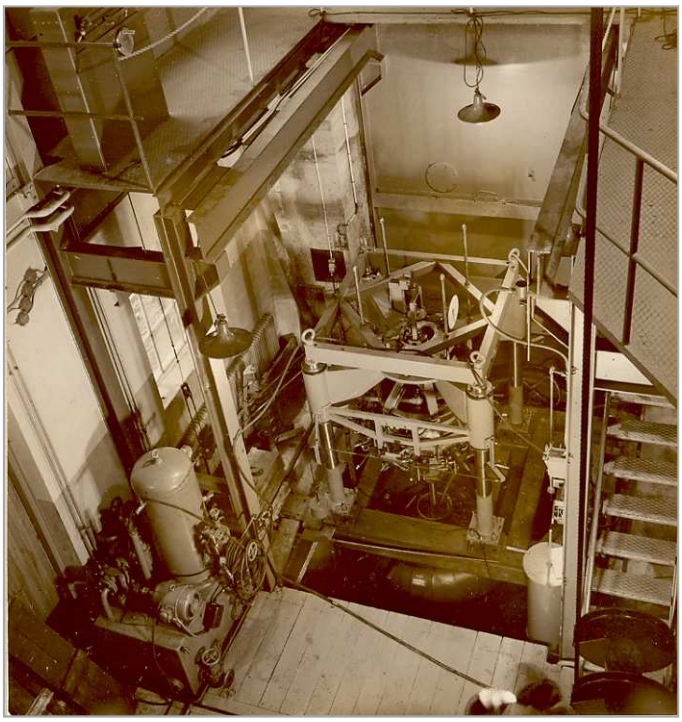


Figura 81 - Vista superior da área de teste do modelo da turbina (NOHAB, 1960)

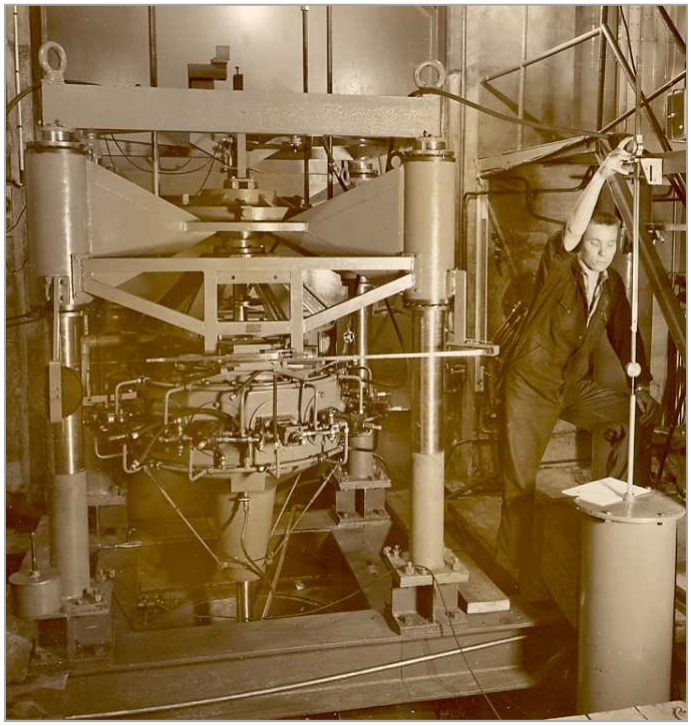


Figura 82 - Estrutura de frenagem do eixo e medição da rotação (NOHAB, 1960)

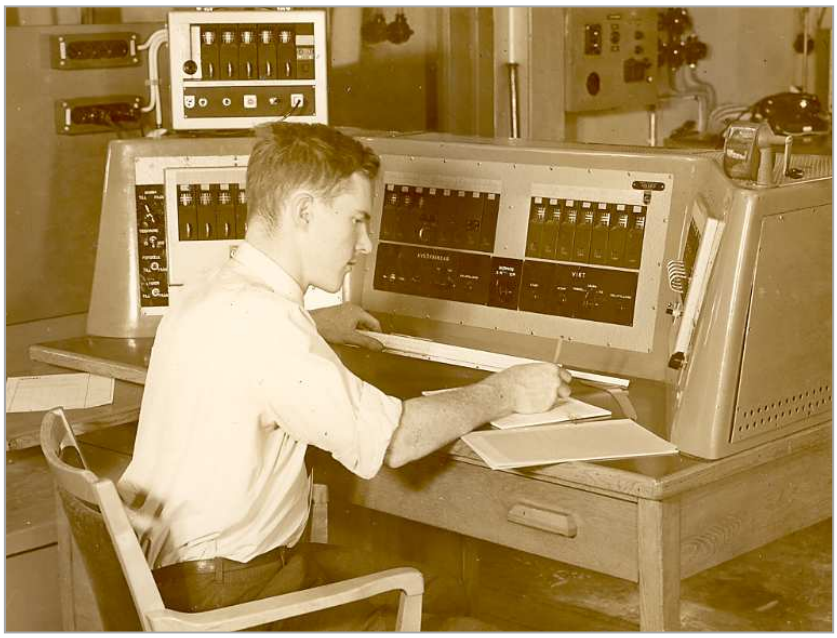


Figura 83 - Central de instrumentos de medição (NOHAB, 1960)

Atualmente, com avanço que foi obtido na computação digital, instrumentação e automação, os laboratórios de ensaios hidráulicos de modelos reduzidos de turbina são muito mais modernos e eficientes. Da Figura 84 até a Figura 88 são apresentadas fotos de laboratórios de hidráulica e equipamentos utilizados na atualidade.



Figura 84 - Vista de laboratório de hidráulica (ANDRITZ, Araraquara/SP)



Figura 85 - Moderna mesa de operação dos ensaios hidráulicos de turbinas (GE)



Figura 86 - Estrutura de teste de turbinas verticais (GE)



Figura 87 - Estrutura de teste de turbina Bulbo (GE)



Figura 88 - Rotores em escala reduzida utilizados em laboratório de hidráulica (GE)

Em tais laboratórios, as estruturas da câmara do rotor da turbina costumam ser instaladas em acrílico para que sejam observados os fenômenos de tranças hidráulicas, cavitações, etc.

A Figura 89 e a Figura 90 apresentam fotos públicas de Fernando A. C. Ribas, postadas em seu perfil no Google Plus, de ensaios verificados no laboratório da Escola Politécnica Federal de Lausane, na Suíça.



Figura 89 - Trança hidráulica em rotor Francis (laboratório da EPFL)

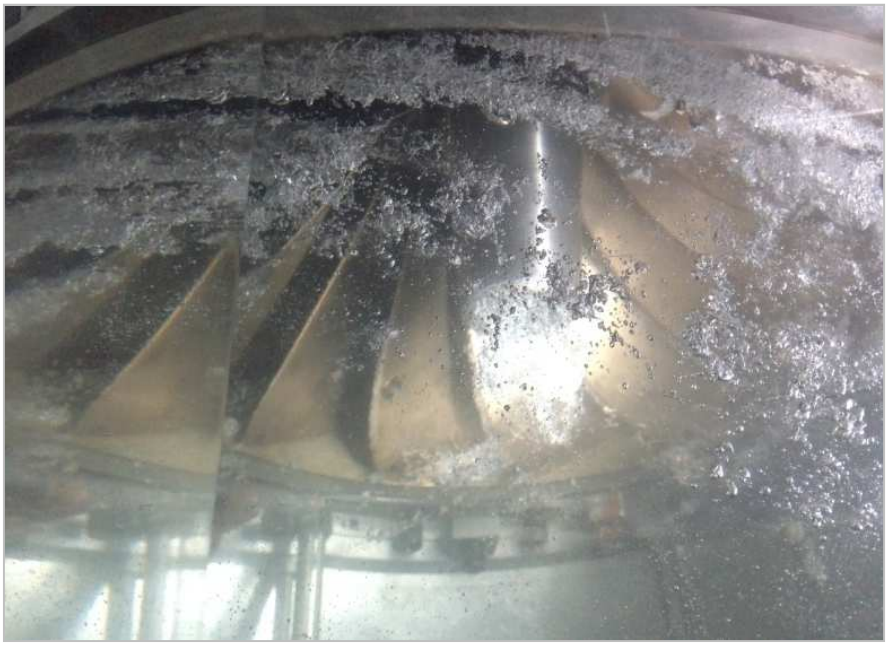


Figura 90 - Cavitação e vórtices em rotor Francis (laboratório da EPFL)

Mantendo-se usualmente uma queda bruta fixa em um metro, através da atuação de bombas e controle dos reservatórios de água do laboratório de hidráulica, são realizados ensaios em diversos pontos operacionais onde instrumentações específicas medem: a variação da abertura do distribuidor, a vazão, o torque na ponta do eixo devido a dispositivos de frenagem (por exemplo, freio de Prony) e a rotação da turbina. A partir dessas medidas pode-se calcular o rendimento da turbina através da Equação (15).

$$\eta_{turb.} = \frac{P_{mec_eixo}}{P_{hidraulica}} = \frac{P_{mec_eixo}}{\rho_{H2O} \cdot g \cdot Q \cdot H_{liq}} = \frac{P_{mec_eixo}}{998{,}2 \cdot 9{,}784 \cdot Q \cdot H_{liq}} = \frac{P_{mec_eixo} \cdot 102{,}392}{Q \cdot H_{liq} \cdot 10^6} \quad (15)$$

Onde:

P_{mec_eixo} = Potência mecânica no eixo entregue ao gerador [W];

$P_{hidraulica}$ = Potência hidráulica [W];

ρ_{H2O} = Densidade especifica da água à 20º C [kg/m^3];

g = Aceleração gravitacional, da UHE FURNAS (Lat.:20ºS e Altit.:768 m), [m/s^2];

Q = Vazão medida [m^3/s];

H_{liq} = Queda líquida medida [m].

Dos dados levantados experimentalmente nesses ensaios são construídos os diagramas de colina das turbinas e definidas as suas faixas operativas, assim como as faixas proibitivas devido à cavitação e vibração.

Os resultados de tais ensaios são utilizados para a determinação das funções e coeficientes variáveis presentes nas equações (125) e (126) do modelo não linear da turbina baseado em seis famílias de curvas.

Para transpor as informações das dimensões do modelo para a escala real do protótipo é necessário o uso das equações (16) até (24), relativas à teoria de semelhanças de máquinas hidráulicas. Maiores informações sobre transposição de escala podem ser encontradas em Macintyre (1983).

Rotação:
$$n_p = n_m \cdot \frac{D_m}{D_p} \cdot \sqrt{\frac{H_p}{H_m}} \quad (16)$$

Vazão:
$$Q_p = Q_m \cdot \left(\frac{D_p}{D_m}\right)^2 \cdot \sqrt{\frac{H_p}{H_m}} \quad (17)$$

Potência Mecânica:
$$P_p = P_m \cdot \left(\frac{D_p}{D_m}\right)^2 \cdot \left(\frac{H_p}{H_m}\right)^{\frac{3}{2}} \quad (18)$$

Torque Mecânico:
$$M_p = M_m \cdot \left(\frac{D_p}{D_m}\right)^3 \cdot \frac{H_p}{H_m} \quad (19)$$

Onde:

n_m = Rotação do modelo reduzido [rpm];

n_p = Rotação do protótipo [rpm];

D_m = Diâmetro do rotor do modelo reduzido [m];

D_p = Diâmetro do rotor do protótipo [m];

H_m = Queda no modelo reduzido [m];

H_p = Queda no protótipo [m];

Q_m = Vazão turbinada no modelo reduzido [m^3/s];

Q_p = Vazão turbinada no protótipo [m^3/s];

P_m = Potência mecânica do modelo reduzido [cv ou hp ou W];

P_p = Potência mecânica do protótipo [cv ou hp ou W];

M_m = Torque (conjugado) mecânico do modelo reduzido [kgf.m];

M_p = Torque (conjugado) mecânico do protótipo [kgf.m].

Conforme Macintyre (1983), com a variação de escala, do modelo reduzido para o tamanho real (protótipo), faz-se necessária a correção do rendimento da turbina. Nessa dissertação optou-se pelo uso da formula de Moody 1, conforme a Equação (20), por ser bem adequada para as turbinas do tipo Francis.

$$\eta_p = 1 - (1 - \eta_m) \cdot \left(\frac{D_m}{D_p}\right)^{0,2} \quad (20)$$

Onde:

η_m = Rendimento do modelo reduzido [pu];

η_p = Rendimento do protótipo [pu];

D_m = Diâmetro do rotor do modelo reduzido [m];

D_p = Diâmetro do rotor do protótipo [m].

A Figura 91 apresenta um exemplo de diagrama de colina de turbina Francis normal referenciada ao modelo reduzido. A Figura 92 mostra o diagrama de uma Francis rápida.

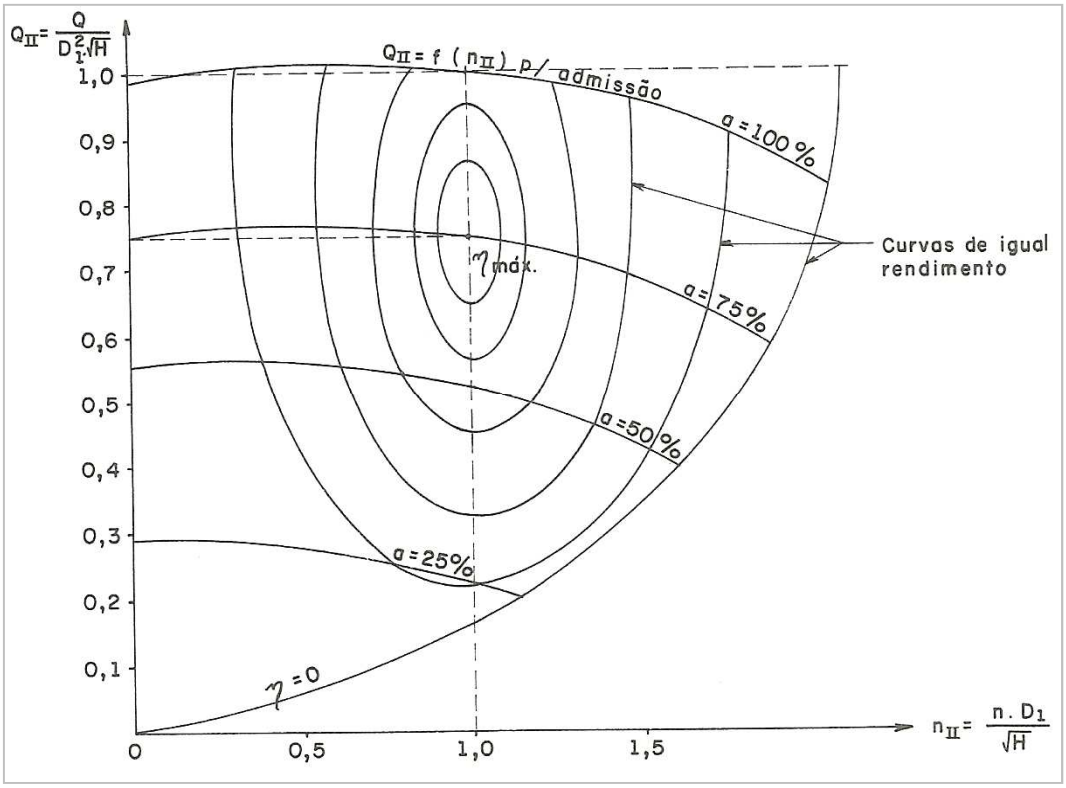


Figura 91 - Diagrama de colina de modelo reduzido de trubina Francis normal (Macintyre, 1983)

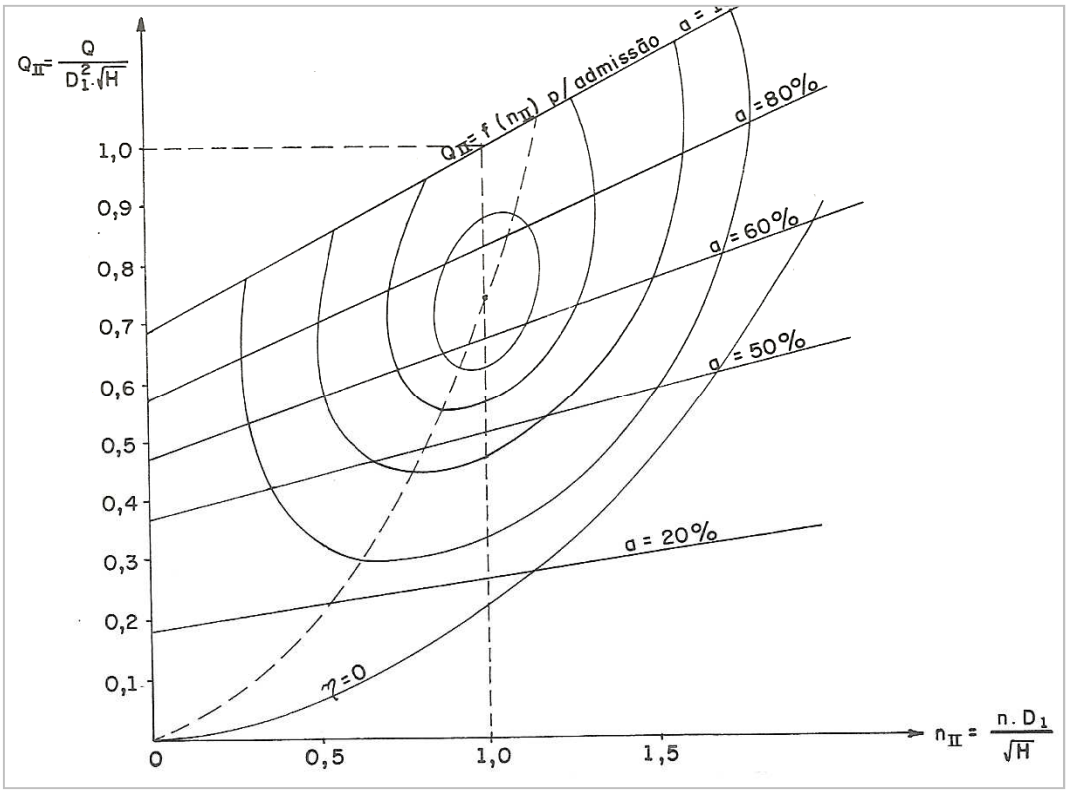


Figura 92 - Diagrama de colina de modelo reduzido de trubina Francis rápida (Macintyre, 1983)

Caso o laboratório de hidráulica mantenha a queda de um metro durante os ensaios, e utilize um modelo de turbina fabricado com diâmetro um metro, as grandezas do modelo reduzido passam a adotar um índice "11" e as equações de (16) até (19) tornam-se:

Rotação: $$n_p = n_{11} \cdot \frac{\sqrt{H_p}}{D_p} \quad (21)$$

Vazão: $$Q_p = Q_{11} \cdot {D_p}^2 \cdot \sqrt{H_p} \quad (22)$$

Potência Mecânica: $$P_p = P_{11} \cdot {D_p}^2 \cdot {H_p}^{\frac{3}{2}} \quad (23)$$

Torque Mecânico: $$\mathrm{M_p} = \mathrm{M_{11}} \cdot \ {\mathrm{D_p}}^3 \cdot \ \mathrm{H_p} \quad (24)$$

Onde:

n_{11} = Rotação do modelo reduzido [rpm], quando $H_m=D_m=1$;

Q_{11} = Vazão turbinada no modelo reduzido [m^3/s], quando $H_m=D_m=1$;

P_{11} = Potência mecânica do modelo reduzido [cv ou hp ou W], quando $H_m=D_m=1$;

M_{11} = Torque mecânico do modelo reduzido [kgf.m], quando $H_m=D_m=1$.

Mesmo quando não é possível manter a queda em 1 metro, as medições podem ser transpostas para essa queda unitária através das equações de (16) até (19). É comum entre os projetistas de turbina o uso de diagramas em bases dimensionais padronizadas, como por exemplo, queda unitária em metros, além do uso da definição da rotação específica.

A Figura 93 apresenta o diagrama de colina da UHE Itaipu já referenciado ao protótipo, utilizada por Almeida (1987) em sua dissertação de mestrado para modelagem não linear de turbina Francis em programação CSMP. Em cor vermelha encontram-se as curvas de mesmo rendimento da turbina, em azul as curvas de mesma potência e em amarelo de mesma abertura, para variações da vazão e da queda.

Além do diagrama de colina clássico apresentado na Figura 93, construído a partir dos dados obtidos nos ensaios de modelo reduzido, também podem ser construídos diagramas que consideram a rotação variável em torno do valor nominal, conforme a Figura 94 e a Figura 95.

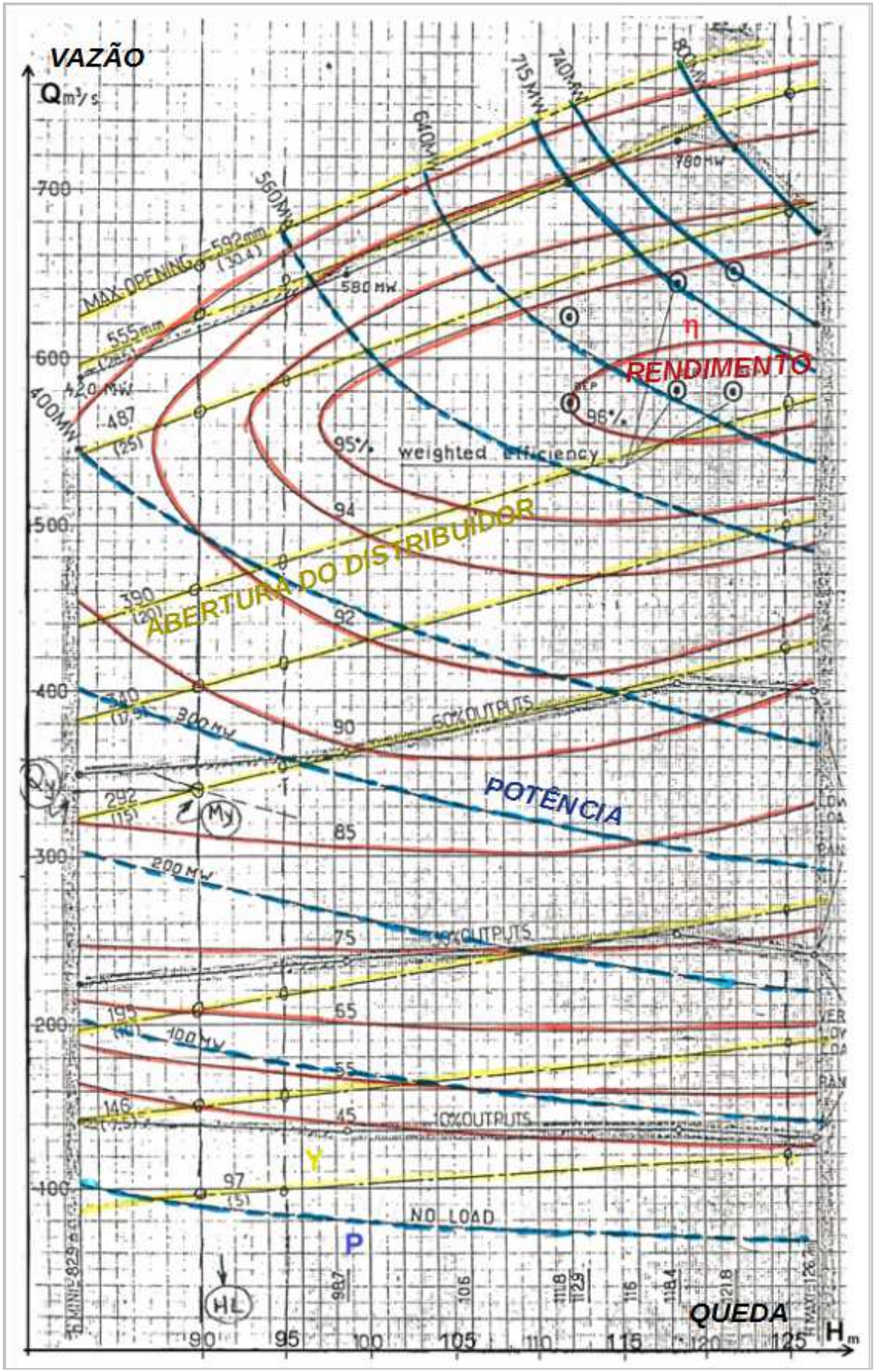


Figura 93 - Diagrama de colina do protótipo, UHE Itaipu 50 Hz (adaptado de Almeida, 1987)

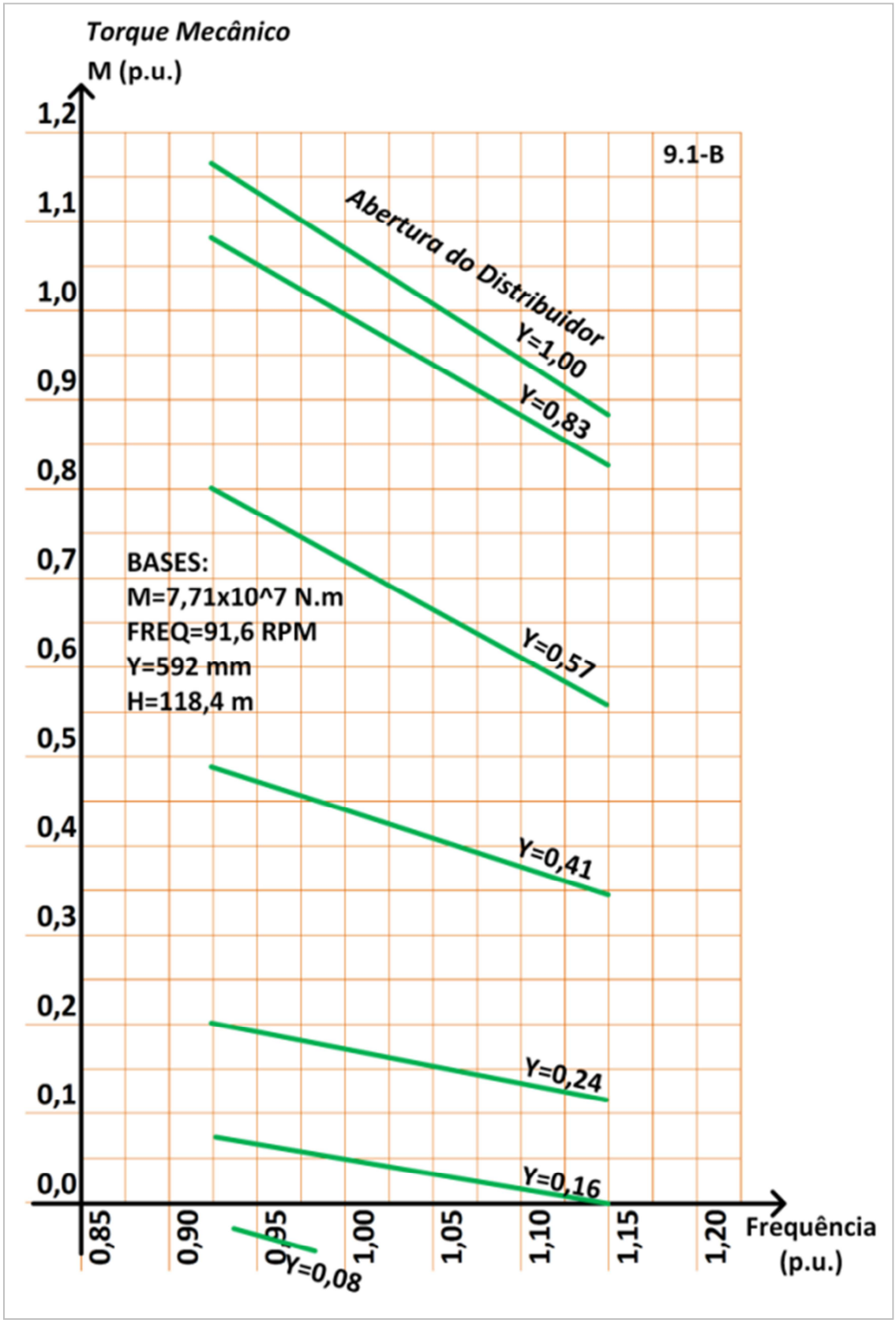


Figura 94 - Diagrama do torque em função da frequência e da abertura do distribuidor em pu, UHE Itaipu 50 Hz (adaptado de Almeida, 1987)

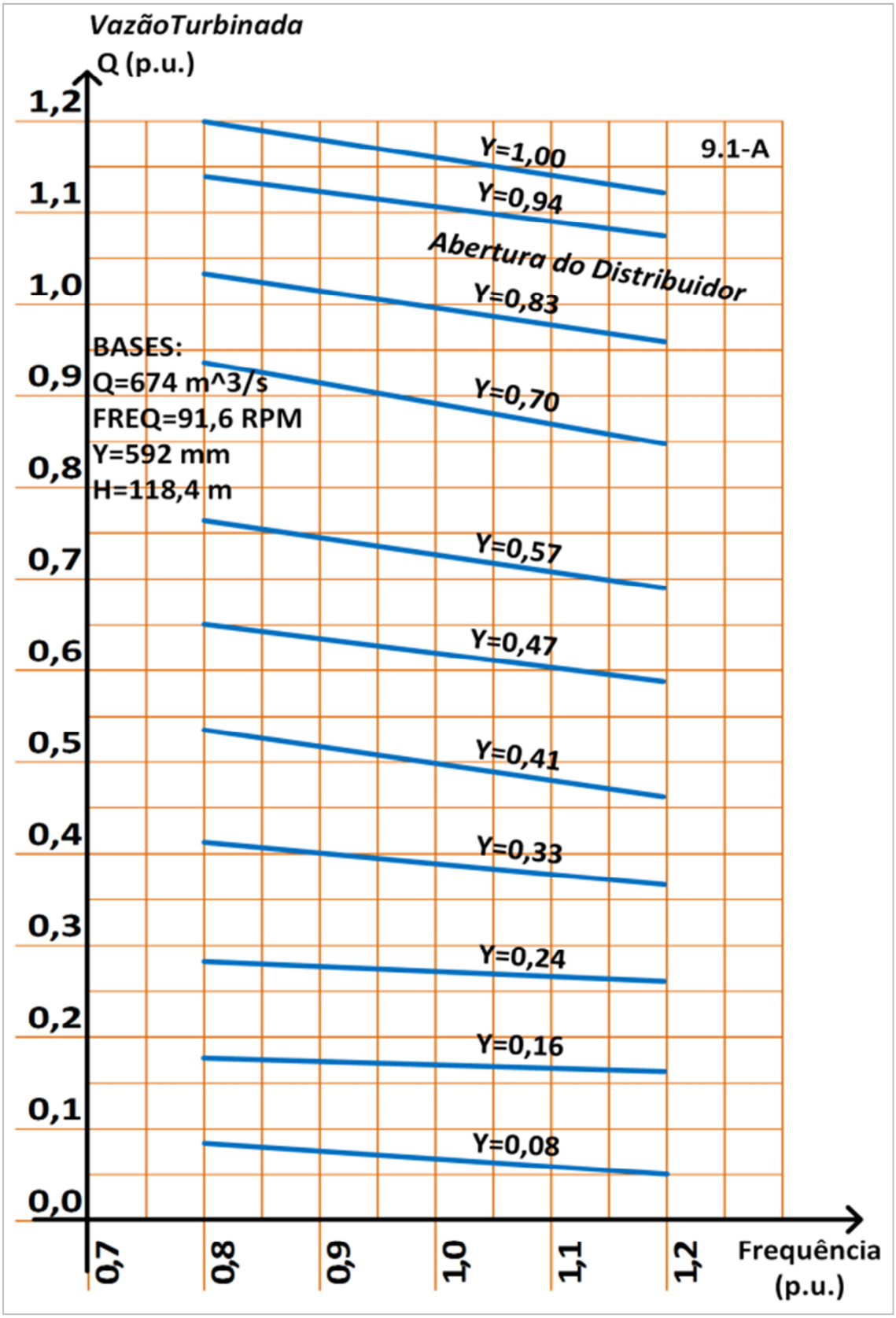


Figura 95 - Diagrama da vazão em função da frequência e da abertura do distribuidor em pu, UHE Itaipu 50 Hz (adaptado de Almeida, 1987)

CAPÍTULO 6 - TEMPO HIDRÁULICO DO CONDUTO FORÇADO

O tempo de inércia hidráulica do conduto ou tempo de partida d'água (*water starting time*), designado por Tw, representa a inércia relativa da coluna inelástica de água, que preenche o circuito hidráulico desde a adução até a sucção, em consequência de variações na vazão do fluxo de água, que por sua vez são influenciadas pela abertura das palhetas do distribuidor.

O desempenho dinâmico da regulação de frequência e potência está fortemente atrelado ao valor deste parâmetro "Tw" definido de acordo com o projeto da hidrelétrica, sendo o mesmo diretamente proporcional ao comprimento e inversamente proporcional a área de seção dos condutos do circuito hidráulico.

Normalmente o desempenho dinâmico do hidrogerador tende a se degradar com o aumento de "Tw".

De acordo com IEEE (1992), o valor da inércia hidráulica pode ser calculado segundo a Equação (25):

$$Tw = \frac{Q_n}{H_{bn} \cdot g} \cdot \sum \frac{L}{A} \tag{25}$$

Onde:

Q_n = Vazão nominal [m^3/s];

H_{bn}= Queda bruta nominal de regime permanente [m];

g = Aceleração gravitacional [m/s^2];

L = Comprimento de cada trecho do circuito hidráulico [m];

A = Área da seção equivalente de cada trecho do circuito hidráulico [m^2].

Apresentando-se como exemplo a UHE Furnas, com oito condutos forçados, um para cada unidade geradora, conforme a Figura 96, pode-se calcular o tempo de inércia d'água para cada circuito hidráulico completo.

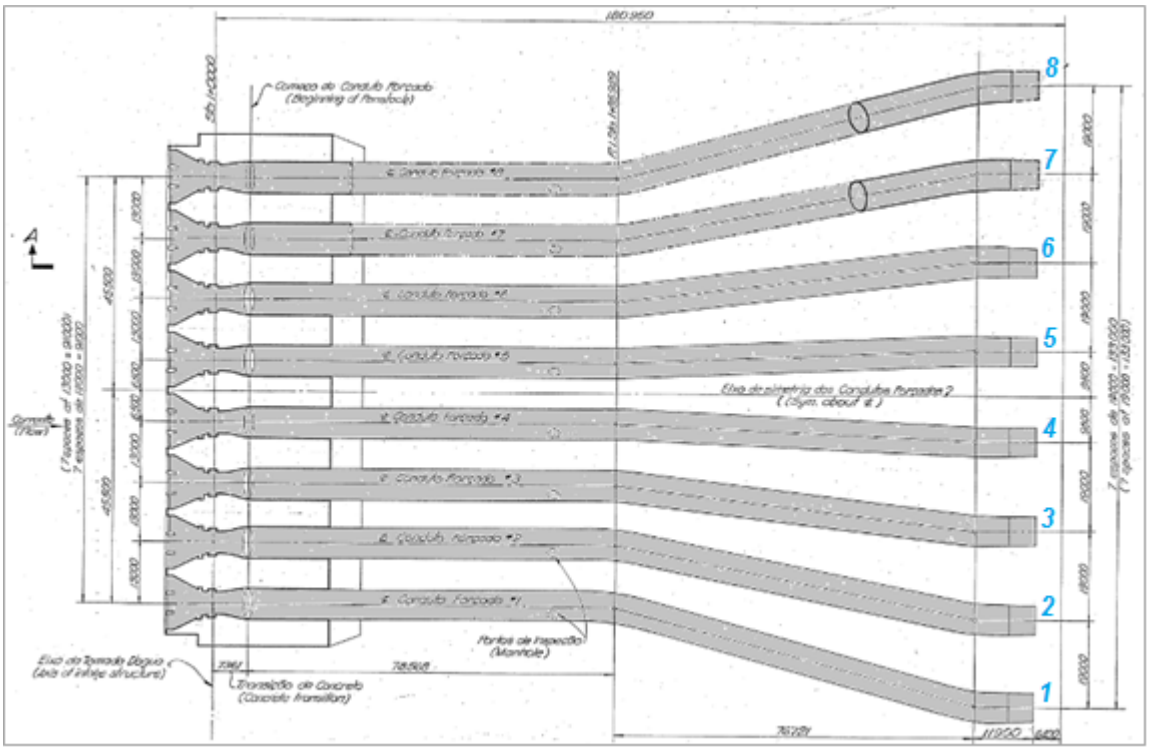


Figura 96 - Diagrama de projeto dos condutos forçados da UHE Furnas

6.1 - Tomada d'água e conduto forçado

Nota-se que devido ao arranjo da casa de força, para cada hidrogerador existe um conduto forçado com comprimento diferenciado da saída da adução até a entrada da caixa espiral, conforme observado na Figura 96 e detalhado na Figura 97 pelo trecho 2-3 (Lcf). Os comprimentos diferenciados são espelhados em relação ao centro da casa de força, ou seja, possuem o mesmo comprimento os pares de condutos: 1 e 8; 2 e 7; 3 e 6; 4 e 5. Os valores são apresentados na Tabela 5.

Os demais trechos 1-2 e 3-4, do circuito de adução possuem dimensões iguais para todas as unidades geradoras. Os comprimentos e cálculos das áreas médias geométricas encontram-se detalhados desde a Tabela 6 até a Tabela 10.

Tabela 5 - Comprimento do conduto forçado por unidade geradora

Unidades Geradoras	Comprimento L (metros)
1 e 8	167,1
2 e 7	166,0
3 e 6	165,3
4 e 5	164,9

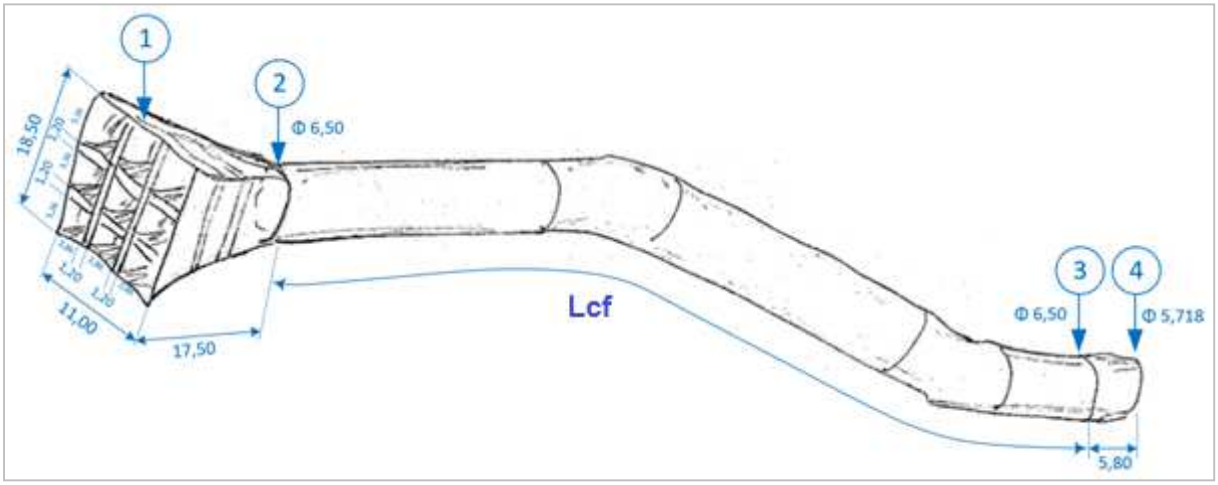


Figura 97 - Levantamento dimensional da grade de adução e conduto forçado

Tabela 6 - Comprimentos e áreas médias geométricas da tomada d'água e conduto forçado

$L_{1\to2}$	$= 17{,}50\ m$
$L_{2\to3}$	$= Lcf$
$L_{3\to4}$	$= 5{,}80\ m$
A_1	$= (18{,}50 - 2\ \cdot\ 1{,}20)\ \cdot\ (11{,}0 - 2\ \cdot\ 1{,}20) = 16{,}10\ \cdot\ 8{,}60 = 138{,}460\ m^2$
A_2	$= \pi \cdot R^2 = \pi \cdot (D/2)^2 = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 = \frac{\pi}{4} \cdot 6{,}50^2 = 33{,}183\ m^2$
A_3	$= A_2 = \frac{\pi}{4} \cdot 6{,}50^2 = 33{,}183\ m^2$
A_4	$= \frac{\pi}{4}\ \cdot\ 5{,}718^2 = 25{,}679\ m^2$
$A_{1\to2}$	$= \sqrt{A_1 \cdot A_2} = \sqrt{138{,}460\ \cdot\ 33{,}183} = 67{,}783\ m^2$
$A_{2\to3}$	$= \sqrt{A_2 \cdot A_3} = \sqrt{33{,}183\ \cdot\ 33{,}183} = 33{,}183\ m^2$
$A_{3\to4}$	$= \sqrt{A_3 \cdot A_4} = \sqrt{33{,}183\ \cdot\ 25{,}679} = 29{,}191\ m^2$

Baseados nos levantamentos da Tabela 6, é realizado o cálculo da parcela da Equação (25) relacionada com as dimensões mecânicas do circuito hidráulico (L/A):

$$\left(\frac{L}{A}\right)_{1\to4} = \frac{L_{1\to2}}{A_{1\to2}} + \frac{L_{2\to3}}{A_{2\to3}} + \frac{L_{3\to4}}{A_{3\to4}} = \frac{17{,}50}{67{,}783} + \frac{Lcf}{33{,}183} + \frac{5{,}80}{29{,}191} = 0{,}258 + \frac{Lcf}{33{,}183} + 0{,}199 = \left(\frac{Lcf}{33{,}183} + 0{,}457\right)\ m^{-1} \quad (26)$$

6.2 - Caixa Espiral com Prolongamento de Entrada

O projeto da caixa espiral é o mesmo para todas as unidades e os cálculos das relações dimensionais entre comprimentos e áreas de passagem d'água são detalhados na Tabela 7. A Figura 98 apresenta o esboço do tubo de prolongamento (trecho 4-5) e da caixa espiral (trecho 5-6), que em seguida é esticada (desenvolvida) a fim de facilitar os cálculos.

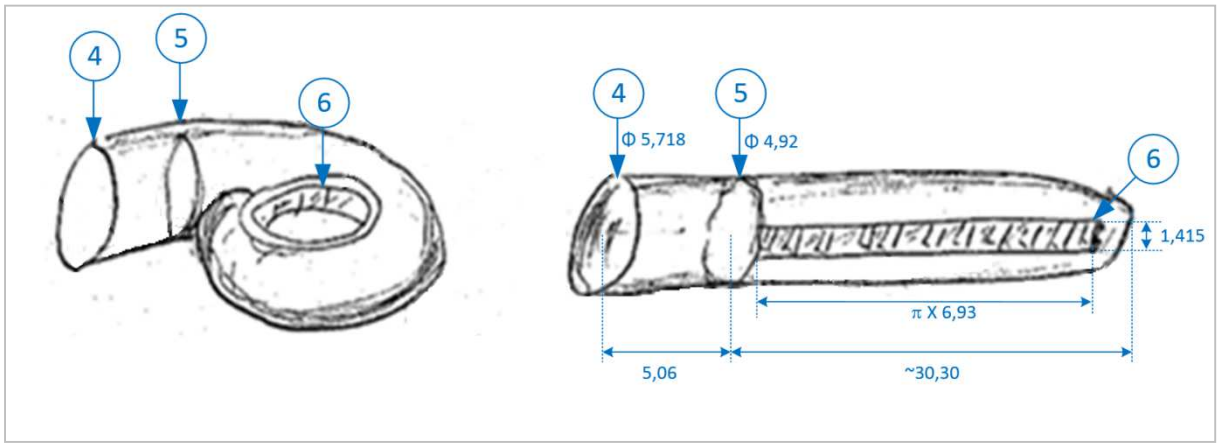


Figura 98 - Prolongamento e Caixa Espiral, e Vista Desenvolvida (esticada) da C.E.

Tabela 7 - Comprimentos e áreas médias geométricas da caixa espiral

$L_{4\to5}$	$= 5{,}06\ m$
$L_{5\to6}$	$= 30{,}30\ m$
A_4	$= 25{,}679\ m^2$ (*da* **Tabela 6**)
A_5	$= \frac{\pi}{4} \cdot 4{,}92^2 = 19{,}011\ m^2$
A_6	$= 2 \cdot \pi \cdot R \cdot alt = 2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{D}{2}\right) \cdot alt = \pi \cdot D \cdot alt = \pi \cdot 6{,}93 \cdot 1{,}415 = 30{,}806\ m^2$
$A_{4\to5}$	$= \sqrt{A_4 \cdot A_5} = \sqrt{25{,}678\ \cdot 19{,}011} = 22{,}094\ m^2$
$A_{5\to6}$	$= \sqrt{A_5 \cdot A_6} = \sqrt{19{,}011\ \cdot\ 30{,}806} = 24{,}200\ m^2$

A partir dos dados da Tabela 7, chega-se à Equação (27):

$$\left(\frac{L}{A}\right)_{4\to6} = \frac{L_{4\to5}}{A_{4\to5}} + \frac{L_{5\to6}}{A_{5\to6}} = \frac{5{,}06}{22{,}094} + \frac{30{,}30}{24{,}200} = 0{,}229 + 1{,}252 = 1{,}481\ m^{-1} \qquad (27)$$

6.3 – Pré-Distribuidor e Distribuidor

A seguir, são realizados os cálculos para o conjunto do pré-distribuidor e distribuidor unidos, conforme a Figura 99.

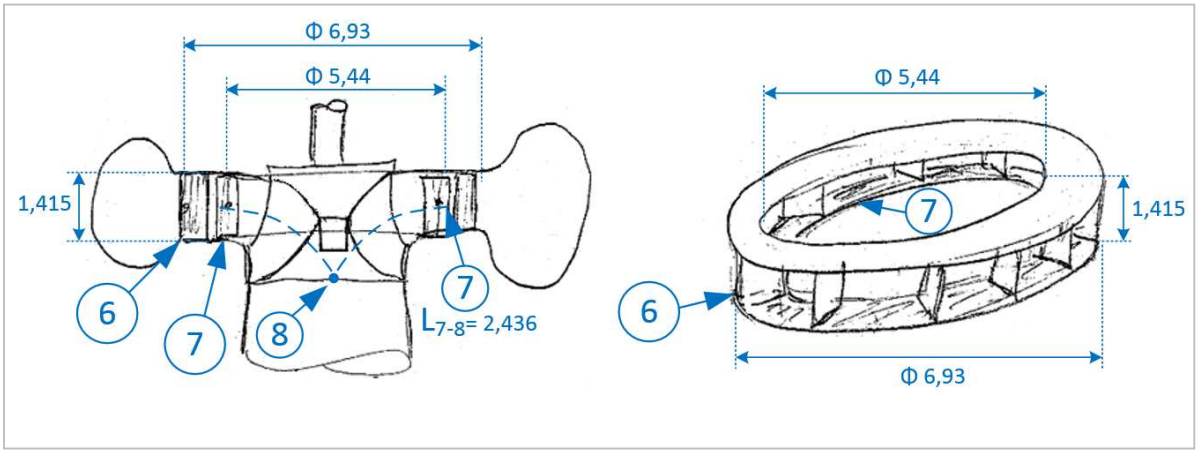


Figura 99 - Detalhe geral da Caixa Espiral em corte e do Pré-distribuidor + Distribuidor

Tabela 8 - Comprimentos e áreas médias geométricas do Pré-distribuidor + Distribuidor

$L_{6\to7}$	$= \frac{D_{ext} - D_{int}}{2} = \frac{6{,}93 - 5{,}44}{2} = 0{,}745\ m$
A_6	$= 30{,}806\ m^2$ (da **Tabela 7**)
A_7	$= \pi \cdot D_{int} \cdot alt = \pi \cdot 5{,}440 \cdot 1{,}415 = 24{,}183\ m^2$
$A_{6\to7}$	$= \sqrt{A_6 \cdot A_7} = \sqrt{30{,}806 \cdot 24{,}183} = 27{,}294\ m^2$

A partir dos levantamentos de projeto registrados na Tabela 8, chega-se à:

$$\left(\frac{L}{A}\right)_{6\to7} = \frac{L_{6\to7}}{A_{6\to7}} = \frac{0{,}745}{27{,}294} = 0{,}027\ m^{-1} \tag{28}$$

Definindo-se os trechos de 1 a 7 como sendo o setor de montante, ou seja, somando-se os resultados das Equações (26), (27) e (28), chega-se ao fator dimensional de **montante**:

$$\begin{aligned}\sum_{1}^{7}\left(\frac{L}{A}\right)_{MONT.} &= \left(\frac{L}{A}\right)_{1\to4} + \left(\frac{L}{A}\right)_{4\to6} + \left(\frac{L}{A}\right)_{6\to7} = \left(\frac{Lcf}{33{,}183} + 0{,}457\right) + 1{,}481 + 0{,}027 \\ &= \left(\frac{Lcf}{33{,}183} + 1{,}965\right) m^{-1}\end{aligned} \tag{29}$$

6.4 - Câmara do Rotor

A Figura 100 apresenta esboço simplificado da Câmara do Rotor, com descrição de suas principais dimensões.

Os levantamentos dimensionais do rotor da turbina são apresentados na Tabela 9, e a partir dela, o cálculo da relação entre comprimento e área é realizado na Equação (30).

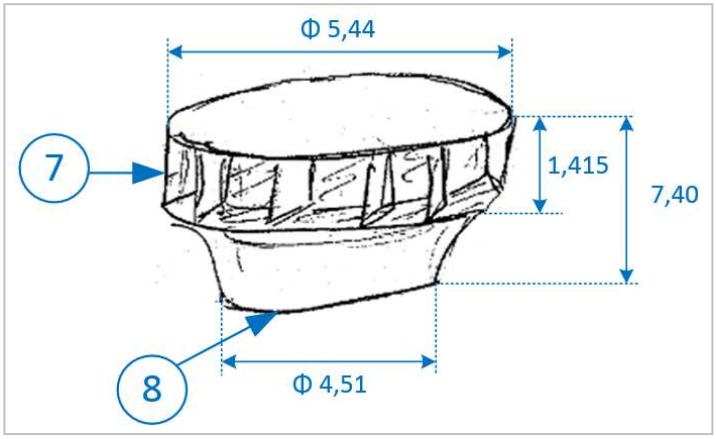


Figura 100 - Detalhe geral da Câmara do Rotor

Tabela 9 - Comprimentos e áreas médias geométricas do rotor

$L_{7\to8}$	$= 2{,}436$ m (da **Figura 99**)
A_7	$= 24{,}183$ m^2 (da **Tabela 8**)
A_8	$= \frac{\pi}{4} \cdot D_{inf}{}^2 = \frac{\pi}{4} \cdot 4{,}51^2 = 15{,}975$ m^2
$A_{7\to8}$	$= \sqrt{A_7 \cdot A_8} = \sqrt{24{,}183 \,.\, 15{,}975} = 19{,}655$ m^2

A partir da Tabela 9, pode-se definir:

$$\left(\frac{L}{A}\right)_{7\to8} = \frac{L_{7\to8}}{A_{7\to8}} = \frac{2{,}436}{19{,}655} = 0{,}124\ m^{-1} \tag{30}$$

6.5 - Tubo de Sucção

Finalmente, a análise é feita para o tubo de sucção, destacando-se o fato da seção de área A9 ser considerada a soma das duas derivações quadradas de saída. O comprimento pode ser definido como uma linha média imaginária entre as duas seções.

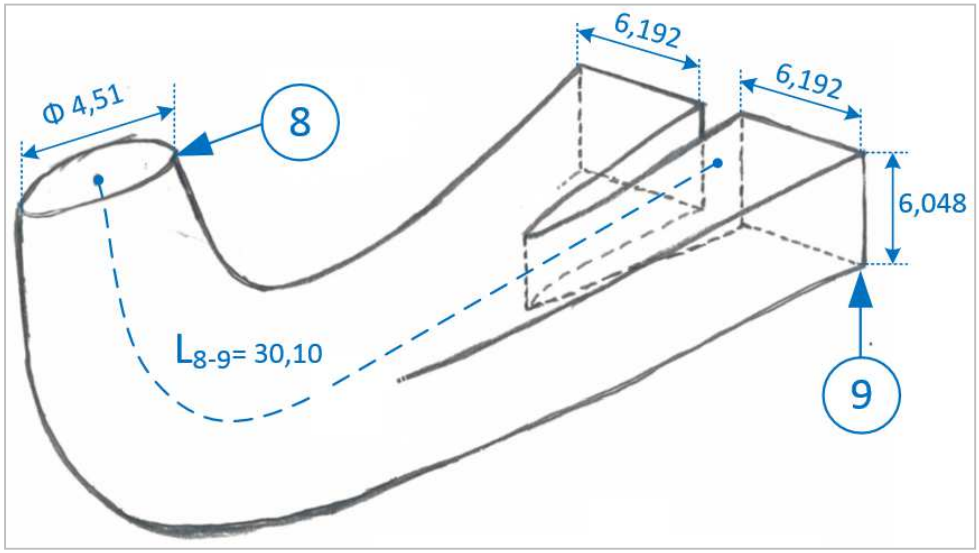


Figura 101 - Levantamento dimensional do tubo de sucção

Tabela 10 - Comprimentos e áreas médias geométricas do tubo de sucção

$L_{8\to9}$	$= 30{,}10\ m$
A_8	$= \frac{\pi}{4} \cdot D^2 = \frac{\pi}{4} \cdot 4{,}51^2 = 15{,}975\ m^2$ (da **Tabela 9**)
A_9	$= 2 \cdot b \cdot alt = 2 \cdot 6{,}192 \cdot 6{,}048 = 74{,}898\ m^2$
$A_{8\to9}$	$= \sqrt{A_8 \cdot A_9} = \sqrt{15{,}975 \cdot 75{,}898} = 34{,}821\ m^2$

A partir da Tabela 10, tem-se:

$$\left(\frac{L}{A}\right)_{8\to9} = \frac{L_{8\to9}}{A_{8\to9}} = \frac{30{,}10}{34{,}821} = 0{,}864\ m^{-1} \tag{31}$$

Definindo-se como setor de jusante, os trechos de 7 a 8 da Figura 100 e Figura 101, ou seja, somando-se os resultados das Equações (30) e (31), tem-se a relação dimensional de **jusante** comum para todas as turbinas (unidades geradoras de 1 a 8):

$$\sum_{7}^{9}\left(\frac{L}{A}\right)_{JUSANTE} = \left(\frac{L}{A}\right)_{7\to8} + \left(\frac{L}{A}\right)_{8\to9} = 0{,}124 + 0{,}864 = 0{,}988\ m^{-1} \tag{32}$$

6.6 - Circuito Hidráulico Completo

Somando-se o setor de montante com o setor de jusante, equações (29) e (32), tem-se a relação dimensional de todo o circuito hidráulico.

$$\sum_{1}^{9}\left(\frac{L}{A}\right)_{TOTAL} = \sum_{1}^{7}\left(\frac{L}{A}\right)_{MONT.} + \sum_{7}^{9}\left(\frac{L}{A}\right)_{JUS.} = \left(\frac{Lcf}{33{,}183} + 1{,}965\right) + \ 0{,}988\ m^{-1} \qquad (33)$$

Considerando-se então as particularidades de cada conduto forçado (Lcf), conforme apresentadas na Tabela 5, tem-se os cálculos para os trechos de montante:

$$\sum_{1}^{7}\left(\frac{L}{A}\right)_{MONTANTE\ [UGs\ 1\ e\ 8]} = \left(\frac{167{,}1}{33{,}183} + 1{,}965\right) = 7{,}001\ m^{-1} \qquad (34)$$

$$\sum_{1}^{7}\left(\frac{L}{A}\right)_{MONTANTE\ [UGs\ 2\ e\ 7]} = \left(\frac{166}{33{,}183} + 1{,}965\right) = 6{,}968\ m^{-1} \qquad (35)$$

$$\sum_{1}^{7}\left(\frac{L}{A}\right)_{MONTANTE\ [UGs\ 3\ e\ 6]} = \left(\frac{165{,}3}{33{,}183} + 1{,}965\right) = 6{,}946 m^{-1} \qquad (36)$$

$$\sum_{1}^{7}\left(\frac{L}{A}\right)_{MONTANTE\ [UGs\ 4\ e\ 5]} = \left(\frac{164{,}9}{33{,}183} + 1{,}965\right) = 6{,}934 m^{-1} \qquad (37)$$

A relação dimensional de jusante é igual para todas as unidades e, conforme a Equação (32), é calculada em 0,988 m^{-1}.

Logo, os cálculos totais das relações dimensionais (L/A) são dados por:

$$\sum_{1}^{9}\left(\frac{L}{A}\right)_{TOTAL\ [UGs\ 1\ e\ 8]} = 7{,}001 + 0{,}988 = 7{,}989\ m^{-1} \qquad (38)$$

$$\sum_{1}^{9}\left(\frac{L}{A}\right)_{TOTAL\ [UGs\ 2\ e\ 7]} = 6{,}968 + 0{,}988 = 7{,}956\ m^{-1} \qquad (39)$$

$$\sum_{1}^{9}\left(\frac{L}{A}\right)_{TOTAL\ [UGs\ 3\ e\ 6]} = 6{,}946 + 0{,}988 = 7{,}934\ m^{-1} \qquad (40)$$

$$\sum_{1}^{9}\left(\frac{L}{A}\right)_{TOTAL\ [UGs\ 4\ e\ 5]} = 6{,}934 + 0{,}988 = 7{,}922\ m^{-1} \qquad (41)$$

Para fins de aplicação prática dessa dissertação, considera-se a queda bruta nominal de 95 m e a vazão de 235,3 m^3/s. Aplicando-se esses dois valores nominais, assim como as relações dimensionais calculadas nas equações (34), (35), (36), (37) e (32) na Equação (25), tem-se o levantamento das seguintes constantes de tempo d'água (Tw):

$$Tw_{MONTANTE\ [UGs\ 1\ e\ 8]} = \frac{Q_n}{Hb_n} \cdot \frac{\sum(L/A)}{g} = \frac{235{,}3}{95} \cdot \frac{7{,}001}{9{,}784} = 2{,}4768 \cdot 0{,}7155 = 1{,}772\ s \quad (42)$$

$$Tw_{MONTANTE\ [UGs\ 2\ e\ 7]} = \frac{Q_n}{Hb_n} \cdot \frac{\sum(L/A)}{g} = 2{,}4768 \cdot \frac{6{,}968}{9{,}784} = 2{,}4768 \cdot 0{,}7121 = 1{,}764\ s \quad (43)$$

$$Tw_{MONTANTE\ [UGs\ 3\ e\ 6]} = \frac{Q_n}{Hb_n} \cdot \frac{\sum(L/A)}{g} = 2{,}4768 \cdot \frac{6{,}964}{9{,}784} = 2{,}4768 \cdot 0{,}7100 = 1{,}759\ s \quad (44)$$

$$Tw_{MONTANTE\ [UGs\ 4\ e\ 5]} = \frac{Q_n}{Hb_n} \cdot \frac{\sum(L/A)}{g} = 2{,}4768 \cdot \frac{6{,}934}{9{,}784} = 2{,}4768 \cdot 0{,}7080 = 1{,}755\ s \quad (45)$$

$$Tw_{JUSANTE\ [UGs\ 1\ até\ 8]} = \frac{Q_n}{Hb_n} \cdot \frac{\sum(L/A)}{g} = 2{,}4768 \cdot \frac{0{,}988}{9{,}784} = 2{,}4768 \cdot 0{,}1010 = 0{,}250\ s \quad (46)$$

$$Tw_{TOTAL\ [UGs\ 1\ e\ 8]} = \frac{235{,}3}{95} \cdot \frac{(7{,}001 + 0{,}988)}{9{,}784} = 2{,}4768 \cdot 0{,}8165 = 2{,}022\ s \quad (47)$$

$$Tw_{TOTAL\ [UGs\ 2\ e\ 7]} = \frac{235{,}3}{95} \cdot \frac{(6{,}968 + 0{,}988)}{9{,}784} = 2{,}4768 \cdot 0{,}8131 = 2{,}014\ s \quad (48)$$

$$Tw_{TOTAL\ [UGs\ 3\ e\ 6]} = \frac{235{,}3}{95} \cdot \frac{(6{,}964 + 0{,}988)}{9{,}784} = 2{,}4768 \cdot 0{,}8110 = 2{,}009\ s \quad (49)$$

$$Tw_{TOTAL\ [UGs\ 4\ e\ 5]} = \frac{235{,}3}{95} \cdot \frac{(6{,}934 + 0{,}988)}{9{,}784} = 2{,}4768 \cdot 0{,}8097 = 2{,}006\ s \quad (50)$$

Como as constantes de inércia da água costumam ser muito maiores no circuito de montante do que no de jusante (neste estudo, oito vezes), muitos autores costumam, no cálculo de Tw, desprezar o efeito da passagem da água no circuito de jusante.

Muitas vezes, por simplicidade, consideram somente o conduto forçado principal, com a alegação de que existem outras imprecisões maiores em modelagem dinâmica de sistemas de potência, como por exemplo, os valores e tipos de cargas dos consumidores.

No entanto, nos estudos de transitórios hidráulicos com enfoque em golpe de aríete, por exemplo, costuma-se utilizar a constante de inércia Tw calculada a partir do circuito.

Os cálculos separados por cada grupo de conduto, com comprimentos diferentes entre as unidades geradoras, não apresentaram variação significativa nesse caso exemplo da UHE Furnas, apresentando diferença na segunda casa decimal.

Contudo, em projetos com maior discrepância entre os condutos esse cálculo em separado torna-se importante para modelagem correta do comportamento de cada unidade geradora.

A aceleração gravitacional de 9,784 m/s^2 utilizada nas equações anteriores foi calculada para a localização aproximada da UHE FURNAS (Latitude: 20 º S e Altitude: 768 m), segundo a fórmula prática de Lopes (2008), apresentada na Equação (51).

$$g_{\lambda,z} \approx \frac{g_p}{1+\beta/2} \cdot (1+\beta \cdot sen^2\lambda) \cdot (1-2 \cdot z/R) \tag{51}$$

Onde:

g_p = 9,8062 m/s^2, gravidade padrão, considerada ao nível do mar e na latitude λ=45^o;

β = 5,3·10^{-3}, fator numérico relacionado com a rotação terrestre;

R= 6,371·10^6 m, raio da Terra;

λ= Latitude (20 ^{o} S);

z=Altitude (768 m).

CAPÍTULO 7 - MODELO DINÂMICO DA TURBINA E CONDUTO FORÇADO

O desempenho dinâmico de uma turbina hidráulica é dominado pelos efeitos de inércia e compressibilidade da água e elasticidade das paredes do conduto forçado que alimentam a turbina.

A inércia da água causa mudanças no fluxo, atrasando as respostas da turbina em relação às variações de abertura das palhetas do distribuidor, conforme já exemplificado no capítulo 6. Isso gera um atraso de fase no laço de controle de velocidade/potência do regulador de velocidade, criando um efeito desestabilizante sobre a unidade geradora. Por outro lado, a elasticidade do conduto causa ondas não estacionárias de pressão e velocidade. Esses efeitos de onda têm pequena influência, quando o percurso do conduto é curto, considerando a velocidade da onda, mas podem alcançar um nível destrutivo nos casos em que a ressonância entre o conduto forçado e o sistema de controle cause ondas estacionárias e amplificação local da oscilação de pressão.

Esse capítulo apresenta o desenvolvimento matemático de modelos: não linear e linearizado, de conduto forçado mais turbina Francis, segundo apresentado na força tarefa IEEE 1992 e detalhado em Mendes (2008). Em seguida, apresenta o modelo típico de turbina da UHE Furnas utilizado desde a época do aplicativo TRANSDIR, e finaliza com a modelagem proposta por essa dissertação de mestrado, baseada em Almeida (1987).

7.1 - Modelo não linear com coluna d'água inelástica

7.1.1 - Modelo do conduto forçado

Nessa modelagem considera-se a água como fluido incompressível e o conduto forçado simples (sem bifurcações) e rígido (inelástico), sem restrições de nível de montante e de jusante, e sem uso de chaminé de equilíbrio.

Para o desenvolvimento do modelo matemático típico de uma turbina hidráulica, deve-se partir inicialmente das equações da física, modelando todos os principais componentes do processo de transformação da energia hidráulica em elétrica. Dada a característica dinâmica dos componentes, o modelo resultante caracteriza-se como não linear.

A Figura 102 apresenta um diagrama esquemático simplificado de usina e conduto a ser modelado, onde destacam-se: o comprimento do conduto (L), a área de seção transversal do conduto (A), a velocidade do fluido (v) e o desnível potencial gravitacional (H).

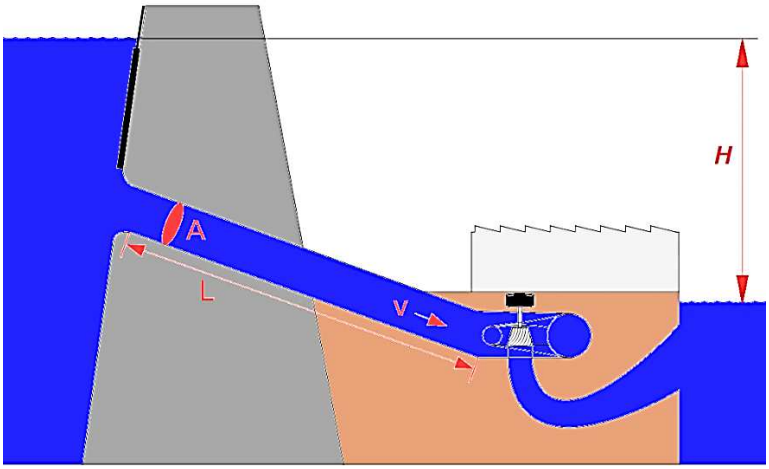


Figura 102 - Diagrama esquemático de usina hidrelétrica

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

$$F = m \cdot a \tag{52}$$

Onde:

F= Força resultante [N];

m= Massa do corpo em movimento [kg];

a = Aceleração do corpo [m/s^2].

Como se trata do estudo de uma massa de água contida no volume do conduto forçado pode-se considerar que a massa d'água obedeça a seguinte Equação:

$$m = \rho \cdot A \cdot L \tag{53}$$

Onde:

ρ = Densidade do fluído [kg/m^3];

A= Área da secção transversal do conduto [m^2];

L= Comprimento do conduto [m].

Substituindo a Equação(53) em (52), resulta:

$$F = \rho \cdot A \cdot L \cdot a \tag{54}$$

Sabe-se que a vazão pode ser definida por:

$$Q = v \cdot A \tag{55}$$

Onde:

Q= vazão do fluido [m^3/s];

v= velocidade do fluido [m/s];

A= Área da secção transversal do conduto [m^2].

Derivando a Equação anterior em relação ao tempo, tem-se:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{dv}{dt} \cdot A = a \cdot A \tag{56}$$

Onde:

a = Aceleração do fluido [m/s^2].

Evidenciando a aceleração 'a' na Equação (56) e substituindo na Equação (54) tem-se:

$$F = \rho \cdot A \cdot L \cdot \frac{dQ}{dt} \cdot \frac{1}{A} = \rho \cdot L \cdot \frac{dQ}{dt} \tag{57}$$

Na Equação anterior observa-se que a força resultante no escoamento do fluido é decorrente da variação da vazão, ou seja, decorre de uma perturbação, como por exemplo, a mudança das palhetas do distribuidor devido alteração de carga e regulação automática. Quando a vazão é constante, esta força é nula.

Além da forma apresentada na Equação (54), essa também pode ser equacionada utilizando-se uma altura resultante ou equivalente (Mendes, 2008), conforme mostra a seguinte Equação:

$$F = \rho \cdot A \cdot H_{resul} \cdot g \tag{58}$$

Onde:

H_{resul} = Altura resultante [m];

g = Aceleração da gravidade (= 9,784 m/s^2).

A altura resultante (H_{resul}) pode ser compreendida como sendo uma variação de pressão que resultará na variação do fluxo no conduto. 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 altura resultante é definida por:

$$H_{resul} = H_{bru} - H_{liq} - H_{per} \tag{59}$$

Onde:

H_{bru} = Queda bruta; desnível entre montante (NM) e jusante (NJ), [m];

H_{liq} = Queda líquida; altura equivalente à potência hidráulica convertida na turbina [m];

H_{per}= Perda de carga; altura equivalente às perdas na tubulação [m].

Substituindo-se a Equação (59) na (58) vem:

$$F = \rho \cdot A \cdot \left(H_{bru} - H_{liq} - H_{per}\right) \cdot g \tag{60}$$

Igualando-se as equações (57) e (60) resulta na equação diferencial que modela a dinâmica da vazão no conduto:

$$\rho \cdot L \cdot \frac{dQ}{dt} = \rho \cdot A \cdot \left(H_{bru} - H_{liq} - H_{per}\right) \cdot g \tag{61}$$

$$\frac{dQ}{dt} = \left(H_{bru} - H_{liq} - H_{per}\right) \cdot \left(\frac{A \cdot g}{L}\right) \tag{62}$$

Passando a equação anterior para o domínio da frequência por transformada de Laplace vem:

$$Q = \left(H_{bru} - H_{liq} - H_{per}\right) \cdot \left(\frac{A \cdot g}{L}\right) \cdot \frac{1}{\boldsymbol{s}} \tag{63}$$

Onde:

s= operador de Laplace.

A Equação anterior, ainda definida em grandezas de engenharia, pode ser representada através de diagramas em blocos, conforme mostra a Figura 103.

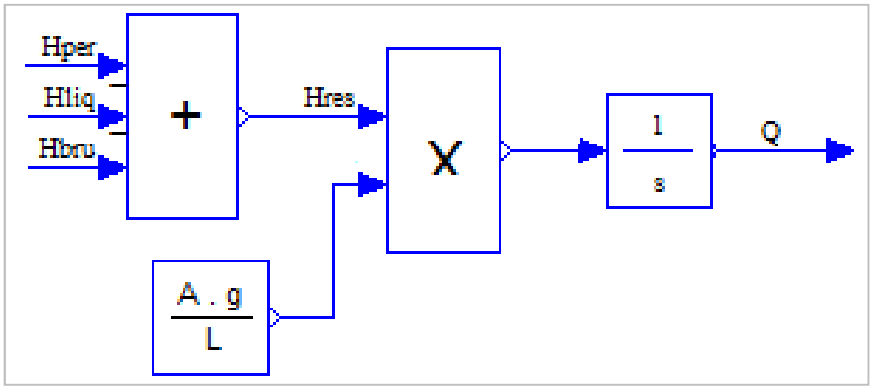


Figura 103 - Modelo de fluxo d'água no conduto forçado

As perdas de carga (pressão) por atrito (*Hper*) podem ser aproximadas por uma função quadrática da vazão turbinada associadas a um fator de perda (IEEE 1992), conforme Equação (64). O diagrama da Figura 103 pode então ser atualizado conforme a Figura 104.

$$H_{per} = f_{per} \cdot Q^2 \tag{64}$$

Onde:

f_{per} = fator de perda por atrito [s^2/m^5].

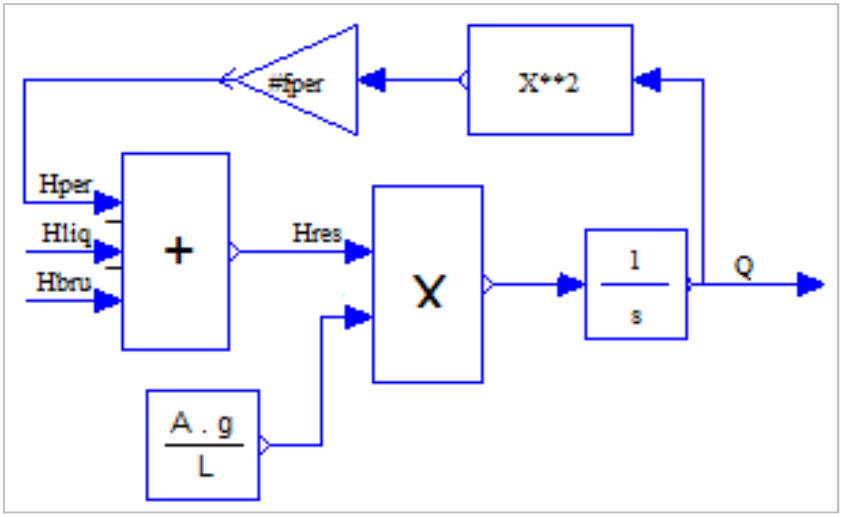


Figura 104 - Modelo de fluxo d'água com perda em função da vazão

Passando a Equação (62) para representação em *por unidade* (pu), assumindo-se que $H_{base}=H_{bruta_nominal}$ e $Q_{base}=Q_{nominal}$ para $G=1$, ou seja, para condição de distribuidor completamente aberto, obtêm-se as seguintes equações:

$$\frac{{}^{dQ}/_{dt}}{H_{bru_nom} \cdot Q_{nom}} = \frac{(H_{bru} - H_{liq} - H_{per})}{H_{br_nom}} \cdot \left(\frac{A \cdot g}{L \cdot Q_{nom}}\right) \tag{65}$$

$$\frac{dQ_{_pu}}{dt} = (1 - H_{liq_pu} - H_{per_pu}) \cdot \left(\frac{A \cdot g}{L} \cdot \frac{H_{br_nom}}{Q_{nom}}\right) \tag{66}$$

Classicamente, nessa etapa da modelagem, a queda bruta é definida como constante e igual à própria unidade, conforme verificado na Equação (66), pois normalmente considera-se que não haverá variação da queda bruta nominal de projeto.

Contudo, de forma a permitir que o modelo fique mais geral e apto a receber variações nesse desnível entre a cota de montante e a de jusante, optou-se por manter na Equação a nomenclatura H_{bru_pu}, ao invés de restringi-la a ser sempre igual a 1. Logo, tem-se:

$$\frac{dQ_{_pu}}{dt} = \left(H_{bru_pu} - H_{liq_pu} - H_{per_pu}\right) \cdot \left(\frac{A \cdot g}{L} \cdot \frac{H_{br_nom}}{Q_{nom}}\right) \tag{67}$$

Agrupando algumas grandezas da Equação tem-se:

$$\frac{dQ_{_pu}}{dt} = \frac{\left(H_{bru_pu} - H_{liq_pu} - H_{per_pu}\right)}{T_w} \tag{68}$$

Onde:

$$T_w = \frac{L}{A \cdot g} \cdot \frac{Q_{nom}}{H_{bru_nom}} \tag{69}$$

Essa constante de tempo da água (*Tw*) é a mesma já abordada no capítulo 6, e que acaba de ter sua origem demonstrada dentro do equacionamento da dinâmica da turbina.

Aplicando a transformada de Laplace na Equação (68) e movendo o operador de Laplace para o outro lado da expressão obtêm-se:

$$Q_{_pu} = \frac{\left(H_{bru_pu} - H_{liq_pu} - H_{per_pu}\right)}{T_w \cdot \boldsymbol{s}} \tag{70}$$

Ainda segundo IEEE (1992), pode-se estabelecer a seguinte correlação entre a vazão, a abertura do distribuidor controlada pelo regulador de velocidade e a queda líquida:

$$Q_{_pu} = G_{_pu} \cdot \sqrt{H_{liq_pu}} \tag{71}$$

Elevando os dois lados da Equação anterior ao quadrado e reorganizando-os, tem-se:

$$H_{liq_pu} = \left(\frac{Q_{_pu}}{G_{_pu}}\right)^2 \tag{72}$$

A partir das equações (70) e (72), pode-se então atualizar o diagrama de blocos da Figura 104, passando a representar a dinâmica do conduto forçado em pu, conforme a Figura 105. A abertura do distribuidor em pu é representada por '*G_pu*'.

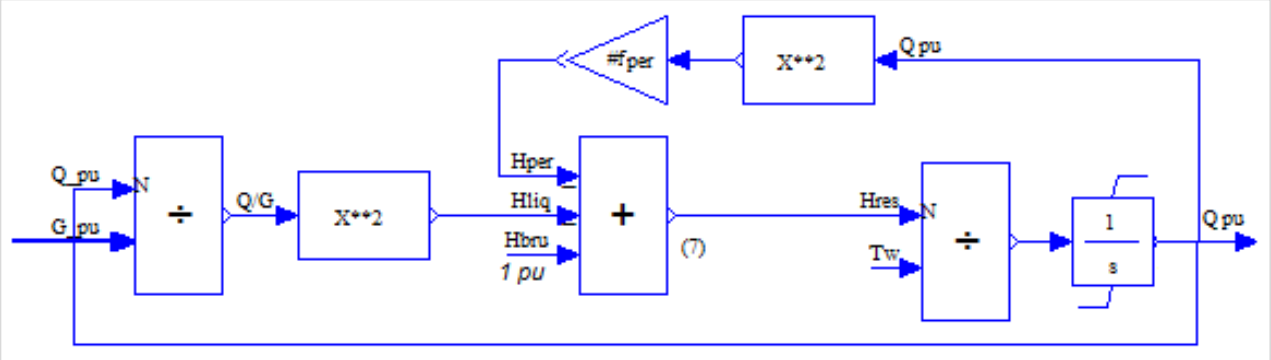


Figura 105 - Modelo de fluxo no conduto em pu, devido à variação da abertura do distribuidor.

Para passar o fator de perda para pu é necessário fazer a correção conforme a Equação (73). Esse fator de perda costuma ser da ordem de 0,02 pu (2%).

$$f_{per_pu} = f_{per} \cdot \frac{Q_{nom}}{H_{bru_nom}}^{2} \tag{73}$$

Onde:

f_{per} = fator de perda por atrito em valores de engenharia [s^2/m^5];

f_{per_pu} = fator de perda por atrito [pu].

A título de ilustração, realizaram-se algumas simulações em malha aberta no programa ANATEM através do código ANACDU, onde apenas os blocos de controle modelados participam da simulação, sem utilização da rede elétrica, geradores, etc.

Realizaram-se simulações usando o diagrama de blocos da Figura 105, onde foram aplicados: degrau negativo de 10% na abertura do distribuidor (*G_pu*), conforme a Figura 106, assim como rampa de fechamento do distribuidor usando a taxa de -0,10 pu por 6 segundos, conforme a Figura 109. Nesse caso, foram simuladas duas situações distintas: tanto a condição sem perda de carga (em azul), quanto a que considera um fator de perda de carga no conduto de 0,02 pu (em vermelho).

A constante de tempo da água (Tw) utilizada foi de 2,009 segundos, relacionada à unidade geradora número 6 da UHE Furnas, conforme a Equação (49).

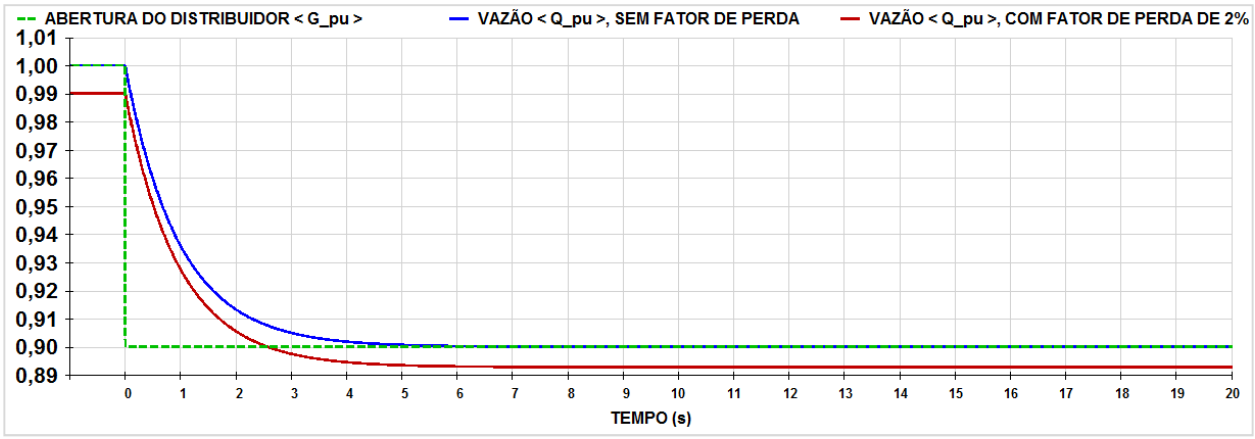


Figura 106 - Degrau de -10% na abertura do distribuidor – abertura e vazão [pu]

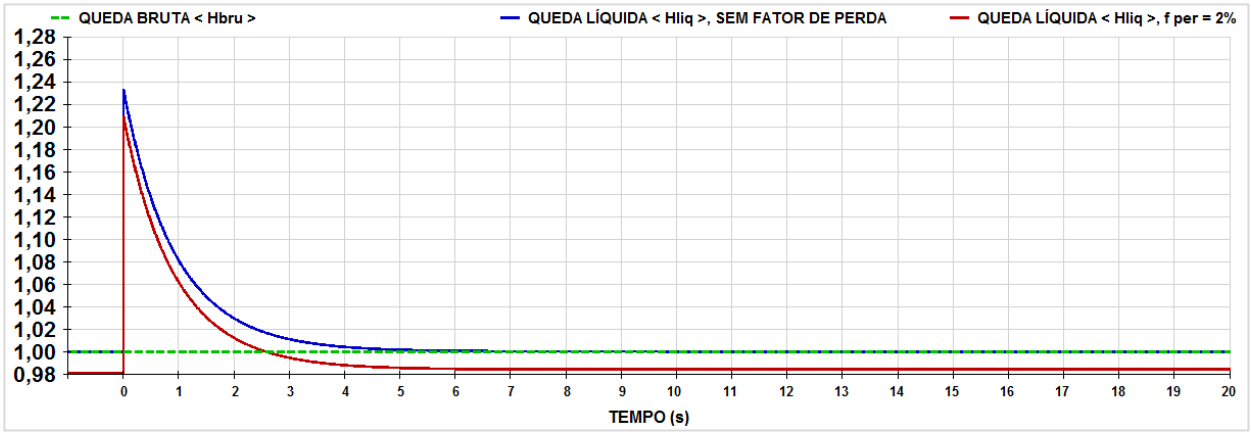


Figura 107 - Degrau de -10% na abertura do distribuidor – queda bruta e líquida [pu]

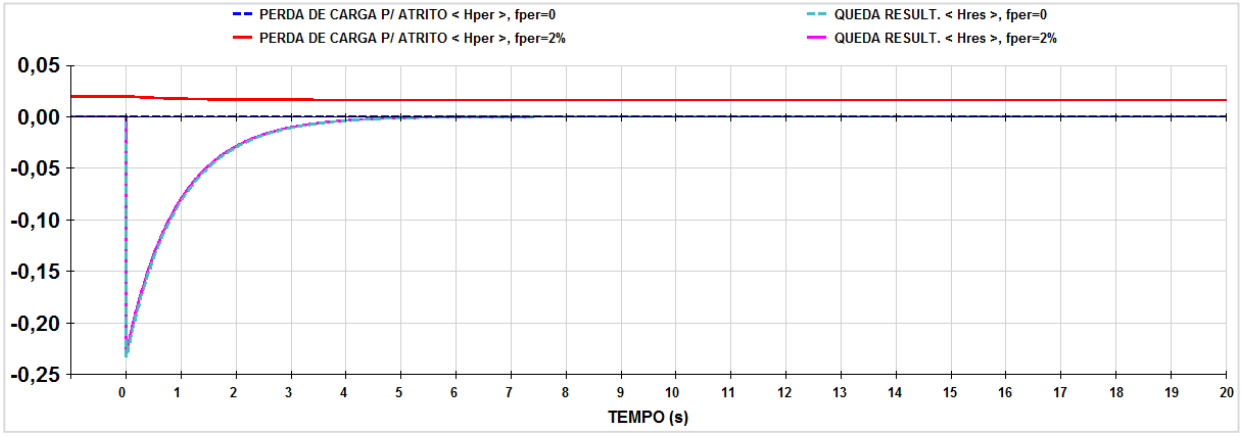


Figura 108 - Degrau de -10% na abertura do distribuidor – queda resultante e perda por atrito [pu]

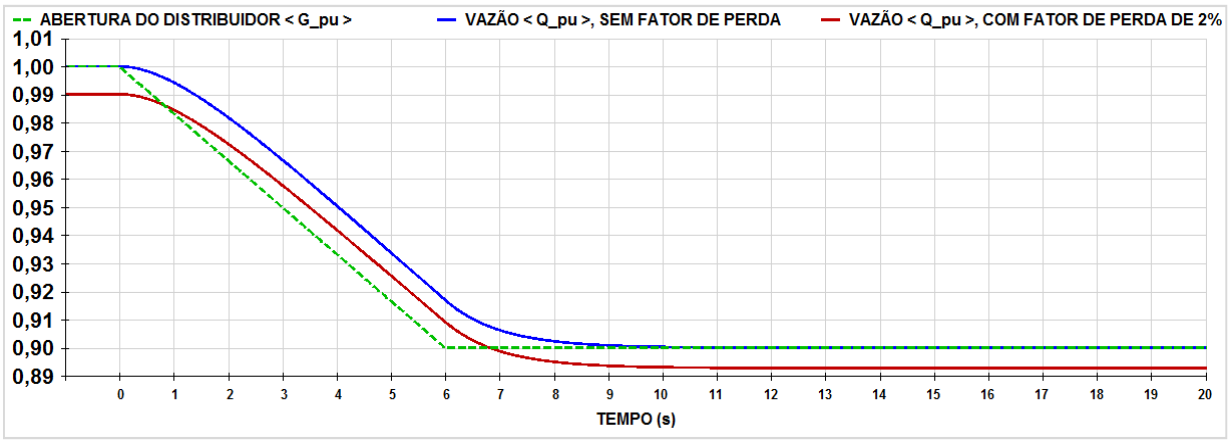


Figura 109 - Rampa de -10% (em 6 s) na abertura do distribuidor – abertura e vazão [pu]

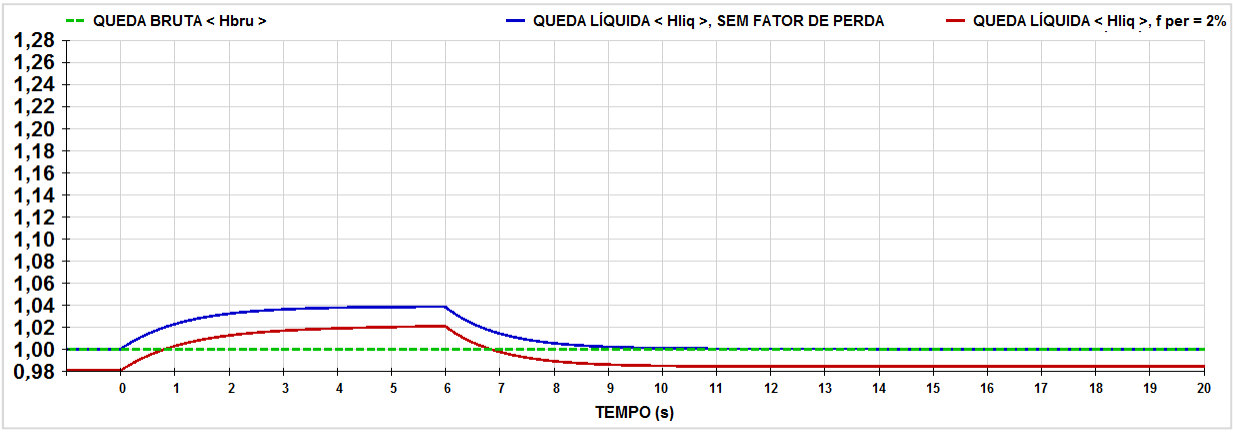


Figura 110 - Rampa de -10% (em 6 s) na abertura do distribuidor – queda bruta e líquida [pu]

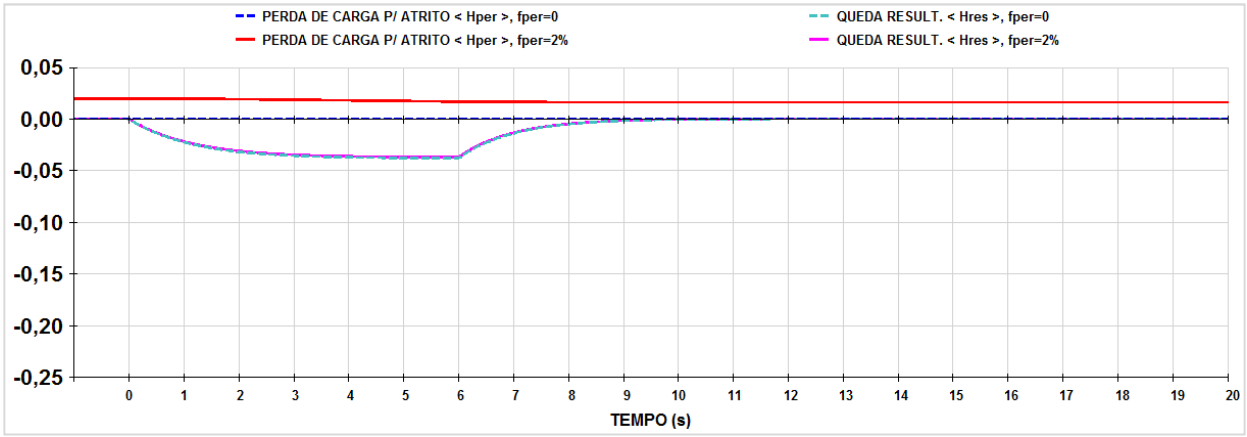


Figura 111 - Rampa de -10% (em 6 s) na abertura do distribuidor – queda resultante e perdas [pu]

Da Figura 106 pode-se observar que após uma redução abrupta de 10% da abertura do distribuidor (em verde pontilhado) a vazão (em azul) responde com um atraso, de até 5 segundos em nosso exemplo, devido à influência da inércia da água no conduto (*Tw*). Percebe-se também que com a inclusão do fator de perda por atrito a curva da vazão é deslocada para baixo (em vermelho).

Já na Figura 107 verifica-se um súbito aumento da queda líquida, que pode ser interpretado como uma sobrepressão instantânea na entrada de água da turbina, *golpe de aríete ou martelo d'água (water hammer)*. Em campo, pressostatos instalados na caixa espiral podem medir tais sobrepressões. Após alguns segundos, já em regime permanente, observa-se que a queda líquida (H_{liq}): torna-se igual à queda bruta (H_{liq}), no caso de circuito hidráulico ideal sem perdas (curva em azul); ou torna-se igual a queda bruta (H_{bru}) menos a queda de perdas (H_{per}), quando considera-se na simulação o fator de perdas diferente de zero (curva em vermelho).

A Figura 108 ilustra além da queda de perdas verificada (H_{per}), um abrupto afundamento da medição da queda resultante (H_{resul}) para valores negativos, podendo ser correlacionado à subpressão transitória que geralmente ocorre no lado do tubo de sucção após o rotor da turbina, quando do fechamento abrupto das palhetas do distribuidor.

A Figura 109, Figura 110 e Figura 111 apresentam uma sobrepressão e subpressão bem mais atenuadas, devido ao fato do distribuidor ter sido fechado em rampa gradual, ao invés de em forma abrupta de degrau.

Esse é a razão pela qual os reguladores de velocidade reais possuem tempos de abertura e fechamento do distribuidor em rampas, definidas pela engenharia do fornecedor, a fim de evitar transitórios hidráulicos bruscos que poderiam trazer grandes danos aos equipamentos e riscos de acidentes com os trabalhadores das usinas.

7.1.2 - Modelo não linear da turbina

Apresenta-se a seguir, de acordo com a Força Tarefa IEEE-1992, a modelagem matemática da turbina Francis de regulação simples suprida com água pelo conduto forçado, conduto esse que já foi modelado no item anterior.

Na Equação (7) apresenta-se a potência mecânica de eixo como resultado da multiplicação entre a queda líquida, a vazão, o peso específico da água e o rendimento ou eficiência da turbina. Já para fins de modelagem dinâmica, a potência mecânica em pu pode ser definida por:

$$P_{m_tur_pu} = H_{liq_pu} \cdot \left(Q_{pu} - Q_{NL_pu}\right) \tag{74}$$

Onde:

Q_{pu} = Vazão turbinada [pu];

Q_{NL_pu} = Vazão para condição de marcha em vazio (*speed no load*), [pu].

Nas simulações dinâmicas, a turbina encontra-se rigidamente conectada a um gerador. Como nessas simulações, a representação em pu dos dados de máquina é sempre referenciada à potência aparente nominal do gerador, torna-se necessário realizar um mudança da base nominal da turbina hidráulica (em MW), para a base do gerador (em MVA), através de um fator de ganho A_t. Logo a Equação anterior torna-se:

$$P_{m_ger_pu} = A_t \cdot H_{liq_pu} \cdot \left(Q_{pu} - Q_{NL_pu}\right) \tag{75}$$

Onde:

$$A_t = \frac{P_{r_turb}}{S_{r_ger}} \cdot \frac{1}{h_r \cdot (q_r - q_{nl})} \tag{76}$$

Sendo:

P_{r_tur}= Potência ativa nominal da turbina [MW];

S_{r_ger}= Potência aparente nominal do gerador [MVA];

h_r = queda líquida em pu para vazão nominal e carga nominal [pu];

q_r = vazão em pu para carga nominal [pu];

q_{nl} = vazão de marcha em vazio (*speed no load*), [pu].

Em alguns programas de simulação de estabilidade, a correção entre a base da turbina e a base do gerador (MW_{base}/MVA_{base}) costuma ser realizada em um bloco separado, do tipo ganho ou fração.

Além disso, em tais programas o ganho At, ao invés de se relacionar com a vazão e com a queda, pode ser definido, em pu, como um fator de conversão da posição atual do distribuidor ("posição bruta") para a transformação de energia, conforme Equação (77):

$$A_t = \frac{1}{(G_{FL} - G_{NL})} \tag{77}$$

Sendo:

G_{FL} = Abertura do distribuidor em plena carga [pu];

G_{NL} = Abertura do distribuidor para condição de marcha em vazio [pu].

Ainda visando uma modelagem de turbina mais fidedigna, deve-se acrescentar também os efeitos amortecedores existentes na turbina devido ao desvio de velocidade e à variação da abertura do distribuidor. Logo, a Equação anterior torna-se:

$$\mathrm{P_{m_ger_pu}} = A_t \cdot H_{liq_{pu}} \cdot \left(Q_{pu} - Q_{nl_{pu}}\right) - D_{tur} \cdot G_{pu} \cdot \Delta f_{pu} \tag{78}$$

Sendo:

D_{tur} = Constante de amortecimento (damping) da turbina;

G_{pu} = Abertura do distribuidor [pu];

Δf_{pu} = Devio da frequência da turbina em relação ao valor nominal de 60Hz [pu].

É prática comum entre os usuários do programa de estabilidade eletromecânica ANATEM, modelar o amortecimento da carga elétrica com a frequência dentro dos modelos das turbinas, ao invés de fazê-lo nos modelos dos geradores, conforme apresentado na Equação (79):

$$\mathrm{P_{m_ger_pu}} = A_t \cdot H_{liq_pu} \cdot \left(Q_pu - Q_{nl_pu}\right) - D_{tur} \cdot G_pu \cdot \Delta f_pu - D_{car} \cdot \Delta f_pu \tag{79}$$

Sendo:

D_{car} = Constante de amortecimento da carga (consumidores);

Δf_{pu} = Desvio da frequência da turbina em relação ao valor nominal de 60Hz [pu].

A partir das equações (64), (68), (69), (72) e (79), o diagrama de blocos da Figura 105, pode ser atualizado para o da Figura 112. Tal modelagem corresponde ao modelo não linear de simulação eletromecânica de conduto forçado e turbina Francis apresentado no trabalho da força tarefa IEEE 1992.

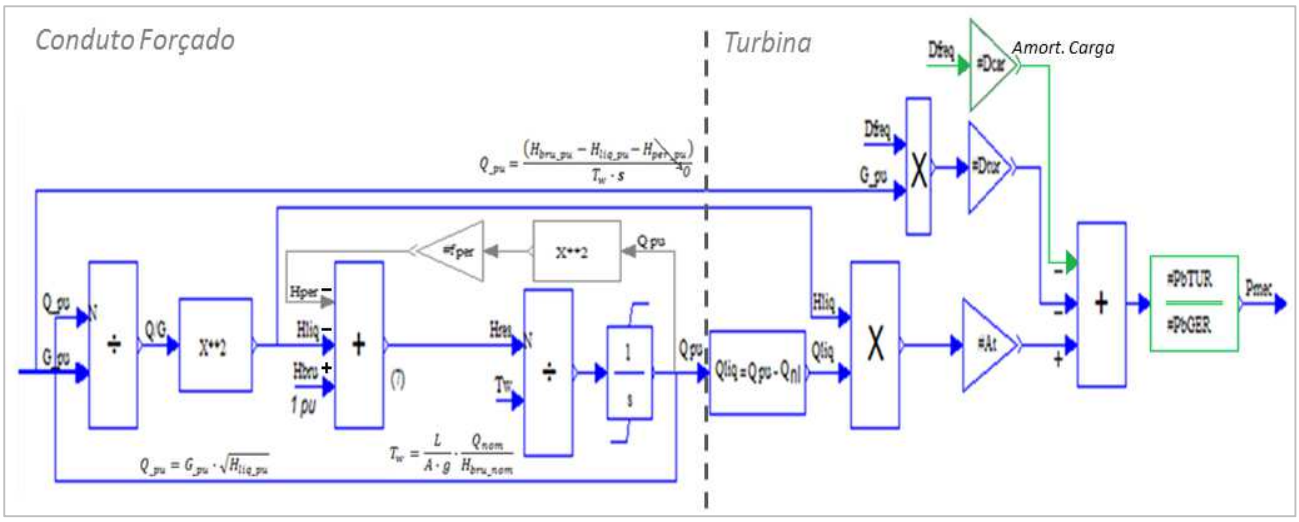


Figura 112 - Modelo não linear do conduto forçado e turbina Francis [pu]

O modelo popularmente chamado de *HYGOV-PTI* corresponde a esse mesmo modelo apresentado na Figura 112, marcado em cor azul, só que sem a consideração da perda de carga no conduto em função da vazão (Hper), conforme ilustra a Figura 113 presente no manual do programa PSS/E, da PTI/SIEMENS.

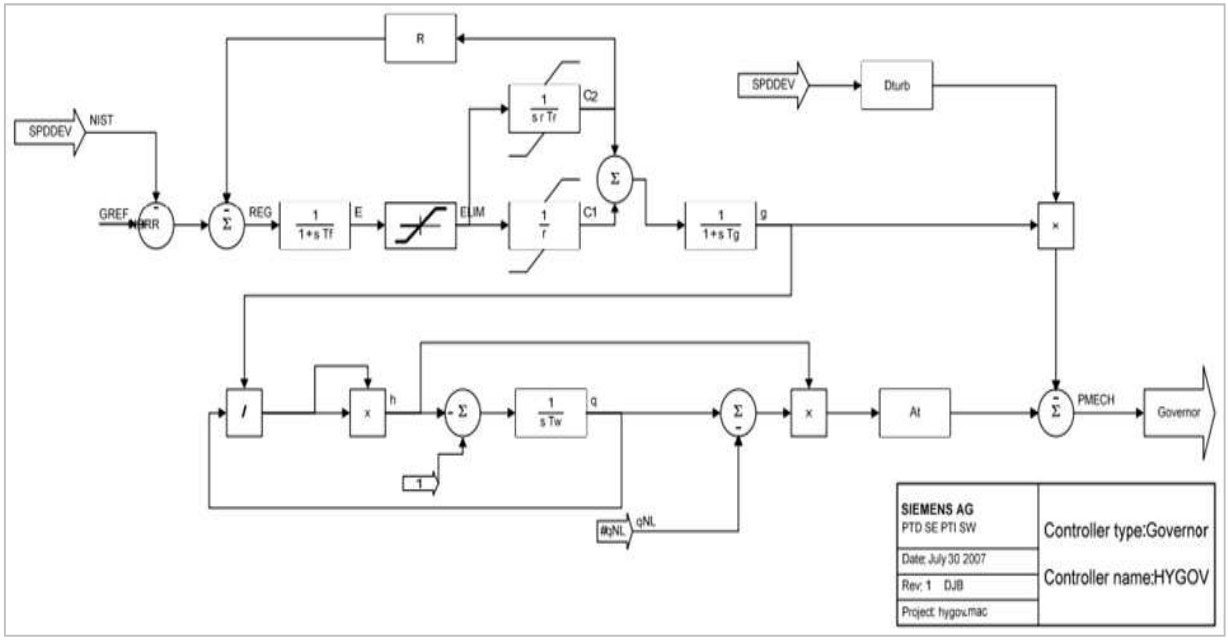


Figura 113 - Modelo de turbina HYGOV interno do programa PSS/E (PTI/SIEMENS)

Durante o processo de validação de modelo de turbina com relação a registros de oscilografia, é comum que sejam realizados pequenos ajustes no ganho At, até que seja obtido o ajuste (curve-fiting) das curvas de resposta dinâmica da turbina. Nesse caso, para mesmas condições de queda bruta e abertura do distribuidor, tanto do modelo quanto do ensaio oscilografado em campo, a potência mecânica de saída deve coincidir. No caso de estudos de rejeição de carga (desconexão abrupta da máquina) a frequência tem que ser igual entre o modelo e os registros de ensaio.

7.2 - Modelo linear simplificado

Para estudos de pequenas variações na potência mecânica, podem ser utilizados modelos linearizados da turbina hidráulica, obtidos através da linearização das equações do modelo não linear, apresentado no item anterior.

Apresenta-se a seguir o processo de linearização do modelo, 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. No modelo linear são desprezadas as perdas da vazão de marcha em vazio (*Qnl*), assim como os amortecimentos da turbina (*Dtur*) e da carga (*Dcar*).

Assim, partindo da Equação (68), mas considerando-se desprezíveis as perdas de carga no conduto, tem-se a seguinte Equação:

$$\frac{dQ_{_pu}}{dt} = \frac{(H_{bru_pu} - H_{liq_pu})}{T_w} \tag{80}$$

Considerando a linearização realizada em torno do ponto de queda bruta normalizada e igual a um e rearranjando a Equação anterior tem-se:

$$\frac{dQ_{_pu}}{dt} = \frac{1}{T_w} - \frac{H_{liq_{_pu}}}{T_w} \tag{81}$$

Linearizando-se a Equação (81), e subentendendo-se que todas as suas grandezas estão em pu, tem-se:

$$\frac{d\,\Delta Q}{dt} = \left(\frac{\partial \frac{dQ}{dt}}{\partial H_{liq}}\right) \cdot \Delta H_{liq} \tag{82}$$

Resolvendo a derivada parcial dentro do parêntesis, relativa à Equação (81) tem-se:

$$\left(\frac{\partial \frac{dQ}{dt}}{\partial H_{liq}}\right) = 0 - \frac{1}{T_w} \tag{83}$$

Substituindo-se o resultado anterior na Equação (82), obtêm-se:

$$\frac{d\,\Delta Q_{_pu}}{dt} = -\frac{\Delta H_{liq_pu}}{T_w} \tag{84}$$

Aplicando transformada de Laplace, e rearranjando as posições das variáveis, tem-se:

$$\frac{\Delta H_{liq_pu}}{\Delta Q_{_pu}} = -T_w \cdot \boldsymbol{s} \tag{85}$$

Linearizando-se as equações (71) e (75) respectivamente, e subentendendo-se que todas as grandezas estão em pu, tem-se:

$$\Delta Q = \left(\frac{\partial \mathrm{Q}}{\partial \mathrm{G}}\right) \cdot \Delta G + \left(\frac{\partial \mathrm{Q}}{\partial H_{liq}}\right) \cdot \Delta H_{liq} \tag{86}$$

$$\Delta \mathrm{P_{m_g?r}} = \left(\frac{\partial \mathrm{P_{m_g?r}}}{\partial \mathrm{Q}}\right) \cdot \Delta Q + \left(\frac{\partial \mathrm{P_{m_g?r}}}{\partial H_{liq}}\right) \cdot \Delta H_{liq} \tag{87}$$

Evidenciando-se a variação do distribuidor (ΔG) da Equação (86), obtêm-se:

$$\Delta G = \frac{\Delta Q - \left(\frac{\partial \mathrm{Q}}{\partial H_{liq}}\right) \cdot \Delta H_{liq}}{\left(\frac{\partial \mathrm{Q}}{\partial \mathrm{G}}\right)} \tag{88}$$

Como se deseja obter a função de transferência que relacione a variação da potência ativa, evidenciada na Equação (87), com a variação da abertura das palhetas do distribuidor da Equação (88), deve-se dividir a Equação (87) pela Equação (88), resultando em:

$$\frac{\Delta \mathrm{P_{m_ger}}}{\Delta G} = \frac{\left[\left(\frac{\partial \mathrm{P_{m_ger}}}{\partial \mathrm{Q}}\right)\cdot \Delta Q + \left(\frac{\partial \mathrm{P_{m_ger}}}{\partial H_{liq}}\right)\cdot \Delta H_{liq}\right]\cdot\left(\frac{\partial \mathrm{Q}}{\partial \mathrm{G}}\right)}{\Delta Q - \left(\frac{\partial \mathrm{Q}}{\partial H_{liq}}\right)\cdot \Delta H_{liq}} \tag{89}$$

Realizando-se a propriedade distributiva na Equação anterior, dividindo o numerador e o denominador por ΔQ, e rearranjando as partes, tem-se:

$$\frac{\Delta \mathrm{P_{m_ger}}}{\Delta G} = \frac{\left(\frac{\partial \mathrm{P_{m_ger}}}{\partial \mathrm{Q}}\right)\cdot\left(\frac{\partial \mathrm{Q}}{\partial \mathrm{G}}\right) + \left(\frac{\partial \mathrm{P_{m_ger}}}{\partial H_{liq}}\right)\cdot\left(\frac{\partial \mathrm{Q}}{\partial \mathrm{G}}\right)\cdot\frac{\Delta H_{liq}}{\Delta Q}}{1 - \left(\frac{\partial \mathrm{Q}}{\partial H_{liq}}\right)\cdot\frac{\Delta H_{liq}}{\Delta Q}} \tag{90}$$

Substituindo a Equação (85) na Equação (90), resulta em:

$$\frac{\Delta \mathrm{P_{m_ger}}}{\Delta G} = \frac{\left(\frac{\partial \mathrm{P_{m_ger}}}{\partial \mathrm{Q}}\right)\cdot\left(\frac{\partial \mathrm{Q}}{\partial \mathrm{G}}\right) - \left(\frac{\partial \mathrm{P_{m_ger}}}{\partial H_{liq}}\right)\cdot\left(\frac{\partial \mathrm{Q}}{\partial \mathrm{G}}\right)\cdot T_w \cdot s}{1 + \left(\frac{\partial \mathrm{Q}}{\partial H_{liq}}\right)\cdot T_w \cdot s} \tag{91}$$

A Equação (91) é a função de transferência linearizada do modelo em estudo, entretanto, deve-se encontrar os valores para cada uma das derivadas parciais destacadas em parêntesis.

Da Equação (75), derivando-a com relação à '*Q*' e em seguida com relação a 'H_{liq}', tem-se, respectivamente:

$$\left(\frac{\partial P_{m_ger}}{\partial Q}\right) = A_t \cdot H_{liq_o} \tag{92}$$

$$\left(\frac{\partial P_{m_ger}}{\partial H_{liq}}\right) = A_t \cdot (Q_o - Q_{NL}) \approx A_t \cdot Q_o \tag{93}$$

Da Equação (71), derivando-a parcialmente com relação à '*G*' e em seguida com relação à 'H_{liq}', tem-se, respectivamente:

$$\left(\frac{\partial Q}{\partial G}\right) = \sqrt{H_{liq_o}} \tag{94}$$

$$\left(\frac{\partial Q}{\partial H_{liq}}\right) = \frac{1}{2} \cdot \frac{G_o}{\sqrt{H_{liq_o}}} \tag{95}$$

Substituindo as equações de (92) até (95) na Equação (91), tem-se:

$$\frac{\Delta \mathrm{P_{m_ger}}}{\Delta G} = \frac{\left(A_t \cdot H_{liq_o}\right) \cdot \left(\sqrt{H_{liq_o}}\right) - \left(A_t \cdot Q_o\right) \cdot \left(\sqrt{H_{liq_o}}\right) \cdot T_w \cdot s}{1 + \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{G_o}{\sqrt{H_{liq_o}}}\right) \cdot T_w \cdot s} \tag{96}$$

Agrupando os termos do numerador:

$$\frac{\Delta \mathrm{P_{m_ger}}}{\Delta G} = \frac{A_t \cdot {H_{liq_o}}^{3/2} \cdot \left(1 - \frac{Q_o}{H_{liq_o}} \cdot T_w \cdot s\right)}{1 + \frac{1}{2} \cdot \frac{G_o}{\sqrt{H_{liq_o}}} \cdot T_w \cdot s} \tag{97}$$

De acordo com a Equação (71) pode-se afirmar:

$$G_o \cdot \sqrt{H_{liq_o}} = Q_o \tag{98}$$

Dividindo ambos os lados da Equação (98) por $\left(\sqrt{H_{liq_o}}\right)^2$, obtêm-se:

$$\frac{G_o \cdot \sqrt{H_{liq_o}}}{\left(\sqrt{H_{liq_o}}\right)^2} = \frac{Q_o}{\left(\sqrt{H_{liq_o}}\right)^2} \tag{99}$$

$$\frac{\mathrm{G_o}}{\sqrt{\mathrm{H_{liq_o}}}} = \frac{\mathrm{Q_o}}{\mathrm{H_{liq_o}}} \tag{100}$$

Substituindo a relação da Equação (100) no denominador da Equação (97), vem:

$$\frac{\Delta \mathrm{P_{m_ger}}}{\Delta G} = \frac{A_t \cdot {H_{liq_o}}^{3/2} \cdot \left(1 - \frac{Q_o}{H_{liq_o}} \cdot T_w \cdot s\right)}{1 + \frac{1}{2} \cdot \frac{Q_o}{H_{liq_o}} \cdot T_w \cdot s} \tag{101}$$

Chamando de T_w' o termo $\frac{Q_o \cdot T_w}{H_{liq_o}}$, tem-se:

$$\frac{\Delta P_{m_ger}}{\Delta G} = A_t \cdot {H_{liq_o}}^{3/2} \cdot \left(\frac{1 - T_w' \cdot s}{1 + \frac{T_w'}{2} \cdot s} \right) \quad (102)$$

A Equação (102) é a função de transferência linearizada do modelo da turbina hidráulica.

Considerando-se que o sistema opere em condições nominais, os valores iniciais de Q_o e H_{liq_o} tornam-se iguais a unidade, e o valor de T_w' torna-se o próprio valor T_w, já apresentado em itens anteriores, cujos valores típicos vão de 0,5 até 5 s.

Desprezando-se as perdas em marcha em vazio, o ganho da turbina passa a ser exclusivamente a relação entre a base de MW da turbina e a base de MVA do gerador. Dessa forma o modelo simplificado apresenta-se conforme a Equação (103), e seu diagrama de blocos segundo a Figura 114. Tal modelo possui maior validade para estudos de pequenas perturbações.

$$\frac{\Delta P_{m_ger_pu}}{\Delta G_{pu}} = A_t \cdot \left(\frac{1 - T_w \cdot s}{1 + \frac{T_w}{2} \cdot s} \right) \quad (103)$$

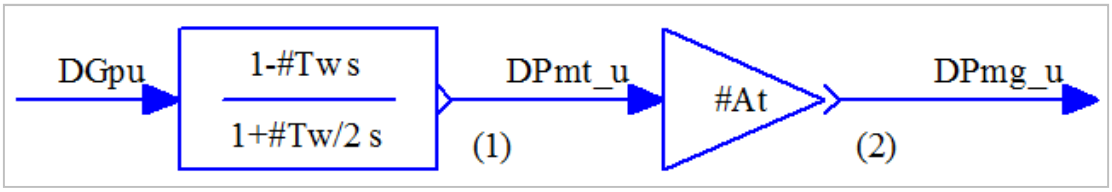


Figura 114 - Modelo linear simplificado de turbina Francis para pequenos distúrbios

7.3 - Modelo típico da turbina da UHE Furnas

Nesse item apresenta-se o modelo do regulador de velocidade, do conduto e da turbina Francis da UHE Furnas, que esteve presente até a base de dados do ONS de novembro de 2013, utilizando o programa ANATEM.

Tal modelo foi migrado do programa de simulação TRANSDIR, utilizado anteriormente pelas equipes de estudos participantes do Grupo Coordenador para Operação Interligada (GCOI).

Esse modelo é derivado do modelo *HYGOV-PTI* e também não considera a perda de carga no conduto. Curiosamente possui a parcela de amortecimento (damping) da turbina feita a partir do comando de abertura para o servomotor, ao invés da abertura real do distribuidor, sendo essa última opção a utilizada no modelo *HYGOV-PTI*.

A Figura 115 apresenta o modelo do regulador utilizado no TRANSDIR, e a Figura 116 seu equivalente no programa ANATEM.

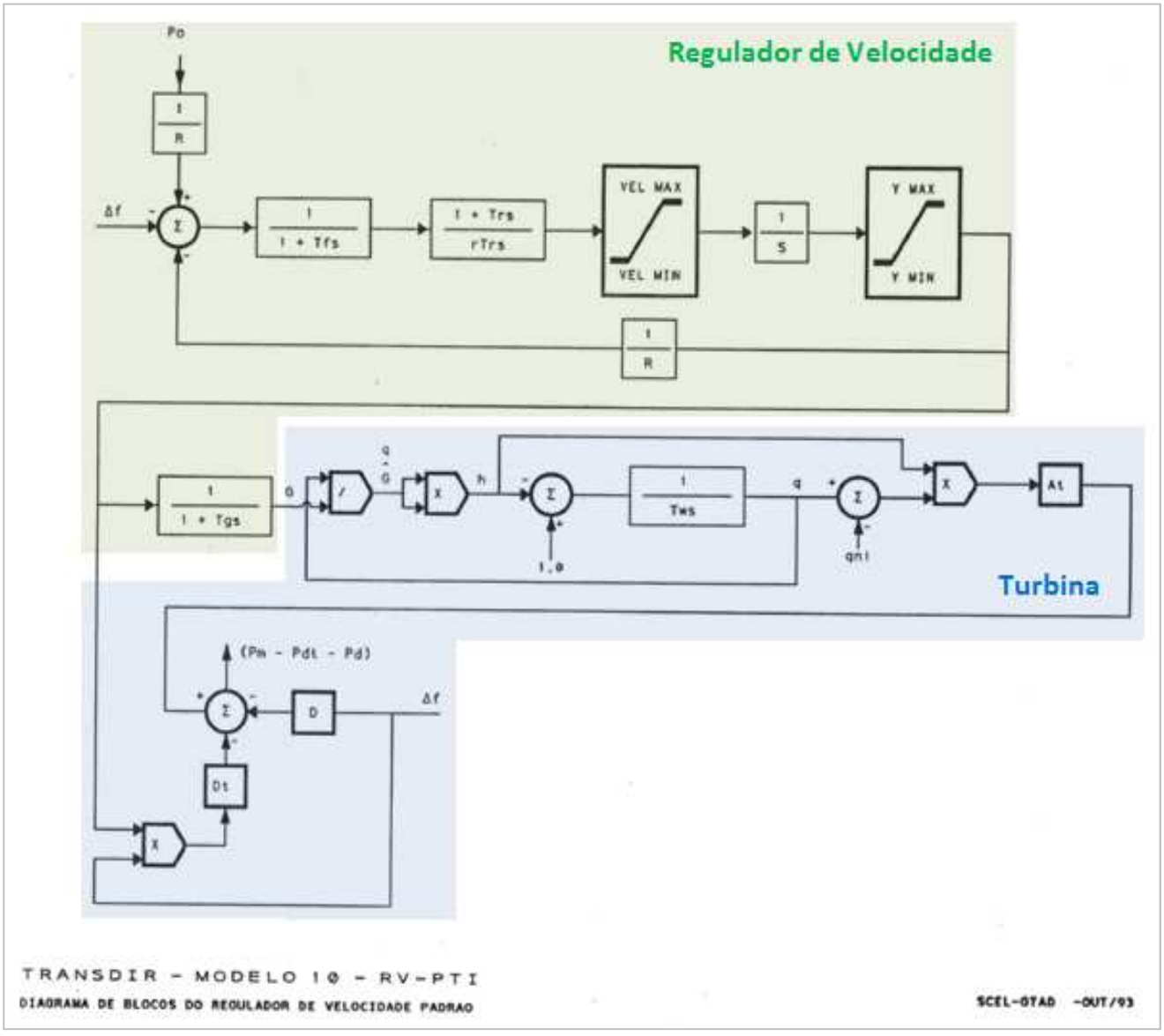


Figura 115 - Modelo padrão de Turbina da UHE Furnas (TRANSDIR, GCOI)

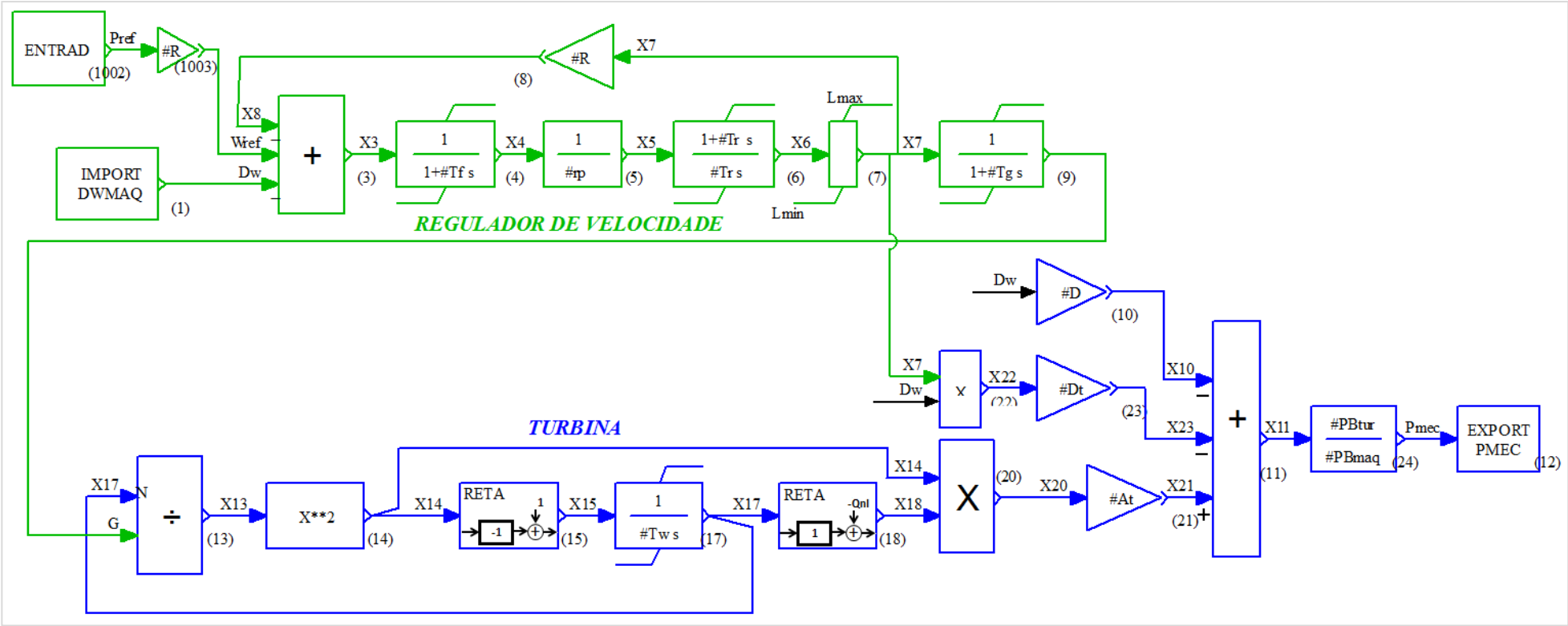


Figura 116 - Modelo padrão de Turbina da UHE Furnas, base de dados do ONS, novembro de 2013

Tabela 11 - Parâmetros do Modelo de Turbina da UHE Furnas (Base de novembro de 2013)

Parâmetro	Valor	Descrição
Tw	1.5 s	Constante de inércia da água
Qnl	0.15 pu	Vazão para marcha em vazio
At	1.2 pu/pu	Ganho da turbina
Dt	0.5 pu/pu	Amortecimento da turbina
D	1.0 pu/pu	Amortecimento da carga
PBtur	164 MW	Potência base da turbina
PBmaq	164 MVA	Potência base do gerador

7.4 - Modelo não linear de seis curvas características

O modelo matemático proposto neste item segue a metodologia e as definições realizadas por Almeida (1987), elaborado durante os estudos de projeto executivo da usina hidrelétrica Itaipu Binacional, e da transmissão em CCAT da energia das unidades geradoras de 50 Hz, pertencentes ao Paraguai.

7.4.1 - Formulação Matemática

Na modelagem não linear de turbina Francis as principais variáveis de interesse são o torque mecânico (*M*), também chamado de conjugado, e a vazão (*Q*), e ambas podem ser expressas por:

$$M = g\left(Y, H_{liq_i}, f\right) \tag{104}$$

$$Q = g\left(Y, H_{liq_i}, f\right) \tag{105}$$

Onde:

Y = abertura das palhetas móveis do distribuidor, também designado pela letra G;

H_{liq_i} = queda líquida instantânea disponível;

f = velocidade de rotação da turbina ou frequência.

A queda líquida instantânea em regime dinâmico é função da queda líquida em regime permanente (*HL*) e da variação da pressão (queda piezométrica) ao longo do conduto forçado (*h*), logo:

$$H_{liq_i} = g(HL, h) \tag{106}$$

Reescrevendo as equações (104) e (105), em função da (106):

$$M = g(Y, HL, h, f) \tag{107}$$

$$Q = g(Y, HL, h, f) \tag{108}$$

Aplicando-se derivadas parciais nas equações (107) e (108) tem-se:

$$dM = \frac{\partial M}{\partial Y} \cdot dY + \frac{\partial M}{\partial HL} \cdot dHL + \frac{\partial M}{\partial h} \cdot dh + \frac{\partial M}{\partial f} \cdot df \quad (109)$$

$$dQ = \frac{\partial Q}{\partial Y} \cdot dY + \frac{\partial Q}{\partial HL} \cdot dHL + \frac{\partial Q}{\partial h} \cdot dh + \frac{\partial Q}{\partial f} \cdot df \quad (110)$$

Considerando as variações infinitesimais em (109) e (110), obtêm-se:

$$\Delta M = \frac{\partial M}{\partial Y} \cdot \Delta G + \frac{\partial M}{\partial HL} \cdot \Delta HL + \frac{\partial M}{\partial h} \cdot \Delta h + \frac{\partial M}{\partial f} \cdot \Delta f \quad (111)$$

$$\Delta Q = \frac{\partial Q}{\partial Y} \cdot \Delta Y + \frac{\partial Q}{\partial HL} \cdot \Delta HL + \frac{\partial Q}{\partial h} \cdot \Delta h + \frac{\partial Q}{\partial f} \cdot \Delta f \quad (112)$$

Deve-se adicionar nos dois membros das equações (111) e (112) o valor inicial das variáveis de interesse, sendo:

Mo= torque mecânico inicial;

Qo = vazão inicial;

$$Mo + \Delta M = \left(Mo + \frac{\partial M}{\partial Y} \cdot \Delta Y + \frac{\partial M}{\partial HL} \cdot \Delta HL\right) + \frac{\partial M}{\partial h} \cdot \Delta h + \frac{\partial M}{\partial f} \cdot \Delta f \quad (113)$$

$$Qo + \Delta Q = \left(Qo + \frac{\partial Q}{\partial Y} \cdot \Delta Y + \frac{\partial Q}{\partial HL} \cdot \Delta HL\right) + \frac{\partial Q}{\partial h} \cdot \Delta h + \frac{\partial Q}{\partial f} \cdot \Delta f \quad (114)$$

O valor inicial do torque mecânico (*Mo*) somado à variação do mesmo (ΔM) corresponde ao valor integral daquela variável principal (*M*):

$$Mo + \Delta M = M \quad (115)$$

O termo entre parênteses da Equação (113), para não ficar restrito às pequenas variações de *Y* e *HL*, pode ser representado por uma função que cubra toda a faixa de operação da turbina:

$$\left(Mo + \frac{\partial M}{\partial Y} \cdot \Delta Y \; + \frac{\partial M}{\partial HL} \cdot \Delta HL \right) = M\,(Y, HL) \tag{116}$$

Utilizando-se o mesmo raciocínio para a Equação (114) relacionada com a vazão:

$$Qo + \Delta Q = Q \tag{117}$$

$$\left(Qo + \frac{\partial Q}{\partial Y} \cdot \Delta Y \; + \frac{\partial Q}{\partial HL} \cdot \Delta HL \right) = Q\,(Y, HL) \tag{118}$$

Substituindo-se as equações (115), (116), (117) e (118) nas equações (113) e (114), tem-se:

$$M = \; M\,(Y, HL) + \frac{\partial M}{\partial h} \cdot \Delta h \; + \frac{\partial M}{\partial f} \cdot \Delta f \tag{119}$$

$$Q = \; Q\,(Y, HL) \; + \frac{\partial Q}{\partial h} \cdot \Delta h \; + \frac{\partial Q}{\partial f} \cdot \Delta f \tag{120}$$

Visando adequar as equações (119) e (120) para simulações de grandes distúrbios, com efeitos em qualquer ponto operativo da turbina, torna-se necessário obter curvas de coeficientes variáveis em função da abertura do distribuidor (Y):

$$\frac{\Delta M}{\Delta h}(Y) \; para \; \frac{\partial M}{\partial h} \tag{121}$$

$$\frac{\Delta M}{\Delta f}(Y) \; para \; \frac{\partial M}{\partial f} \tag{122}$$

$$\frac{\Delta Q}{\Delta h}(Y)\ para\ \frac{\partial Q}{\partial h} \tag{123}$$

$$\frac{\Delta Q}{\Delta f}(Y)\ para\ \frac{\partial Q}{\partial f} \tag{124}$$

Obtêm-se então equações não lineares completas para representar a turbina em qualquer ponto de operação:

$$M = M\,(Y, HL) + \frac{\Delta M}{\Delta h}(Y)\ \cdot \Delta h\ + \frac{\Delta M}{\Delta f}(Y)\ \cdot \Delta f \tag{125}$$

$$Q = Q\,(Y, HL) + \frac{\Delta Q}{\Delta h}(Y)\ \cdot \Delta h\ + \frac{\Delta Q}{\Delta f}(Y)\ \cdot \Delta f \tag{126}$$

Onde:

- M = Torque mecânico total fornecido pela turbina;
- $M\,(Y,HL)$= Torque mecânico fornecido pela turbina em função da abertura do distribuidor e da queda líquida disponível;
- $\frac{\Delta M}{\Delta h}(Y)\ \cdot \Delta h$= Torque mecânico adicional devido à variação de pressão na caixa espiral;
- $\frac{\Delta M}{\Delta f}(Y)\ \cdot \Delta f$= Torque mecânico adicional devido à variação da frequência (rotação) da turbina. É responsável pelo amortecimento (damping) da turbina em relação à variação da frequência;
- Q = Vazão total que passa pela turbina;
- $Q\,(Y,HL)$= Vazão que passa pela turbina em função da abertura do distribuidor e da queda líquida disponível;
- $\frac{\Delta Q}{\Delta h}(Y)\ \cdot \Delta h$= Vazão adicional devido à variação de pressão na caixa espiral;
- $\frac{\Delta Q}{\Delta f}(Y)\ \cdot \Delta f$= Vazão adicional devido à variação da frequência (rotação) da turbina.

Observa-se que todas as curvas e coeficientes variáveis das equações são descritas em função da abertura (Y) do distribuidor.

Nos itens de 7.4.2 até 7.4.4 são apresentadas as metodologias para os levantamentos destes seis diagramas utilizados na modelagem da turbina.

7.4.2 - Determinação das famílias de curvas M(Y,HL) e Q(Y,HL)

É necessário processar, convenientemente, a massa de dados contida nos diagramas de colina, para utilizar, de forma adequada, as equações (125) e (126) no modelo não linear de turbina proposto por esse trabalho.

Tomando como exemplo o diagrama de colina já apresentado anteriormente na Figura 93, são realizados "cortes" no gráfico a cada intervalo de queda líquida de cinco metros, conforme verificado na Figura 117.

Para cada valor de queda líquida (por exemplo: *HLmín*=90 m), procura-se a primeira curva de abertura constante (*Y*=97 mm) do distribuidor. Nesse ponto deve-se registrar o valor das seguintes grandezas:

- *HL*, queda líquida lida no eixo das abcissas;
- *Y*, abertura do distribuidor;
- *M*, torque mecânico (ou potência mecânica, *P*, se a frequência for constante), levantado por interpolação entre as curvas acima e abaixo com mesmo torque;
- *Q*, vazão que pode ser lida no eixo das ordenadas;

Para o mesmo valor de queda líquida (*HL*=90 m), procura-se a próxima curva de abertura constante (*Y*=146 mm). Nesse ponto registram-se novamente as quatro grandezas citadas anteriormente. Repete-se o mesmo processo para as intersecções com todas as curvas de abertura constante, até a curva de abertura máxima (Ymáx=592 mm).

Realizam-se os demais "cortes" e levantamentos nos pontos de interseções com as curvas de abertura constante para as outras quedas líquidas, a cada cinco metros, até a queda máxima (125 m), conforme assinalado por setas na Figura 117.

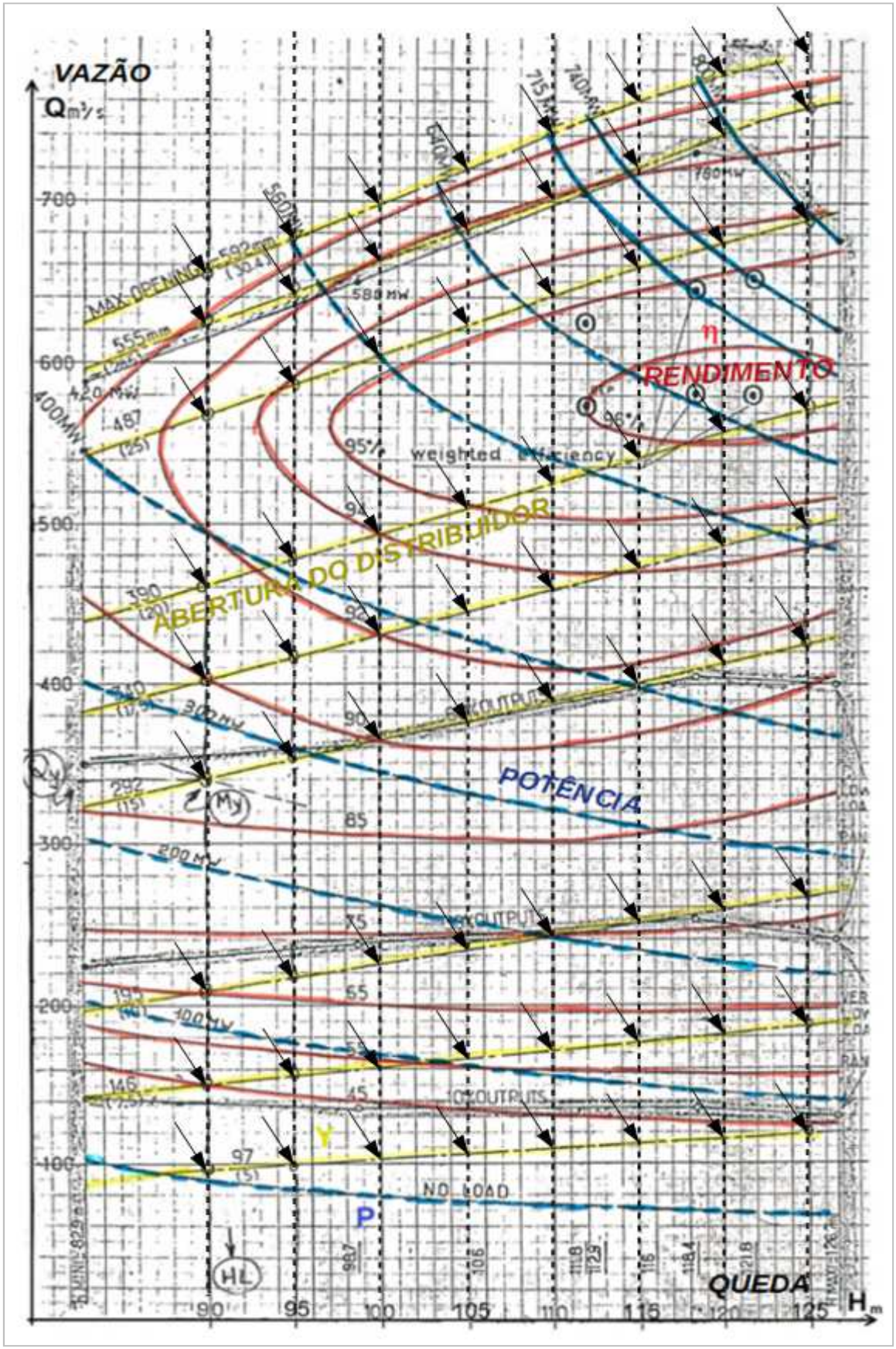


Figura 117 - Diagrama de colina da UHE Itaipu 50 Hz, com “cortes” a cada cinco metros de queda líquida (adaptado de Almeida, 1987)

A partir dos registros feitos é possível obter as duas funções de famílias de curvas: a do torque em função da abertura para várias quedas M(Y,HL), conforme a Figura 118, e a da vazão em função da abertura para várias quedas Q(Y,HL), conforme a Figura 119. Os dados dessas duas Figuras foram levantados por Almeida para as turbinas de Itaipu 50 Hz, e os mesmos são descritos em pu (por unidade), de acordo com os valores base da Tabela 12.

Para simplificar a modelagem computacional escolhe-se apenas uma curva do torque em função da abertura do distribuidor para a queda hidráulica nominal, ou queda estatisticamente mais presente, evitando o uso de diversos *blocos seletores* chaveando diversos conjuntos de *funções pontos.*

No entanto essa curva escolhida é corrigida por um *Fator de Torque (FM)*, equacionado por ganho e offset, em função da variável queda, reproduzindo de certa forma a família de curvas originalmente levantada a partir do Diagrama de Colina.

Esse equacionamento é igualmente aplicado para a curva da Vazão em função da Abertura do Distribuidor através de uma *Função de Vazão (FQ)* que corrige a curva escolhida para a queda nominal (destacada em vermelho), de forma a também simular a família de curvas de modo mais prático.

Tais fatores, *FM* e *FQ*, são aplicados tanto na modelagem da UHE Furnas, como também foram aplicados por Almeida em seus estudos de modelagem da UHE Itaipu.

Na Figura 118 e na Figura 119 destacam-se em vermelho as curvas para queda de 125m escolhidas para serem corrigidas pelos fatores *FM e FQ*, respectivamente.

Tabela 12 - Valores base das unidades geradoras de 50 Hz da UHE Itaipu (Almeida, 1987)

Parâmetro	Valor
Queda líquida nom	118,4 m
Vazão nom	674 m^3/s
Abertura do Distribuidor	592 mm
Torque mecânico	$7{,}71 \cdot 10^7$ N·m
Potência mecânica	740 MW
Rotação	91,6 rpm

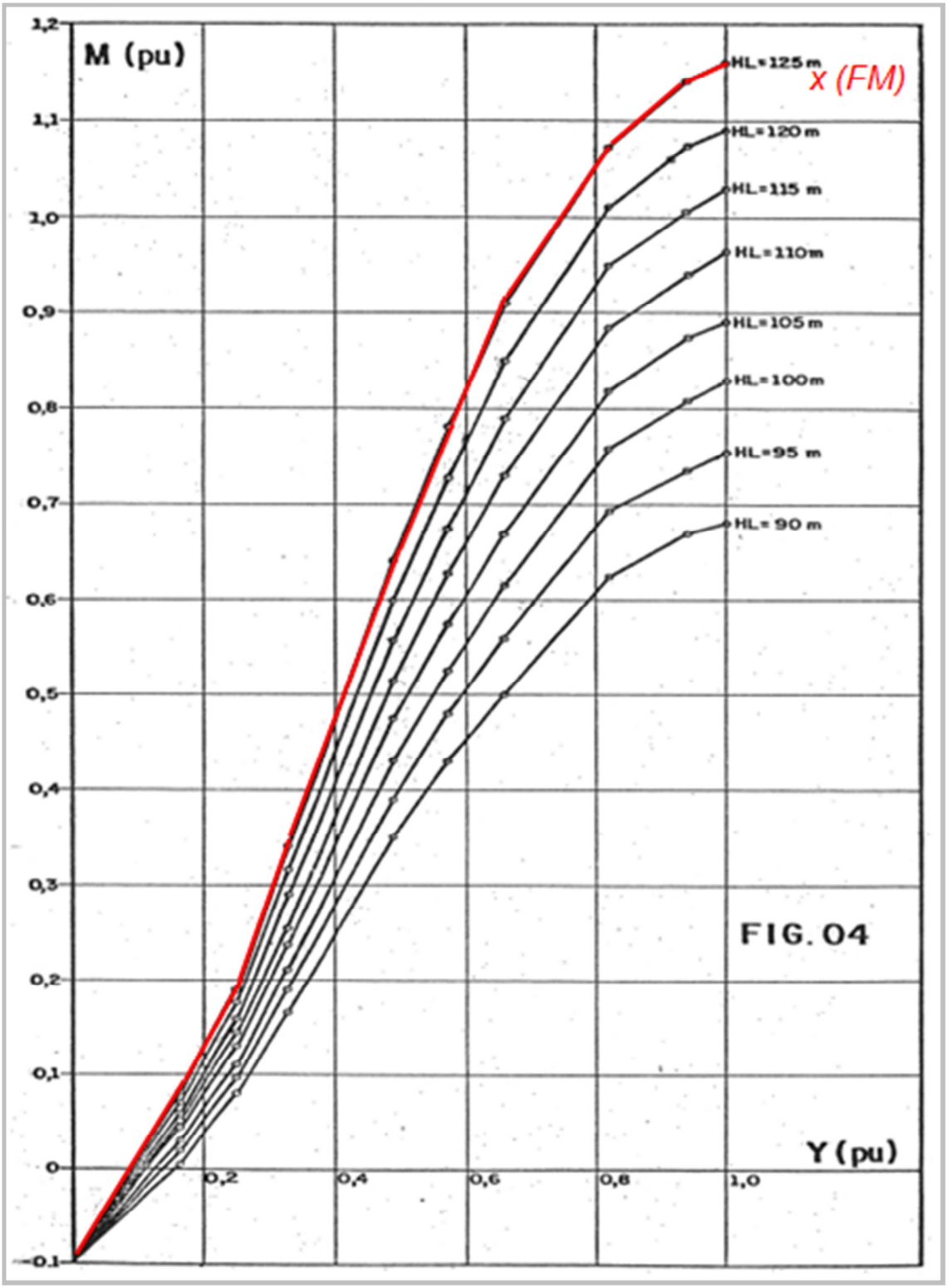


Figura 118 - Família de curvas do Torque em função da Abertura e da Queda (adap. de Almeida, 1987)

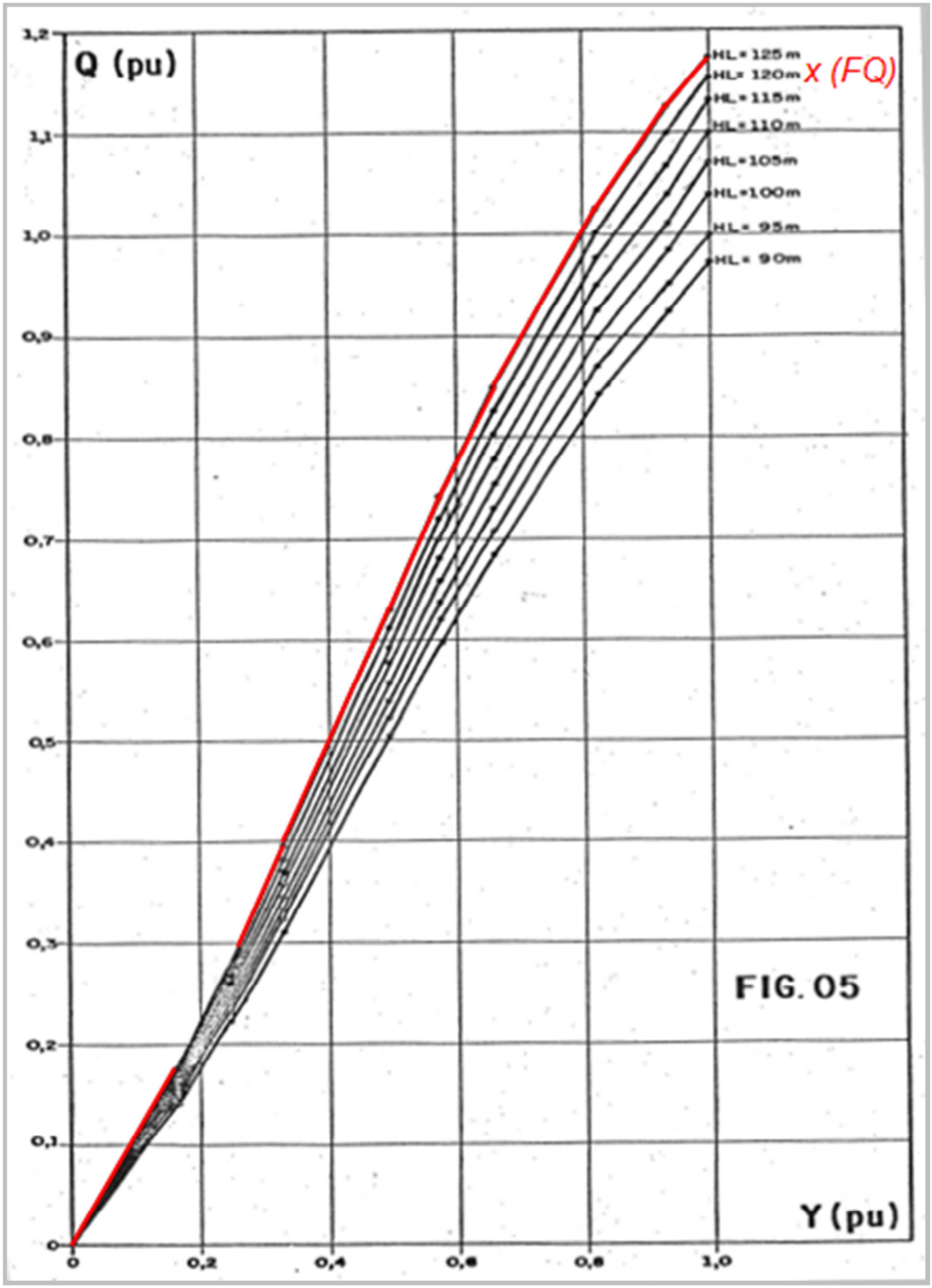


Figura 119 - Família de curvas da Vazão em função da Abertura e da Queda (adap. de Almeida, 1987)

7.4.3 - Determinação dos coeficientes variáveis $\frac{\Delta M}{\Delta h}(Y)$ *e* $\frac{\Delta Q}{\Delta h}(Y)$

Continuando no exemplo de Itaipu, os coeficientes variáveis do torque mecânico adicional e vazão adicional, ambos devido à variação de pressão na caixa espiral são determinados também a partir do diagrama de colina da Figura 93, ou Figura 117.

Toma-se a diferença entre o valor máximo e mínimo de queda líquida, ou seja:

$$\Delta h = HLmáx - HLmín = 125 - 90 = 35\ m \tag{127}$$

Obtendo-se então um valor constante de variação Δh.

Em cima de cada curva de abertura constante ”Yi”, calcula-se a subtração entre o torque para queda máxima e o torque para queda mínima, assim como a vazão para queda máxima e a vazão para queda mínima.

$$\Delta M_i = M_i(HLmáx) - M_i(HLmín) = M_i(125m) - M_i(90m) \tag{128}$$

$$\Delta Q_i = Q_i(HLmáx) - Q_i(HLmín) = Q_i(125m) - Q_i(90m) \tag{129}$$

Dividindo-se cada ΔM e cada ΔQ pelo valor constante de Δh (35m) são obtidos os coeficientes $\frac{\Delta M}{\Delta h}(Y)$ e $\frac{\Delta Q}{\Delta h}(Y)$, conforme a Figura 121 e a Figura 122, respectivamente. Tais curvas são aplicadas no modelo de simulação de acordo com as equações (125) e (126).

De forma a facilitar o entendimento das assertivas anteriores, criou-se a Figura 120 com o exemplo de cálculo dos dois primeiros valores, tanto da curva $\frac{\Delta M}{\Delta h}(Y)$, quanto da curva $\frac{\Delta Q}{\Delta h}(Y)$, a partir da primeira abertura de 97 mm.

Como a curva clássica de colina referenciada ao protótipo (Figura 93) apresenta todas as suas variáveis desenhadas para rotação nominal *(ω=1 pu*), a potência mecânica (*P_pu*) e o torque mecânico serão a mesma coisa (*M_pu*), visto que potência é igual a torque multiplicado pela velocidade angular.

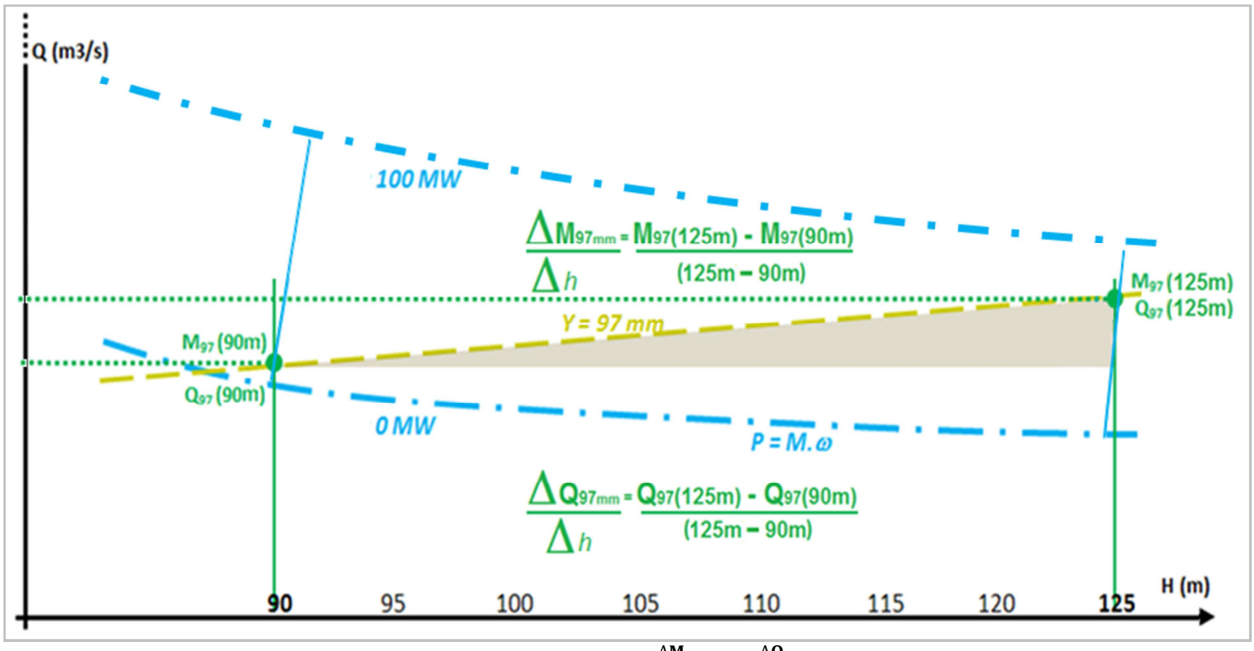


Figura 120 - Exemplo de cálculo de $\frac{\Delta \mathbf{M}}{\Delta \mathbf{h}}(\mathbf{Y})$ e $\frac{\Delta \mathbf{Q}}{\Delta \mathbf{h}}(\mathbf{Y})$ para Y=97 mm

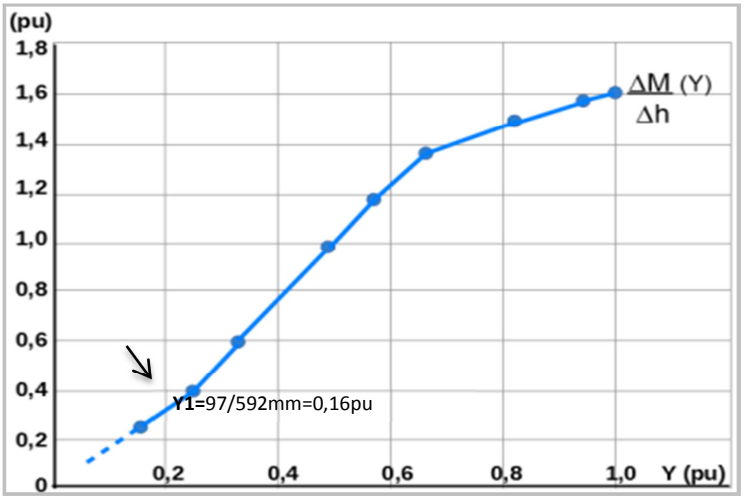


Figura 121 - Curva de coeficientes variáveis $\frac{\Delta \mathbf{M}}{\Delta \mathbf{h}}(\mathbf{Y})$ (adap. de Almeida, 1987)

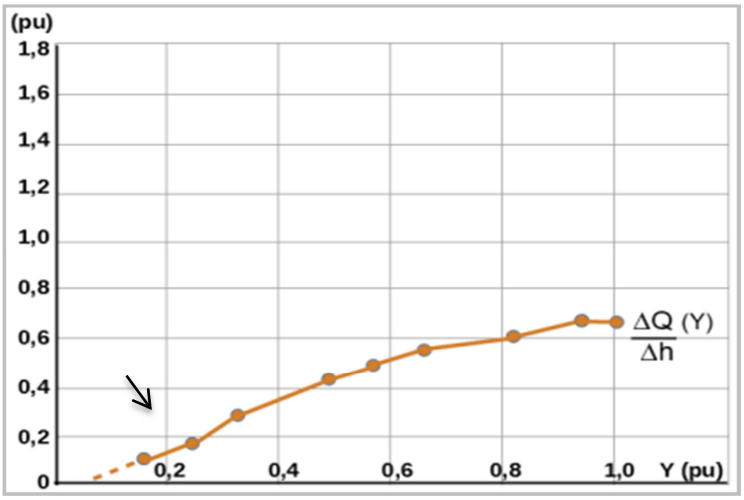


Figura 122 - Curva de coeficientes variáveis $\frac{\Delta \mathbf{Q}}{\Delta \mathbf{h}}(\mathbf{Y})$ (adap. de Almeida, 1987)

7.4.4 - Determinação dos coeficientes variáveis $\frac{\Delta M}{\Delta f}(Y)$ *e* $\frac{\Delta Q}{\Delta f}(Y)$

Desejando-se fazer uma modelagem dinâmica da turbina considerando também as variações adicionais do torque e da vazão em decorrência da variação da rotação, não é possível utilizar a curva de colina clássica do protótipo, pois a mesma é definida apenas para rotação nominal, de 50 Hz no caso das máquinas da usina de Itaipu pertencente ao Paraguai, e 60 Hz para as demais máquinas do nosso Sistema Interligado Nacional.

Torna-se então necessário utilizar os dados de dois diagramas específicos criados a partir das informações dos ensaios de modelo reduzido relacionadas ao giro em rotação desde abaixo até acima da nominal, em medições feitas em vários patamares de abertura das palhetas diretrizes. Tais diagramas descrevem o torque em função da rotação e da queda (Figura 94), assim como a vazão em função da rotação e da queda (Figura 95).

Inicialmente são calculadas duas constantes, que são a diferença entre a rotação máxima e mínima, tanto no diagrama da Figura 94, quanto da Figura 95. Tais diferenças são apresentadas nas equações (130) e (131), assim como ilustradas na Figura 123 e na Figura 124, respectivamente.

$$\Delta f_{[M]} = 1{,}15 - 0{,}925 = 0{,}225 \text{ pu} \tag{130}$$

$$\Delta f_{[Q]} = 1{,}2 - 0{,}8 = 0{,}4 \text{ pu} \tag{131}$$

Em seguida, para cada curva de abertura constante do distribuidor, apresentada na Figura 94, calcula-se a diferença entre o torque para máxima rotação e o torque para mínima rotação:

$$\Delta M_i = M_i(\text{fmáx}) - M_i(\text{fmín}) = M_i(1{,}15) - M_i(0{,}925) \tag{132}$$

De forma análoga, a partir da Figura 95, para cada curva de abertura constante do distribuidor calcula-se a diferença entre a vazão para máxima rotação e a vazão para mínima rotação:

$$\Delta Q_i = Q_i(\text{fmáx}) - Q_i(\text{fmín}) = Q_i(1{,}2) - Q_i(0{,}8) \tag{133}$$

Dividindo-se cada ΔMi, e cada ΔQi, calculados anteriormente, pelas respectivas constantes $\Delta f_{[M]}$e $\Delta f_{[Q]}$, são obtidos os diversos pontos que compõem os diagramas de coeficientes variáveis $\frac{\Delta M}{\Delta f}(Y)$ e $\frac{\Delta Q}{\Delta f}(Y)$ necessários para completar o modelo de simulação. Tais diagramas apresentam-se na Figura 124 e na Figura 126, respectivamente.

Para exemplificar tais procedimentos de cálculo, criou-se a Figura 123 com o cálculo do ponto $\frac{\Delta M}{\Delta h}(Y)$ relacionado com a abertura de 0,16 pu (97 mm), assim como a Figura 125 que apresenta o cálculo de $\frac{\Delta Q}{\Delta h}(Y)$ com igual abertura.

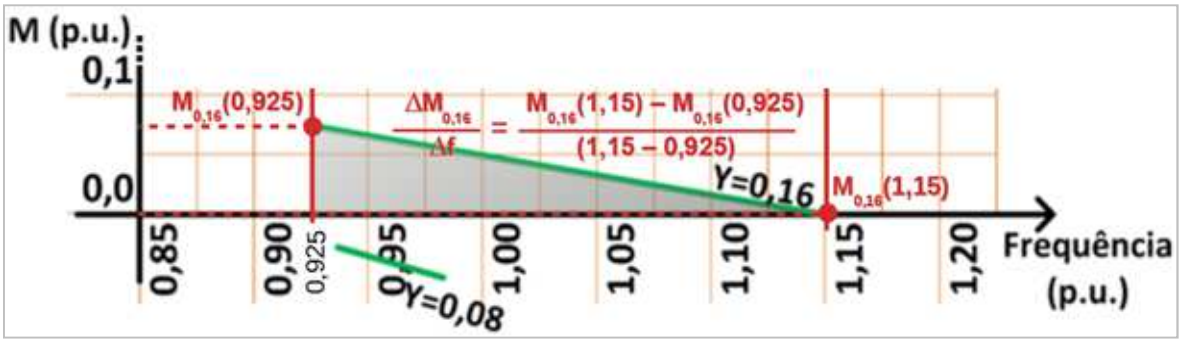


Figura 123 - Exemplo de cálculo de $\frac{\Delta M}{\Delta f}(Y)$ para Y=97 mm

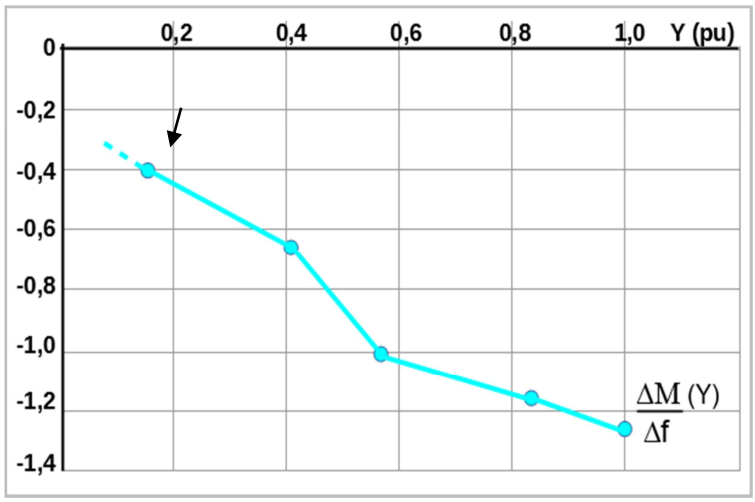


Figura 124 - Curva de coeficientes variáveis $\frac{\Delta M}{\Delta f}(Y)$ (adap. de Almeida, 1987)

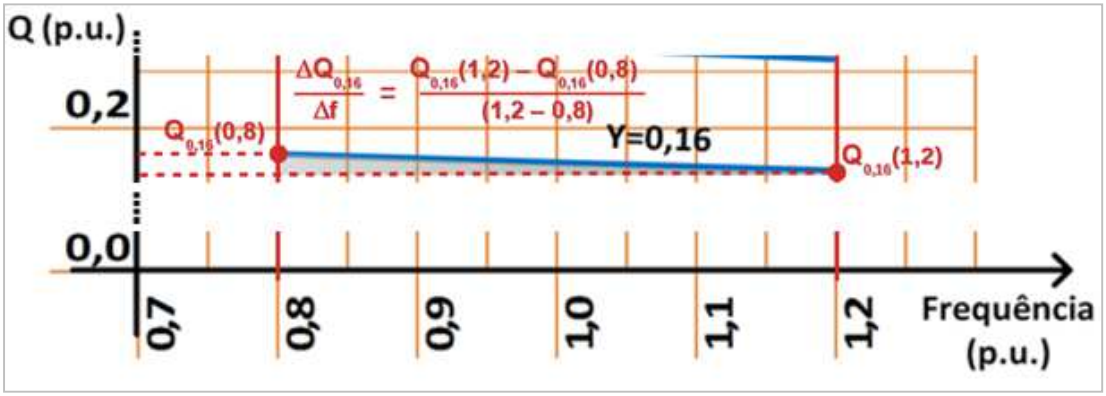


Figura 125 - Exemplo de cálculo do parâmetro $\frac{\Delta \mathbf{Q}}{\Delta \mathbf{f}}(\mathbf{Y})$ para Y=97 mm (0,16 pu)

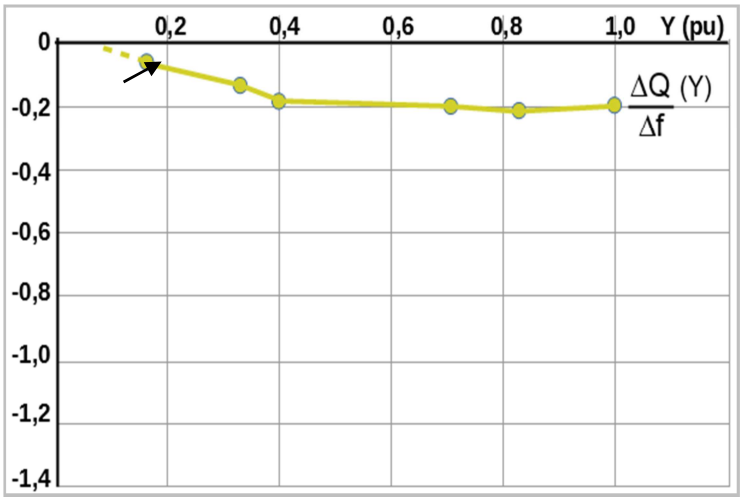


Figura 126 - Curva de coeficientes variáveis $\frac{\Delta \mathbf{Q}}{\Delta \mathbf{f}}(\mathbf{Y})$ (adap. de Almeida, 1987)

7.4.5 - Consolidação do Modelo

Todos os seis diagramas criados a partir dos cálculos apresentados nos itens 7.4.2, 7.4.3 e 7.4.4 são consolidados na Figura 127 e podem ser considerados preliminares até que sejam feitas as validações e pequenos ajustes a partir dos resultados de ensaios de comissionamento, ou ensaios especiais em campo.

A Figura 128 apresenta o diagrama de blocos do modelo de turbina proposto por Almeida (1987), desenvolvido a partir das equações (125) e (126), e por blocos no domínio de Laplace que representam as relações entre queda e vazão e a influência da inércia do conduto.

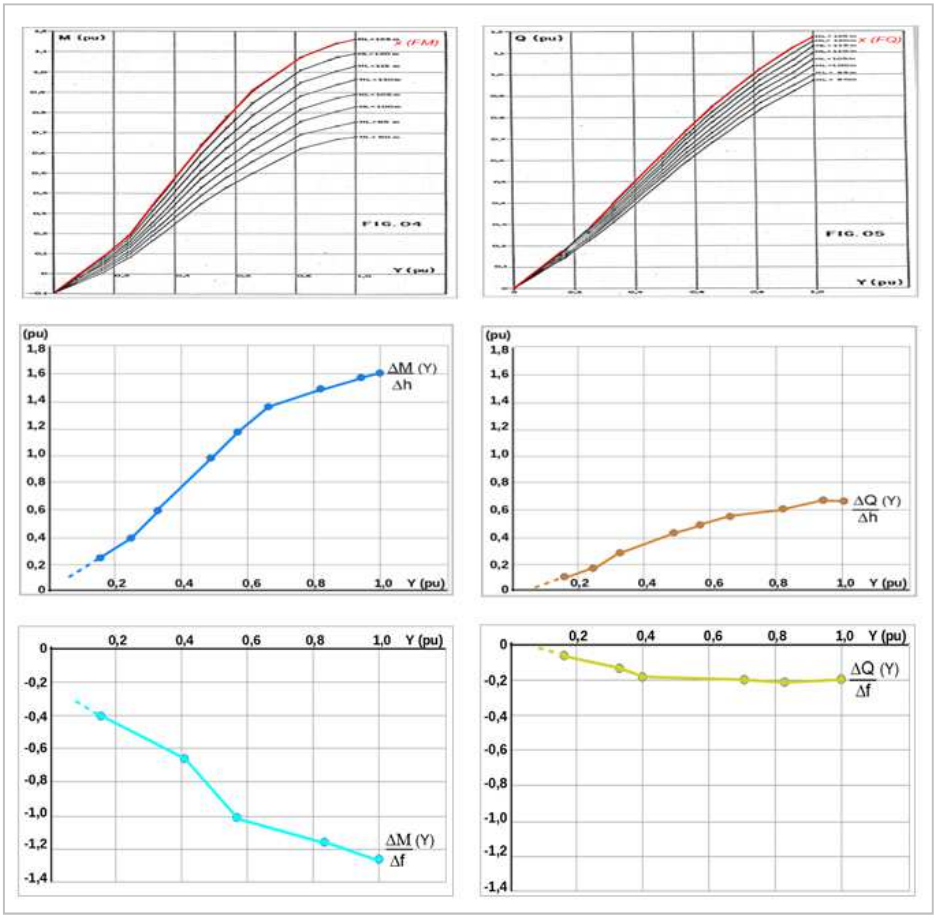


Figura 127 - Diagramas levantados para a modelagem de turbina da UHE Itaipu–50Hz (adap. Almeida, 1987)

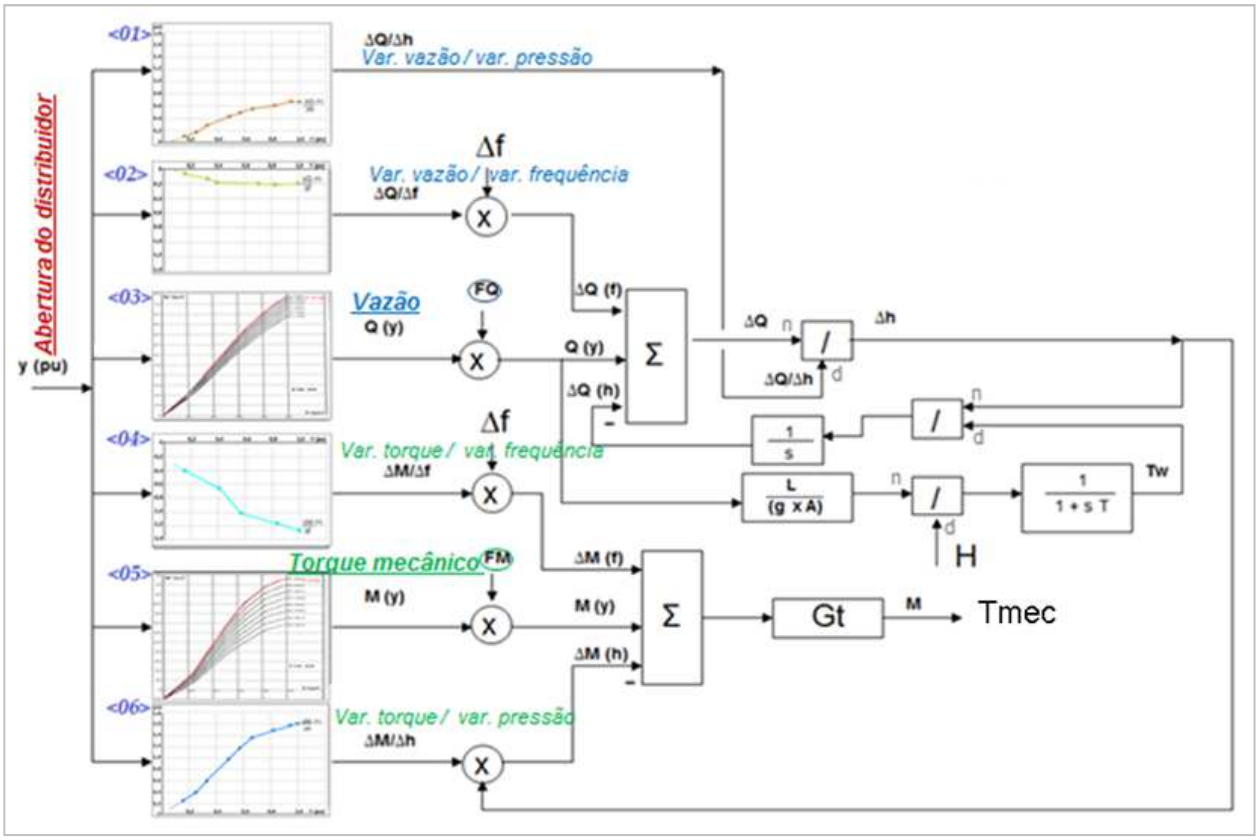


Figura 128 - Modelo não linear de seis famílias de curva da turbina de Itaipu-50Hz (adap. Almeida, 1987)

7.4.6 - Aplicação experimental da metodologia na UHE Furnas

Uma vez pesquisada a metodologia desenvolvida para a UHE Itaipu e descrita por Almeida (1987), foi iniciada a pesquisa para a aplicação de tais conceitos na modelagem da turbina Francis da UHE Furnas, mais especificamente a unidade geradora 06, já modernizada, e com registros de ensaios de campo disponíveis para a validação. A Figura 129 apresenta a foto do rotor Francis retirado do nicho na época da modernização da usina.

Após a realização de busca pelo material técnico histórico do projeto da UHE Furnas, verificou-se que os diagramas de colina encontrados referentes aos ensaios da UG06 não se apresentavam na forma convencional, tal como no caso do projeto de Itaipu.

Para esse caso, obteve-se um diagrama de plotagem dupla com os valores da abertura do distribuidor (mm) na abcissa, o valor da potência mecânica (MW) em um eixo de ordenada e o valor da vazão turbinada (em m^3/s) em outro eixo de ordenada. As várias curvas variam com sete patamares de queda. A Figura 130 reproduz o documento encontrado. Cabe ressaltar que essas curvas de protótipo foram transpostas de dados de ensaios de modelo reduzido (queda líquida), passando a ser descrita em função da queda bruta. Apesar disso o modelo obteve igualmente uma boa validação conforme verificado no capítulo 9.



Figura 129 - Rotor da UHE Furnas

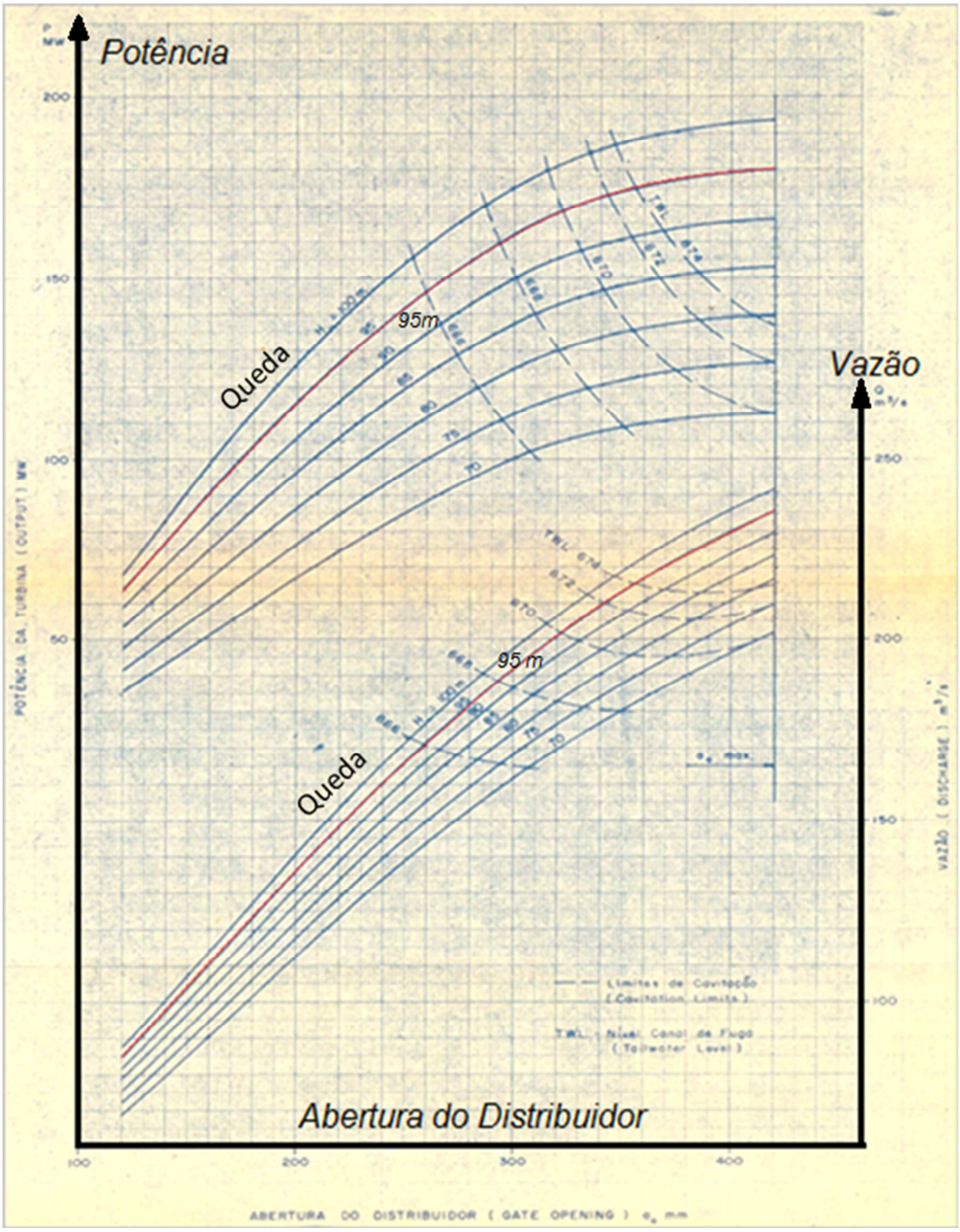


Figura 130 - Diagrama de operação da turbina da UHE Furnas

Já os gráficos relacionados à rotação fora da faixa nominal não foram encontrados. No entanto, foram encontradas tabelas em páginas datilografadas do relatório de ensaio do modelo reduzido, onde estavam disponíveis medidas de torque, vazão e abertura em função da rotação.

A partir do tratamento desses dados levantados foram construídos por Cerqueira e Macedo (2014) os seis grupos de famílias de curvas necessários ao modelo, conforme Figura 131, e cujos valores em pu são relativos aos valores da Tabela 13.

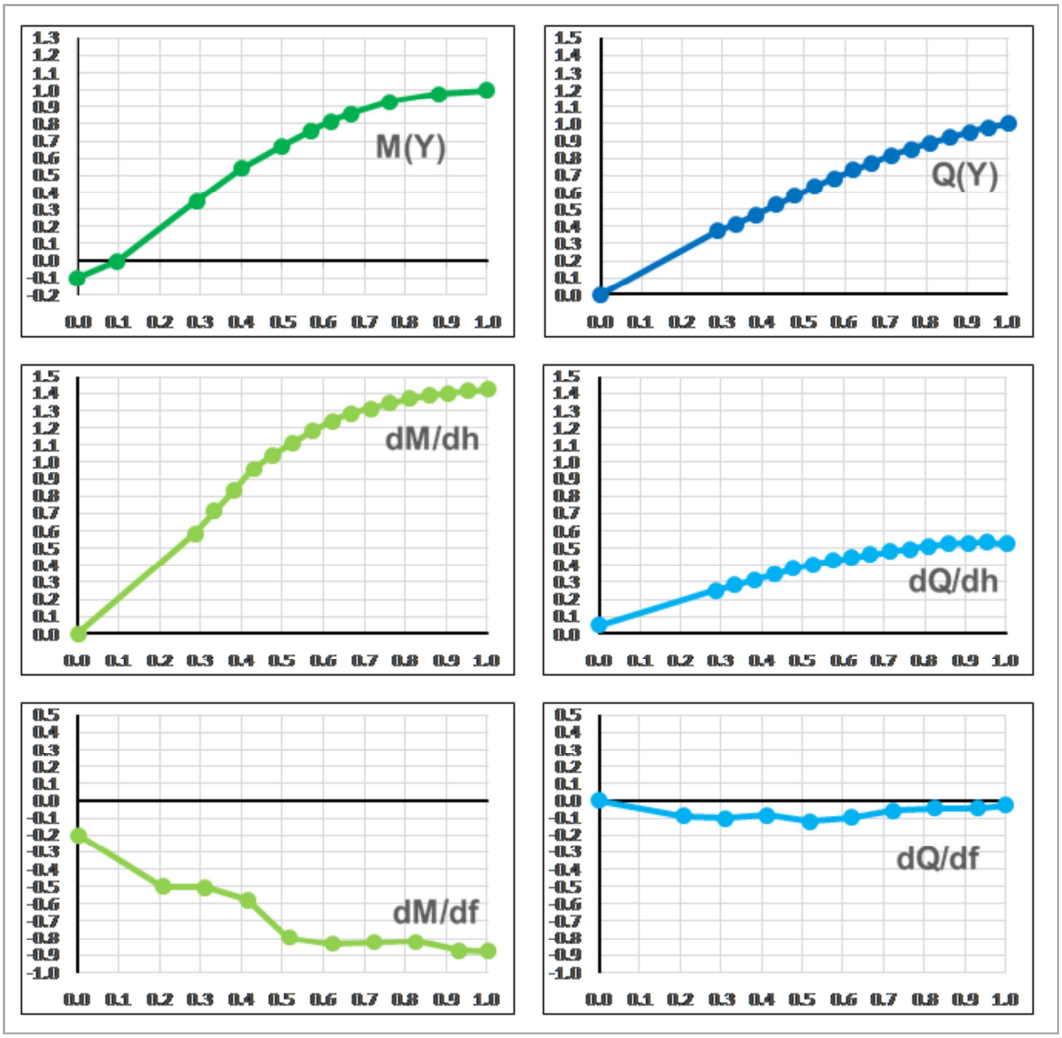


Figura 131 - Curvas M(Y,H), Q(Y,H) e diagramas de coeficientes variáveis para a turbina de Furnas

Tabela 13 - Dados considerados para a turbina 6 da UHE Furnas

Parâmetro	Valor
Fabricante	NOHAB
Queda bruta	95 m
Vazão máxima	242 m^3/s
Abertura máxima do distribuidor	420 mm
Rotação	150 rpm
Potência mecânica máxima	210000 cv =154,5 MW
Potência elétrica (= Pmec · 98,5%)	152 MW aprox..
Potência aparente do gerador	160 MVA

A partir do levantamento dos dados, e da montagem dos seis diagramas característicos, elaborou-se um modelo de simulação no programa ANATEM para a turbina Francis da UHE Furnas, cujo diagrama de blocos no domínio de Laplace apresenta-se na Figura 132.

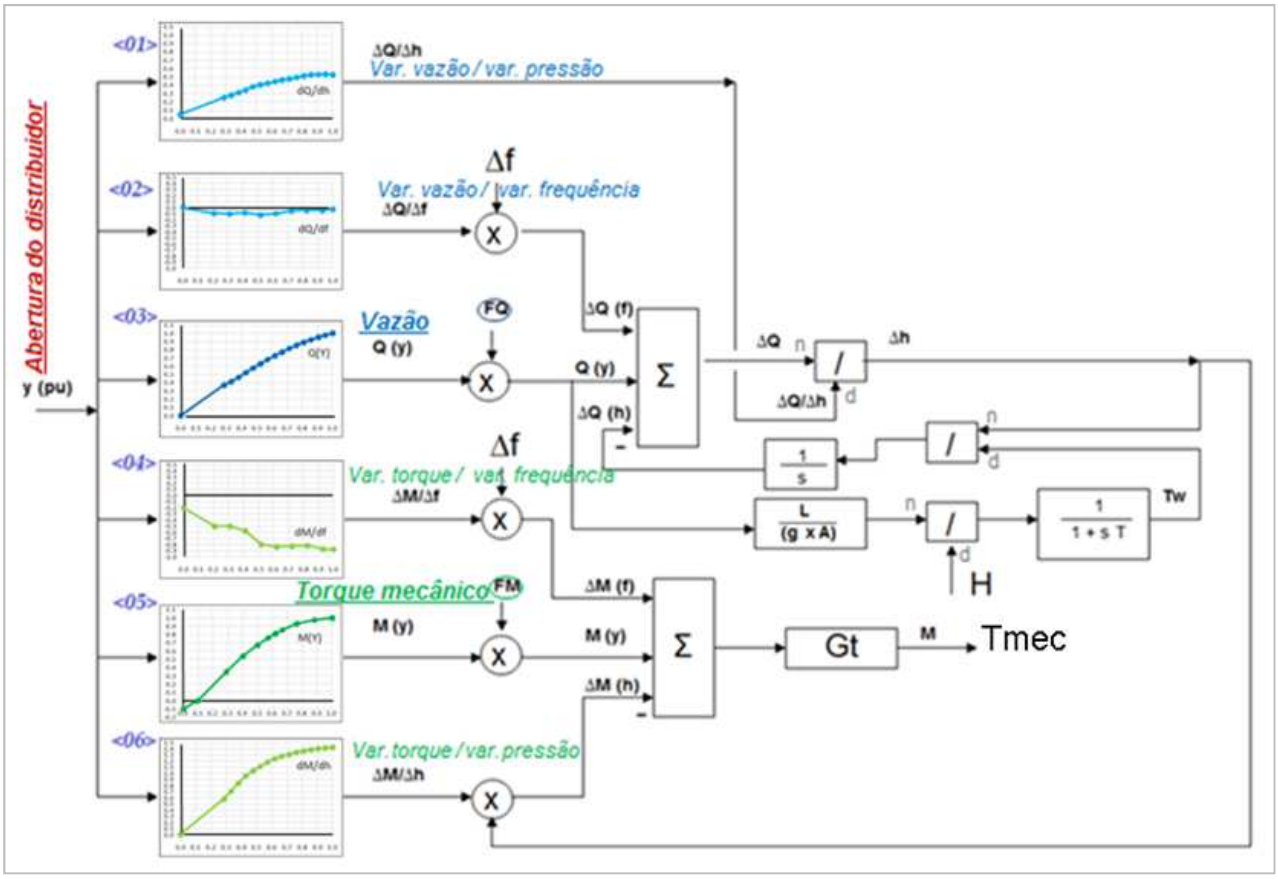


Figura 132 - Diagrama de blocos do modelo de turbina da UHE Furnas

A partir desse modelo de turbina apresentado na Figura 132, resta ao torque mecânico passar pela equação de oscilação para que se possa representar a dinâmica do grupo gerador para estudos de estabilidade eletromecânica. O apêndice D apresenta considerações sobre a inércia do grupo gerador e a equação de osilação (equação swing).

Com a finalidade de analisar o comportamento desse modelo proposto, e realizar a sua validação com as oscilografias dos ensaios reais de campo, são realizadas diversas simulações comparativas no capítulo 9, inclusive com o modelo típico de turbina.

CAPÍTULO 8 - DEMAIS COMPONENETES MODELADOS

8.1 - Rede Elétrica

Para este estudo de modelagem de turbina foi utilizada a rede elétrica completa brasileira modelada nos programas ANAREDE e ANATEM, utilizando-se o caso base de fevereiro de 2016, disponibilizado no sítio do ONS.

A partir deste caso base, em perfil de carga pesada, conectada à barra de 345 kV da UHE Furnas, foi criada uma barra de geração separada para a unidade geradora 6 (barra 6), ficando as outras seis unidades do caso agrupadas na forma de uma unidade equivalente (barra 16).

A Figura 133 apresenta a rede elétrica com caso de carga pesada, utilizado no programa ANAREDE, onde se observa em destaque a UG06 da UHE Furnas, que foi modelada separada das demais seis unidades equivalentadas.

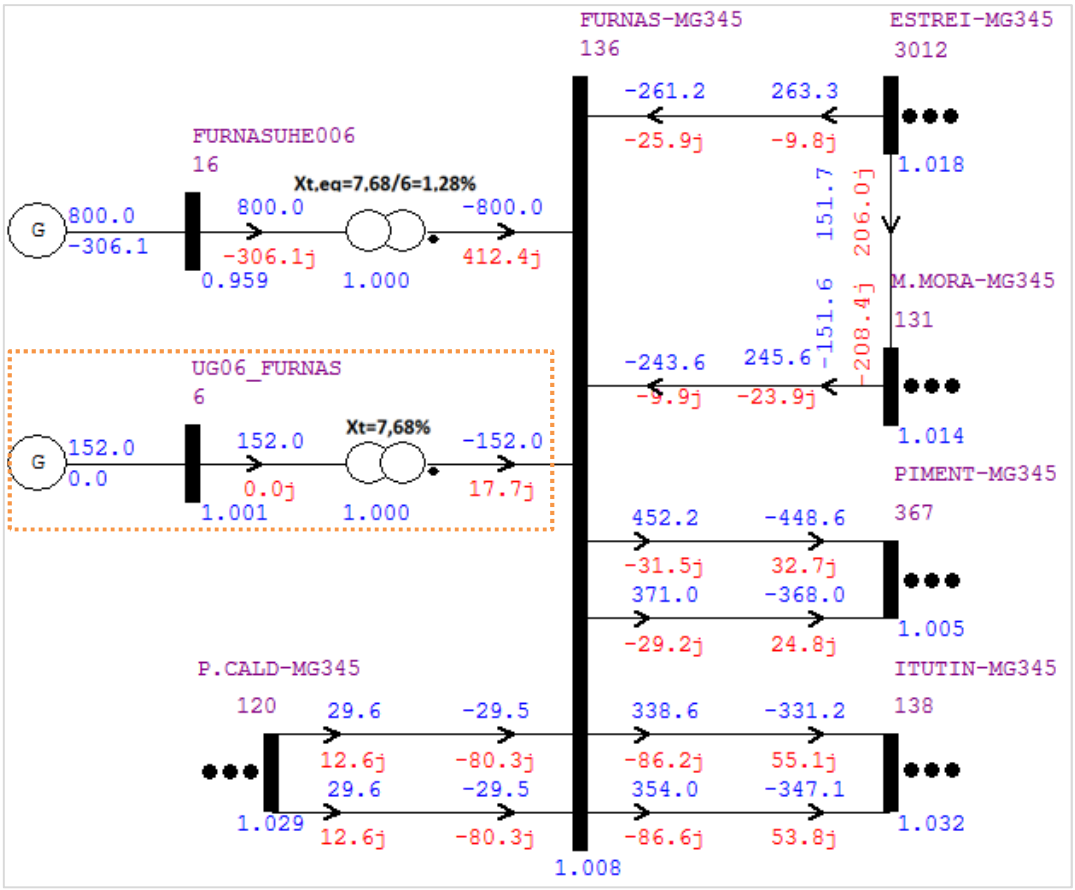


Figura 133 - Diagrama do programa ANAREDE com a topologia da UHE Furnas simulada

8.2 - Gerador Elétrico

Os diagramas de blocos a seguir referem-se ao modelo dinâmico do gerador de pólos salientes com um enrolamento de campo e dois enrolamentos amortecedores, sendo um no eixo direto e outro no eixo em quadratura. Utilizou-se tal modelo para a representação dos hidrogeradores da UHE Furnas.

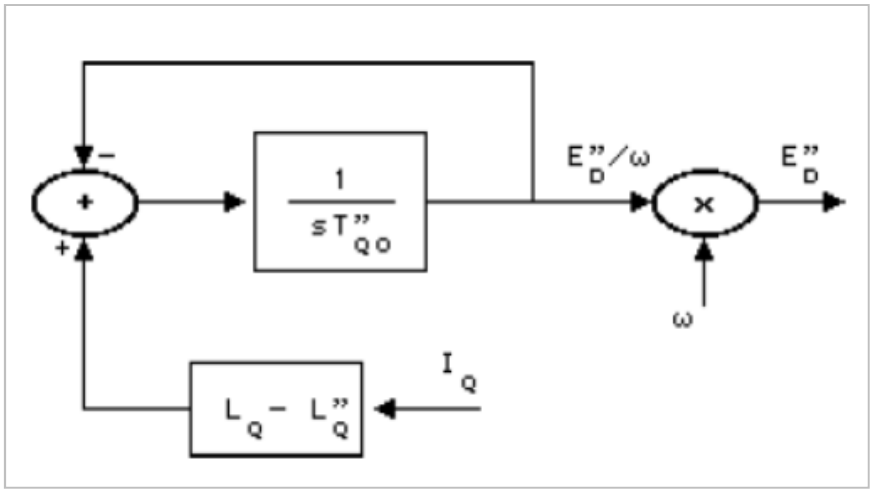


Figura 134 - Diagrama das equações do gerador síncrono de eixo quadratura (manual do ANATEM)

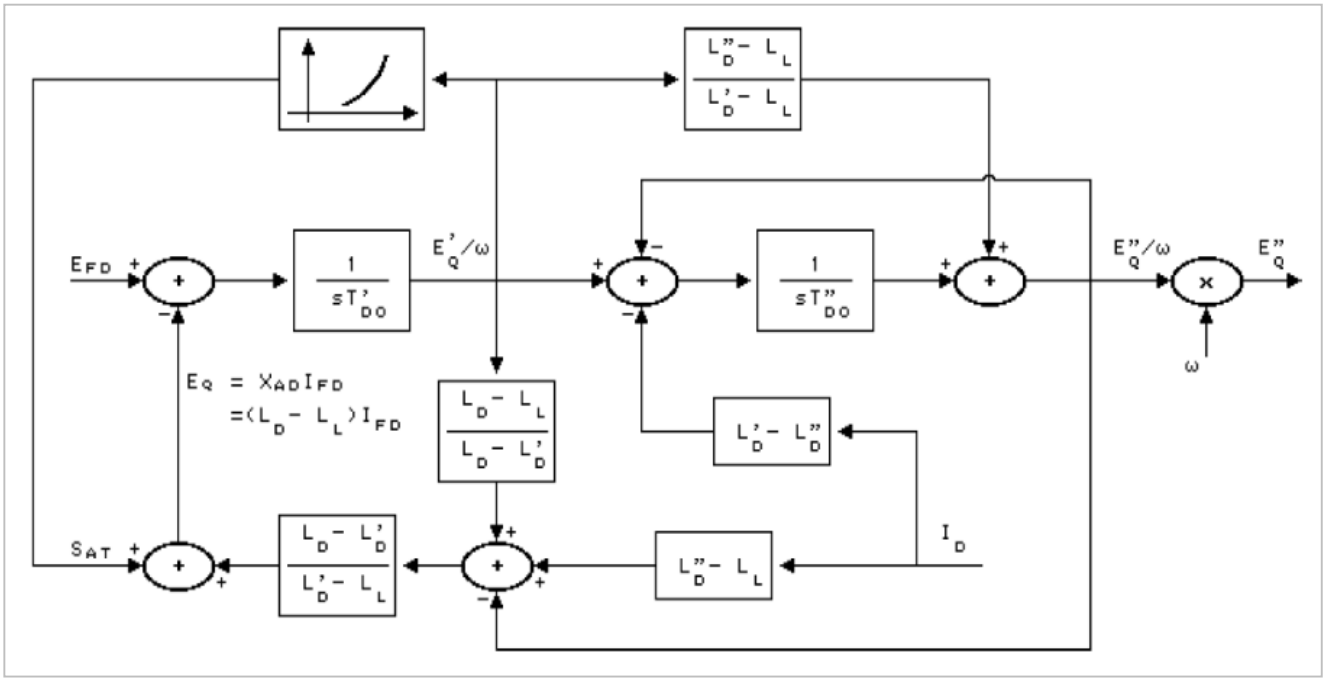


Figura 135 - Diagrama das equações do gerador síncrono de eixo direto (manual do ANATEM)

Onde são definidos os seguintes parâmetros de máquina:

L d = Indutância síncrona de eixo direto;
L q = Indutância síncrona de eixo em quadratura;
L'd = Indutância transitória de eixo direto;
L''d = Indutância subtransitória de eixo direto;
Ll = Indutância de dispersão da armadura;
T'do = Constante de tempo transitória de eixo direto em circuito aberto;
T'' do = Constante de tempo subtransitória de eixo direto em circuito aberto;
T''qo = Constante de tempo subtransitória de eixo em quadratura em circ. aberto;
Ra =Resistência do enrolamento de armadura;

E as seguintes variáveis:

Efd = Tensão de campo da máquina;
Eq = Tensão proporcional à corrente de campo da máquina;
E'd = Tensão transitória da máquina projetada no eixo direto;
E'q = Tensão transitória da máquina projetada no eixo quadratura;
E''d = Tensão subtransitória da máquina projetada no eixo direto;
E''q = Tensão subtransitória da máquina projetada no eixo quadratura;
|*E''*| = Módulo da tensão subtransitória da máquina;
Id = Corrente de armadura da máquina projetada no eixo direto;
Iq = Corrente de armadura da máquina projetada no eixo quadratura;
Ifd = Corrente de campo da máquina.

A Tabela 14 e a Tabela 15 apresentam um resumo dos principais dados do sistema de excitação e dos geradores síncronos utilizados nas simulações. Alguns valores de parâmetros dos geradores foram ajustados com base nos testes de comissionamento.

Tabela 14 - Dados gerais das unidades geradoras de 1 a 6

Unidades	1 a 6
Fabricante	SIEMENS
Tensão nominal	15,0 kV -10%/+ 5%
Potência aparente	160 MVA
Fator de potência	0,95
Corrente nominal	6158,4A
Corrente de campo nominal	987 ADC
Corrente de campo em vazio	652 ADC
Tensão de campo nominal	424 VDC
Tensão de campo em vazio	240 VDC
Corrente de teto	1580 ADC
Tensão de teto	1200,2 VDC
Rotação nominal	150 RPM
Frequência	60 Hz
Tipo da Excitatriz	Estática – RAT ABB UNITROL 5000

Tabela 15 - Dados básicos dos geradores (reatâncias não saturadas)

Unidades Geradoras 1 a 6	Modelo		Xd	Xq	X'd	X'q	X"d	Xl	T'do	T'qo	T"do
	No	Tipo	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(s)	(s)	(s)
		1	76,3	56,0	29,0	-	20,5	12,0	5,00	-	0,085
	T"qo	Ra	H	D	Sbase	Vbase	Curva de saturação				
	(s)	(%)	(s)		(MVA)	(kV)	No	Tipo	Ag		Bg
	0,2854	---	5,00	---	160,0	15,0		2	0,0177		7,6795

8.3 - Regulador Automático de Tensão (RAT)

Durante o processo de modernização foram substituídos todos os sistemas de excitação rotativos das unidades geradoras da UHE Furnas por modernos sistemas de excitação tiristorizados, do tipo autoexcitado, através de extração da própria energia terminal do gerador via transformador de excitação. Cada ponte de tiristores é comandada por um regulador digital Unitrol 5000, de fabricação da ABB. As funções de transferência no domínio de Laplace são mostradas na Figura 136 e na Figura 137, e os parâmetros ajustados na malha principal e nos limitadores dinâmicos durante os testes de comissionamento são apresentados desde a Tabela 16 até a Tabela 20.

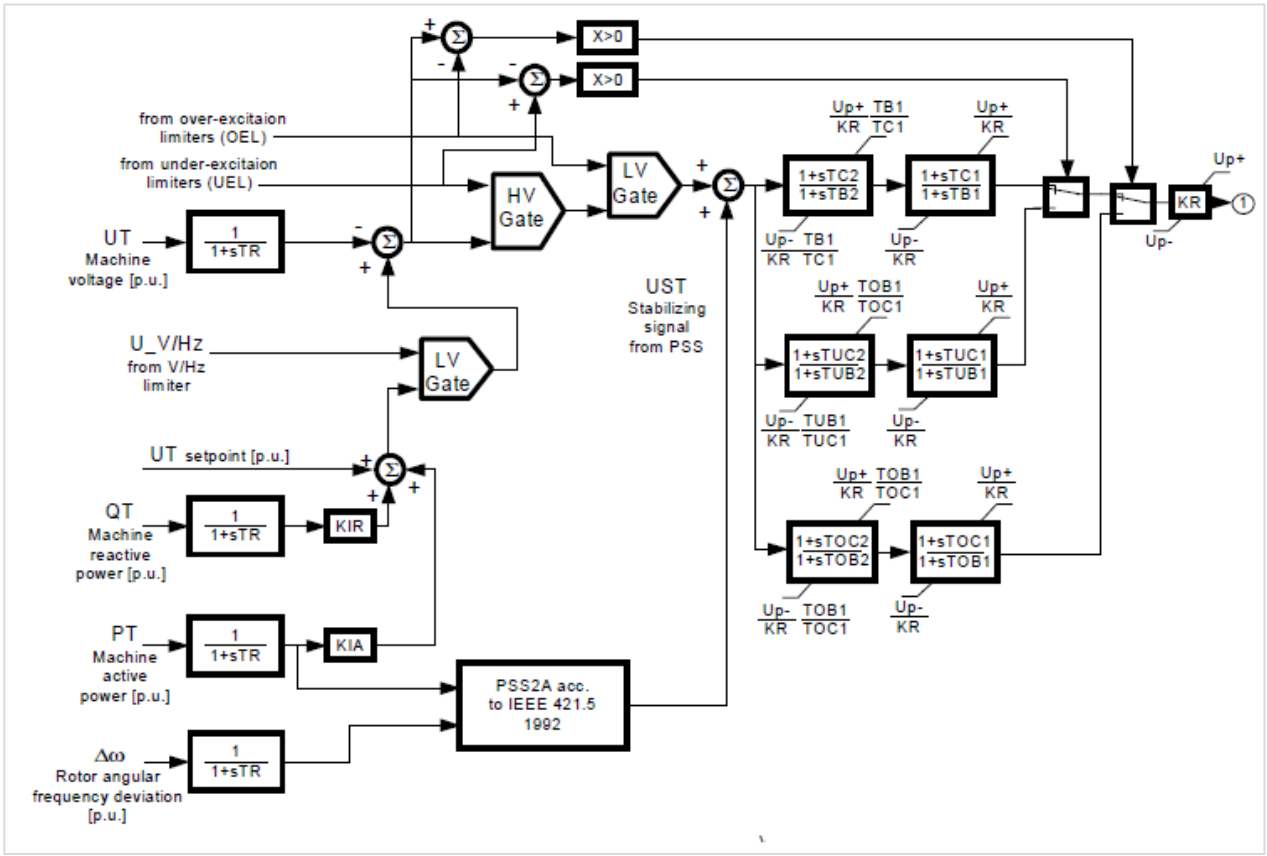


Figura 136 - Diagrama de blocos do RAT (UNITROL 5000, ABB)

Tabela 16 - Parâmetros do RAT

Parâmetro		FAIXA	Valor Final
TR	Constante de tempo do filtro medição (s)	0,002 a 0,02	0,002
TC1	Constante de tempo do filtro LEAD-LAG (s)	0 a 100	5,0
TB1	Constante de tempo do filtro LEAD-LAG (s)	0 a 100	40,0
TC2	Constante de tempo do filtro LEAD-LAG (s)	0 a 100	0,1
TB2	Constante de tempo do filtro LEAD-LAG (s)	0 a 100	0,05
TUC1	Constante de tempo do filtro LEAD-LAG (s) – Limitador de subexcitação	0 a 100	1,0
TUB1	Constante de tempo do filtro LEAD-LAG (s) – Limitador de subexcitação	0 a 100	30,0
TUC2	Constante de tempo do filtro LEAD-LAG (s) – Limitador de subexcitação	0 a 100	0,1
TUB2	Constante de tempo do filtro LEAD-LAG (s) – Limitador de subexcitação	0 a 100	0,05
TOC1	Constante de tempo do filtro LEAD-LAG (s) – Limitador de sobre-excitação	0 a 100	1,0
TOB1	Constante de tempo do filtro LEAD-LAG (s) – Limitador de sobre-excitação	0 a 100	30,0
TOC2	Constante de tempo do filtro LEAD-LAG (s) – Limitador de sobre-excitação	0 a 100	0,1
TOB2	Constante de tempo do filtro LEAD-LAG (s) – Limitador de sobre-excitação	0 a 100	0,05
KIR	Ganho da compensação de corrente reativa (pu/pu)	-1,0 a 1,0	0,0
KR	Ganho proporcional do RAT (pu/pu)	10 a 1000	800,0
Up+	Limite máximo do RAT (pu)	3,0 a 10,0	4,2
Up-	Limite mínimo do RAT (pu)	-10,0 a 0,0	-3,5

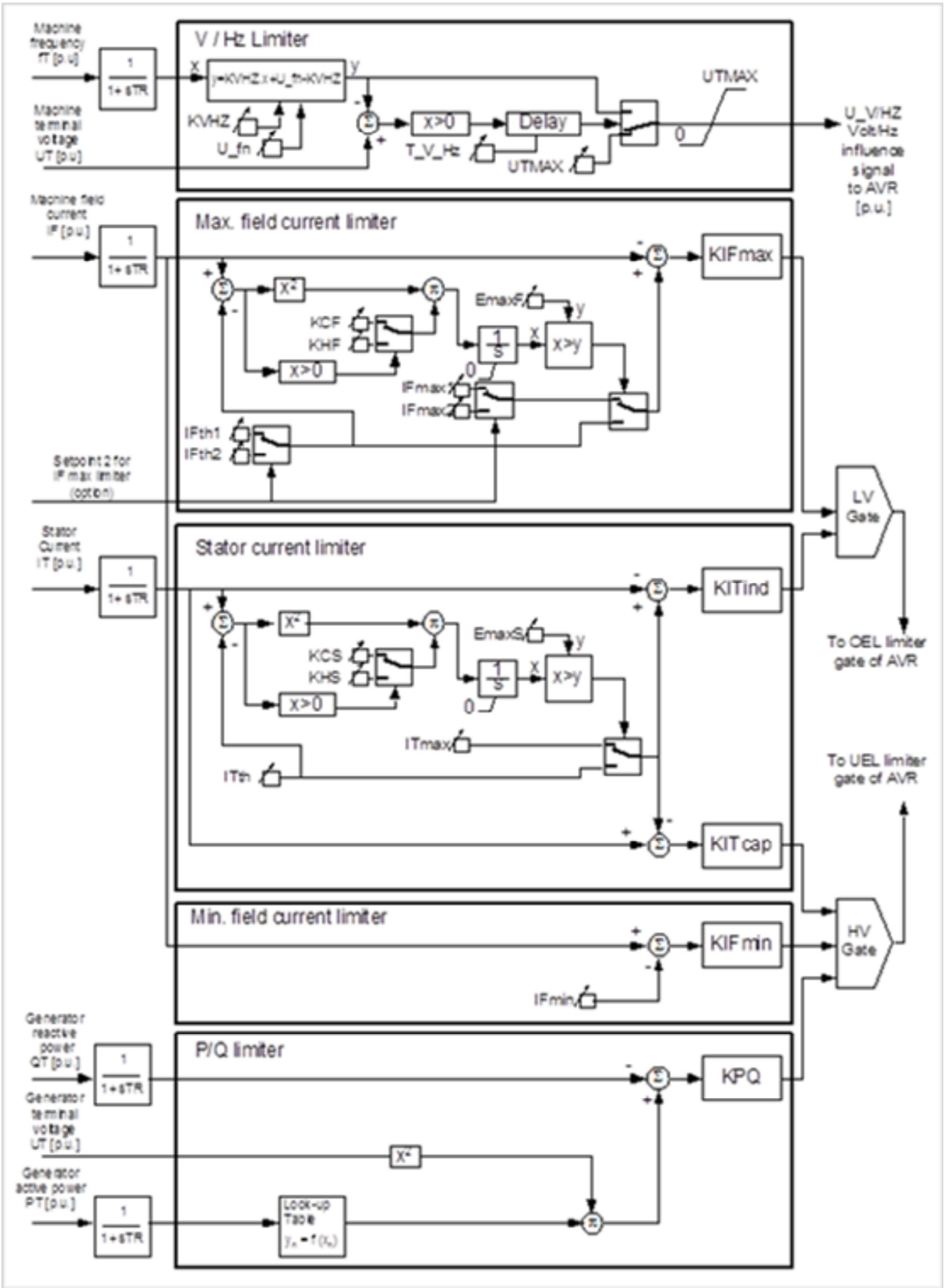


Figura 137 - Diagramas de blocos dos Limitadores (UNITROL 5000, ABB)

Tabela 17 - Parâmetros do Limitador de Corrente de Campo

Parâmetro		FAIXA	Valor Final
I_{fd}	Corrente de campo (pu)		ifn = 2,24 pu
I_{fth}	Corrente de referência térmica (pu)	1,0 a 1,05 · ifn	**1,05**·2,24=2,352
KCF	Constante de resfriamento =(KHF·Taquec/Tresfr)	Tresfr = 100s	1,818
KHF	Constante de aquecimento =(EmaxF/(IFmax-Ifth))/Taquec	Taquec =10 s	18,18
E_{maxF}	Máxima energia térmica no campo		100,0
I_{Fmax}	Corrente de referência instantânea (pu)	1,4 a 1,6 · ifn	**1,6**·2,24=3,584
KIFmx	Redução de ganho do Limitador IFmax	0 a 1	0,3

Tabela 18 - Parâmetros do Limitador de Subexcitação – P/Q

Parâmetro		FAIXA	Valor Final
Q1 (P=0)		0,0 a -1,0	-0,95
Q2 (P=0,25)		0,0 a -1,0	-0,87
Q3 (P=0,50)		0,0a -1,0	-0,80
Q4 (P=0,75)		0,0 a -1,0	-0,65
Q5 (P=1,0)		0,0 a – 1,0	-0,20
KPQ	Redução de ganho do Limidador PQ	0 a 1	0,3

Tabela 19 - Parâmetros do Limitador de Corrente Estatórica

Parâmetro		FAIXA	Valor Final
IG	Corrente estatórica medida (pu)		IGn=1,0
IT_{th}	Corrente de referência térmica (pu)	1,0 a 1,05 · IGn	1,05
KCS	Constante de resfriamento =(KHF·Taquec/Tresfr)	Tresfr = 100s	1,818
KHS	Constante de aquecimento =(EmaxF/(IFmax-Ifth))/Taquec	Taquec =10 s	18,18
E_{maxS}	Máxima energia térmica no campo		100,0
IT_{max}	Corrente de referência instantânea (pu)	1,4 a 1,6 · IGn	1,60
KInd	Redução de ganho do Limitador IS indutivo	0 a 1	0,1
Kcap	Redução de ganho do Limitador IS capacitivo	0 a 1	0,2

Tabela 20 - Parâmetros do Limitador Volt/Hertz

Parâmetro		FAIXA	Valor Final
KVHZ	Slope do limitador VHZ	1,1 a 1,2	1,1
UTmax	Máxima tensão do gerador	1,05 a 1,1	1,1

8.4 - Sinal Adicional Estabilizador (PSS IEEE 2A)

A Figura 138 mostra o diagrama de blocos da malha de controle conhecida pelo nome Sinal Adicional Estabilizante (SAE), ou na forma da língua inglesa PSS (Power System

Stabilizer). Esta malha de controle é fornecida dentro do software do regulador Unitrol 5000 e atende ao padrão PSS IEEE 2A, do tipo integral de potência acelerante. Os parâmetros ajustados em campo estão na Tabela 21.

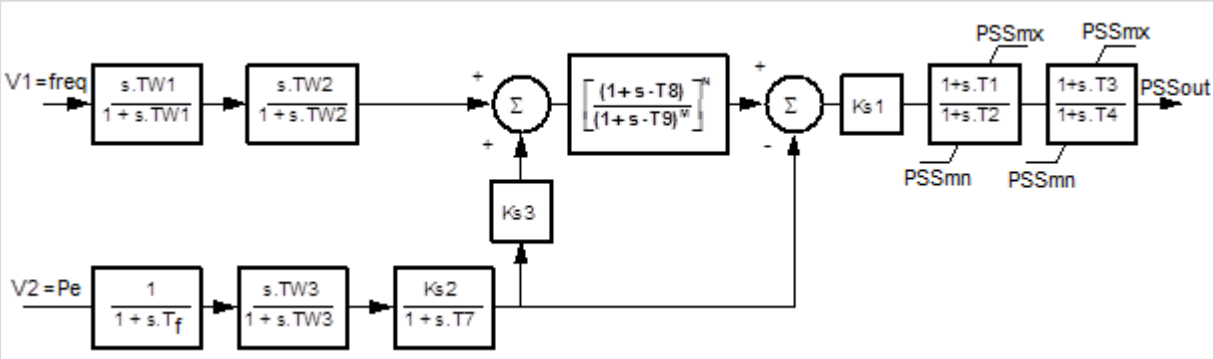


Figura 138 - Diagrama de blocos do PSS2A (UNITROL 5000, ABB)

Tabela 21 - Parâmetros do PSS

	Parâmetro	FAIXA	Valor Final
V1	Sinal de entrada frequência (pu)	-	-
V2	Sinal de entrada de potência elétrica (pu)	-	-
Tw1	Constante de tempo de filtro washout (s)	0 a 10	2
Tw2	Constante de tempo de filtro washout (s)	0 a 10	2
Tw3	Constante de tempo de filtro washout (s)	0 a 10	2
Tf	Constante de tempo de filtro passa baixa 1ª ord.(s)	0 a 10	0,02
Ks2	Fator para ajuste de fase da Pot. Acel. (pu/pu)	0 a 10	0,27
T7	Constante de tempo do filtro do canal de potência (s)	0 a 10	2
Ks3	Fator de ponderação (pu/pu)	0 a 1	1
N	Ordem do numerador do filtro rastreador de rampa	1 a 5	1
M	Ordem do denominador do filtro rastreador de rampa	1 a 5	5
T8	Constante de tempo do filtro rastreador de rampa (s)	0 a 10	0
T9	Constante de tempo do filtro rastreador de rampa (s)	0 a 10	0,10
Ks1	Ganho do PSS (pu/pu)	0 a 50	4
T_1	Constante de tempo de avanço de fase (s)	0,0 a 2,0	0,16
T_2	Constante de tempo de atraso de fase (s)	0,0 a 2,0	0,05
T_3	Constante de tempo de avanço de fase (s)	0,0 a 2,0	0,20
T_4	Constante de tempo de atraso de fase (s)	0,0 a 2,0	0,07
PSSmx	Limite superior da saída do PSS (pu)	0 a 0,2	0,1
PSSmn	Limite inferior da saída do PSS (pu)	0 a 0,2	-0,1
$P_{mín}$	Potência abaixo da qual o PSS é desligado (pu)	0 a 1,0	0,5
$V_{máx}$	Tensão acima da qual o PSS é desligado (pu)	1,1 a 1,2	1,1
$V_{mín}$	Tensão abaixo da qual o PSS é desligado (pu)	0,0 a 0,6	0,5
PSS_{out}	Sinal de saída do PSS (pu)	-	-

8.5 - Regulador Automático de Velocidade (RAV)

Durante a modernização foram adquiridos reguladores de velocidade digitais NEYRPIC 1500, da ALSTOM, cujos diagramas são mostrados desde a Figura 139 até a Figura 141, e os parâmetros ajustados durante os testes de comissionamento são apresentados desde a Tabela 22 até a Tabela 24.

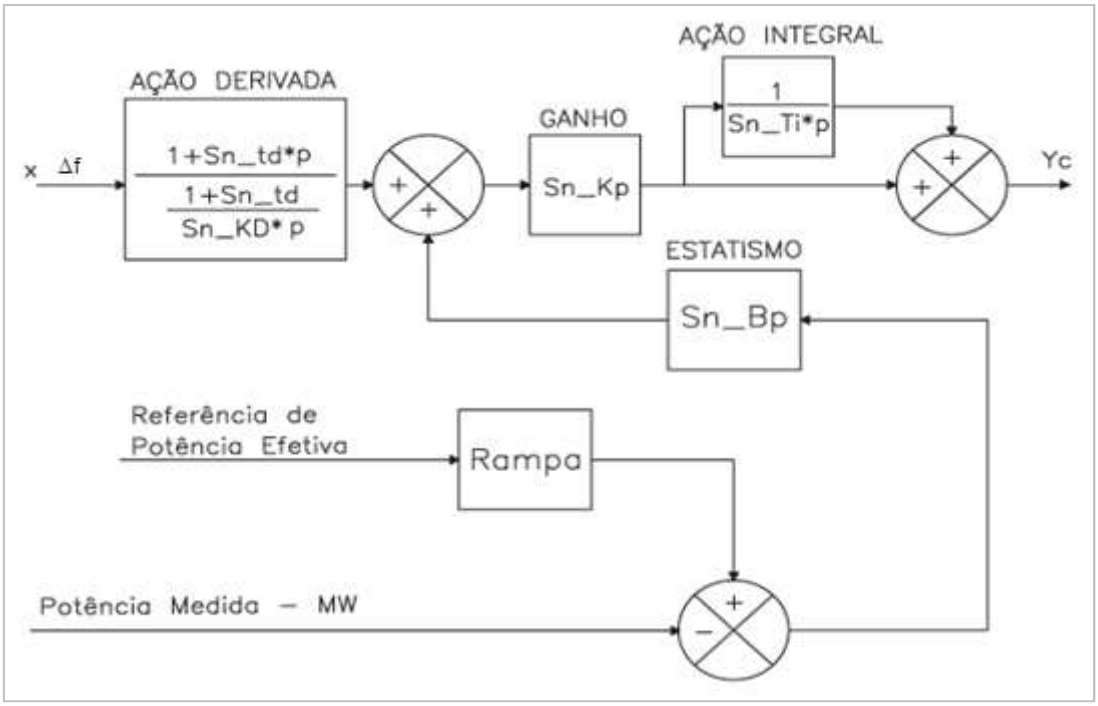


Figura 139 - Controle com realimentação de frequênica e potência ativa-Rede Completa (NEYRPIC 1500)

Tabela 22 - Parâmetros ajustados para o Modo Rede Completa do Regulador de Velocidade

	Parâmetro	FAIXA	Valor Final
S1_Kp	Ganho do proporcional do RV(pu/pu)	0,1 a 10,0	5,5
S1_Ti	Constante de tempo integral do RV (s)	0,001 a 50,0	4,0
S1_Td	Constante de tempo do filtro acelerométrico (s)	0,001 a 10,0	0,10
S1_Kd	Fator do filtro acelerométrico	1 a 50,0	10,0
S1_Bp	Estatismo permanente (pu/pu)	0 a 1	0,05
S1_TCF	Tempo da rampa de carga de 0 a 100% (s)	10 a 180	60

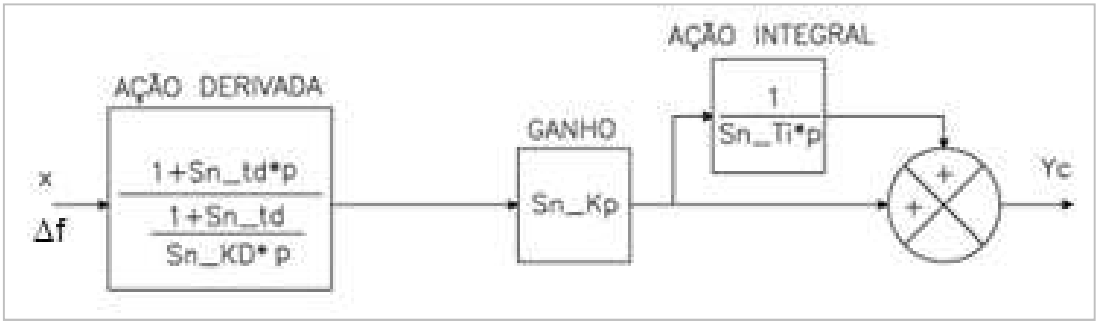


Figura 140 - Controle com realimentação de frequência-Vazio (NEYRPIC 1500)

Tabela 23 - Parâmetros ajustados para o Modo Vazio do Regulador de Velocidade

	Parâmetro	FAIXA	Valor Final
S2_Kp	Ganho do proporcional do RV(pu/pu)	1 a 10	1,3
S2_Ti	Constante de tempo integral do RV (s)	0,001 a 50	25
S2_Td	Constante de tempo do filtro acelerométrico (s)	0,001 a 10	0,222
S2_Kd	Fator do filtro acelerométrico	1 a 50	10
p	Operador de Laplace		

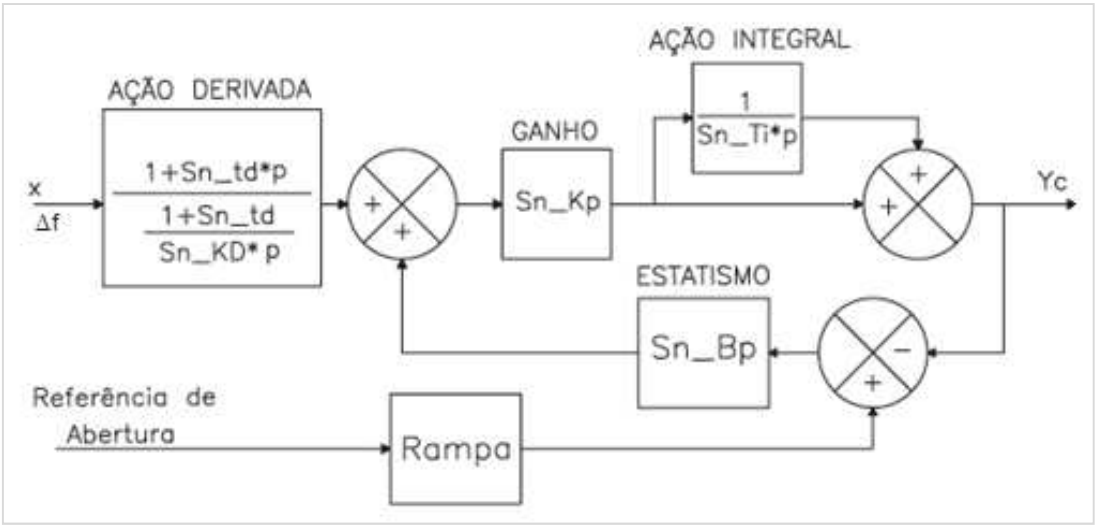


Figura 141 - Controle com realimentação de frequência e abertura-Rede Isolada (NEYRPIC 1500)

Tabela 24 - Parâmetros ajustados para o Modo Rede Isolada do Regulador de Velocidade

	Parâmetro	FAIXA	Valor Final
S3_Kp	Ganho do proporcional do RV(pu/pu)	0,1 a 10,0	8,0
S3_Ti	Constante de tempo integral do RV (s)	0,001 a 50,0	4,0
S3_Td	Constante de tempo do filtro acelerométrico (s)	0,001 a 10,0	0,20
S3_Kd	Fator do filtro acelerométrico	1 a 50,0	10,0
S3_Bp	Estatismo permanente (pu/pu)	0 a 1	0,05
S3_TCF	Tempo da rampa de carga de 0 a 100% (s)	10 a 180	60

CAPÍTULO 9 - SIMULAÇÕES COMPUTACIONAIS

A partir do modelo de turbina Francis desenvolvido para a UHE Furnas, conforme já abordado no item 7.4.6, realizaram-se simulações com objetivo de validar os ensaios de campo da modernização da UG06, assim como compará-los com as simulações do modelo tradicional de turbina Francis abordado no item 7.3.

Para as simulações são consideradas as seguintes combinações de modelos:

- Modelo típico de RV + modelo típico de turbina (dados originais);
- Modelo típico de RV + modelo típico de turbina (queda bruta corrigida);
- Modelo novo de RV (modernização) + modelo novo de turbina (de seis curvas características, proposto por essa dissertação);
- Modelo novo de RV (modernização) + modelo típico de turbina (dados originais);

Inclui-se essa última combinação de modelos para confirmar que o novo modelo de turbina Francis de seis curvas características é o responsável pela melhor validação dos ensaios de campo (curve fitting), e não o modelo dinâmico do novo regulador de velocidade (R.V.) instalado.

O modelo de regulador de velocidade denominado como *típico,* equivale aos reguladores mecânico-hidráulicos pertencentes ao modelo HYGOV-PTI, sendo o mais difundido na base de dados do ONS no programa ANATEM.

Já o modelo de regulador de velocidade denominado como *novo*, refere-se ao digital NEYRPIC 1500, fornecido na ocasião pela ALSTOM (atual GE), durante a modernização da usina de Furnas, e apresentado no item 8.5.

Objetivando a validação do novo modelo proposto de turbina, para as mesmas condições de queda bruta verificada nos ensaios reais, foram realizadas simulações de rejeições de carga (100%, 75% e 25% de 152MW) e degrau de potência (-5%), com as várias combinações de

modelos, tanto de turbina, quanto de RV.Também foram realizadas algumas simulações adicionais de sensibilidade em relação à altura de queda bruta do reservatório, apresentadas no item 9.6, e caso de bloqueio de elo CCAT no item 9.7.

9.1 - Ensaio de rejeição de carga

Rejeição de carga é um ensaio realizado para avaliar a capacidade do grupo gerador de retornar à velocidade nominal e de avaliar o aumento de pressão dentro do conduto forçado e na admissão da turbina.

Este ensaio é geralmente feito com a unidade conectada à rede com uma potência específica, e então se abre o disjuntor principal, fazendo com que o regulador de velocidade da unidade passe do modo *potência* para o modo *vazio*.

Costuma-se realizar as rejeições em mais de um patamar de geração para a aceitabilidade da unidade. Alguns parâmetros são observados e aquisitados, tais como: pressão na caixa espiral, rotação, abertura do distribuidor e pressão no tubo de sucção.

O tempo de resposta do servomotor é usado na aceitação, visto que, está diretamente ligado ao pico de pressão gerado pelo fechamento. Se necessário, ajustes no amortecimento são realizados.

Foram realizadas simulações (curvas em vermelho) de rejeições de carga nos patamares de 100%, 75% e 25% de 152 MW de geração, para validar as oscilografias (curvas em azul) registradas durante os testes de comissionamento da modernização da UG06 da UHE Furnas.

Desde a Figura 142 até a Figura 147 são apresentadas as comparações entre os registros oscilográficos e as simulações, sendo apresentadas as aberturas das palhetas diretrizes e a frequência de disparo das unidades geradoras após as rejeições.

As curvas tracejadas em preto e em verde referem-se às simulações do modelo típico HYGOV-PTI, considerando tanto a queda bruta padrão de 1 pu, quanto a queda bruta verificada no momento de cada ensaio, respectivamente.

9.1.1 - Rejeição de 100% de carga, com queda bruta de 85,2 m

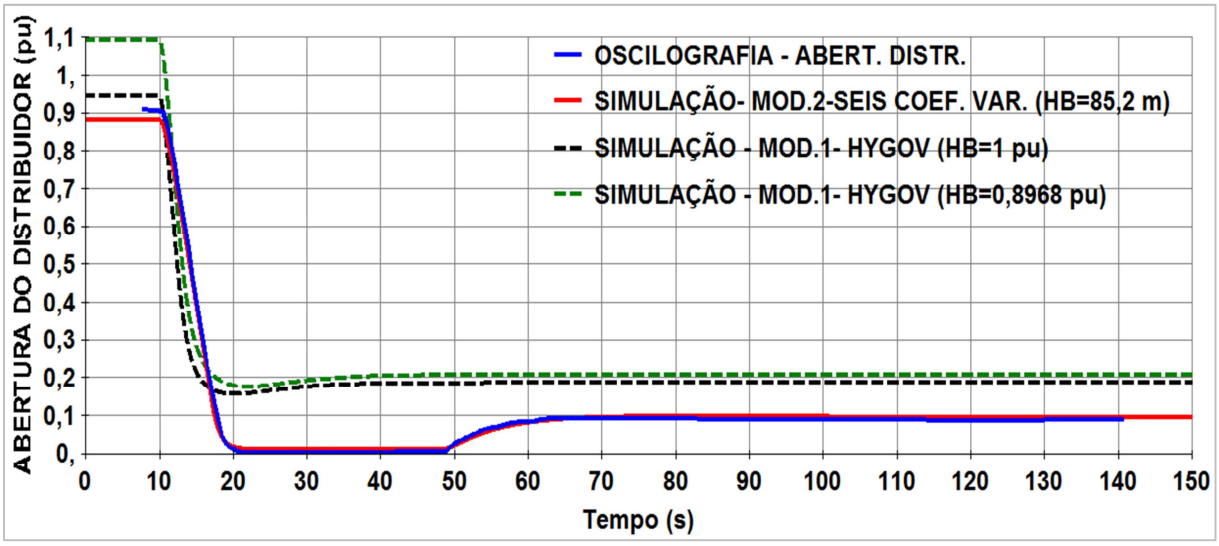


Figura 142 - Rejeição com 100% de carga - variação da abertura do distribuidor [pu]

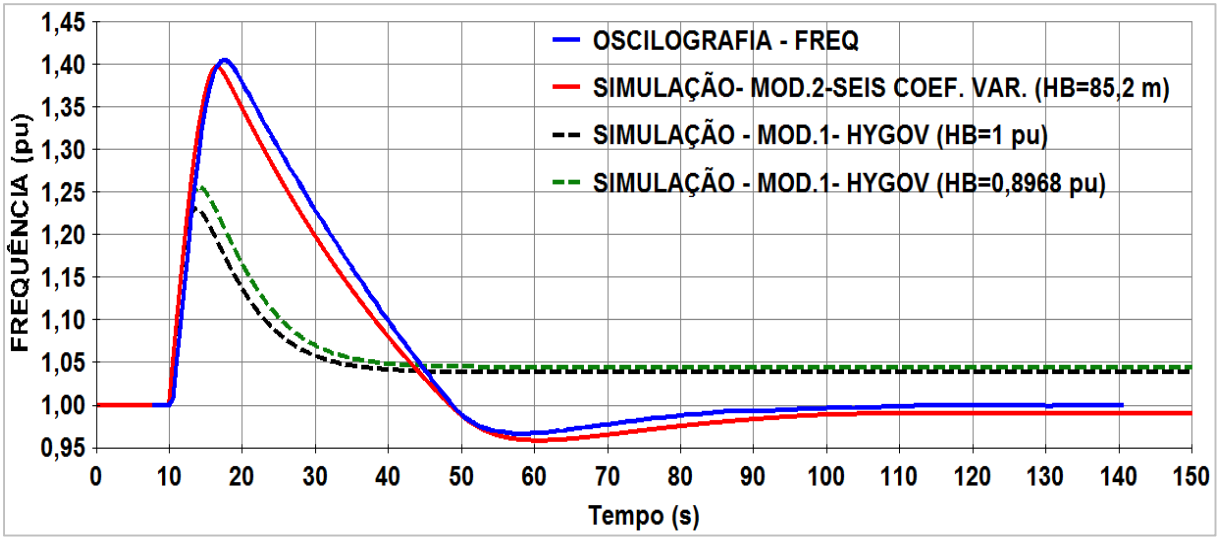


Figura 143 - Rejeição com 100% de carga - variação da frequência [pu]

9.1.2 - Rejeição de 75% de carga, com queda bruta de 80,5 m

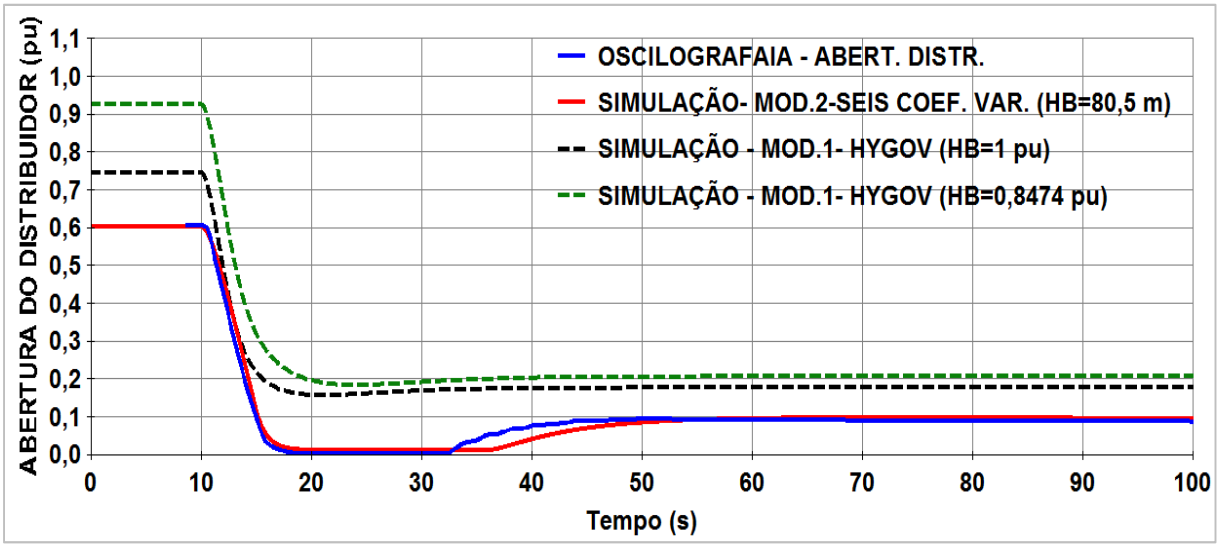


Figura 144 - Rejeição com 75% de carga - variação da abertura do distribuidor [pu]

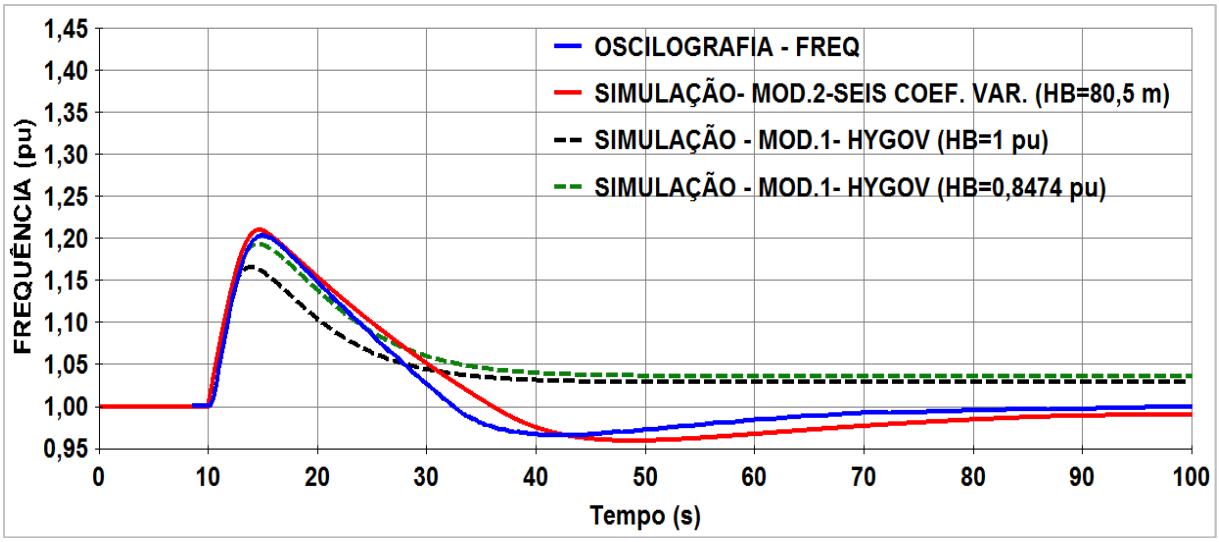


Figura 145 - Rejeição com 75% de carga - variação da frequência [pu]

9.1.3 - Rejeição de 25% de carga, com queda bruta de 79 m

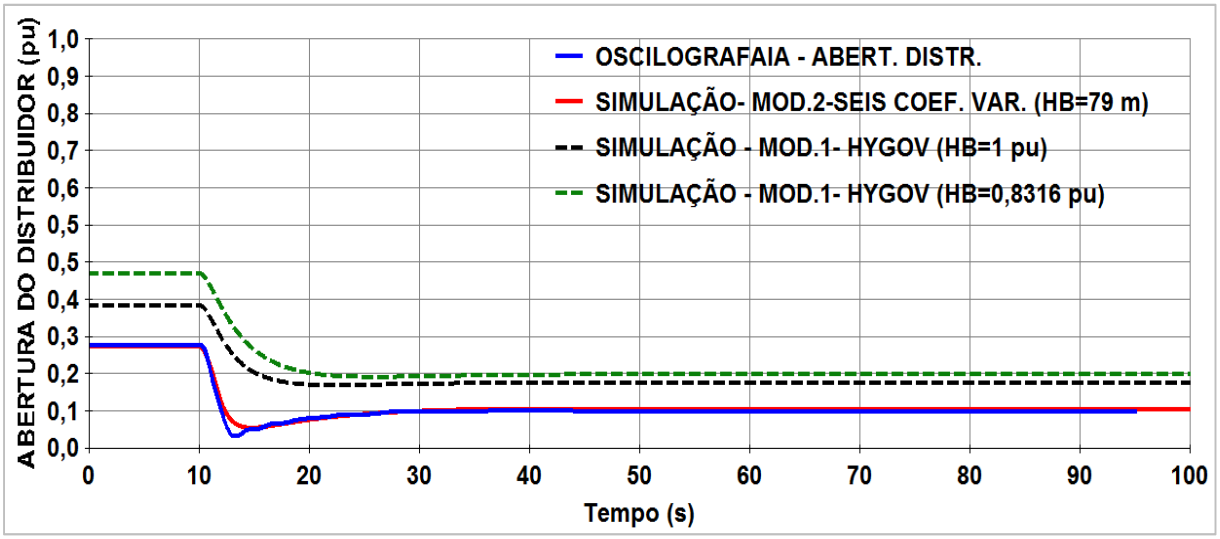


Figura 146 - Rejeição com 25% de carga - variação da abertura do distribuidor [pu]

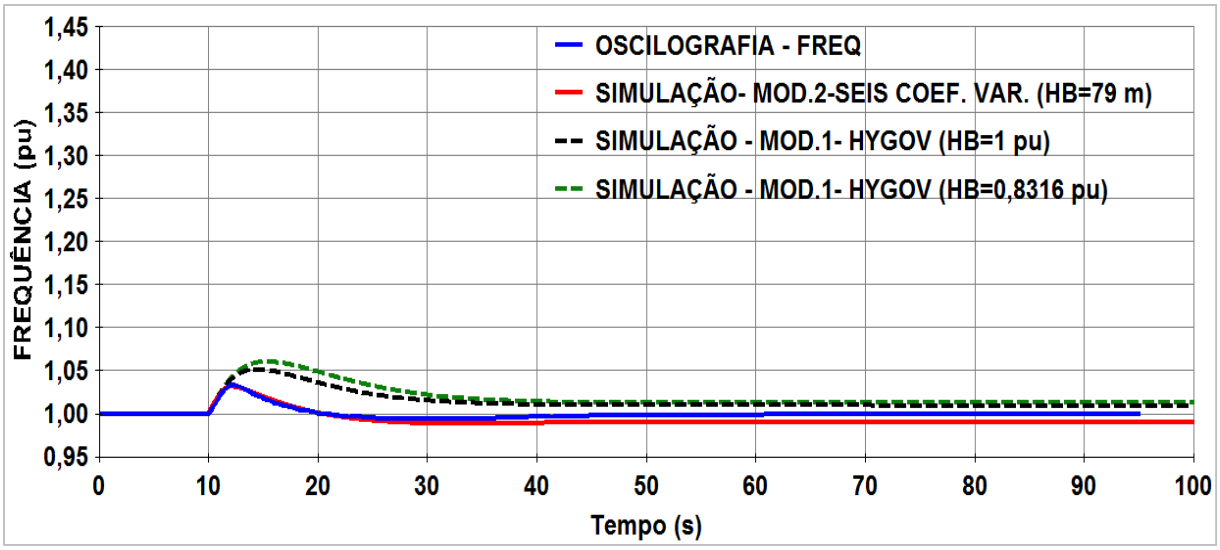


Figura 147 - Rejeição com 25% de carga - variação da frequência [pu]

Verifica-se nas simulações de rejeições de carga que a nova proposta de modelagem de turbina Francis baseada em dados de ensaio de modelo reduzido apresenta melhor validação com os ensaios de campo do que o modelo tradicional utilizado até então.

9.2 - Ensaio de degrau de -5% de potência

Nesse ensaio aplica-se um degrau de -5% (-8 MW) na referência de potência do regulador de velocidade, com a máquina sincronizada ao SIN em controle de potência/frequência. A Figura 148 e Figura 149 apresentam comparação dos resultados das simulações (curvas em vermelho) com o que foi oscilografado na UG06 (curvas em azul), em uma queda bruta de 77,5 m. As curvas tracejadas em preto e em verde referem-se às simulações tradicionais do modelo HYGOV-PTI, com queda bruta nominal (1 pu) e com queda bruta verificada no dia do ensaio (0,8158 pu), respectivamente.

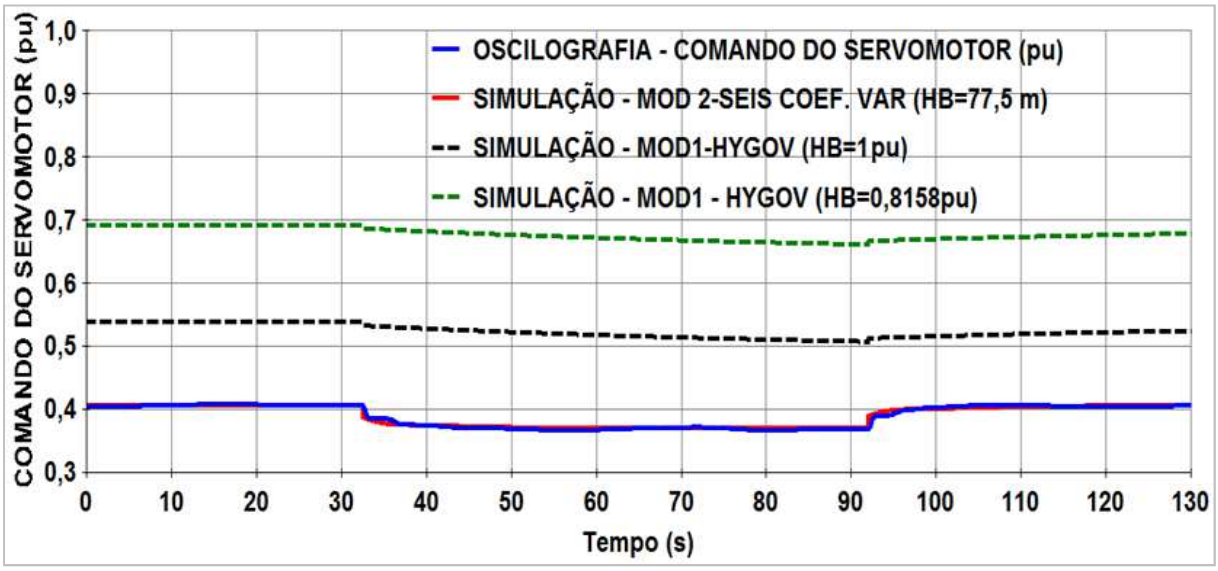


Figura 148 - Degrau de -5% - Variação do comando do servomotor do distribuidor [pu]

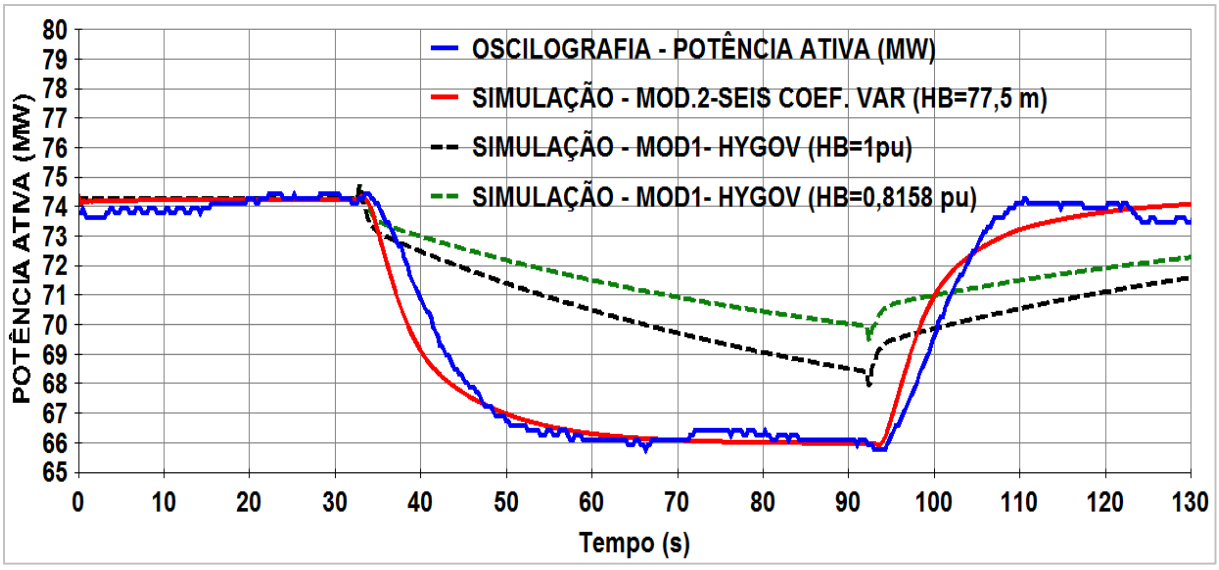


Figura 149 - Degrau de -5% - Variação da Potência da UG06 [MW]

No ensaio de degrau de potência a nova modelagem também apresentou melhor desempenho de validação.

9.3 - Considerações sobre a modelagem da inércia da água (Tw)

No modelo não linear de turbina defendido nessa dissertação (modelo de seis curvas) utilizou-se a abordagem de uma característica dinâmica da inércia da água no circuito hidráulico, variando com a vazão turbinada e a queda bruta. A Figura 150 apresenta uma ampliação da Figura 132, destacando o cálculo dinâmico da inércia da água (Tw).

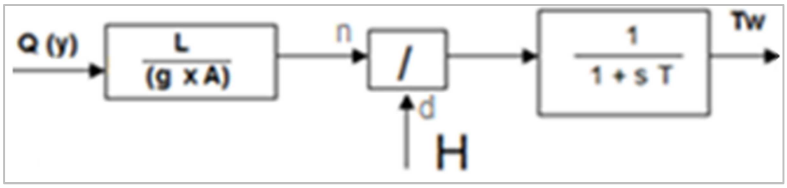


Figura 150 - Característica da inércia da água modelada de forma dinâmica

Para fins da modelagem matemática no programa ANATEM inicialmente foi considerada a relação dimensional do circuito hidráulico dividida pela aceleração de gravidade ($\frac{\sum(L/A)}{g}$) igual a 0,811 s^2/m^2, o que equivale a uma constante de inércia (Tw) de 2,01 segundos, calculada para vazão e queda nominais (235,3 m^3/s e 95 m), conforme abordado no capítulo 6.

Contudo, após diversas tentativas de ajustes para as simulações tornarem-se válidas com as oscilografias de campo, o valor que obteve um melhor ajuste (*curve-fitting*) foi o da relação 0,530 s^2/m^2, equivalente a uma constante de tempo de inércia de 1,49 s.

A Figura 151 e Figura 152 apresentam a comparação das respostas da abertura do distribuidor e frequência para os dois valores das relações dimensionais citados anteriormente.

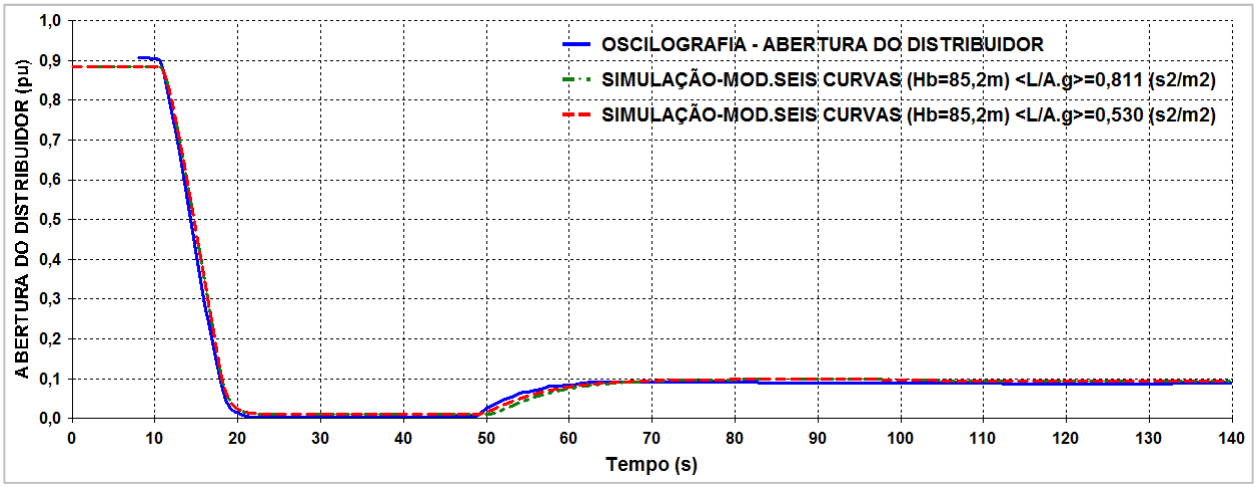


Figura 151 - Análise da influência do valor do Tw dinâmico - Rejeição de 100% - Abertura do Distribuidor [pu]

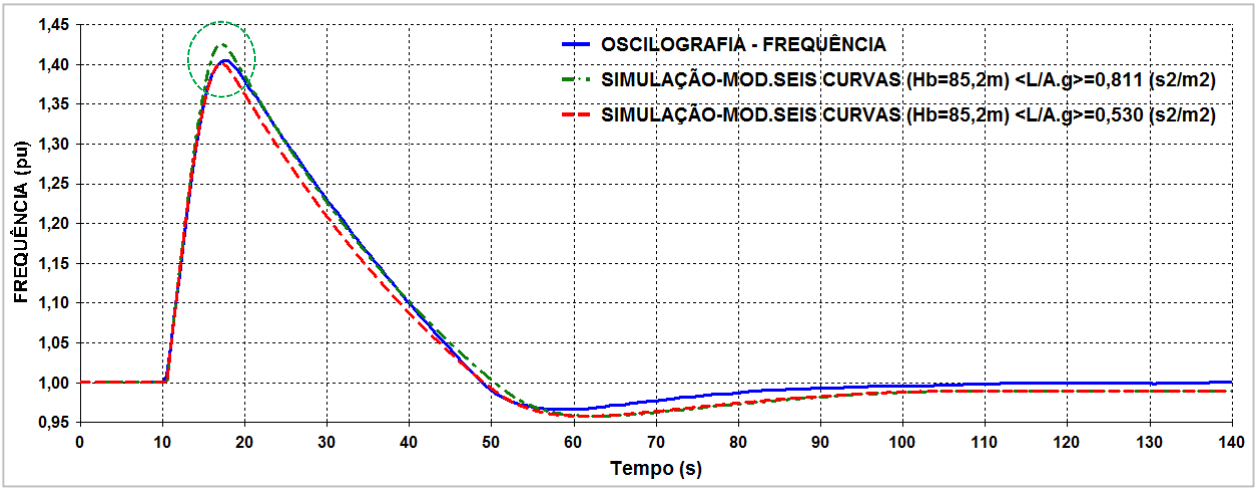


Figura 152 - Análise da influência do valor do Tw dinâmico - Rejeição de 100% - Frequência [pu]

Devido a esse melhor desempenho, assumiu-se esse último valor ($\frac{\sum(L/A)}{g}$=0,53) como oficial para o modelo de simulação, sendo inclusive esse o valor base das demais simulações do capítulo 9.

Como a diferença não é muito exagerada nada impediria de se utilizar o valor teórico, pois a sobrefrequência seria ligeiramente maior, logo mais pessimista.

Essas pequenas diferenças podem ser explicadas por filtragem internas feitas nos módulos transdutores que geram o sinal de frequência a partir das senoides de tensão ou corrente elétrica, filtragens dos próprios oscilógrafos, ou até diferenças entre os dados dimensionais do circuito hidráulico de projeto (utilizados no capítulo 6) e o que efetivamente construído e existente no dia do ensaio.

Uma vez que a própria vazão não varia instantaneamente, logo o valor dinâmico do Tw também não, definiu-se empiricamente um filtro de primeira ordem de 10 milissegundos para representar essa transição e compor o diagrama de blocos, conforme observado na Figura 150.

9.4 - Comparações de modelos utilizando o mesmo regulador de velocidade

Visando eliminar a hipótese de que a melhor validação com os ensaios de campo na UHE Furnas seja consequência do novo modelo de regulador de velocidade, e não do modelo da turbina, realizaram-se simulações adicionais onde são comparados os seguintes casos:

- Modelo novo de RV (modernização) + modelo novo de turbina (de seis curvas características, proposto por essa dissertação);

- Modelo novo de RV (modernização) + modelo clássico de turbina (dados originais);

A Figura 153 apresenta a comparação da abertura do distribuidor desses dois casos de simulação (curva em vermelho com o modelo novo de turbina, em verde com o modelo tradicional HYGOV), ambos em relação à oscilografia de ensaio de campo (curva em azul).

Já a Figura 154 compara a frequência de disparo da unidade seguindo a mesma métrica de cores na legenda.

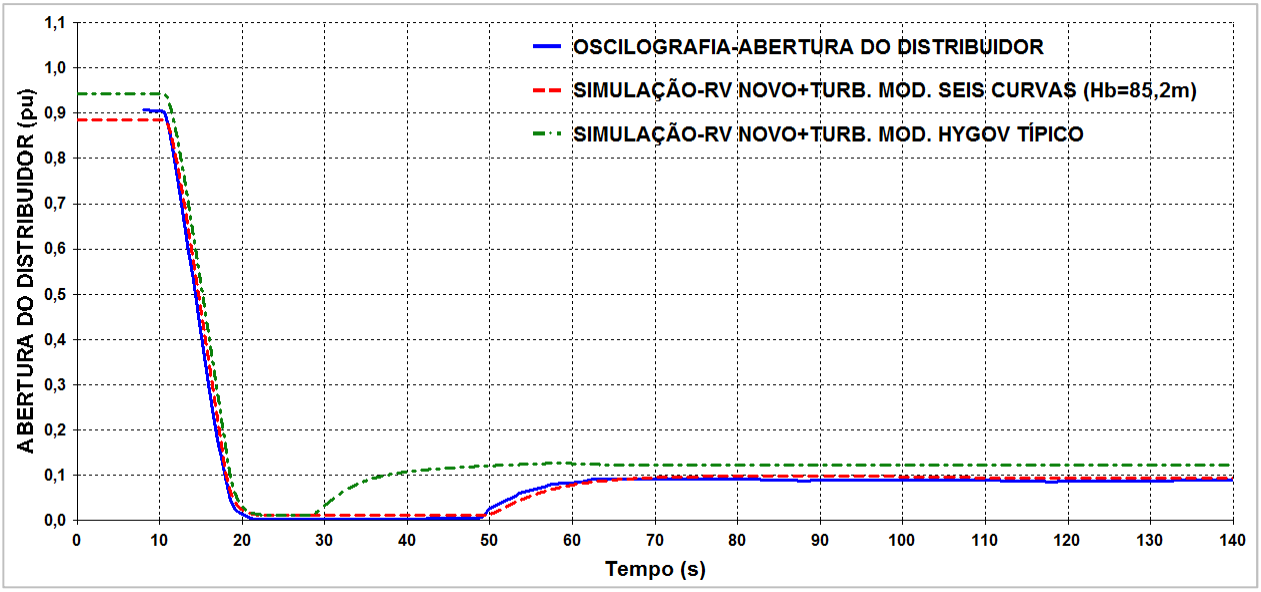


Figura 153 - Rej.100% - Simul.: R.V novo+(Turbina Seis Curvas versus Turbina HYGOV) - Abertura Dist. [pu]

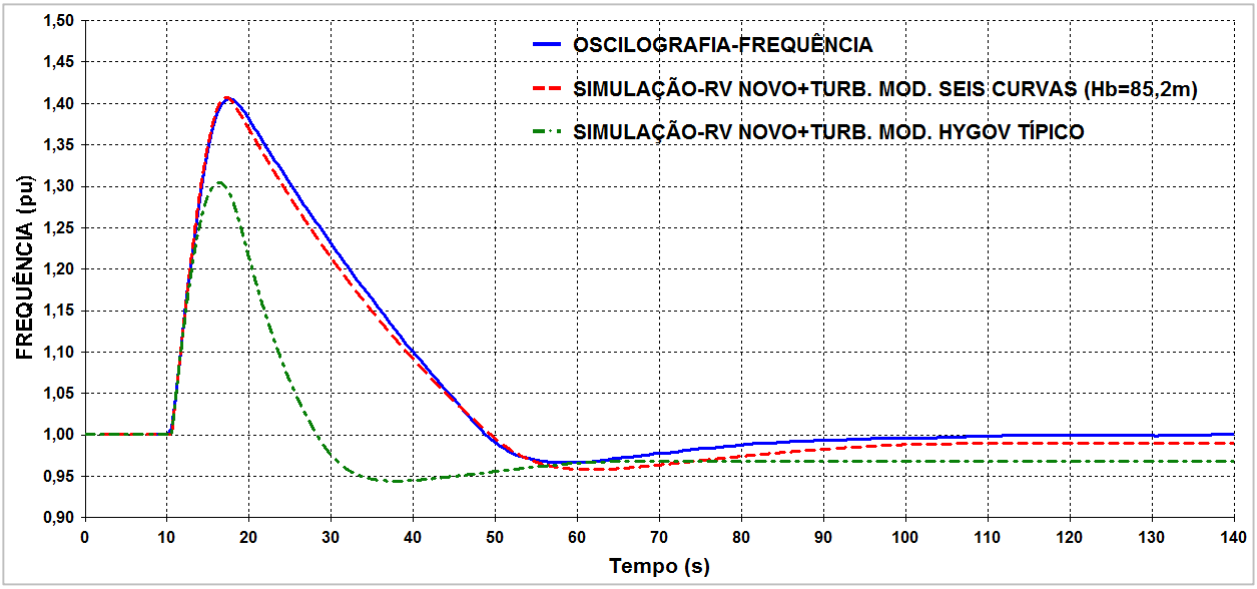


Figura 154 - Rej.100% - Simul.: R.V novo+(Turbina Seis Curvas versus Turbina HYGOV) - Frequência [pu]

Pela observação das duas Figuras anteriores (curva em verde), confirma-se que, de fato, apenas a modelagem do novo regulador de velocidade fornecido para a UHE Furnas não foi causa da boa validação dos ensaios de comissionamento.

9.5 - Tentativas de Validações de Ensaios (RV Novo + turbina HYGOV)

Este item apresenta as tentativas de validação dos ensaios de comissionamento da UG06 da UHE Furnas utilizando o modelo novo de regulador de velocidade (NEYRPIC 1500), juntamente com o modelo típico de turbina (HYGOV) passando por tentativa de reajuste de parâmetros.

No procedimento padrão, normalmente é tentado o melhor ajuste possível do modelo da turbina para rejeição de 100%, que é o pior caso de disparo da unidade, e depois, simula-se as demais rejeições com registro disponível (75%, 50% e 25%). No caso da UG06, não foi possível obter o registro digital do ensaio de 50% de carga, não sendo estudado nessa dissertação esse patamar.

Para esse procedimento de validação é necessário ajustar os amortecimentos da turbina e da carga (Dt e Dc), o ganho da turbina (At), e caso não se atinja o objetivo, pode-se tentar alterar um pouco a constante de tempo da água (Tw).

Após várias simulações, segundo o método de *tentativa e erro* com análise da resposta dinâmica no domínio do tempo, foram selecionados alguns dos melhores reajustes de parâmetros para a tentativa de validação, conforme descritos na Tabela 25 e ilustrados na Figura 155 e Figura 156.

Tabela 25 - Parâmetros reajustados no modelo tradicional de turbina HYGOV

	Originais	Reajuste 1	Reajuste 2	Reajuste 3
Hb (pu)	1	1	1	0,8968
Tw (s)	1,50	1,50	1,25	1,25
At (pu/pu)	1,20	1,25	1,25	1,50
Dt	0,5	0,1	0,1	0,1
D	1,00	0,24	0,24	0,24

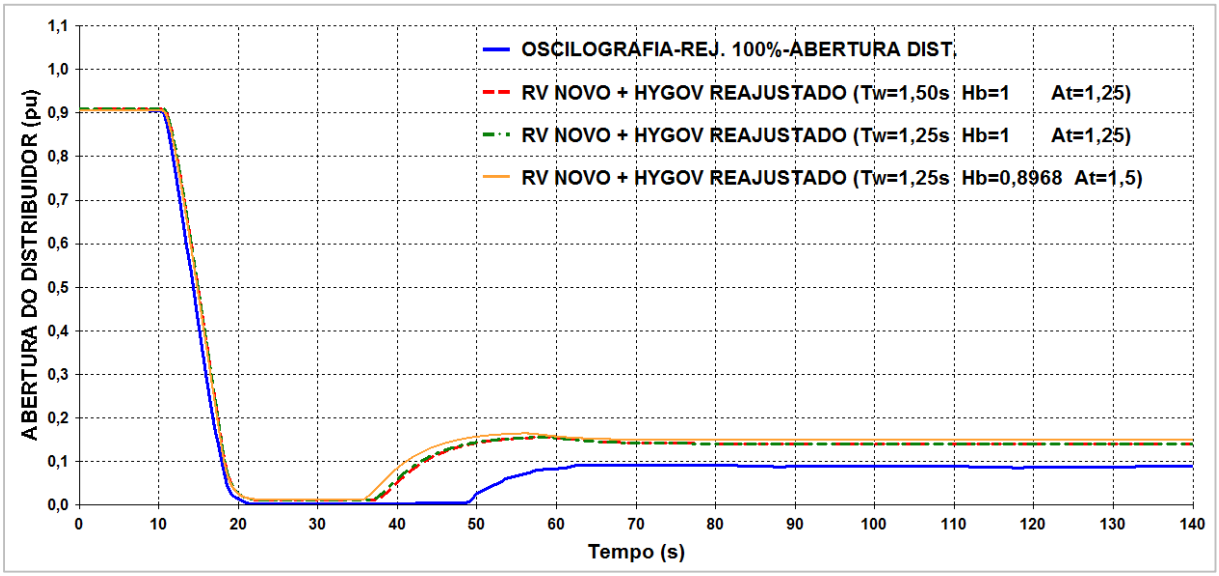


Figura 155 - Tentativa de validação: R.V novo + turbina HYGOV - Rej.100% - Abert. do distribuidor [pu]

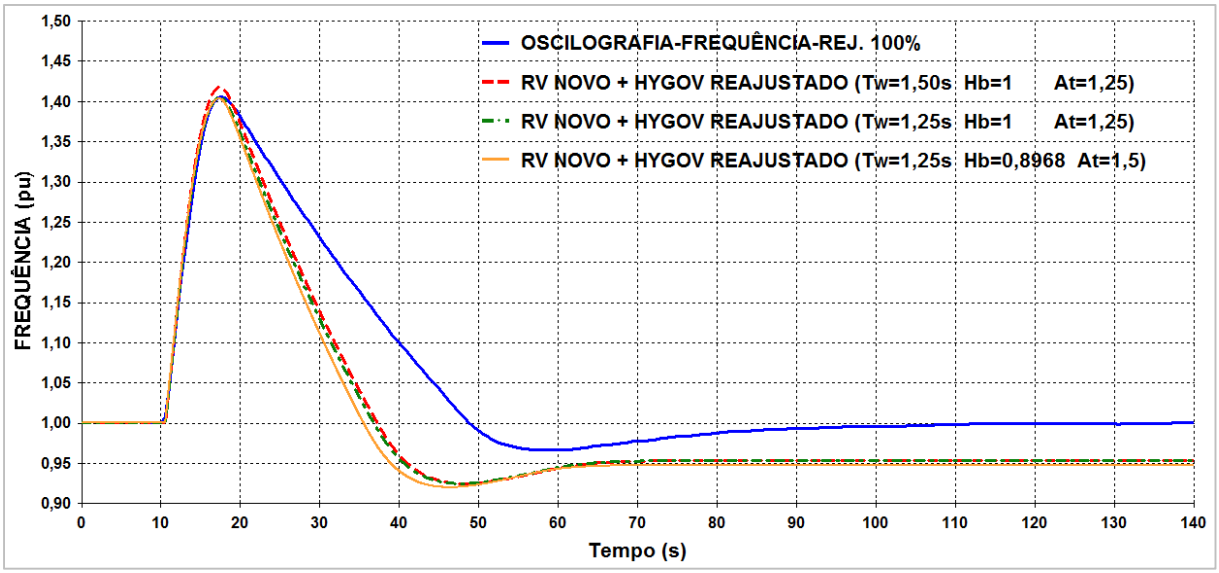


Figura 156 - Tentativa de validação: R.V novo + turbina HYGOV - Rej.100% - Frequência [pu]

Pela análise das Figuras anteriores verifica-se que com o modelo HYGOV, historicamente utilizado para a UHE Furnas, não foi possível obter um bom ajuste de validação, principalmente a partir da redução da frequência devido ao fechamento do distribuidor.

A primeira simulação dinâmica, em vermelho, foi realizada com o reajuste do ganho da turbina (At), passando de 1,2 pu/pu para 1,25 pu/pu, para que a abertura do distribuidor inicial ficasse igual à do ensaio.

Uma vez observado um sobrepasso em relação ao registro de ensaio (curva em azul), reduziu-se na segunda simulação a constante de inércia d'água (Tw) de 1,5s para 1,25s, obtendo-se um melhor ajuste do pico de frequência (curva em verde).

Na terceira simulação tentou-se considerar no modelo HYGOV a queda bruta igual ao do dia do ensaio (0,8968 pu). Usualmente essa fica ajustada em 1 pu considerando condição nominal. Com essa mudança a curva de resposta (curva em laranja) da unidade afastou-se ainda mais do apresentado no ensaio que foi oscilografado.

Durante a terceira simulação, ao usar queda bruta diferente do valor de 1 pu, ocorreu erro com mensagem no programa ANATEM de violação de bloco de limite de abertura do distribuidor, que fisicamente é impossível de ser maior que a unidade. Razão pela qual foi necessário testar vários outros ganhos de turbina até chegar ao valor 1,5 pu/pu, no qual a abertura inicial da simulação ficasse igual ao registro de ensaio. Diante disso, evidencia-se não valer a pena tentar corrigir a queda bruta, usando esse modelo de turbina HYGOV, pois não traz benefício à validação.

Mesmo considerando o Reajuste 2 como a melhor opção, ainda sim, o ajuste de sua dinâmica em relação ao ensaio é bem inferior ao já apresentado no item 9.1.1, com o uso modelo não linear de seis curvas características, baseado em dados de diagrama de colina, proposto por esse trabalho.

Os parâmetros de amortecimento utilizados em todos esses três casos, que propiciaram o melhor *curve fitting*, foram de 0.1 para o amortecimento da turbina (Dt), e 0,24 no caso do amortecimento da carga (D), que originalmente estavam ajustados em 0,5 e 1, respectivamente.

Em continuidade a tentativa de validação dos ensaios de campo foram fixados os parâmetros do Reajuste 2, da Tabela 25, no código definido pelo usuário (CDU) e feitas novas simulações de rejeições para os outros patamares de carga, conforme apresentado desde a Figura 157 até a Figura 160.

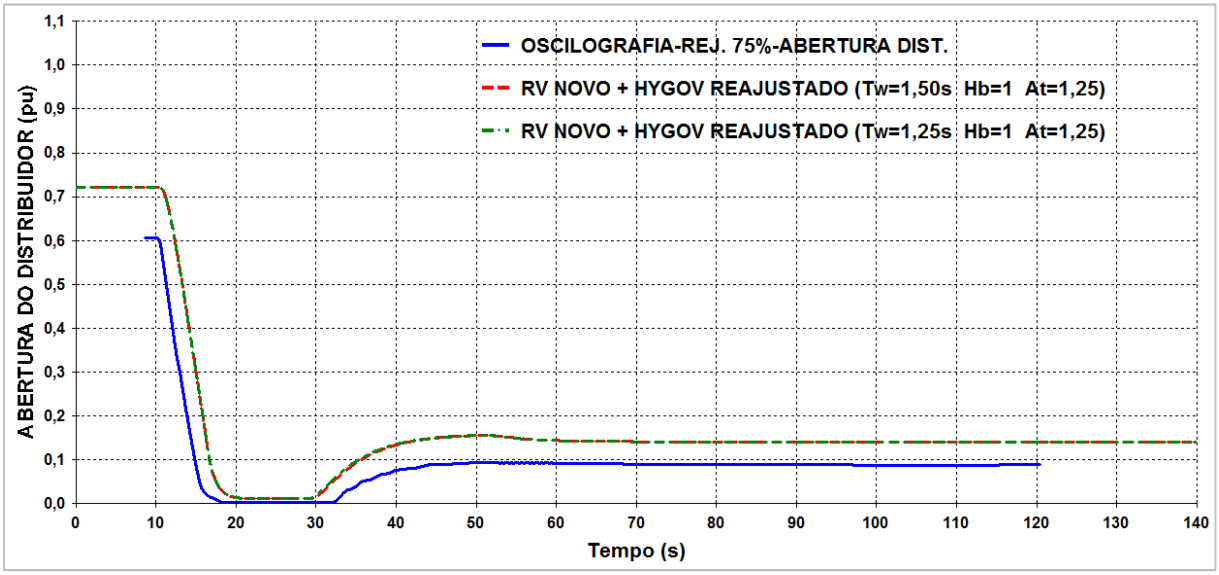


Figura 157 - Tentativa de validação: R.V novo + turbina HYGOV - Rej.75% - Abertura do distribuidor [pu]

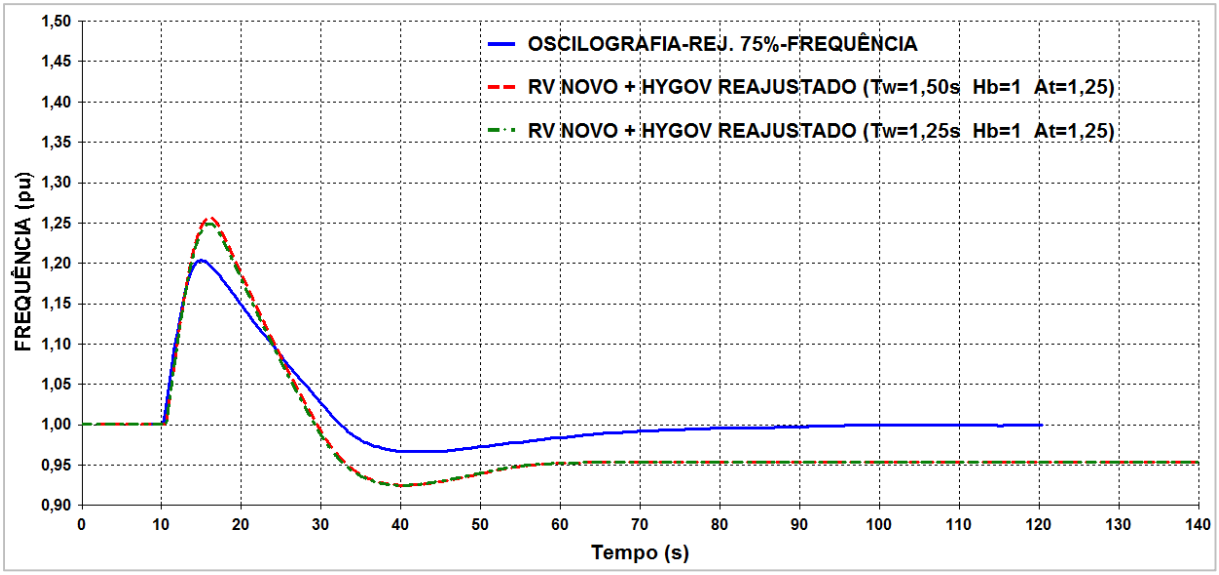


Figura 158 - Tentativa de validação: R.V novo + turbina HYGOV - Rej.75% - Frequência [pu]

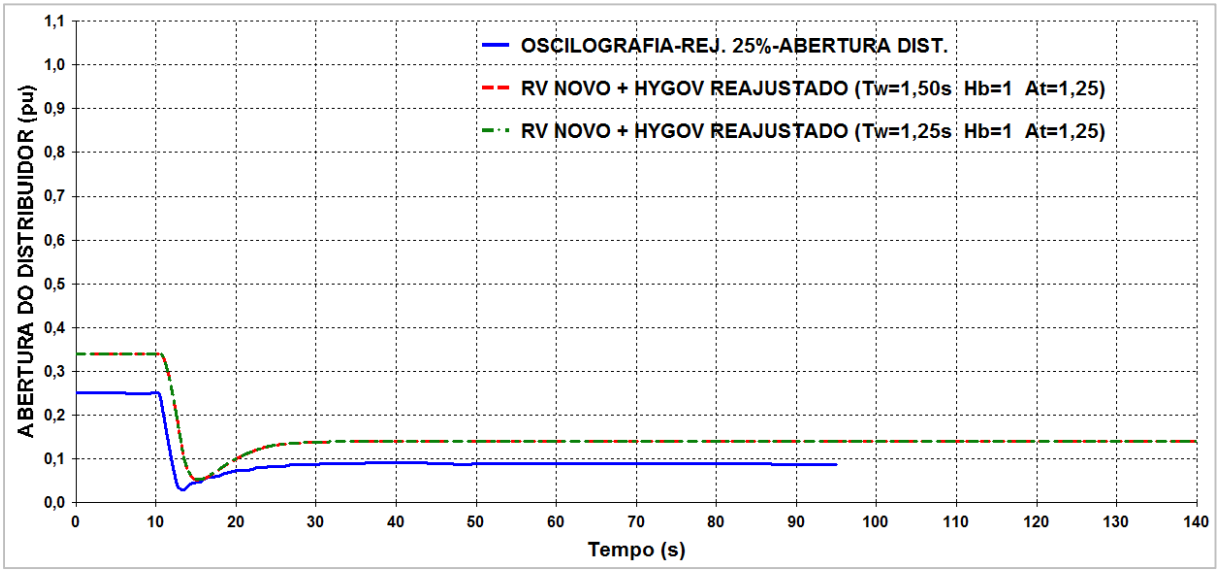


Figura 159 - Tentativa de validação: R.V novo + turbina HYGOV - Rej.25% - Abertura do distribuidor [pu]

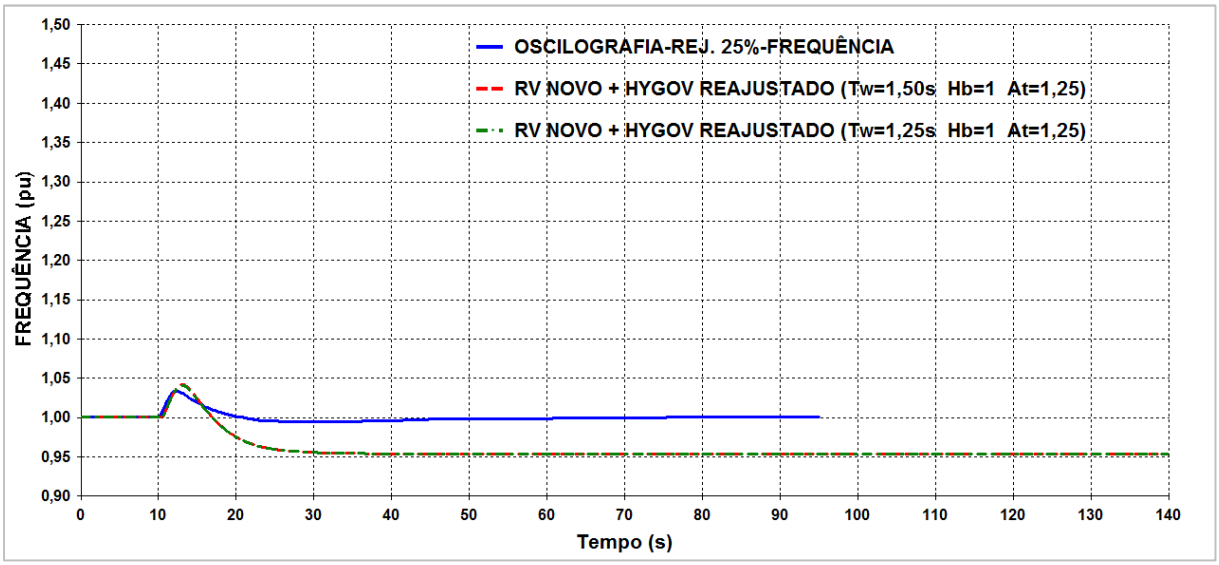


Figura 160 - Tentativa de validação: R.V novo + turbina HYGOV - Rej.25% - Frequência [pu]

Pela análise das quatro Figuras anteriores observa-se que as validações nos demais patamares de carga, usando o melhor ajuste para a rejeição de 100%, tiveram desempenhos de validação piores ainda, com presença de erro de regime permanente, e onde nem a abertura inicial do distribuidor coincide entre a simulação e os registros de campo.

Eis a maior motivação para a busca de um modelo matemático de simulação mais completo, com mais valor agregado do comportamento hidráulico da turbina para várias condições de queda, vazão, rotação, entre outras grandezas. Razão pelo qual realizaram-se os estudos dessa dissertação resgatando o legado da experiência obtida por Almeida (1987), durante o projeto de Itaipu.

9.6 - Rejeições de carga em várias quedas (modelo de turbina validado)

Com o modelo de seis coeficientes já validado, realiza-se a análise do comportamento dinâmico da unidade geradora 6 da UHE Furnas perante uma rejeição total de 114 MW de carga (75%), em vários cenários de queda bruta (HB=80, 85, 90, 95 e 98m; do verde ao vermelho). Os resultados são apresentados na Figura 161 e na Figura 162. Foi utilizada a constante de inércia (H) igual a 5 segundos em todos os casos, conforme consta na base de dados do ONS.

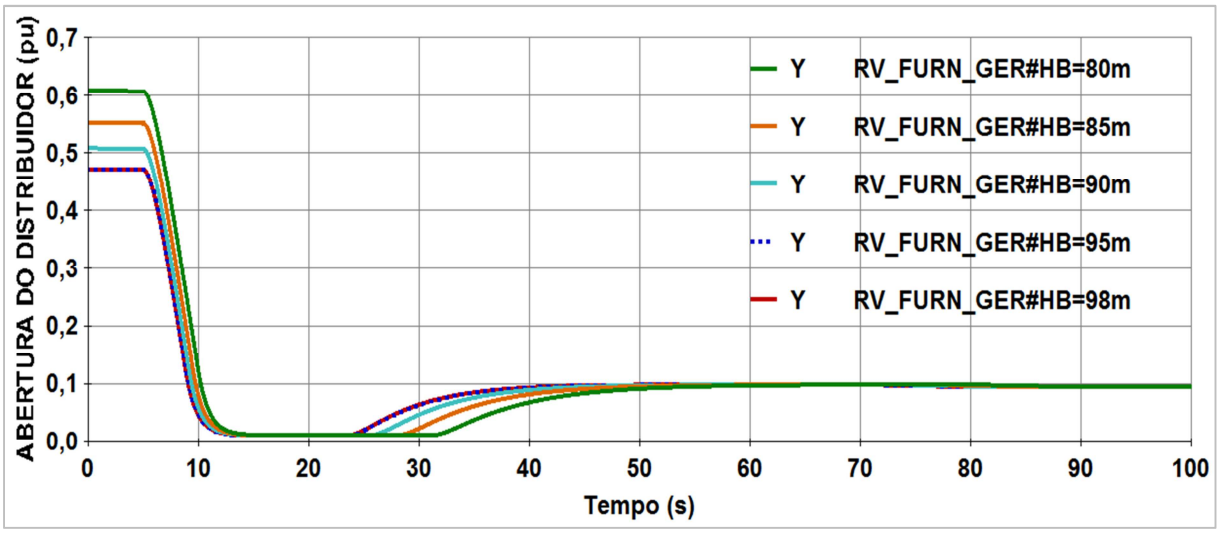


Figura 161 - Rejeição de 75% de carga, com variação da queda bruta - Abertura do Distribuidor

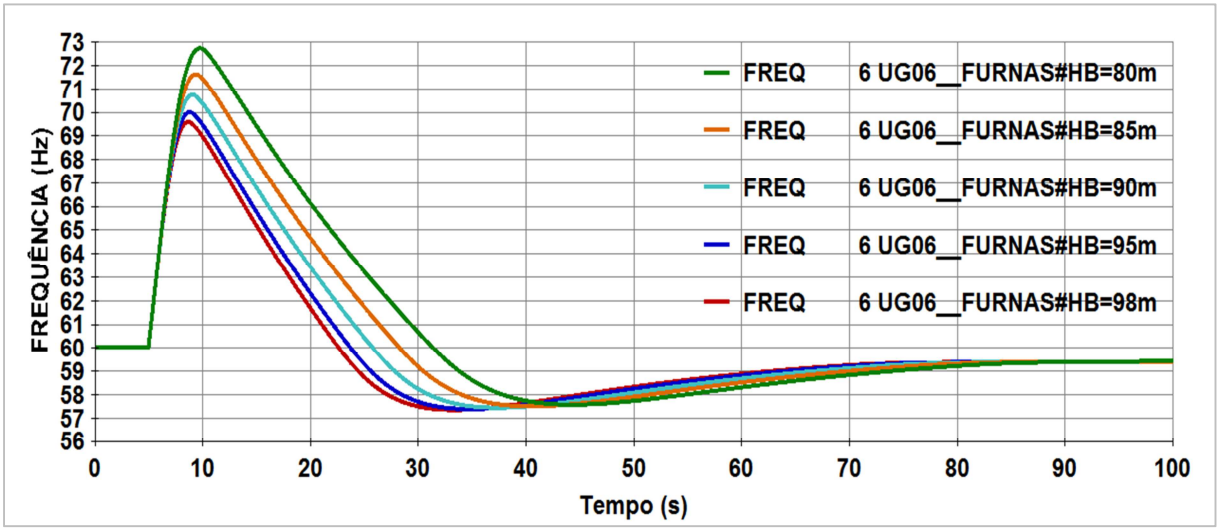


Figura 162 - Rejeição de 75% de carga, com variação da queda bruta - Frequência

Das duas Figuras anteriores pode-se observar que quanto menor a queda bruta na barragem, maior será a abertura do distribuidor para manter a mesma geração de potência e, devido a essa abertura maior, após a rejeição de carga será demandado um tempo um pouco maior para fechar totalmente o distribuidor, levando a uma maior sobrefrequência.

Durante as simulações no programa ANATEM deve-se ter cuidado para escolher uma combinação entre potência despachada e queda bruta coerente com a realidade hidráulica da usina. Isso porque os seis diagramas de coeficientes variáveis atuantes na malha de controle simulada são gerados a partir das curvas de colina características daquele projeto e que foram ensaiadas em modelo reduzido nos laboratórios de hidráulica.

Por exemplo, se o caso importado do programa ANAREDE estiver com despacho de potência ativa muito alto e a queda bruta escolhida em parâmetro DEFPAR, no código definido pelo usuário (CDU), for muito baixa, corre-se o risco de cair em um ponto de operação hidráulico inexistente no mundo real. Neste caso costuma surgir erro de inicialização com interrupção da simulação no programa ANATEM. É de boa prática consultar o diagrama de colina do protótipo da turbina (escala real) para conferir se a potência ativa aplicada na simulação é compatível com a queda escolhida em metros.

Esse tipo de modelo detalhado, proposto nessa dissertação, é interessante para analisar condições de rede ilhada, recomposição ou casos de rejeição remota de carga (um pouco afastada da usina).

Também é bastante útil essa modelagem mais completa de turbina, com influência da queda hidráulica, para a elaboração das coordenações dos ajustes de proteção de sobrefrequência (ANSI 81 SOB) ou subfrequência (ANSI 81 SUB), e pela previsão oferecida via simulação ajudar também nos ensaios de ajuste das proteções intrínsecas do regulador de velocidade, tais como as de sobrevelocidade elétrica e a de sobrevelocidade mecânica (pêndulo centrífugo).

9.7 - Bloqueio de elo CCAT de FURNAS (modelo de turbina validado)

Para analisar o comportamento do novo modelo de turbina validado, assim como o do modelo típico, frente a distúrbios com unidade geradora interligada ao SIN, é realizado o bloqueio de um pólo do elo CCAT de FURNAS, entre Foz do Iguaçu e Ibiúna, gerando um desbalanço transitório entre geração e carga no sistema elétrico da região Sudeste. Foi considerado que os quatro polos do elo CCAT estavam em operação assíncrona e, como consequência, não ocorreu compensação de potência pelos polos remanecentes. Utilizou-se o caso de rede completa da base de dados do ONS de fevereiro de 2016, estando a UG06 ajustada com despacho de 75% de geração (114 MW).

A Figura 163 apresenta o fluxo de potência dos quatro conversores do elo CCAT de FURNAS, com bloqueio do polo 1 e redução instantânea de 1125 MW. A Figura 164 apresenta a variação de frequência sentida pela UG06 da UHE Furnas, considerando as três modelagens de regulador de velocidade e turbina Francis. A Figura 165 apresenta a abertura do distribuidor, e a Figura 166 apresenta as potências mecânica e elétrica geradas pela UG06.

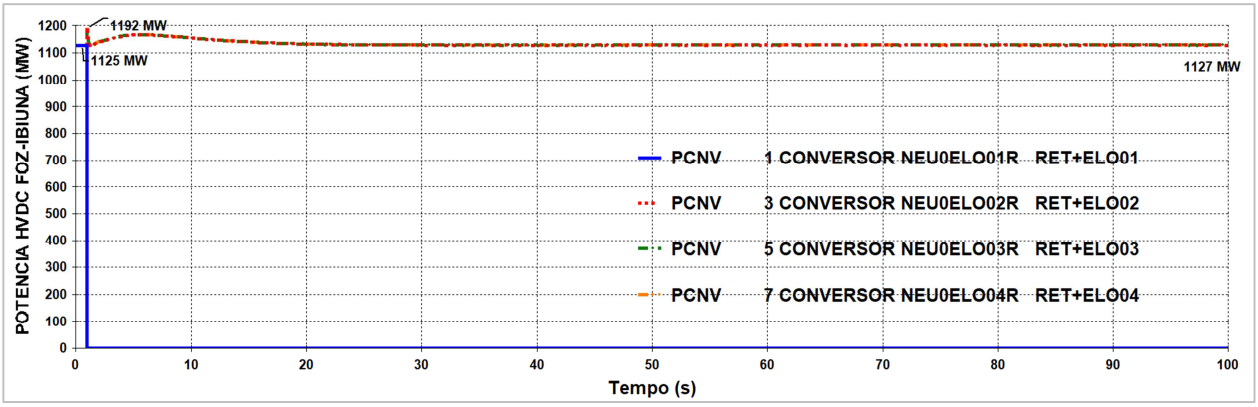


Figura 163 - Bloqueio de 1 pólo do elo CCAT de FURNAS - Potência nas conversoras [MW]

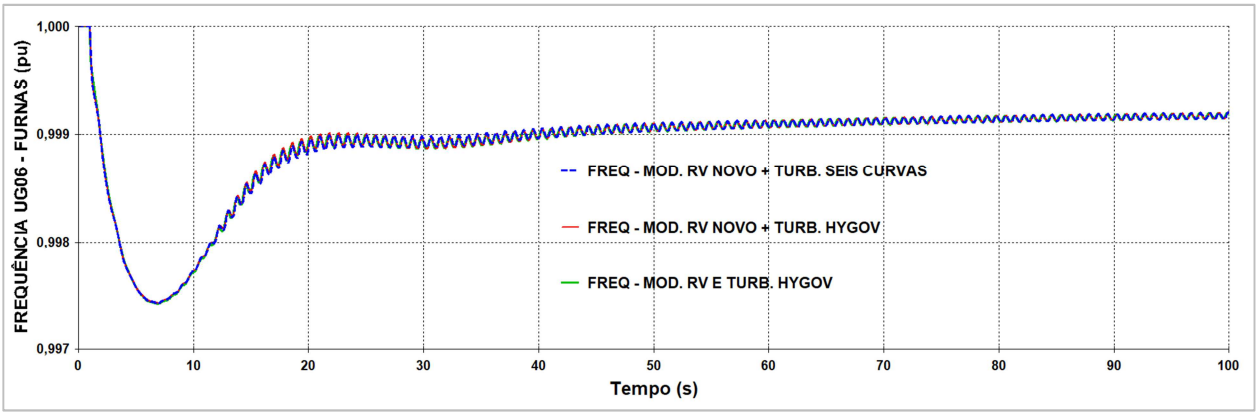


Figura 164 - Bloqueio de 1 pólo do elo CCAT de FURNAS - UHFU, UG06 - Frequência [pu]

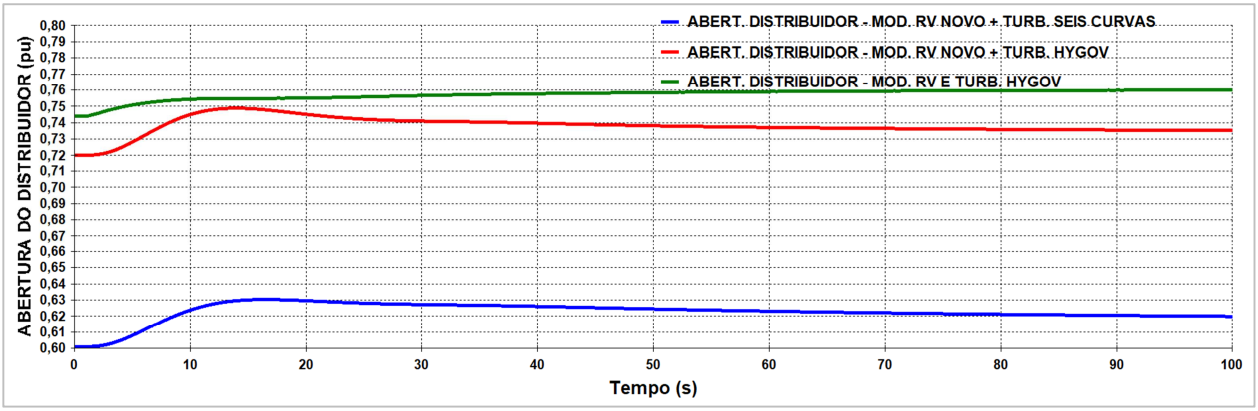


Figura 165 - Bloqueio de 1 pólo do elo CCAT de FURNAS - UHFU, UG06 - Abertura Distribuidor [pu]

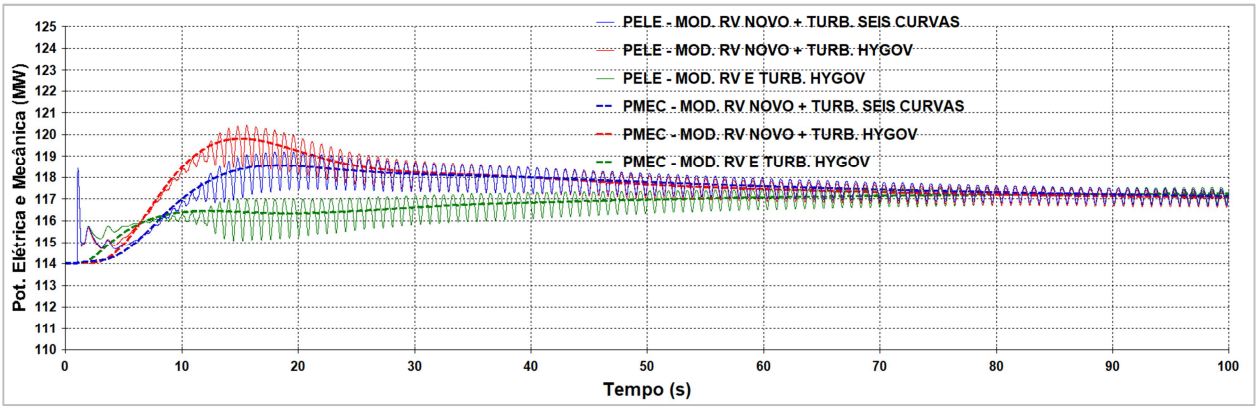


Figura 166 - Bloqueio de 1 pólo do elo CCAT de FURNAS - UHFU, UG06 - Potência Mecânica e Elétrica [MW]

Das figuras anteriores, observa-se que em resposta a um evento de bloqueio de um pólo do elo CCAT de FURNAS, os três tipos de modelos analisados apresentam respostas bem diferentes em termos de resposta de regulação e geração de potência nos primeiros 80 segundos. As aberturas do distribuidor, conforme já verificado nos itens anteriores desse capítulo, também partem de valores diferentes.

A validade de cada um dos modelos depende do tipo de estudo e da necessidade de precisão nas análises. Com o avanço dos Registradores Digitais de Perturbação (RDPS) e maior uso das Unidades de Medições Fasoriais (PMUs), será possível validar melhor os modelos de simulação dos grupos geradores durante distúrbios semelhantes ao simulado neste item.

CAPÍTULO 10 - CONCLUSÕES

10.1 - Conclusões Gerais

Após a realização do presente trabalho, oriundo de extensa análise de bibliográfica técnica, consulta aos especialistas da área, pesquisa, muita simulação computacional, investigação e intenso aprendizado na área das máquinas motrizes hidráulicas, chegamos a várias importantes conclusões, das quais destacamos:

- Os modelos atuais típicos, baseados no tipo HYGOV-PTI, não têm reproduzido de forma satisfatória a dinâmica observada em ensaios de campo, principalmente com a queda hidráulica fora do valor nominal;

- Este trabalho apresenta o esforço de aprimoramento de modelo computacional de turbina Francis, para estudos de estabilidade eletromecânica, utilizando o software ANATEM;

- A modelagem da turbina inspirou-se na que foi realizada por Itaipu Binacional, na década de 80, no programa CSMP (Continuous System Modelling Program)-IBM, utilizando-se de dados de ensaios hidráulicos em modelo de escala reduzida de turbina. Mas, por limitações do software utilizado na época pelo setor elétrico (TRANSDIR), o modelo não linear completo desenvolvido apresentado na Dissertação de Mestrado de Marcelino P. de Almeida (1983), teve que ser parcialmente reduzido e linearizado;

- O novo modelo de turbina para a UHE Furnas apresentou um desempenho bastante satisfatório, mostrando uma boa aderência com as curvas dos ensaios reais, e bem melhor que o modelo típico HYGOV-PTI;

- As comparações no programa ANATEM do modelo proposto de turbina baseado em dados de modelo reduzido (de seis curvas) com o modelo tradicional HYGOV, ambos utilizando o mesmo modelo de regulador de velocidade fornecido na modernização da UHE Furnas, confirmaram a melhor validação do modelo novo de seis curvas em relação às oscilografias de campo;

- O uso da característica de inércia da água no circuito hidráulico (Tw) de forma dinâmica ao invés de constante foi aplicado no novo modelo de turbina e mostra-se mais interessante

principalmente na operação fora dos pontos operativos nominais de queda ou vazão.

- Apesar de ser recomendado o uso das relações dimensionais, de comprimentos e áreas ao longo do circuito hidráulico, levantadas nos dados de projeto, pequenos ajustes podem ser assumidos no modelo ANATEM de forma a melhorar a validação com registros de ensaio;

- O novo modelo de turbina Francis foi aprovado pelo ONS e considerado válido para entrar na base de dados para realização de estudos com o programa ANATEM;

- As simulações com o modelo já validado permitem obtenção de experiência em relação às variáveis hidráulicas envolvidas na dinâmica do grupo gerador. Estudos de sensibilidade podem dar subsídios para ajustes ótimos de parâmetros dos reguladores automáticos de velocidade, de tensão e até dispositivos de proteção do grupo gerador.

- Por se tratar de um modelo com bastante valor agregado da área da engenharia mecânica e hidráulica, torna-se um bom desafio para os eletricistas durante a construção do modelo;

- Nem sempre é fácil o acesso aos dados de ensaios de modelo reduzido, pois às vezes são tratados com certa confidencialidade, dependendo do projeto ou contrato;

- A obtenção dos valores numéricos a partir dos diagramas de colina é bem trabalhosa, praticamente artesanal, quando feita manualmente em cima dos diagramas impressos, assim como, quando se utiliza software de captura de dados numéricos a partir de imagem digitalizada. Sugere-se, para novos empreendimentos, que os diagramas de colina, e curvas associadas, sejam fornecidos já em arquivo numérico digital, ou planilhas eletrônicas, facilitando sobremaneira o tratamento dos dados para o levantamento dos seis diagramas característicos, evitando que ocorram erros e truncamentos dos dados.

- É de boa prática consultar o diagrama de colina do protótipo da turbina (escala real) para conferir se a potência ativa aplicada na simulação é compatível com a queda escolhida em metros, atualmente pelo comando DEFPAR dentro do código definido pelo usuário (CDU) no programa ANATEM;

- Esse tipo de modelo é recomendável para estudos de usinas com significativas variações da queda bruta, isoladas por sistemas de transmissão em CCAT, ou sujeitas a ilhamentos.

10.2 - Trabalhos Futuros

Apesar de todo desenvolvimento apresentado nesse trabalho, algumas análises adicionais podem ser feitas para o aprimoramento dessa dissertação. Nesse caso, são sugeridas as seguintes ações:

- Obter mais oscilografias de ensaios na usina, em condições de quedas hidráulicas diversas, para refinar o modelo computacional da turbina, de preferência adicionando sinais analógicos de natureza hidráulica como: pressão, vazão, quedas, entre outros;

- Aplicar essa metodologia na modelagem de turbinas Francis de outras usinas;

- Comparar as curvas características desses outros projetos e verificar se é possível construir curvas típicas para grupos de turbinas semelhantes;

- Aplicar o modelo para outros tipos de turbinas, como por exemplo, Kaplan, Pelton, Bulbo, entre outras;

10.3 - Observações adicionais

Durante o XXIV SNPTEE, onde foi apresentado um artigo técnico referente a essa dissertação, foi observada uma convergência de vários artigos de modelagem de turbina para estudos eletromecânicos apontando para a necessidade de definição mais precisa de queda bruta, principalmente em virtude da crise hídrica com baixa acumulação nos reservatórios e com consequente operação em pontos operativos mais incomuns.

Uma vez que estejam surgindo cada vez mais modelos de turbinas que utilizam como parâmetro de entrada a queda bruta em metros, sugere-se que seja implantado pela equipe de programação do ANATEM/CEPEL um código de entrada próprio para queda bruta que possa ficar externo ao código definido pelo usuário (CDU), de forma semelhante como já são atribuídos os parâmetros de máquina síncrona e saturação, facilitando a administração técnica da base de dados pelo próprio ONS.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Almeida, Marcelino Pereira de, **1987**, "Modelos não lineares de turbina e regulador de velocidade para simulação de grandes variações de carga em unidades geradoras sob diversas condições operativas: desenvolvimento, aferição e desempenho prático". Dissertação de mestrado, EFEI, Itajubá, MG.

Brezovec, Miljenko; **Kuzle**, Igor; **Tomisa**, Tomislav, março de **2006**, "Nonlinear digital simulation model of hydroelectric power unit with Kaplan turbine", IEEE Transactions on Energy Conversion, Vol. 21, No 1.

Cerqueira, Guilherme Domingues de; **Macedo**, Nilo José Pereira de, setembro de **2014**, "Nota Técnica GEO.O.030.2014 – Relatório de Comissionamento da UG06 da UHE Furnas e Validação do Modelo do Sistema de Excitação e de Regulação de Velocidade para o programa ANATEM".

Cerqueira, Guilherme Domingues de; **Portugal**, Paulo Max M.; **Oliveira**, Andre Fernando B.; **Teixeira**, Ramil C., novembro de **2016**, "O Comportamento da Regulação Primária em Cenários de Baixa Hidraulicidade", XIV EDAO, São Paulo, SP.

Cerqueira, Guilherme Domingues de; **Mendes**, Pedro Paulo de Carvalho; **Macedo**, Nilo José Pereira de, outubro de **2017**, "Modelagem Dinâmica Não Linear de Turbina Francis a partir de Dados de Ensaio de Modelo Reduzido", XXIV SNPTEE, Curitiba, PR.

Força Tarefa IEEE (1973), novembro de **1973**, "Dynamic Models for Steam and Hydro Turbines in Power System Studies", IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, Vol. 92, No 6.

Força Tarefa IEEE (1992), fevereiro de **1992**, "Hydraulic Turbine and Turbine Control Models for System Dynamics Studies", IEEE Transactions on Power Systems, Vol. 7, No 1.

Hagihara, S.; **Yokota**, H.; **Goda**, K.; **Isobe**, K., novembro de **1979**, "Stability of a Hydraulic Turbine Generating Unit Controlled by P.I.D. Governor", IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, Vol. 98, No 6.

Harvey, Adam; Brown, Andy, **1993**, "Micro-hydro Design Manual: A Guide to Small-scale Water Power Schemes", Intermediate Technology Publications.

Hovey, L. M., abril de **1962**, "Optimum Adjustment of Hydro Governors on Manitoba Hydro System", AIEE Transactions on Power Apparatus and Systems, Vol. 81, No 3.

IMechE (Institution of Mechanical Engineers), **2004**, "Hydropower Developments: New Projects, Rehabilitation, and Power Recovery", Professional Engineering Publishing Limted, London, UK.

Jaeger, E. De; **Janssens**, N.; **Malfliet**, B.; **Meulebroeke**, F. Van De, novembro de **1994**, "Hydro turbine model for system dynamic studies", IEEE Transactions on Power Systems, Vol. 9, No 4.

Johnson, Randell M.; **Chow**, Joe H.; **Dillon**, Michael V., maio de **2004**, "Pelton turbine deflector overspeed control for a small power system", IEEE Transactions on Power Systems, Vol. 19, No 2.

Kundur, Prabha, **1994**, "Power System Stability and Control", EPRI, McGraw-Hill.

Macintyre, Archibald Joseph, **1983**, "Máquinas Motrizes Hidráulicas", Editora Guanabara Dois, Rio de Janeiro, RJ.

Mataix, Claudio, **1975**, "Turbomáquinas Hidráulicas", Editorial ICAI, Madri, Espanha.

Mendes, Pedro Paulo de Carvalho, 2008. "Estabilidade e Dinâmica de Sistemas Elétricos," apostila e notas de aula do CESE Transmissão, UNIFEI, Itajubá, MG.

Morais, Emanuel José Peloso de, abril de **2011**, "Modelo de Turbinas do Tipo Bulbo para Estudos de Estabilidade Eletromecânica de Sistemas Elétricos de Potência". Dissertação de mestrado, UNIFEI, Itajubá, MG.

Oldenburger, Rufus e **Donelson Jr.**, John, abril de **1962**, "Dynamic Response of Hydroelectric Plant", AIEE Transactions on Power Apparatus and Systems, Vol. 81, No 3.

ONS - OPERADOR NACIONAL DO SISTEMA ELÉTRICO BRASILEIRO, “Base de Dados para Estudos de Estabilidade Eletromecânica”, página na internet: <https://agentes.ons.org.br/avaliacao_condicao/casos_eletromecanicos.aspx>, Novembro de **2013** e Fevereiro de **2016**.

Ramey, D. G. e **Skooglund**, John W., janeiro de **1970**, “Detailed Hydrogovernor Representation for System Stability Studies”, IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, Vol. 89, No1.

Santos, Marcell Silva Carvalho dos, outubro de **2012**, “Modelagem Dinâmica de Turbinas Hidráulicas Axiais de Dupla Regulagem para Estudos de Estabilidade Angular Transitória em Sistemas Elétricos de Potência”. Dissertação de mestrado, UNIFEI, Itajubá, MG.

Simone, Gilio Aluisio, **2000**, “Centrais e Aproveitamentos Hidrelétricos – Uma Introdução ao Estudo”, Editora Érica Ltda.

Schleif, Ferber R. e **Wilbor**, A. B., julho de **1966**, “The Coordination of Hydraulic Turbine Governors for Power System Operation”, IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, Vol. 85, No 7.

Undrill, J. M. e **Woodward**, J. L., abril de **1967**, “Nonlinear Hydro Governing Model and Improved Calculation for Determining Temporary Droop”, IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, Vol. 86, No 4.

Viana, Augusto Nelson C. e **Bortoni**, Edson da Costa, agosto de **2003**, “Operação de Turbinas Hidráulicas e Reguladores de Velocidade”, Curso, FUPAI, Itajubá, MG.

Vivier, Lucien, **1966**, “Turbines Hydrauliques et leur regulation”, èditions Albin Michel, Paris.

Young, C. C., janeiro de **1972**, “Equipment and System Modeling for Large Scale Stability Studies”, IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, Vol. 91, No 1.

BIBLIOGRAFIA ADICIONAL

ALSTOM, 28/03/**2007, "**Turbina – Sistema de Regulação Unidade 06 – Relatório de comissionamento do sistema de regulação", documento WDP 4636000-515 – rev 0.

CEMF, 22/03/**2005,** "Turbina – Sistema de Regulação unidades 1 a 8 – Painel do regulador de velocidade – diagrama de blocos e função de transferência" –documento WDP4636935-007.

Central Elétrica de Furnas S. A., 26/08/**1969,** "Turbina – unidades 1 a 6 – Potência e Vazão vs. Abertura do Distribuidor", Aproveitamento Hidrelétrico de Furnas, documento nº RA3 – 46967 RI, Rio de Janeiro, RJ.

CEPEL - Centro de Pesquisa de Energia Elétrica, Julho de **2017, "**Manual do programa de Análise de Transitórios Eletromecânicos – ANATEM", Rio de Janeiro, RJ.

CEPEL - Centro de Pesquisa de Energia Elétrica, Setembro de **2017, "**Manual do programa de Análise de Redes Elétricas – ANAREDE", Rio de Janeiro, RJ.

Furnas Centrais Elétricas S. A., **2006,** "Modernização da usina de Furnas – relatório de entrega da unidade geradora no 6 para modernização", EM.O/CTE.O/DENE.O.

Guimarães, Carlos Henrique Costa, dezembro de **2003**, "Simulação Dinâmica de Sistemas Elétricos de Potência Considerando os Fenômenos de Longa Duração", Tese de Doutorado, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ.

NOHAB, **1960,** "Furnas Hydroelectric Power Station Model Test Report, unit 1 a 6".

PTI - Power Technologies, Inc., **1995**, "PSS/E Program Application Guide - Speed Governor System Modeling", Volume II, Chapter 16-3.

Schreiber, Gerhard P., **1978**, "Usinas Hidrelétricas", Editora Edgard Blucher Ltda.

APÊNDICE A - EVOLUÇÃO HISTÓRICA DAS TURBINAS HIDRÁULICAS

Atribui-se a Ctesibio (285-222 a.C.) fundador da escola de matemática e engenharia de Alexandria, a invenção das rodas hidráulicas. Existem indicações também de que outros povos da Antiguidade realizaram tentativas de utilizar a água como fonte de energia no acionamento de moendas, só que de forma bastante rudimentar.

Essas primeiras máquinas hidráulicas foram elaboradas em formas de rodas d'água para utilização na moagem de grãos, em oficinas de corte de madeira e mármore, moagem de pedras para preparação de cimento e concreto, assim como para drenagem de áreas alagadas e sistemas de elevação de água.

Desse período destaca-se o trabalho do engenheiro e arquiteto romano Marcos Vitrúvio Polião (em latim, Marcus Vitruvius Pollio) que viveu no século I a.C. e projetou e instalou várias rodas d'água, deixando como legado a obra "De Architectura" em 10 volumes (aproximadamente de 27 a 16 a.C.); único tratado europeu do período greco-romano que chegou aos nossos dias e serviu de fonte de inspiração a diversos textos sobre Arquitetura, Urbanismo, Hidráulica e Engenharia. No início da Idade Moderna, Poggio Bracciolini (1380-1459) redescobriu as obras completas de quinze diferentes autores clássicos greco-romanos, com destaque para o tratado "De Architectura" de Vitrúvio, na biblioteca da abadia beneditina de Saint-Gall, lançando as bases humanistas da Arquitetura do Renascimento. A Figura A.1 mostra uma cena de Vitrúvio apresentando seu trabalho ao Imperador Otaviano (Augusto César) e a Figura A.2 apresenta a foto de ruinas romanas com rodas d'água próximas a um aqueduto.

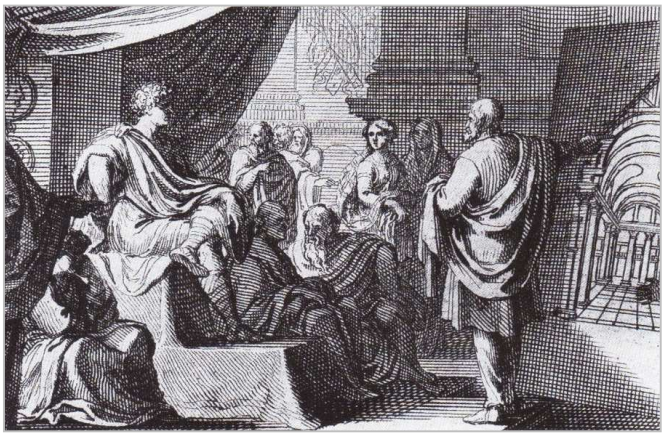


Figura A.1 - Gravura de Vitrúvio apresentando uma de suas obras ao Imperador Augusto César



Figura A.2 - Ruina romana com rodas d'água

A Figura A.3 apresenta duas gravuras de máquinas hidráulicas de Vitrúvio contidas na 1ª reedição de "De Architectura" ilustrada e traduzida para o italiano por Cesare Cesariano, em 1521. Pelas gravuras observam-se máquinas de torque motriz para moinhos e captação de água para cota mais elevada, em forma de rodas d'água, assim como elaborados parafusos de Arquimedes.

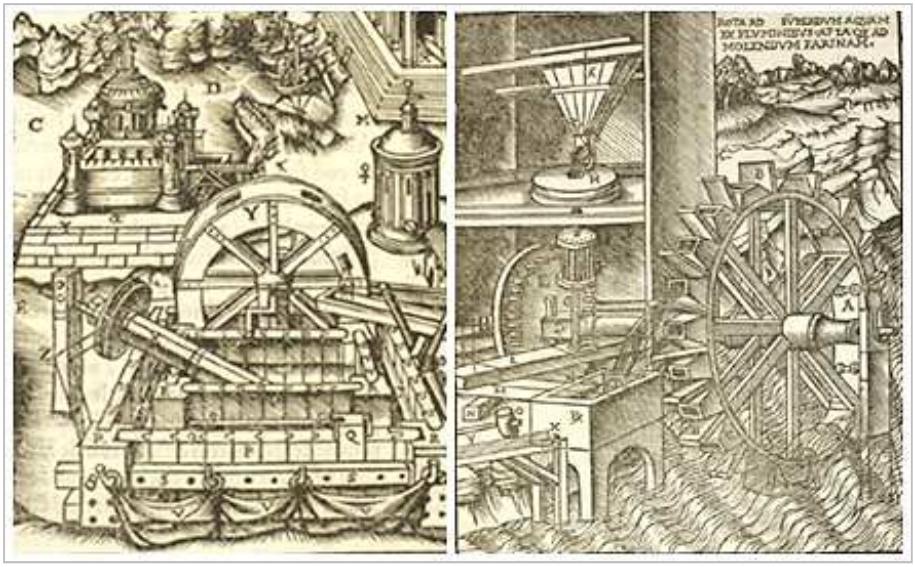


Figura A.3 - Máquinas hidráulicas de Vitrúvio ("De Architectura", 1ª reedição, 1521)

Essas máquinas hidráulicas, herdeiras do legado técnico do período greco-romano, possuíam baixo rendimento, com rotações e torques pequenos, pois os aproveitamentos eram de baixas quedas, de 3 a 6 metros, e baixas vazões. A utilização dessas antigas rodas d'água foi diminuindo assim que surgiram as máquinas a vapor na Revolução Industrial surgida na Inglaterra.

As turbinas hidráulicas modernas são derivadas das primitivas rodas d'água. Tiveram boa parte de seu desenvolvimento na França, que, diferentemente da Inglaterra, não possuía grandes reservas de carvão que detonaram a Revolução Industrial no século XVIII. Na França, o termo

houille blanche é usado para designar a potência hidráulica que, literalmente, significa “carvão branco”.

Ainda no século XVIII projetavam-se rodas d’água, cujas cubas recebiam a água por canaleta, como era o caso das desenvolvidas pelo engenheiro militar francês Bernand Forest de Bélidor (1693-1761), que deixou como legado o livro “*Architecture Hydraulique*”. A título de curiosidade histórica, a Figura A.4 apresenta ilustrações do referido livro, onde se observa que uma das aplicações típicas das turbinas da época era a moagem de grãos.

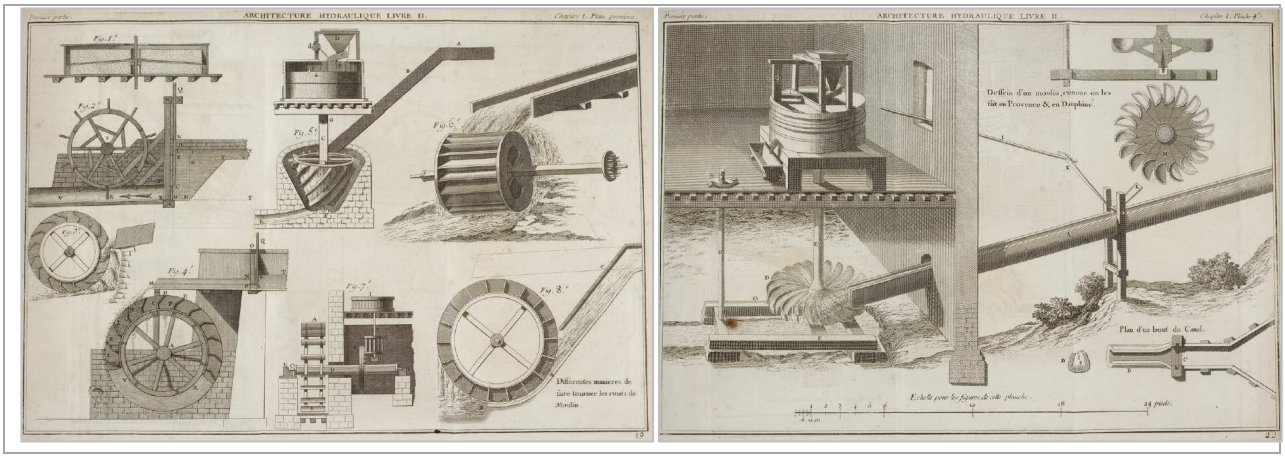


Figura A.4 - Ilustrações da obra Architecture Hydraulique, de Bélidor (Livro II,Cap I, figs 1 e 4)

Contudo, como os grandes nomes da ciência hidráulica começaram a surgir a partir do século XVIII, esse tipo de roda d’água foi sendo substituído por novos dispositivos bem mais eficientes, potentes e com maior rotação.

Em 1730, Daniel Bernoulli (1700-1782) lançou os fundamentos da Engenharia Hidráulica Moderna com o teorema e Equação, que tem seu nome, sobre a conservação de energia para os líquidos em sua obra “*Hidrodinâmica*”.

Leonard Euler (1707-1783) inventou uma roda de reação com distribuidor fixo, verdadeira precursora da turbina, e publicou em 1751 seus primeiros trabalhos sobre turbo-máquinas, estabelecendo em 1754 a equação que é base para a compreensão do funcionamento das máquinas de reação.

Os estudos de Euler foram encontrar aplicação decisiva no século XIX com as rodas d’água de eixo horizontal e eficiência na ordem de 60 a 70%, viabilizadas pelos engenheiros John Smeaton (1724-1792) da Inglaterra e J. V. Poncelet (1788-1867) da França.

O nome *turbina* deve-se a Claude Burdin (1790-1873) com a memória que publicou sob o título: "*Das turbinas hidráulicas ou máquinas rotativas de grande velocidade*". Burdin contribuiu muito para o entendimento do projeto de turbinas e performances. Seus trabalhos levaram aos principais requerimentos para a entrada e saída da água de modo a ter a menor quantidade possível de perdas.

Um de seus alunos da Escola de Minas de Saint-Étienne, Benoit Fourneyron (1802-1867), realizou experiências em Pont sur l'Oignon, na França, entre os anos de 1823 e 1827. Foi neste último ano que construiu uma turbina centrífuga (fluxo do centro para a periferia do rotor) com potência de 6 cv e rendimento de 80%. Essa turbina de 6 cavalos de potência (4,5 kW) possuía roda que girava na horizontal (eixo vertical), ao contrário das rodas d'água verticais tradicionais, e utilizava dois conjuntos de lâminas, curvas em direções opostas, para obter o máximo de energia possível do movimento da água. Fourneyron ganhou um prêmio de 6.000 francos oferecido pela Sociedade Francesa para o Incentivo da Indústria, com o desafio de se projetar a primeira turbina hidráulica comercial, com melhor rendimento.

Na próxima década, Fourneyron construiu turbinas maiores e melhores, aprendendo com seus erros após cada novo modelo. Em 1837, conseguiu instalar uma turbina de 60 cavalos de potência (45 kW), em Saint Blaise, capaz de girar com 2300 rotações por minuto. A roda da turbina tinha apenas um pé de diâmetro, pesava apenas 40 libras e operava com 80% de eficiência.

Dentro de alguns anos, centenas de fábricas usavam turbinas de estilo Fourneyron. Outros países adotaram o design para impulsionar sua maquinaria industrial também. Imediatamente bem-sucedido, propiciou a evolução da indústria na Europa continental, assim como nos EUA, notadamente a indústria têxtil da Nova Inglaterra. Em 1895, as turbinas do tipo Fourneyron foram instaladas no lado americano das cataratas de Niagara para gerar energia elétrica. Ao falecer, havia construído e montado mais de cem turbinas.

A turbina de Fourneyron, conforme a Figura A.5, era uma turbina centrifuga (fluxo do centro para a periferia), do tipo reação e com fluxo de água entrando em contato com todas as partes do rotor simultaneamente (ação total). De eixo vertical, possuía um distribuidor central fixo e um receptor ou rotor em forma de anel formado por pás curvas. O fluxo guiado pelo distribuidor central atinge as pás do receptor obliquamente, e após transferir energia de rotação ao eixo por reação, cai de uma determinada altura em um poço de escapamento (poço de fuga).

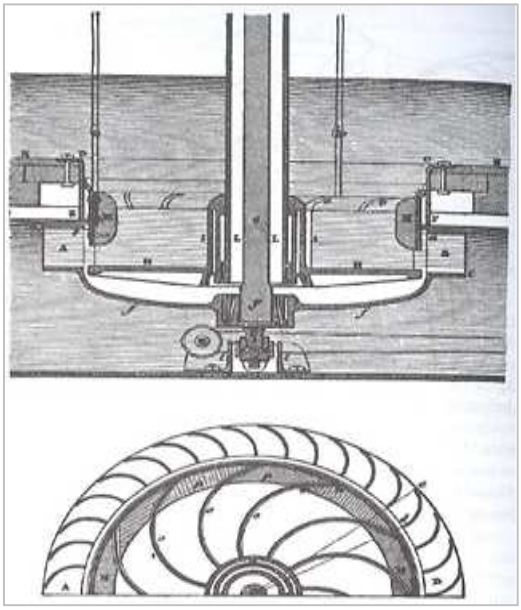


Figura A.5 - Desenhos da turbina de Fourneyron para as fundições Freisans, 1832

A Figura A.6 e Figura A.7 apresentam maquetes da turbina Fourneyron pertencentes ao Museu de Artes e Ofícios de Paris e ao Deutsches Museum, respectivamente. Já a Figura A.8 apresenta o retrato de Benoit Fourneyron.



Figura A.6 - Maquete de Turbina de Fourneyron, do Museu de Artes e Ofícios de Paris

Pode-se dizer que a concepção matemática e conceitual da turbina deve-se a Euler e que o pai da primeira turbina industrial foi Fourneyron, com influência de seu mestre Burdin.



Figura A.7 - Turbina Fourneyron (Deutsches Museum)



Figura A.8 - Retrato de Benoit Fourneyron

Uriah A. Boyden, americano nascido em Foxborough, Massachusetts, dedicou parte de sua vida ao aperfeiçoamento da turbina de Fourneyron. Na cidade de Lowell, trabalhou no moinho Appleton instalando uma turbina centrífuga em 1844.

No mesmo local, Boyden trabalhou com o engenheiro britânico James B. Francis, que em 1848 desenvolveu uma turbina que superou sua turbina instalada quatro anos antes. No entanto, as turbinas de Boyden continuaram a ser fabricadas e instaladas durante alguns anos, como por exemplo: as do moinho Harmony em Cohoes, algumas em Nova York no início da década de 1870, e aquelas usadas na primeira usina hidrelétrica de Niagara Falls em 1895. A Figura A.9 apresenta um retrato de Boyden, e a Figura A.10 uma de suas turbinas.

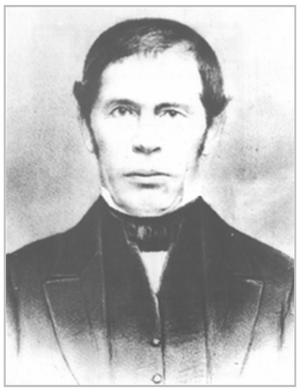


Figura A.9 -Retrato de Uriah A. Boyden

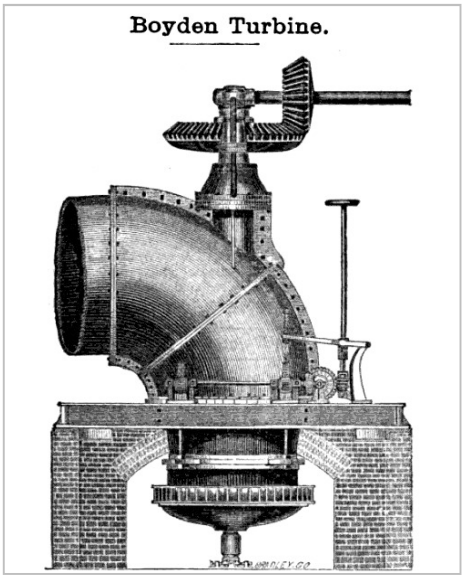


Figura A.10 - Turbina de Boyden

Samuel Dowd (1804-1879) também trabalhou no aprimoramento da turbina de Fourneyron, tendo inclusive invertido o sentido do fluxo de água em relação ao eixo, patenteando em 1838 a turbina de reação centrípeta, precursora da turbina Francis.

A partir de 1843 as turbinas de Fourneyron começaram a ceder lugar às turbinas axiais com tubo de sucção na saída, como, por exemplo, as do tipo Jonval, que também se tornaram obsoletas com o advento das turbinas Francis. A Figura A.11 apresenta o rotor de uma turbina Jonval fabricada pela Escher Wyss em 1885.

Em 1840 a empresa suíça Escher Wyss construiu turbinas tangenciais centrípetas idealizadas por Walter Zuppinger, com injeção parcial de água. O jato era de seção retangular e o formato das pás lembra os das atuais turbinas Pelton.

Visando aproveitar quedas mais elevadas, foram construídas outras turbinas de jato (ação parcial) por Girard em 1851, assim como por Schwamkrug. No entanto essas patentes não lograram êxito esperado por seus inventores. De igual modo, diversos outros tipos de turbinas que surgiram no século XIX não são mais encontradas atualmente, mas com certeza serviram de inspiração para as turbinas Pelton, Francis e Kaplan mais utilizadas em nosso tempo.

Convém lembrar que até 1895, antes das redes elétricas comerciais serem criadas por Tesla e Westinghouse, todas as turbinas extraiam energia das águas e distribuíam-na mecanicamente ao longo das fábricas (moinhos) através de eixos, engrenagens, polias, correias de couro, volantes de inércia, entre outros, conforme ilustra a Figura A.12.



Figura A.11 - Turbina Jonval de 1885

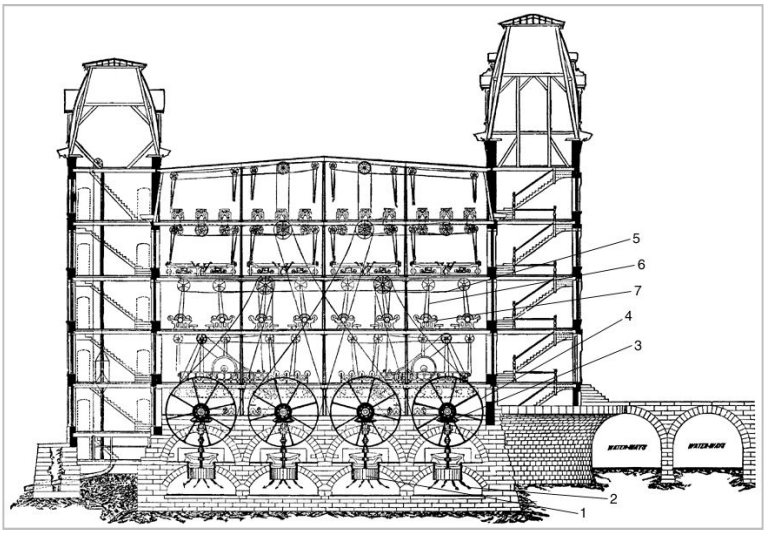


Figura A.12 - Moinho têxtil em 1850, antes do advento da eletricidade

APÊNDICE B - OUTROS TIPOS DE TURBINAS HIDRÁULICAS

B.1 - Turbina Pelton

A turbina Pelton é uma turbina hidráulica de jato livre, tangencial, de ação parcial, que funciona à pressão atmosférica. Através de um jato d'água, transforma a alta velocidade do fluido em movimento rotativo, colidindo contra uma série de conchas bipartidas fortemente fixadas a uma roda. Teve sua primeira patente criada em 1880, pelo engenheiro americano Lester Allen Pelton (1829-1908). A Figura B.1 apresenta o retrato de Pelton, e a Figura B.2 reproduz o desenho da turbina criada por ele. A turbina Pelton é a turbina moderna que mais se assemelha as antigas rodas d'água.

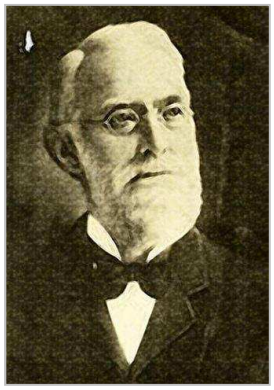


Figura B.1 - Retrato de Lester Allen Pelton

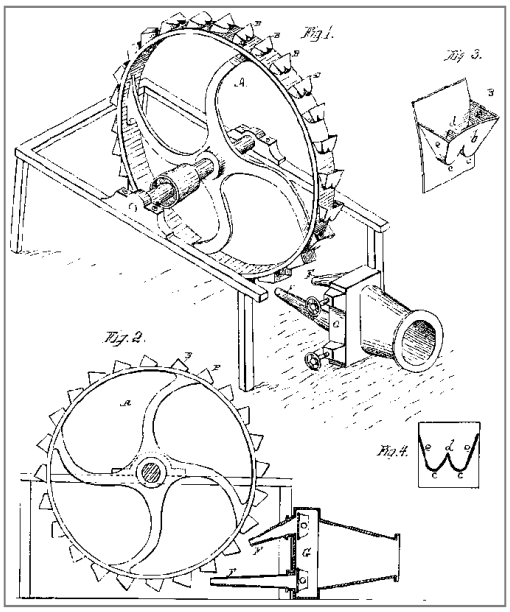


Figura B.2 - Desenho original da turbina de Pelton

A turbina Pelton é bastante adequada para aproveitamento hidráulico de baixa vazão e de elevado desnível topográfico com queda em torno de 250 a 1800 metros. O sistema adutor geralmente é longo e projetado para suportar grandes pressões.

O controle da vazão turbinada é feito por bicos injetores compostos por agulhas que se movimentam ampliando ou restringindo o fluxo do jato de água que se choca contra as conchas (pás da turbina), e que se divide em dois, mudando a sua trajetória e impulsionando o rotor. Como o fluido apenas muda a sua quantidade de movimento sem alterar a sua pressão estática, a turbina é caracterizada como sendo uma turbina de ação (ou de jato livre, ou de impulsão). Após a água bater nas pás é recolhida para um canal de restituição.

O número de injetores pode variar de 1 a 6 e este número depende do projeto do aproveitamento hidrelétrico em questão. A tendência é encontrar maior número de injetores quanto maior for a vazão da central, e menor número de injetores quanto menor for a vazão. A Figura B.3 apresenta um exemplo de projeto de turbina Pelton com cinco bicos injetores e a Figura B.4 um de seis bicos injetores, com destaque para as agulhas em vermelho e defletores em amarelo.

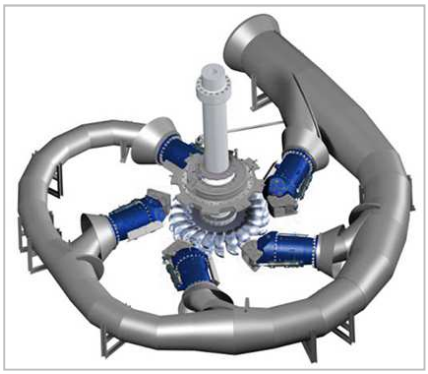


Figura B.3 - Projeto de turbina Pelton de eixo vertical com cinco bicos injetores (VOITH)

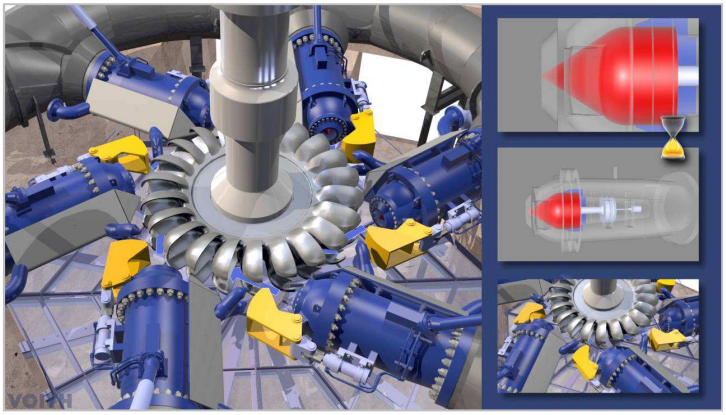


Figura B.4 - Projeto de turbina Pelton de eixo vertical com seis bicos injetores (VOITH)

O controle pela agulha do injetor é utilizado para pequenos ajustes na vazão, decorrentes de variações normais de carga-frequência. Durante reduções bruscas de carga o fechamento repentino da agulha poderia causar danos graves no conduto forçado, normalmente longo, devido o fenômeno de golpe de aríete ou martelo d'água. Por isso os injetores possuem defletores de jato que alteram a direção do fluxo d'água para que não acerte as conchas, diminuindo o torque mecânico e desacelerando a turbina. Esse defletor pode ser de ação total ou de ação parcial. O defletor de ação total desvia completamente o fluxo d'água que incidiria sobre o rotor, anulando a sua força motora. Já o defletor de ação parcial deflete parte do jato incidente conforme o comando de controle; sendo assim, a força motora não é zerada e sim fracionada em razão da porcentagem do jato desviada.

A Figura B.5 apresenta exemplo de roda Pelton de eixo horizontal, a Figura B.6 apresenta o jato em operação, e a Figura B.7 o detalhe da agulha injetora e do defletor de jato.

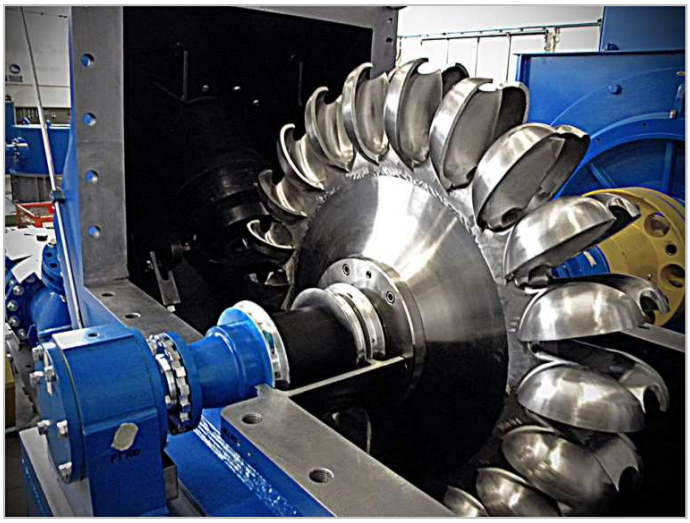


Figura B.5 - Turbina Pelton de eixo horizontal com um bico injetor (ZECO)

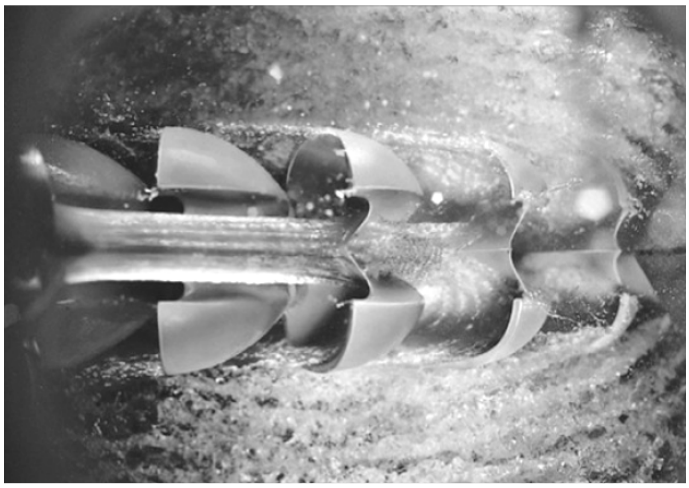


Figura B.6 - Roda Pelton em operação, mostrando o fluxo bipartido

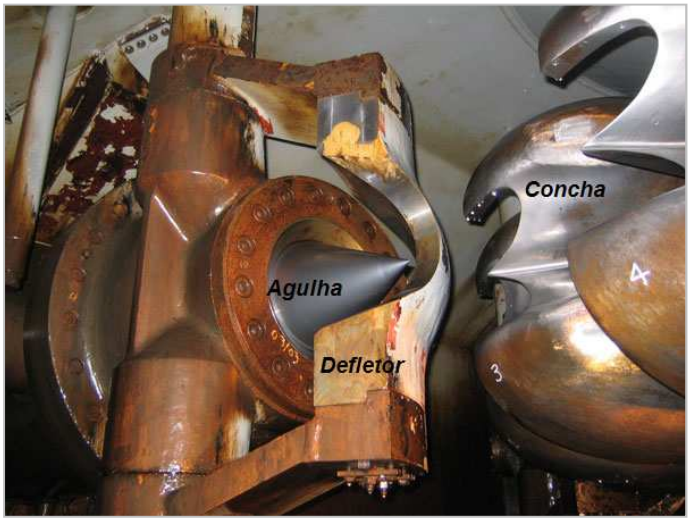


Figura B.7 - Bico injetor de turbina Pelton com destaque para a agulha e defletor

Além do controle feito pela movimentação das agulhas, é comum o uso de esquemas de operação de apenas alguns dos injetores dentro do conjunto total. Por exemplo, quando se deseja trabalhar com 60% da potência nominal numa turbina de 5 jatos, pode-se fechar totalmente um injetor e deixar os outros quatro ligados um pouco abaixo da vazão nominal. A Figura B.8 apresenta um arranjo de dupla turbina Pelton de jato simples e eixo horizontal ligada a um único gerador, o que possibilita o uso de apenas uma das duas turbinas para condições de baixas cargas (abaixo de 50%).

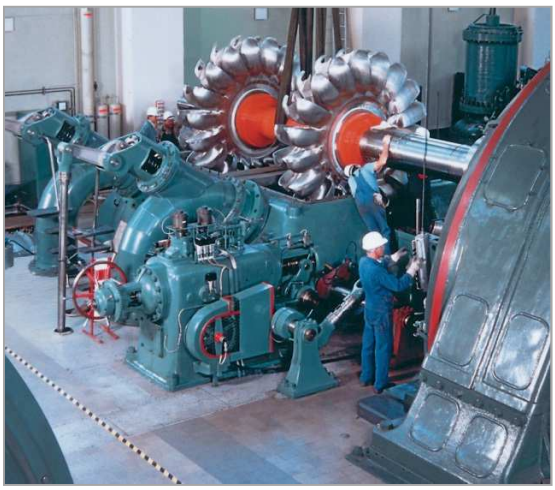


Figura B.8 - Turbina Pelton de dupla roda

A quantidade de jatos ativos utilizados é crucial para o bom rendimento da turbina, garantindo uma curva de eficiência quase plana, conforme apresentado na Figura B.9.

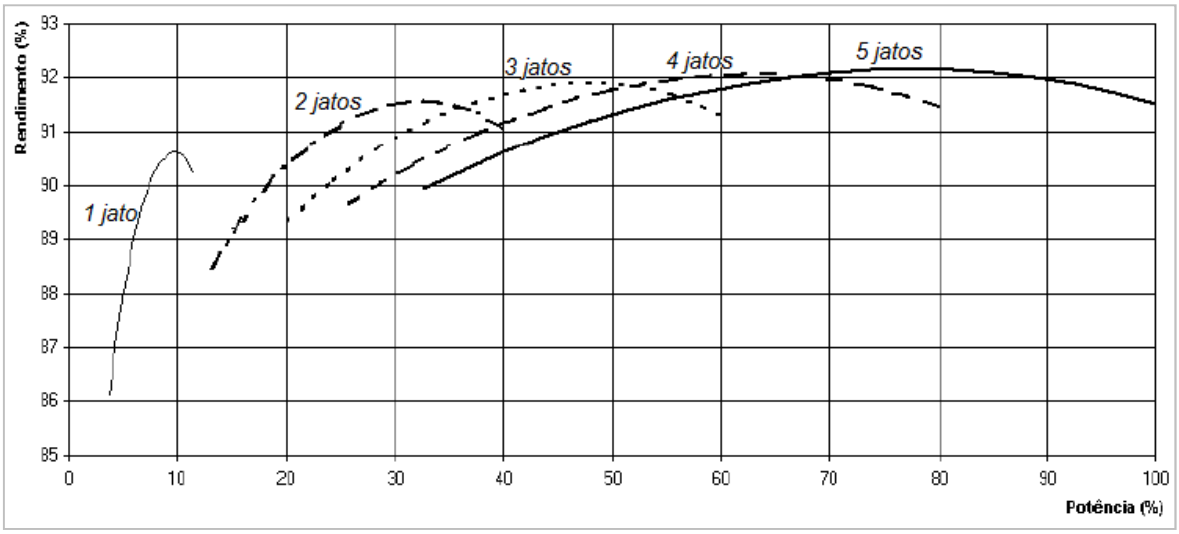


Figura B.9 - Curva de rendimento de turbina Pelton de cinco injetores (jatos)
(adap. de Santos, 2012)

Um dos maiores problemas destas turbinas, devido à alta velocidade com que a água se choca com as conchas do rotor, é a erosão provocada pelo efeito abrasivo da areia misturada com a água, comum em rios de montanhas.

B.2 - Turbina Turgo

A turbina Turgo também é uma turbina de ação, desenvolvida em 1919 por Gilkes, como uma roda Pelton modificada, com as conchas partidas ao meio.

Os Rotores Turgo são bastante eficientes, para uma mesma potência possui a metade do diâmetro do rotor Pelton, e assim duas vezes a velocidade específica. O rotor Turgo pode lidar com um maior fluxo de água do que o Pelton porque a saída de água de sua concha não interfere esbarrando nas conchas adjacentes.

Em testes de fábrica e de laboratório, as turbinas Turgo funcionam com eficiências de até 90%. Trabalha com quedas entre 15 e 300 m, geralmente em faixas onde a turbina Francis e Pelton de sobrepõem.

O rotor é menos caro de fazer do que uma roda Pelton. Além disso, tem maior velocidade específica e pode lidar com um maior fluxo de água comparado com o mesmo diâmetro de roda Pelton, levando a redução do tamanho gerador e custo de instalação, sendo, portanto bastante populares em pequenas usinas, onde o baixo custo é importante.

Quanto às demais características, são bastante similares às turbinas Pelton no que se referem aos bocais, agulhas e defletores. Também são suscetíveis as erosões das conchas quando a água dos jatos possui alta quantidade de particulados.



Figura B.10 - Detalhe das conchas de Rotor Turgo (VARSPEED HYDRO LTDA)

Podem apresentar suas conchas montadas de forma livre conforme a Figura B.10 e Figura B.11, ou moldado em peça única com um anel externo metálico conforme a Figura B.12, que além de proporcionar maior rigidez mecânica oferece maior inércia ao conjunto girante. A Figura B.13 apresenta a vista de uma casa de força construída com turbinas Turgo.



Figura B.11 - Rotor Turgo em operação (VARSPEED HYDRO LTDA)



Figura B.12 - Rotor Turgo moldado em peça única



Figura B.13 - Grupos geradores com turbinas Turgo

B.3 - Turbina de Fluxo Cruzado (Michell-Banki ou Ossberger)

A turbina de fluxo cruzado ou turbina Michell-Banki ou Ossberger, é uma turbina hidráulica desenvolvida pelo australiano Anthony Michell, o húngaro Donat Banki e o alemão Fritz Ossberger. Michell obteve patentes para o seu projeto de turbina em 1903. A primeira patente de Ossberger foi concedida em 1933 e ele fabricou esta turbina como um produto padrão. Hoje, a empresa fundada por Ossberger é a principal fabricante deste tipo de turbina.

Possui um fluxo d'água que cruza o rotor cilíndrico da turbina de forma transversal, fluindo através das pás da turbina, ao contrário da maioria das turbinas que têm fluxos axial ou radial. Conforme a Figura B.14 e a Figura B.15, a entrada do fluxo d'água pode ser vertical ou horizontal.

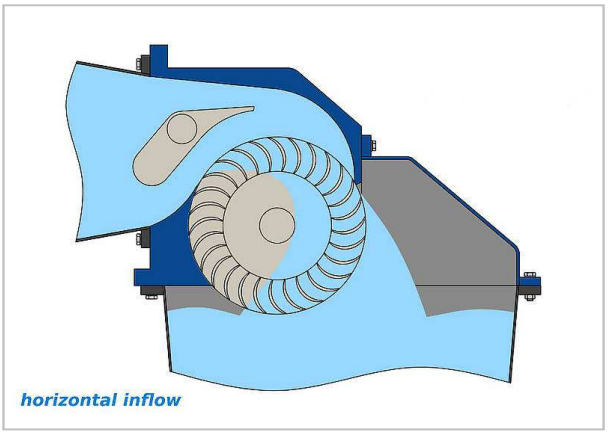


Figura B.14 - Turbina Ossberger com entrada horizontal

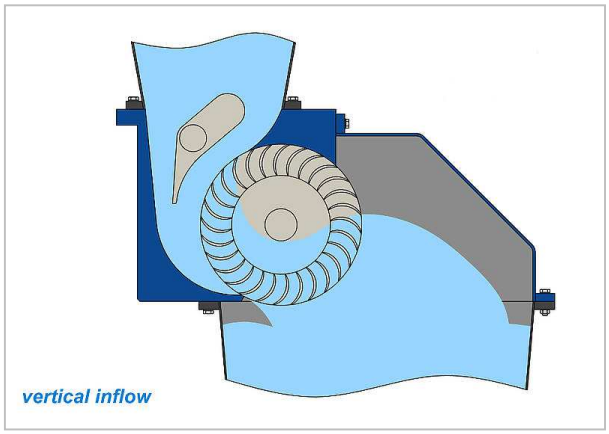


Figura B.15 - Turbina Ossberger com entrada vertical

A água é admitida na borda da turbina e depois de passar pelo rotor sai pelo lado oposto. Como atravessa o rotor duas vezes, fornece uma eficiência adicional. Um terço da energia é transferido durante essa saída. O fato de a água deixar o rotor de dentro para fora ajuda a limpá-lo de algum detrito ou sujeira de poluição do rio.

A turbina de fluxo cruzado é uma máquina de baixa velocidade que é bem adequada para locais com baixa queda, mas de fluxo alto.

As Turbinas de fluxo cruzado podem ser construídas como duas turbinas de capacidade diferentes que compartilham o mesmo eixo. As rodas da turbina são do mesmo diâmetro, mas de comprimentos diferentes (relação 1:2), para lidar com volumes de água diferentes, mas com a mesma pressão. Com o sistema de regulação também subdividido para os dois rotores é possível

realizar-se uma operação flexível de 33,3%, 66,7% ou 100% da potência total, obtendo-se um melhor rendimento da turbina para várias demandas de geração. A Figura B.16 apresenta a comparação de rendimento entre uma turbina de fluxo cruzado de dois segmentos e uma turbina Francis (curva em preto). A Figura B.17 apresenta um rotor em fabricação e a Figura B.18 mostra os diversos componentes de uma turbina Ossberger, ou Michel-Banki.

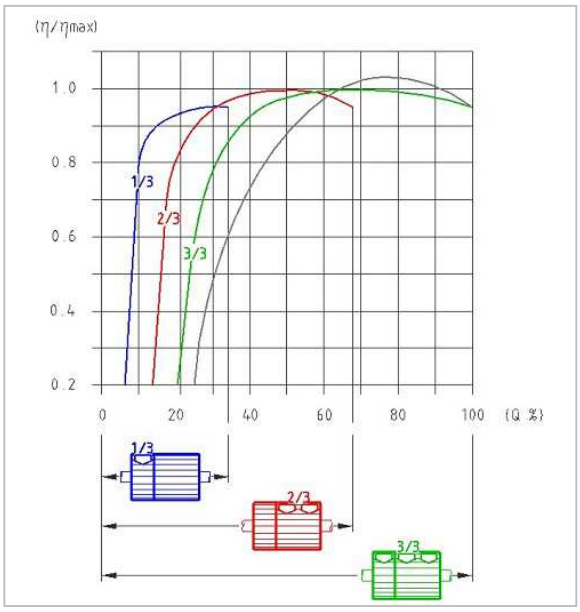


Figura B.16 - Rendimento da turbina segmentada



Figura B.17 - Montagem de rotor M.-Banki

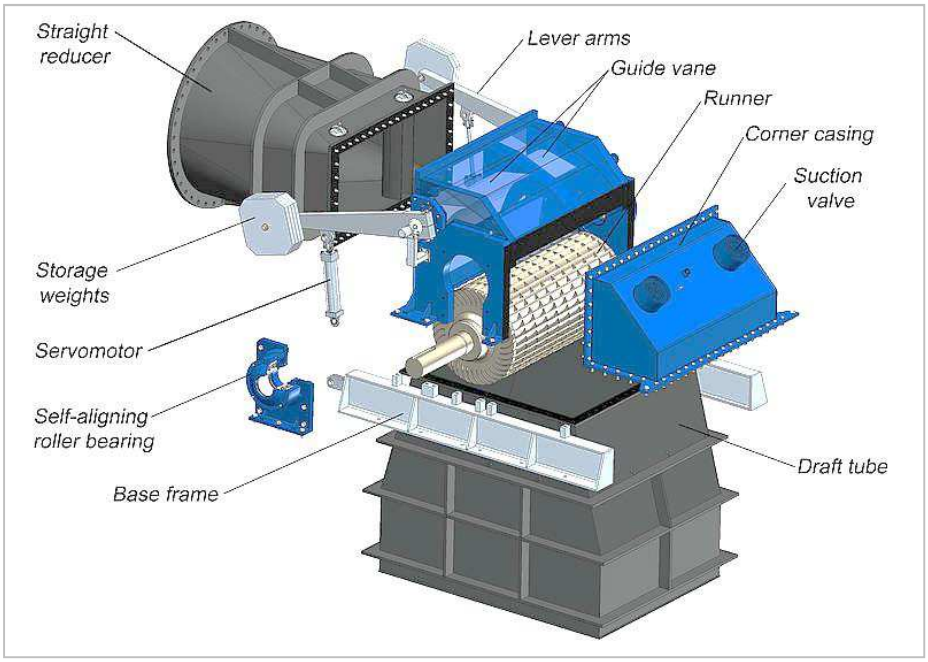


Figura B.18 - Componentes de uma turbina Ossberger

A regulação de velocidade e potência pode ser feita por um distribuidor montado em forma de um segmento de superfície cilíndrica, que através de um servomotor abre e fecha a área de entrada ao rotor. A Figura B.19 e Figura B.20 ilustram a movimentação do segmento distribuidor. Já a Figura B.21 apresenta a vista de uma casa de força com turbina Ossberger.

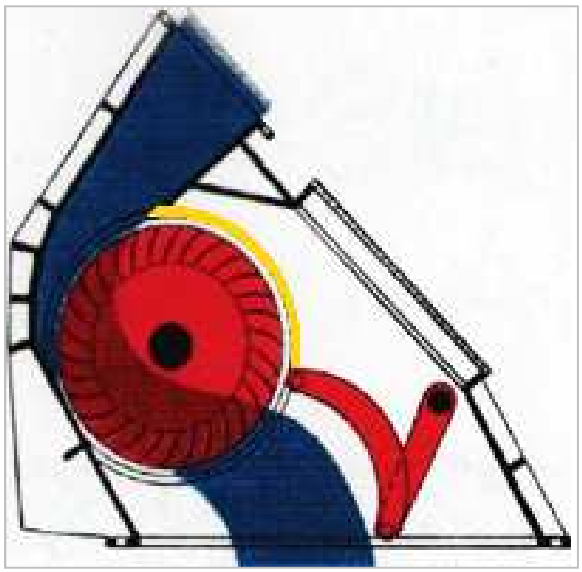


Figura B.19 - Distribuidor totalmente aberto

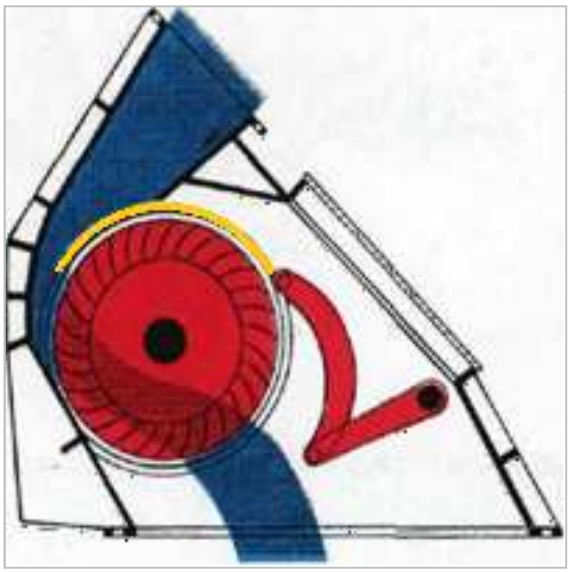


Figura B.20 - Distribuidor controlando fluxo



Figura B.21 - Conjunto turbina M.- Banki (azul) e gerador elétrico (vermelho)

Por ter uma construção relativamente simples, oferece baixos custos de implantação e de operação. Costuma ser uma excelente opção para pequenas ou minicentrais hidrelétricas, alcançando potências de até dois megawatts.

B.4 - Turbina Hélice

Para atender a necessidade de turbinas que operassem em rotações consideráveis em baixas quedas e com grandes vazões, surgiram a partir de 1908 as turbinas Hélice ou “Propeller”, segundo Macintyre (1983). Nessas condições as turbinas Francis apresentam baixo rendimento. O rotor possui a forma de uma hélice de propulsão, semelhantes às usadas para mover embarcações, o que explica os nomes dados a essas turbinas. Nas turbinas do tipo Hélice ou “Propeller” as pás são rigidamente fixadas ao corpo do rotor. Também costumam ser designadas por Kaplan de pá fixa.

Diferente do que ocorre no rotor de uma embarcação, na turbina Hélice utilizada em hidrogeradores devido ao escoramento dos mancais a passagem de água pelo rotor converte boa parte da energia mecânica da água em rotação e trabalho mecânico de eixo. Contudo, caso esse tipo de turbina, assim como as do tipo Kaplan, de eixo vertical, vierem a operar indevidamente motorizadas em potência reversa (megawatt negativo), onde a rede elétrica fornece energia para o gerador, pode ocorrer força axial deslocando a árvore girante com amplitude que pode comprometer o filme de óleo do mancal. Tais máquinas costumam ter mancal *contra-escora*, para evitar essa elevação. É muito importante ter dispositivo de proteção com função direcional de potência (relé ANSI 32) bem ajustado para desconectar a unidade em caso de motorização.

A Figura B.22 apresenta foto de turbina Hélice, fabricada pela empresa chinesa Shenyang Getai Hydropower Equipment Co.



Figura B.22 - Turbina do tipo Hélice em fabricação (GETAI)

B.5 - Turbina Kaplan

Nascido em Mürzzuschlag, Áustria, em uma família de trabalhadores ferroviários, Viktor Kaplan (1876-1934), graduou-se em engenharia civil pela Universidade Técnica de Viena (UTV), especializando-se em motores diesel. Em 1908, ele recebeu seu doutorado na UTV com uma tese sobre a "construção de rodas de turbina Francis racionais".

Posteriormente, foi para a Universidade Técnica Alemã de Brünn, atual Brno, como pesquisador no instituto de engenharia civil, onde se tornou professor pleno em 1909, e passou três décadas de sua vida. Em 1913 Kaplan foi indicado chefe do instituto de turbinas hidráulicas.

A finalidade de suas pesquisas era inventar um modelo que trabalhasse com grandes velocidades em pequenos desníveis hidráulicos e com médias e grandes descargas, situação onde as turbinas Francis pareciam inviáveis.

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

O sistema apresentado causou sensação, embora inicialmente estivesse coberto de desconfiança pelos fabricantes, que a julgavam impossível de ser feita. A primeira destas turbinas produzida saiu de uma fábrica em Heidenheim e o novo modelo passou a chamar-se de turbina Kaplan, em homenagem ao seu inventor.

As vantagens do alto rendimento em quedas médias e baixas com alto volume de água, e o crescente número de unidades instaladas com sucesso, fizeram com que o novo modelo de turbina se tornasse um dos maiores avanços no campo das usinas hidrelétricas contribuindo para o desenvolvimento do mercado energético mundial.

Kaplan recebeu muitos prêmios e homenagens, entre outros em 1926 com um doutorado honorário da Universidade Técnica Alemã em Praga, em 1930 com a moeda de ouro da Associação Austríaca de Engenheiros e Arquitetos. Foi membro honorário do Deutsches Museum em Munique, teve um selo comemorativo em homenagem ao centenário de seu nascimento, assim como uma cédula de 1000 xelins austríacos, conforme reproduzido na Figura B.23. Aposentou prematuramente em 1931 por motivo de doença, e faleceu em 1934 em Unterach am Attersee, Áustria, de um acidente cerebrovascular.



Figura B.23 - Foto histórica de Kaplan em uma fábrica de turbinas, selo postal e cédula.

A Figura B.24 apresenta um modelo da turbina Kaplan de 1928, pertencente ao acervo do Deutsches Museum, (Munique, Alemanha) criado por J.M. Voith, primeiro grande industrial a reconhecer a importância da invenção desse tipo de turbina. Com tal modelo é possível observar a eficiência da turbina em diferentes posições de pá segundo a turbulência apresentada na água em movimento que pode ser observada através do vidro.

A Figura B.25 apresenta uma turbina Kaplan fabricada pela Voith em 1922, com 1100 HP (0,82 MW), recorde para época. A Figura B.26 apresenta projeto em 3D de turbina Kaplan da VOITH. A Figura B.27 apresenta foto da maior turbina Kaplan do mundo, com 230 MW, fabricada pela IMPSA para a UHE Tocoma (Manuel Piar), na Venezuela.



Figura B.24 - Modelo de turb. Kaplan (Deutsches Museum)



Figura B.25 - Turbina Kaplan fabricada em 1922 (VOITH)

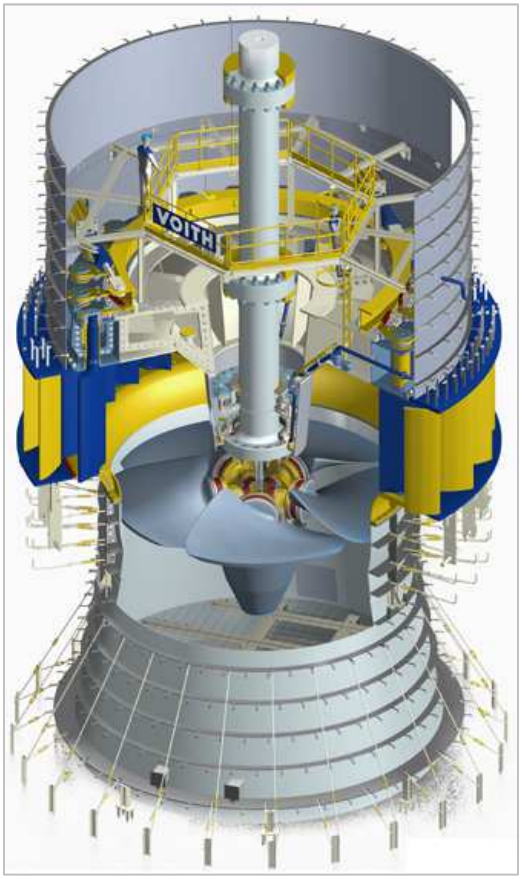


Figura B.26 - Vista 3D de uma turbina Kaplan (VOITH)



Figura B.27 - Turbina Kaplan da UHE Tocoma na Venezuela (IMPSA)

A Figura B.28 mostra uma comparação do rendimento típico de várias turbinas para uma faixa de vazões. Observa-se que o rendimento da Kaplan é maior que o da Hélice (propeller) em vários pontos operacionais. A turbina Hélice apresenta pico de rendimento próximo da vazão de projeto nominal (100%), sendo sensivelmente reduzido em outros pontos operacionais.

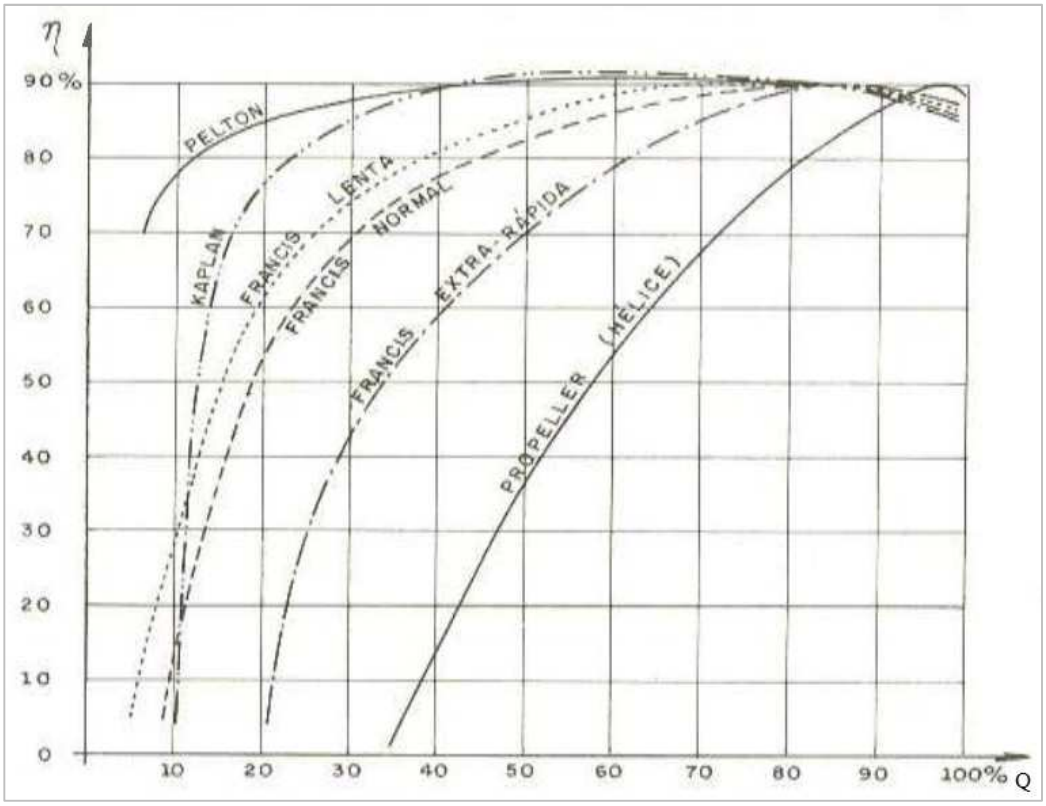


Figura B.28 - Variação do rendimento com a vazão para diversas turbinas, Macintyre (1983)

As turbinas do tipo Kaplan são aplicadas para quedas de alguns centímetros até aproximadamente 70 metros, e normalmente em condições de maiores vazões.

A principal diferença entre um projeto com turbina Kaplan e um com turbina Francis é o rotor em si e o sistema hidráulico de potência adicional para prover o movimento angular das pás. Os demais componentes do circuito hidráulico como conduto forçado, caixa espiral, sistema de distribuição e tubo de sucção costumam ser similares.

O rotor Kaplan assemelha-se a um propulsor de navio, similar a uma hélice, só que com o ângulo de suas pás podendo ter sua inclinação variável, garantindo uma ampla variação de vazão e potência mecânica sem grandes variações no rendimento. A variação do ângulo das pás é dada por um mecanismo de bielas acionado hidraulicamente no interior do chamado cubo Kaplan devido a um servomotor (êmbolo) movimentado por fluido hidráulico. A Figura B.29 apresenta um esboço didático do mecanismo de movimentação da pá Kaplan.

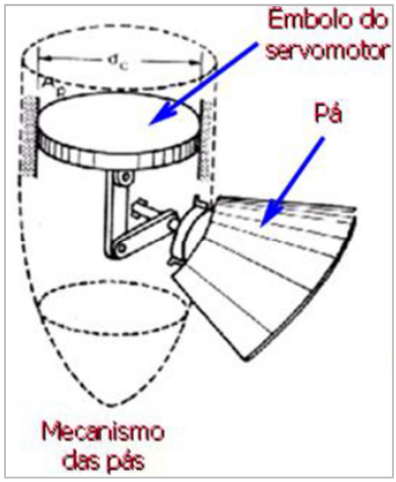


Figura B.29 - Mecanismo de movimentação angular de uma pá Kaplan

O servomotor do rotor é comandado pelo sistema de regulação de velocidade, que também comanda o servomotor do distribuidor. Esse sistema de regulação dita a melhor posição das pás do rotor quando o ângulo de abertura das palhetas diretrizes do distribuidor varia. Para cada ângulo de abertura dessas palhetas do distribuidor, existe um ângulo de abertura correspondente do rotor.

Essa relação é conhecida como curva de conjugação e pode ser levantada a partir da análise do Diagrama de Colina, que no caso de turbinas Kaplan, além de dados de: queda, vazão rendimento, potência e abertura do distribuidor, possuem também curvas relacionadas aos vários ângulos de pás ensaiados em laboratório de modelo reduzido.

O curso angular das pás do rotor, em geral, é menor que o das palhetas diretrizes. Isso se deve principalmente porque o ajuste angular das pás é mais sutil (ou fino) que o ajuste angular das palhetas diretrizes: para uma variação no fluxo provocada por uma mudança na abertura do distribuidor, a mudança requerida na abertura das pás é relativamente menor.

Devido aos fatores limitantes de projeto e também à própria filosofia operacional, a dinâmica das pás é mais lenta que a movimentação das palhetas diretrizes. Por essa razão, no regime transitório, a movimentação conjunta não ocorre seguindo precisamente a condição conjugada. A operação conjugada, também chamada de *"on-cam"*, só se dá em termos práticos no regime permanente de operação.

A Figura B.30 apresenta o diagrama de blocos do sistema copiador (unidade hidráulica de potência) de uma turbina Kaplan, onde para cada posição de comando de abertura do distribuidor é gerada uma referência de ângulo de pá. O ideal é que várias curvas de conjugação possam ser chaveadas automaticamente em função da queda bruta ou líquida informada via instrumentação ao software do regulador de velocidade.

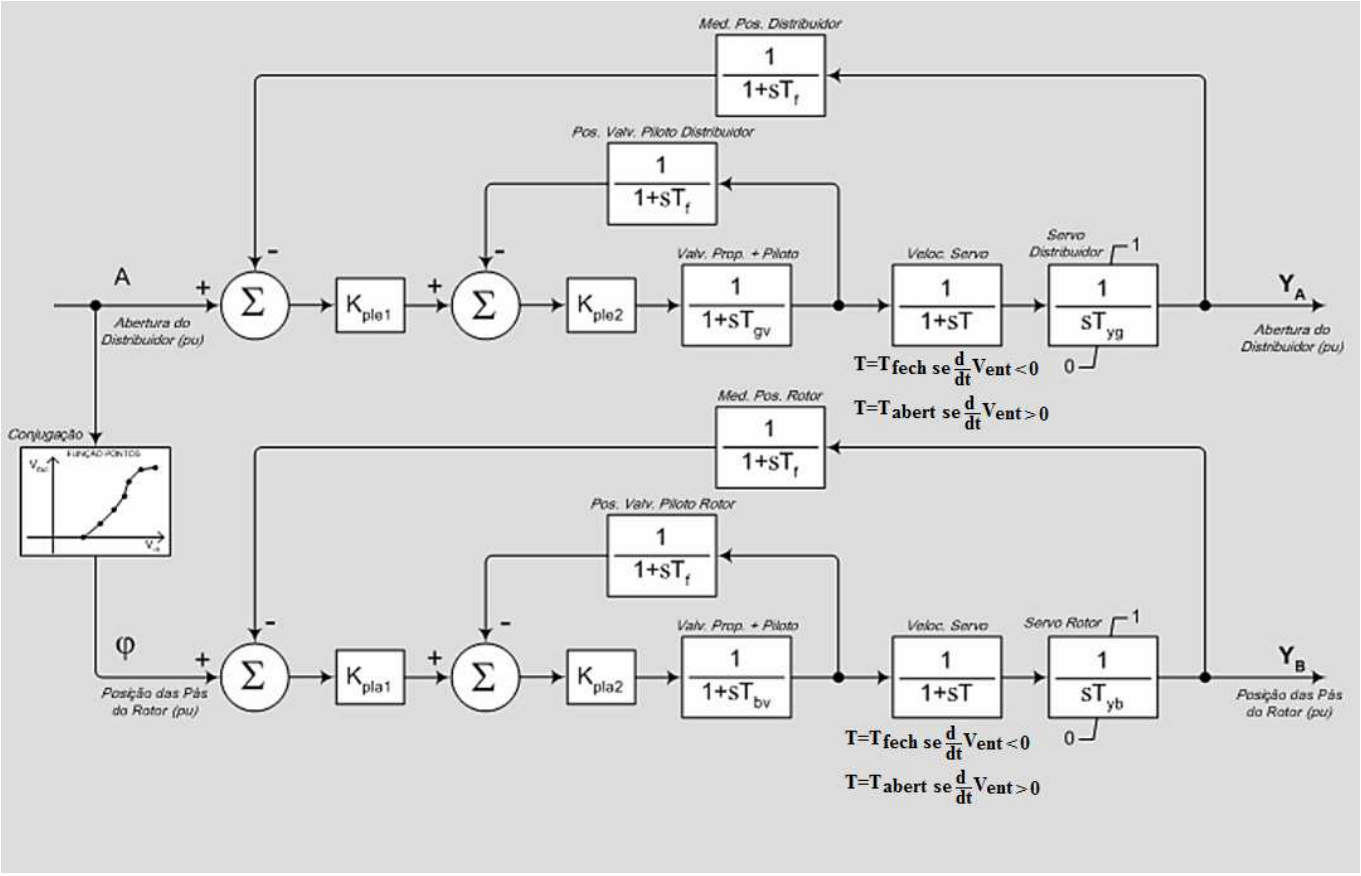


Figura B.30 - Diagrama de blocos de unidade hidráulica de dupla regulação (Kaplan)

Derivados da idéia original de Viktor Kaplan, surgiram outras turbinas axiais de eixos horizontais, como por exemplo, a Kaplan Bulbo, Tubular Kaplan S, Straflo e até mesmo de eixos em ângulo de 45 graus como o caso da turbina Tubular Kaplan Joelho (knee), conforme apresentado desde a Figura B.31 até a Figura B.33.

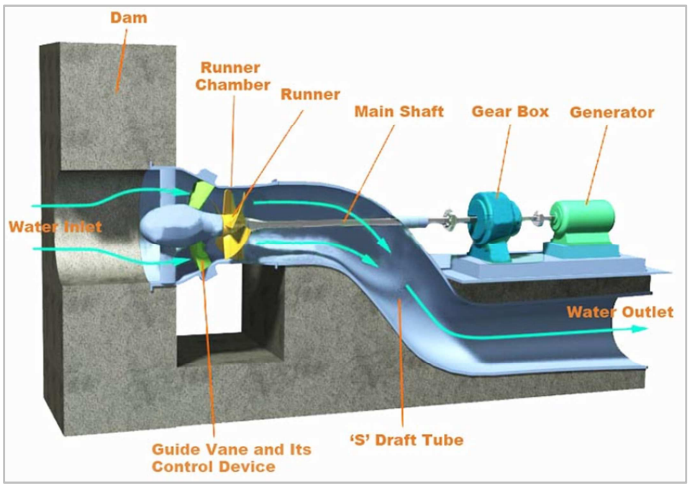


Figura B.31 - Esquema de turbina Tubular Kaplan S (ETERNOO)



Figura B.32 - Foto de grupos geradores com turbina Tubular Kaplan S

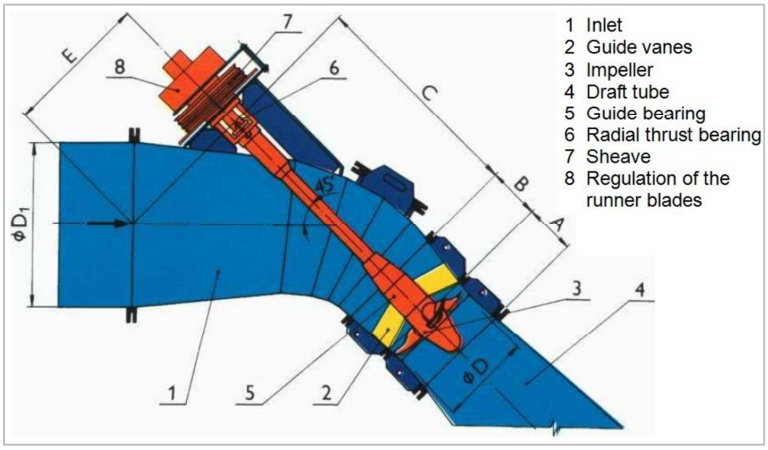


Figura B.33 - Esquema de turbina Tubular Kaplan Joelho (P&S)

B.6 - Turbina Kaplan Bulbo

As turbinas Bulbo foram inventadas inicialmente, na década de 1960, na França, para a usina maremotriz de La Rance e depois desenvolvidas para usinas convencionais de baixa queda hidráulica e grandes vazões. Elas são um tipo de turbina Kaplan de eixo horizontal com o gerador elétrico instalado dentro de uma estrutura estanque em formato de bulbo, que opera submersa, e por onde a água flui externamente até chegar às pás reguláveis.

De acordo com Morais (2011), 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, os custos de: equipamento eletromecânico, turbina e gerador, são maiores que os das turbinas convencionais, pela tecnologia e processos de fabricação aplicados em termos de ajustes e vedações. Atualmente, as unidades bulbo podem gerar até 80 MW e ter diâmetro de até 8,5 metros. A Figura B.34 apresenta um desenho esquemático 3D de turbina Kaplan Bulbo feito pela ANDRITZ para a UHE Iffezheim, na Alemanha.

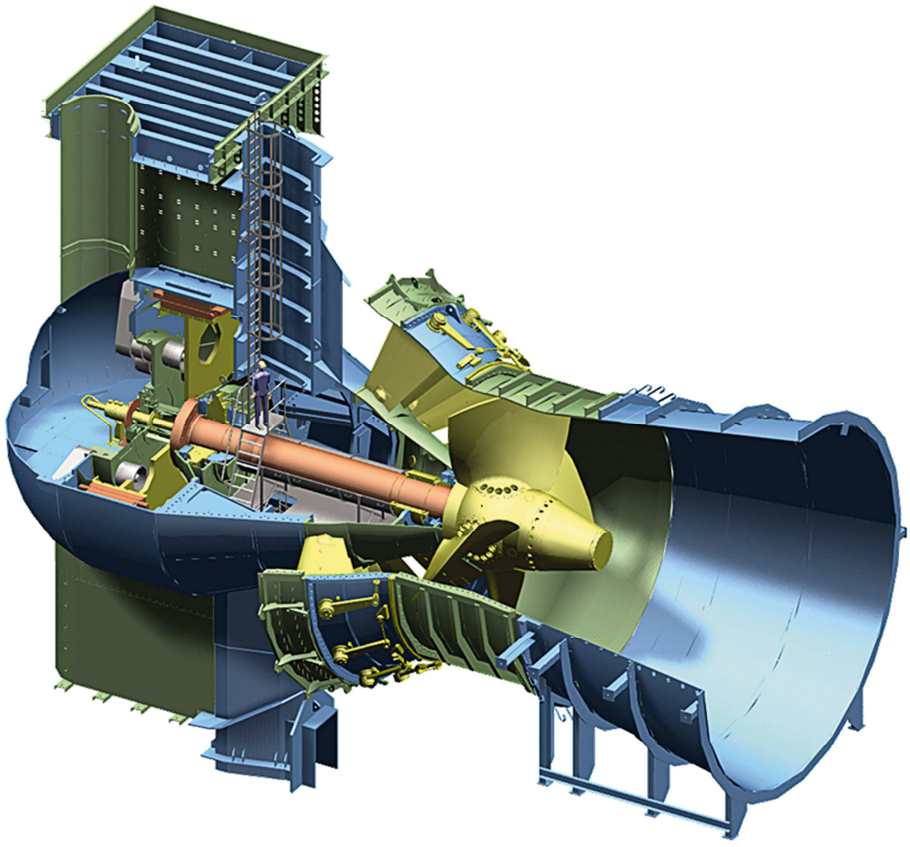


Figura B.34 - Desenho esquematico 3D de uma turbina Kaplan Bulbo (ANDRITZ)

As principais vantagens de um grupo bulbo são:

- A maior eficiência em cargas máximas, além da maior capacidade de vazão das turbinas bulbo e poço proporcionam maiores vantagens em comparação com as turbinas Kaplan verticais;
- Como a disposição do grupo turbo-gerador é horizontal, a descarga é direta permitindo a operação em grandes vazões e com maior eficiência, quando comparado às turbinas Kaplan;
- Na avaliação geral de um projeto de baixa queda (até 30 m), a aplicação de uma turbina bulbo permite alcançar uma maior produção anual de energia, além de custos relativos de fabricação mais baixos;
- Quando uma turbina do tipo bulbo pode ser substituída por uma Kaplan, com mesmo desempenho de produção, 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%;

As principais desvantagens de um grupo bulbo são:

- Limitação de potência devido ao diâmetro e à ventilação do gerador;
- 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 girantes (rotor do gerador);
- Os mancais requerem cuidados na sua especificação e fabricação.

B.7 - Turbina Kaplan Poço

Conhecida na língua inglesa como Pit Turbine, possui a mesma concepção da Turbina Bulbo, diferindo apenas pelo fato do gerador elétrico ao invés de ficar retido dentro do bulbo metálico fica localizado em um poço estanque de alvenaria ou de estrutura metálica com acesso superior livre. A metade final do conjunto onde se encontra as pás da turbina se assemelha muito ao do projeto de turbinas Bulbo.

A principal vantagem se revela na eliminação dos problemas térmicos associados ao gerador que não fica confinado dentro do bulbo. Uma desvantagem em relação ao tipo Bulbo pode ser a menor eficiência aerodinâmica.

A Figura B.35 apresenta uma concepção 3D de turbina Kaplan Poço. A Figura B.36 apresenta uma comparação entre projetos com turbina Kaplan tipo Bulbo, Poço e Tubular S, respectivamente da esquerda para direita.

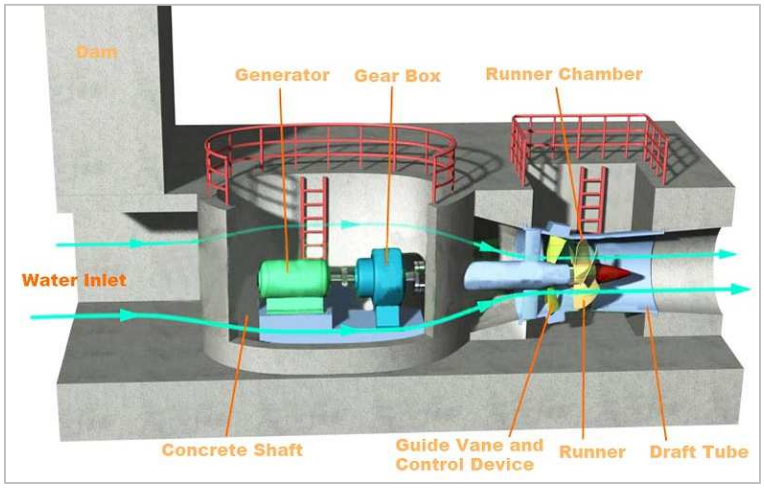


Figura B.35 - Vista 3D de turbina Kaplan Poço (ETERNOO)

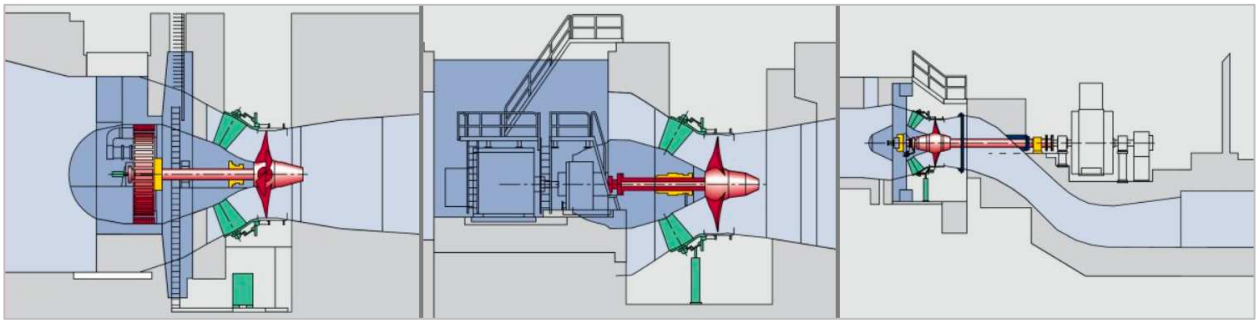


Figura B.36 - Comparação entre turbinas Bulbo, Poço e Tubular S (VOITH)

B.8 - Turbina Straflo

Segundo Macintyre (1983), esta é uma turbina axial para baixas quedas com estrutura mais compacta que as turbinas Bulbo. O nome Straflo, dado pela fabricante ESCHER WYSS, deriva dos vocábulos straight e flow (fluxo retilíneo). A sua maior ocorrência é em obras de saneamento, navegação e também nas usinas marémotrizes. A Figura B.37 apresenta uma maquete desse tipo de turbina.

A característica mais interessante dessa turbina é a fixação do anel do indutor do gerador na periferia das pás do rotor da turbina. Por essa razão também é chamada de turbina geradora de anel ou periférica. Graças a essa característica, não há mais a necessidade de se colocar o gerador no interior de um bulbo. Isso proporciona vantagens no sentido de poder aumentar o tamanho do gerador e também de poder resfriá-lo com mais facilidade. Há também a vantagem de se poder aumentar a inércia do gerador, reduzindo as variações da sua velocidade angular.

A turbina Straflo é utilizável em usinas a fio d'água numa faixa de quedas compreendida entre cerca de 3 a 40 metros. Os diâmetros dos rotores podem ser bem grandes chegando a 7,6 metros, como no caso da usina maremotriz Annapolis Royal, no Canadá, conforme pode ser observado na Figura B.38, um rotor em fabricação.

O maior desafio de sua tecnologia é garantir a vedação periférica, com emprego de selos especiais que impedem o acesso da água ao alternador.

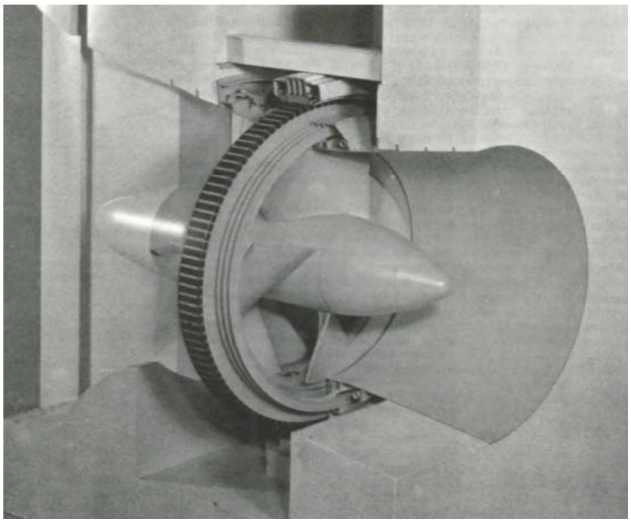


Figura B.37 - Maquete de turbina Straflo da ESCHER WYSS (Macintyre, 1983)

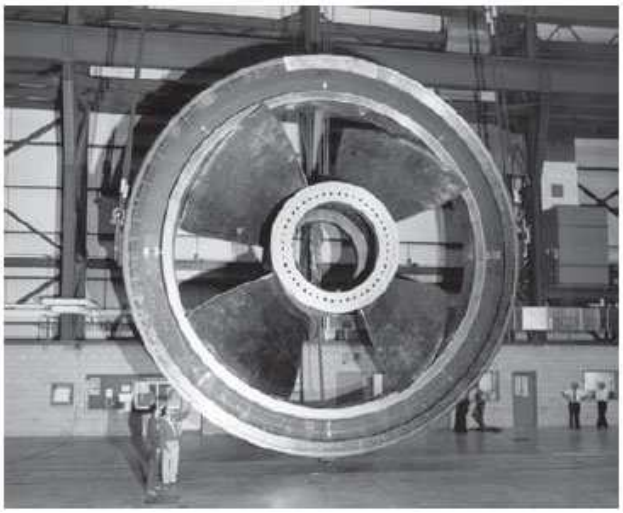


Figura B.38 - Turbina Straflo em fabricação para usina maremotriz Annapolis Royal, Canadá

B.9 - Turbina Deriaz (Diagonal)

De acordo com IMechE (2004), a turbina Diagonal, também chamada de Deriaz foi inventada em 1956 por Paul Deriaz, designer hidráulico-chefe da English Electric Company. As primeiras turbinas Deriaz foram instaladas em casas de força tanto na margem canadense quanto na norte americana das Cataratas do Niágara. Desenvolvida em uma forma cônica não usual, assemelha-se a uma mistura entre a turbina Francis, devido à posição de suas pás, e a Kaplan, devido sua capacidade de ajuste da posição das pás.

É classificada como turbina de reação, de fluxo misto e dupla regulação. Possui uma faixa de operação entre as turbinas Francis e Kaplan, em quedas de 20 a 100 metros. Caso possua suas pás ajustáveis, como as do tipo Kaplan, oferece excelentes vantagens tais como: alto rendimento sob amplas variações de vazão; operação suave e eficiente em uma ampla gama de quedas e vazões, sendo indicada para usinas com essas características; distribuição uniforme de pressão e carga através das pás; livre de desenvolvimento de cavitação em todo o alcance operacional; maior eficiência na operação de carga parcial quando comparada à turbina Kaplan; O formato de seu rotor permite que sejam utilizadas em centrais de acumulação, onde funcionam ora como turbina, ora como bomba;

Como desvantagem pode-se considerar seu custo maior em relação às turbinas Francis e a necessidade de manutenção do sistema de movimentação das pás, tal como ocorre nas Kaplan. A Figura B.39 apresenta um rotor da usina Liptovská Mara, na Eslováquia. Já a Figura B.40 apresenta a foto da fabricação de um rotor Deriaz para a usina de Takami, no Japão.



Figura B.39 - Turbina Deriaz da usina Liptovská Mara (Eslováquia)



Figura B.40 - Turbina Deriaz da usina Takami (Japão)

B.10 - Turbinas Helicoidais

Devido à maior conscientização ambiental, têm surgido alguns tipos de turbinas consideradas amigáveis para a ictiofauna dos rios utilizados para os aproveitamentos hidrelétricos (*fish friendly turbines*), reduzindo a taxa de mortalidade dos peixes que se chocam contra as palhetas dos rotores. As do tipo helicoidais, de perfil espiralado, são as mais promissoras nesse aspecto, devido à menor quantidade de pás, menor rotação e design mais favorável à passagem dos peixes. A Figura B.41 e Figura B.42 apresentam dois exemplos de turbinas helicoidais do tipo Alden. A Figura B.43 e Figura B.44 apresentam dois exemplos de turbinas helicoidais do tipo Parafuso de Arquimedes, fabricadas pela ANDRITZ, e designada por essa pelo nome de turbinas hidrodinâmicas. Também podem ser usadas como turbinas reversíveis, funcionando como bomba d'água.

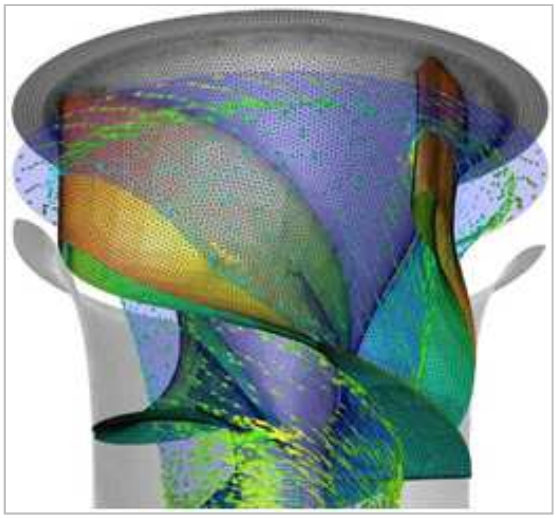


Figura B.41 - Turbina Alden em simulação CFD



Figura B.42 - Turbina Alden projetada pela VOITH



Figura B.43 - Turbina do tipo Parafuso de Arquimedes (ANDRITZ)

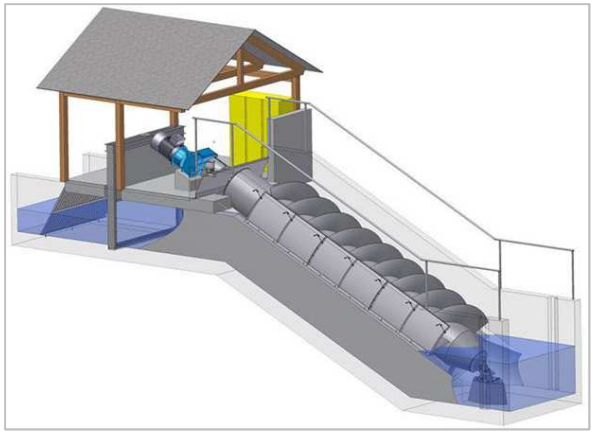


Figura B.44 - Projeto de turbina Paraf.de Arquimedes (ANDRITZ)

B.11 - Turbina de Vórtice Gravitacional

Ainda dentro do grupo de turbinas que buscam ser ecologicamente corretas, merece destaque a turbina de vórtice gravitacional, bastante interessante para pequenos, ou micro, aproveitamentos hidráulicos com baixas quedas, e para projetos de democratização do acesso à energia, devido ao seu baixo custo de obra civil e simplicidade de montagem. A Figura B.45 e Figura B.46 apresentam fotos dessa abordagem de hidrogeração divulgadas pelo Instituto de Tecnologias Sustentáveis Nikola Tesla com sede em Brasília/DF.

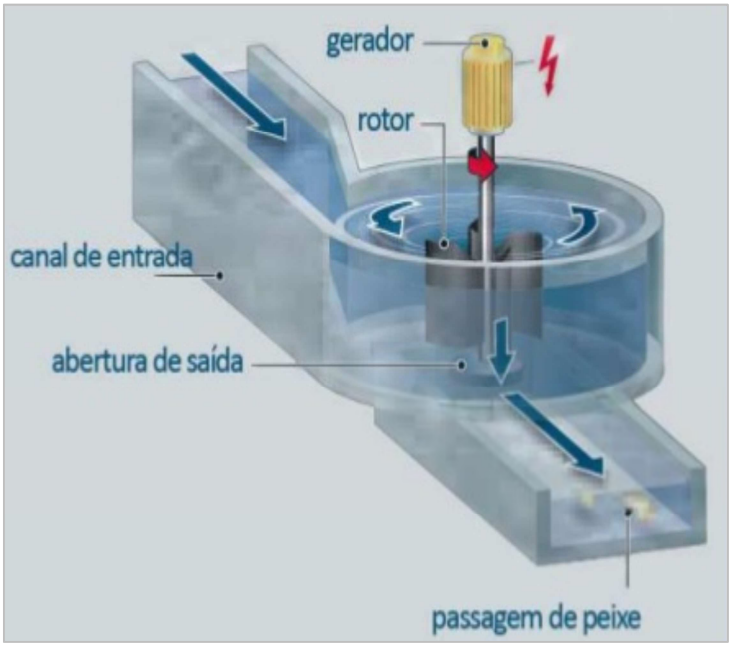


Figura B.45 - Esquema de funcionamento de uma turbina de vórtice gravitacional



Figura B.46 - Turbina de vórtice gravitacional em operação

APÊNDICE C - ESCOLHA DO TIPO DE TURBINA

Em função de suas características intrínsecas, cada turbina tem sua aplicação específica. Tanto em turbinas de ação como em turbinas de reação, o formato do rotor muda bastante de forma a se adaptar as diferentes características do aproveitamento hidrelétrico disponíveis, como altura de queda e vazão, assim como devido às condições de operação projetada para o grupo gerador, como potência mecânica e rotação.

C.1 - Rotação nominal do grupo gerador

A escolha do número de rotações por minuto depende também do gerador elétrico comercialmente disponível para se acoplar ao eixo da turbina hidráulica, que por sua vez possui relação de dependência com a frequência do Sistema Interligado Nacional (SIN), segundo a Equação (C.1).

$$n = \frac{120 \cdot f}{p} \tag{C.1}$$

Onde:

n = número de rotações por minuto;

f = frequência do SIN [60 Hz, no Brasil];

p = número de polos do rotor magnético.

Considerando que a frequência nominal do Brasil é 60 Hz, a Equação (C.1) atualiza-se em:

$$n = \frac{7200}{p} \tag{C.2}$$

A partir da Equação (C.2), foi construída a Tabela C.1 com alguns exemplos de rotações de turbinas acopladas em geradores elétricos de 60 Hz, segundo o número de pólos magnéticos.

Tabela C.1 - Rotações por minuto do gerador síncrono em função do número de pólos

p (qtd. pólos)	4	8	12	16	20	24	28	32	36	40	44	48	52	56	60
n (rpm)	1800	900	600	450	360	300	257,14	225	200	180	163,64	150	138,5	128,57	120
p (qtd. pólos)	64	68	72	76	80	84	88	92	96	100	104	108	112	116	120
n (rpm)	112,5	105,9	100	94,74	90	85,71	81,82	78,26	75	72	69,23	66,67	64,29	62,07	60

Segundo Macintyre (1983), costuma-se utilizar a quantidade de polos múltipla de quatro. Em uma primeira abordagem, costuma-se assumir os limites de rotação real para as turbinas hidráulicas de acordo com a Tabela C.2 - .

Tabela C.2 - Número real de rpm das turbinas

Kaplan, Hélice, Bulbo	50 a 150 rpm
Francis	80 a 300 rpm
Pelton	200 a 750 rpm

Para projeto e escolha de turbinas hidráulicas é bastante comum o uso de *grandezas específicas*, que se referem à *turbina unidade* de uma série de turbinas geometricamente semelhantes. A *turbina unidade* de uma dada turbina é aquela geometricamente semelhante a essa, e que, sob a queda disponível de 1 metro, fornece potência útil de 1 cavalo vapor, funcionando em condições análogas, Macintyre (1983). Alguns autores utilizam 1 horse power ao invés de 1 cavalo vapor.

C.2 - Velocidade específica (n_s)

Uma das grandezas específicas ou características utilizadas nas análises de escolha de turbinas é a *velocidade específica* (n_s). Através dela é possível comparar turbinas geometricamente similares, e também determinar se uma turbina é própria para certo tipo de exploração hidroelétrica, através da comparação com muitos outros projetos já concluídos.

Define-se a velocidade específica de uma turbina por:

$$n_{s\,[cv]} = \frac{n \cdot \sqrt{P_{[cv]}}}{H^{1,25}} \tag{C.3}$$

Onde:

$n_{s[cv]}$ = Velocidade específica de cavalo vapor [rpm];

n = Rotação real da turbina [rpm];

$P_{[cv]}$ = Potência útil da turbina em cavalo vapor [cv];

H = Queda disponível [m].

Alternativamente, alguns autores costumam definir a velocidade específica em unidade de quilowatt ao invés de cavalo vapor, devido à entrada do valor de potência em quilowatt, nesse usa-se a Equação (C.4).

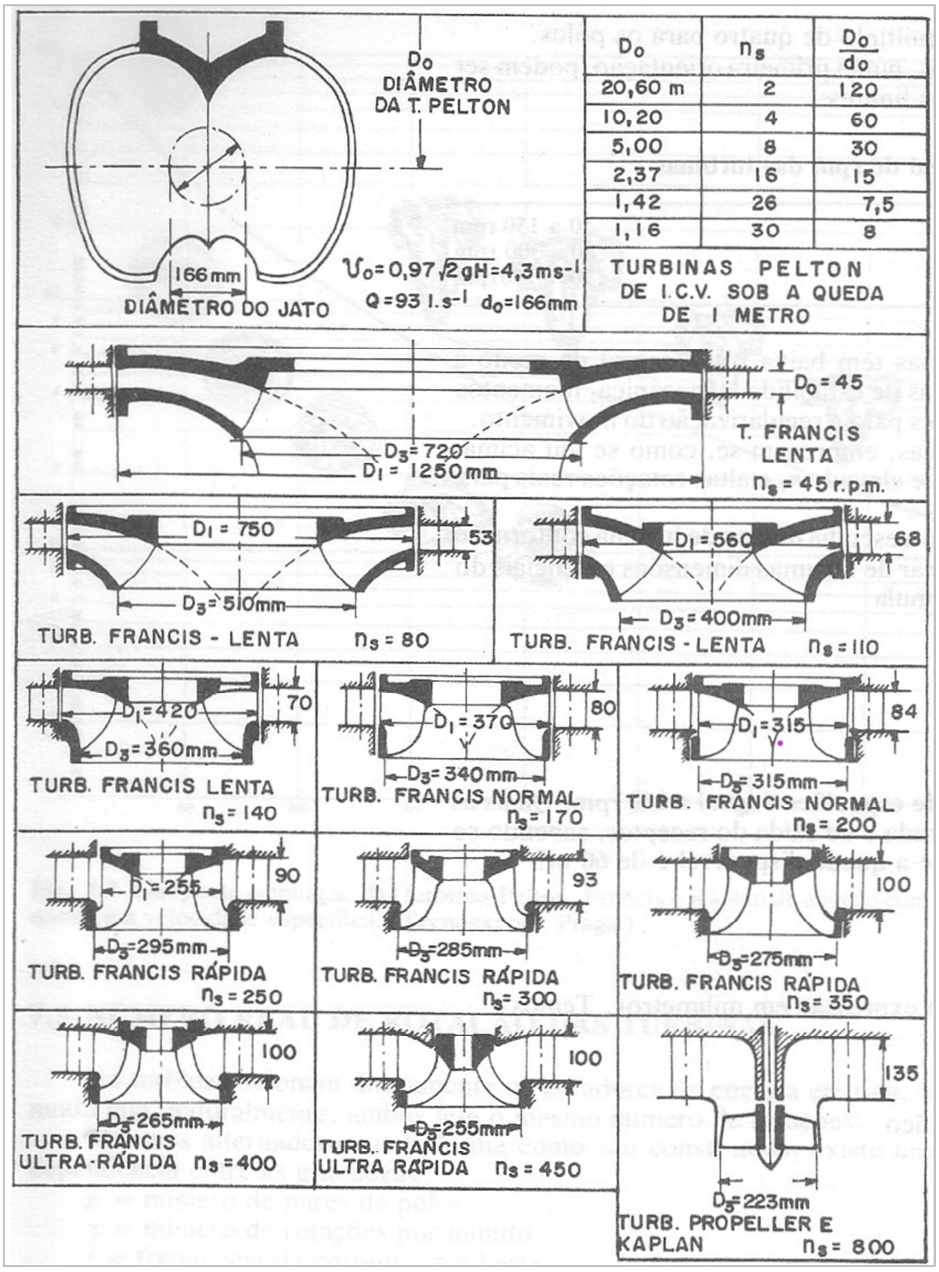
$$n_{s\,[kW]} = \frac{n \cdot \sqrt{P_{[kW]}}}{H^{1,25}} \qquad \text{(C.4)}$$

Onde:

$n_{s[kW]}$ = Velocidade específica de quilowatt [rpm];

$P_{[kW]}$ = Potência útil da turbina em quilowatt [kW].

As turbinas são então classificadas em: rápida, normal e lenta, de acordo com o valor de sua velocidade específica (n_s), e não em relação a sua velocidade de rotação real n. As turbinas geometricamente similares têm a mesma velocidade específica, sendo desta forma agrupada em famílias de máquinas com geometrias similares. A Figura C.1 apresenta as principais dimensões de turbinas de 1 cv sob queda de 1 m, conforme sua velocidade específica ($n_{s\,[cv]}$).



D_o	n_s	$\frac{D_o}{d_o}$
20,60 m	2	120
10,20	4	60
5,00	8	30
2,37	16	15
1,42	26	7,5
1,16	30	8

Figura C.1 - Turbinas de 1 cv sob queda de 1 m, de acordo com a vel. específica ns (Macintyre, 1983)

A partir das informações de vazão, queda e rotação específica calculada é possível realizar uma abordagem inicial de escolha do tipo de turbina e até de seu diâmetro segundo diagramas criados a partir da experiência dos fabricantes e projetidos com as diversas turbinas já cosntruidas no passado.

Como ilustração, apresenta-se um exemplo de seleção do tipo de micro turbina, sendo conhecidos: a vazão Q= 60 l/s, a altura H = 60 m e a rotação no eixo da turbina n = 1150 rpm (gerador assíncrono, 6 pólos, 60 Hz). Calculando-se a potência da turbina com um rendimento de 76%, tem-se: Pt = g·Q·H·η = 9,81·0,060·60·0,76 = 26,84 kW. Utilizando a fórmula da rotação específica da Equação (C.4) e passando para "cv", conforme Equação (5), chega-se a: $n_{s(cv)}$ = 42,8 rpm. Marcando-se os pontos de vazão, queda e velocidade específica, dentro do diagrama apresentado na Figura C.2, e traçando duas retas ortogonais, tem-se a indicação, por exemplo, de uma pequena turbina de fluxo cruzado com o diâmetro do rotor de 0,3 m.

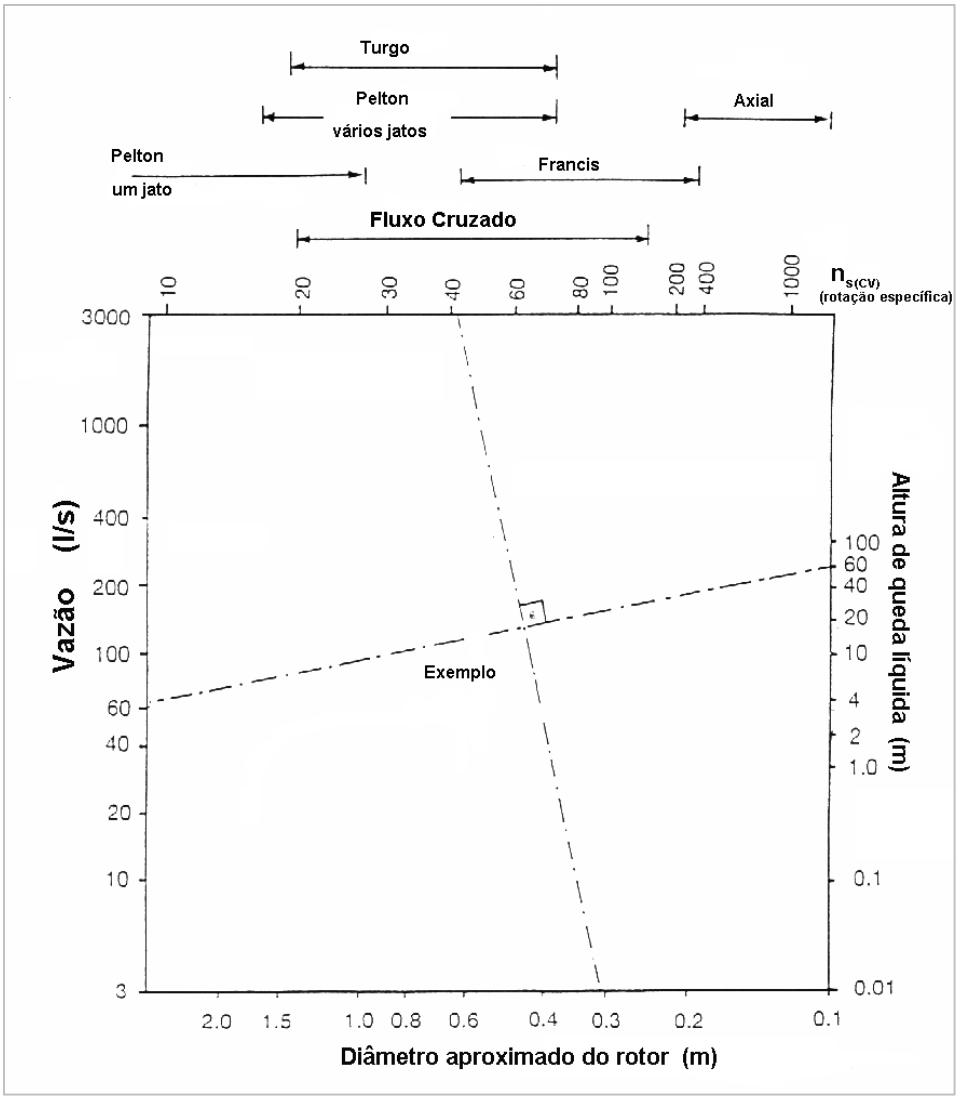


Figura C.2 - Seleção do tipo de turbina pela rotação específica (Harvey, 1993)

$$n_{s\,[cv]} = 1{,}165 \cdot n_{s\,[kW]} \tag{C.5}$$

A Figura C.3 apresenta outro diagrama de apoio para escolha de turbinas, elaborado por Macintyre (1983), indicando até a quantidade de injetores Pelton e a quantidade de pás Kaplan.

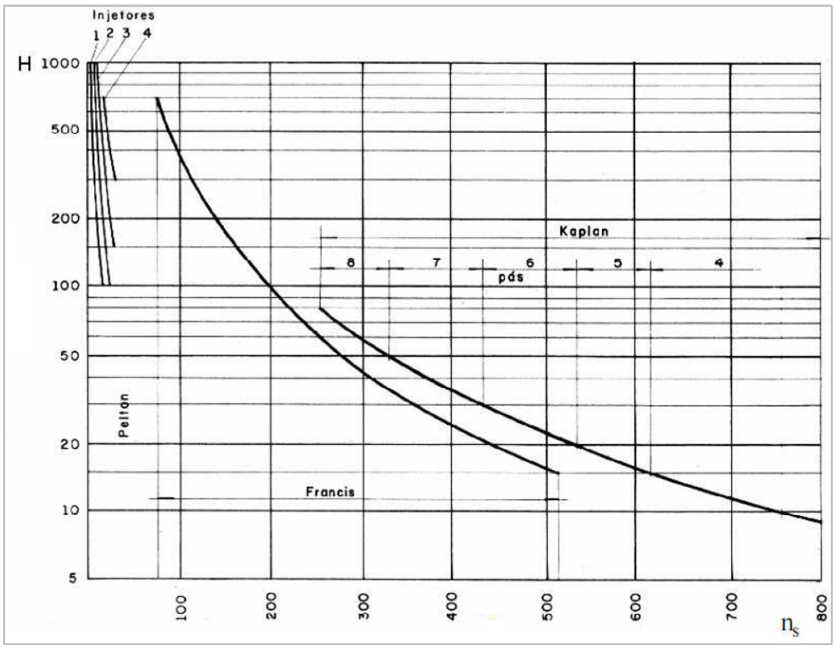


Figura C.3 - Campo de uso das turbinas segunda a velocidade específica (Macintyre, 1983)

C.3 - Velocidade Padrão (n_q)

Segundo Macintyre (1983), alguns autores, dentre os quais M. Routin, A. Tenot, L. Quantz, Lucien Vivier entre outros, consideram mais adequado utilizar as grandezas padrão para turbinas hidráulicas relacionadas à vazão (Q), que é parâmetro de entrada, e não a potência, parâmetro de saída que depende do rendimento total do grupo gerador.

Definindo-se então um outro tipo de turbina unidade geometricamente semelhante, sob queda de 1 metro, com vazão de 1 m3/s e em condições análogas. Foi proposto o nome de velocidade padrão (nq), de acordo com a seguinte equação:

$$n_q = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H^{0,75}} \tag{C.6}$$

Onde:

n_q = Velocidade padrão definida para vazão em m^3/s [rpm];

n = Rotação real da turbina [rpm];

Q = Vazão [m^3/s];

H = Queda disponível [m].

Se as unidades forem em galões por segundos e pés, tem-se:

$$n_q = 0{,}152 \cdot \frac{n \cdot \sqrt{Q_{[GPS]}}}{H_{[pés]}^{0{,}75}} \tag{C.7}$$

Se as unidades forem em pés cúbicos por segundo e pés, tem-se:

$$n_q = 0{,}41 \cdot \frac{n \cdot \sqrt{Q_{[pé-cb/s]}}}{H_{[pés]}^{0{,}75}} \tag{C.8}$$

A relação entre a velocidade específica e a velocidade padrão é definidade por Macintyre (1983) segundo a Equação (C.9), considerando valores em metros e metros cúbicos por segundo.

$$n_q = n_s \cdot \sqrt{\frac{0{,}075}{\eta_{tur}}} \tag{C.9}$$

Não é raro que a velocidade padrão (nq) seja designada também pelo nome velocidade específica, podendo confundir-se com o conceito do item C.2. Alguns autores costumam utilizar a notação de Adson (nq_A), onde é inserido um multiplicador de 1000 vezes na equação (C.6).

Também costuma existir diferença na definição da unidade da rotação, podendo ser definido em rps (rotações por segundo) ou rpm (rotações por minuto), dependendo do sistema de unidades escolhido para a definição da velocidade padrão. Na Figura C.4 é apresentado um exemplo de diagrama usado para a escolha de turbina segundo a velocidade padrão (nq), relacionada à vazão.

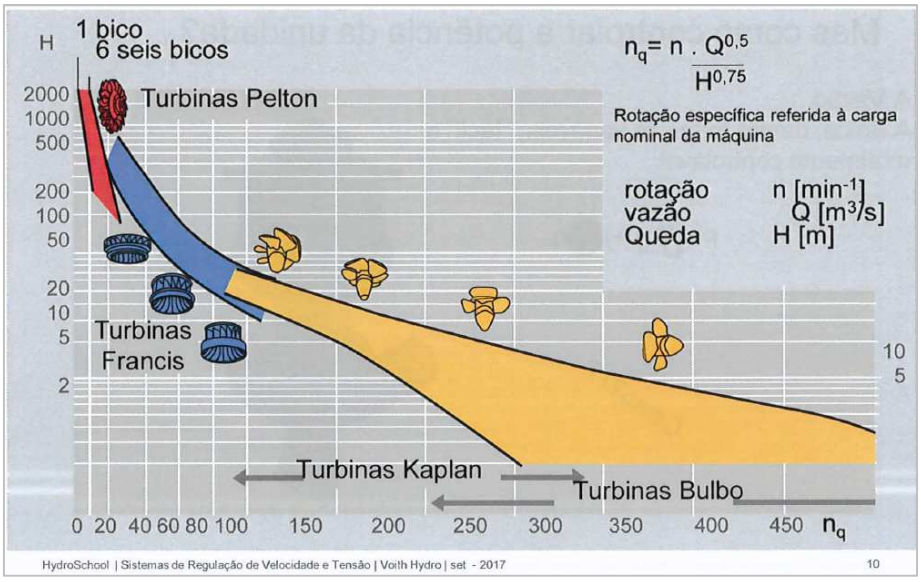


Figura C.4 - Diagrama de escolha de turbinas pela rotação padrão (VOITH Hydro School)

C.4 - Abordagem simplificada

Também são encontrados diagramas com abordagem mais simplificada, cujas curvas relacionam diretamente a queda e a vazão da turbina. Desde a Figura C.5 até a Figura C.8 são apresentados alguns exemplos desses diagramas.

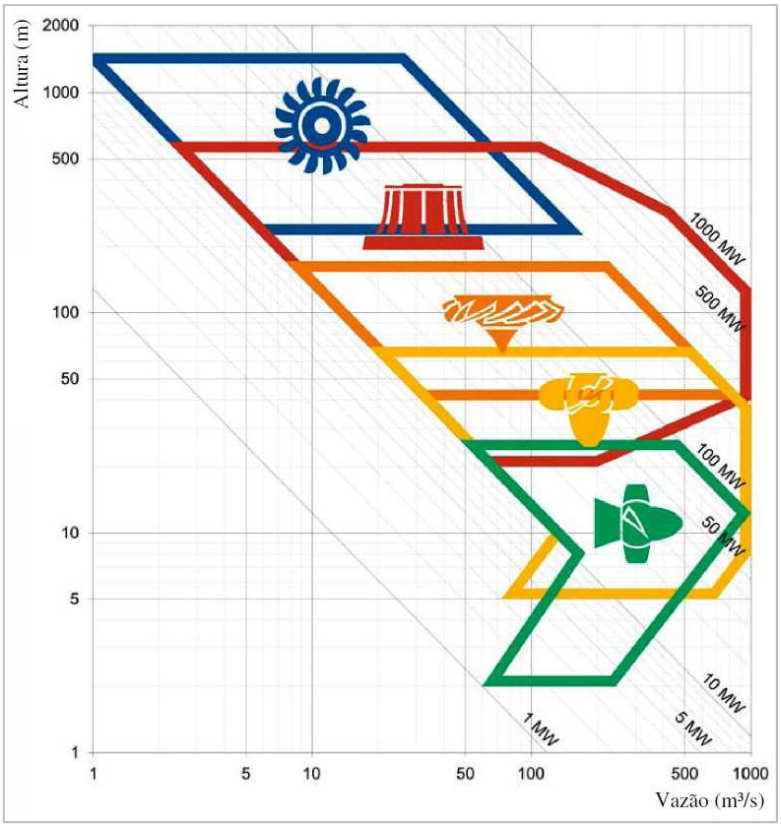


Figura C.5 - Diagrama de escolha de turbinas em função da queda e da vazão (Morais 2011)

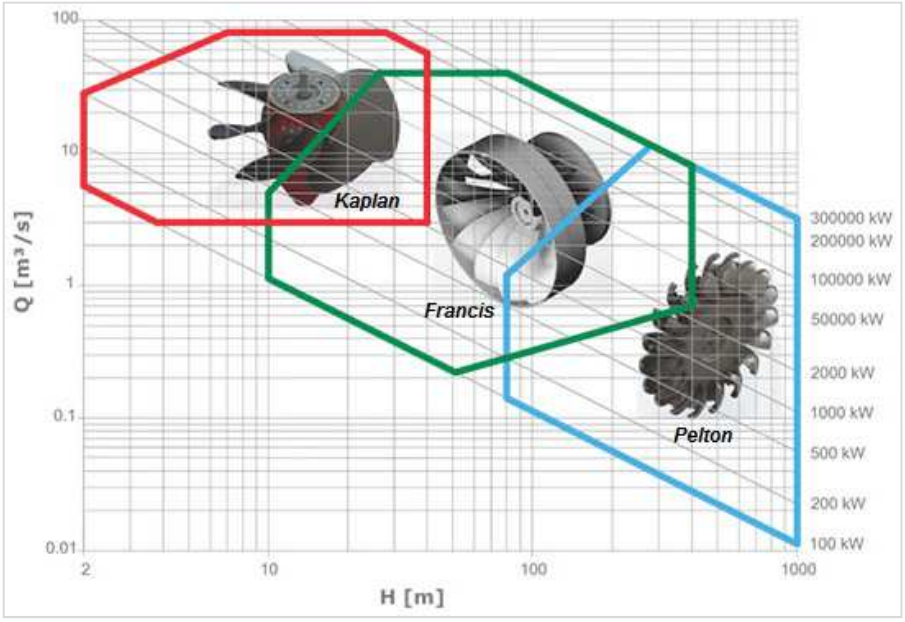


Figura C.6 - Diagrama de escolha de turbinas em função da queda e da vazão

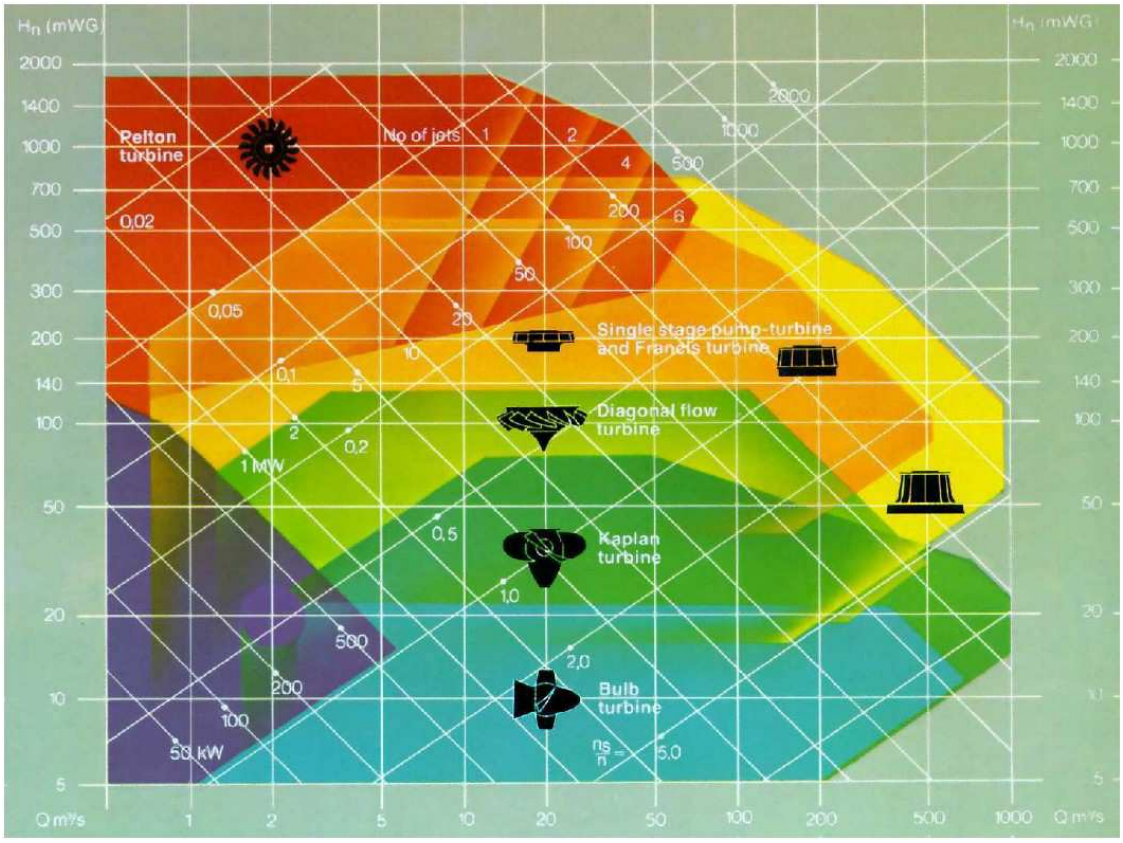


Figura C.7 - Diagrama de escolha de turbinas em função da queda e da vazão (catálogo ESCHER WYSS)

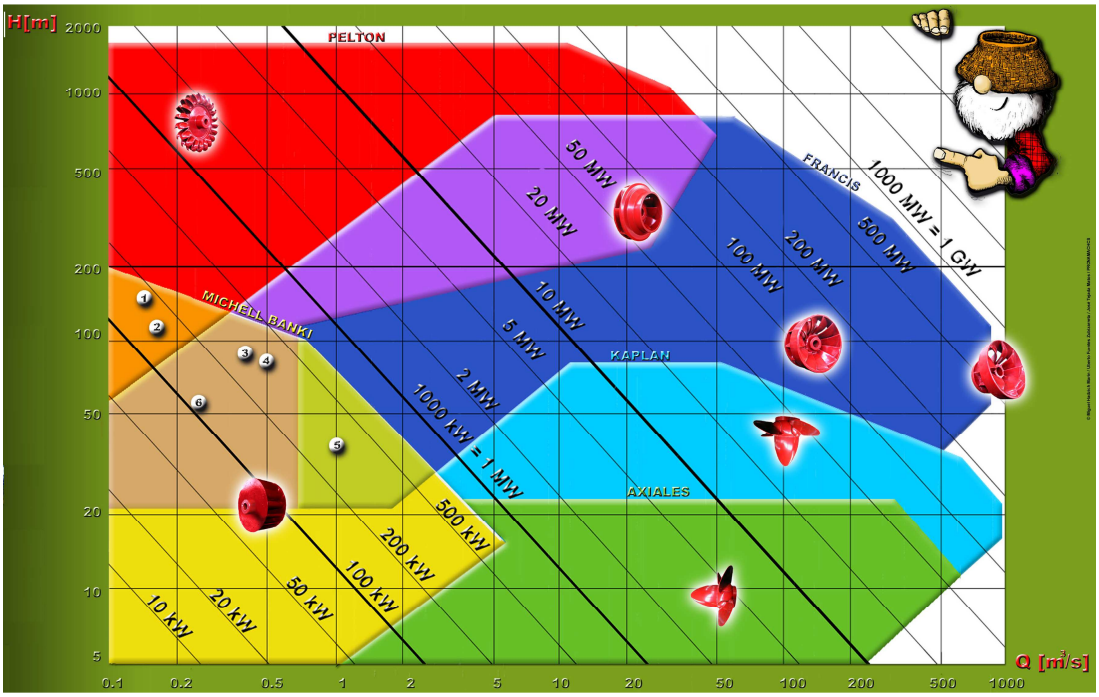


Figura C.8 - Diagrama de escolha de turbinas em função da queda e da vazão

Outro tipo de análise comparativa realizada entre diversas opções de turbina são diagramas que relacionam os rendimentos das turbinas com as variações da queda em torno da nominal, conforme a Figura C.9, ou as que relacionam os rendimentos com a variação da vazão em torno da vazão do máximo rendimento, segundo a Figura C.10, ambas apresentadas em Viana (2003).

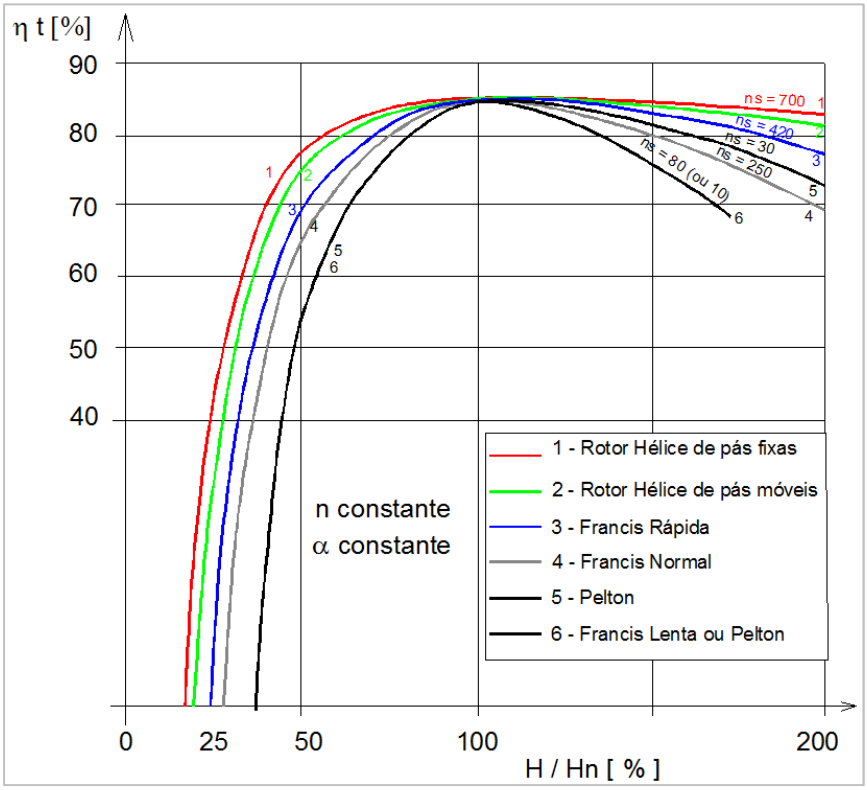


Figura C.9 - Diagrama de rendimento de turbinas em função da queda e velocidade específica (Viana, 2003)

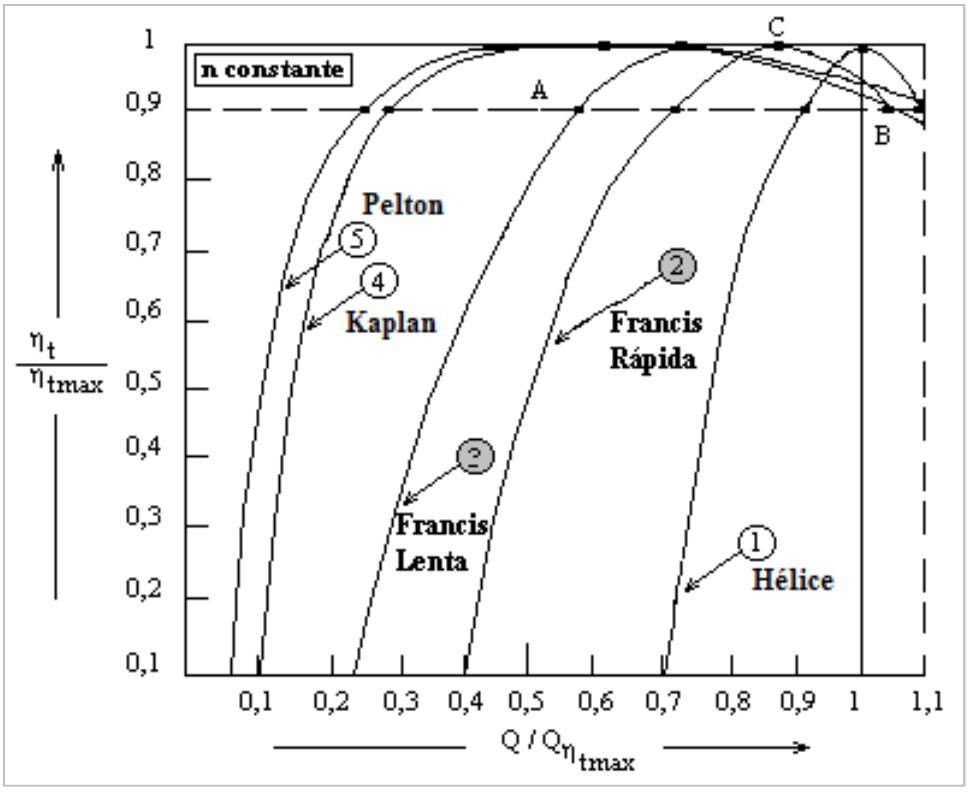


Figura C.10 - Diagrama de rendimento de turbinas em função da vazão (Viana, 2003)

De acordo com Simone (2000), as turbinas com potência acima de 15 MW devem ser preferencialmente de eixo vertical, e aquelas abaixo de 15 MW podem ser projetadas com eixo horizontal.

APÊNDICE D - INÉRCIA E EQUAÇÃO DE OSCILAÇÃO

A inércia rotativa da unidade geradora, assim como a equação que representa a oscilação desta unidade em relação à rede elétrica são fundamentais para a modelagem e estudos de sistemas de potência.

D.1 - Importância da Inércia da Unidade Geradora

A inércia das partes girantes: do gerador, do eixo de acoplamento e da turbina são de imensa influência na estabilidade angular, funcionando como um limitador da aceleração da máquina.

Segundo Santos (2012), mesmo quando não há perturbação alguma na rede elétrica os conjugados elétricos e mecânicos oscilam com baixíssimas amplitudes, em torno de um valor médio, levando a uma pequena oscilação da velocidade angular da unidade geradora, mas em equilíbrio dinâmico.

A inércia exerce então um papel crucial na estabilidade da unidade geradora e deve ser dimensionada (obedecendo aos fatores limitantes de projeto) para, entre outros objetivos, limitar tais oscilações de velocidade ao ponto de serem insensíveis ao controle do regulador de velocidade. A Figura D.1 ilustra as oscilações controladas pelo efeito da inércia (Macintyre, 1982).

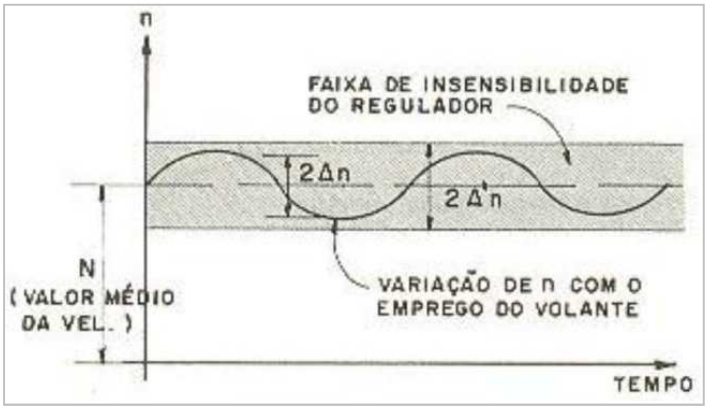


Figura D.1 - Variação da velocidade angular limitada pela inércia (Macintyre, 1983)

Contudo, a inércia da máquina não altera os valores das potências fornecidas em regime, apenas absorve certa quantidade de energia cinética para pequenos desvios de velocidade. Para modificar a geração de energia deve-se alterar o torque mecânico pelo regulador de velocidade assim como o torque elétrico resistente pela variação da carga elétrica conectada.

Aproveitando-se o contexto, define-se como barra infinita (ou barramento infinito) aquela capaz de fornecer ou absorver uma quantidade infinita de potência ativa ou reativa sem alterar sua frequência ou a amplitude da tensão. Trata-se de uma definição teórica, ideal, equivalente a um grande sistema elétrico com inércia, e capacidade de regulação, infinitas.

Em geral a inércia majoritária concentra-se principalmente na porção do gerador elétrico devido ao maior raio e maior concentração de massa periférica das bobinas polares. Por essa razão, em máquinas de médio e grande porte, quando se deseja obter uma determinada inércia para o conjunto, atua-se no projeto do dimensionamento do gerador.

Para pequenos geradores, onde isso não é possível, costuma-se adicionar um volante de inércia para aumentar a massa de inércia girante e limitar as oscilações. A Figura D.2 apresenta um volante de inércia em fabricação para pequenos grupos geradores de eixo horizontal.



Figura D.2 - Volante de inércia em fabricação para geradores de pequeno porte (HUNAN SUNNY, China)

Conforme Santos (2012), a inércia requerida de um gerador numa central depende dos seguintes parâmetros:

- Porte do sistema: quanto maior for o sistema elétrico, supostamente, maior será sua inércia. Diz-se que um sistema de grande porte está mais fortemente "ancorado" e é um sistema mais estável, possuindo assim um bom controle de freqüência. Nesse sentido, não só o porte do sistema é importante, mas também o número de máquinas ligadas nele. O ONS determina uma "inércia" mínima para o SEP, para condições de carga pesada, média e leve;

- Excursão permitida de freqüência: sabe-se que a variação de freqüência pode trazer danos para equipamentos eletrônicos, comprometer o funcionamento de processos industriais, assim como danificar as turbinas dos próprios geradores, notadamente as unidades térmicas. No Brasil a excursão aceitável é de ±0,1 Hz, em operação normal, e nos estudos de estabilidade eletromecânica os níveis absolutos aceitáveis de frequência vão de 56,5 Hz até 66 Hz, para hidrelétricas (fonte: ONS Submódulo 23.3);

- Tipo de carga: ter conhecimento do tipo de carga, assim como da sua dinâmica, é de extrema importância para os estudos de estabilidade. Em geral, a rede urbana e até pequenas indústrias tem variações de carga razoáveis e estatisticamente previsíveis. Porém, sistemas pequenos com grandes indústrias, como metalúrgicas, por exemplo, já possuem variação de carga muito mais expressiva. Esses sistemas exigem um cuidado maior com a inércia dos seus geradores;

- Tipo de turbina: cada tipo de turbina possui tempos distintos de resposta. Por exemplo, geralmente as turbinas térmicas possuem tempos de resposta mais curtos que das turbinas hidráulicas. Sendo assim, estas controlam mais rapidamente a sua potência de eixo. Nas turbinas hidráulicas, o fator determinante para a velocidade de atuação é o tempo hidráulico ou tempo de inércia da turbina, Tw, conforme descrito no capítulo 6.

- Tipo de regulador de velocidade: existem vários tipos de reguladores. Em geral, os eletrônicos e digitais são mais rápidos que os mecânicos. Eles também são mais precisos e eficazes.

D.2 - Tempo de partida da máquina (Tm)

O tempo de partida da máquina, ou tempo de inércia mecânica da unidade geradora, pode ser entendido como o tempo que o grupo gerador leva para sair do pleno repouso e chegar até a sua rotação nominal (equivalente à frequência síncrona), caso fosse possível receber, abruptamente, todo o seu torque mecânico nominal no eixo, Kundur (1994). Também é comum o uso das notações "M" ou "T_M" para essa definição de tempo de partida da máquina.

Define-se o tempo de inércia mecânico da máquina pela seguinte equação:

$$T_m = \frac{J \cdot \omega^2}{P_{tur,N}} \tag{D.1}$$

Onde:

T_m = tempo de inércia mecânico da unidade geradora [s];

J = momento de inércia do conjunto girante [kg.m^2];

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

$P_{tur,N}$ = potência mecânica nominal na ponta do eixo da turbina [W].

O tempo de partida da máquina, Tm, também costuma ser descrito como o dobro da constante de tempo de inércia, H, que será aprofundada no item D.3.

$$T_m = 2 \cdot H \tag{D.2}$$

Segundo Ramey (1970), é bastante comum para os engenheiros responsáveis pelo projeto e dimensionamento da inércia mínima de um gerador, o uso de um indicador que relacione a constante de inércia da água, Tw, com o tempo de inércia mecânico da máquina, Tm.

Para melhor avaliação da estabilidade durante a operação dos grupos geradores, será definido um indicador de regulação estável, denotado pela letra grega "Γ", (gama maiúsculo).

$$\Gamma = \frac{T_m}{T_w} = \frac{2.H}{T_w} \tag{D.3}$$

Este índice foi definido como o inverso do proposto por Ramey (1970), contudo as observações são equivalentes, ao inverso.

Para haver uma boa regulação é importante que o indicador "Γ" seja pelo menos maior que a unidade, em outras palavras, que o tempo mecânico em segundos (T_m) seja maior que o tempo hidráulico do conduto (T_w), conforme Equação (D.4) .

$$T_m > T_w \text{ , para boa regulação} \quad \text{(D.4)}$$

Em relação à constante de tempo de inércia da máquina, a relação torna-se:

$$H > \frac{T_w}{2} \text{ , para boa regulação} \quad \text{(D.5)}$$

Geralmente em grupos geradores de grande porte assume-se o limite máximo de Γ=1,25 nas turbinas Francis e Pelton, e Γ= 1,667 nas do tipo Kaplan.

O valor de Γ=2 é tido como uma boa referência inicial de regulação para dimensionar o gerador elétrico, ou seja, H=T_w.

Para sistemas de pequeno porte com risco de "ilhamento", ou seja, de formar uma "rede isolada", os valores de Γ acima de 4 são interessantes para manter a frequência em valores aceitáveis, ou seja $H > 2 \cdot T_w$.

Uma vez já conhecido o valor de *Tw* associado ao projeto do circuito hidráulico, a engenharia projetista do gerador deve planejar uma quantidade de inércia tal que garanta uma boa regulação. Como neste ponto do projeto já são certas a velocidade angular e a potência mecânica nominal da turbina no eixo, resta o cálculo do momento de inércia polar do conjunto girante da turbina, eixo e gerador, J, ou GD2, que é o quádruplo de J.

$$J = \frac{GD2}{4} \quad \text{(D.6)}$$

A escolha final da quantidade de inércia J [Kg.m^2] é avaliada de acordo com o impacto do aumento de tamanho do gerador, dos gastos adicionais de ferro-silício, cobre, materiais isolantes, da análise de viabilidade financeira do projeto, e da influência do custo adicional na competitividade do produto no mercado.

Em grandes usinas, com diversas unidades geradoras de inércia naturalmente mais baixa (ex. turbinas bulbo), onde o regime de queda bruta varie muito, o projeto da inércia do gerador deve ser realizado com atenção, podendo-se ser avaliada a necessidade de volante de inércia.

Embora possam ter o indicador de regulação calculado em valor maior do que duas vezes ($H > T_{w)}$ para a condição de queda nominal, ou acima desta, para épocas de baixas quedas hidráulicas a constante de tempo hidráulico (*Tw*) pode aumentar significativamente, para valores maiores que o tempo mecânico ($Tw > 2 \cdot H$) ocasionando perda de estabilidade e oscilação de potência e frequência na rede.

D.3 - Constante de tempo de inércia, H

A constante de tempo de inércia, simbolizada por *H*, é definida pela divisão da energia cinética do conjunto girante em rotação síncrona pela potência aparente nominal do gerador.

$$H = \frac{E_{cin}}{S_b} \tag{D.7}$$

Onde:

H = constante de tempo de inércia [(MW·s) / MVA];

E_{cin} = energia cinética da massa girante (conjunto turbina, eixo e gerador), quando esta possui a velocidade de rotação síncrona [MW·s];

S_b= potência aparente base da máquina [MVA];

Bastante utilizada como constante de entradas nas simulações de estudos de estabilidade angular transitória, a constante de tempo *H*, que embora seja definida pela relação de unidade de (MW·segundo) / MVA, por simplificação, principalmente dos engenheiros eletricistas, costuma ser assumida simplesmente na unidade de tempo em segundos.

Normalmente os engenheiros mecânicos e hidráulicos costumam descrevê-la também em MJ/MVA (mega joule/mega volt ampere).

De acordo com Kundur (1994), pode-se obtê-la a partir do momento de inércia, da rotação síncrona e da potência aparente.

$$H = 5{,}4831136 \cdot 10^{-9} \cdot \frac{J \cdot {n_s}^2}{S_b} \tag{D.8}$$

Substituindo a Equação (D.6) na Equação (D.8), obtêm-se a Equação (D.9), em função de GD2:

$$H = 1{,}3707784 \cdot 10^{-9} \cdot \frac{GD2 \cdot {n_s}^2}{S_b} \tag{D.9}$$

Onde:

H = constante de tempo de inércia [(MW·s) / MVA] ou apenas [s];

J = momento de inércia [Kg·m2];

GD2 = valor associado ao momento de inércia (4 vezes J) [Kg·m2];

n_s = rotação síncrona do conjunto [rpm];

S_b= potência aparente base da máquina [MVA];

D.4 - Equação de oscilação da máquina síncrona

Muito importante para os estudos de estabilidade angular transitória, a Equação de oscilação da máquina síncrona descreve o movimento angular do rotor do gerador. Através dela é possível descrever o ângulo interno δ e a velocidade angular elétrica ω_e durante um transitório elétrico. Segundo Kundur (1994), é possível representar a Equação de oscilação de acordo com a Equação (D.10).

$$\frac{d^2\delta}{dt^2} = \frac{d\omega_e}{dt} = \frac{\omega_s}{2 \cdot H} \cdot (P_{mec_u} - P_{ele_u} - D_{ele} \cdot \Delta_\omega) \tag{D.10}$$

Onde:

δ = ângulo elétrico interno do gerador [rad];

ωe=velocidade angular elétrica do gerador [rad/s];

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

H=constante de tempo de inércia [s];

$Pmec_u$=potência mecânica da turbina [pu];

$Pele_u$=potência elétrica do gerador em [pu];

$Dele$=amortecimento elétrico da carga em [pu];

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

Aplicando-se a transformada de Laplace na Equação (D.10), e após algumas manipulações algébricas obtêm-se o seguinte diagrama de blocos:

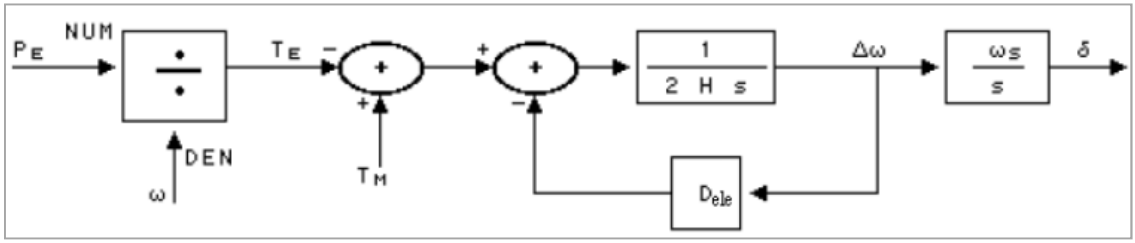


Figura D.3 - Diagrama da Equação de oscilação eletromecânica (manual do ANATEM)

Sabe-se que o enrolamento amortecedor do gerador e a carga elétrica no sistema (motores de indução, motores síncronos, entre outras cargas que possuem inércia) contribuem para o amortecimento elétrico. Este tipo de amortecimento é independente do amortecimento proporcionado pela turbina. Usualmente no programa ANATEM, quando o amortecimento de carga já é embutido no modelo da turbina, costuma-se zerar seu valor na Equação de oscilação (swing).

Alguns modelos de máquina síncrona consideram a influência dos enrolamentos amortecedores, sendo suficiente considerar em D apenas o amortecimento da carga elétrica do sistema. Entretanto, há modelos de máquinas cuja representação é mais pobre e desconsideram a influência desses enrolamentos. Quando se utilizam representações mais simplificadas de gerador (como o Modelo Clássico e E'q, por exemplo) deve-se compensar isso aumentando devidamente o valor de D.

APÊNDICE E - DADOS DO GERADOR SÍNCRONO

A seguir apresentam-se os dados dos geradores da UHE Furnas utilizados no ANATEM, assim como o diagrama de capacidade (capability) e curva de saturação ensaiada em vazio.

```
(=========================================================================
( DADOS DE MODELOS DE MAQUINAS SINCRONAS
(=========================================================================
(** modelos de maquinas c/ polos salientes **
DMDG MD02
(
(....... UHE Furnas
(No)   (CS) (Xd )(Xq )(X'd)     (X"d)(Xl )(T'd)     (T"d)(T"q)
8107   8107 76.3 56.0 29.0      20.5 12.00 5.00     .085 .2854
(No)   (Ra )( H )( D )(MVA)Fr C
8107        5.000     160.0   N
(
999999
(
(
(=========================================================================
( DADOS DE CURVAS DE SATURACAO DAS MAQUINAS
(=========================================================================
(
DCST
(
(....... UHE Furnas
(No)   T (  Y1  ) (  Y2  ) (  X1  )
8107   2   .0177   7.6795     0.8
999999
FIM
```

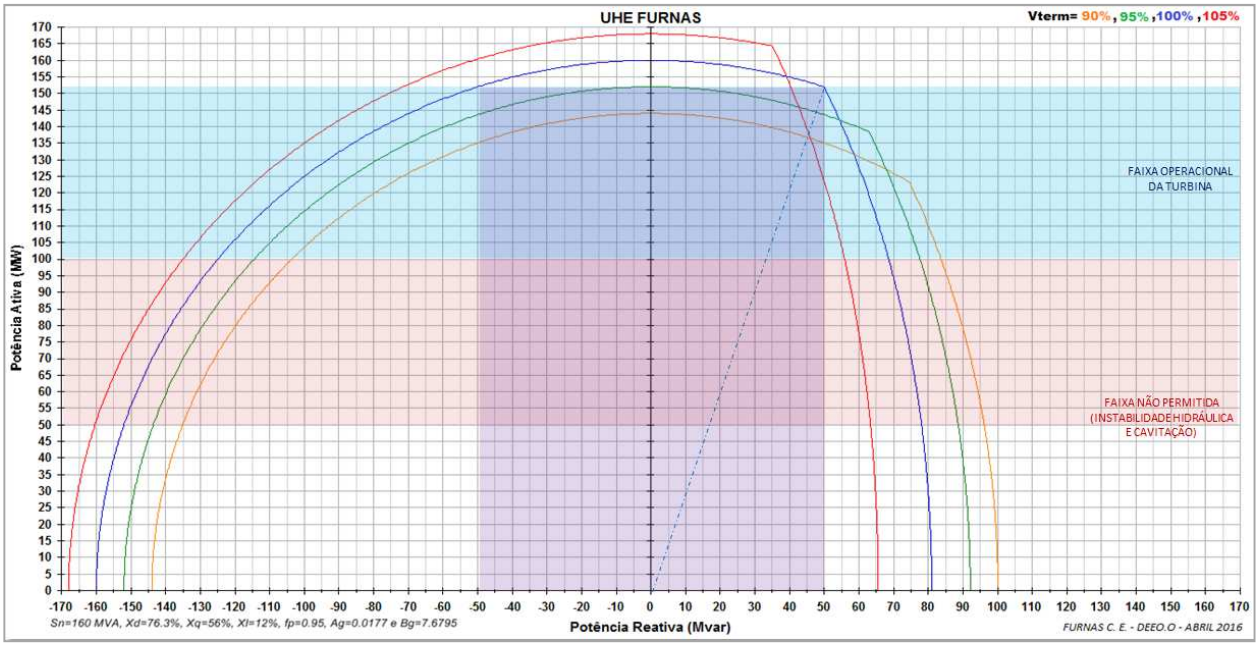


Figura E.1 - Diagrama de Capacidade das unidades geradoras 1 a 6 da UHE Furnas

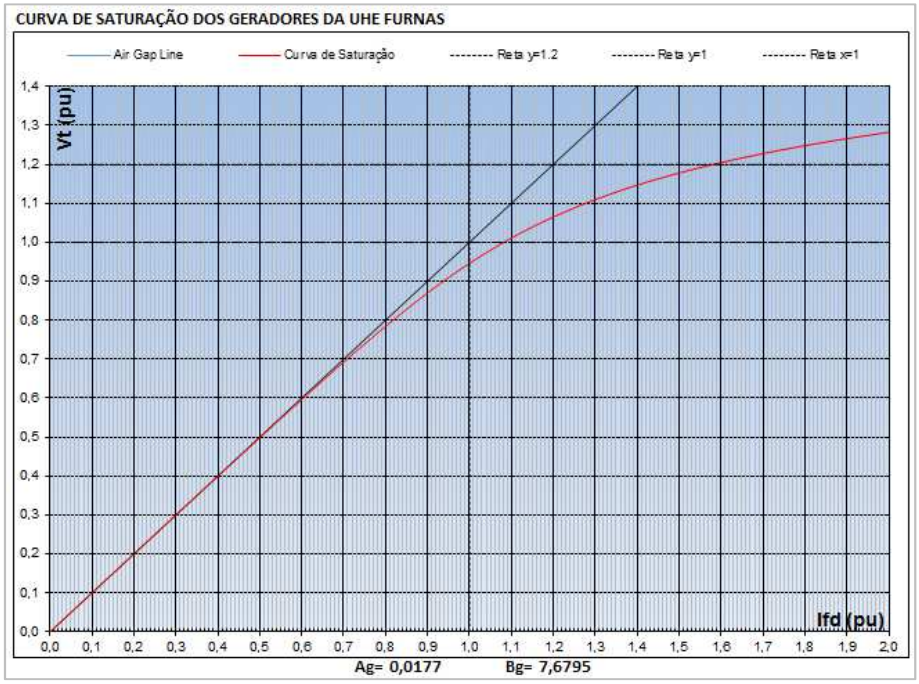


Figura E.2 - Curva de satuação do campo das unidades geradoras 1 a 6 da UHE Furnas

APÊNDICE F - MODELO DEFINIDO PELO USUÁRIO DO ANATEM - MOD. RV E TURBINA, HYGOV (TÍPICO)

```
(ncdu) ( nome cdu )
   146 RV_FURN_GER
(-------------------------------------------------------------------------
(EFPAR (npar) (     valpar     )
(-------------------------------------------------------------------------
DEFPAR #At                   1.2
DEFPAR #D                    1.0
DEFPAR #Dt                   0.5
DEFPAR #Lmax               0.984
DEFPAR #Lmin                 0.0
DEFPAR #PBmaq               164.
DEFPAR #PBtur               164.
DEFPAR #Qnl                 0.15
DEFPAR #R                   0.05
DEFPAR #rp                  0.38
DEFPAR #Tf                  0.05
DEFPAR #Tg                   0.5
DEFPAR #Tr                   7.0
DEFPAR #Tw                   1.5
(
(-------------------------------------------------------------------------
(nb) (tipo) (stip)s(vent) (vsai) ( p1 )( p2 )( p3 )( p4 ) (vmin) (vmax)
(-------------------------------------------------------------------------
0001 IMPORT DWMAQ          Dw
(1001 IMPORT VCAG           Vcag
1002 ENTRAD                Pref
1003 GANHO          Pref   Wref   #R
0003 SOMA          -X8     X3
                   +Wref   X3
                   -Dw     X3
(                   -Vcag   X3
0004 LEDLAG         X3     X4        1.0         1.0#Tf
0005 FRACAO         X4     X5        1.0      #rp
0006 PROINT         X5     X6        1.0#Tr   #Tr
0007 LIMITA         X6     X7                                 Lmin    Lmax
0008 GANHO          X7     X8     #R
0009 LEDLAG         X7     X9        1.0         1.0#Tg
0010 GANHO          Dw     X10    #D
0011 SOMA          -X10    X11
                   -X23    X11
                    X21    X11
0012 EXPORT PMEC    Pmec
0013 DIVSAO         X17    X13
                    X9     X13
0014 FUNCAO X**2    X13    X14
0015 FUNCAO RETA    X14    X15      -1.0   1.0
0017 PROINT         X15    X17       1.0      #Tw
0018 FUNCAO RETA    X17    X18       1.0-#Qnl
0020 MULTPL         X18    X20
                    X14    X20
0021 GANHO          X20    X21    #At
0022 MULTPL         X7     X22
                    Dw     X22
0023 GANHO          X22    X23    #Dt
0024 FRACAO         X11    Pmec   #PBtur      #PBmaq
(-------------------------------------------------------------------------
(DEFVA (stip) (vdef) ( d1 )
(-------------------------------------------------------------------------
DEFVAL        Lmax   #Lmax
DEFVAL        Lmin   #Lmin
FIMCDU
```

APÊNDICE G - MODELO DEFINIDO PELO USUÁRIO DO ANATEM - MOD. RV NOVO E TURBINA DE SEIS CURVAS

```
 (ncdu) ( nome cdu )
    8  RV_FURN_GER
(-------------------------------------------------------------------------
(
(-------------------------------------------------------------------------
(EFPAR (npar) (     valpar     )
(-------------------------------------------------------------------------
( PARAMETROS DO REGULADOR
(
( Maquina em Vazio - Medição de HZ pelo TP
(
(EFPAR (nome) (     valor      )
(
DEFPAR #S2_Kp                1.3
DEFPAR #S2_Ti               25.0
DEFPAR #T2                 0.222    --> T2=Td2
DEFPAR #T2/K2             0.0222    --> Td2/Kd2 = 0.222/10.0
(
( Rede Isolada
(
DEFPAR #S3_Kp                8.00
DEFPAR #S3_Ti                4.00
DEFPAR #T3                 0.200    --> T3=Td3
DEFPAR #T3/K3             0.0200    --> Td3/Kd3 = 0.2/10.0
(
( Rede Interligada - Realimentação de Potência
(
DEFPAR #S1_Kp                5.5
DEFPAR #S1_Ti                4.0
DEFPAR #T1                  0.10    --> T1=Td1
DEFPAR #T1/K1              0.010    --> Td1/Kd1 = 0.10/10.0
DEFPAR #Sn_Bp               0.05
DEFPAR #Kr               0.011111    --> Kr = 1/S1_TCF = 1/90
DEFPAR #CURVA                   1    --> CURVA = 1 LIGA A CURVA DE PRE-ABERTURA(95m)
=0 DESLIGA A CURVA
(
( PARAMETROS DA TURBINA   -> QUEDA BRUTA
(
(
DEFPAR #HB                  95.0    --> 77.5(Deg Pot)  79(rej25%)  80.5(rej75%)
85.2(rej100%)  95.0(nominal)
(
(REGULADOR DE VELOCIDADE - OPERAÇÃO SINCRONIZADA OU EM BARRA MORTA (REDE ISOLADA)
(
(nb)i(tipo) (stip)s(vent) (vsai) ( p1 )( p2 )( p3 )( p4 ) (vmin) (vmax)
(
0001 IMPORT WMAQ          WW
0002 LEDLAG        WW     X2     1.0   #T2   1.0   #T2/K2
0003 FUNCAO RETA   X2     X3     -1.0  1.0
0004 GANHO         X3     X4     #S2_Kp
0005 PROINT        X4     X5     1.0         #S2_Ti       Ycmin  YcVAZ
0006 SOMA          X4     X6
                   X5     X6
0007 GANHO         X6     VAZIO  1.00
(
0008 LEDLAG        WW     X8     1.0   #T1   1.0   #T1/K1
0009 LEDLAG        WW     X9     1.0   #T3   1.0   #T3/K3
0010 SELET2        X8     X10
                   X9     X10
                   X32    X10
0011 ENTRAD                UM
0012 SOMA         -X10     X12
```

```
                  UM     X12
                  X36    X12
                  DEG    X12
0013 ENTRAD               S1_Kp
0014 ENTRAD               S3_Kp
0015 SELET2       S1_Kp   X15
                  S3_Kp   X15
                  X32     X15
0016 MULTPL       X12     X16
                  X15     X16
0017 LIMITA       X16     X17                              LMIN    LMAX
0018 ENTRAD               S1_Ti
0019 ENTRAD               S3_Ti
0020 SELET2       S1_Ti   X20
                  S3_Ti   X20
                  X32     X20
0021 FUNCAO INVRS X20     X21
0022 MULTPL       X21     X22
                  X16     X22
0023 PROINT       X22     X23     1.0          1.0          Ycmin   Ycmax
0024 GANHO        X23     X24     1.0
0025 SOMA         X17     X25
                  X24     X25
(  curva de pre-abertura do RV em controle de potência  para H=95m
0026 FUNCAO PONTOS X25    X26     0.000 0.000 0.357 0.287
                                  0.578 0.430 0.705 0.525
                                  0.858 0.668 0.899 0.717
                                  0.955 0.812 0.972 0.859
                                  0.992 0.955 0.999 1.002
(
0027 SELET2       X25     X27
                  X26     X27
                  CURVA   X27
0028 ENTRAD               CURVA
0029 GANHO        X27     SINCR   1.50
(
0030 FUNCAO RETA  WW      X30     -1.0  1.0
0031 FUNCAO ABS   X30     X31
0032 FUNCAO PULSO X31     X32     -999  0.0   1.05  1.0
0033 S/HOLD       X16     X33
                  X32     X33
0034 SOMA         X33     X34
                 -X16     X34
0035 SELET2       X40     X35
                  X34     X35
                  X32     X35
0036 GANHO        X35     X36     #Sn_Bp
0037 ENTRAD               PRef
0038 ENTRAD               DEG
0039 PROINT       PRef    X39     #Kr          1.0          Pmin    PRef
0040 SOMA         X39     X40
                 -Pe      X40
0041 IMPORT PELE          Pem
0042 LEDLAG       Pem     Pef     1.0   0.0    1.0   0.9
0043 GANHO        Pef     Pe      0.888
0044 FUNCAO ABS   Pem     X44
0045 FUNCAO PULSO X44     X45     -999  0.0   0.00011.0
0046 SELET2       Yc1     YcX
                  SINCR   YcX
                  X45     YcX
0047 LIMITA       YcX     Yc                               Ycmin   Ycmax
(
(SISTEMA COPIADOR / SERVOMOTOR
(
0048 SOMA         Yc      X48
                 -Y1      X48
0049 PROINT       X55     X49     1.0   0.0    1.0
0050 LIMITA       X49     X50                              Ymin    Ymax
0051 LEDLAG       X50     X51     1.0          1.0   2.5
```

```
0052 LEDLAG         X50    Y1     1.0          1.0   0.01
0053 SELET2         X50    Y
                    X51    Y
                    X45    Y
(
0054 FUNCAO PULSO   X48    X54    -10.0 1.00   0.090 10.0
0055 MULTPL         X54    X55
                    X48    X55
(
0056 SELET2         X59    Yc1
                    VAZIO  Yc1
                    RESET  Yc1
(
0057 FUNCAO PULSO   Yc1    X57    -10.  1.0    0.030 0.0
0058 DELAY          X57    X58
0059 SELET2         Yclmx  X59
                    VAZIO  X59
                    X60    X59
0060 LOGIC  FFLOP1  RESET  X60
                    X58    X60
0061 COMPAR .EQ.    Yclmx  RESET
                    Yclmn  RESET
0062 ENTRAD                Yclmn
(
(
(Limites do RV para rejeição total de carga
(
0063 FUNCAO RETA    X45    X63    1.0    -1.0
0064 PROINT         X63    Yclmx  1.0          8.3           Yclmn  Y0
(
(
(TURBINA: MODELO DE TURBINA FRANCIS PARA AS UNIDADES 1 A 6 DA UHE FURNAS
(
0065 ENTRAD                Pe(0)
0066 GANHO          Pe(0)  M0     0.888
0067 ENTRAD                HB
0068 FUNCAO RETA    HB     X68    1.0    -95.0
0069 FUNCAO RETA    X68    FM     0.014 1.0
0070 DIVSAO         M0     X70
                    FM     X70
0071 FUNCAO PONTOS  X70    Y(0)   -.098 0.000 0.000 0.097
                                  0.350 0.290 0.539 0.400
                                  0.672 0.500 0.761 0.571
                                  0.814 0.619 0.858 0.667
                                  0.933 0.762 0.978 0.881
                                  1.000 1.000
0072 FUNCAO PONTOS  Y(0)   q(0)   0.000 0.000 0.286 0.373
                                  0.333 0.414 0.381 0.468
                                  0.429 0.524 0.476 0.580
                                  0.524 0.632 0.572 0.683
                                  0.620 0.730 0.666 0.773
                                  0.714 0.816 0.762 0.854
                                  0.809 0.890 0.857 0.922
                                  0.905 0.951 0.952 0.977
                                  1.000 1.000
0073 SAIDA          Y(0)
0074 SAIDA          q(0)
0075 FUNCAO RETA    X68    FQ     0.00521.0
(
0076 FUNCAO PONTOS  Y      m(Y)   0.000 -.098 0.097 0.000
                                  0.290 0.350 0.400 0.539
                                  0.500 0.672 0.571 0.761
                                  0.619 0.814 0.667 0.858
                                  0.762 0.933 0.881 0.978
                                  1.000 1.000
0077 MULTPL         m(Y)   my
                    FM     my
(
0078 FUNCAO PONTOS  Y      q(Y)   0.000 0.000 0.286 0.373
```

```
                                  0.333 0.414 0.381 0.468
                                  0.429 0.524 0.476 0.580
                                  0.524 0.632 0.572 0.683
                                  0.620 0.730 0.666 0.773
                                  0.714 0.816 0.762 0.854
                                  0.809 0.890 0.857 0.922
                                  0.905 0.951 0.952 0.977
                                  1.000 1.000
0079 MULTPL          q(Y)    qy
                     FQ      qy
(
0080 GANHO           qy      m3/s    235.3
0081 DIVSAO          m3/s    q/H
                     HB      q/H
(0082 LEDLAG          q/H     Tw      .530  0.0   1.0   0.010
(0082 LEDLAG          q/H     Tw      .811  0.0   1.0   0.010
(
0083 FUNCAO PONTOS Y         dm/dh   0.000 0.000 0.286 0.582
                                  0.333 0.712 0.381 0.837
                                  0.429 0.960 0.476 1.040
                                  0.524 1.114 0.572 1.182
                                  0.620 1.239 0.666 1.283
                                  0.714 1.309 0.762 1.342
                                  0.809 1.369 0.857 1.386
                                  0.905 1.402 0.952 1.415
                                  1.000 1.422
(
0084 FUNCAO PONTOS Y         dq/dh   0.000 0.050 0.286 0.254
                                  0.333 0.282 0.381 0.313
                                  0.429 0.347 0.476 0.384
                                  0.524 0.406 0.572 0.426
                                  0.620 0.445 0.666 0.462
                                  0.714 0.479 0.762 0.494
                                  0.809 0.513 0.857 0.526
                                  0.905 0.531 0.952 0.535
                                  1.000 0.528
(
0085 FUNCAO PONTOS Y         dm/df   0.000 -.200 0.207 -.500
                                  0.310 -.504 0.413 -.578
                                  0.516 -.796 0.620 -.835
                                  0.723 -.823 0.826 -.818
                                  0.930 -.874 1.000 -.878
(
0086 FUNCAO PONTOS Y         dq/df   0.000 0.000 0.207 -.090
                                  0.310 -.104 0.413 -.083
                                  0.516 -.121 0.620 -.097
                                  0.723 -.055 0.826 -.042
                                  0.930 -.045 1.000 -.027
0087 IMPORT DWMAQ            Df2
0088 MULTPL          dq/df   dq(f)
                     Df2     dq(f)
0089 SOMA            qY      dq
                     dq(f)   dq
                    -q(0)    dq
                    -X92     dq
0090 DIVSAO          dq      dhn
                     dq/dh   dhn
0091 DIVSAO          dhn     X91
                     Tw      X91
0092 PROINT          X91     X92     1.0   0.0   1.0
(
0093 MULTPL          dm/dh   dm(h)
                     dhn     dm(h)
0094 MULTPL          Df2     dm(f)
                     dm/df   dm(f)
0095 SOMA            mY      Tm
                    -dm(h)   Tm
                     dm(f)   Tm
                     aux     Tm
```

```
(*** Alteração ***
0096 ENTRAD               aux
(*** Fim ***
(
0097 GANHO          Tm     Pmec   1.126
0098 EXPORT PMEC    Pmec
(
(EFVAL (stip) (vdef) ( d1 )
DEFVAL VAR    X59    Y
DEFVAL        X60    0
DEFVAL        LMIN   -10.0
DEFVAL        LMAX   10.0
DEFVAL VAR    Yclmx  Y
DEFVAL        Yclmn  0.015
DEFVAL VAR    Y0     Y
DEFVAL        Ycmin   0.010
DEFVAL        Ycmax    0.98
DEFVAL        Ymin    0.010
DEFVAL        Ymax      1.0
DEFVAL        YcVAZ   0.080
DEFVAL VAR    X5      YcVAZ
DEFVAL        UM        1.0
DEFVAL        S1_Kp  #S1_KP
DEFVAL        S3_Kp  #S3_KP
DEFVAL        S1_Ti  #S1_Ti
DEFVAL        S3_Ti  #S3_Ti
DEFVAL VAR    PRef   Pe
DEFVAL        Pmin      0.0
DEFVAL VAR    SINCR  Yc
DEFVAL VAR    X34    X16
DEFVAL        DEG      0.0
(
DEFVAL VAR    Pe(0)  Pem
DEFVAL        HB     #HB
DEFVAL VAR    Yc     Y(0)
DEFVAL        X48    0.0
(
DEFVAL        CURVA  #CURVA
FIMCDU
999999
```

APÊNDICE H - MODELO DEFINIDO PELO USUÁRIO DO ANATEM - MOD.RV NOVO E TURBINA HYGOV (TÍPICO)

```
 dcdu
(--------------------------------------------------------------------
(ncdu) ( nome cdu )
    8  RV_FURN_GER
(--------------------------------------------------------------------
(
(--------------------------------------------------------------------
(EFPAR (npar) (     valpar     )
(--------------------------------------------------------------------
( PARAMETROS DO REGULADOR
(
( Maquina em Vazio - Medição de HZ pelo TP
(
(EFPAR (nome) (     valor      )
(
DEFPAR #S2_Kp                1.3
DEFPAR #S2_Ti               25.0
DEFPAR #T2                 0.222    --> T2=Td2
DEFPAR #T2/K2             0.0222    --> Td2/Kd2 = 0.222/10.0
(
( Rede Isolada
(
DEFPAR #S3_Kp                8.00
DEFPAR #S3_Ti                4.00
DEFPAR #T3                  0.200    --> T3=Td3
DEFPAR #T3/K3              0.0200    --> Td3/Kd3 = 0.2/10.0
(
( Rede Interligada - Realimentação de Potência
(
DEFPAR #S1_Kp                5.5
DEFPAR #S1_Ti                4.0
DEFPAR #T1                  0.10    --> T1=Td1
DEFPAR #T1/K1              0.010    --> Td1/Kd1 = 0.10/10.0
DEFPAR #Sn_Bp               0.05
DEFPAR #Kr               0.011111    --> Kr = 1/S1_TCF = 1/90
DEFPAR #CURVA                   1    --> CURVA = 1 LIGA A CURVA DE PRE-ABERTURA(95m)
=0 DESLIGA A CURVA
(
(
(=====================================================================
( Turbina Hygov Classico PTI
(EFPAR (nome) (     valor      )  Orig  Reaj1  Reaj2  Reaj3
DEFPAR #Tw            1.5         1.5   1.5    1.25   1.25
DEFPAR #Qnl     0.15
DEFPAR #At            1.2         1.2   1.25   1.25   1.5 ->caso Hb=0,8968
DEFPAR #PBmaq   164.
DEFPAR #PBtur   164.
DEFPAR #Dt            0.5         0.5   0.1    0.1    0.1
DEFPAR #D             1.0         1.0   0.24   0.24   0.24
 (
(REGULADOR DE VELOCIDADE - OPERAÇÃO SINCRONIZADA OU EM BARRA MORTA (REDE ISOLADA)
(
(nb)i(tipo) (stip)s(vent) (vsai) ( p1 )( p2 )( p3 )( p4 ) (vmin) (vmax)
0001 IMPORT WMAQ          WW
0002 LEDLAG        WW     X2     1.0   #T2   1.0   #T2/K2
0003 FUNCAO RETA   X2     X3     -1.0  1.0
0004 GANHO         X3     X4     #S2_Kp
0005 PROINT        X4     X5     1.0         #S2_Ti       Ycmin  YcVAZ
0006 SOMA          X4     X6
                   X5     X6
0007 GANHO         X6     VAZIO  1.00
0008 LEDLAG        WW     X8     1.0   #T1   1.0   #T1/K1
```

```
0009 LEDLAG         WW     X9     1.0   #T3   1.0   #T3/K3
0010 SELET2         X8     X10
                    X9     X10
                    X32    X10
0011 ENTRAD                UM
0012 SOMA          -X10    X12
                    UM     X12
                    X36    X12
                    DEG    X12
0013 ENTRAD                S1_Kp
0014 ENTRAD                S3_Kp
0015 SELET2         S1_Kp  X15
                    S3_Kp  X15
                    X32    X15
0016 MULTPL         X12    X16
                    X15    X16
0017 LIMITA         X16    X17                          LMIN   LMAX
0018 ENTRAD                S1_Ti
0019 ENTRAD                S3_Ti
0020 SELET2         S1_Ti  X20
                    S3_Ti  X20
                    X32    X20
0021 FUNCAO INVRS   X20    X21
0022 MULTPL         X21    X22
                    X16    X22
0023 PROINT         X22    X23    1.0         1.0          Ycmin  Ycmax
0024 GANHO          X23    X24    1.0
0025 SOMA           X17    X25
                    X24    X25
(  curva de pre-abertura do RV em controle de potência  para H=95m
0026 FUNCAO PONTOS X25     X26    0.000 0.000 0.357 0.287
                                  0.578 0.430 0.705 0.525
                                  0.858 0.668 0.899 0.717
                                  0.955 0.812 0.972 0.859
                                  0.992 0.955 0.999 1.002
(  ------------------------------------------------------------------
1026 FUNCAO PONTOS X27     X1026  0.000 0.000 0.287 0.357
                                  0.430 0.578 0.525 0.705
                                  0.668 0.858 0.717 0.899              novo
                                  0.812 0.955 0.859 0.972
                                  0.955 0.992 1.002 0.999
1027 SAIDA          X1026
( ------------------------------------------------------------------
0027 SELET2         X25    X27
                    X26    X27
                    CURVA  X27
0028 ENTRAD                CURVA
0029 GANHO          X27    SINCR  1.50
0030 FUNCAO RETA    WW     X30    -1.0  1.0
0031 FUNCAO ABS     X30    X31
0032 FUNCAO PULSO   X31    X32    -999  0.0   1.05  1.0
0033 S/HOLD         X16    X33
                    X32    X33
0034 SOMA           X33    X34
                   -X16    X34
0035 SELET2         X40    X35
                    X34    X35
                    X32    X35
0036 GANHO          X35    X36    #Sn_Bp
0037 ENTRAD                PRef
0038 ENTRAD                DEG
0039 PROINT         PRef   X39    #Kr         1.0          Pmin   PRef
0040 SOMA           X39    X40
                    -Pe    X40
0041 IMPORT PELE           Pem
0042 LEDLAG         Pem    Pef    1.0   0.0   1.0   0.9
0043 GANHO          Pef    Pe     0.888
0044 FUNCAO ABS     Pem    X44
0045 FUNCAO PULSO   X44    X45    -999  0.0   0.00011.0
```

```
0046 SELET2         Yc1    YcX
                    SINCR  YcX
                    X45    YcX
0047 LIMITA         YcX    Yc                              Ycmin  Ycmax
(
(SISTEMA COPIADOR / SERVOMOTOR
(
0048 SOMA           Yc     X48
                   -Y1     X48
0049 PROINT         X55    X49    1.0   0.0   1.0
0050 LIMITA         X49    X50                             Ymin   Ymax
0051 LEDLAG         X50    X51    1.0         1.0   2.5
0052 LEDLAG         X50    Y1     1.0         1.0   0.01
0053 SELET2         X50    Y
                    X51    Y
                    X45    Y
0054 FUNCAO PULSO   X48    X54    -10.0 1.00  0.090 10.0
0055 MULTPL         X54    X55
                    X48    X55
0056 SELET2         X59    Yc1
                    VAZIO  Yc1
                    RESET  Yc1
0057 FUNCAO PULSO   Yc1    X57    -10.  1.0   0.030 0.0
0058 DELAY          X57    X58
0059 SELET2         Yclmx  X59
                    VAZIO  X59
                    X60    X59
0060 LOGIC  FFLOP1  RESET  X60
                    X58    X60
0061 COMPAR .EQ.    Yclmx  RESET
                    Yclmn  RESET
0062 ENTRAD                Yclmn
(
(
(Limites do RV para rejeição total de carga
(
0063 FUNCAO RETA    X45    X63    1.0   -1.0
0064 PROINT         X63    Yclmx  1.0         8.3           Yclmn  Y0
(=========================================================================
( TURBINA HYGOV PTI
(-------------------------------------------------------------------------
(nb) (tipo) (stip)s(vent) (vsai) ( p1 )( p2 )( p3 )( p4 ) (vmin) (vmax)
(-------------------------------------------------------------------------
0070 DIVSAO         Qb     rqHl
                    Y      rqHl
0071 FUNCAO X**2    rqHl   Hl
0072 FUNCAO RETA    Hl     Hres   -1.0  1.0
(0072 FUNCAO RETA    Hl     Hres   -1.0  .8968
0073 PROINT         Hres   Qb     1.0         #Tw
0074 FUNCAO RETA    Qb     Ql     1.0   -#Qnl
0075 MULTPL         Ql     X75
                    Hl     X75
0076 GANHO          X75    X76    #At
0077 SOMA           X76    X77
                   -X82    X77
                   -X81    X77
0078 FRACAO         X77    Pmec   #PBtur      #PBmaq
0079 EXPORT PMEC    Pmec
( Damping da Turbina
0080 MULTPL         Y      X80
                    Dw     X80
0081 GANHO          X80    X81    #Dt
( Damping da Carga
0082 GANHO          Dw     X82    #D
0083 IMPORT DWMAQ           Dw
(
(-------------------------------------------------------------------------
(DEFVA (stip) (vdef) ( d1 )
(-------------------------------------------------------------------------
```

```
(DEFVAL         Lmax    #Lmax
(DEFVAL         Lmin    #Lmin
DEFVAL VAR     X59     Y
DEFVAL         X60     0
DEFVAL         LMIN    -10.0
DEFVAL         LMAX    10.0
DEFVAL VAR     Yclmx   Y
DEFVAL         Yclmn   0.015
DEFVAL VAR     Y0      Y
DEFVAL         Ycmin    0.010
DEFVAL         Ycmax     0.98
DEFVAL         Ymin     0.010
DEFVAL         Ymax       1.0
DEFVAL         YcVAZ    0.080
DEFVAL VAR     X5       YcVAZ
DEFVAL         UM         1.0
DEFVAL         S1_Kp   #S1_KP
DEFVAL         S3_Kp   #S3_KP
DEFVAL         S1_Ti   #S1_Ti
DEFVAL         S3_Ti   #S3_Ti
DEFVAL VAR     PRef    Pe
DEFVAL         Pmin       0.0
DEFVAL VAR     SINCR   Yc
DEFVAL VAR     X34     X16
DEFVAL         DEG       0.0
DEFVAL VAR     X25     X1026
(DEFVAL VAR     Pe(0)   Pem
(DEFVAL         HB      #HB
(DEFVAL VAR     Yc      Y(0)
DEFVAL         X48     0.0
DEFVAL         CURVA   #CURVA
(EFVAL (stip) (vdef) ( d1 )
FIMCDU
999999
(
FIM
```

APÊNDICE I - MODELO DEFINIDO PELO USUÁRIO DO ANATEM - MODELO DO REGULADOR DE TENSÃO

```
(ncdu) ( nome cdu )
    6  RT_FURN_GER
(-------------------------------------------------------------------------
(
(-------------------------------------------------------------------------
(EFPAR (npar) (     valpar     )
(-------------------------------------------------------------------------
(** Canal Principal **
DEFPAR #TR                 0.002   Measuring filter time constant
(
DEFPAR #TC1                 5.00   Controller first lead time constant
DEFPAR #TB1                40.00   Controller first lag time constant
DEFPAR #TC2                 0.10   Controller second lead time constant
DEFPAR #TB2                 0.05   Controller second lag time constant
(
DEFPAR #TUC1                 1.0   Controller first lead time constant (under excited)
DEFPAR #TUB1                30.0   Controller first lag time constant (under excited)
DEFPAR #TUC2                0.10   Controller second lead time constant (under
excited)
DEFPAR #TUB2                0.05   Controller second lag time constant (under excited)
(
DEFPAR #TOC1                1.00   Controller first lead time constant (over excited)
DEFPAR #TOB1                30.0   Controller first lag time constant (over excited)
DEFPAR #TOC2                0.10   Controller second lead time constant (over excited)
DEFPAR #TOB2                0.05   Controller second lag time constant (over excited)
(
DEFPAR #KR                 800.0   Steady state gain
DEFPAR #Up+                4.200   AVR output positive ceiling value
DEFPAR #Up-               -3.500   AVR output negative ceiling value
DEFPAR #TS                  0.006   Gate control unit and converter time constant
DEFPAR #KS                  1.000   Gate control gain
(
(** Compensação de potência reativa **
DEFPAR #KIR                 0.000   Reactive power compensation factor  (OBS: 0.06 em
alguns testes)
(
(** Limitador Volts/Hz **
DEFPAR #KVHZ                1.100   Slope of V/Hz limiter
DEFPAR #Utmax               1.100   Max machine voltage
(
(** Limitador de máxima corrente de campo **
DEFPAR #IFth              2.35200   Setpoint for max. continuos field current
(1.05*ifn)
DEFPAR #KCF                1.8180   Cooling constant of field (KHF*Taquec/Tresfr)
Taquec=10s Tresfr=100s   1.9
DEFPAR #KHF                18.180   Heating constant of field (EmaxF/(IFmax-
Ifth))/Taquec      11.41
DEFPAR #EmaxF              100.0    Max. thermal energy in field (KHF*(IFmax-
IFth)^2*Taquec)
DEFPAR #IFmax              3.5840   Setpoint for ceiling field current (1.6*ifn)
ifn=2.2400 pu
DEFPAR #KIFmx               0.300   Gain reduction factor for ifmax limiter
(
(** Limitador de corrente de armadura **
DEFPAR #ITth                1.050   Setpoint for max. continuos stator current
DEFPAR #KCS                1.8180   Cooling constant of stator winding
(KHS*Taquec/Tresfr) Taquec=10s Tresfr=100s   11.67
DEFPAR #KHS                18.18    Heating constant of stator winding   (EmaxS/(ISmax-
ISth))/Taquec   15.00
DEFPAR #EmaxS              100.0    Max. thermal energy in stator (KHS*(ITmax-
ITth)^2*Taquec)  1.0
DEFPAR #ITmax               1.60    Setpoint for ceiling stator current    1.172
```

```
DEFPAR #KInd                0.10   Gain reduction factor for stator current limiter
indutive
DEFPAR #KCap                0.20   Gain reduction factor for stator current limiter
capacitive
(
(** Limitador de mínima corrente de campo **
DEFPAR #IFmn                0.35   Minimum field current limit setpoint
DEFPAR #KIFmn                1.0   Gain reduction factor for ifmin limiter
(
(** Limitador P/Q **
DEFPAR #KPQ                 0.30   Gain reduction factor for P/Q limiter
(
(-------------------------------------------------------------------------
(nb) (tipo) (stip)s(vent) (vsai) ( p1 )( p2 )( p3 )( p4 ) (vmin) (vmax)
(-------------------------------------------------------------------------
(** Canal Principal **
0001 IMPORT VTR           Vt
0002 IMPORT VSAD          Vsad
0003 LEDLAG        Vt     Vtf    1.0         1.0   #TR
0004 MIN           VHZ    X4
                   X45    X4
0005 SOMA          X4     X5
                  -Vtf    X5
0006 MAX           ITcap  X6
                   IFmin  X6
                   Vuel   X6
0007 MAX           X5     X7
                   X6     X7
0008 MIN           Voel   X8
                   ITind  X8
0009 MIN           X7     X9
                   X8     X9
1119 SAIDA         X8
0010 SOMA          X9     X10
                   Vsad   X10
0011 LEDLAG        X10    X11    1.0   #TC2  1.0   #TB2   Lmin   Lmax
0012 LEDLAG        X11    X12    1.0   #TC1  1.0   #TB1   Up-/KR Up+/KR
1011 LEDLAG        X10    X1011  1.0   #TUC2 1.0   #TUB2  LminU  LmaxU
1012 LEDLAG        X1011  X1012  1.0   #TUC1 1.0   #TUB1  Up-/KR Up+/KR
2011 LEDLAG        X10    X2011  1.0   #TOC2 1.0   #TOB2  LminO  LmaxO
2012 LEDLAG        X2011  X2012  1.0   #TOC1 1.0   #TOB1  Up-/KR Up+/KR
0013 COMPAR .LT.   X5     UNDER
                   X6     UNDER
0014 SELET2        X12    X14
                   X1012  X14
                   UNDER  X14
0015 COMPAR .GT.   X5     OVER
                   X8     OVER
0016 SELET2        X14    X16
                   X2012  X16
                   OVER   X16
0017 GANHO         X16    X17    #KR
0018 LIMITA        X17    X18                              Up-    Up+
0019 LEDLAG        X18    Efd    #KS         1.0   #TS    EFmin  EFmax
0021 EXPORT EFD    Efd
0022 MULTPL        Up+    EFmax
                   Vt     EFmax
0023 MULTPL        Up-    EFmin
                   Vt     EFmin
0030*ENTRAD                Up-
0031*ENTRAD                Up+
0032*FRACAO         Up-    Up-/KR 2.0          #KR
0033*FRACAO         Up+    Up+/KR 2.0          #KR
0034*FRACAO         Up-/KR Lmin   #TB1         #TC1
0035*FRACAO         Up+/KR Lmax   #TB1         #TC1
0036*FRACAO         Up-/KR LminU  #TUB1        #TUC1
0037*FRACAO         Up+/KR LmaxU  #TUB1        #TUC1
0038*FRACAO         Up-/KR LminO  #TOB1        #TOC1
0039*FRACAO         Up+/KR LmaxO  #TOB1        #TOC1
```

```
(
(** Compensação de corrente reativa **
0040 ENTRAD               Vref
0041 IMPORT QELE          Qe
0042 LEDLAG        Qe     Qef    1.0         1.0   #TR
0043 DIVSAO        Qef    IGR
                   Vtf    IGR
0044 GANHO         IGR    X44    #KIR
0045 SOMA          Vref   X45
                   X44    X45
(
(** Limitador Volts/Hz **
0050 IMPORT WMAQ          w
0051 ENTRAD               Zero
0052 LEDLAG        w      wf     1.0         1.0   #TR
0053 GANHO         wf     X53    #KVHZ
0054 SOMA          Vt     X54
                  -X53    X54
0055 COMPAR .GT.   X54    X55
                   Zero   X55
0056 DELAY         X55    X56
0057 ENTRAD               Utmax
0058 SELET2        X53    X58
                   Utmax  X58
                   X56    X58
0059 LIMITA        X58    VHZ                           Zero   Utmax
(
(** Limitador de máxima corrente de campo **
0060 IMPORT IFD           Ifd
0061 ENTRAD               IFth
0062 ENTRAD               KCF
0063 ENTRAD               KHF
0064 ENTRAD               IFmax
0065 ENTRAD               EmaxF
0066 LEDLAG        Ifd    Ifdf   1.0         1.0   0.02
0067 SOMA          Ifdf   X67
                  -IFth   X67
0068 FUNCAO X**2   X67    X68
0069 COMPAR .GT.   X67    X69
                   Zero   X69
0070 SELET2        KCF    X70
                   KHF    X70
                   X69    X70
0071 MULTPL        X68    X71
                   X70    X71
0072 PROINT        X71    X72    1.0         1.0          Zero   Inf
0073 COMPAR .GT.   X72    X73
                   EmaxF  X73
0074 SELET2        IFmax  X74
                   IFth   X74
                   X73    X74
0075 SOMA          X74    X75
                  -Ifdf   X75
0076 GANHO         X75    X76    #KIFmx
0077 LEDLAG        X76    Voel   1.00   0.60   1.0  1.200
(
( **** Limitador de corrente de armadura *****
1078 DIVSAO        Pef    IGA
                   VTf    IGA
0078 SOMA          IGR    Ig
                   IGA    Ig
0079 FUNCAO RETA   Ig     X79     1.0  -#ITth
0080 LEDLAG        X79    X80     1.0   0.0   1.0  0.020
0081 FUNCAO PULSO  X80    X81    -1.E10 #KCS   0.0  -#KHS
0082 FUNCAO X**2   X80    X82
0083 MULTPL        X81    X83
                   X82    X83
0084 PROINT        X83    X84       1.0   0.0   1.0         Emin   Emax
0085 FUNCAO PULSO  X84    X85    -1.E10 #ITth 0.0  #ITmax
```

```
0086 SOMA          X85    X86
                  -Ig     X86
0087 GANHO         X80    X87     #KCap
0088 GANHO         X86    X88     #Kind
0090 FUNCAO MENOS  Qe     X90
0091 ENTRAD               MInf
0092 SELET2        MInf   X92
                   X87    X92
                   X90    X92
0093 ENTRAD               Inf
0094 SELET2        X88    X94
                   Inf    X94
                   X90    X94
0095 LEDLAG        X92    ITcap    1.40 0.0   1.0   0.010
0096 LEDLAG        X94    ITind    1.40 0.0   1.0   0.010
(
(*** Limitador de mínima corrente de campo **
0100 FUNCAO RETA   Ifdf   X100   -1.0  #IFmn
0101 LEDLAG        X100   IFmin  #KIFmn  0.0  1.0  0.15
1101 SAIDA         IFmin
(
(** Limitador P/Q **
0102 IMPORT PELE          Pe
0103 LEDLAG        Pe     Pef    1.0         1.0   #TR
0104 FUNCAO X**2   Vt     Vt2
0105 DIVSAO        Pef    X105
                   Vt2    X105
0106 FUNCAO PONTOS X105   X106   0.00  -0.9500.25  -0.870
                               0.50  -0.8000.75  -0.650
                               1.00  -0.200
0107 LIMITA        X106   X107                          MInf   Zero
0108 MULTPL        X107   X108
                   Vt2    X108
0109 SOMA          X108   X109
                  -Qef    X109
0110 GANHO         X109   X110   #KPQ
0111 LEDLAG        X110   Vuel   1.0   0.00  1.0   0.10
0112 SAIDA         Vuel
(-------------------------------------------------------------------------
(DEFVA (stip) (vdef) ( d1 )
(-------------------------------------------------------------------------
DEFVAL        Up+    #Up+
DEFVAL        Up-    #Up-
DEFVAL VAR    X14    X16
DEFVAL VAR    X12    X14
DEFVAL VAR    X1012  X14
DEFVAL VAR    X2012  X14
DEFVAL        Zero   0.0
DEFVAL        Utmax  #Utmax
DEFVAL        KCF    -#KCF
DEFVAL        KHF    #KHF
DEFVAL        IFth   #IFth
DEFVAL        IFmax  #IFmax
DEFVAL        EmaxF  #EmaxF
DEFVAL        Inf    99999.
DEFVAL        X72    0.0
DEFVAL VAR    X84    Emax
DEFVAL        Emax   #EmaxS
DEFVAL        Emin     -0.1
DEFVAL        MInf   -99999
FIMCDU
```

APÊNDICE J - MODELO DEFINIDO PELO USUÁRIO DO ANATEM - MODELO DE SINAL ESTABILIZADOR (PSS)

```
(ncdu) ( nome cdu )
    7  ES_FURN_GER
(
(---------------------------------------------------------------------
(EFPAR (npar) (     valpar     )
(---------------------------------------------------------------------
DEFPAR #TR                  0.02   Measuring filter time constant
DEFPAR #TW1                  2.0   Wash-out Dw signal parameter
DEFPAR #TW2                  2.0   Wash-out Dw signal parameter
DEFPAR #TW3                  2.0   Wash-out Pe signal parameter
DEFPAR #KS2                0.270   Compensation factor for calculation of integral of
electric power
DEFPAR #T7                   2.0   Time constant for integral of electric power
calculation
DEFPAR #KS3                  1.0   Signal matching factor
DEFPAR #T8                   0.0   Ramp tracking filter time constant
DEFPAR #T9                   0.1   Ramp tracking filter time constant
DEFPAR #KS1                  4.0   (2.4=TESTE UG06)  PSS gain factor  FINAL KS1=4
DEFPAR #T1                  0.16   Lead time constant of conditioning network
DEFPAR #T2                  0.05   Lag time constant of conditioning network
DEFPAR #T3                  0.20   Lead time constant of conditioning network
DEFPAR #T4                  0.07   Lag time constant of conditioning network
DEFPAR #T10                 0.10   Lead time constant of conditioning network
DEFPAR #T11                 0.10   Lag time constant of conditioning network
DEFPAR #USTmx                0.1    0.0   Upper limit of stabilizing signal
DEFPAR #USTmn               -0.1    -0.0   Lower limit of stabilizing signal
DEFPAR #Pmin                0.5
DEFPAR #Vmin                0.5
DEFPAR #Vmax                1.1
(---------------------------------------------------------------------
(nb) (tipo) (stip)s(vent) (vsai) ( p1 )( p2 )( p3 )( p4 ) (vmin) (vmax)
(---------------------------------------------------------------------
0001 IMPORT WMAQ          WMAQ
0002 IMPORT PELE          Pe
0004 LEDLAG        Pe     Pef    1.0         1.0   #TR
0005 WSHOUT        Dw     X5     #TW1  1.0   #TW1
0006 WSHOUT        X5     X6     #TW2  1.0   #TW2
0007 WSHOUT        Pef    X7     #TW3  1.0   #TW3
0008 LEDLAG        X7     X8     #KS2        1.0   #T7
0009 GANHO         X8     X9     #KS3
0010 SOMA          X6     X10
                   X9     X10
0011 LEDLAG        X10    X11    1.0   #T8   1.0   #T9
0012 LEDLAG        X11    X12    1.0         1.0   #T9
0013 LEDLAG        X12    X13    1.0         1.0   #T9
0014 LEDLAG        X13    X14    1.0         1.0   #T9
0015 LEDLAG        X14    X15    1.0         1.0   #T9
0016 SOMA          X15    X16
                  -X8     X16
0017 GANHO         X16    X17    #KS1
0018 LEDLAG        X17    X18    1.0   #T1   1.0   #T2
0019 LEDLAG        X18    X19    1.0   #T3   1.0   #T4
0020 LEDLAG        X19    X20    1.0   #T10  1.0   #T11
0021 LIMITA        X20    X21                              USTmin USTmax
0022 MULTPL        X21    Vsad
                   X51    Vsad
                   X53    Vsad
0029 EXPORT VSAD   Vsad
(
(  DISCRETIZACAO DA MEDICAO DA FREQUENCIA DO PSS
0036 ENTRAD                FREQ
0037 IMPORT TEMPO          TEMP
```

```
0038 MULTPL         FREQ   WT
                    TEMP   WT
0039 FUNCAO COS     WT     COSWT
0040 GANHO          COSWT  SAMPLE   1.0
0041 FUNCAO RETA    WMAQ   WW      1.0  -1.0
0042 FUNCAO DEADB1 WW      X42    -.0001 .0001  1.0  1.0
0043 FUNCAO DEADB2 WW      X43    -.0001-.0001 .0001 .0001
0044 SOMA           X42    X44
                    X43    X44
0045 S/HOLD         X44    Dw
                    SAMPLE Dw
(EFVAL (stip) (vdef) ( d1 )
DEFVAL         FREQ   100.0
DEFVAL         Dw     0.0
DEFVAL         USTmin #USTmn
DEFVAL         USTmax #USTmx
DEFVAL         Vsad   0.0
(---------------------------------------------------------------------
(   Logica bloqueio/desbloqueio do PSS2A
(---------------------------------------------------------------------
0051 FUNCAO PULSO  Pe     X51    #Pmin 1.0   1.E10 1.0
0052 IMPORT VOLT           Vt
0053 FUNCAO PULSO  Vt     X53    #Vmin 1.0   #Vmax 0.0
FIMCDU
```