

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA CIVIL, ARQUITETURA E
URBANISMO**

**“MÉTODO DE OBTENÇÃO DOS PARÂMETROS DO
REGULADOR DE UMA TURBINA HIDRÁULICA”**

Marcos Roberto Giacomini

**Campinas - SP
Julho de 2007**

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA CIVIL, ARQUITETURA E
URBANISMO**

**“MÉTODO DE OBTENÇÃO DOS PARÂMETROS DO
REGULADOR DE UMA TURBINA HIDRÁULICA”**

Marcos Roberto Giacomini

Orientador: José Geraldo Pena de Andrade

Tese de Doutorado apresentada à comissão de pós-graduação da Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo da Universidade Estadual de Campinas, como parte dos requisitos para obtenção do título de Doutor em Engenharia Civil, na área de concentração de Recursos Hídricos.

Campinas - SP
2007

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

G346m Giacomini, Marcos Roberto
 Método de obtenção dos parâmetros do regulador de
 uma turbina hidráulica / Marcos Roberto Giacomini.--
 Campinas, SP: [s.n.], 2007.

 Orientador: José Geraldo Pena de Andrade.
 Tese (Doutorado) - Universidade Estadual de
 Campinas, Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e
 Urbanismo.

 1. Turbina hidráulica. 2. Controladores PID. 3. I.
 Andrade, José Geraldo Pena de. II. Universidade
 Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Civil,
 Arquitetura e Urbanismo. III. Título.

Título em Inglês: Method to get obtains of the governor's parameters by a
hydraulic turbine.

Palavras-chave em Inglês: Hydraulic turbines, PID controllers

Área de concentração: [Recursos](#) Hídricos

Titulação: Doutor em Engenharia Civil

Banca examinadora: Edevar Luvizotto Junior, Paulo Sergio Franco Barbosa,
Edmundo Koelle e Geraldo Lucio Tiago Filho

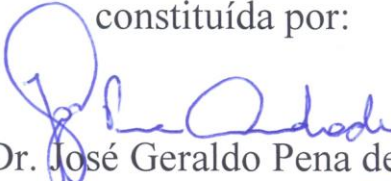
Data da defesa: 30/8/2007

Programa de Pós-Graduação: [Engenharia](#) Civil

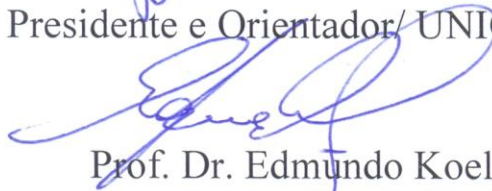
Universidade Estadual de Campinas
Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e
Urbanismo

Método de Obtenção dos Parâmetros do Regulador de uma Turbina
Hidráulica

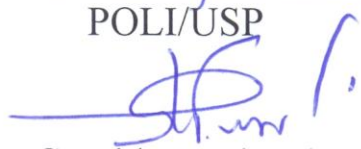
Marcos Roberto Giacomini
Tese de Doutorado aprovada pela Banca Examinadora,
constituída por:



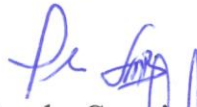
Prof. Dr. José Geraldo Pena de Andrade
Presidente e Orientador/ UNICAMP



Prof. Dr. Edmundo Koelle
POLI/USP



Prof. Dr. Geraldo Lucio Tiago Filho
UNIFEI-MG



Prof. Dr. Paulo Sergio Franco Barbosa
FEC/UNICAMP



Prof. Dr. Edevar Luvizotto Jr.
FEC/UNICAMP

Campinas, 30 de agosto de 2007

Raquel, o grande sentido da união é justamente percorrer, com amor, o mesmo caminho juntos e mais do que palavras, você demonstrou tudo isto com atitudes... obrigado pelo apoio e pelo estímulo.

Ao meu Pai e à minha Mãe, jamais conseguirei medir a contribuição de vocês na minha vida, obrigado pela educação, pelas orientações e pelo apoio... é muito bom saber que o maior orgulho dos pais é ter todos os filhos formados, apesar de muita dedicação e sacrifício. Este trabalho é fruto de vocês também.

Gisleine, Patrícia e Guilherme, vocês são meus irmãos... a minha família

Ao Prof. José Geraldo fica muito difícil eu tentar explicar o que significou a sua atitude em continuar a me orientar apesar de todas as circunstâncias, em sacrificar diversos finais de semana ... dizer que isto é um exemplo de cidadania, de honestidade ou de valor moral seria muito pouco ... Alguém acima reconhecerá.

Agradecimentos

À DEUS, obrigado pela família, pela saúde e pelas oportunidades, espero estar sabendo usar todos estes presentes.

Ao Prof. Dr. José Geraldo Pena de Andrade pela orientação

Ao Prof. Dr. Edmundo Koelle pelo incentivo e ajuda no ingresso ao curso

Aos Professores Edevar Luvizotto Jr. e Paulo S. F. Barbosa pelas contribuições ao trabalho durante o exame de qualificação

Ao Prof. Dr. Edílson Aparecido Bueno pelo material disponibilizado e pelo auxílio nos conceitos da engenharia elétrica.

Aos professores e funcionários da FEC - UNICAMP pela ajuda e pelos conhecimentos transmitidos.

Resumo

GIACOMINI, Marcos Roberto. Método de Obtenção dos Parâmetros do Regulador de uma Turbina Hidráulica. 159p. Tese (Doutorado) - Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo, Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP, Campinas, 2007.

Este trabalho apresenta uma nova proposta para obter os parâmetros do regulador de uma turbina hidráulica, com o objetivo de melhorar o controle operacional de uma usina hidrelétrica. Dentre os diversos métodos existentes, o método de Ziegler-Nichols mostra-se adequado porque na determinação dos parâmetros do regulador efetuam-se simulações que consideram todo o comportamento hidráulico da instalação e da máquina.

A partir de inúmeras simulações, para a estabilização da rotação adimensional, variando o tempo da água, o tempo da máquina e a rejeição, percebeu-se que os coeficientes utilizados no método de Ziegler-Nichols não apresentavam bons resultados em algumas situações, deixando evidente a necessidade de uma adequação. As equações propostas neste trabalho permitem a obtenção de valores mais adequados para as constantes proporcional, integral e derivativa através dos valores da constante proporcional última e do período último, como já utilizado no método de Ziegler-Nichols, em função do tempo da água, do tempo da máquina e da rejeição da potência.

Palavras chave: parâmetros do regulador de velocidade; turbinas hidráulicas; Ziegler-Nichols; PID; potência-frequência.

Abstract

GIACOMINI, Marcos Roberto. Method to obtain the parameters of the regulator of a hydraulic turbine. Thesis (Doutorado) - **Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo, Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP**, Campinas, 2007.

This work presents a new proposal to obtain the parameters of the regulator of a hydraulic turbine, looking for the goal to increase the operational control of a hydroelectric power plant. Among many existing methods, the Ziegler-Nichols shows itself adequate because in the determination of the parameters of the regulator simulations are carried out which consider all the hydraulic behavior of the installation and the machine.

From many simulations, to the adimensional rotation stabilization, varying the water time, the machine time and the rejection, it was realized that the coefficients used in the Ziegler-Nichols method weren't presenting good results in some situations, leaving evident the need of an adaptation. The equations suggested in this work allow obtaining more adequate values to the proportional, integral and derivative constants, through the constant last proportional values and the last period, as already used in the Ziegler-Nichols method in function of the water time, the machine time and the power rejection.

Keys-Words: parameters of the speed regulator; hydraulic turbine; Ziegler-Nichols; PID; frequency-power.

Sumário

Resumo	6
Abstract	7
Lista de figuras	11
Lista de tabelas	15
Lista de símbolos	17
Lista de índices	24
1- Apresentação	25
2- Revisão bibliográfica	27
2.1 - Comportamento da instalação hidráulica	27
2.2 - Representação das características das máquinas hidráulicas e ajuste das curvas características.....	28
2.3 – Regulador	29
2.4 - Correlações entre o tempo da água, o tempo da máquina e os parâmetros do Regulador	31
2.5 – Setor Elétrico	32
3 - Representação e ajuste das curvas características da turbina	39
3.1-Representação das curvas características da turbina através dos parâmetros unitários.....	39
3.2 - Representação proposta por Marchal, Flesh e Suter	42

3.3 - Ajuste das características das máquinas por séries de Fourier	48
4 - Controle em hidráulica	51
4.1 - Teoria do controle	52
4.2 - Representação do sistema de controle (diagrama de blocos)	57
4.3 – Modelamento matemático do sistema de controle	59
4.3.1 – Função de transferência	60
4.3.2 - Representação por variáveis de estado	61
4.4 - Principais ações para um sistema de controle	62
4.4.1 - Ação de controle proporcional (P)	63
4.4.2 - Ação de controle integral (I)	65
4.4.3 - Ação de controle derivativo (D)	66
4.4.4 - Ação de controle proporcional + integral (PI)	68
4.4.5 - Ação de controle proporcional + derivativo (PD)	69
4.4.6 - Ação de controle proporcional + derivativo + integral (PID)	71
4.5 - Projeto do regulador	71
4.5.1 – Definições	71
4.5.2 – Métodos de definição dos parâmetros do regulador	77
4.5.3 – Reguladores PID	83
4.5.4 - Análise no domínio do tempo	85
5 - Modelo matemático hidráulico	87
5.1 - Modelo topológico	87
5.2 - Método das características	88
5.2.1 - Equações básicas	88
5.2.2 - Equações do método das características	90
5.2.3 – Constante da tubulação hidráulica	96
5.2.4 - Equação da energia (condição de contorno da turbina hidráulica)... ..	97
5.3 - Equação da quantidade de momento	99
5.4 - Equação do regulador da turbina	102
5.5 - Método solução	105
6 – Análise da evolução da constante proporcional última e do período último	109
6.1 – Interferência dos parâmetros da instalação na constante proporcional última	

(k_{pu}) e no período último (P_u)	111
6.2 – Análise do comportamento da constante proporcional última (k_{pu})	116
6.3 – Análise do comportamento do período último (P_u)	121
7- Análise da definição das constantes do regulador pelos métodos tradicionais	125
8 – Método proposto para definição das constantes do regulador	131
8.1 – Simulações utilizando as equações propostas	139
8.2 – Comportamento dos parâmetros obtidos mudando a topologia.....	144
8.2.1 – Duas turbinas mantendo-se a velocidade da topologia básica	144
8.2.2 – Duas turbinas e velocidade diferente da topologia básica	147
8.3 – Proposta de equações gerais para obtenção dos parâmetros do regulador	150
9 – Conclusões	157
10 – Referências Bibliográficas	159

Lista de Figuras

Figura 2.1 – Regulador de Watt para controle de máquinas a vapor	29
Figura 2.2 – Controle da potência pela velocidade	35
Figura 2.3 – Atuação do controle secundário (controle Pf)	36
Figura 3.1 – Curvas características de uma bomba-turbina representada nos planos unitários para $H > 0$	42
Figura 3.2 – Identificação das várias zonas de operação (MARTIN, 1982)	44
Figura 3.3 – Curvas características na representação de Suter	46
Figura 3.4 – Dados da bomba-turbina pesquisados por Martin no plano de Suter modificado pelos coeficientes propostos C_{WH^*} e C_{WB^*}	49
Figura 4.1 – Controle manual realimentado de um sistema térmico	53
Figura 4.2 – Sistema de controle em malha fechada	54
Figura 4.3 – Controle automático realimentado de um sistema térmico	54
Figura 4.4 – Representação do sistema de controle (física e blocos)	58
Figura 4.5 – Composição de diagrama de blocos (c) a partir dos componentes (a) e (b) - sistema linear	61
Figura 4.6 – Função degrau e função rampa.....	62
Figura 4.7 – Diagrama de blocos para o controle proporcional e resposta $[u(t)]$ para um desvio $[e(t)]$ tipo degrau unitário	64

Figura 4.8 – Diagrama de blocos para o controle proporcional e resposta $[u(t)]$ para um desvio $[e(t)]$ tipo rampa unitária	64
Figura 4.9 – Curva esquemática do resultado da regulação com um regulador proporcional(P)	65
Figura 4.10 – Diagrama de blocos para controle integral.....	66
Figura 4.11 – Diagrama de blocos para controle derivativo.....	67
Figura 4.12 – Diagrama de blocos para controle proporcional e integral e resposta $[u(t)]$ para um desvio $[e(t)]$ tipo degrau unitário	68
Figura 4.13 – Curva esquemática do resultado da regulação com um regulador proporcional e integral (PI)	69
Figura 4.14 – Diagrama de blocos para o controle proporcional + derivativo (PD) e a resposta $[u(t)]$ para um desvio $[e(t)]$ tipo rampa	70
Figura 4.15 – Comparação das curvas esquemáticas do resultado da regulação entre um regulador proporcional + derivativo (PD) e um proporcional (P)	70
Figura 4.16 – Diagrama de blocos p/ controle proporcional, derivativo e integral e resposta $[u(t)]$ p/ um desvio $[e(t)]$ tipo rampa	71
Figura 4.17 – Parâmetros do regulador segundo CHAUDHRY (1986)	79
Figura 4.18 – Obtenção da constante proporcional última (k_{pu})	82
Figura 4.19 – Diagrama de blocos de um sistema de controle geral	83
Figura 4.20 – Controlador proporcional + integral + derivativo (PID) retroalimentado (feedback)	84
Figura 5.1 – Equacionamento da malha característica	90
Figura 5.2 – Equacionamento malha característica escalonada cruzada	93
Figura 5.3 – Nó genérico	94
Figura 5.4 – Esquema de um eno genérico	96
Figura 5.5 – Representação de uma turbina hidráulica	98
Figura 6.1 – Topologia adotada para as simulações dos arranjos propostos	112
Figura 6.2 – Obtenção de k_{pu} e P_u	114
Figura 6.3 – Comportamento de k_{pu} para $T_w=0.72$ s para rejeições (γ) de 10, 20 e 30%	116
Figura 6.4 – Comportamento de k_{pu} para $T_w=0.96$ s para rejeições (γ) de 10, 20 e 30%	117
Figura 6.5 – Comportamento de k_{pu} para $T_w=1.20$ s para rejeições (γ) de 10, 20 e 30%	117

Figura 6.6 – Comportamento de kpu para $T_w=2.39$ s para rejeições (γ) de 10, 20 e 30%	118
Figura 6.7 – Comportamento de kpu para $T_w=3.35$ s para rejeições (γ) de 10, 20 e 30%	118
Figura 6.8 – Ajuste linear de kpu em função de T_m/T_w e das rejeições de 10, 20 e 30%	120
Figura 6.9 – Relação do Período último (P_u) e tempo da máquina (T_m) para cada tempo da água (T_w) e rejeição (γ)	121
Figura 6.10 – Relação de P_u em função de T_w x rejeição γ	122
Figura 6.11 – Curva do Período último (P_u) em função do tempo da água (T_w)	123
Figura 7.1 – Resposta da rotação adimensional (α) com os parâmetros do regulador calculados pelos métodos de Ziegler-Nichols e Paynter	127
Figura 7.2 – Resposta da rotação adimensional (α) com os parâmetros do regulador calculados pelos métodos de Ziegler-Nichols e Hovey	128
Figura 7.3 – Resposta da rotação adimensional (α) com os parâmetros do regulador calculados pelos métodos de Ziegler-Nichols e Chaudhry	128
Figura 8.1 – Curvas de A x T_m/T_w para as rejeições (γ) 10%-20%-30%	134
Figura 8.2 – Comportamento do coeficiente D em função de T_m/T_w^2 para rejeição (γ) de 10, 20 e 30%	136
Figura 8.3 – Evolução do coeficiente “E” em função de T_m/T_w^2 e rejeição (γ) de 10, 20 e 30 %	138
Figura 8.4 – Simulação 1 obtidos com o método de Ziegler-Nichols e o método proposto para $T_w=0.84$ s, $T_m=10.77$ e rejeição de 10%	141
Figura 8.5 – Simulação 2 obtidos com o método de Ziegler-Nichols e o método proposto para $T_w=0.84$ s, $T_m=10.77$ e rejeição de 20%	142
Figura 8.6 – Simulação 3 obtidos com o método de Ziegler-Nichols e o método proposto para $T_w=1.08$ s, $T_m=9.23$ e rejeição de 20%	142
Figura 8.7 - Simulação 4 obtidos com o método de Ziegler-Nichols e o método proposto para $T_w=2.99$ s, $T_m=5.38$ e rejeição de 20%	143
Figura 8.8 – Simulação 9 obtidos com o método de Ziegler-Nichols e o método proposto para $T_w=2.99$ s, $T_m=5.38$ e rejeição de 30%	143
Figura 8.9 – Topologia considerando duas máquinas e variando o diâmetro da Instalação	144

Figura 8.10 – Resultado do comportamento do regulador utilizando os parâmetros obtidos pelo método proposto e por Ziegler-Nichols, na instalação com duas turbinas, com $T_w=0.73s$, $T_m=5.38s$ e rejeição de 10%	146
Figura 8.11–Resultado do comportamento do regulador utilizando os parâmetros obtidos pelo método proposto e por Ziegler-Nichols, na instalação c/ duas turbinas, com $T_w=0.85s$, $T_m=10.77s$ e rejeição de 20%	146
Figura 8.12 – Topologia da instalação para duas máquinas e mantendo constante o diâmetro da instalação	147
Figura 8.13 – Estabilização da rotação com $T_w=1.31s$, $T_m=5.38s$ e rejeição de 10% para duas turbinas	149
Figura 8.14 – Estabilização da rotação com $T_w=1.31s$, $T_m=5.38s$ e rejeição de 20% para duas turbinas	149
Figura 8.15 – Estabilização da rotação com $T_w=1.31s$, $T_m=5.38s$ e rejeição de 30% para duas turbinas	150
Figura 8.16 – $T_w=0.84s$; $T_m=10.77s$ e rejeição de 15%	153
Figura 8.17 – $T_w=0.84s$; $T_m=10.77s$ e rejeição de 25%	153
Figura 8.18 – $T_w=1.08s$; $T_m=9.23s$ e rejeição de 17%	154
Figura 8.19 – $T_w=2.99s$; $T_m=5.38s$ e rejeição de 13%	154
Figura 8.20 – $T_w=2.99s$; $T_m=5.38s$ e rejeição de 28%	155

Lista de Tabelas

Tabela 4.1 – Máxima sobrepressão em função da queda, Zulcy apud GONÇALVES (1997)	73
Tabela 4.2 – GD^2 natural do gerador: fórmulas práticas	76
Tabela 4.3 – Valores do coeficiente de auto-regulação, (CHAUDHRY, 1986)	80
Tabela 6.1 – Discriminação dos arranjos utilizados nas simulações	113
Tabela 6.2 – Resultados de k_{pu} e P_u	115
Tabela 6.3 – Variação de k_{pu} em função de T_m/Tw^2 p/ rejeições de (γ) de 10, 20 e 30%	119
Tabela 6.4 – Valores médios de P_u em função de Tw e da rejeição γ	122
Tabela 6.5 – Valores médios do Período último (P_u) em função do tempo da água (Tw)	123
Tabela 6.6 – Comparação dos valores do P_u obtidos pelas equações [6.10] e [6.11]	124
Tabela 7.1 – Parâmetros do regulador pelos métodos de Ziegler-Nichols, Paynter, Hovey e Chaudhry	127
Tabela 8.1 – Valores de k_p , T_i e T_d obtidos através de simulações em função de Tw , T_m e rejeição (γ)	132
Tabela 8.2 – Coeficientes adequados de A, B e C, obtidos por simulação pelo método proposto em função de Tw , T_m e rejeição (γ)	133
Tabela 8.3 – Valores do coeficiente D em função de T_m, Tw e rejeição de 10, 20 e 30%	136
Tabela 8.4 – Valores de k_{pu} , k_d , P_u e E em função de T_m/Tw^2 , para as rejeições (γ) de 10, 20 e 30%	138

Tabela 8.5 – Simulação de novas condições pelas equações propostas	139
Tabela 8.6 – Valores de k_{pu} e P_u em função de T_m/T_w^2 e rejeição (γ) de 10, 20 e 30%	140
Tabela 8.7 – Parâmetros do regulador segundo as equações propostas	140
Tabela 8.8 – Parâmetros do regulador segundo Ziegler-Nichols	140
Tabela 8.9 – Dimensionamento do tempo da água (T_w)	145
Tabela 8.10 – Configuração das simulações 6 e 7 para duas turbinas	145
Tabela 8.11 – Cálculo do T_w para as simulações 8, 9 e 10	148
Tabela 8.12 – Parâmetros do regulador para as novas simulações (8, 9 e 10).....	148
Tabela 8.13 – Valores dos parâmetros do regulador obtidos pelas equações gerais	152
Tabela 8.14 – Valores dos parâmetros do regulador obtidos pelo método de Ziegler-Nichols....	152

Lista de símbolos

a - Celeridade	LT^{-1}
a_J - Coeficientes das séries de Fourier geral	--
A- Área do conduto	L^2
Coeficiente aplicado à constante proporcional última	--
A_i - Área do trecho i do conduto	L^2
b_t - Estatismo transitório	--
b_p - Estatismo permanente	--
b_J - Coeficientes das séries de Fourier geral	--
B - Constante do trecho do conduto do método das características	$L^{-2}T$
Coeficiente aplicado ao período último	--
B_E - Constante relativa ao contorno da máquina hidráulica	$L^{-2}T^1$
B_N - Constante do método das características associada ao nó	L^2T^{-1}
B_L - Variável do MOC (malha escalonada cruzada)	$L^{-2}T$
B_R - Variável do MOC (malha escalonada cruzada)	$L^{-2}T$
c_0 - Velocidade da água no conduto	LT^{-1}
C- Coeficiente aplicado ao período último	--
C_1 - Constante relativa ao contorno da turbina	$L^{-4}T$

C^+ - Reta característica positiva	L
C_p - Reta característica positiva	L
C_L - Reta característica positiva (MOC – malha escalonada cruzada)	L
C^- - Reta característica negativa	L
C_m - Reta característica negativa	L
C_R - Reta característica negativa (MOC – malha escalonada cruzada)	L
C_Q - Coeficiente de vazão	adimensional
C_E - Coeficiente de energia	adimensional
C_T - Coeficiente de momento	adimensional
C_{WH}^* - Coeficiente proposto de transformação da variável de carga	--
C_{WB}^* - Coeficiente proposto de transformação da variável de momento	--
d - Diâmetro interno do tubo	L
D- Diâmetro do rotor	L
Diâmetro do tubo	L
Coeficiente utilizado na obtenção do coeficiente B	--
DWH - Derivada da curva de carga	--
DWB - Derivada da curva de momento	--
e - Desvio na variável controlada	--
Entrada no controlador	--
e_i - Desvios nas variáveis controladas em um controlador geral	--
$e(t)$ - Função degrau ou rampa	--
E - Coeficiente utilizado na obtenção do coeficiente C	--
Energia ($E = g.H$)	L^2T^2
Módulo de elasticidade volumétrica	FL^{-2}
E_E - Constante relativa ao contorno máquina hidráulica	L
E_N - Valor calculado no intervalo de tempo (Método das Características)	L^3T^{-1}
E_i - Aproximações nos desvios em torno das referências	--
E_G - Constante associada ao eno girante (máquina)	L^{-4}
$E(s)$ - Transformada de Laplace na entrada do controlador	--

f - Coeficiente de atrito	--
Frequência gerada pela turbina	Hz
F - Programa do controlador – função de transferência	--
Variável de contorno eno não tubo (MOC)	--
F_i - Funções gerais	--
g - Aceleração da gravidade	LT^{-2}
G_s - Função de transferência do sistema de controle (Transformada)	--
G - Variável de contorno eno não tubo (MOC)	--
h - Carga adimensional	adimensional
H - Carga hidráulica	L
Máxima pressão interna da tubulação (mca)	L
H_R - Carga hidráulica de máximo rendimento da máquina	L
H_{p_M} - Carga na máquina	L
H_{p_i} - Carga hidráulica no trecho i no instante posterior	L
H_i - Carga hidráulica no trecho i	L
Hp_1 - Carga hidráulica nó 1	L
i - Indexador	--
I - Momento de inércia das partes girantes	FLT^2
j - Indexador	--
k_d - Constante derivativa	--
k_i - Constante integral	--
k_p - Ganho ou constante proporcional	--
k_{pb} - Constante de tempo de retroalimentação	--
k_{pu} - Constante proporcional com ganho último	--
L - Comprimento da tubulação	L
L_i - Comprimento do trecho i do conduto	L
m - Número de termos das séries de Fourier	--
Número de trechos do conduto	--

M - Número total de tubos vinculados ao nó	--
MC - Número de tubos que convergem ao nó	--
MD - Número de tubos que divergem do nó	--
n - Rotação da máquina (gerador)	rpm
N - Rotação da máquina hidráulica	T^{-1}
Número de seções de um tubo	--
Número de elementos de um conjunto	--
N_i - Número de divisões do tubo i (MOC)	--
N_{11} - Rotação unitária	T^{-1}
N_R - Rotação da máquina no ponto de maior eficiência (rpm)	T^{-1}
p - Pressão	FL^{-2}
P_R - Potência de máximo rendimento da máquina	FLT^{-1}
P_u - Período último	T
P - Potência no eixo	FLT^{-1}
Ponto desconhecido da malha de cálculo	--
Regulador proporcional	--
Número de pólos da máquina elétrica (gerador)	--
PI - Regulador proporcional e integral	--
PD - Regulador proporcional e derivativo	--
PID - Regulador proporcional, integral e derivativo	--
Q - Vazão	L^3T^{-1}
Q_{p_i} - Vazão no trecho i no instante posterior	L^3T^{-1}
Q_i - Vazão no trecho i	L^3T^{-1}
Q_L - Variável da vazão (MOC – malha escalonada cruzada)	--
Q_R - Variável da vazão (MOC – malha escalonada cruzada)	--
Vazão de máximo rendimento da máquina	L^3T^{-1}
Q_v - Descarga correspondente ao engolimento máximo	L^3T^{-1}
Q_D - Vazão de demanda variável com o tempo	L^3T^{-1}
Q_{p_E} - Vazão que passa pelo eno não tubo	L^3T^{-1}

Q_{11} - Vazão unitária	L^3T^{-1}
R - Constante de atrito – MOC	$L^{-5}T^2$
s - Variável complexa de Laplace	--
t - Tempo	T
t_s - Tempo efetivo de fechamento do distribuidor	T
t_t - Tempo total de fechamento do distribuidor	T
t_{morto} - Tempo morto	T
t_0 - Tempo inicial (MOC)	T
T - Momento	FL
Código numérico	--
T_R - Momento de máximo rendimento da máquina	FL
Constante de tempo de amortecimento para um regulador mecânico	--
T_{11} - Momento unitário	FL
T_d - Tempo derivativo	T
T_i - Tempo integral	T
T_m - Tempo da máquina	T
T_M - Momento no eixo da turbina	FL
T_{RE} - Momento resistente no eixo do gerador	FL
T_w - Tempo da água	T
T_s - Tempo de fechamento do distribuidor	T
T_a - Tempo de aceleração da máquina	T
u - Variável de saída do controlador	--
$U(s)$ - Transformada de Laplace para a saída do controlador	--
v - Vazão adimensional	adimensional
Velocidade	LT^{-1}
v_i - Velocidade da água no trecho i do conduto	LT^{-1}
V_z - Velocidade de movimento das pás do distribuidor	LT^{-1}
w - Rotação do conjunto girante (rpm)	T^{-1}

w_R - Rotação da máquina no ponto de maior eficiência (rd/s)	T^{-1}
w_2 - Despesas anuais financeiras e de manutenção da tubulação	--
WH - Variável de Suter associada à carga	--
WB - Variável de Suter associada ao momento	--
x - Distância medida ao longo do conduto	L
Variável de Suter	--
Desvio relativo de velocidade de rotação da máquina hidráulica	--
y - Desvio relativo da abertura do distribuidor	--
Y - Abertura do distribuidor adimensionalizada	adimensional
Z - Abertura do distribuidor	L
z - Porcentagem adicional, considerando-se obras civis da tubulação	--
α - Rotação adimensional	adimensional
Inclinação da reta tangente a curva Torque x Rotação (CHAUDHRY, 1986)	--
α_{ref} - Valor da rotação de referência	adimensional
β - Momento adimensional	adimensional
η - Rendimento da máquina	--
η_G - Rendimento do gerador	--
η_{GR} - Rendimento máximo do gerador	--
ΔQ_D - Amplitude na vazão oscilatória	$L^3 T^{-1}$
Δx - Comprimento de cada trecho i do conduto (MOC)	L
Δy - Desvio relativo da abertura do distribuidor (Wylie e Streeter)	--
Δt - Intervalo de tempo	T
$\Delta \alpha$ - Correção na rotação adimensional	--
Δv - Correção na vazão adimensional	--
ΔY - Correção na abertura adimensional	--
ΔH_a - Máxima sobrepressão	L
$\frac{\Delta H}{H}$ - Sobrepressão máxima relativa	--
γ - Potência adimensional	adimensional
Rejeição de Potência	--

Rejeição de carga	--
μ - Viscosidade dinâmica do fluido	FL^{-2}T
ρ - Massa específica do fluido	FL^{-1}T^2
2ρ - Constante da tubulação	adimensional
σ - Estatismo permanente (permanent speed droop)- (CHAUDHRY,1986)	--
Tensão admissível do material da tubulação	FL^{-2}
Φ_D - Fase da vazão oscilatória	--
θ - Velocidade de cálculo	LT^{-1}
$\lambda_1; \lambda_2; \lambda_3; \lambda_4$ - Coeficientes do método de Chaudhry	--

Lista dos índices

b	Relativo à bomba
F	Indicativo da abertura máxima do distribuidor
p	Relativo a valores nos pontos desconhecidos da malha de cálculo
pi	Relativo a valores intermediários na malha escalonada cruzada
ref	Valor da variável controlada adotado como referência – set-point
R	Ponto de máximo rendimento da máquina hidráulica
t	Relativo à turbina
o	Relativo a valores em um instante de cálculo anterior
	Relativo a valores no regime permanente
oo	Relativo a valores em dois instantes de cálculo anteriores

1- Apresentação

O controle operacional das usinas hidrelétricas exige o conhecimento do comportamento hidrodinâmico de toda instalação hidráulica, nos regimes permanente e transitório, em decorrência das imposições do setor elétrico, como por exemplo, as variações de carga. Este conhecimento é fundamental para que os projetistas possam dimensionar, de forma adequada, estruturas, equipamentos e estabelecer regras operacionais seguras.

Dentre as principais tarefas do controle de uma usina hidrelétrica, destaca-se a preocupação com a regulação da máquina. É sabido que a produção de energia elétrica é instantânea porque não é possível armazenar um excesso de produção para consumo posterior, ou seja, a geração de energia pela turbina deve acompanhar exatamente a demanda. A variação da potência demandada gera manobra na turbina que influencia, entre outros fatores, na qualidade de geração e na segurança das instalações hidráulicas e elétricas. A tarefa de regular a turbina é complexa porque envolve fatores importantes como, por exemplo, a máquina hidráulica (turbina) acoplada à máquina elétrica (gerador), as instalações hidráulicas, as condições de operação, etc. Com o objetivo de se regular a turbina, da forma mais adequada possível, cada vez mais se estuda as correlações matemáticas dos parâmetros do regulador da turbina e o regulador do tipo PID (Proporcional, Integral e Derivativo) vem sendo cada vez mais utilizado, com o auxílio de um CLP (Controlador Lógico Programável), proporcionando bons resultados.

Para utilizar um regulador do tipo PID é necessário se conhecer as constantes proporcional, integral e derivativo que variam em função das características da instalação hidráulica, da potência demandada, das características da máquina, entre outros fatores. Muitos pesquisadores buscaram estabelecer critérios para a obtenção destes parâmetros em função das características do sistema e para a criação destes critérios foram necessárias, em muitos casos, considerações simplificadoras ou imposições de operação.

Este trabalho propõe mais uma maneira de se obter os parâmetros do regulador (k_p, k_i, k_d) com praticidade, com agilidade e mais eficiência, sob os aspectos do menor tempo de estabilização e da menor amplitude em torno do valor da rotação de referência da máquina. Com as equações propostas é possível obter os valores dos parâmetros que envolvem o regulador $(k_{pu}, P_u, k_p, k_i, k_d)$ sem a necessidade de simulações.

2- Revisão bibliográfica

2.1 - Comportamento da instalação hidráulica

Em 1962, Streeter e Lai, segundo ANDRADE (1994), utilizaram o método das características para a solução do transitório. Streeter publica vários trabalhos difundindo o método das características e em sequência muitos outros autores como J. P. Tullis, J. A. Fox, M. H. Chaudhry, C. S. Martin, A. B. Almeida, E. Koelle e G. Evangelisti, demonstraram a aplicação do método das características no cálculo do transitório hidráulico, generalizando as condições de contorno e sua aplicação para sistemas cada vez mais complexos. O método das características, em muitos casos, é preferido para o cálculo do transitório hidráulico em condutos forçados, porque se associa, de forma clara, à evolução temporal do fenômeno físico.

PARMAKIAN (1963) utilizou o método gráfico das características para o cálculo da máxima e mínima onda de pressão, em sistemas com bombeamento centrífugo e sem válvula na saída da bomba, quando ocorre falha no fornecimento de energia.

WYLIE E STREETER (1978) apresentaram o método da impedância para análise da ressonância em sistemas hidráulicos. Em 1985, Chaudhry, como alternativa ao método da

impedância, apresenta o método da matriz de transferência. Estes dois métodos analisam o fenômeno transitório no domínio da frequência.

KOELLE, ANDRADE e LUVIZOTTO (1996), apresentaram um trabalho que mostra a investigação da “personalidade” de uma rede hidráulica utilizando o Método das Características (MOC), através de um programa computacional. A “personalidade” de uma rede hidráulica é definida como sendo a sua resposta dinâmica a um conjunto de estímulos e é representada pelo conjunto de cargas nodais e vazões da rede, num dado período.

2.2 - Representação das características das máquinas hidráulicas e ajuste das curvas características

Uma máquina hidráulica é projetada para atuar como bomba, turbina ou bomba-turbina. Entretanto, durante um transiente, a máquina hidráulica pode operar numa condição diferente da prevista em seu projeto como inversão ou mudança de rotação, de momento e de carga. Muitos trabalhos foram feitos para identificar as possíveis zonas de operação de uma máquina hidráulica, dentre eles destacam-se os trabalhos de Knapp e Donsky, a representação de Martin, o diagrama de círculo de Karman-Knapp, o quadrante de Karman-Knapp e a representação proposta por Marchal, Flesh & Suter, apresentadas pelo prof. Samuel C. Martin, apud ANDRADE (1994).

A representação proposta por Marchal, Flesh e Suter foi empregada por diversos pesquisadores, em trabalhos sobre máquinas hidráulicas, como Streeter, Koelle, Andrade, Luvizotto, etc, por apresentar como principal vantagem a obtenção de uma curva contínua em toda faixa de operação da máquina hidráulica eliminando, desta forma, o problema das descontinuidades observadas em outras representações.

Van Lammerem e outros em 1969, apud ANDRADE (1994), utilizaram as séries de Fourier para representar as características completas da análise operacional de propulsores navais.

KOELLE e ANDRADE (1990) empregaram com sucesso a mesma técnica no ajuste das características das bombas com distribuidor fixo, apresentadas em Chaudhry.

SOUZA e LUVIZOTTO (1991) estudaram o ajuste das curvas características da máquina hidráulica através das séries de Fourier e do ajuste trigonométrico. O ajuste trigonométrico pode ser utilizado em lugar das séries de Fourier quando os dados ensaiados não se encontrarem igualmente espaçados, como exige o ajuste por séries de Fourier.

LUVIZOTTO e GIACOMINI (1999) utilizaram, como forma alternativa de ajuste para as curvas características da bomba, o polinômio de Chebyshev que apresentou vantagens sobre as séries de Fourier.

2.3 - Regulador

O primeiro trabalho significativo em controle automático foi de James Watt que no século XVII desenvolveu um controlador centrífugo de velocidade em uma máquina a vapor.

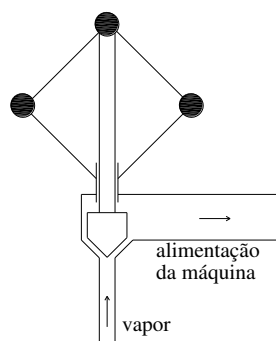


Figura 2.1 – Regulador de Watt para controle de máquinas a vapor

Laplace (1749-1827) desenvolveu a transformada de Laplace, base de todo o estudo da Teoria de controle no domínio da frequência.

Nyquist (1889-1976) e Bode (1905-1982), apud GONÇALVES (1997), desenvolveram, respectivamente, os critérios de Nyquist e Bode, para análise do comportamento e estabilidade dos sistemas dinâmicos.

Durante a década de quarenta, os métodos que estudaram o controle operacional no domínio da frequência permitiram projetar sistemas de controle de malha fechada que satisfaziam os requisitos de desempenho desejado. Entre o final da década de quarenta e o início da década de cinquenta, foi desenvolvido, por Evans, o método do lugar das raízes.

Em 1942, Ziegler-Nichols, apud OGATA (1982), propuseram regras para determinação dos valores do ganho proporcional k_p , do ganho integral k_i e do ganho derivativo k_d , baseados na resposta transitória de uma dada planta, permitindo, desta forma, a consideração do modelo elástico na obtenção dos parâmetros do regulador.

Segundo OGATA (1982), o método de resposta no domínio da frequência e o método lugar das raízes, que constituem o coração da teoria de controle clássico, são adequados para sistemas de entrada e de saída simples, mas são impotentes quando se trata de sistemas de entrada e saída múltiplas, comuns nos modernos processos, e cuja representação matemática requer um sistema com grande número de equações.

A partir da década de sessenta, devido ao desenvolvimento dos computadores digitais, tornou-se possível à utilização de sistema de controle no domínio do tempo que proporciona aos sistemas complexos um controle preciso e seguro.

CHAUDHRY (1986) desenvolveu um método para a análise da estabilidade do regulador de velocidade, a partir do modelo de um regulador mecânico “Dashpot governor”. STREETER E WYLIE (1978) analisaram um modelo de regulador mecânico semelhante ao utilizado por Chaudhry. Ambos os trabalhos tiveram suas funções de transferência escritas através da variável de Laplace e da nomenclatura da DIN 4321.

Em 1981, Howe apud GONÇALVES (1997), propôs a análise da estabilidade de máquinas hidráulicas através de dois modelos de reguladores: “two-elements governor” e “three-elements governor”. O primeiro se refere a um controlador tipo PI sem realimentação e o segundo a um controlador tipo PID sem realimentação. Ambos foram demonstrados através de suas respectivas funções de transferência e equacionados na variável de Laplace, no domínio do tempo.

2.4 - Correlações entre o tempo da água, o tempo da máquina e os parâmetros do regulador

CHAUDHRY (1986) relaciona o tempo da água (T_w) e o tempo da máquina (T_m) para a obtenção dos coeficientes de regulação da máquina.

ANDRADE (1994) estuda as condições operacionais ótimas de uma usina hidrelétrica implantando um algoritmo para simulação. Neste algoritmo, ele considerou o controle adaptativo, acoplado ao regulador PID, que mostrou-se eficaz e recomendável para utilização com os controles lógicos programáveis (CLP's). Andrade verificou que a condição ótima não será sempre definida pelo máximo rendimento operacional da máquina hidráulica devido às alterações que ocorrem na demanda de carga. Ainda segundo ele, a operação com cargas máximas e reduzidas induz para condições dinâmicas inadequadas com a presença de vórtices no tubo de sucção e a existência de possíveis zonas de cavitação, que definem limites operacionais que devem ser respeitados e considerados na operação em tempo real.

KOELLE E GONÇALVES (1997) estudaram os parâmetros ótimos do controlador considerando uma instalação com três máquinas e degraus na potência nominal das máquinas. Este trabalho permitiu comprovar que o método de Ziegler-Nichols, que já havia sido usado por ANDRADE (1994), foi eficiente, nas situações simuladas, para a obtenção dos parâmetros do regulador quando comparado os resultados deste método com os resultados de outros métodos como Chaudhry, Hovey, Paynter, Seeberg e Voith.

SILVA E HENRIQUE (2002) aplicaram técnicas do controle moderno na simulação de uma pequena central hidrelétrica (PCH dos Martins, em Uberlândia, de propriedade da CEMIG), mostrando que o emprego destas técnicas permite maior flexibilidade no controle quando se leva em conta a questão do desvio em planta/modelo e a questão da estabilidade.

SANTOS E ANDRADE (2004) simularam vários arranjos, através do método de Ziegler-Nichols, com a finalidade de se verificar a existência de correlações entre os tempos da água e da máquina com os parâmetros do regulador, considerando uma rejeição de potência de 10%. Eles obtiveram uma família de curvas lineares $k_p \times T_m$, para cada valor de T_w e também observaram que o período último não varia em função do tempo da máquina (T_m), nas simulações com rejeição de potência de 10%.

2.5 – Setor Elétrico

É necessário conhecer a relação entre o setor hidráulico e o setor elétrico para interpretar, de forma adequada, as respostas obtidas nas simulações que envolvem as características do sistema hidráulico, as características da máquina e as imposições de operação da usina. Uma grande responsabilidade dos despachantes e dos operadores de sistema é de executar o controle dos níveis de tensão, frequência, fluxos nas interligações, etc, dentro de limites de segurança para garantir um atendimento satisfatório aos consumidores. Para operar máquinas em paralelo com estabilidade é necessário que os reguladores de velocidade tenham uma característica de carga-frequência inclinada, ou seja, com o aumento da carga a velocidade diminui. Em sistemas interligados, o controle da frequência é corrigido através de uma ação denominada “Bias”, geralmente designada em megawatts por décimo de ciclo.

BRETAS (1976) faz a comparação entre o controle da frequência e da tensão. Dois pontos são fundamentais, como segue:

- O aspecto estático dos desvios de frequência e de tensão. Enquanto a frequência é mantida dentro de uma faixa de mais ou menos 0.01Hz (alguns autores mencionam mais ou menos 0.02Hz), a tensão é controlada, geralmente, numa faixa de mais ou menos 5%.

- O aspecto dinâmico dos desvios de frequência e de tensão. Após certo tempo, os desvios de frequência devem desaparecer, enquanto que os erros de controle de tensão não necessitam ser obrigatoriamente eliminados, porque o desvio de tensão não tem efeito acumulativo, enquanto que, o desvio de frequência tem.

MELLO (1979) comenta sobre os métodos de obtenção dos parâmetros do regulador (Método de Laço Fechado e Método de Laço Aberto). Ele cita o método de Ziegler-Nichols, no comentário sobre o Método de Laço Fechado, e afirma que as regras de orientação para obtenção dos parâmetros do regulador são quase empíricas e não fornecem, necessariamente, os parâmetros ótimos em situações como, por exemplo, onde o tempo morto seja significativo. Ele afirma ainda, que o critério de razão de decaimento da onda em “1/4”, frequentemente, pode não ser aceitável em instalações onde haja muitas situações de controle porque o critério pode especificar a ausência de sobre-sinal.

MILLER (1987), quando comenta sobre o controle da frequência, afirma que a sua correção é ligeiramente atrasada em relação ao momento em que ocorre a alteração da velocidade (frequência). Dessa maneira, máquinas ou sistemas controlados somente por reguladores de velocidade possuem uma “banda morta” na ordem de mais ou menos 0.02 ciclos, ou seja, o sistema de 60 Hz oscilará entre 59.98 Hz e 60.02 Hz. Sobre o erro acumulado de frequência, o autor afirma que através do acúmulo dos desvios instantâneos de frequência é possível determinar o acúmulo de erro de tempo, que é normalmente limitado em dois segundos (adiantados ou atrasados), e quando este acúmulo atinge o seu limite todos os sistemas interligados alteram a sua frequência para um valor pré-determinado (usualmente 0.02Hz), numa direção que torna o erro de tempo igual a zero. Num período de tempo correspondente a algumas horas, o desvio de frequência resultará em erro de tempo acumulado proporcional ao erro de frequência média, por exemplo, se a frequência média fosse 60.01 Hz em uma hora, um erro de tempo de 0.60 segundos adiantado seria acumulado neste período.

GARCIA E MONTICELLI (2000) explicam rapidamente o funcionamento do sistema elétrico entre a geração e transmissão, como segue:

- De onde vem a energia elétrica

Para poder exemplificar será considerado que uma carga adicional foi solicitada pelo consumidor e o efeito desta solicitação é descrito passo a passo.

- 10^{-3} s: transitório eletromagnético

Nesta faixa de tempo, a energia elétrica necessária para suprir a carga adicional vem do próprio circuito elétrico próximo à carga e quando o valor desta carga é significativo a sua influência fica perceptível através da queda de tensão.

- 10^{-1} s: transitório eletromecânico

Após o impacto inicial, há uma resposta mecânica do sistema. A energia adicional passa a ser provida pelos rotores dos geradores que funcionam como volantes armazenadores de energia cinética e a consequência imediata da perda de energia cinética nas partes girantes é uma queda correspondente na frequência da rede de energia elétrica (é dessa maneira que a usina “fica sabendo” que uma carga adicional foi conectada à rede). Se a rede for interligada, toda a rede sentirá esta variação da frequência, porém o problema da variação de frequência será diluído por todas as usinas interligadas, dividindo um problema maior em vários problemas menores.

- 1 s: atuação do regulador de velocidade

A Figura 2.2 dá a característica típica de um sistema turbina-gerador:

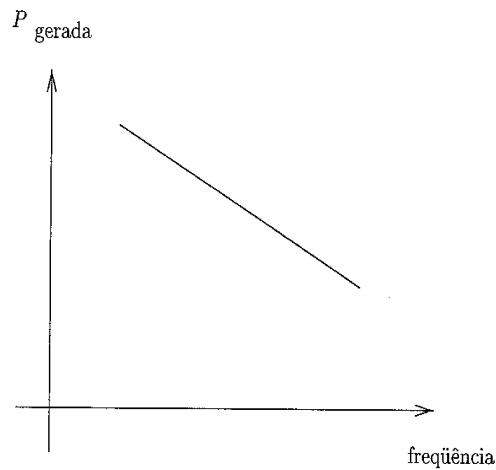


Figura 2.2 – Controle da potência pela velocidade

O aumento da potência gerada provoca a queda da frequência do gerador. No caso de turbinas hidráulicas, isto reflete num aumento da vazão da turbina (há um aumento na potência gerada porque a altura de queda permanece inalterada e a pressão constante). Desta forma, o problema de suprimento da potência é resolvido com a criação de um novo problema: a queda da frequência.

- 10^1 s a 10^2 s: controle carga-frequência-intercâmbio

Em sistemas interligados, o acréscimo de carga local afeta todas as áreas em que o sistema é interligado, gerando uma variação na frequência. Normalmente, as correções nos erros introduzidos na frequência e nos intercâmbios são feitos de maneira coordenada. Uma das maneiras de corrigir a frequência é a de cada membro do sistema interligado alocar parte de seus geradores para exercer as funções de controle de intercâmbio e frequência (também chamada de controle Pf). Isto equivale a alterar a posição das curvas características potência-frequência, conforme ilustra a Figura 2.3.

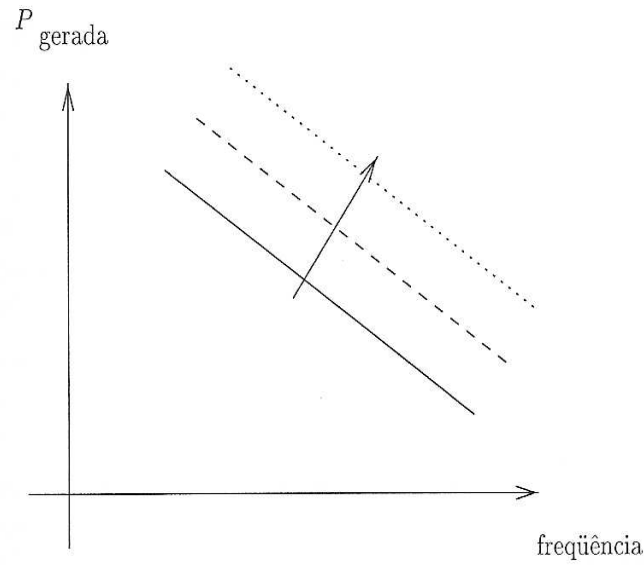


Figura 2.3 – Atuação do controle secundário (controle Pf)

- 10^4 s: redespacho econômico/seguro

A atuação do controle Pf nem sempre leva o sistema a um ponto de operação ótimo do ponto de vista econômico ou em relação à segurança da operação. Desta forma, uma última etapa ainda pode ocorrer com uma resposta relativamente mais lenta que as anteriores: trata-se do despacho econômico de potência levando em conta a minimização de riscos de blackouts.

SILVA E HENRIQUE (2002) afirmam que as variações permissíveis da frequência em sistemas modernos de controle estão na ordem de 0.05 Hz. Ainda segundo eles, num regulador de velocidade típico o estatismo permanente representa a variação da frequência ($\Delta\omega$) em relação à correspondente variação de potência consumida (ΔP) e leva a uma queda permanente da frequência em 5%, conforme determina a ONS (1999) e representado na equação 2.1.

$$\frac{\Delta\omega}{\Delta P} = -b_p \quad (2.1)$$

PRADO (2002) comenta a influência da frequência, durante o comportamento do transitório eletromagnético de uma linha de transmissão, nos valores da tensão, da resistência entre outras grandezas que caracterizam a linha.

Segundo KOSOW (2005), a quantidade de pólos (P) e a velocidade de rotação do rotor (n) determinam a frequência (f) da tensão gerada nas bobinas do estator, onde:

$$f = \frac{P \cdot n}{120} \quad (2.2)$$

Onde

f é a frequência em Hz

P é o número de pólos da máquina elétrica (gerador)

n é a rotação da máquina em rpm

Portanto, a velocidade de rotação e a corrente de campo são parâmetros que controlam a magnitude da tensão gerada e a sua frequência.

PAZ (2005), afirma que o Método das Características (também conhecido por Método de Bergeron) e a regra trapezoidal podem ser facilmente combinados num algoritmo generalizado capaz de solucionar transitórios numa rede com parâmetros distribuídos ou concentrados.

3 – Representação e ajuste das curvas características da turbina

3.1 - Representação das curvas características da turbina através dos parâmetros unitários

Os principais parâmetros utilizados na representação das curvas características de uma turbina são:

Coeficiente de energia

$$C_E = \frac{E}{N^2 D^2} \quad (3.1)$$

Lembrando que $E = g.H$

Coeficiente de vazão

$$C_Q = \frac{Q}{ND^3} \quad (3.2)$$

Coeficiente de torque

$$C_T = \frac{T}{\rho N^2 D^5} \quad (3.3)$$

Onde:

N é a rotação do conjunto;

D é o diâmetro do rotor;

Q é a vazão;

H é a carga;

ρ é a massa específica do fluido;

T é o torque.

No caso de turbina e de bomba-turbina, é comum os dados experimentais se apresentarem em termos de parâmetros unitários ou características unitárias, que são definidas como a máquina com um rotor de um metro de diâmetro operando com uma carga útil de um metro de altura e que representa toda a família de máquinas geometricamente similares.

Utilizando-se as relações de semelhança definidas com o conceito de máquina unitária, descritas no trabalho de ANDRADE (1994), tem-se:

$$C_E = C_{E1} \quad (3.4)$$

$$C_Q = C_{Q1} \quad (3.5)$$

$$C_T = C_{T1} \quad (3.6)$$

Onde o índice ₁ refere-se a máquina unitária.

Analisando cada igualdade, através da substituição da expressão de cada adimensional, tem-se que:

$$\frac{gH}{N^2 D^2} = \frac{g1}{N_{11}^2 1^2} \quad (3.7)$$

$$\frac{Q}{ND^3} = \frac{Q_{11}}{N_{11} 1^3} \quad (3.8)$$

$$\frac{T}{N^2 D^5} = \frac{T_{11}}{N_{11}^2 1^5} \quad (3.9)$$

Onde g é a aceleração da gravidade.

Destes resultam os parâmetros reduzidos:

$$N_{11} = \frac{ND}{\sqrt{|H|}} \quad (\text{rotação unitária}) \quad (3.10)$$

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \sqrt{|H|}} \quad (\text{vazão unitária}) \quad (3.11)$$

$$T_{11} = \frac{T}{D^3 |H|} \quad (\text{torque unitário}) \quad (3.12)$$

A representação das características da máquina hidráulica, utilizando os parâmetros unitários, pode ser feita através das funções:

$$Q_{11} = f_1(N_{11}) \quad (3.13)$$

$$T_{11} = f_2(N_{11}) \quad (3.14)$$

As curvas obtidas utilizando-se esta representação são mostradas na Figura 3.1, com curvas $N_{11} \times Q_{11}$ e $N_{11} \times T_{11}$, para $H > 0$.

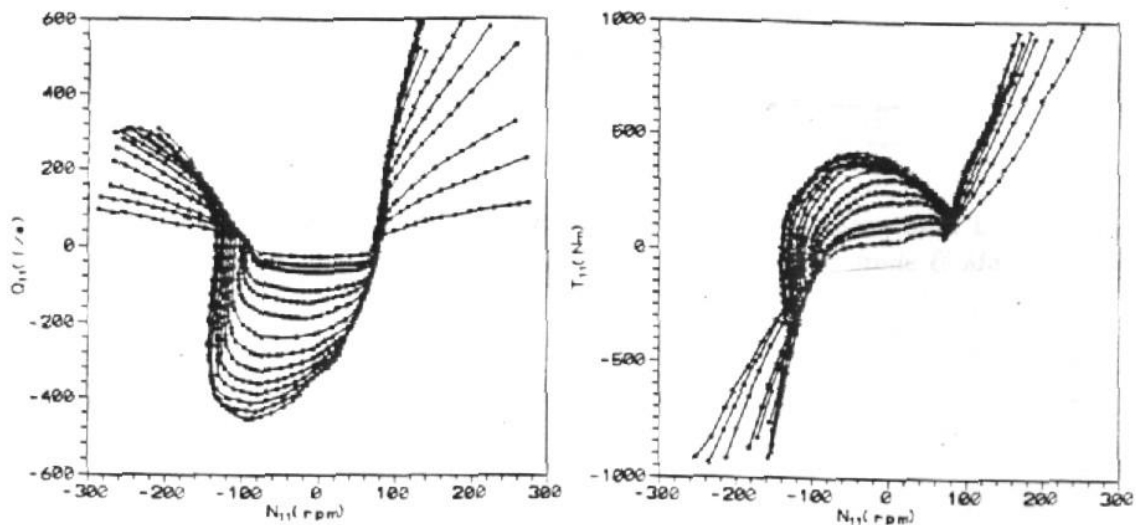


Figura 3.1 – Curvas características de uma bomba-turbina representada nos planos unitários para $H>0$, segundo ANDRADE (1994)

3.2 - Representação proposta por Marchal, Flesh & Suter

A máquina hidráulica (bomba ou turbina) pode operar em modos anormais ao qual foi projetada durante uma situação transiente, conforme mostra a Figura 3.2. Os possíveis modos de operação de uma máquina hidráulica são classificados por zonas de operação, como segue:

Zona A - zona de operação normal de bombeamento;

Zona B - zona de dissipação de energia → ocorre quando uma bomba está superada por uma outra bomba ou por um reservatório, durante a operação em regime permanente ou por causa de uma queda repentina da carga durante um transitório causado por falta de energia;

Zona C - é quando uma bomba está turbinando → ocorre quando a rotação do motor da máquina hidráulica está invertida;

Zona D - dissipação de energia → bomba projetada para aumentar a vazão, porém, acionada em sentido contrário e incapaz de inverter o escoamento;

Zona E - turbina bombeando → rotação no sentido correto com o lado ideal do rotor ao contrário;

Zona F - dissipação de energia → é a continuidade de operação de uma máquina que falhou como bomba anteriormente;

Zona G - bombeamento normal → tem a mesma situação da zona F, porém o momento não tornou negativo;

Zona H - dissipação de energia → ocorre após um desligamento súbito da bomba ou falta de energia, porém, a inércia combinada de todos os elementos girantes (motor, bomba, líquido e eixo) mantém a rotação da bomba positiva, mas num valor reduzido, no instante da inversão do escoamento.

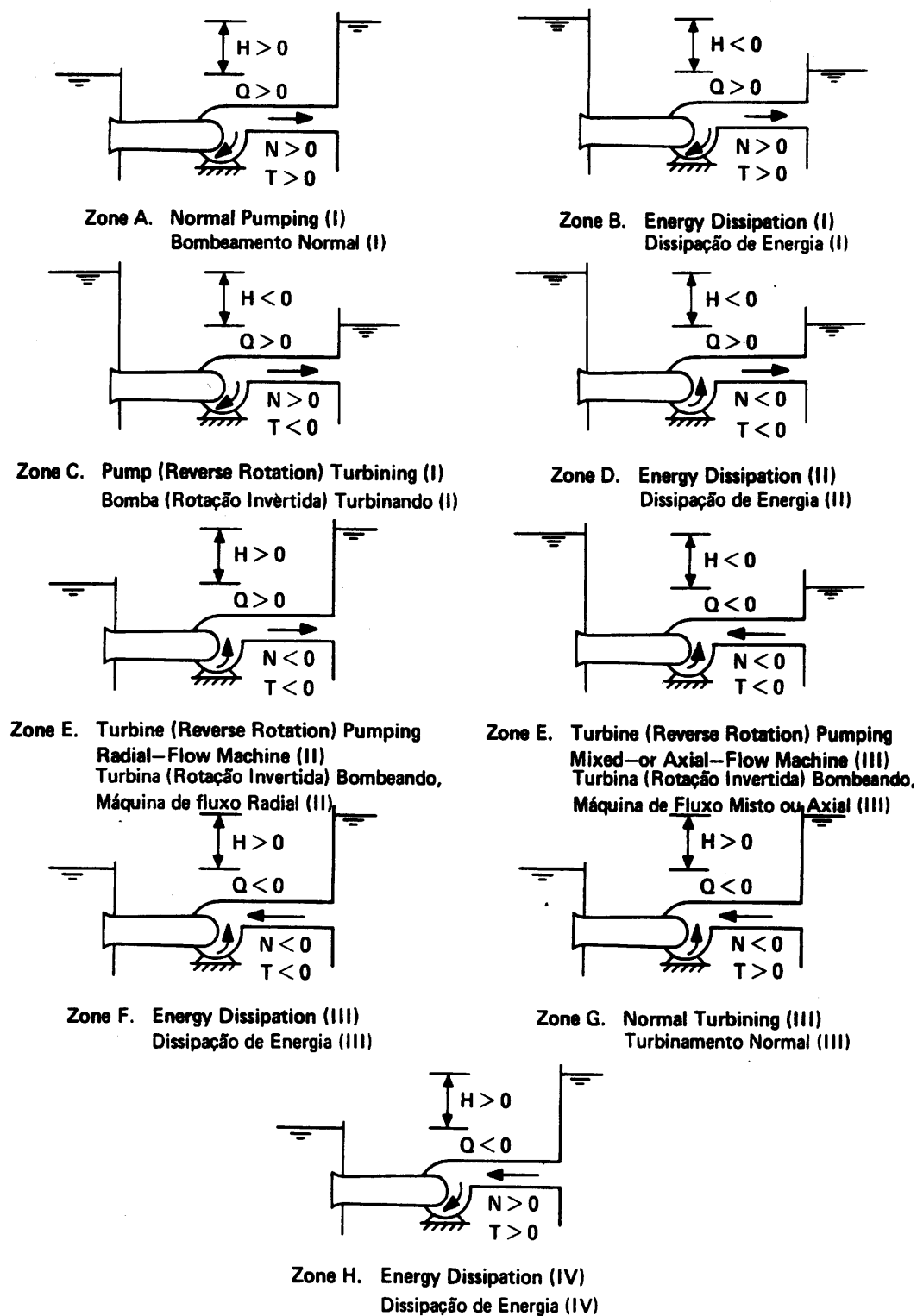


Figura 3.2 - Identificação das várias zonas de operação (MARTIN, 1982)

A representação proposta por Marchal, Flesh & Suter, possui a vantagem de se obter uma curva contínua em toda a faixa de operação da máquina hidráulica, eliminando o problema da relação (v/α) tornar-se infinita para pequenos valores de α , quando não existir relações adicionais. A proposta original dos autores era:

$$WH(x) = \sin(\alpha) \sqrt{\frac{|h|}{\alpha^2 + v^2}} \quad (3.15)$$

$$WB(x) = \sin(\beta) \sqrt{\frac{|\beta|}{\alpha^2 + v^2}} \quad (3.16)$$

$$x = \tan^{-1}\left(\frac{v}{\alpha}\right) \quad (3.17)$$

Alguns autores sugerem alterações nas relações acima para adequá-las a rotinas computacionais. Segundo ANDRADE (1994), as relações podem ser escritas da seguinte forma:

$$WH(x) = \frac{h}{\alpha^2 + v^2} \quad (3.18)$$

$$WB(x) = \frac{\beta}{\alpha^2 + v^2} \quad (3.19)$$

$$x = \pi + \tan^{-1}\left(\frac{v}{\alpha}\right) \quad (3.20)$$

O significado físico da variável x para uma dada máquina hidráulica está associado às condições cinemáticas do escoamento, indicando a posição e sentido relativo das pás do rotor em relação ao fluxo, assumindo valores no intervalo $0 \leq x \leq 2\pi$.

Logo, as características de uma máquina hidráulica são definidas por um conjunto de pares de curvas WH(x) e WB(x), sendo um par definido para cada abertura do distribuidor. A Figura 3.3 mostra a representação para uma bomba de fluxo radial.

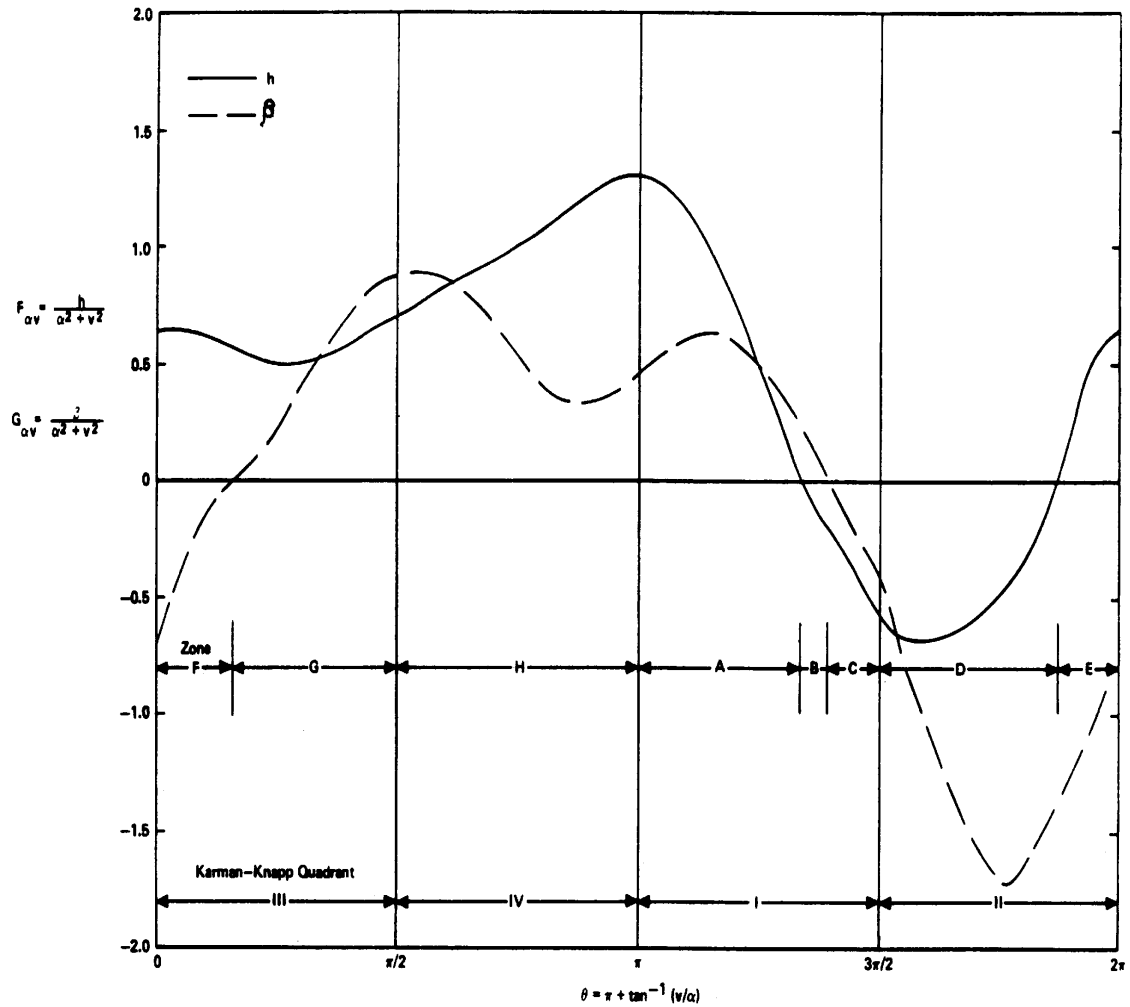


Figura 3.3 – Curvas características na representação de Marchal, Flesh e Suter

Utilizando as relações dadas pelas equações 3.10, 3.11 e 3.12 considerando a mesma máquina com $D = D_R$, assumindo que $H = H_R = 1m$ e lembrando as relações homólogas, pode-se escrever que:

a - Rotação unitária – define-se como:

$$\frac{N_{11}}{N_{11R}} = \frac{ND}{\sqrt{|H|}} \frac{\sqrt{|H|}}{N_R D_R} = \frac{N}{N_R} \frac{D}{D_R} \sqrt{\frac{|H_R|}{|H|}} = \frac{N}{N_R} \frac{D}{D_R} \quad (3.21)$$

Onde:

$$\alpha = \frac{N_{11}}{N_{11R}} \quad (3.22)$$

b- Vazão unitária, define-se como:

$$\frac{Q_{11}}{Q_{11R}} = \frac{Q}{D^2 \sqrt{|H|}} \frac{D_R^2 \sqrt{|H_R|}}{Q_R} = \frac{Q}{Q_R} \left(\frac{D_R}{D} \right)^2 \sqrt{\frac{|H_R|}{|H|}} = \frac{Q}{Q_R} \left(\frac{D_R}{D} \right)^2 \quad (3.23)$$

Onde:

$$v = \frac{Q_{11}}{Q_{11R}} \quad (3.24)$$

c- Torque unitário, define-se como:

$$\frac{T_{11}}{T_{11R}} = \frac{T}{D^3 |H|} \frac{D_R^3 |H_R|}{T_R} = \frac{T}{T_R} \left(\frac{D_R}{D} \right)^3 \frac{|H_R|}{|H|} = \frac{T}{T_R} \left(\frac{D_R}{D} \right)^3 \quad (3.25)$$

Onde:

$$\beta = \frac{T_{11}}{T_{11R}} \quad (3.26)$$

3.3 - Ajuste das características das máquinas por Séries de Fourier

De acordo com KOELLE e ANDRADE (1990) o ajuste dos dados discretos de uma bomba com distribuidor fixo pode ser feito através da equação:

$$f(x) = \frac{a_0}{2} + \sum_{j=1}^m (a_j * \cos(j * x) + b_j * \sin(j * x)) \quad (3.27)$$

Onde a_j e b_j são coeficientes da Série de Fourier com $j=1, 2, \dots, m$ sendo “m” o número de termos da série.

Para avaliação dos coeficientes, os autores sugerem a utilização da técnica dos mínimos quadrados, para pontos igualmente espaçados, através de:

$$a_j = \frac{2}{N} * \sum_{i=0}^{n-1} f_i * \cos(j * x_i) \quad j=0, 1, 2, \dots, m \quad (3.28)$$

$$b_j = \frac{2}{N} * \sum_{i=0}^{n-1} f_i * \sin(j * x_i) \quad j=1, 2, \dots, m \quad (3.29)$$

Posteriormente, esta técnica foi aplicada para os dados de uma bomba-turbina por ANDRADE (1994) e por LUVIZOTTO JR. e KOELLE (1992). Nestes casos houve a necessidade de interpolação para os pontos entre duas aberturas do distribuidor. ANDRADE (1994) demonstrou que esta interpolação é possível com a adoção dos coeficientes:

$$\text{Para } WH(x) \rightarrow C_{WH}^* = 1 + \left(\frac{z_F}{z} \right)^2 \quad (3.30)$$

$$\text{Para } W\beta(x) \rightarrow C_{WB}^* = 1 + \left(\frac{z_F}{z} \right) \quad (3.31)$$

Onde:

z é a abertura do distribuidor, num ponto qualquer;

z_F é a abertura máxima do distribuidor.

Os valores característicos na representação de Suter, $WH(x)$ e $WB(x)$, devem ser divididos por estes coeficientes (Figura 3.4).

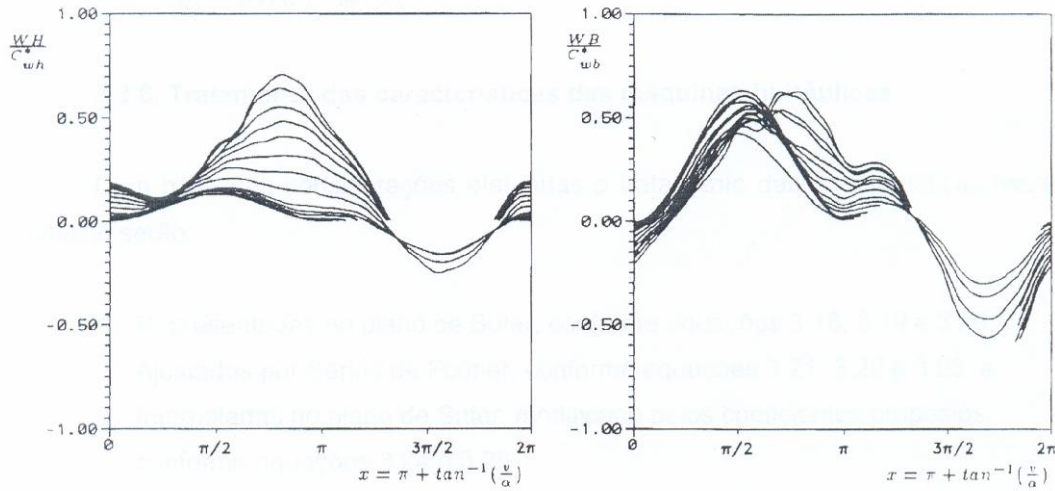


Figura 3.4 - Dados da bomba-turbina pesquisado por Martin no plano de Suter modificado pelos coeficientes propostos C_{WH^*} e C_{WB^*}

LUVIZOTTO JR. e KOELLE (1992) mostraram que a representação das características por séries de Fourier permite o estabelecimento do ponto de máxima eficiência, para cada abertura do distribuidor, através de um tratamento analítico, como segue.

O rendimento de uma bomba pode ser escrito como:

$$\frac{\eta}{\eta_R} = \frac{WH(x)}{WB(x)} * \tan(x) \quad (3.32)$$

O rendimento de uma turbina pode ser escrito como:

$$\frac{\eta}{\eta_R} = \frac{WH(x)}{WB(x)} * \frac{1}{\tan(x)} \quad (3.33)$$

4- Controle em hidráulica

As informações básicas para o estudo de regulação em instalações hidráulicas não são normalmente acessíveis ao engenheiro civil, mas atualmente, o controle e a automação são partes integrantes e imprescindíveis à operação dos sistemas hidráulicos em substituição à operação manual.

Nas instalações hidráulicas em geral, é necessário ser ter ações definidas para cada situação de operação e estas ações dependem dos valores das grandezas físicas envolvidas na operação.

A ação, numa instalação, pode ser efetuada por sistema de controle manual ou automático. O controle automático é classificado como:

- Realimentação – a ação sobre o elemento de controle é feita com base em informações de medida da variável controlada;
- Programada – a ação sobre o elemento de controle envolve a existência de programas de ações que se cumprem com base no decurso do tempo, através de um programa temporal.

Num programa de automação é necessário se conhecer os valores adequados das grandezas a controlar, com base nas medidas de seus valores e nas perturbações provocadas na instalação, para se atingir um objetivo definido. A Função Objetivo é uma expressão analítica complexa ligada diretamente à operação e envolve parâmetros como custos, eficácia operacional, duração, etc. O controle a realimentação apresenta uma vantagem que é a obtenção de uma comparação contínua do valor da variável controlada (saída) com o seu valor de referência, independentemente de perturbações externas. A ação contínua do comparador promove a obtenção do desvio, que é a diferença entre o valor de referência e o valor instantâneo de uma determinada grandeza, permitindo ao controlador efetuar manobras que buscam o valor de referência da variável controlada.

4.1 – Teoria do controle

A Teoria de Controle busca definir os meios e procedimentos que permitem a análise e o projeto de sistemas de controle automático e a execução das funções impostas necessárias, que são realizadas sem a participação do ser humano.

GONÇALVES (1997) cita um exemplo simples e claro de um sistema manual de controle. Segundo o exemplo, a tarefa é de manter a temperatura da água num reservatório, através da passagem de vapor por uma serpentina, que deverá ser executada por um operador, como representado na Figura 4.1.

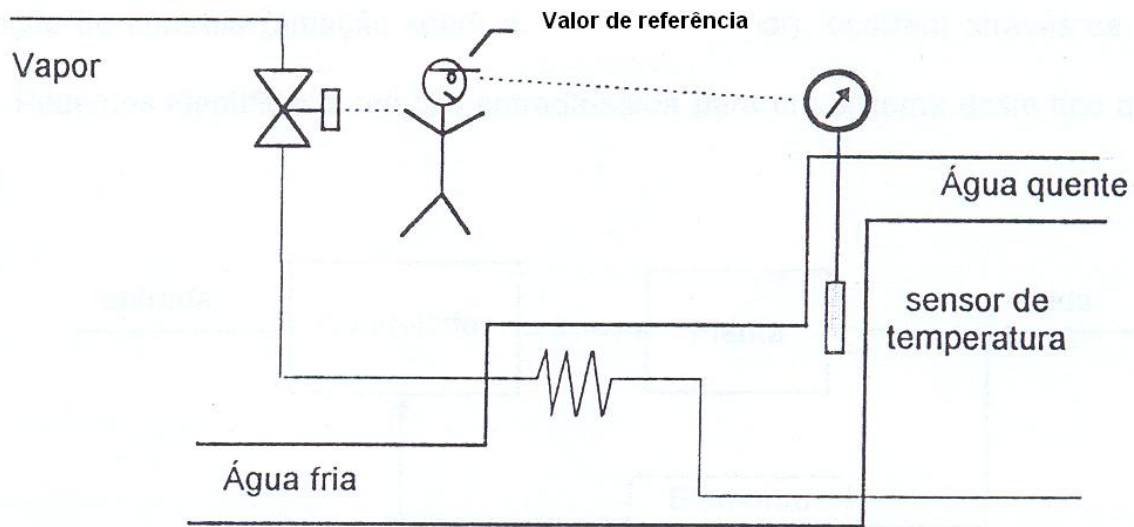


Figura 4.1 – Controle manual realimentado de um sistema térmico

Neste exemplo, o operador representa o controlador atuando sobre o sistema, através da válvula de vapor, com o objetivo de manter a temperatura no reservatório constante. Resumi-se a seqüência de operações, da seguinte forma:

- O operador observa o termômetro, lê a temperatura da água no reservatório e compara o valor observado com o valor de referência (set-point), que está armazenado na sua memória;
- Quando observa uma diferença entre estes valores, o operador registra um “erro” e em função da magnitude e do comportamento do “erro” no tempo, atua sobre a válvula de vapor. Desta forma, se a temperatura da água subir lentamente, o operador fechará lentamente a válvula;
- A atuação do operador sobre a válvula do vapor é percebida pelo sistema e em função das suas características físicas, este responde através da variação da temperatura da água;
- Ocorre uma variação da temperatura da água e o ciclo se repete.

Este tipo de sistema é chamado de sistema de controle em malha fechada, porque a realimentação da saída (temperatura da água), a comparação com a entrada de referência e a ação do controle (atuação sobre a válvula de vapor) ocorrem devido às ações do operador. A Figura 4.2 ilustra o exemplo acima.

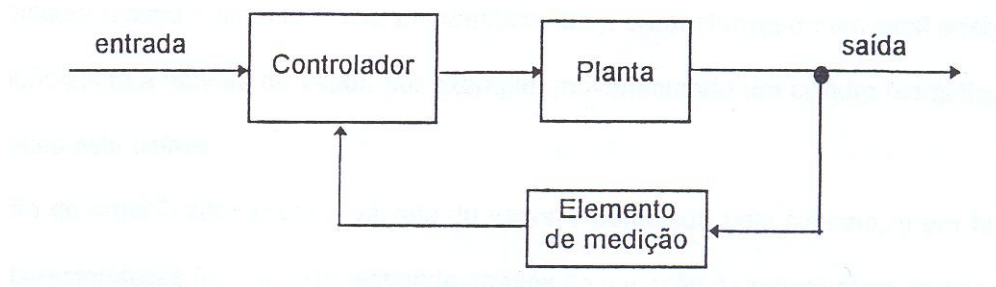


Figura 4.2 – Sistema de controle em malha fechada

A utilização de um operador com a função de controlador, num sistema deste tipo, apresenta uma série de inconvenientes, que seriam superados através da utilização de um sistema de controle automático, como ilustrado na Figura 4.3.

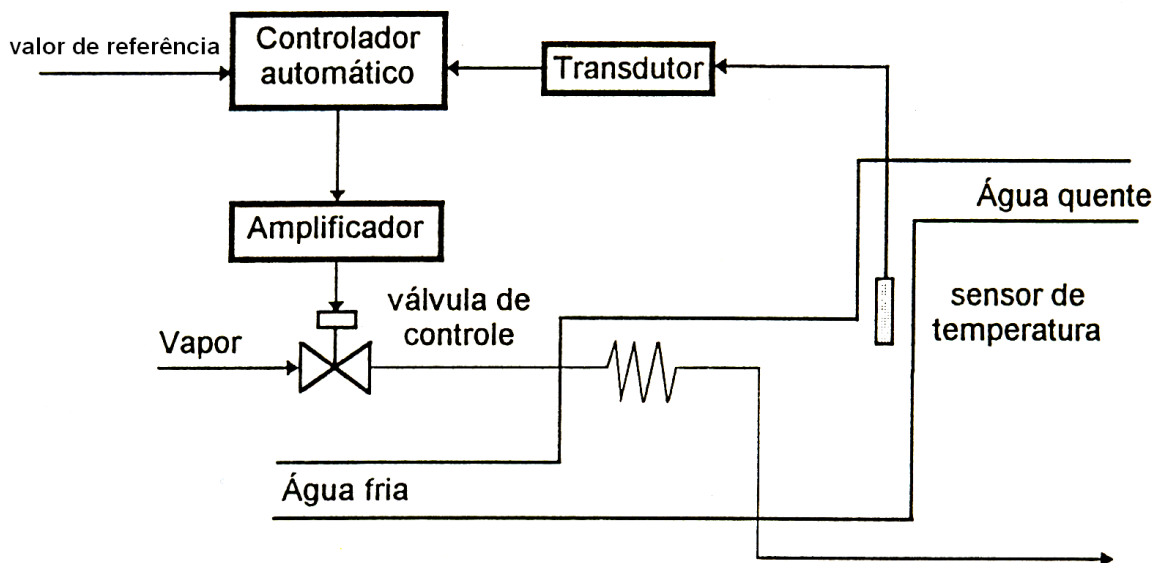


Figura 4.3 – Controle automático realimentado de um sistema térmico

A seqüência de operações para o sistema automático pode ser escrito da seguinte forma:

- A temperatura da água quente é medida por um sensor de temperatura e enviada a um transdutor que transforma o valor medido em um sinal adequado (elétrico, pneumático, etc) para ser processado no controlador automático;
- O controlador recebe o sinal do transdutor, compara-o com o valor de referência (set-point), verifica a existência de um “erro” e após executar uma rotina interna de cálculo, envia um sinal adequado para um amplificador de sinal;
- O amplificador recebe o sinal (elétrico, pneumático, etc) e transforma-o num sinal adequado para atuação sobre a válvula de vapor, como por exemplo, movimentando um cilindro hidráulico que abre ou fecha esta válvula;
- A atuação do amplificador sobre a válvula do vapor é percebida pelo sistema e em função das suas características físicas, este responde através da variação da temperatura da água;
- Ocorre uma variação da temperatura da água e o ciclo se repete.

Do exposto acima, pode-se resumir quais seriam as fases de análise e de projeto de um controlador:

- Definição do sistema de controle através da identificação de seus componentes e da relação entre os mesmos;
- Elaboração de um modelo matemático que represente adequadamente o comportamento físico do sistema;
- Seleção de um controlador através da definição da sua estrutura, dos transdutores e amplificadores envolvidos;

- Definição dos parâmetros do controlador através da análise da resposta do sistema e das condições de estabilidade devido às perturbações esperadas.

Onde:

→ Perturbação ou distúrbio: sinal, interno ou externo ao sistema, que tende a afetar o valor de saída, como por exemplo, mudança na potência, mudança na rotação de referência, mudança na carga, etc;

→ Variável controlada: variável de saída do sistema que deve ser controlada para manter seu valor igual ao valor de referência (set-point);

→ Variável de controle: variável do sistema sobre a qual o controlador atua para influenciar a variável controlada;

→ Referência: é o valor desejado para a variável controlada (exemplo: rotação de referência da máquina);

→ Controlador: elemento que recebe o valor medido da variável controlada e que compara com o valor de referência, obtendo o erro e que produz um sinal para a variável de controle, de acordo com a sua lógica interna, buscando desta forma, eliminar ou reduzir a amplitude do erro;

→ Elemento de medição: qualquer sensor ou instrumento utilizado para obter o valor de uma variável do sistema;

→ Transdutores: componente utilizado para transformar um sinal medido num sinal apropriado para o processamento em outro componente;

→ Amplificador: componente destinado a amplificar um sinal, numa potência adequada, para atuação sobre outro elemento que geralmente necessita de uma potência superior;

→ Atuador de controle: é o elemento que atua sobre o sistema, como por exemplo, para o caso de se manter a rotação da turbina igual ao valor da rotação de referência, quando há uma rejeição de carga, é necessário atuar na abertura do distribuidor.

4.2 - Representação do sistema de controle (diagrama de blocos)

As relações matemáticas que consideram os parâmetros e as grandezas físicas envolvidas no processo de controle podem ser representadas em diagramas de blocos. Os diagramas de blocos permitem visualizar o fluxo de informações e os componentes básicos que constituem o sistema de controle. Permite obter, com facilidade, um diagrama complexo combinando-se diagramas parciais que representam seus componentes. É importante lembrar que o maior interesse da representação por diagramas de blocos está na relação entre os sinais de entrada e saída de um determinado bloco e na forma pela qual ocorre o fluxo de informações entre eles, mesmo que não se possa conceber a sua caracterização física real.

A Figura 4.4 mostra a configuração de uma unidade geradora de energia elétrica onde a frequência deve ser constante. Com base nestas informações, conclui-se que a função do controle, será manter a rotação (α) constante no valor de referência (set-point, α_{ref}) ou dentro de uma faixa aceitável de valores, apesar da influência das perturbações externas que tendem a alterar as condições de operação do conjunto turbina-gerador.

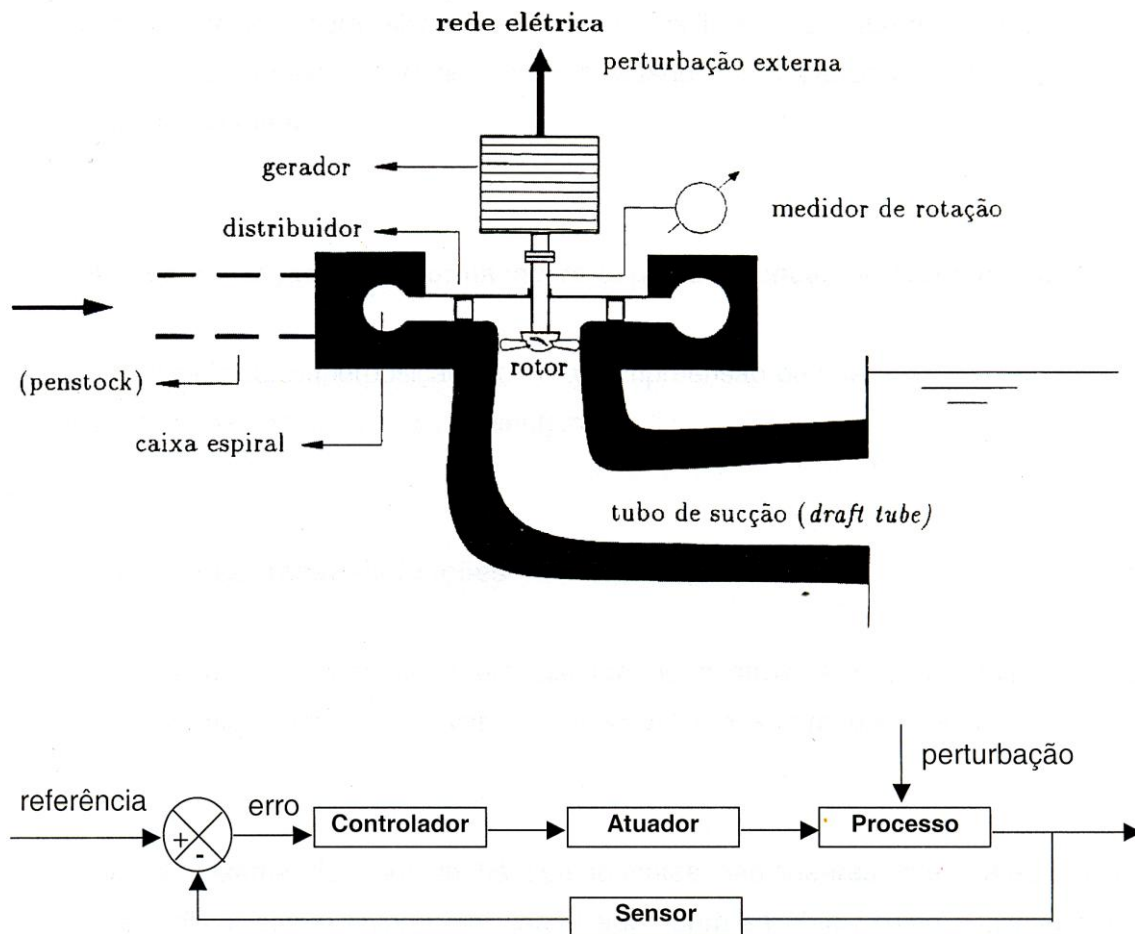


Figura 4.4 - Representação do sistema de controle (física e blocos)

Para elucidar uma função de controle, considera-se uma variação na solicitação de carga na rede elétrica, com isto, ocorrerá um desequilíbrio dinâmico no conjunto turbina-gerador que tenderá a acelerar ou desacelerar a máquina hidráulica devido a variação da potência demandada. Esta mudança de rotação será sentida no medidor de rotação que alimentará o comparador com esta informação e este calculará o desvio $e = \alpha - \alpha_{ref}$. O controlador será alimentado com o desvio ou erro “e”, dotado de um programa **F** (função de transferência) que processará a informação emitindo um sinal de comando (C) ao atuador que, por sua vez, agirá sobre o distribuidor (saída **u**) fechando-o para diminuir a carga demandada ou abrindo-o para aumentar a carga demandada. O processo continua até que o desvio ou erro “e” seja zero ou esteja dentro de limites aceitáveis.

F , que é chamado de função de transferência, representa a operação proporcionada pelo sistema de controle e pode ser escrito da seguinte forma:

$$C = Fe$$

4.3 – Modelamento matemático do sistema de controle

Stephanopoulos, apud GONÇALVES (1997), afirma que é possível realizar a análise do comportamento de um determinado sistema no tempo, devido às mudanças em suas condições de contorno, através de duas formas distintas, como segue abaixo:

- Análise experimental: o sistema é simulado para diversas situações de interesse e com os resultados obtêm-se a relação entre as variáveis de entrada e as variáveis de saída. Na maioria dos casos, este método mostra-se inviável em termos de tempo e custo;

- Análise teórica: o sistema é simulado através de um modelo matemático, que o represente adequadamente através de um conjunto de equações, e com estes resultados obtêm-se a relação entre as variáveis de entrada e as variáveis de saída. Esta forma de análise é mais rápida e econômica, porém, a grande dificuldade está na obtenção de um modelo matemático que represente adequadamente o sistema a ser analisado. O modelo matemático que representará o sistema pode se apresentar de duas maneiras:

- a-) Sistema linear: um sistema é chamado linear quando pode se aplicar o princípio da superposição, que estabelece que a resposta produzida pela aplicação simultânea de duas forças de excitação diferentes seja igual à soma das duas respostas individuais.

- b-) Sistema não linear: um sistema é não-linear quando não se pode aplicar o princípio da superposição, e portanto, a resposta para duas entradas não pode ser calculada tratando-se uma entrada de cada vez e adicionando-se os resultados.

Embora grande parte das relações físicas seja representada por equações lineares, na maioria dos casos, as relações reais não são exatamente lineares. OGATA (1993) afirma que um estudo cuidadoso de sistemas físicos revela que mesmo os chamados “sistemas lineares” são realmente lineares apenas em faixas limitadas de operação.

A elaboração de um modelo matemático baseia-se na aplicação das leis básicas da Física ao sistema e que é normalmente realizado através de “Funções de Transferência” ou “Representação por Espaço de Estados”.

4.3.1 - Função de transferência

$$\frac{K_i}{K_{pb}}u + \frac{du}{dt} = - \left[K_i e + K_p \frac{de}{dt} + K_d \frac{d^2 e}{dt^2} \right] \quad (4.1)$$

A equação acima é um exemplo de função de transferência utilizada para um regulador tipo PID, com retro-alimentação. Portanto, a função de transferência caracteriza a operação proporcionada pelo sistema de controle que relaciona a resposta com a excitação do sistema.

Em sistemas linearizados, a função de transferência também pode ser definida como a relação da transformada de Laplace de saída (resposta) com a transformada de Laplace de entrada (excitação), considerando todas as condições iniciais nulas e é representado pela letra G, conforme segue abaixo:

$$G(s) = L[saída] / L[entrada] = U(s) / E(s), \quad (4.2)$$

Onde $U(s)$ e $E(s)$ são transformadas de Laplace de saída e entrada, respectivamente.

Em sistemas não lineares pode-se tratar o seu equacionamento de duas maneiras:

- Se os sinais forem pequenos em torno do equilíbrio, numa operação normal do sistema, é possível aproximar o sistema não linear para um sistema linear. Para transformar um sistema não linear em linear é necessário a linearização de suas funções, conforme é demonstrado em OGATA (1993). A Figura 4.5 demonstra a composição de dois sistemas num sistema linear.

- Quando não é possível limitar a faixa de operação do sistema ou quando os sinais em torno do equilíbrio não forem pequenos, deve-se tratar o sistema não linear em sua forma íntegra.

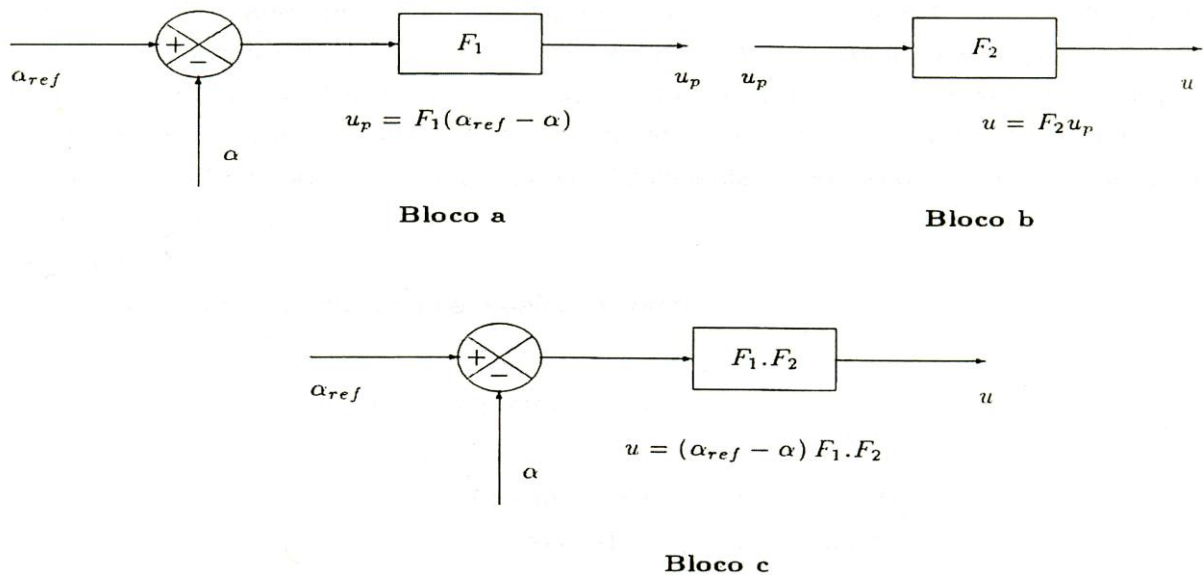


Figura 4.5 – Composição de diagrama de blocos (c) a partir dos componentes (a) e (b) – sistema linear

4.3.2 – Representação por variáveis de estado

A necessidade da análise de sistemas mais complexos, com múltiplas entradas e saídas, levaram ao desenvolvimento da Teoria do Controle Moderno, baseada nos conceitos de Estado e Variável de Estado, como segue:

- Estado: menor conjunto de variáveis tal que o conhecimento destas variáveis em $t = 0$, junto com o conhecimento da entrada para $t \geq t_0$, determina completamente o comportamento do sistema para qualquer instante $t \geq t_0$;

- Variável de Estado: as variáveis de estado de um sistema dinâmico são as variáveis que constituem o estado do sistema dinâmico.

A representação por variáveis de estado, para um sistema de controle linear contínuo no tempo, é dada por:

$$\dot{x}(t) = A * x(t) + B * u(t) \quad (4.3)$$

$$y(t) = C * x(t) + D * u(t) \quad (4.4)$$

A equação [4.3] é a equação de estado do sistema e a equação [4.4] é a equação de saída para o mesmo sistema.

4.4 - Principais ações para um sistema de controle

As principais ações de um sistema de controle utilizam dois tipos de função de entrada, conforme segue abaixo.

Função degrau unitária (step function), a qual pode ser matematicamente escrita como:

$$f(t) = e(t) = \begin{cases} 0 & \text{para } t < 0 \\ 1 & \text{para } t \geq 0 \end{cases}$$

Função rampa unitária (ramp function), a qual pode ser matematicamente expressa como:

$$f(t) = e(t) = \begin{cases} 0 & \text{para } t < 0 \\ t & \text{para } t \geq 0 \end{cases}$$

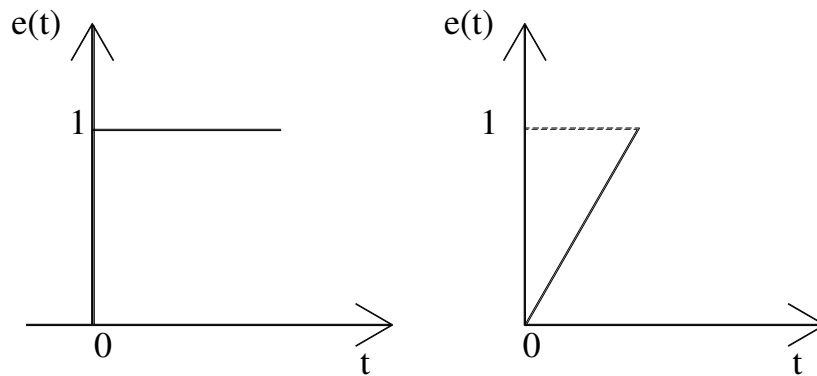


Figura 4.6 – Função degrau e função rampa

4.4.1 - Ação de controle proporcional (P)

A ação de um controlador proporcional relaciona a saída $[u(t)]$ com a entrada $[e(t)]$, e é dado por:

$$u(t) = K_p * e(t) \quad (4.5)$$

Onde

k_p é chamado de ganho proporcional e é dado por:

$$k_p = \frac{1}{b_t} \quad , \text{ com } b_t = \text{estatismo permanente} \quad (4.6)$$

A função de transferência na forma de transformada de Laplace é:

$$G(s) = \frac{U(s)}{E(s)} = K_p \quad (4.7)$$

A Figura 4.7 apresenta o diagrama de blocos e a resposta, para um desvio $[e(t)]$ tipo degrau com um controle do tipo proporcional e a Figura 4.8 apresenta o diagrama de blocos e a resposta, para um desvio $[e(t)]$ tipo rampa.

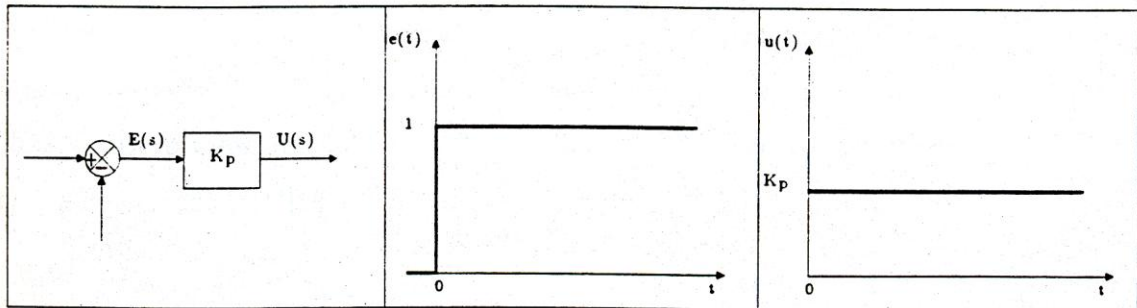


Figura 4.7 - Diagrama de blocos para o controle proporcional e resposta $[u(t)]$ para um desvio $[e(t)]$ tipo degrau unitário

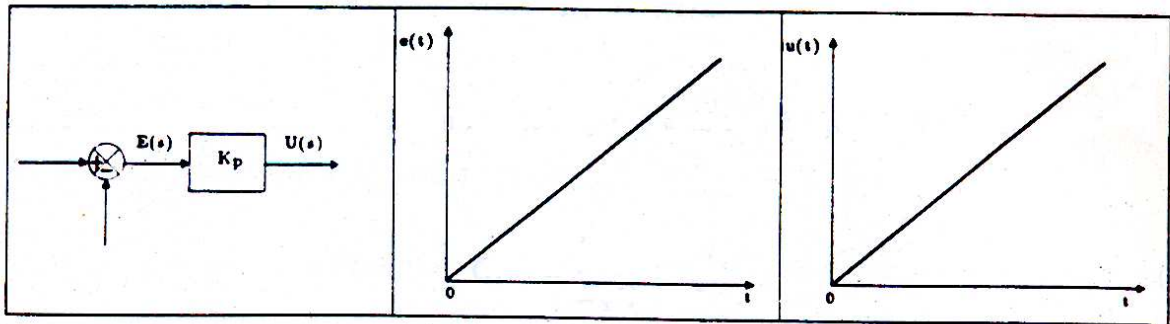


Figura 4.8 – Diagrama de blocos para o controle proporcional e resposta $[u(t)]$ para um desvio $[e(t)]$ tipo rampa unitária

Neste tipo de regulador, verifica-se que o novo valor da variável controlada é diferente de seu valor inicial e esta diferença recebe o nome de irregularidade estática ou estatismo. Um regulador somente entra em ação quando há um desvio no valor de referência (set-point) da variável controlada.

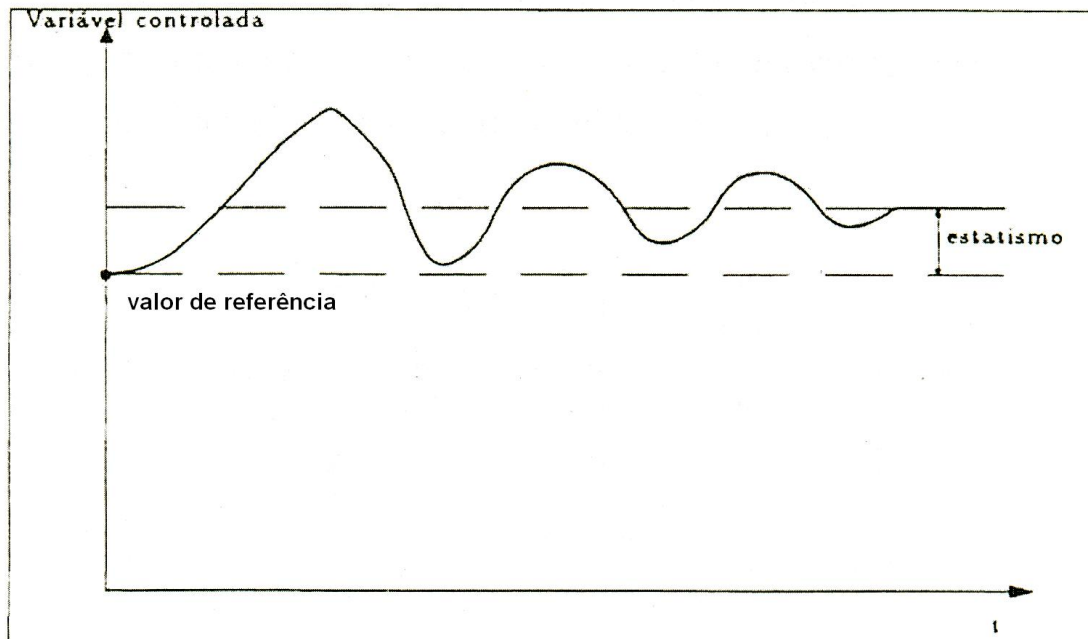


Figura 4.9 – Curva esquemática do resultado da regulação com um regulador proporcional (P)

4.4.2 - Ação de controle integral (I)

Um controlador com ação integral, chamado de “reset”, tem a função de gerar uma taxa de ação de resposta (saída) proporcional à grandeza da perturbação (entrada). A taxa da relação entre a variável de saída e a variável de entrada é:

$$\frac{du(t)}{dt} = K_i e(t) \quad \text{ou} \quad u(t) = K_i \int_0^t e(t) dt \quad (4.8)$$

Onde k_i é chamada de constante integral e é dada por:

$$k_i = \frac{k_p}{T_i} \quad (4.9)$$

T_i é o tempo integral

A função de transferência na forma de transformada de Laplace é:

$$G(s) = \frac{U(s)}{E(s)} = \frac{k_i}{s} \quad (4.10)$$

Esta ação corrige o estatismo gerado através da ação proporcional e coloca o valor da variável controlada no seu valor de referência (set-point) novamente.

A Figura 4.10 apresenta o diagrama de blocos para a ação do tipo integral

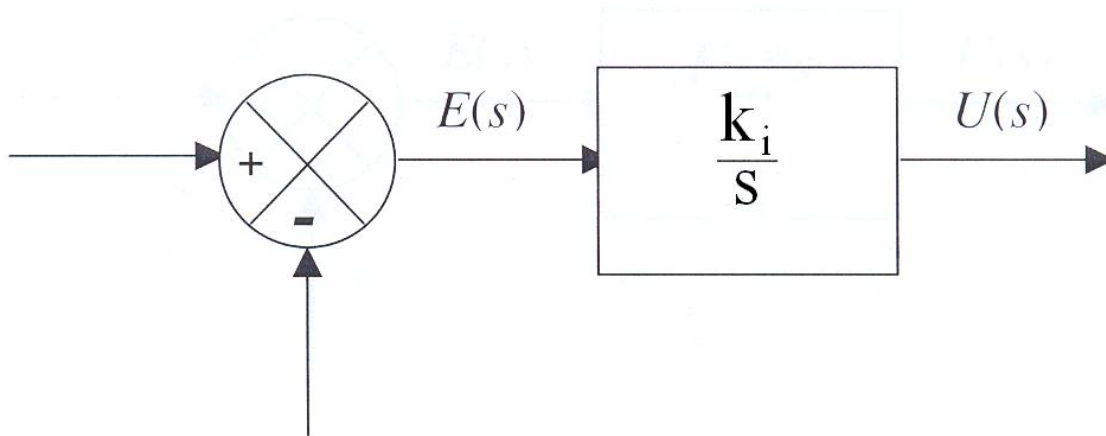


Figura 4.10 – Diagrama de blocos para controle integral

4.4.3 - Ação de controle derivativa (D)

A ação derivativa de um controlador tem o objetivo de gerar uma ação de resposta (saída) proporcional à variação da perturbação (entrada), acrescentando velocidade nesta variação. A relação entre a variável de saída e entrada é:

$$u(t) = K_d * \frac{de(t)}{dt} \quad , \text{ onde} \quad (4.11)$$

k_d é chamado de constante derivativa e é dado por:

$$k_d = k_p T_d \quad (4.12)$$

T_d é o tempo derivativo

A função de transferência na forma de transformada de Laplace é:

$$G(s) = \frac{U(s)}{E(s)} = k_d * s \quad (4.13)$$

Esta ação antecipa qual será o erro no instante futuro e aplica uma ação de controle que é proporcional a taxa de variação do erro no presente momento.

A Figura 4.11 apresenta o diagrama de blocos para a ação do tipo derivativa.

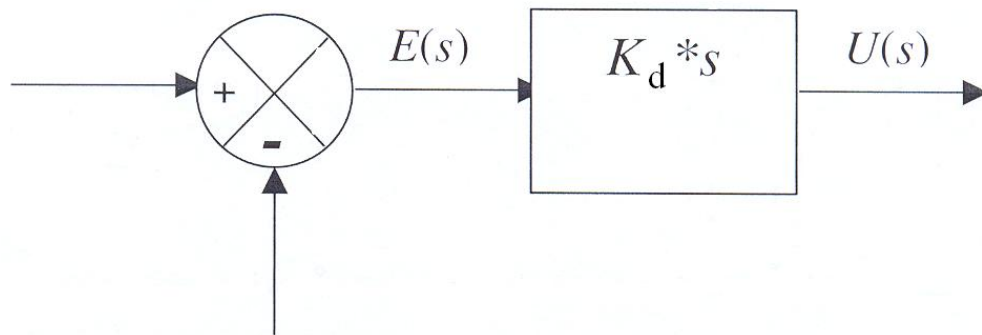


Figura 4.11 – Diagrama de blocos para controle derivativo

4.4.4 - Ação de controle proporcional + integral (PI)

A ação proporcional e integral de um controlador é a soma das duas ações, ou seja:

$$u(t) = k_p * e(t) + \frac{k_p}{T_i} * \int_0^t e(t) dt \quad \text{ou} \quad u(t) = k_p * e(t) + k_i \int_0^t e(t) dt \quad (4.14)$$

A função de transferência na forma de transformada de Laplace é:

$$\frac{U(s)}{E(s)} = k_p * \left(1 + \frac{1}{T_i s} \right) = \left(k_p + \frac{k_i}{s} \right) \quad (4.15)$$

A Figura 4.12 mostra um diagrama de blocos representando a ação do tipo proporcional e integral.

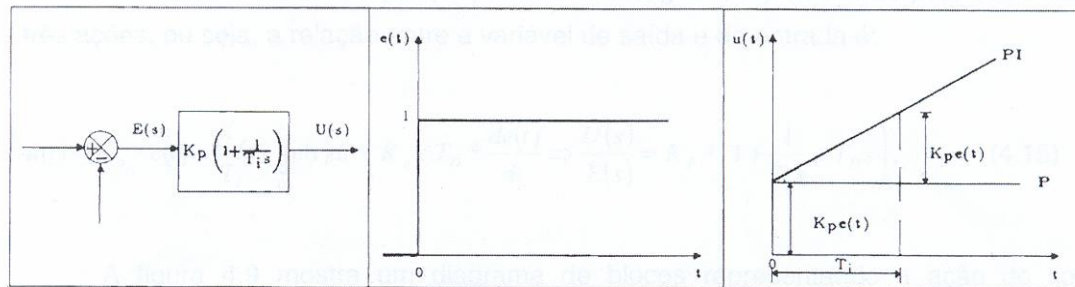


Figura 4.12 – Diagrama de blocos para controle proporcional e integral e resposta $[u(t)]$ para um desvio $[e(t)]$ tipo degrau unitário

A Figura 4.13 apresenta a ação conjugada desses dois efeitos, onde nota-se que o estatismo foi eliminado.

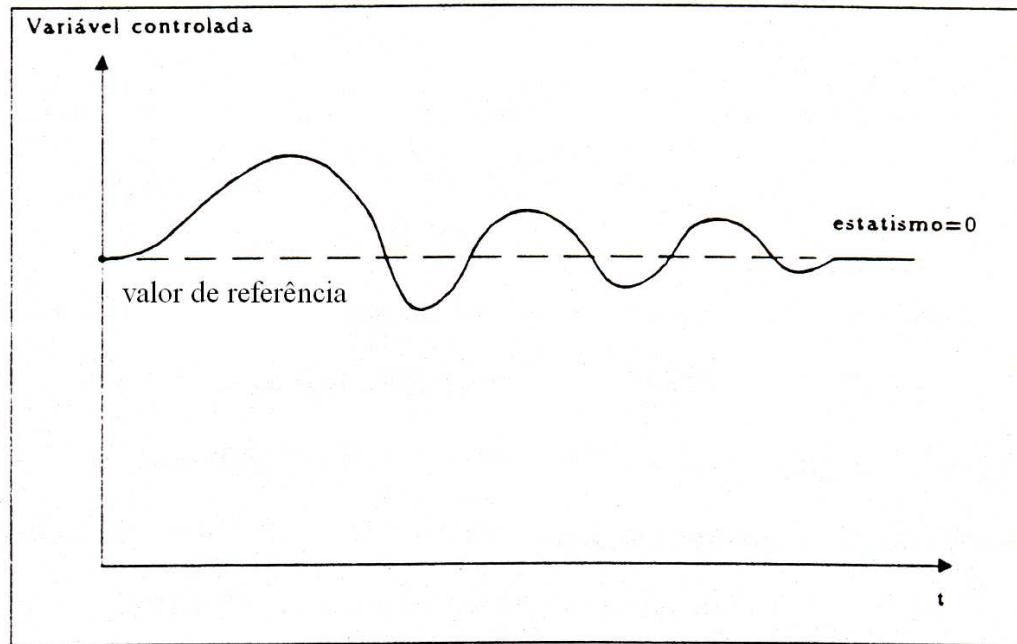


Figura 4.13 – Curva esquemática do resultado da regulação com um regulador proporcional e integral (PI)

4.4.5 – Ação de controle proporcional + derivativo (PD)

Um controlador com ação proporcional e derivativa é representado pela soma das duas ações, ou seja,

$$u(t) = k_p e(t) + k_d \frac{de(t)}{dt} \quad (4.16)$$

A função de transferência na forma de transformada de Laplace é:

$$G(s) = \frac{U(s)}{E(s)} = (k_p + k_d s) \quad (4.17)$$

A Figura 4.14 apresenta o diagrama de blocos e a resposta para um desvio $[e(t)]$ tipo rampa, com um controle do tipo proporcional + derivativo (PD).

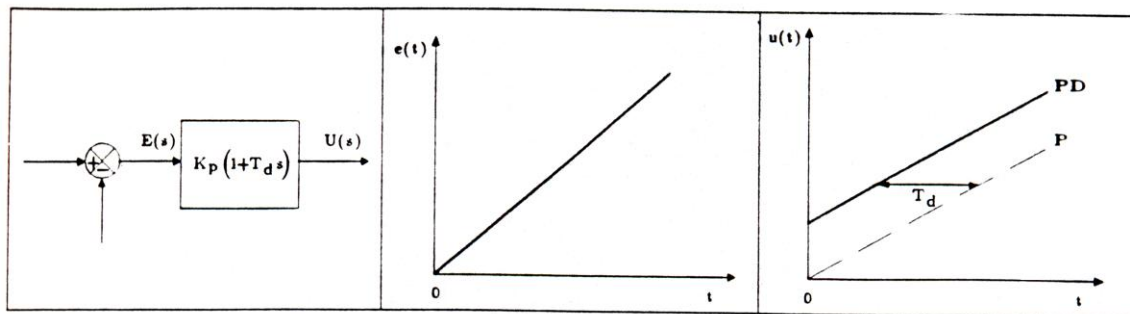


Figura 4.14 – Diagrama de blocos para o controle proporcional + derivativo (PD) e a resposta $[u(t)]$ para um desvio $[e(t)]$ tipo rampa

A Figura 4.15 mostra esquematicamente a ação conjugada desses dois efeitos, comparada com a do regulador proporcional. Percebe-se que a ação do regulador PD é semelhante à ação do P, mas seu uso diminui o tempo de estabilização. Através da Figura 4.14 percebe-se que a ação de controle derivativo tem um caráter antecipatório, ou seja, busca antecipar a correção em função da tendência do erro.

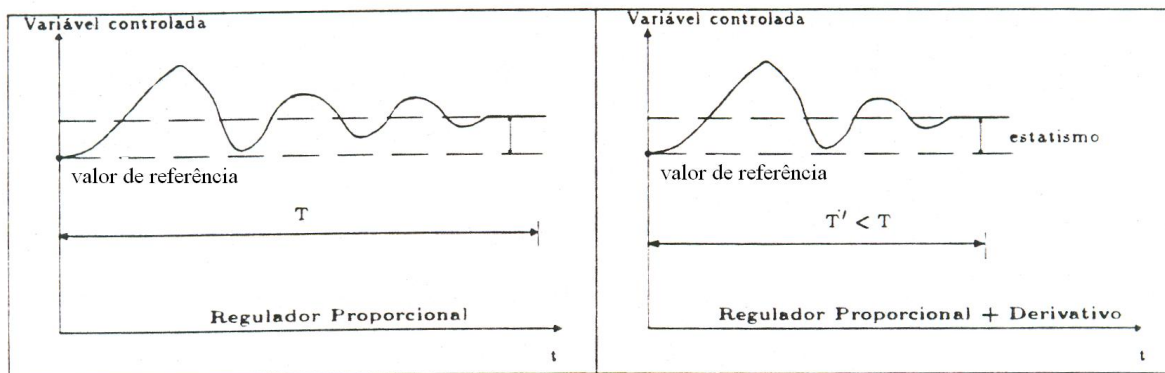


Figura 4.15 – Comparação das curvas esquemáticas do resultado da regulação entre um regulador proporcional + derivativo (PD) e um proporcional (P)

4.4.6 - Ação de controle proporcional + derivativo + integral (PID)

A ação proporcional, derivativa e integral (PID) é a soma das três ações. A relação entre a variável de saída e entrada é:

$$u(t) = K_p * e(t) + \frac{K_p}{T_i} * \int_0^t e(t) dt + k_p * T_d * \frac{de(t)}{dt} \quad (4.18)$$

A função de transferência na forma de transformada de Laplace é:

$$G(s) = \frac{U(s)}{E(s)} = K_p * \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \quad (4.19)$$

A Figura 4.16 mostra um diagrama de blocos representando a ação do tipo proporcional, derivativo e integral.

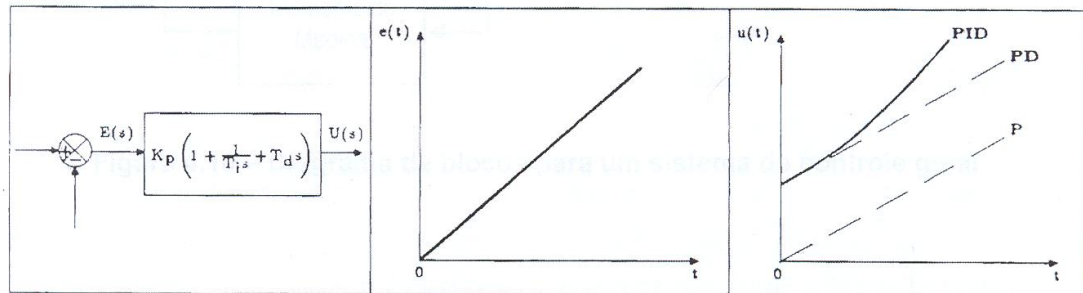


Figura 4.16 – Diagrama de blocos para controle proporcional, derivativo e integral e resposta $[u(t)]$ para um desvio $[e(t)]$ tipo rampa

4.5 – Projeto do controlador

4.5.1 – Definições

De acordo com GONÇALVES (1997), o projeto do controlador inicia-se pela análise da instalação hidráulica, com a determinação dos comprimentos e diâmetros dos diversos trechos de

conduto, normalmente definidos pela posição da tomada d'água e da casa de força, levando em consideração fatores econômicos relacionados com os custos e dificuldades de construção. Definidas as posições da tomada d'água e casa de força, passa-se a uma definição do diâmetro do conduto, que é determinado de forma a otimizar o balanço entre custo do conduto e perdas de carga resultantes da configuração escolhida. Schreiber, segundo GONÇALVES (1997), descreve o diâmetro econômico de uma tubulação pela fórmula:

$$d = 4,224 * \sqrt[7]{\frac{\sigma * Q_v^3 * w_2}{k^2 * w_3 * (1 + z) * H}} \quad (4.20)$$

Onde

$d \rightarrow$ diâmetro interno econômico [m];

$\sigma \rightarrow$ tensão admissível do material da tubulação [tf/m²];

$Q_v \rightarrow$ descarga correspondente ao engolimento máximo [m³/s];

$w_2 \rightarrow$ preço do kWh fornecido pela usina [R\$/kWh];

$k \rightarrow$ coeficiente de rugosidade da tubulação na fórmula de Chezy;

$w_3 \rightarrow$ despesas anuais financeiras e de manutenção da tonelada do material da tubulação;

$z \rightarrow$ porcentagem adicional, considerando-se obras civis da tubulação;

$H \rightarrow$ máxima pressão interna da tubulação [mca].

É necessário definir primeiro o valor da máxima sobrepressão adotada para a instalação, que é uma função direta do tempo de fechamento adotado para o distribuidor ou do tempo de ação do equipamento de proteção da instalação (comporta, válvula, etc), para depois se obter o valor da máxima pressão interna da tubulação.

A Tabela 4.1 sugere a adoção de valores orientativos e que devem ser adaptados em função das características da instalação.

Tabela 4.1 – Máxima sobrepressão em função da queda, Zulcy apud GONÇALVES (1997)

altura de queda	sobrepressão admissível - ΔHa
[m]	[%H]
até 50	até 50
até 150	até 25
até 250	até 15

A determinação do tempo de fechamento do distribuidor normalmente é realizada através de fórmulas consagradas na bibliografia, tais como a fórmula de Michaud apud GONÇALVES (1997), dada por:

$$\Delta Ha \cong 0,2 * \frac{c_0 * L}{t_s} \quad (4.21)$$

Onde

$\Delta Ha \rightarrow$ máxima sobrepressão [mca];

$c_o \rightarrow$ velocidade da água no conduto [m/s];

$L \rightarrow$ comprimento da tubulação [m];

$t_s \rightarrow$ tempo efetivo de fechamento do distribuidor [s].

$t_s = t_t - t_{morte}$;

$t_t \rightarrow$ tempo total de fechamento do distribuidor [s];

$t_{morte} \rightarrow$ tempo morto [s].

Tempo da água é o tempo, em segundos, necessário para acelerar o escoamento no conduto forçado, ou seja, o tempo que a massa de água existente na tubulação levaria para passar do repouso até a condição de regime permanente definida pela máquina hidráulica, no seu ponto de maior rendimento. Esta constante é definida como sendo:

$$T_w = \frac{Q_R}{g * H_R} * \sum_{i=1}^m \frac{L_i}{A_i} = \frac{1}{g * H_R} * \sum_{i=1}^m L_i * v_i \quad (4.22)$$

Onde

T_w - tempo da água (s);

$Q_R \rightarrow$ vazão na máquina no ponto de maior rendimento (m^3/s);

$H_R \rightarrow$ carga na máquina no ponto de maior rendimento (m);

$L_i \rightarrow$ comprimento do trecho do conduto forçado (m);

$A_i \rightarrow$ área do trecho do conduto forçado (m^2);

$m \rightarrow$ número de trechos do conduto forçado;

$g \rightarrow$ aceleração da gravidade (m/s^2);

$v_i \rightarrow$ velocidade da água no trecho do conduto forçado [m/s].

A próxima definição no projeto do controlador é a determinação do momento de inércia das massas girantes do conjunto turbina-gerador. O momento de inércia está associado com a máxima sobre-velocidade que será atingida pelo gerador, quando ocorrer uma abertura do seu disjuntor (rejeição de carga), representando um fator de muita importância no seu custo, visto que na maior parte das instalações o momento de inércia da turbina pode ser desprezado. Como será visto mais adiante, esta variável também está diretamente relacionada com a capacidade de estabilização da máquina, quando sujeita a variações de carga. Defini-se então a constante de tempo da máquina (T_m).

Tempo da máquina (T_m) – é o tempo, em segundos, necessário para acelerar uma máquina hidráulica, do repouso até a rotação em regime permanente, com todo momento aplicado e assumindo que a máquina hidráulica não esteja conectada à rede elétrica. Considera-se também, que o regime permanente se dá no ponto de maior rendimento da máquina. Assim o tempo da máquina pode ser expresso por:

$$T_m = \frac{I\omega_R^2}{P_R} \quad (4.23)$$

Como

$$T_R = \frac{P_R}{\omega_R} \quad (4.24)$$

Temos

$$T_m = \frac{2\pi}{60} \frac{I N_R}{T_R} \quad (4.25)$$

Onde

$T_m \rightarrow$ - tempo da máquina (s);

$I \rightarrow$ momento de inércia das partes girantes (kgm^2);

ω_R - rotação da máquina no ponto de maior eficiência (rd/s);

N_R - rotação da máquina no ponto de maior eficiência (min^{-1} ou rpm);

T_R - momento hidráulico no ponto de maior eficiência (N.m);

P_R - potência hidráulica no ponto de maior eficiência (W).

Ou ainda, de acordo com KOELLE e GONÇALVES [10]

$$T_m = \frac{1}{365000} * GD^2 * \frac{N_R^2}{P_R} \quad (4.26)$$

Onde

$T_m \rightarrow$ - tempo da máquina (s);

$I \rightarrow$ momento de inércia das partes girantes (kg.m^2);

$GD^2 \rightarrow 4 * I$ [kg.m^2];

$N_R \rightarrow$ velocidade nominal da máquina (min^{-1});

$T_R \rightarrow$ torque nominal da máquina (N.m);

$P_R \rightarrow$ potência nominal da máquina (kW).

O momento de inércia das massas girantes, é normalmente determinado pelas características do gerador, para o qual se define a variável “ GD^2 natural”, que representa o GD^2 de um gerador econômico do ponto de vista construtivo. Existem na bibliografia algumas fórmulas para determinação preliminar deste valor. A Tabela 4.2 apresenta algumas destas fórmulas.

Tabela 4.2 – GD^2 natural do gerador: fórmulas práticas

USBR	$GD^2_0 = 63,7 * \left(\frac{kVA}{N^{1,5}} \right)^{5/4}$
EPDC	$GD^2_0 = \frac{132 * (kVA)^{4/3}}{N^{2,15}}$
NEMA	$GD^2_0 = \frac{0,6 * 10^6 * (MVA)^{5/4}}{N^{1,98}}$

Pode-se afirmar que a adoção de valores de momento de inércia diferentes daqueles definidos pelo GD^2 natural do gerador, implica na adoção de construções mais pesadas da máquina elétrica, com conseqüente aumento dos custos ou na necessidade de adoção de volantes de inércia, junto ao eixo da máquina. Esta solução é particularmente adotada em máquinas de pequeno porte.

A máxima sobre-velocidade a ser alcançada pela máquina depende basicamente dos seguintes fatores:

- tempo de fechamento do distribuidor
- máxima sobrepressão
- momento de inércia das partes girantes

Adota-se normalmente valores de sobre-velocidade entre 30% e 50% da velocidade nominal da máquina. A adoção de valores superiores a estes limites, geralmente leva a dificuldades operacionais para a estabilização da máquina devido às variações de carga e ao

aumento significativo dos esforços atuantes sobre o gerador, com implicação direta sobre os custos de manutenção.

O valor da máxima sobre-velocidade (Δn) pode ser obtida através de fórmulas, como por exemplo, a sugerida por Voith apud GONÇALVES (1997) dada por:

$$\Delta n = \sqrt{1 + 0,8 * \frac{T_s}{T_a} * \left(1 + \frac{\Delta H}{H}\right)} - 1 \quad (4.27)$$

Onde

$T_s \rightarrow$ tempo de fechamento do distribuidor [s];

$T_a \rightarrow$ tempo de aceleração da máquina [s];

$\frac{\Delta H}{H} \rightarrow$ sobrepressão máxima relativa [p.u.]

$\Delta n \rightarrow$ máxima sobre-velocidade [p.u.]

4.5.2 – Métodos de definição dos parâmetros do regulador

Para a elaboração do projeto de um regulador é fundamental a determinação da sua estrutura e dos seus parâmetros. Normalmente os reguladores possuem uma estrutura do tipo PI ou PID e, portanto, seus parâmetros são as constantes proporcional, integral e derivativo.

Os diversos trabalhos apresentados, ao longo do tempo, buscaram determinar os parâmetros do regulador através da aplicação da Teoria do Controle com modelos linearizados da instalação hidráulica e do regulador. A maioria dos trabalhos sobre o assunto foi baseada no regulador mecânico.

Um dos trabalhos mais importantes e utilizados nesta área foi escrito por CHAUDHRY (1996) sobre um regulador mecânico.

Chaudhry assumiu as seguintes hipóteses, na elaboração de seu modelo:

- as variações de queda, velocidade e abertura do distribuidor na máquina hidráulica são pequenas e, portanto, as não linearidades envolvidas no cálculo podem ser analisadas através de equações lineares;
- o sistema é composto por uma única máquina alimentando uma rede isolada;
- o regulador não possui tempo morto ou outras deficiências;
- a elasticidade das paredes do conduto e da água é desprezível, assumindo-se como válida a teoria da coluna rígida, ou seja, válido para manobras lentas.

A determinação dos parâmetros do regulador tem as seguintes correlações:

Método de Chaudhry – regulador PI

Constante proporcional:

$$k_p = \frac{1}{bt} = \frac{\lambda_1 T_m}{T_w} \quad (4.28)$$

Tempo integral:

$$T_i = \frac{T_w}{\lambda_2} \quad (4.29)$$

$$\lambda_1 = \frac{T_w}{b_t T_m} \quad (4.30)$$

$$\lambda_2 = \frac{T_w}{T_R} \quad (4.31)$$

Onde

$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_4 \rightarrow$ parâmetros adimensionais do método de Chaudhry;

$b_t \rightarrow$ estatismo transitório;

$T_R \rightarrow$ constante de tempo de amortecimento do regulador mecânico.

Quando não se conhece o estatismo transitório (b_t) e a constante de tempo de amortecimento do regulador (T_R), utiliza-se a Figura 4.17 para obtenção dos parâmetros λ_1 e λ_2 que pode ser relacionado com os parâmetros adimensionais λ_3 e λ_4 .

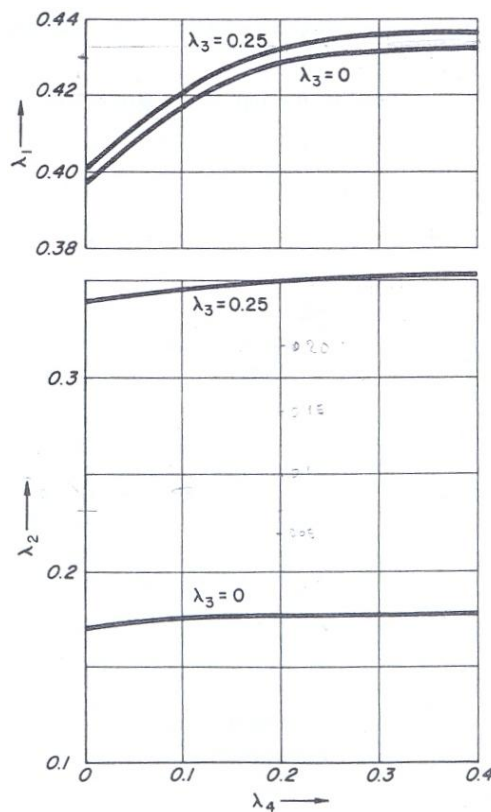


Figura 4.17 – Parâmetros do regulador (CHAUDHRY,1986)

Os parâmetros adimensionais λ_3 e λ_4 são obtidos através das seguintes relações:

$$\lambda_3 = \frac{\alpha T_w}{T_m} \quad (4.32)$$

$$\lambda_4 = \frac{\sigma T_m}{T_w} \quad (4.33)$$

Onde

$\alpha \rightarrow$ coeficiente de auto regulação que é definido pela inclinação da reta tangente à curva formada da relação torque versus rotação. A Tabela 4.3 apresenta os valores de α para as diversas condições.

$\sigma \rightarrow$ estatismo permanente que varia conforme indica o autor entre 0.03 a 0.05.

Tabela 4.3 – Valores do coeficiente de auto-regulação (CHAUDHRY, 1986)

	α_l	α_{turb}	$\alpha = \alpha_l - \alpha_{turb}$
Turbina			
Em geral	---	aprox (-1)	---
Com alta rotação específica	---	acima de -0.6	---
Carga			
Tipo de carregamento: somente motor (torque constante)	0	---	+1
Resistência em ohms somente com regulador de voltagem	-1	---	0.0
Resistência em ohms sem regulador de voltagem	1 a 4	---	2 a 5

Outros autores também merecem destaque, por trabalharem com regulador mecânico ou não, como Hovey, Paynter, Seeberger, Voith, apud GONÇALVES (1997) e Ziegler-Nichols, apud ANDRADE (1994). As correlações para obtenção dos parâmetros do regulador seguem abaixo:

a - Método de Ziegler-Nichols

O método de Ziegler-Nichols determina as constantes do regulador no domínio do tempo, permitindo, desta forma, visualizar a evolução temporal do fenômeno. Os tempos da água

e da máquina não são explícitos na equação, porque já estão incorporados em duas constantes (constante proporcional com ganho último k_{pu} e o período último P_u), que devem ser multiplicadas pelas constantes sugeridas por Ziegler-Nichols, como segue:

Regulador PI

Constante proporcional:

$$k_p = 0,45k_{pu} \quad (4.34)$$

Tempo integral:

$$T_i = \frac{P_u}{1,2} \quad (4.35)$$

Regulador PID

Constante proporcional:

$$k_p = 0,67k_{pu} \quad (4.36)$$

Tempo integral:

$$T_i = \frac{P_u}{2} \quad (4.37)$$

Tempo derivativo:

$$T_d = \frac{P_u}{8} \quad (4.38)$$

Onde k_{pu} é a constante proporcional que provoca uma oscilação constante da variável controlada e P_u é o tempo de um ciclo dessa oscilação constante, conforme explica a Figura 4.18.

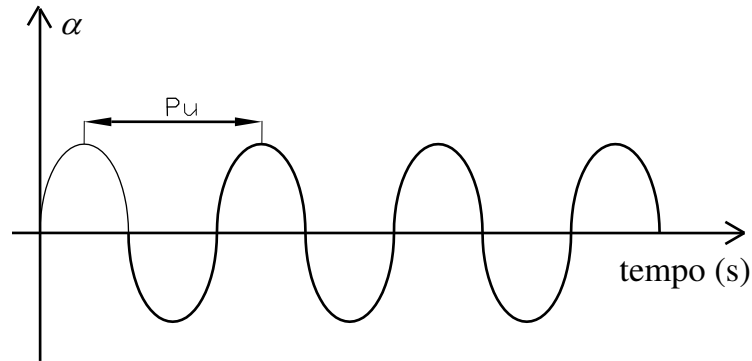


Figura 4.18 – Obtenção da constante proporcional última (k_{pu})

b - Método de Paynter – regulador PI

Constante proporcional:

$$k_p = \frac{1}{bt} = \frac{0,4T_m}{T_w} \quad (4.39)$$

Tempo integral:

$$T_i = \frac{T_w}{0,17} \quad (4.40)$$

c- Método de Hovey – regulador PI

Constante proporcional:

$$k_p = \frac{1}{bt} = \frac{T_m}{2T_w} \quad (4.41)$$

Tempo integral:

$$T_i = 4T_w \quad (4.42)$$

4.5.3 – Reguladores PID

Os controladores lógicos programáveis (CLP's) executam as funções de regulação e otimização, em sistemas que exigem controle.

Os componentes do sistema de controle são definidos para serem aplicados em arranjos hidráulicos de usinas hidrelétricas e no caso de máquinas hidráulicas, por exemplo, o regulador tem a função de regular a rotação da máquina.

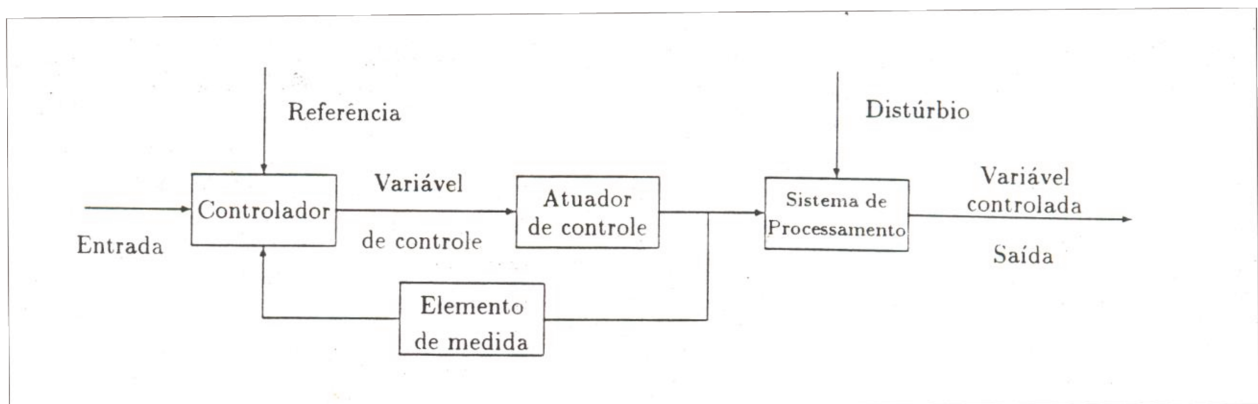


Figura 4.19 – Diagrama de blocos de um sistema de controle geral

Um controlador PID tem a vantagem de introduzir as três ações individuais: proporcional, integral e derivativa sobre o erro. Este regulador é descrito na equação [4.1], onde será acrescentado o sinal negativo, porque no caso de uma turbina hidráulica a variável de saída

(abertura do distribuidor) varia contrariamente à variável de entrada (desvio ou erro na rotação), da seguinte forma:

$$u(t) = -k_p \left[e(t) + \frac{1}{T_i} \int e(t) dt + T_d \frac{d(e(t))}{dt} \right] \quad (4.43)$$

Onde

$e(t)$ é o sinal do erro e $u(t)$ é a variável de saída adimensionalizada.

É recomendado, em usinas hidrelétricas com mais de uma máquina, introduzir um sinal para reduzir a sensibilidade da variação dos parâmetros através de um controlador tipo retroalimentado (Feedback Controller), conforme equação 4.43 e Figura 4.20 .

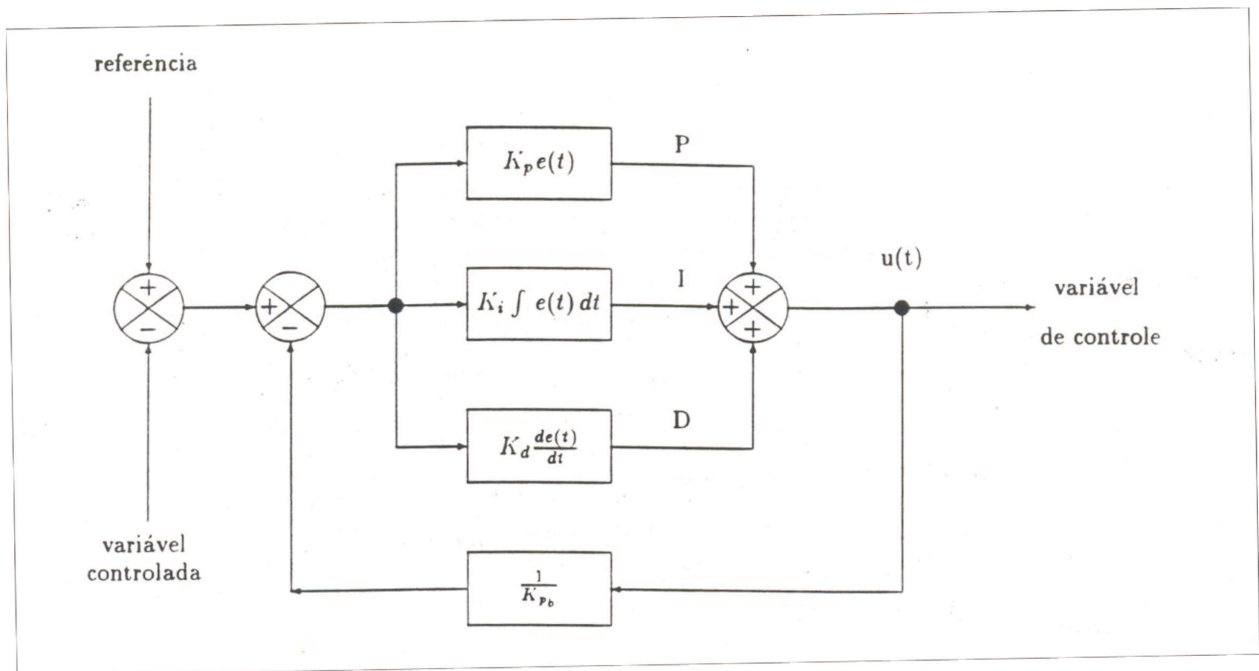


Figura 4.20 – Controlador proporcional + integral + derivativo (PID) retroalimentado (feedback)

4.5.4 – Análise no domínio do tempo

Os trabalhos desenvolvidos por KOELLE (1983) e KOELLE e ANDRADE (1990), levaram a um modelo matemático que permitiu a análise de sistemas hidráulicos com o equacionamento da instalação pelo método das características e com a utilização das curvas características da máquina, ajustadas por séries de Fourier. ANDRADE (1994) apresenta um trabalho utilizando a equação do regulador indicado pela DIN 4321, para complementar o modelo anteriormente desenvolvido e que permite a simulação da operação de usinas hidrelétricas com os diversos tipos de reguladores existentes, possibilitando conhecer a personalidade dinâmica da instalação, definir a estrutura de controle e os parâmetros do regulador.

O modelo descrito é completo e as suas equações e as suas representações utilizadas não necessitaram de nenhuma linearização. Com o objetivo de dar continuidade aos trabalhos que seguiram esta linha, este trabalho utiliza o modelo acima descrito.

5- Modelo matemático hidráulico

5.1 – Modelo topológico

Os elementos da instalação hidráulica (reservatórios, válvulas, tubos, turbinas, bombas, etc) são chamados de **ENOS**. Os pontos de interligação de vários **ENOS** são denominados de **NÓS**. Para facilitar o equacionamento matemático é sugerido a vinculação de um **ENO** não tubo para cada **NÓ**.

Atribuindo-se um sentido arbitrário positivo para a vazão, através de setas, é possível fixar os **NÓS** de montante (N1) e de jusante (N2) de cada **ENO**. Para a identificação do **ENO** é associado um código numérico (T), que representa o tipo do elemento (bomba, tubo, reservatório, etc), e um número de ordem (I), que permite identificar o **ENO** na rede. Desta forma, a identificação completa dos **ENOS** e a maneira como estes se interligam é feito através de um conjunto de vetores do tipo (I, T, N1, N2). Tal modelo será adotado no equacionamento geral apresentado ao longo deste trabalho.

5.2 – Método das características

5.2.1 - Equações básicas

De acordo com Andrade (1994), as equações da continuidade e da quantidade de movimento são definidas da seguinte forma:

Conservação de massa ou equação da continuidade

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2 \partial v}{g \cdot \partial x} = 0 \quad (5.1)$$

Equação da quantidade de movimento

$$\frac{\partial v}{\partial t} + g \cdot \frac{\partial H}{\partial x} + f \frac{v |v|}{2.D} = 0 \quad (5.2)$$

Sabendo-se que:

$$H = \frac{p}{\rho \cdot g} + z \quad (5.3)$$

$$a = \frac{\sqrt{\frac{E}{\rho}}}{\sqrt{1 + E \frac{\partial A / A}{\partial p}}} \quad (5.4)$$

Onde:

$E \rightarrow$ módulo de elasticidade volumétrica

$a \rightarrow$ celeridade

$\rho \rightarrow$ massa específica

$\partial A \rightarrow$ variação da área do tubo

$A \rightarrow$ área do tubo

$\partial p \rightarrow$ variação da pressão

As equações 5.1 e 5.2 são hiperbólicas e formam um par de equações de derivadas parciais de 1ª ordem, válidas em todo o plano (x, t).

A solução pode ser obtida através da aproximação por diferenças finitas, criando-se um sistema de equações de diferenças associadas, na impossibilidade de obtenção da solução exata destas equações diferenciais. A partir de uma condição inicial e de uma malha que representa o conjunto de pontos discretos no plano (x,t), nos quais a solução numérica será obtida, é possível aproximar as equações de diferenças associadas, para cada instante “t”, através dos sistemas “Explícito”, “Implícito” ou de “Retas Características”.

O método das Características permite a formulação do sistema de equações 5.1 e 5.2, evidenciando a propagação do fenômeno físico, segundo as retas características no plano (x,t) de inclinações $dx/dt = \pm a$, apresentando bons resultados, desde que obedecido os critérios $\Delta x / \Delta t \geq a$ e $C_r = a / \theta \cong 1$.

As retas características podem ser escritas da seguinte forma:

C_p (positivo)

$$\frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dH}{dt} + \frac{fv|v|}{2D} = 0 \quad (5.5)$$

Válido sobre a reta

$$\frac{dx}{dt} = +a \quad (5.6)$$

C_m (minus ou negativo)

$$-\frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dH}{dt} + \frac{fv|v|}{2D} = 0 \quad (5.7)$$

Válido sobre a reta

$$\frac{dx}{dt} = -a \quad (5.8)$$

5.2.2 – Equações do método das características

As pressões nos NÓS e as vazões correspondentes nos tubos, numa instalação hidráulica, são obtidas através do método das características, que considera no cálculo a propagação das ondas baseado no modelo elástico.

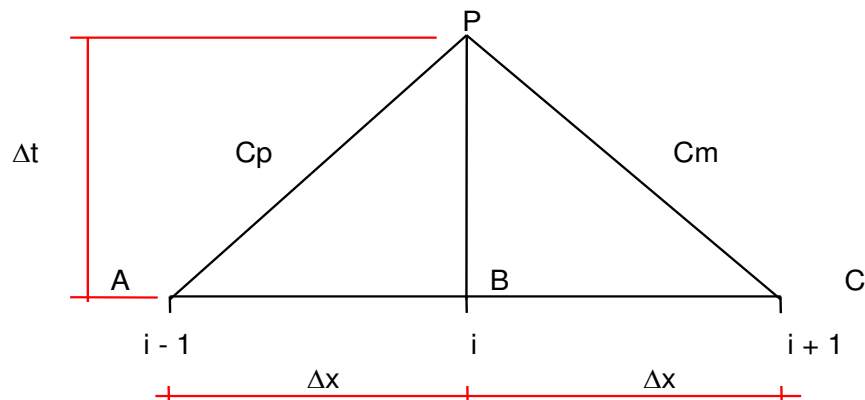


Figura 5.1 - Equacionamento da malha característica

A malha característica é definida da seguinte maneira:

$$(+) Hp_i = Cp - BQp_i \quad (5.9)$$

$$(-) Hp_i = Cm + BQp_i \quad (5.10)$$

Sendo:

$$Cp = H_{i-1} + BQ_{i-1} - RQ_{i-1}|Q_{i-1}| \quad (5.11)$$

$$Cm = H_{i+1} - BQ_{i+1} + RQ_{i+1}|Q_{i+1}| \quad (5.12)$$

$$Hp_i = \frac{Cp + Cm}{2} \quad (5.13)$$

Onde:

$$B = \frac{a}{gA} \quad (5.14)$$

$$R = \frac{f \cdot \Delta x}{2gDA^2} \quad (5.15)$$

A equação do NÓ fica da seguinte maneira:

$$Qpe = E_N - B_N Hp \quad (5.16)$$

Onde:

$$B_N = \sum_{j=1}^M \frac{1}{B(j)} \quad (5.17)$$

$$E_N = \sum_{j=1}^{MC} \frac{Cp(j)}{B(j)} + \sum_{j=1}^{MD} \frac{Cm(k)}{B(k)} \quad (5.18)$$

Onde os índices j e k referem-se a cada uma das retas crescente (positiva) e decrescente (negativa) dos condutos vinculados ao NÓ.

Sabendo-se que:

$\Delta t \rightarrow$ intervalo de tempo (s);

$a = \frac{\Delta x}{\Delta t} \rightarrow$ celeridade da instalação (m/s);

$f \rightarrow$ coeficiente de atrito;

$D \rightarrow$ diâmetro do tubo (m).

Para que o método das características seja estável, qualquer que seja a malha adotada, deve ser satisfeita a condição de Courant-Friedrich-Lewy dada por:

$$\frac{\Delta x}{\Delta t} \geq a \quad (5.19)$$

No entanto, para evitar as interpolações que surgem com essa inequação, CHAUDHRY (1986) propõe que seja utilizada a igualdade:

$$\frac{\Delta x}{\Delta t} = a \quad (5.20)$$

Portanto, numa dada instalação hidráulica adota-se um Δt comum para todos os ENOS tubos e define-se, a partir desse, o número de divisões N_i de cada tubo com comprimento L_i e celeridade a_i , satisfazendo a seguinte condição:

$$\Delta t = \frac{L_i}{N_i a_i} \quad (5.21)$$

Para que se estabeleça esta relação, geralmente, a celeridade é ajustada porque pequenas variações no seu valor são admissíveis.

$$\theta = \frac{\Delta x}{\Delta t} \rightarrow \text{velocidade de cálculo (m/s)}$$

Para agilizar o processo computacional, KOELLE (1983) sugere que a malha anteriormente esquematizada seja substituída pela “Malha Escalonada Cruzada”, conforme segue:

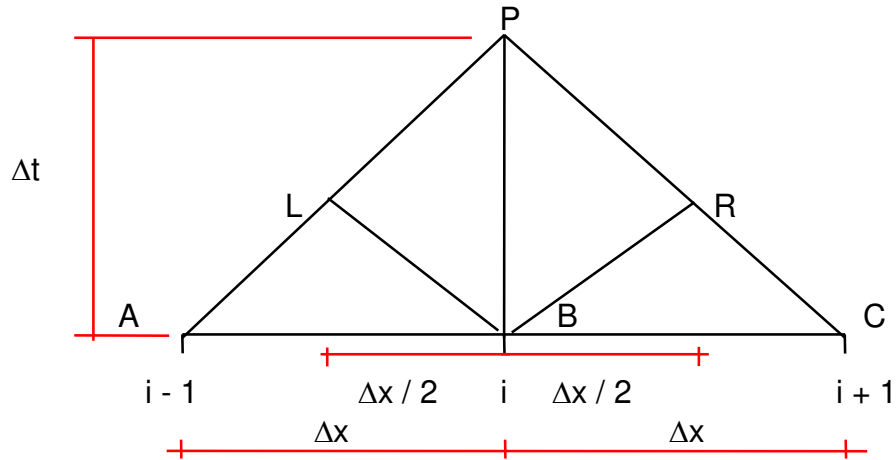


Figura 5.2 - Equacionamento da malha característica escalonada cruzada

Com esta nova malha, os valores de H_p e Q_p são obtidos agora através das equações:

$$Q_{p_i} = \frac{C_L - C_R}{B_L + B_R} \quad (5.22)$$

Através da reta C^+ (positiva) e C^- (negativa) , respectivamente:

$$H_{p_i} = C_L - B_L Q_{p_i} \quad (5.23)$$

$$H_{p_i} = C_R + B_R Q_{p_i} \quad (5.24)$$

Onde:

$$C_L = H_{i-1} + BQ_{i-1} - \frac{R}{2} Q_{i-1} |Q_L| \quad (5.25)$$

$$C_R = H_{i+1} - BQ_{i+1} + \frac{R}{2} Q_{i+1} |Q_R| \quad (5.26)$$

$$B_L = B + \frac{R}{2} |Q_L| \quad (5.27)$$

$$B_R = B + \frac{R}{2} |Q_R| \quad (5.28)$$

$$Q_L = + \frac{(H_{i-1} - H_i) + B(Q_{i-1} + Q_i)}{2B + \frac{R}{2} (|Q_{i-1}| + |Q_i|)} \quad (5.29)$$

$$Q_R = - \frac{(H_{i+1} - H_i) - B(Q_{i+1} + Q_i)}{2B + \frac{R}{2} (|Q_{i+1}| + |Q_i|)} \quad (5.30)$$

Com estas equações, H_p e Q_p podem ser determinados num instante, nos pontos interiores entre $2 \leq i \leq N$, onde N é o número de seções em que um ENO tubo foi dividido. São necessárias equações adicionais, relacionando H_p e Q_p nas extremidades, para a completa solução no instante de cálculo $t_0 + \Delta t$. Como no modelo topológico adotado as extremidades dos condutos são vinculadas aos NÓS, pode-se estabelecer uma equação para o NÓ e esta equação depende dos elementos (ENOS) vinculados ao NÓ. Dessa forma, para um NÓ genérico da instalação pode haver uma demanda variável com o tempo $Q_D(t)$.

Dado o esquema do NÓ genérico abaixo:

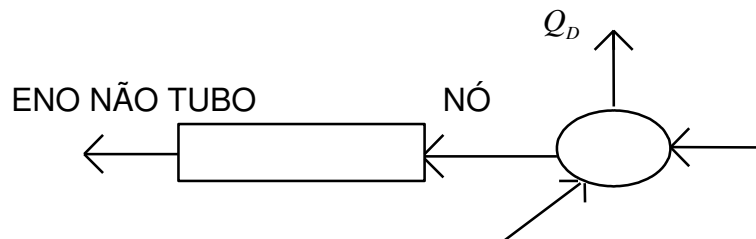


Figura 5.3 - Nó genérico

A aplicação da equação da continuidade a um volume de controle, envolvendo o NÓ esquematizado, fornece como resultado a Equação do NÓ, expressa como:

$$Q_{PE} = E_N - B_N H_P \quad (5.31)$$

Q_{PE} é a vazão que passa pelo ENO não tubo vinculado ao NÓ e o seu sinal será positivo (vazão saindo do NÓ) e negativo (vazão entrando no NÓ). H_P é a carga no NÓ, E_N e B_N são valores calculados a cada intervalo de tempo através das equações:

$$E_N = \left(\sum_{j=1}^{MC} \frac{C_L(j)}{B_L(j)} + \sum_{k=1}^{MD} \frac{C_R(k)}{B_R(k)} \right) - Q_D(t) \quad (5.32)$$

$$B_N = \sum_{j=1}^{MC} \frac{1}{B_L(j)} + \sum_{k=1}^{MD} \frac{1}{B_R(k)} \quad (5.33)$$

Onde “ MC ” é o número de tubos que convergem para o NÓ e “ MD ” é o número de tubos que divergem do NÓ. Se não existir ENO não tubo vinculado ao NÓ, então, $Q_{PE} = 0$ e a carga deverá ser avaliada como:

$$H_P = \frac{E_N}{B_N} \quad (5.34)$$

A vazão $Q_D(t)$ é uma vazão de demanda imposta no NÓ e, no caso deste escoamento ser oscilatório, pode-se estudá-lo através da seguinte forma:

$$Q_D(t) = \Delta Q_D \sin(2\pi f_D t + \Phi_D) \quad (5.35)$$

f_D e Φ_D são, respectivamente, a frequência e a fase da vazão oscilatória e ΔQ_D a amplitude das oscilações.

Um ENO não tubo fornece equações adicionais aos NÓS a que estão vinculados (condição de contorno) e estas equações dependem do tipo de ENO não tubo que está vinculado ao NÓ. O tratamento matemático dos vários ENOS que representam as condições de contorno de uma instalação hidráulica é descrito na literatura especializada. Será feita, posteriormente neste trabalho, uma apresentação da condição de contorno (equacionamento) do NÓ ligado a uma turbina hidráulica.

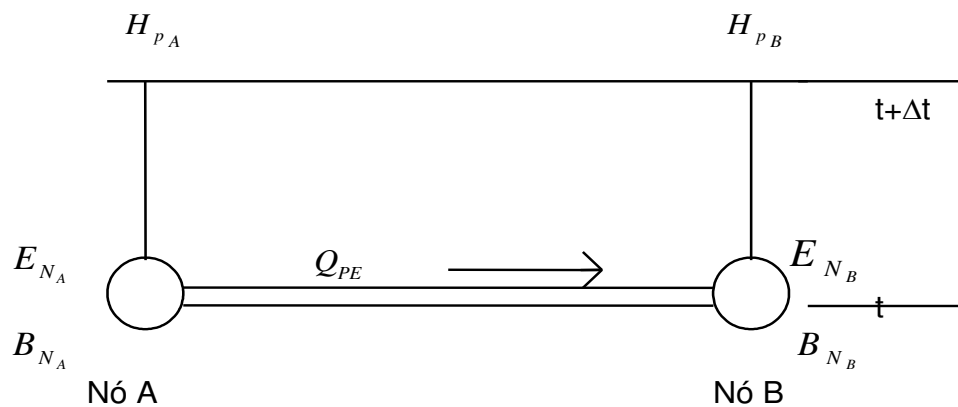


Figura 5.4 – Esquema de um eno genérico

5.2.3 – Constante da tubulação hidráulica

PARMAKIAN (1963) apresenta a variação da sobrepressão e da depressão através de curvas em função do tempo e das características da instalação, representadas pela constante da tubulação (2ρ), quando acontece uma manobra em um dos extremos da tubulação.

O plano (t,x), utilizado pelo método das características, define os valores de carga e vazão a cada instante para cada ponto da instalação e isto é possível graças a correspondência entre as inclinações das retas nos planos (t,x) e (H,Q), respectivamente, da seguinte maneira:

$$dx/dt = \pm a \leftrightarrow dH/dQ = \pm a/gA = \pm B.$$

Para facilitar a utilização das variáveis H e Q é comum transformá-las para a forma adimensional ($h = H / H_0$, $v = Q / Q_0$) e, neste caso, a inclinação das retas no plano (h, v) será dada por:

$$\frac{dh}{dv} = \frac{d(H / H_0)}{d(Q / Q_0)} = \frac{Q_0}{H_0} \frac{dH}{dQ} = \pm \frac{Q_0}{H_0} \frac{a}{gA} = \pm 2\rho \quad (5.36)$$

Fica estabelecido, então, uma correspondência entre os planos (t, x) e (h, v) da seguinte maneira:

$$dx / dt = \pm a \quad \leftrightarrow \quad dh / dv = \pm 2\rho$$

H_0, Q_0 são, respectivamente, carga inicial e vazão inicial no regime permanente.

5.2.4 - Equação da energia (condição de contorno da turbina hidráulica)

A Figura 5.5 mostra a representação genérica de uma máquina (turbina) em uma rede hidráulica.

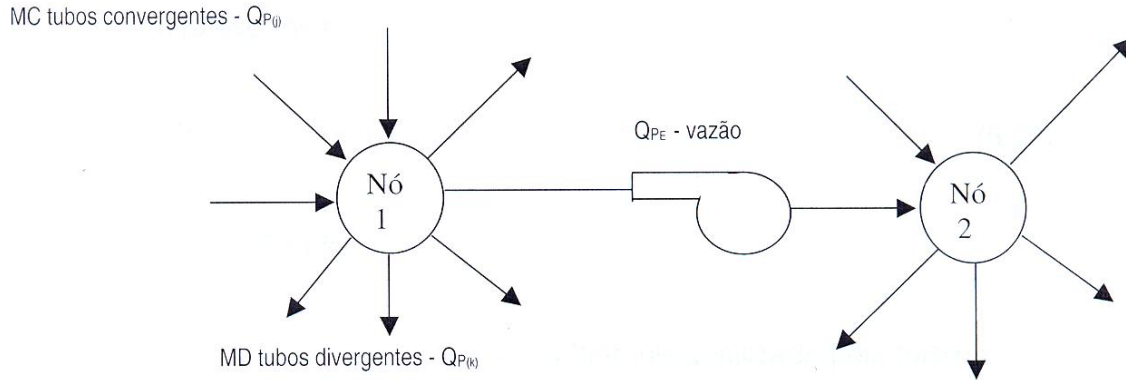


Figura 5.5 – Representação de uma turbina hidráulica

A equação da energia para o ENO turbina associado ao nó 1 de montante e ao nó 2 de jusante, conforme Figura 5.5, pode ser escrita como:

$$H_{p1} - H_{p2} = \left(\frac{E_{N1}}{B_{N1}} - \frac{E_{N2}}{B_{N2}} \right) - \left(\frac{1}{B_{N1}} + \frac{1}{B_{N2}} \right) Q_{PE} \quad (5.37)$$

Definindo, respectivamente, as equações (5.38), (5.39) e (5.40):

$$\begin{cases} H_{PM} = H_{p1} - H_{p2} \\ E_E = \left(\frac{E_{N1}}{B_{N1}} - \frac{E_{N2}}{B_{N2}} \right) \\ B_E = \left(\frac{1}{B_{N1}} + \frac{1}{B_{N2}} \right) \end{cases}$$

Pode-se escrever:

$$H_{PM} = E_E - B_E Q_{PE} \quad (5.41)$$

H_{PM} é a carga hidráulica utilizada pela turbina.

Utilizando-se os valores característicos da turbina, tomados no ponto de maior rendimento e identificados pelo índice R, é estabelecido as relações homólogas adimensionais, citadas por ANDRADE (1994):

$$h = \frac{H_{PM}}{H_R} \quad (5.42)$$

$$v = \frac{Q_{PE}}{Q_R} \quad (5.43)$$

Tem-se, então:

$$hH_R = E_E - B_E Q_R v \quad (5.44)$$

Utilizando, ainda, a representação de Suter associada à carga (ANDRADE, 1994), tem-se:

$$WH(x)(\alpha^2 + v^2)H_R = E_E - B_E Q_R v \quad (5.45)$$

Defini-se, desta forma, a primeira equação de compatibilidade para analisar as condições de contorno da turbina hidráulica:

$$F_1 = WH(x)(\alpha^2 + v^2)H_R - E_E + B_E Q_R v = 0 \quad (5.46)$$

5.3 - Equação da quantidade de momento

Devido ao desbalanceado momento entre a turbina e o gerador, tem-se que a rotação do conjunto girante obedece à equação:

$$T_M - T_{RE} = I \frac{d\omega}{dt}, \text{ ou} \quad (5.47)$$

$$T_M - T_{RE} = I \frac{2\pi dN}{60dt} \quad (5.48)$$

Onde:

$T_M \rightarrow$ é o momento hidráulico no eixo da turbina (N.m);

$T_{RE} \rightarrow$ é o momento resistente no eixo do gerador (N.m);

$I \rightarrow$ é o momento de inércia das partes girantes (kgm^2);

$t \rightarrow$ tempo (s);

ω rotação do conjunto turbogerador (rad/s).

$N \rightarrow$ rotação do conjunto girante (rpm).

Utilizando as relações homólogas adimensionais das máquinas, citadas por ANDRADE (1994), como:

$$\alpha = \frac{N}{N_R} \quad [5.49], \quad \beta = \frac{T}{T_R} \quad [5.50] \quad \text{e} \quad \gamma = \frac{P}{P_R} \quad (5.51)$$

E considerando a potência no eixo do gerador com rendimento η_G , temos:

$$T_{RE} = \frac{P}{\omega \eta_G} = \frac{P}{\frac{2\pi N}{60} \eta_G} \quad (5.52)$$

Substituindo-se os termos, obtém-se:

$$\beta T_R - \frac{P}{\frac{2\pi}{60} \alpha N_R \eta_G} = I \frac{2\pi}{60} N_R \frac{d\alpha}{dt} \quad (5.53)$$

Na condição de rendimento máximo, tem-se:

$$P_R = T_R \omega_R \eta_{GR} \quad (5.54)$$

Logo:

$$\beta - \frac{\gamma}{\alpha} = I \frac{2\pi}{60} \frac{N_R}{T_R} \frac{d\alpha}{dt} \quad (5.55)$$

Definindo:

$$I \frac{2\pi}{60} \frac{N_R}{T_R} = C_1 \quad (5.56)$$

Pode-se escrever:

$$\beta - \frac{\gamma}{\alpha} = C_1 \frac{d\alpha}{dt} \quad (5.57)$$

Integrando-se esta equação entre os valores conhecido “ α_0 ” e “ α ” (desconhecido), tem-se:

$$\frac{\beta + \beta_0}{2} dt - \left(\frac{\gamma_0}{\alpha_0} + \frac{\gamma}{\alpha} \right) \frac{1}{2} dt = C_1 (\alpha - \alpha_0) \quad (5.58)$$

Que pode ser escrita como:

$$\beta + \beta_0 - \left(\frac{\gamma_0}{\alpha_0} + \frac{\gamma}{\alpha} \right) = 2 \frac{C_1}{\Delta t} (\alpha - \alpha_0) \quad (5.59)$$

ANDRADE (1994), defini a constante do ENO do conjunto girante, E_G , como:

$$E_G = 2 \frac{C_1}{\Delta t} \quad (5.60)$$

Pode-se escrever:

$$\beta + \beta_0 - \left(\frac{\gamma_0}{\alpha_0} + \frac{\gamma}{\alpha} \right) = E_G (\alpha - \alpha_0) \quad (5.61)$$

Utilizando-se a representação de Suter, citada por Andrade [4], pode-se escrever:

$$WB(x)(\alpha^2 + v^2) + \beta_0 - \left(\frac{\gamma_0}{\alpha_0} + \frac{\gamma}{\alpha} \right) = E_G (\alpha - \alpha_0) \quad (5.62)$$

Concluí-se, então, a segunda equação de compatibilidade para analisar as condições de contorno da turbina hidráulica:

$$F_2 = WB(x)(\alpha^2 + v^2) + \beta_0 - \left(\frac{\gamma_0}{\alpha_0} + \frac{\gamma}{\alpha} \right) - E_G (\alpha - \alpha_0) = 0 \quad (5.63)$$

5.4 - Equação do regulador da turbina

Um regulador tipo PID, com retro-alimentação, pode ser expresso, segundo a DIN-4321, pela equação:

$$\frac{K_i}{K_{pb}} u + \frac{du}{dt} = - \left[K_t e + K_p \frac{de}{dt} + K_d \frac{d^2 e}{dt^2} \right] \quad (5.64)$$

Nesta equação, os parâmetros podem ser relacionados com os do antigo regulador mecânico, da seguinte forma:

$k_p = \frac{1}{bt} \rightarrow$ ganho proporcional, com $bt \rightarrow$ estatismo transitório (speed droop);

$k_i = T_n \rightarrow$ ganho integral, com $T_n \rightarrow$ constante de amortecimento (dashpot);

$k_{pb} = \frac{1}{bp} \rightarrow$ constante de tempo de retroalimentação, com $bp \rightarrow$ estatismo permanente;

$k_d \rightarrow$ termo derivativo (ganho derivativo).

Definindo-se as variáveis como:

• Variável de resposta (u):

$$u = \frac{Z - Z_0}{Z_F} = Y - Y_0 \quad (5.65)$$

• Taxa de variação da resposta ($\frac{du}{dt}$):

$$\frac{du}{dt} = \frac{u - u_o}{\Delta t} = \frac{(Y - Y_o) - (Y_o - Y_{oo})}{\Delta t} = \frac{(Y - 2Y_o + Y_{oo})}{\Delta t} \quad (5.66)$$

Onde:

Z é a abertura do distribuidor

Y é o parâmetro Z adimensionalizado

$_0$ é o índice correspondente ao instante de tempo anterior

$_F$ é o índice correspondente ao instante da abertura total do distribuidor

- Variável de entrada (erro ou desvio “e”):

$$e = \frac{\alpha - \alpha_{ref}}{\alpha_{ref}} = \frac{\alpha}{\alpha_{ref}} - 1 \quad (5.67)$$

Onde:

α é a rotação adimensional da turbina;

$_{ref}$ é o índice correspondente ao valor de referência desta variável no regulador (set-point).

Portanto, a equação pode ser escrita como:

$$\frac{K_i}{K_{pb}}(Y - Y_0) + \frac{du}{dt} = - \left[K_i \left(\frac{\alpha}{\alpha_{ref}} - 1 \right) + \frac{K_p}{\alpha_{ref}} \frac{d\alpha}{dt} + \frac{K_d}{\alpha_{ref}} \frac{d^2\alpha}{dt^2} \right] \quad (5.68)$$

STEPHANOPOULOS (1984) utiliza-se de uma aproximação de primeira ordem para as derivadas, conforme segue abaixo:

$$\frac{dy}{dt} = \frac{Y_{n+1} - Y_n}{\Delta t} \quad (5.69)$$

Integrando-se a equação [5.68] e valendo-se da aproximação utilizada por STEPHANOPOULOS (1984), conclui-se a terceira equação de compatibilidade para analisar as condições de contorno da turbina hidráulica:

$$F_3 = \frac{K_i}{K_{pb}} \frac{(Y + Y_0)}{2} - \frac{K_i}{K_{pb}} Y_0 + \frac{1}{\Delta t} (Y - Y_0) + \frac{K_i}{2\alpha_{ref}} (\alpha + \alpha_0 - 2\alpha_{ref}) + \frac{K_p}{\Delta t \alpha_{ref}} (\alpha - \alpha_0) + \frac{K_d}{\Delta t^2 \alpha_{ref}} (\alpha - 2\alpha_0 + \alpha_{00}) = 0 \quad (5.70)$$

Onde:

$_{oo}$ é o índice correspondente a dois instantes de tempo anteriores.

5.5 – Método solução

Para definir as condições de contorno da turbina hidráulica é necessário resolver o sistema de equações através da determinação das variáveis α , v e Y , em cada instante t , como segue:

$$\begin{cases} F_1 = WH(x)(\alpha^2 + v^2)H_R - E_E + B_E Q_R v = 0 \\ F_2 = WB(x)(\alpha^2 + v^2) + \beta_0 - \left(\frac{\gamma_0}{\alpha_0} + \frac{\gamma}{\alpha} \right) - E_G(\alpha - \alpha_0) = 0 \\ F_3 = \frac{k_i}{k_{pb}} \frac{(Y + Y_0)}{2} - \frac{k_i}{k_{pb}} Y_0 + \frac{1}{\Delta t} (Y - Y_0) + \frac{k_i}{2\alpha_{ref}} (\alpha + \alpha_0 - 2\alpha_{ref}) + \\ \frac{k_p}{\Delta t \alpha_{ref}} (\alpha - \alpha_0) + \frac{K_d}{\Delta t^2 \alpha_{ref}} (\alpha - 2\alpha_0 + \alpha_{00}) = 0 \end{cases} \quad (5.71)$$

O sistema de equações [5.70] pode ser solucionado pelo método numérico de Newton-Raphson, determinando-se os desvios $\Delta\alpha$, Δv e ΔY , no seguinte sistema.

$$\begin{cases} F_1 + \frac{\partial F_1}{\partial \alpha} \Delta\alpha + \frac{\partial F_1}{\partial v} \Delta v + \frac{\partial F_1}{\partial Y} \Delta Y = 0 \\ F_2 + \frac{\partial F_2}{\partial \alpha} \Delta\alpha + \frac{\partial F_2}{\partial v} \Delta v + \frac{\partial F_2}{\partial Y} \Delta Y = 0 \\ F_3 + \frac{\partial F_3}{\partial \alpha} \Delta\alpha + \frac{\partial F_3}{\partial v} \Delta v + \frac{\partial F_3}{\partial Y} \Delta Y = 0 \end{cases} \quad (5.72)$$

A solução é iniciada com valores estimativos de α , v e Y , obtidos pela extrapolação de valores previamente calculados, como por exemplo:

$$v = 2v_0 - v_{00}; \quad \alpha = 2\alpha_0 - \alpha_{00}; \quad Y = 2Y_0 - Y_{00} \quad (5.73 \text{ a,b,c})$$

A solução do sistema é obtida numericamente, a partir do método de Newton-Raphson, através do processo iterativo que é repetido até que a soma das correções $|\Delta\alpha| + |\Delta v| + |\Delta Y| <$ “tolerância” e o valor da tolerância é admitido em função da precisão desejada.

A velocidade de fechamento das pás do distribuidor “ V_z ” é definida como:

$$V_z = \frac{Z_F}{T_G}, \text{ onde } T_G \text{ é o tempo de fechamento das pás do distribuidor entre a abertura}$$

máxima “ Z_F ” até o fechamento total. Para cada intervalo de tempo, o movimento das pás do distribuidor não deve ultrapassar o valor “ Z_F ” e, caso isto ocorra, recalcula-se este intervalo de tempo com a abertura das pás do distribuidor dada por V_z .

Abertura máxima: se a correção no valor da abertura das pás do distribuidor resultar numa abertura superior à máxima, a abertura máxima deve ser adotada.

Abertura mínima: se a correção no valor da abertura das pás do distribuidor resultar numa abertura inferior à mínima, a abertura mínima deve ser adotada ou uma rotina especial, para a extrapolação das condições de escoamento nulo, deve ser implementada.

Para o cálculo das derivadas parciais é necessário derivar a equação (3.20) em relação à α e v . Com isto chega-se a:

$$\frac{dx}{dv} = \frac{\alpha}{\alpha^2 + v^2} \quad (5.74)$$

$$\frac{dx}{d\alpha} = \frac{v}{\alpha^2 + v^2} \quad (5.75)$$

Com este resultado calculam-se as derivadas das funções F_i com $i=1,2$ e 3 , resultando:

Para F_1

$$\frac{\partial F_1}{\partial v} = \alpha DWH * H_R + 2vWH * H_R + B_E Q_R \quad (5.76)$$

$$\frac{\partial F_1}{\partial \alpha} = -DWHvH_R + 2WH * H_R \alpha \quad (5.77)$$

Para F_2

$$\frac{\partial F_2}{\partial v} = DWB\alpha + 2WBv \quad (5.78)$$

$$\frac{\partial F_2}{\partial \alpha} = -DWBv + 2WB\alpha + \frac{Y}{\alpha^2} - E_G \quad (5.79)$$

Para F_3

$$\frac{\partial F_3}{\partial Y} = \frac{K_i}{K_{pb}} \frac{1}{2} + \frac{1}{\Delta t} \quad (5.80)$$

$$\frac{\partial F_3}{\partial \alpha} = -\frac{K_i}{2\alpha_{ref}} - \frac{K_p}{\Delta t \alpha_{ref}} - \frac{K_d}{\Delta t^2 \alpha_{ref}} \quad (5.81)$$

6- Metodologia para obtenção da constante proporcional última e do período último

O método para obtenção dos parâmetros do regulador da turbina, proposto neste trabalho, seguirá a metodologia proposta por Ziegler-Nichols, ou seja, obtêm-se os parâmetros do regulador a partir dos valores da constante proporcional última (k_{pu}) e do período último (P_u).

Para se obter a constante proporcional última (k_{pu}) adota-se uma constante proporcional, para uma rejeição determinada, acompanhando a evolução do comportamento da variável controlada (rotação), ao longo de um determinado tempo. Através do comportamento da variável controlada, varia-se o valor da constante proporcional até se conseguir uma oscilação constante ao longo do tempo. Esta constante proporcional que provoca a oscilação constante é chamada de constante proporcional última (k_{pu}), que também é considerada, por alguns pesquisadores, uma constante que representa a personalidade dinâmica da instalação. O período dessas oscilações constantes é chamado de período último (P_u).

Com os valores de k_{pu} e P_u , Ziegler-Nichols propõem os valores de k_p , T_i e T_d para um regulador PID da seguinte forma:

$$k_p = 0.67 k_{pu} \quad (6.1)$$

$$T_i = \frac{P_u}{2} \quad (6.2)$$

$$T_d = \frac{P_u}{8} \quad (6.3)$$

Com os valores das constantes k_p , k_i e k_d definidos, para um regulador proporcional, integral e derivativo (PID), espera-se a estabilização da variável controlada.

Para obtenção das constantes k_{pu} e P_u é necessária uma ferramenta matemático-computacional que represente o comportamento da instalação hidráulica em cada instante.

Foi utilizado neste trabalho, para obtenção de todos os parâmetros do regulador, o modelo computacional desenvolvido por ANDRADE (1994), que apresenta as seguintes características principais:

- As equações diferenciais do transiente nos tubos são resolvidas segundo o Método das Retas Características (MOC);
- Os dados da turbina foram ajustados por séries de Fourier e fornecidas pelo Prof. Samuel Martin do Geórgia Institute of Technology – USA, ANDRADE (1994);
- A equação utilizada para o regulador “PID” da turbina é o da norma DIN 4321;
- O sistema de equações resultantes é resolvido segundo o método de Newton-Raphson.

6.1 – Interferência dos parâmetros da instalação na constante proporcional última (k_{pu}) e no período último (P_u)

Para avaliar a interferência dos parâmetros da instalação na constante proporcional última e no período último e, por consequência, nas constantes do regulador, tomou-se como referência o tempo da água “ T_w ” (eq. 4.22) e o tempo da máquina “ T_m ” (eq. 4.25), como explicado no Capítulo 4. Com estes tempos é possível avaliar as condições de regulação de uma turbina com vários métodos empíricos e definir as constantes do regulador.

Para variar o tempo da água (T_w) optou-se por alterar o comprimento das tubulações do “penstock”. Para alterar o tempo da máquina (T_m) variou-se a sua inércia. Também foi analisada a interferência da rejeição de carga (γ), na regulação da turbina, optando-se por rejeições de 10%, 20% e 30%.

Para estudar a interferência nas constantes k_{pu} e P_u adotou-se uma topologia com uma única turbina. Os dados da instalação e as configurações do arranjo são apresentados na Figura 6.1 e na Tabela 6.1.

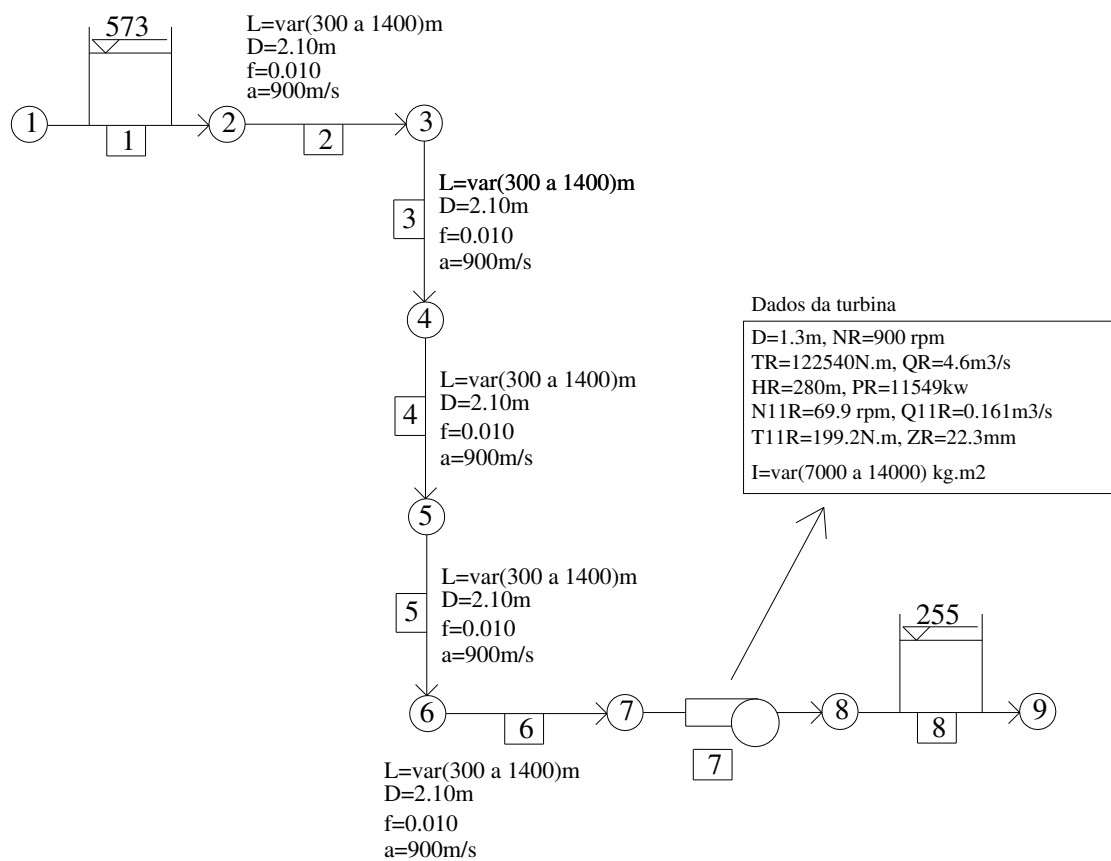


Figura 6.1 – Topologia básica adotada para as simulações dos arranjos propostos

Tabela 6.1 – Discriminação dos arranjos utilizados nas simulações

simulação no.	Tw (s)	L (m) tubo	Tm	Inércia I (tf/m2)	rejeição %	simulação no.	Tw (s)	L (m) tubo	Tm	Inércia I (tf/m2)	rejeição %
1	0.72	300	5.38	7000	10	31	1.2	500	9.23	12000	10
2	0.72	300	5.38	7000	20	32	1.2	500	9.23	12000	20
3	0.72	300	5.38	7000	30	33	1.2	500	9.23	12000	30
4	0.72	300	7.69	10000	10	34	1.2	500	10.77	14000	10
5	0.72	300	7.69	10000	20	35	1.2	500	10.77	14000	20
6	0.72	300	7.69	10000	30	36	1.2	500	10.77	14000	30
7	0.72	300	9.23	12000	10	37	2.39	1000	5.38	7000	10
8	0.72	300	9.23	12000	20	38	2.39	1000	5.38	7000	20
9	0.72	300	9.23	12000	30	39	2.39	1000	5.38	7000	30
10	0.72	300	10.77	14000	10	40	2.39	1000	7.69	10000	10
11	0.72	300	10.77	14000	20	41	2.39	1000	7.69	10000	20
12	0.72	300	10.77	14000	30	42	2.39	1000	7.69	10000	30
13	0.96	400	5.38	7000	10	43	2.39	1000	9.23	12000	10
14	0.96	400	5.38	7000	20	44	2.39	1000	9.23	12000	20
15	0.96	400	5.38	7000	30	45	2.39	1000	9.23	12000	30
16	0.96	400	7.69	10000	10	46	2.39	1000	10.77	14000	10
17	0.96	400	7.69	10000	20	47	2.39	1000	10.77	14000	20
18	0.96	400	7.69	10000	30	48	2.39	1000	10.77	14000	30
19	0.96	400	9.23	12000	10	49	3.35	1400	5.38	7000	10
20	0.96	400	9.23	12000	20	50	3.35	1400	5.38	7000	20
21	0.96	400	9.23	12000	30	51	3.35	1400	5.38	7000	30
22	0.96	400	10.77	14000	10	52	3.35	1400	7.69	10000	10
23	0.96	400	10.77	14000	20	53	3.35	1400	7.69	10000	20
24	0.96	400	10.77	14000	30	54	3.35	1400	7.69	10000	30
25	1.2	500	5.38	7000	10	55	3.35	1400	9.23	12000	10
26	1.2	500	5.38	7000	20	56	3.35	1400	9.23	12000	20
27	1.2	500	5.38	7000	30	57	3.35	1400	9.23	12000	30
28	1.2	500	7.69	10000	10	58	3.35	1400	10.77	14000	10
29	1.2	500	7.69	10000	20	59	3.35	1400	10.77	14000	20
30	1.2	500	7.69	10000	30	60	3.35	1400	10.77	14000	30

Os valores adotados para o tempo da máquina foram semelhantes aos valores adotados pelo trabalho de SANTOS (2004), com o objetivo de dar continuidade a este trabalho. Os valores adotados para o tempo da água procuram avaliar a interferência deste parâmetro no comportamento do regulador e da resposta dinâmica da instalação para diversas condições. SANTOS (2004) estudou o comportamento dos parâmetros do regulador para rejeições de potência de até 10% e o objetivo deste trabalho foi de estudar o comportamento dos parâmetros do regulador para rejeições acima de 10%, mas que pudessem ser representadas por um único equacionamento, justificando o estudo de rejeições em até 30%.

Utilizando-se o modelo matemático-computacional descrito no Capítulo 5 e um computador PC, com processador de 3.2 GHz de velocidade e memória de 512 MB, cada simulação com um determinado valor de k_p levava em torno de 40 segundos. A busca adequada de k_{pu} , para cada configuração, exigia em torno de 20 simulações. Como critério para definir

quando as oscilações eram constantes e obtiver o valor de k_{pu} , foi adotada uma tolerância de erro de 0.1% nos quatro primeiros picos.

O valor considerado adequado para o período último (P_u) foi obtido através da média aritmética dos períodos dos três primeiros harmônicos.

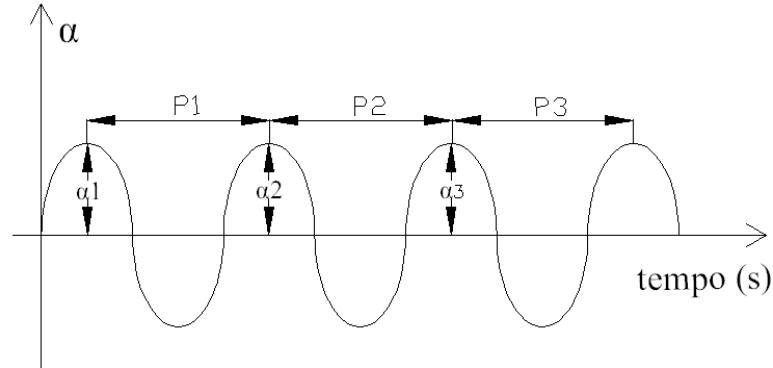


Figura 6.2 – Obtenção de k_{pu} e P_u

As condições impostas para considerar a oscilação constante seguem abaixo:

$$d = 0.1\% = 0.001;$$

$$\alpha_1 (1-d) < \alpha_2 < \alpha_1 (1+d) \quad (6.4)$$

$$\alpha_1 (1-d) < \alpha_3 < \alpha_1 (1+d) \quad (6.5)$$

Onde “ d ” é o desvio entre os valores da rotação “ α ” de cada harmônico.

α_1, α_2 e α_3 são, respectivamente, os três valores máximos da rotação de cada harmônico.

Após a obtenção da oscilação constante, a obtenção de P_u é feita pela média aritmética:

$$P_u = \frac{P1 + P2 + P3}{3} \quad (6.6)$$

Onde “ $P1, P2$ e $P3$ ” são os valores dos três primeiros períodos, respectivamente.

Foram calculados, para cada par combinado entre os valores de T_w e T_m para as rejeições de 10%, 20% e 30%, os valores de k_{pu} e P_u , que são apresentados na Tabela 6.2.

Tabela 6.2 – Resultados de k_{pu} e P_u

Tw (s)	Tm (s)	Inércia tm²	rejeição %	kpu	Pu (s)
0.72	5.38	7000	10	1.764	7.71
0.72	5.38	7000	20	1.626	7.60
0.72	5.38	7000	30	1.351	7.60
0.72	7.69	10000	10	2.554	7.68
0.72	7.69	10000	20	2.247	7.58
0.72	7.69	10000	30	1.786	7.56
0.72	9.23	12000	10	3.070	7.69
0.72	9.23	12000	20	2.532	7.59
0.72	9.23	12000	30	2.000	7.56
0.72	10.77	14000	10	3.588	7.68
0.72	10.77	14000	20	2.899	7.55
0.72	10.77	14000	30	2.326	7.55
0.96	5.38	7000	10	1.299	10.26
0.96	5.38	7000	20	1.242	10.13
0.96	5.38	7000	30	1.124	10.09
0.96	7.69	10000	10	1.912	10.26
0.96	7.69	10000	20	1.748	10.15
0.96	7.69	10000	30	1.464	10.10
0.96	9.23	12000	10	2.309	10.26
0.96	9.23	12000	20	2.062	10.11
0.96	9.23	12000	30	1.667	10.09
0.96	10.77	14000	10	2.703	10.25
0.96	10.77	14000	20	2.326	10.10
0.96	10.77	14000	30	1.852	10.09
1.20	5.38	7000	10	0.962	12.98
1.20	5.38	7000	20	0.990	12.87
1.20	5.38	7000	30	0.926	12.78
1.20	7.69	10000	10	1.499	13.02
1.20	7.69	10000	20	1.408	12.87
1.20	7.69	10000	30	1.220	12.82
1.20	9.23	12000	10	1.825	13.02
1.20	9.23	12000	20	1.667	12.85
1.20	9.23	12000	30	1.389	12.80
1.20	10.77	14000	10	2.141	13.00
1.20	10.77	14000	20	1.923	12.83
1.20	10.77	14000	30	1.515	12.78
2.39	5.38	7000	10	0.385	24.97
2.39	5.38	7000	20	0.377	24.57
2.39	5.38	7000	30	0.412	24.53
2.39	7.69	10000	10	0.549	25.45
2.39	7.69	10000	20	0.741	25.25
2.39	7.69	10000	30	0.714	25.12
2.39	9.23	12000	10	0.704	25.70
2.39	9.23	12000	20	0.885	25.45
2.39	9.23	12000	30	0.855	25.25
2.39	10.77	14000	10	1.000	25.80
2.39	10.77	14000	20	1.047	25.48
2.39	10.77	14000	30	0.976	25.33
3.35	5.38	7000	10	0.287	34.25
3.35	5.38	7000	20	0.290	33.60
3.35	5.38	7000	30	0.305	33.15
3.35	7.69	10000	10	0.412	35.30
3.35	7.69	10000	20	0.408	34.65
3.35	7.69	10000	30	0.500	34.40
3.35	9.23	12000	10	0.493	35.60
3.35	9.23	12000	20	0.606	35.20
3.35	9.23	12000	30	0.633	34.75
3.35	10.77	14000	10	0.588	35.90
3.35	10.77	14000	20	0.758	35.30
3.35	10.77	14000	30	0.743	35.00

6.2 – Análise do comportamento da constante proporcional última (k_{pu})

É possível fazer uma análise das interferências das variáveis T_m , T_w e γ , na constante proporcional última (k_{pu}), através da representação gráfica.

As Figuras 6.3 a 6.7 apresentam os valores de k_{pu} em função de T_m e da rejeição (γ) para cada T_w . Salienta-se que os pontos foram unidos por retas.

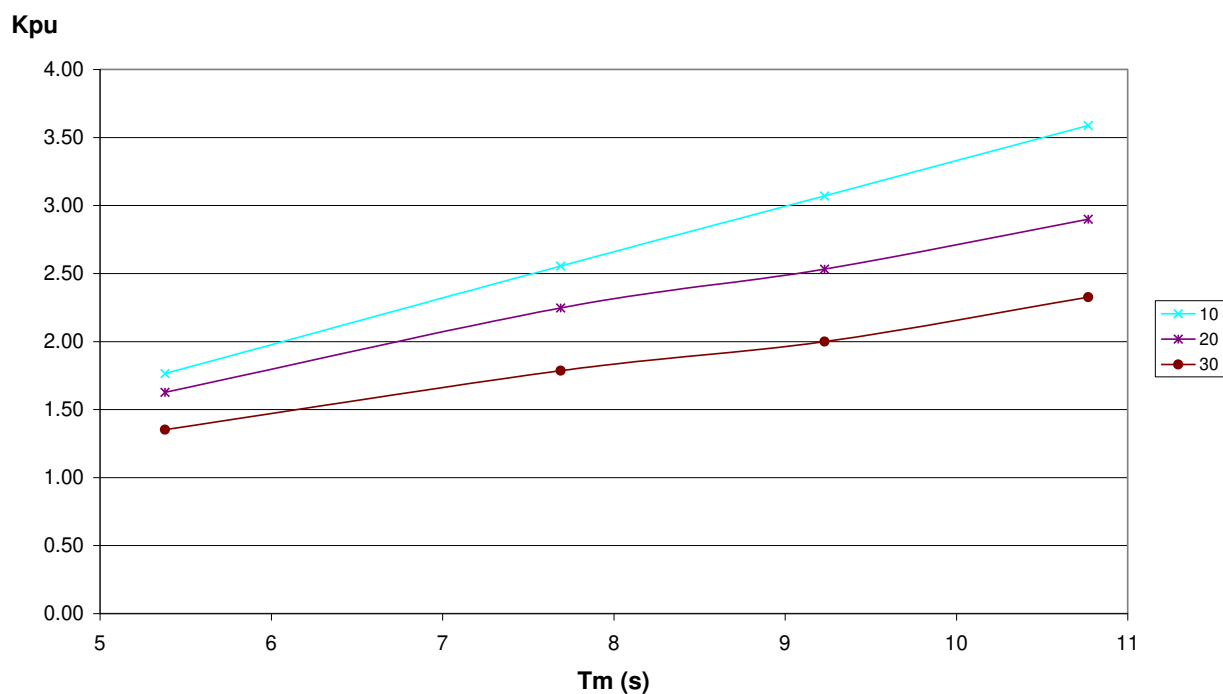


Figura 6.3 – Comportamento de k_{pu} para $T_w=0.72$ s e rejeições (γ) de 10, 20 e 30%

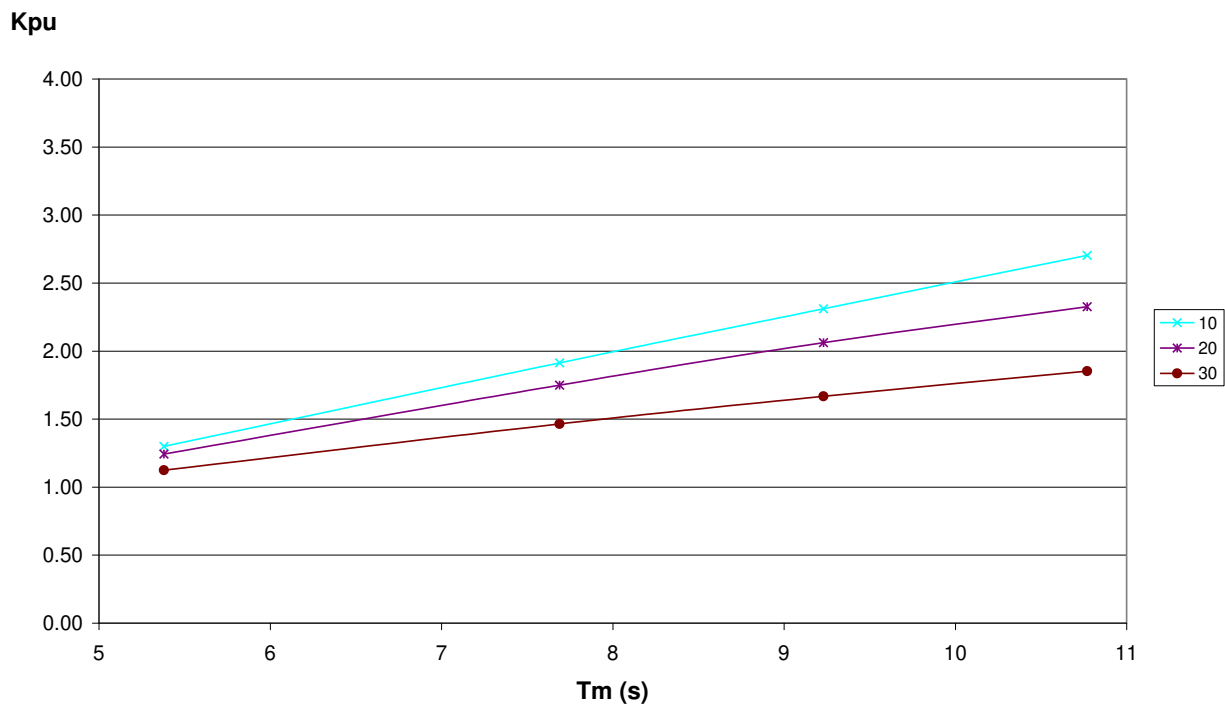


Figura 6.4 – Comportamento de k_{pu} para $T_w=0.96$ s e rejeições (γ) de 10, 20 e 30%

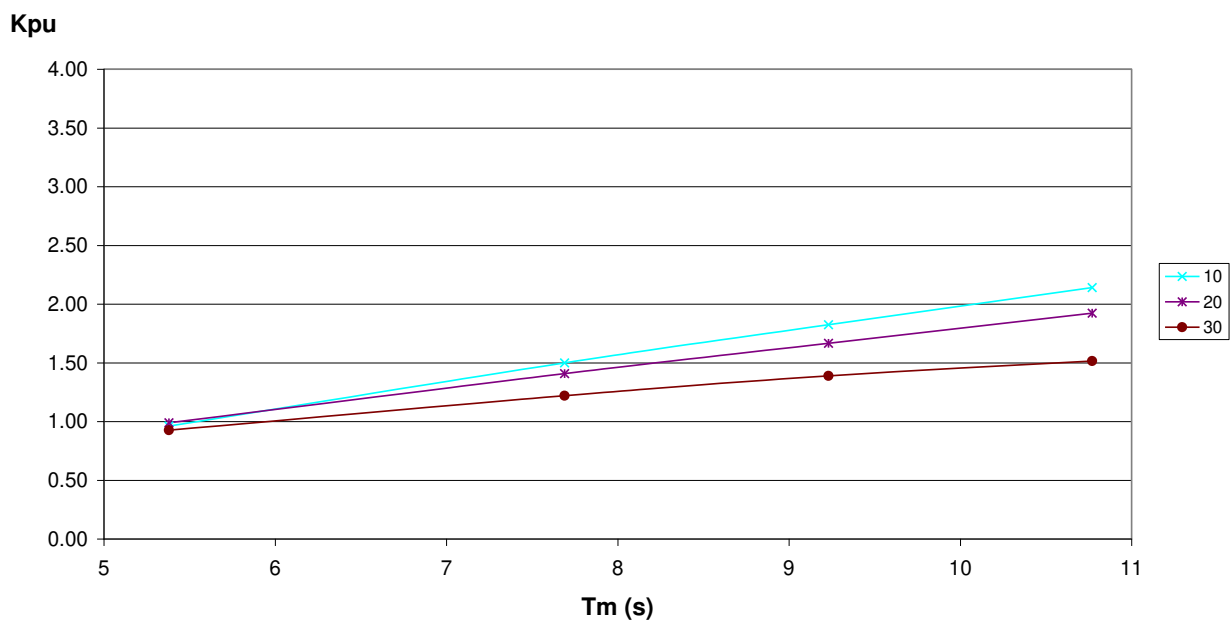


Figura 6.5 – Comportamento de k_{pu} para $T_w=1.20$ s e rejeições (γ) de 10, 20 e 30%

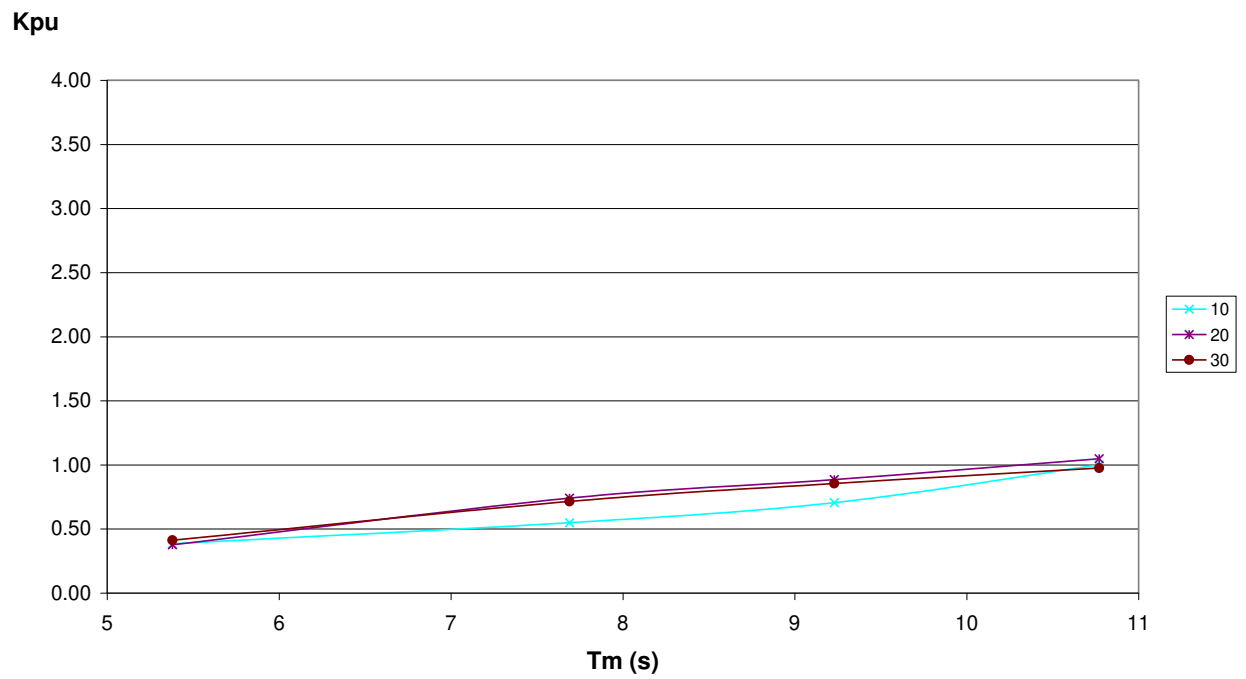


Figura 6.6 – Comportamento de k_{pu} para $T_w=2.39$ s e rejeições (γ) de 10, 20 e 30%

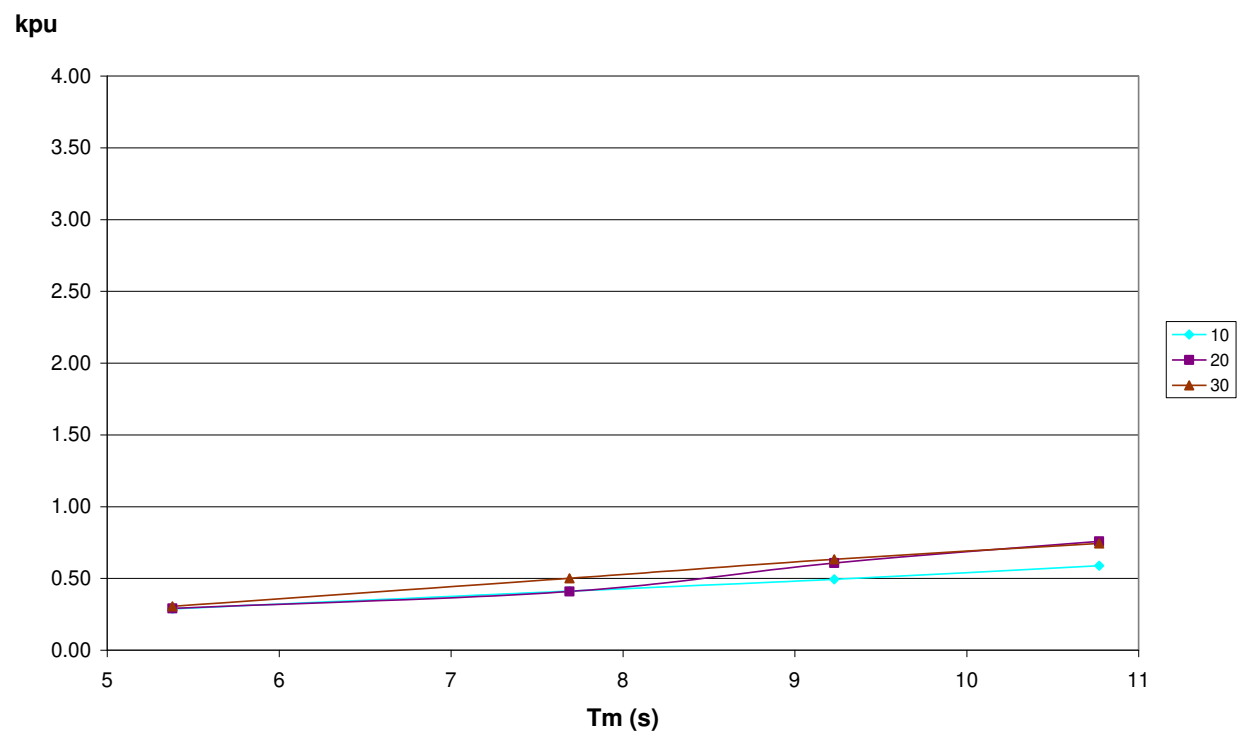


Figura 6.7 – Comportamento de k_{pu} para $T_w=3.35$ s e rejeições (γ) de 10, 20 e 30%

Através dos gráficos expostos, percebe-se que o “Tm” e “Tw” interferem no valor de k_{pu} , fato já comprovado nos trabalhos de SANTOS (2004) e GONÇALVES (1997). Mostra-se também que o valor de k_{pu} sofre alteração com o valor da rejeição e que essa influência é menor com o aumento do tempo da água.

Com o objetivo de reduzir o número de parâmetros e obter um critério para o cálculo de k_{pu} , optou-se por estudar a variação de k_{pu} , através da relação “Tm/Tw²” e rejeição (γ). A relação Tm/Tw² é sugerida pelo Bureau of Reclamation – USA, para caracterizar uma condição de regulação da instalação, de acordo com CHAUDHRY (1986). A Tabela 6.3 apresenta os valores da relação “Tm/Tw²”.

Tabela 6.3 – Variação de k_{pu} em função de Tm/Tw² para rejeições de (γ) de 10, 20 e 30%

Tw	Tm	Tm/(Tw^2)	kpu	kpu	kpu
(s)	(s)		10%	20%	30%
3.35	5.38	0.479	0.287	0.290	0.305
3.35	7.69	0.685	0.412	0.408	0.500
3.35	9.23	0.822	0.493	0.606	0.633
2.39	5.38	0.942	0.385	0.377	0.412
3.35	10.77	0.960	0.588	0.758	0.743
2.39	7.69	1.346	0.549	0.741	0.714
2.39	9.23	1.616	0.704	0.885	0.855
2.39	10.77	1.885	1.000	1.047	0.976
1.20	5.38	3.736	0.962	0.990	0.926
1.20	7.69	5.340	1.499	1.408	1.220
0.96	5.38	5.838	1.299	1.242	1.124
1.20	9.23	6.410	1.825	1.667	1.389
1.20	10.77	7.479	2.141	1.923	1.515
0.96	7.69	8.344	1.912	1.748	1.464
0.96	9.23	10.015	2.309	2.062	1.667
0.72	5.38	10.378	1.764	1.626	1.351
0.96	10.77	11.686	2.703	2.326	1.852
0.72	7.69	14.834	2.554	2.247	1.786
0.72	9.23	17.805	3.070	2.532	2.000
0.72	10.77	20.775	3.588	2.899	2.326

A Figura 6.8 apresenta a representação gráfica de k_{pu} x Tm/Tw² para cada γ . Analisando a variação de k_{pu} , optou-se por um ajuste polinomial de segundo grau para cada γ . As curvas ajustadas, com os respectivos coeficientes de correlação, são apresentadas a seguir.

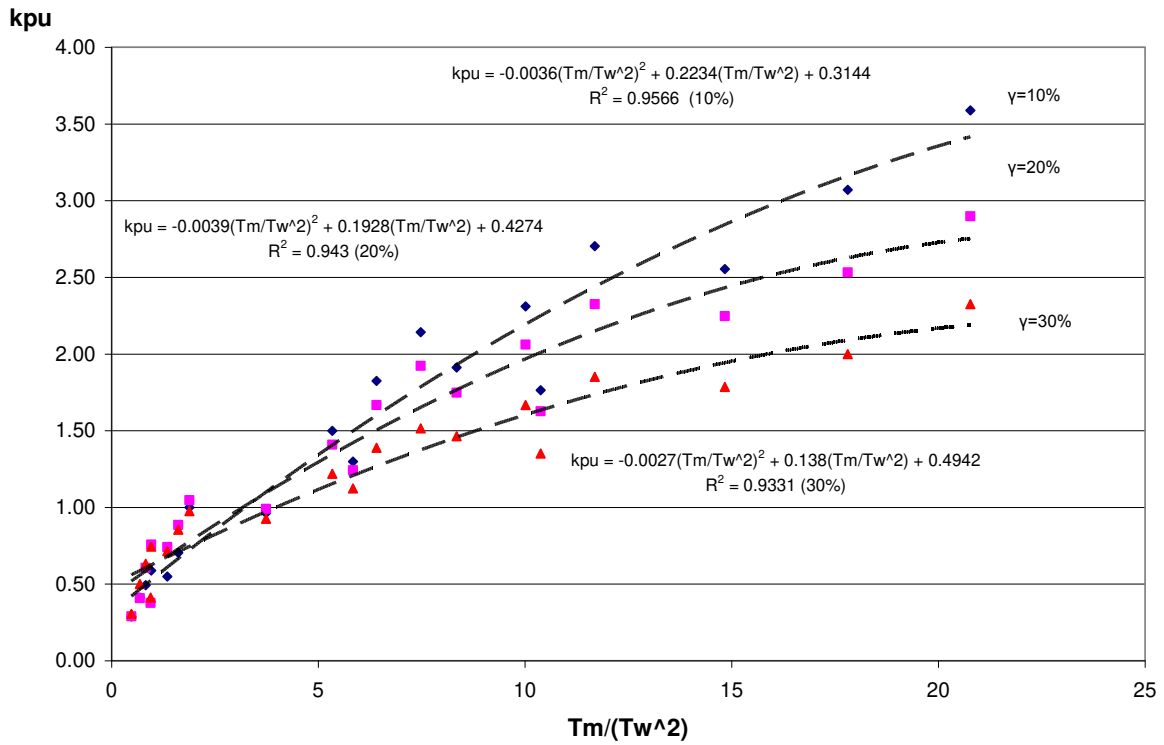


Figura 6.8 – Ajuste linear de k_{pu} em função de Tm/Tw e das rejeições (γ) de 10, 20 e 30%

Para $\gamma = 10\%$

$$k_{pu} = -0.0036\left(\frac{Tm}{Tw^2}\right)^2 + 0.2234\left(\frac{Tm}{Tw^2}\right) + 0.3144 \quad (6.7)$$

Para $\gamma = 20\%$

$$k_{pu} = -0.0039\left(\frac{Tm}{Tw^2}\right)^2 + 0.1928\left(\frac{Tm}{Tw^2}\right) + 0.4274 \quad (6.8)$$

Para $\gamma = 30\%$

$$k_{pu} = -0.0027\left(\frac{Tm}{Tw^2}\right)^2 + 0.138\left(\frac{Tm}{Tw^2}\right) + 0.4942 \quad (6.9)$$

Com as equações (6.7), (6.8) e (6.9) é possível estimar o valor de k_{pu} para qualquer relação T_m/Tw^2 e, se necessário, interpolar para valores de γ diferentes dos apresentados.

6.3 – Análise do comportamento do período último (P_u)

Com o objetivo de se fazer uma análise da influência dos parâmetros “ T_m , Tw e γ ” no valor do “ P_u ” foi montado o gráfico da Figura 6.9, com os valores da Tabela 6.2.

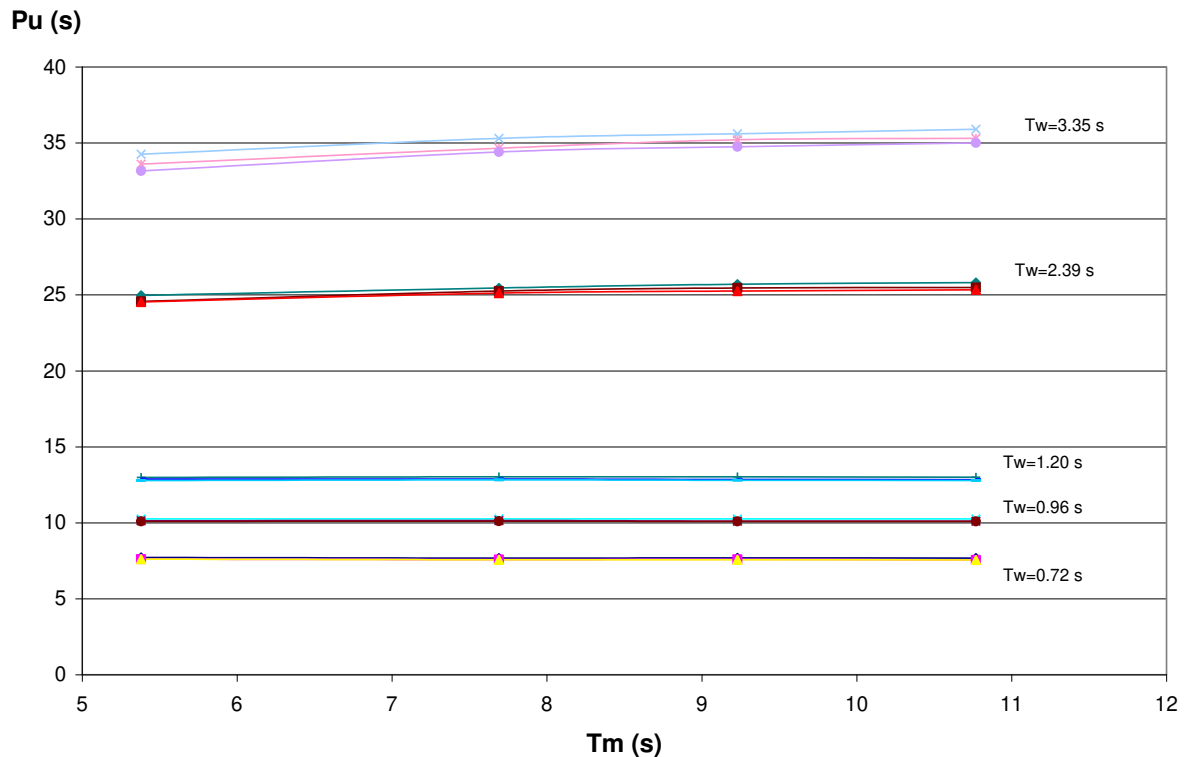


Figura 6.9 – Relação do Período último (P_u) e tempo da máquina (T_m) para cada tempo da água (Tw) e rejeição (γ)

Percebe-se que os valores do “ P_u ” praticamente não dependem do valor do “ T_m ”. Essa constatação pode ser fisicamente justificada pelo fato de que o modo de vibrar da instalação depende das tubulações e não da máquina. Sendo assim, considera-se que o valor do “ T_m ” não

interfere no valor de “ P_u ”. Adotou-se para cada “ T_w ” a média aritmética entre os valores de “ T_m ”. Estes valores estão representados na Tabela 6.4.

Tabela 6.4 – Valores médios de P_u em função de T_w e da rejeição (γ)

Tw (s)	Pu médio p/ cada rejeição (s)		
	$\gamma=10\%$	$\gamma=20\%$	$\gamma=30\%$
0.72	7.69	7.58	7.57
0.96	10.26	10.12	10.09
1.20	13.01	12.86	12.80
2.39	25.48	25.19	25.06
3.35	35.26	34.69	34.33

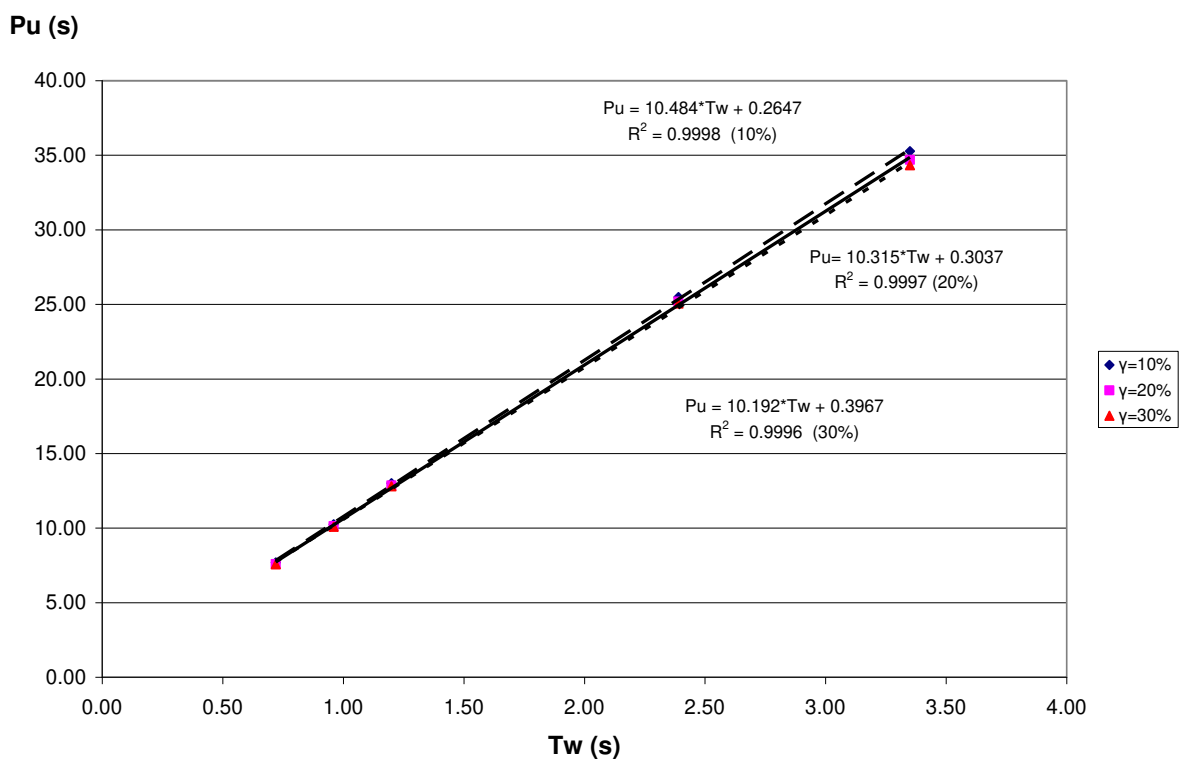


Figura 6.10 – Comportamento do P_u em função de T_w x rejeição (γ)

Representando graficamente a Tabela 6.4, na Figura 6.10, percebe-se que a rejeição tem muito pouca influência nos valores do Período último (P_u), desta forma, desconsidera-se essa influência e assume-se como valor representativo a média aritmética dos três valores da rejeição (γ), que são apresentados na Tabela 6.5. Acredita-se que a rejeição de potência na máquina não interfere no modo de vibrar da instalação, justificando tal comportamento.

Tabela 6.5 – Valores médios do Período último (P_u) em função do tempo da água (T_w)

Tw (s)	Pu médio p/ cada rejeição (s)			Pu médio
	$\gamma=10\%$	$\gamma=20\%$	$\gamma=30\%$	
0.72	7.69	7.58	7.57	7.61
0.96	10.26	10.12	10.09	10.16
1.20	13.01	12.86	12.80	12.89
2.39	25.48	25.19	25.06	25.24
3.35	35.26	34.69	34.33	34.76

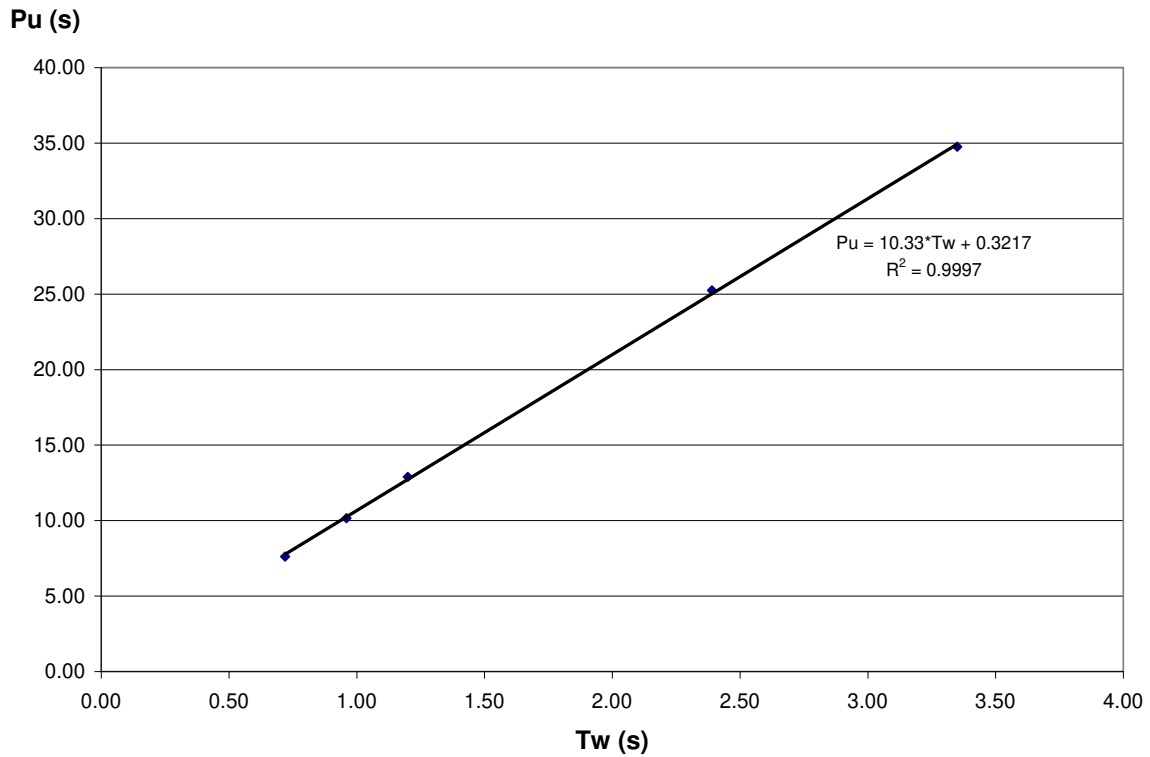


Figura 6.11 – Curva do Período último (P_u) em função do tempo da água (T_w)

A Figura 6.11 apresenta o comportamento final entre o Período último (P_u) e o tempo da água (T_w). Pela regressão dos pontos, o ajuste linear dá excelente resultado, mostrado pelo coeficiente de correlação $R^2 = 0.9997$. Assim a expressão do ajuste resulta em:

$$P_u = 10.33 T_w + 0.3217 \quad (6.10)$$

Analisando a equação [6.10] é possível observar que a constante “0.3217” (coeficiente “b”) dá o significado que sem transitório é possível ter um P_u diferente de zero. A solução

sugerida para este problema é a eliminação desta constante e, portanto, a equação (6.10) se reapresenta da seguinte forma:

$$P_u = 10.33 T_w \quad (6.11)$$

A Tabela 6.6 apresenta a comparação dos erros gerados pelas equações propostas para obtenção do P_u , conforme segue:

Tabela 6.6 – Comparação dos valores do P_u obtidos pelas equações [6.10] e [6.11]

Tw (s)	Pu médio	equação c/ coef. b	erro c/ coef. b	% do erro em função do Pu	equação s/ coef. b	erro s/ coef. b	% do erro em função do Pu
0.72	7.6125	7.7593	-0.1468	1.93%	7.4376	0.1749	2.30%
0.96	10.1575	10.2385	-0.081	0.80%	9.9168	0.2407	2.37%
1.2	12.885	12.7177	0.1673	1.30%	12.396	0.489	3.80%
2.39	25.24167	25.0104	0.2312667	0.92%	24.6887	0.5529667	2.19%
3.35	34.75833	34.9272	-0.1688667	0.49%	34.6055	0.1528333	0.44%

Os valores dos erros obtidos, segundo a Tabela 6.6, para a equação que não considera a constante “b” são valores relativamente pequenos e, portanto, é possível se adotar a equação (6.11) no lugar da equação (6.10), na grande maioria dos casos simulados.

Com as expressões (6.7), (6.8), (6.9), e (6.10 ou 6.11), pode-se calcular os valores de k_{pu} e P_u para cada valor do T_m , T_w e γ , dentro da faixa simulada.

7- Análise da definição das constantes do regulador pelos métodos tradicionais

Foram calculadas as constantes do regulador, através dos métodos tradicionais apresentados na bibliografia, considerando-se a mesma topologia da usina hidrelétrica apresentada na Figura 6.1.

O valor adotado para o comprimento de cada trecho da tubulação foi de 300m e a inércia da máquina foi de 14.000 kg.m^2 , resultando no “ $T_m=10.77 \text{ s}$ ” e “ $T_w=0.72 \text{ s}$ ”. O degrau aplicado na rejeição (γ) foi de 20%.

a) Parâmetros do regulador (PID) através do método de Ziegler-Nichols

Com os valores de “ $k_{pu} = 2.899$ ” e “ $P_u = 7.55 \text{ s}$ ”, obtidos através de simulação, e usando as equações (4.35), (4.36) e (4.37) calculam-se os valores abaixo:

$$k_p = 1.36, \quad T_i = 3.775 \text{ s} \quad \text{e} \quad T_d = 0.9438 \text{ s}$$

b) Parâmetros do regulador (PI) através do método de Paynter

Através das equações (4.38) e (4.39) calculam-se os valores abaixo:

$$k_p = 5.98, \quad T_i = 4.24 \text{ s} \quad \text{e} \quad T_d = 0 \text{ s}$$

c) Parâmetros do regulador (PI) através do método de Hovey

Através das equações (4.40) e (4.41) calculam-se os valores abaixo:

$$k_p = 7.48, \quad T_i = 2.60 \text{ s} \quad \text{e} \quad T_d = 0 \text{ s}$$

d) Parâmetros do regulador (PI) através do método de Chaudhry

Adota-se $\alpha=1$, da Tabela 4.3, e $\sigma=0.05$, que conforme o autor varia entre 0 e 0.05. Através das equações (4.32) e (4.33) calculam-se os valores abaixo:

$$\lambda_3 = \frac{\alpha * T_w}{T_m} = 0.067 \quad \text{e} \quad \lambda_4 = \frac{\sigma * T_m}{T_w} = 0.748$$

Pela Figura 4.17 tem-se que:

$$\lambda_1 = 0.43 \quad \text{e} \quad \lambda_2 = 0.24$$

Assim, pela equação (4.28) e (4.29) tem-se que:

$$k_p = \frac{1}{bt} = \frac{\lambda_1 T_m}{T_w} = 6.43 \quad \text{e} \quad T_i = \frac{T_w}{\lambda_2} = 3 \text{ s}$$

A Tabela 7.1 apresenta os valores dos parâmetros k_p , k_i (eq. 4.9) e k_d (eq. 4.12), utilizados nas simulações.

Tabela 7.1 – Parâmetros do regulador pelos métodos de Ziegler-Nichols, Paynter, Hovey e Chaudhry

Método	k_p	k_i	k_d
Ziegler-Nichols	1.36	0.36	1.28
Paynter	5.98	1.41	0
Hovey	7.48	2.6	0
Chaudhry	6.43	2.14	0

As Figuras (7.1), (7.2) e (7.3) demonstram o comportamento na busca da estabilização da rotação comparando o método de Ziegler-Nichols com os métodos de Paynter, Hovey e Chaudhry, respectivamente.

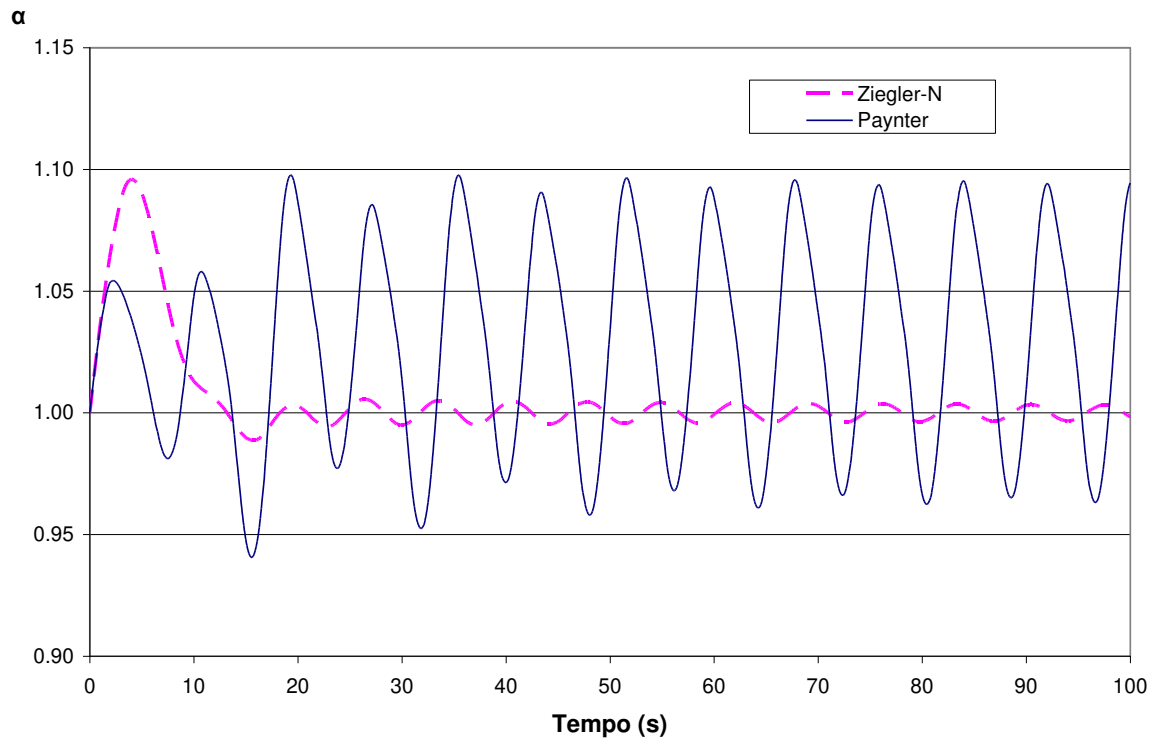


Figura 7.1 – Resposta da rotação adimensional (α) com os parâmetros do regulador calculados pelos métodos de Ziegler-Nichols e Paynter

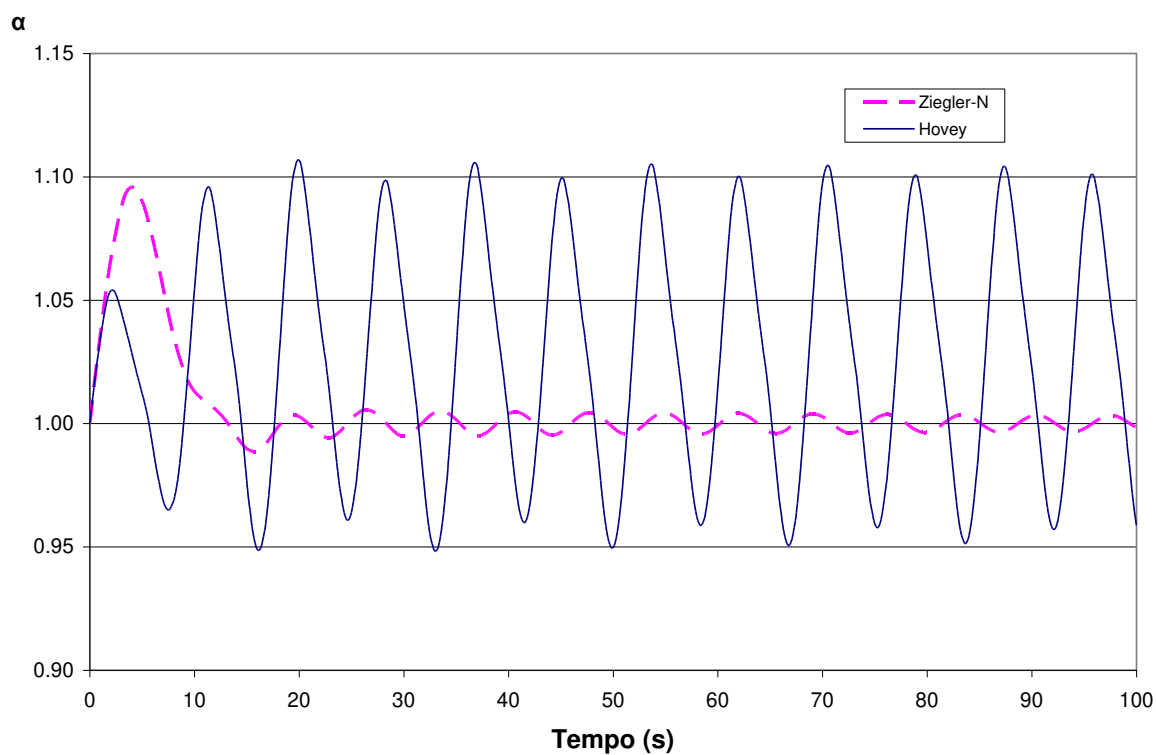


Figura 7.2 – Resposta da rotação adimensional (α) com os parâmetros do regulador calculados pelos métodos de Ziegler-Nichols e Hovey

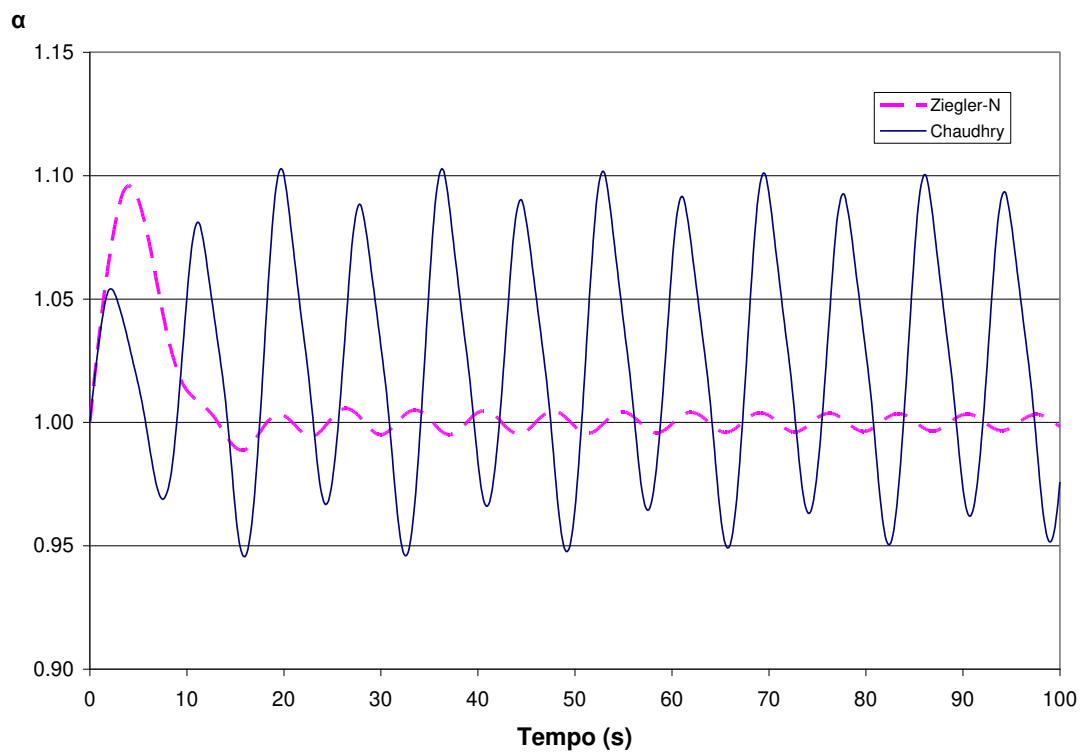


Figura 7.3 – Resposta da rotação adimensional (α) com os parâmetros do regulador calculados pelos métodos de Ziegler-Nichols e Chaudhry

Através das Figuras (7.1), (7.2) e (7.3) é possível verificar que, para a instalação em questão, os parâmetros do regulador obtidos pelos métodos tradicionais não foram adequados, mostrando que as relações apresentadas, pelos autores, funcionam em situações específicas (supostamente para manobras lentas) e que estes parâmetros não atenderam a situação proposta.

A proposta deste trabalho é desenvolver um novo método para obtenção dos parâmetros do regulador para a topologia proposta na Figura 6.1, utilizando-se um regulador do tipo PID com retroalimentação.

8- Método proposto para definição dos parâmetros do regulador

O objetivo do método proposto é de buscar coeficientes diferentes em relação aos utilizados por Ziegler-Nichols, com a finalidade de se obter uma regulação mais adequada para instalação, nas condições propostas.

Os critérios adotados para considerar uma boa regulação foram os seguintes:

- a) Parâmetros do regulador que estabilizassem o sistema no menor tempo possível;
- b) Parâmetros do regulador que resultassem nas menores amplitudes possíveis em torno do valor da rotação de referência (set-point), com o objetivo de diminuir a sobre-velocidade e, conseqüentemente, alterar o mínimo possível o valor da frequência, na rede elétrica.

A Tabela 8.1 apresenta os valores de k_p , T_i e T_d , obtidos através das simulações, variando T_w , T_m e rejeição γ .

Tabela 8.1 – Valores de k_p , T_i e T_d obtidos através de simulações em função de T_w , T_m e rejeição (γ)

Tm (s)	Tw (s)	Tm/Tw ²	kp			Ti			Td		
			10%	20%	30%	10%	20%	30%	10%	20%	30%
5.38	3.35	0.479	0.106	0.046	0.043	5.708	5.600	5.525	3.114	3.055	3.014
7.69	3.35	0.685	0.156	0.078	0.070	5.883	5.775	5.733	3.362	3.150	3.127
9.23	3.35	0.822	0.197	0.115	0.108	5.933	5.867	5.792	3.236	3.200	2.896
5.38	2.39	0.942	0.146	0.072	0.070	4.162	4.095	4.088	2.378	2.234	2.336
10.77	3.35	0.960	0.247	0.167	0.149	5.983	5.883	5.833	3.264	3.209	2.917
7.69	2.39	1.346	0.231	0.163	0.150	4.242	4.208	4.187	2.314	2.104	2.093
9.23	2.39	1.616	0.296	0.221	0.188	4.283	4.242	4.208	2.570	2.121	2.104
10.77	2.39	1.885	0.460	0.283	0.244	4.300	4.247	4.222	2.345	2.123	2.111
5.38	1.20	3.736	0.442	0.257	0.222	2.163	2.145	2.130	1.298	1.170	1.065
7.69	1.20	5.340	0.750	0.437	0.366	2.170	2.145	2.137	1.302	1.170	1.068
5.38	0.96	5.838	0.623	0.373	0.326	1.710	1.688	1.682	1.026	0.844	0.841
9.23	1.20	6.410	0.949	0.600	0.458	2.170	2.142	2.133	1.240	1.168	1.067
10.77	1.20	7.479	1.156	0.731	0.561	2.167	2.138	2.130	1.182	1.166	1.278
7.69	0.96	8.344	1.033	0.647	0.512	1.710	1.692	1.683	0.933	0.923	0.842
9.23	0.96	10.015	1.293	0.825	0.633	1.710	1.685	1.682	1.026	0.919	0.917
5.38	0.72	10.378	0.935	0.602	0.473	1.285	1.267	1.267	0.771	0.633	0.633
10.77	0.96	11.686	1.541	1.000	0.778	1.708	1.683	1.682	1.025	0.962	0.917
7.69	0.72	14.834	1.481	0.989	0.768	1.280	1.263	1.260	0.768	0.689	0.687
9.23	0.72	17.805	1.873	1.215	0.940	1.282	1.265	1.260	0.769	0.690	0.687
10.77	0.72	20.775	2.225	1.507	1.186	1.280	1.258	1.258	0.768	0.755	0.686

Nestas simulações, foi estudada somente a estabilização da rotação da turbina, mantendo-se a mesma topologia do sistema da Figura 6.1. Para variar as características da tubulação hidráulica, representadas pelo tempo da água (T_w), foram alterados os comprimentos dos tubos. Para alterar as características da máquina hidráulica, representadas pelo tempo da máquina (T_m), foram alteradas as inércias do conjunto girante do gerador da turbina, já que as inércias do rotor podem ser desprezadas. Para simular as possíveis manobras, durante a operação da turbina, foram impostas as rejeições de potência (γ) de 10%, 20% e 30% em relação à potência de projeto. As grandezas físicas como celeridade, coeficiente de atrito e diâmetro do tubo foram mantidas constantes.

O método desenvolvido procurou definir coeficientes mais adequados para serem aplicados na constante proporcional última (k_{pu}) e no período último (P_u), conforme segue abaixo:

$$k_p = A k_{pu} \quad (8.1)$$

$$T_i = \frac{P_u}{B} \quad (8.2)$$

$$T_d = \frac{P_u}{C} \quad (8.3)$$

Onde:

A é o coeficiente para obter k_p

B é o coeficiente para obter T_i

C é o coeficiente para obter T_d

Através de exaustivas simulações, foram definidos os coeficientes A , B e C em função dos parâmetros do sistema (T_w , T_m e γ).

A Tabela 8.2 apresenta os valores dos coeficientes “A”, “B” e “C”, obtidos pelas simulações, que devem ser aplicados aos valores de “ k_{pu} ” e “ P_u ”, para obter um regulador adequado para a turbina. Salienta-se que o regulador considerado foi do tipo PID.

Tabela 8.2 – Coeficientes adequados de A, B e C, obtidos por simulação pelo método proposto em função de T_w , T_m e rejeição (γ)

Tm (s)	Tw (s)	Tm/Tw ²	10%			20%			30%		
			kp=A*kpu	Ti=Pu/B	Td=Pu/C	kp=A*kpu	Ti=Pu/B	Td=Pu/C	kp=A*kpu	Ti=Pu/B	Td=Pu/C
			A	B	C	A	B	C	A	B	C
5.38	3.35	0.479	0.37	6	11.0	0.16	6	11.0	0.14	6	11.0
7.69	3.35	0.685	0.38	6	10.5	0.19	6	11.0	0.14	6	11.0
9.23	3.35	0.822	0.40	6	11.0	0.19	6	11.0	0.17	6	12.0
5.38	2.39	0.942	0.38	6	10.5	0.19	6	11.0	0.17	6	10.5
10.77	3.35	0.960	0.42	6	11.0	0.22	6	11.0	0.20	6	12.0
7.69	2.39	1.346	0.42	6	11.0	0.22	6	12.0	0.21	6	12.0
9.23	2.39	1.616	0.42	6	10.0	0.25	6	12.0	0.22	6	12.0
10.77	2.39	1.885	0.46	6	11.0	0.27	6	12.0	0.25	6	12.0
5.38	1.20	3.736	0.46	6	10.0	0.26	6	11.0	0.24	6	12.0
7.69	1.20	5.340	0.50	6	10.0	0.31	6	11.0	0.30	6	12.0
5.38	0.96	5.838	0.48	6	10.0	0.30	6	12.0	0.29	6	12.0
9.23	1.20	6.410	0.52	6	10.5	0.36	6	11.0	0.33	6	12.0
10.77	1.20	7.479	0.54	6	11.0	0.38	6	11.0	0.37	6	10.0
7.69	0.96	8.344	0.54	6	11.0	0.37	6	11.0	0.35	6	12.0
9.23	0.96	10.015	0.56	6	10.0	0.40	6	11.0	0.38	6	11.0
5.38	0.72	10.378	0.53	6	10.0	0.37	6	12.0	0.35	6	12.0
10.77	0.96	11.686	0.57	6	10.0	0.43	6	10.5	0.42	6	11.0
7.69	0.72	14.834	0.58	6	10.0	0.44	6	11.0	0.43	6	11.0
9.23	0.72	17.805	0.61	6	10.0	0.48	6	11.0	0.47	6	11.0
10.77	0.72	20.775	0.62	6	10.0	0.52	6	10.0	0.51	6	11.0

É possível visualizar uma tendência de valores do coeficiente “A” em função do T_m/Tw^2 , gerando curvas para as rejeições de potência em 10%, 20% e 30%. A Figura 8.1, apresenta a tendência dos valores de “A”, equacionados por um polinômio de segunda ordem, gerando uma precisão aceitável.

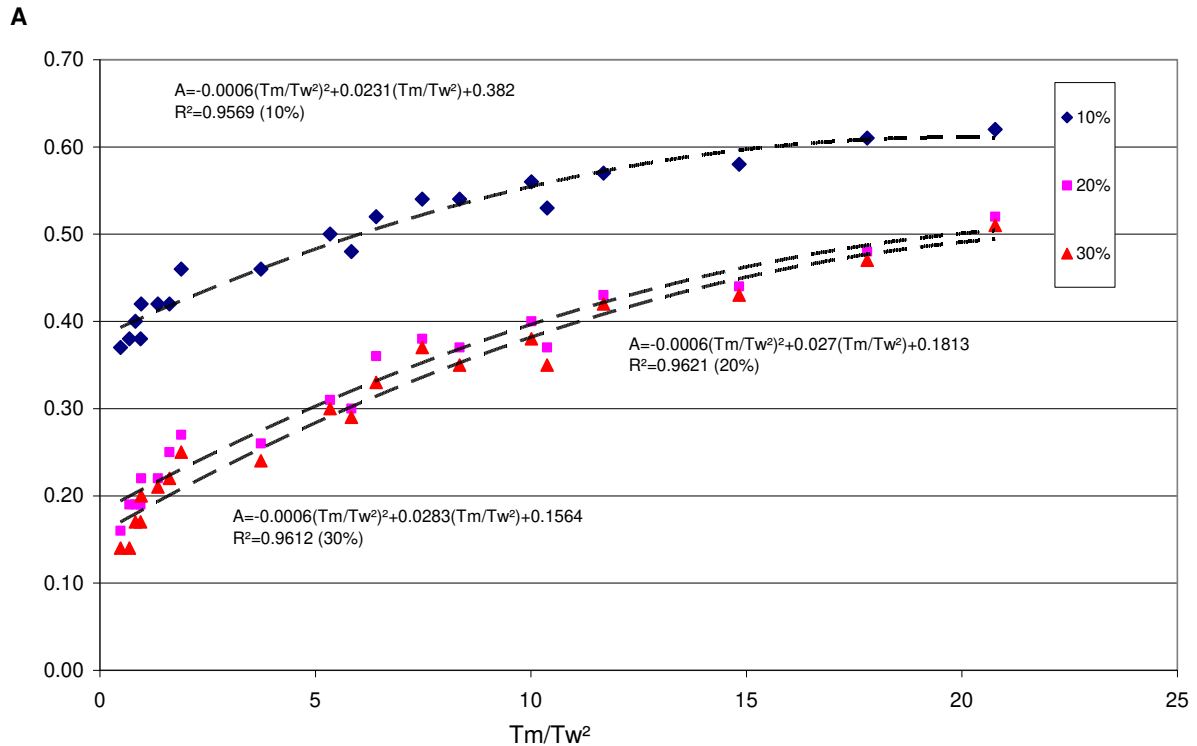


Figura 8.1 – Curvas de A x T_m/Tw^2 para as rejeições (γ) 10%-20%-30%

As equações da Figura 8.1 fornecem o valor do coeficiente “A” para as rejeições de 10%, 20% e 30% e se apresentam da seguinte forma:

$$A = -0.0006(T_m/Tw^2)^2 + 0.0231(T_m/Tw^2) + 0.382 \rightarrow \gamma = 10\% \quad (8.4)$$

$$A = -0.0006(T_m/Tw^2)^2 + 0.027(T_m/Tw^2) + 0.1813 \rightarrow \gamma = 20\% \quad (8.5)$$

$$A = -0.0006(T_m/Tw^2)^2 + 0.0283(T_m/Tw^2) + 0.1564 \rightarrow \gamma = 30\% \quad (8.6)$$

Através das diversas simulações, observou-se que o valor de “B” pode ser considerado constante para todas as situações. O valor inicial adotado foi "2", valor adotado no método de Ziegler-Nichols. Através da análise da resposta, alterou-se o valor de “B” com o objetivo de

melhorar a estabilização. Salienta-se que o fato desse parâmetro ser constante não significa que a constante integral não varia, conforme será demonstrado a seguir. Utilizando as equações (4.9), (8.1) e (8.2), tem-se:

$$k_i = \frac{k_p}{T_i} = \frac{A k_{pu}}{\frac{P_u}{B}} = \frac{A B k_{pu}}{P_u} \quad (8.7)$$

Chamando-se o coeficiente da constante integral (k_i) de “D”, tem-se que:

$$k_i = \frac{D k_{pu}}{P_u} \quad (8.8)$$

$$D = A B \quad (8.9)$$

Pode-se calcular a variação de “D”, para as situações simuladas, da seguinte maneira:

$$D = \frac{k_i}{\frac{k_{pu}}{P_u}} \quad (8.10)$$

Os valores de “D”, calculados em função de Tm/Tw^2 , são apresentados na Tabela 8.3.

Tabela 8.3 – Valores do coeficiente D em função de T_m/T_w e rejeição (γ) de 10, 20 e 30%

T_m/T_w^2	10%				20%				30%			
	kpu	Pu	ki	D	kpu	Pu	ki	D	kpu	Pu	ki	D
0.479	0.287	34.25	0.019	2.22	0.290	33.60	0.008	0.96	0.305	33.15	0.008	0.840
0.942	0.385	24.97	0.035	2.28	0.377	24.57	0.018	1.14	0.412	24.53	0.017	1.020
0.685	0.412	35.30	0.027	2.28	0.408	34.65	0.013	1.14	0.500	34.40	0.012	0.840
0.822	0.493	35.60	0.033	2.40	0.606	35.20	0.020	1.14	0.633	34.75	0.019	1.020
0.960	0.588	35.90	0.041	2.52	0.758	35.30	0.028	1.32	0.743	35.00	0.025	1.200
1.346	0.549	25.45	0.054	2.52	0.741	25.25	0.039	1.32	0.714	25.12	0.036	1.260
1.616	0.704	25.70	0.069	2.52	0.885	25.45	0.052	1.50	0.855	25.25	0.045	1.320
3.736	0.962	12.98	0.204	2.76	0.990	12.87	0.120	1.56	0.926	12.78	0.104	1.440
1.885	1.000	25.80	0.107	2.76	1.047	25.48	0.067	1.62	0.976	25.33	0.058	1.500
5.838	1.299	10.26	0.365	2.88	1.242	10.13	0.221	1.80	1.124	10.09	0.194	1.740
5.340	1.499	13.02	0.345	3.00	1.408	12.87	0.204	1.86	1.220	12.82	0.171	1.800
10.378	1.764	7.71	0.727	3.18	1.626	7.60	0.475	2.22	1.351	7.60	0.373	2.100
6.410	1.825	13.02	0.437	3.12	1.667	12.85	0.280	2.16	1.389	12.80	0.215	1.980
8.344	1.912	10.26	0.604	3.24	1.748	10.15	0.382	2.22	1.464	10.10	0.304	2.100
7.479	2.141	13.00	0.534	3.24	1.923	12.83	0.342	2.28	1.515	12.78	0.263	2.220
10.015	2.309	10.26	0.756	3.36	2.062	10.11	0.489	2.40	1.667	10.09	0.377	2.280
14.834	2.554	7.68	1.157	3.48	2.247	7.58	0.783	2.64	1.786	7.56	0.609	2.580
11.686	2.703	10.25	0.902	3.42	2.326	10.10	0.594	2.58	1.852	10.09	0.463	2.520
17.805	3.070	7.69	1.461	3.66	2.532	7.59	0.961	2.88	2.000	7.56	0.746	2.820
20.775	3.588	7.68	1.738	3.72	2.899	7.55	1.198	3.12	2.326	7.55	0.943	3.060

Os valores apresentados na Tabela 8.3 foram colocados no gráfico, conforme Figura 8.2.

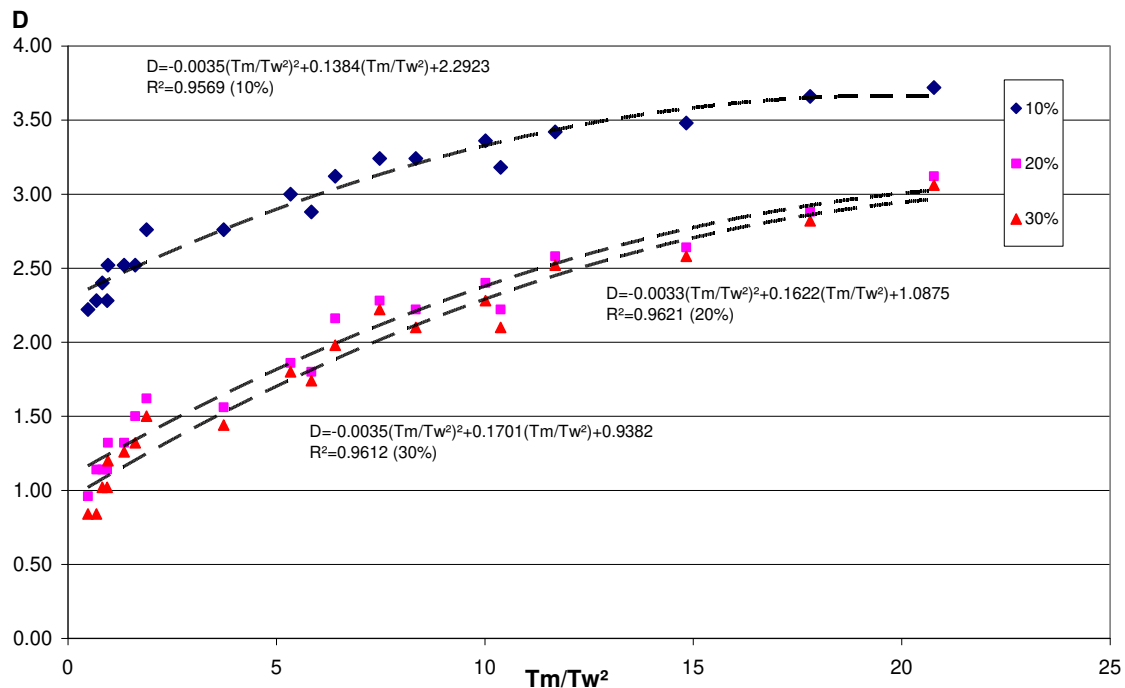


Figura 8.2 – Comportamento do coeficiente D em função de T_m/T_w^2 para rejeição (γ) de 10, 20 e 30%

Entre os ajustes testados, o polinômio do 2^o grau ajustou as equações de forma satisfatória, para as rejeições de 10, 20 e 30%, e estas equações se apresentam da seguinte forma:

$$D = -0.0035(Tm/Tw^2)^2 + 0.1384(Tm/Tw^2) + 2.2923 \rightarrow \gamma = 10\% \quad (8.11)$$

$$D = -0.0033(Tm/Tw^2)^2 + 0.1622(Tm/Tw^2) + 1.0875 \rightarrow \gamma = 20\% \quad (8.12)$$

$$D = -0.0035(Tm/Tw^2)^2 + 0.1701(Tm/Tw^2) + 0.9382 \rightarrow \gamma = 30\% \quad (8.13)$$

O comportamento do coeficiente “C”, na equação [8.3], também foi analisado em função de Tm/Tw^2 , utilizando-se as equações [4.12], [8.1] e [8.3], como mostrado a seguir.

$$k_d = k_p T_d = A k_{pu} T_d = A k_{pu} \frac{P_u}{C} = \frac{A}{C} k_{pu} P_u \quad (8.14)$$

Considerando-se:

$$E = \frac{A}{C} \quad (8.15)$$

Tem-se:

$$k_d = E k_{pu} P_u \quad (8.16)$$

Portanto, o valor de “E” pode ser calculado por

$$E = \frac{k_d}{k_{pu} P_u} \quad (8.17)$$

A Tabela 8.4 apresenta os valores de k_{pu} , k_d , P_u e E , em função de Tm/Tw^2 , obtidos através das inúmeras simulações já descritas acima.

Tabela 8.4 – Valores de kpu, kd, Pu e E em função de Tm/Tw^2 , para as rejeições (γ) de 10, 20 e 30%

Tm (s)	Tw (s)	Tm/Tw ²	10%				20%				30%			
			kpu	kd	Pu	E	kpu	kd	Pu	E	kpu	kd	Pu	E
5.38	3.35	0.479	0.287	0.33	34.25	3.36E-02	0.290	0.14	33.60	1.45E-02	0.305	0.13	33.15	1.27E-02
7.69	3.35	0.685	0.412	0.53	35.30	3.62E-02	0.408	0.24	34.65	1.73E-02	0.500	0.22	34.40	1.27E-02
9.23	3.35	0.822	0.493	0.64	35.60	3.64E-02	0.606	0.37	35.20	1.73E-02	0.633	0.31	34.75	1.42E-02
5.38	2.39	0.942	0.385	0.35	24.97	3.62E-02	0.377	0.16	24.57	1.73E-02	0.412	0.16	24.53	1.62E-02
10.77	3.35	0.960	0.588	0.81	35.90	3.82E-02	0.758	0.53	35.30	2.00E-02	0.743	0.43	35.00	1.67E-02
7.69	2.39	1.346	0.549	0.53	25.45	3.82E-02	0.741	0.34	25.25	1.83E-02	0.714	0.31	25.12	1.75E-02
9.23	2.39	1.616	0.704	0.76	25.70	4.20E-02	0.885	0.47	25.45	2.08E-02	0.855	0.40	25.25	1.83E-02
10.77	2.39	1.885	1.000	1.08	25.80	4.18E-02	1.047	0.60	25.48	2.25E-02	0.976	0.51	25.33	2.08E-02
5.38	1.20	3.736	0.962	0.57	12.98	4.60E-02	0.990	0.30	12.87	2.36E-02	0.926	0.24	12.78	2.00E-02
7.69	1.20	5.340	1.499	0.98	13.02	5.00E-02	1.408	0.51	12.87	2.82E-02	1.220	0.39	12.82	2.50E-02
5.38	0.96	5.838	1.299	0.64	10.26	4.80E-02	1.242	0.31	10.13	2.50E-02	1.124	0.27	10.09	2.42E-02
9.23	1.20	6.410	1.825	1.18	13.02	4.95E-02	1.667	0.70	12.85	3.27E-02	1.389	0.49	12.80	2.75E-02
10.77	1.20	7.479	2.141	1.37	13.00	4.91E-02	1.923	0.85	12.83	3.45E-02	1.515	0.72	12.78	3.70E-02
7.69	0.96	8.344	1.912	0.96	10.26	4.91E-02	1.748	0.60	10.15	3.36E-02	1.464	0.43	10.10	2.92E-02
9.23	0.96	10.015	2.309	1.33	10.26	5.60E-02	2.062	0.76	10.11	3.64E-02	1.667	0.58	10.09	3.45E-02
5.38	0.72	10.378	1.764	0.72	7.71	5.30E-02	1.626	0.38	7.60	3.08E-02	1.351	0.30	7.60	2.92E-02
10.77	0.96	11.686	2.703	1.58	10.25	5.70E-02	2.326	0.96	10.10	4.10E-02	1.852	0.71	10.09	3.82E-02
7.69	0.72	14.834	2.554	1.14	7.68	5.80E-02	2.247	0.68	7.58	4.00E-02	1.786	0.53	7.56	3.91E-02
9.23	0.72	17.805	3.070	1.44	7.69	6.10E-02	2.532	0.84	7.59	4.36E-02	2.000	0.65	7.56	4.27E-02
10.77	0.72	20.775	3.588	1.71	7.68	6.20E-02	2.899	1.14	7.55	5.20E-02	2.326	0.81	7.55	4.64E-02

As curvas da Figura 8.3 foram elaboradas com os valores do coeficiente “E”, apresentados na Tabela 8.4, conforme segue.

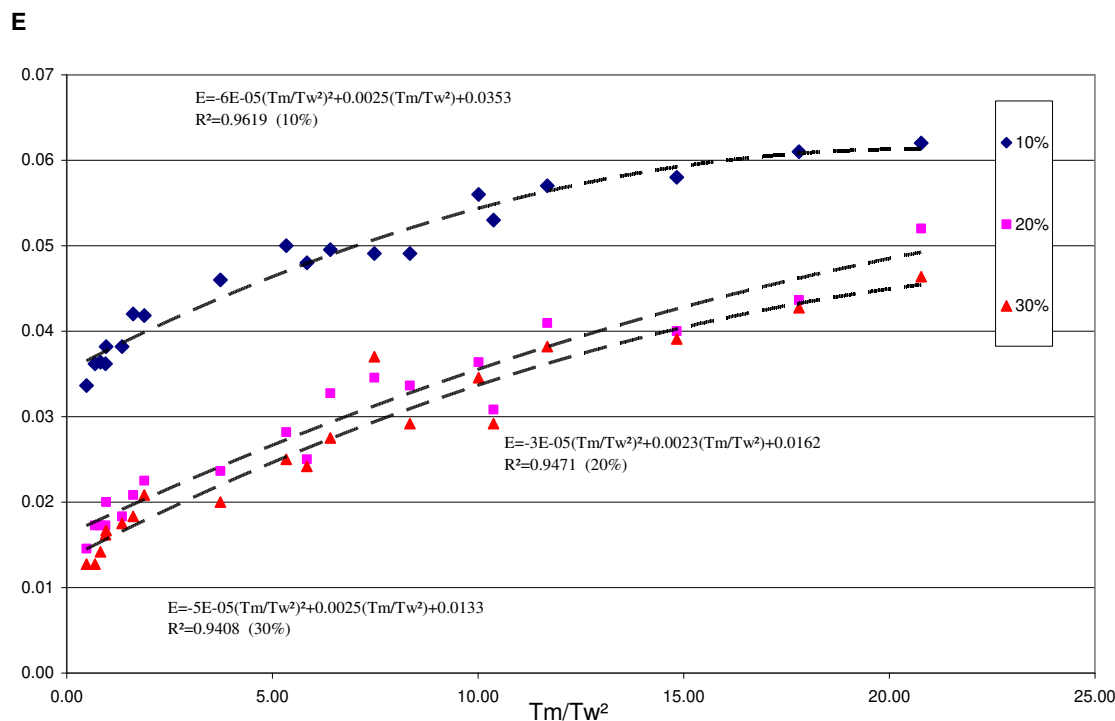


Figura 8.3 – Evolução do coeficiente “E” em função de Tm/Tw^2 e rejeição (γ) de 10, 20 e 30 %

A Figura 8.3 apresenta a evolução do coeficiente “E” em função de T_m/T_w^2 e das rejeições (γ) de 10%, 20% e 30%. As equações que resultam os valores de “E” puderam ser consideradas adequadas, apesar dos valores resultantes do coeficiente de correlação R^2 . Os valores de R^2 são aceitáveis porque o intervalo de variação do coeficiente “C”, em função de T_m/T_w^2 , é pequeno. As equações para o coeficiente “E” ficam definidas para as rejeições de 10%, 20% e 30% da seguinte forma:

$$E = -6E-05(T_m/T_w^2)^2 + 0.0025(T_m/T_w^2) + 0.0353 \rightarrow \gamma = 10\% \quad (8.18)$$

$$E = -3E-05(T_m/T_w^2)^2 + 0.0023(T_m/T_w^2) + 0.0162 \rightarrow \gamma = 20\% \quad (8.19)$$

$$E = -5E-05(T_m/T_w^2)^2 + 0.0025(T_m/T_w^2) + 0.0133 \rightarrow \gamma = 30\% \quad (8.20)$$

8.1 – Simulações utilizando as equações propostas para a topologia básica

Para verificar a eficiência das equações que fornecem os valores do “ k_{pu} ” e do “ P_u ”, novas simulações foram feitas utilizando a mesma topologia da instalação apresentada na Figura 6.1, com os valores das principais características da instalação apresentados na Tabela 8.5.

Tabela 8.5 – Simulação de novas condições pelas equações propostas

simulação no.	T_w (s)	L (m) tubo	T_m (s)	Inércia I (tf/m ²)	rejeição %
1	0.84	350	10.77	14000	10
2	0.84	350	10.77	14000	20
3	1.08	450	9.23	12000	20
4	2.99	1250	5.38	7000	10
5	2.99	1250	5.38	7000	20

As alterações no valor do tempo da água foram obtidas com a variação do comprimento do tubo, em cada trecho. As alterações no valor do tempo da máquina foram obtidas com a variação no momento de inércia do conjunto girante do gerador. Os valores de grandezas como diâmetro do tubo, coeficiente de atrito e celeridade são os mesmos das simulações anteriores, conforme a Figura 6.1.

Utilizando as equações ajustadas (6.7), (6.8), (6.9) e (6.10) obteve-se os valores de “ k_{pu} ” e de “ P_u ”, apresentados na Tabela 8.6.

Tabela 8.6 – Valores de k_{pu} e P_u em função de T_m/T_w^2 e rejeição (γ) de 10, 20 e 30%

simulação no.	T_w (s)	T_m (s)	T_m/T_w^2	k_{pu}	P_u (s)	rejeição %
1	0.84	10.77	15.264	2.886	8.999	10
2	0.84	10.77	15.264	2.462	8.999	20
3	1.08	9.23	7.913	1.709	11.478	20
4	2.99	5.38	0.602	0.542	31.208	20
5	2.99	5.38	0.602	0.576	31.208	30

Após a obtenção dos parâmetros “ k_{pu} ” e “ P_u ”, calcularam-se os parâmetros do regulador ($k_p; k_i; k_d$), através das equações propostas (8.1), (8.4), (8.5), (8.6), (8.8), (8.11), (8.12), (8.13), (8.16), (8.18), (8.19) e (8.20), apresentados na Tabela 8.7.

Tabela 8.7 – Parâmetros do regulador segundo as equações propostas

simulação no.	T_m/T_w^2	k_p	k_i	k_d
1	15.264	1.716	1.151	1.545
2	15.264	1.117	0.764	0.982
3	7.913	0.611	0.322	0.638
4	0.602	0.107	0.021	0.297
5	0.602	0.100	0.019	0.266

Para comparar os resultados obtidos pelo método proposto com os resultados obtidos através do método de Ziegler-Nichols, calcularam-se os valores das constantes k_p, T_i e T_d , para as mesmas condições, conforme a Tabela 8.8.

Tabela 8.8 – Parâmetros do regulador segundo Ziegler-Nichols

simulação no.	T_m/T_w^2	k_p	k_i	k_d
1	15.264	1.933	0.430	2.175
2	15.264	1.649	0.367	1.855
3	7.913	1.145	0.199	1.643
4	0.602	0.363	0.023	1.417
5	0.602	0.386	0.025	1.506

Os valores de k_p , T_i e T_d , calculados pelo método proposto e pelo método de Ziegler-Nichols, possibilitaram realizar as simulações para a estabilização da rotação, considerando a variação dos tempos da água e da máquina e rejeição de potência. As Figuras (8.4) a (8.8) apresentam a resposta do regulador, ou seja, o comportamento da rotação até a sua estabilização, para as simulações descritas acima. Pode-se observar e concluir que todas as simulações que utilizaram os parâmetros do regulador, obtidos pelo método proposto, na maioria dos casos, estabilizaram totalmente muito antes das simulações que utilizaram os parâmetros do método de Ziegler-Nichols.

Percebe-se que quando T_m/T_w^2 assume valores menores que “2” a regulação é difícil e só acontece depois de longo tempo, mas mesmo assim, o método proposto consegue estabilizar. A dificuldade da regulação nesses casos está de acordo com o Bureau of Reclamation que afirma que a instalação com T_m/T_w^2 menor que “2” é difícil de regular.

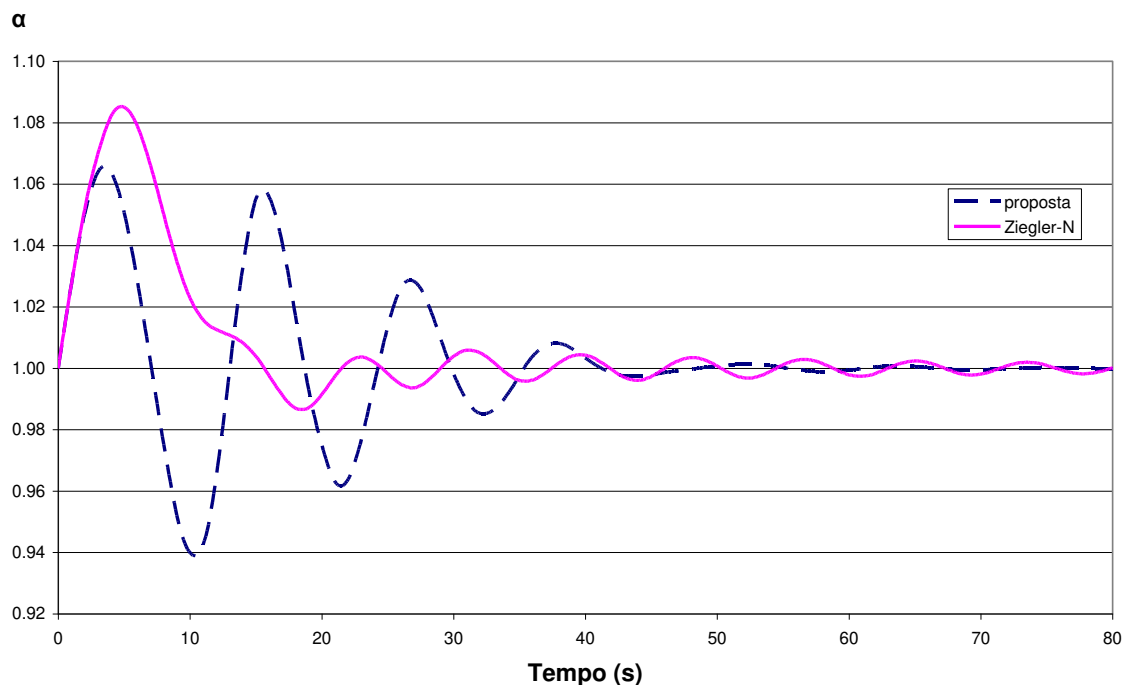


Figura 8.4 – Simulação 1 obtidos com o método de Ziegler-Nichols e o método proposto para $T_w=0.84$ s, $T_m=10.77$ s e rejeição de 10%

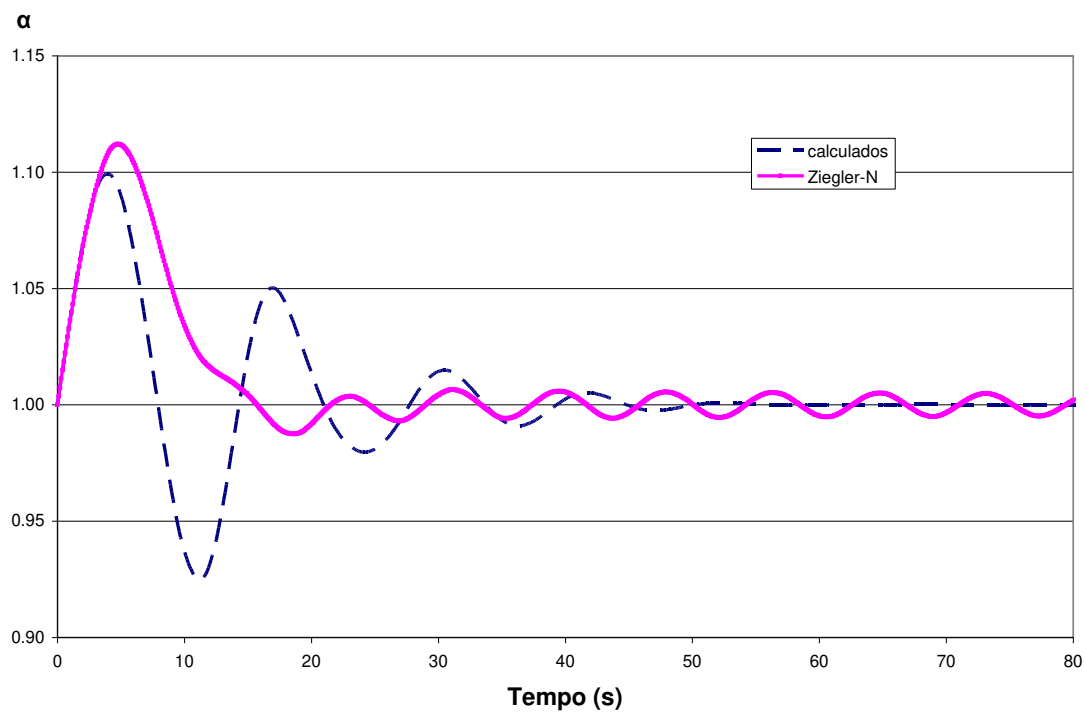


Figura 8.5 – Simulação 2 obtidos com o método de Ziegler-Nichols e o método proposto para $T_w=0.84$ s, $T_m=10.77$ s e rejeição de 20%

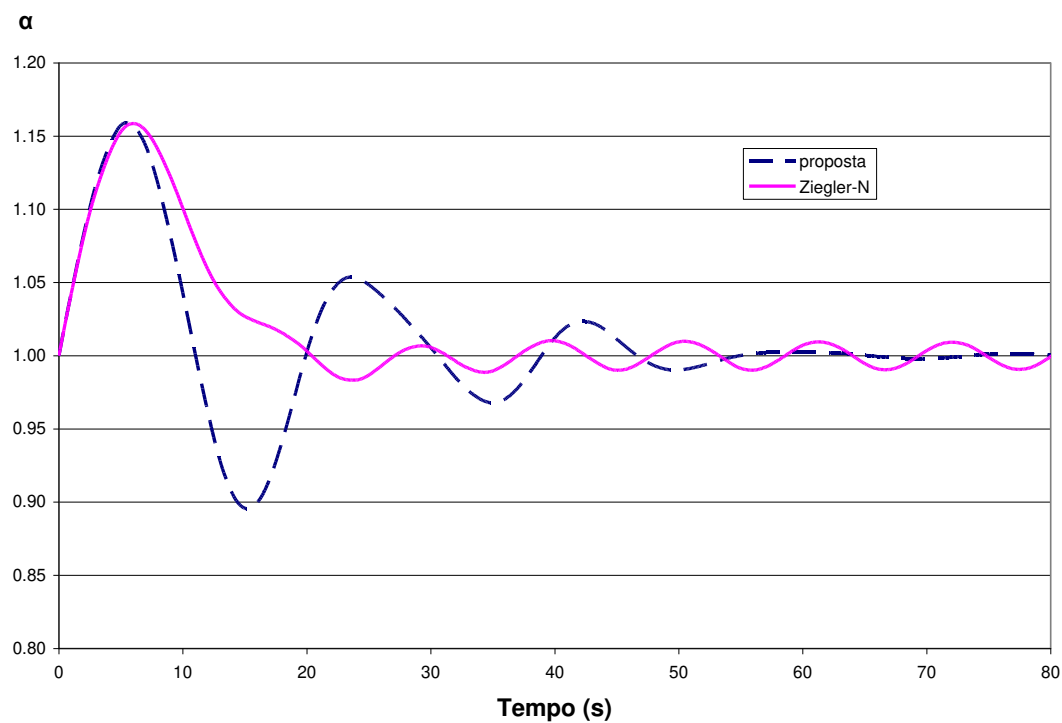


Figura 8.6 – Simulação 3 obtidos com o método de Ziegler-Nichols e o método proposto para $T_w=1.08$ s, $T_m=9.23$ s e rejeição de 20%

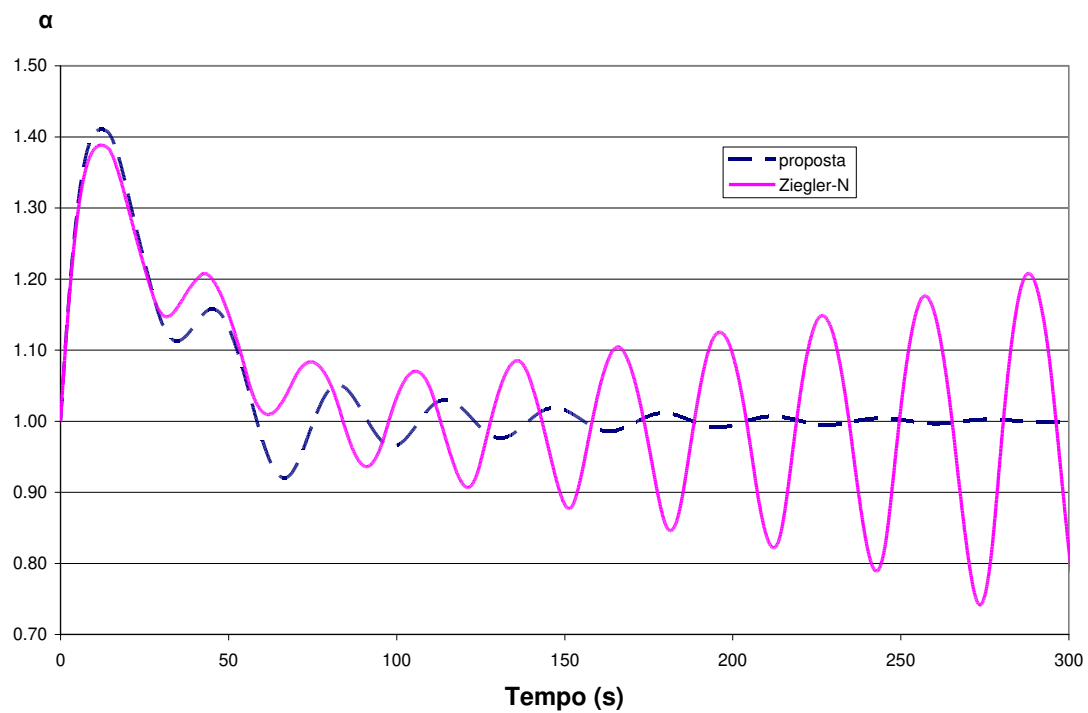


Figura 8.7 - Simulação 4 obtidos com o método de Ziegler-Nichols e o método proposto para $T_w=2.99$ s, $T_m=5.38$ s e rejeição de 20 %

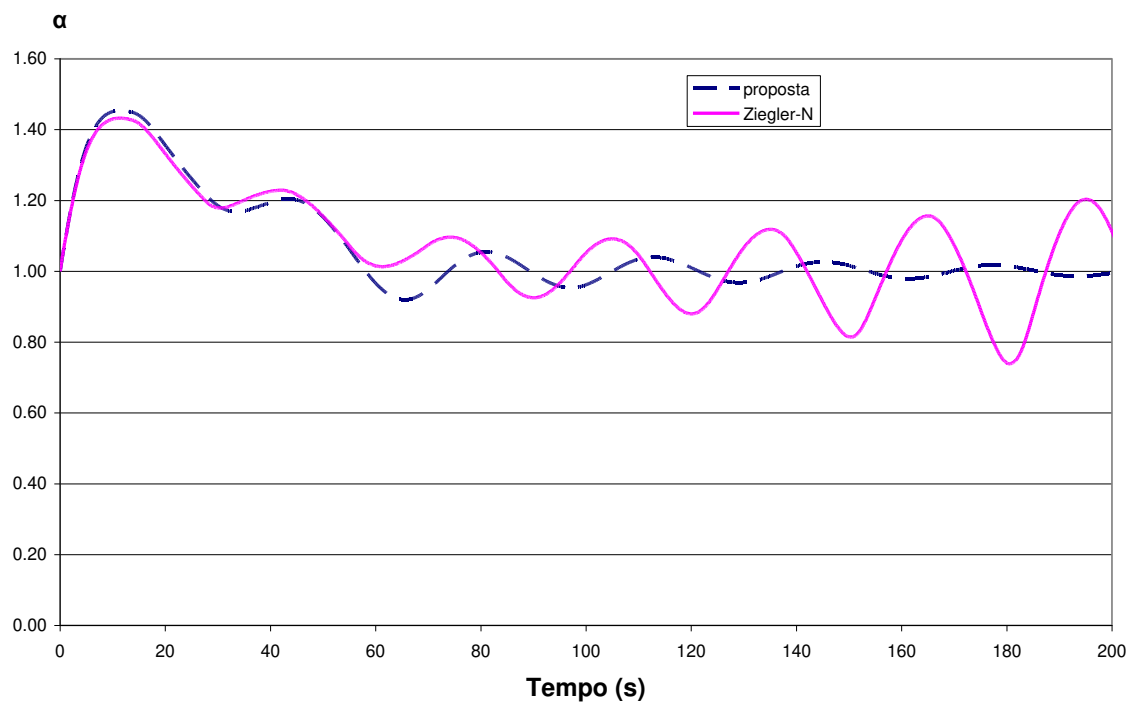


Figura 8.8 – Simulação 9 obtidos com o método de Ziegler-Nichols e o método proposto para $T_w=2.99$ s, $T_m=5.38$ s e rejeição de 30 %

8.2 – Comportamento dos parâmetros obtidos mudando a topologia

8.2.1 – Duas turbinas mantendo-se a velocidade da topologia básica

Conforme GONÇALVES (1997), os valores dos parâmetros do regulador dependem do número de turbinas na instalação. Com o objetivo de estudar o comportamento para esta nova condição, utilizando-se os parâmetros obtidos pelo método proposto, alterou-se a topologia da Figura 6.1 para a Figura 8.9, que contém duas turbinas.

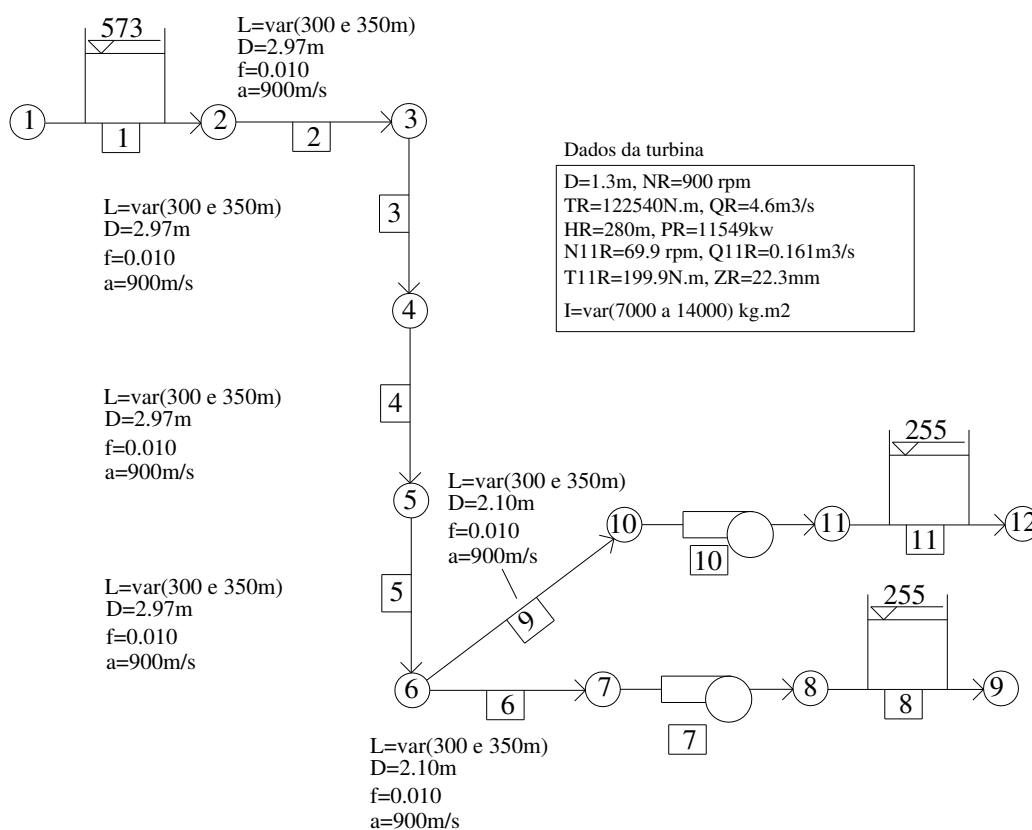


Figura 8.9 – Topologia considerando duas máquinas e variando o diâmetro da instalação

Foram feitas duas simulações para esta nova topologia e as características são apresentadas na Tabela 8.9 e 8.10.

Tabela 8.9 – Dimensionamento do tempo da água (Tw)

Simulação 6 ($\gamma=10\%$) p/ duas turbinas					Simulação 7 ($\gamma=20\%$) p/ duas turbinas				
Tubo	L(m)	q(m ³ /s)	Área(m ²)	Li . vi	Tubo	L(m)	q(m ³ /s)	Área(m ²)	Li . vi
2	300	9.2	6.920	398.844	2	350	9.2	6.920	465.318
3	300	9.2	6.920	398.844	3	350	9.2	6.920	465.318
4	300	9.2	6.920	398.844	4	350	9.2	6.920	465.318
5	300	9.2	6.920	398.844	5	350	9.2	6.920	465.318
6	300	4.6	3.464	398.429	6	350	4.6	3.464	464.833
				1993.804					2326.105
Tw(s)				0.726	Tw(s)				0.847

Tabela 8.10 – Configuração das simulações 6 e 7 para duas turbinas

Método proposto									
Simulação	Tm(s)	Tw(s)	Tm/Tw ²	rejeição	kpu	Pu(s)	kp	ki	kd
6	5.38	0.73	10.38	10%	1.764	7.71	0.935	0.728	0.72
7	10.77	0.85	15.26	20%	2.462	9.00	1.117	0.764	0.98
Método de Ziegler-Nichols									
Simulação	Tm	Tw	Tm/Tw	rejeição	kpu	Pu	kp	ki	kd
6	5.38	0.73	10.38	10%	1.764	7.71	1.182	0.307	1.14
7	10.77	0.85	15.26	20%	2.462	9.00	1.65	0.37	1.86

As Figuras 8.10 e 8.11 apresentam o comportamento do regulador para a estabilização da rotação na instalação com duas turbinas. Percebe-se que as constantes do regulador, apresentadas na Tabela 8.10, ainda são adequadas, mesmo colocando-se mais uma máquina. Os valores dos parâmetros do regulador para a simulação “7” foram os mesmos da simulação “2”, com exceção do diâmetro do tubo que foi alterado para manter o valor do “Tw”. O resultado da estabilização e o fato de se ter usado uma instalação com topologia diferente, mas com o mesmo valor do “Tw” (simulação “2”) comprova que o tempo da água (Tw) é um bom parâmetro para caracterizar a instalação hidráulica, apesar de não considerar as propriedades elásticas da instalação.

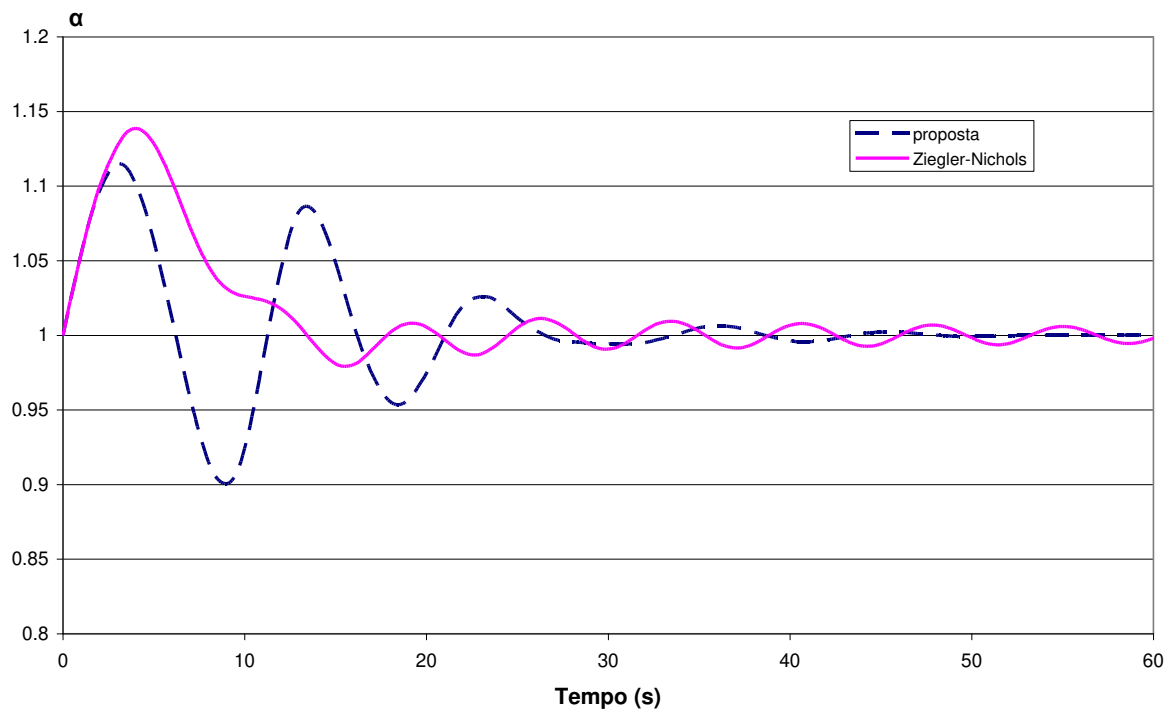


Figura 8.10 – Resultado do comportamento do regulador utilizando os parâmetros obtidos pelo método proposto e por Ziegler-Nichols, na instalação com duas turbinas, com $T_w=0.73s$, $T_m=5.38s$ e rejeição de 10%

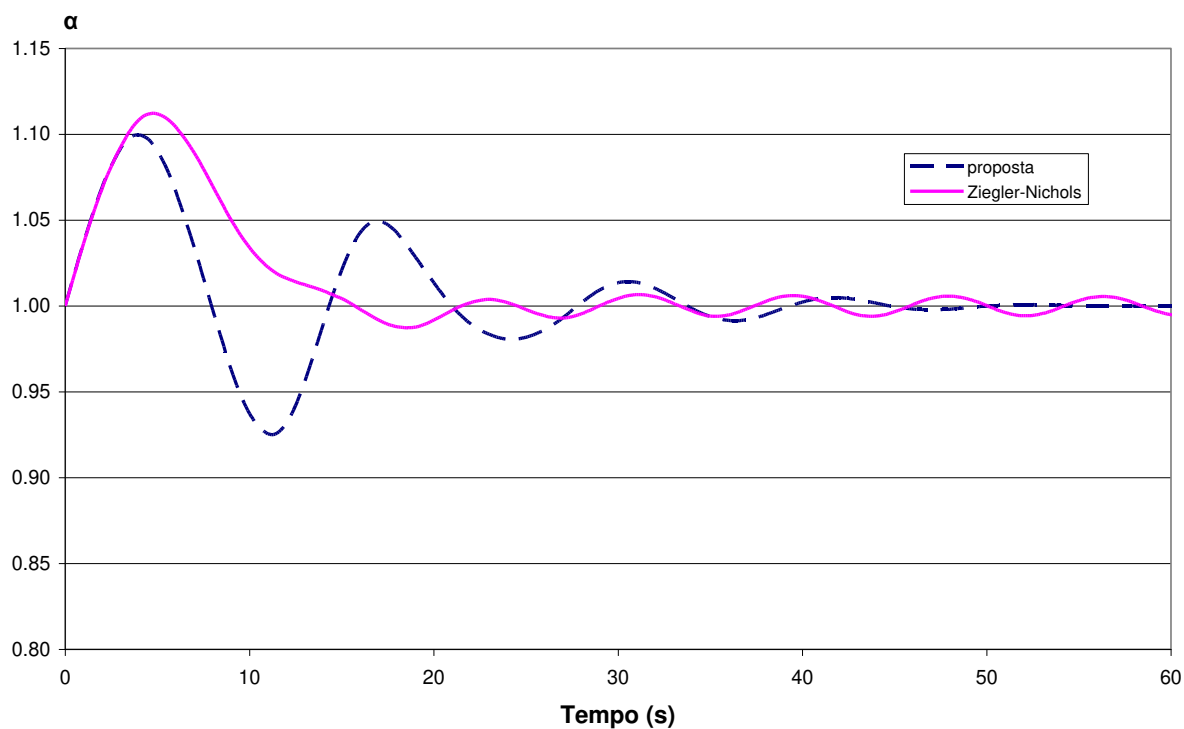


Figura 8.11–Resultado do comportamento do regulador utilizando os parâmetros obtidos pelo método proposto e por Ziegler-Nichols, na instalação c/ duas turbinas, com $T_w=0.85s$, $T_m=10.77s$ e rejeição de 20%

8.2.2 – Duas turbinas e velocidade diferente da topologia básica

Para possibilitar outra análise dos parâmetros do regulador, obtidos pelo método proposto, para instalações com duas máquinas, mudou-se o valor de “Tw”, conforme a Figura 8.12.

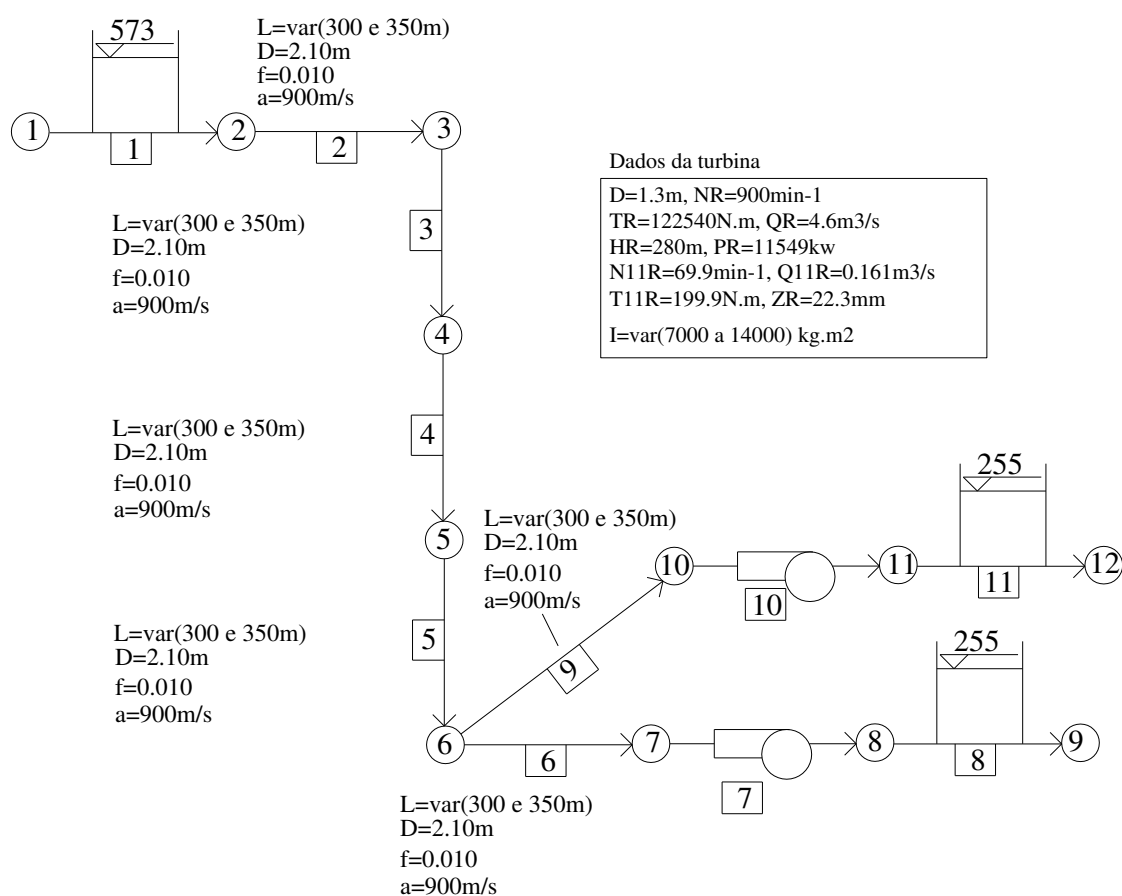


Figura 8.12 – Topologia da instalação para duas máquinas e mantendo constante o diâmetro da instalação

As Tabelas 8.12 e 8.13 apresentam os novos valores de “Tw” e os correspondentes valores dos parâmetros do regulador, que foram obtidos pelas equações propostas.

Tabela 8.11 – Cálculo do Tw para as simulações 8, 9 e 10 para duas turbinas

Simulação 8,9 e 10 p/ duas turbinas				
Tubo	L(m)	q(m3/s)	Área(m2)	Li . vi
2	300	9.2	3.464	796.857
3	300	9.2	3.464	796.857
4	300	9.2	3.464	796.857
5	300	9.2	3.464	796.857
6	300	4.6	3.464	398.429
				3585.858
Tw(s)				1.305

Tabela 8.12 – Parâmetros do regulador para as novas simulações (8,9 e 10)

Método proposto									
Simulação	Tm(s)	Tw(s)	Tm/Tw ²	rejeição	kpu	Pu(s)	kp	ki	kd
8	5.38	1.31	3.16	10%	0.984	13.80	0.442	0.192	0.58
9	5.38	1.31	3.16	20%	0.998	13.80	0.260	0.113	0.32
10	5.38	1.31	3.16	30%	0.903	13.80	0.217	0.094	0.26
Método de Ziegler-Nichols									
Simulação	Tm	Tw	Tm/Tw ²	rejeição	kpu	Pu	kp	ki	kd
8	5.38	1.31	3.16	10%	0.984	13.80	0.659	0.096	1.14
9	5.38	1.31	3.16	20%	0.998	13.80	0.668	0.097	1.15
10	5.38	1.31	3.16	30%	0.903	13.80	0.605	0.088	1.04

O resultado das simulações, que buscam a estabilização da rotação para os novos valores de “Tw” com duas turbinas, é apresentado nas Figuras 8.13, 8.14 e 8.15. Percebe-se que o método proposto permite uma estabilização mais rápida da rotação, apesar de resultar numa amplitude da rotação maior do que a amplitude de rotação gerada pelo método de Ziegler-Nichols, em alguns casos.

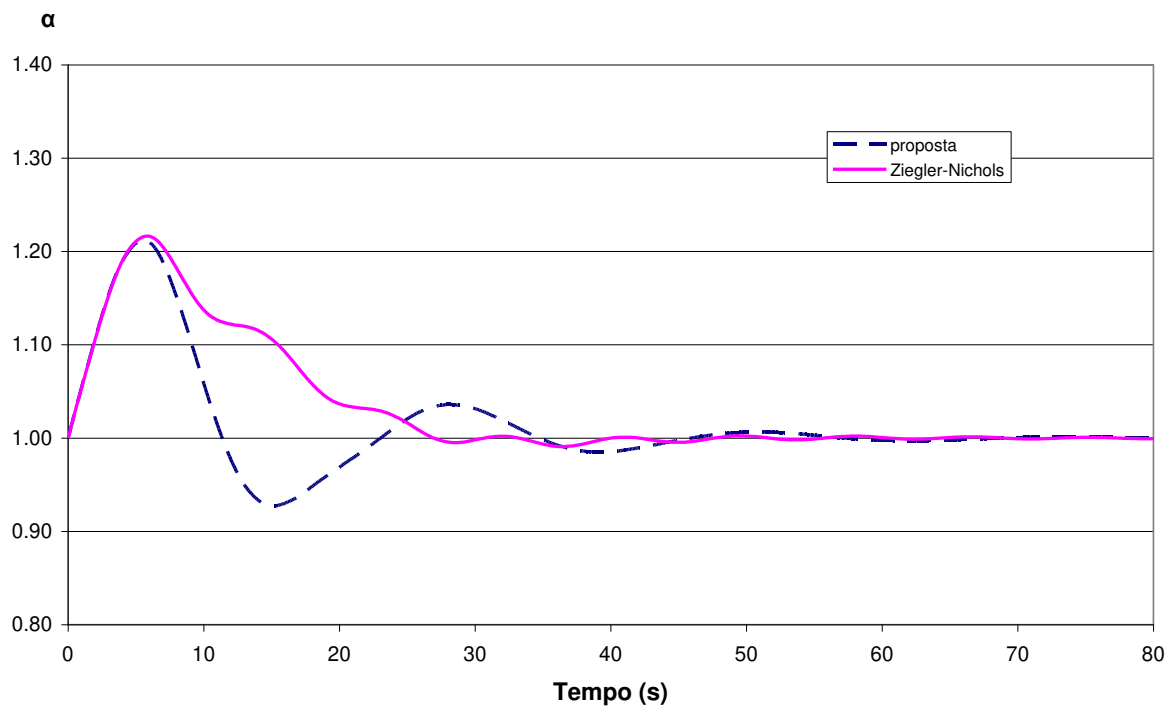


Figura 8.13 – Estabilização da rotação com $T_w=1.31s$, $T_m=5.38s$ e rejeição de 10%, para duas turbinas

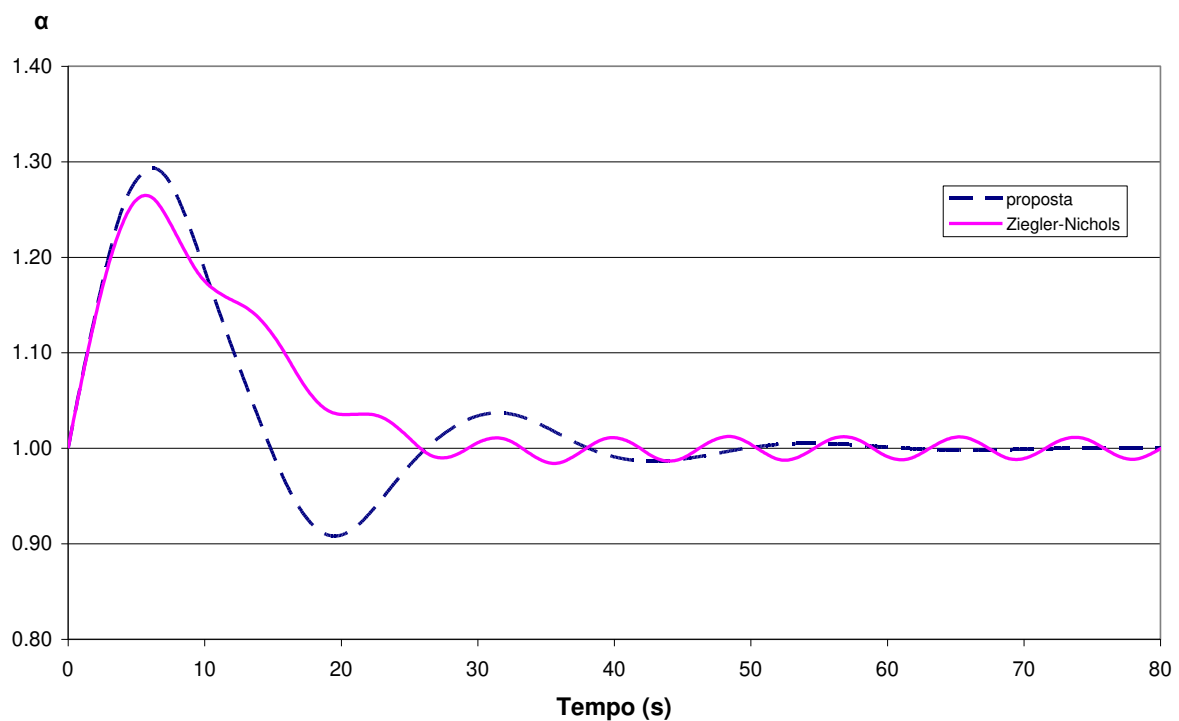


Figura 8.14 – Estabilização da rotação com $T_w=1.31s$, $T_m=5.38s$ e rejeição de 20%, para duas turbinas

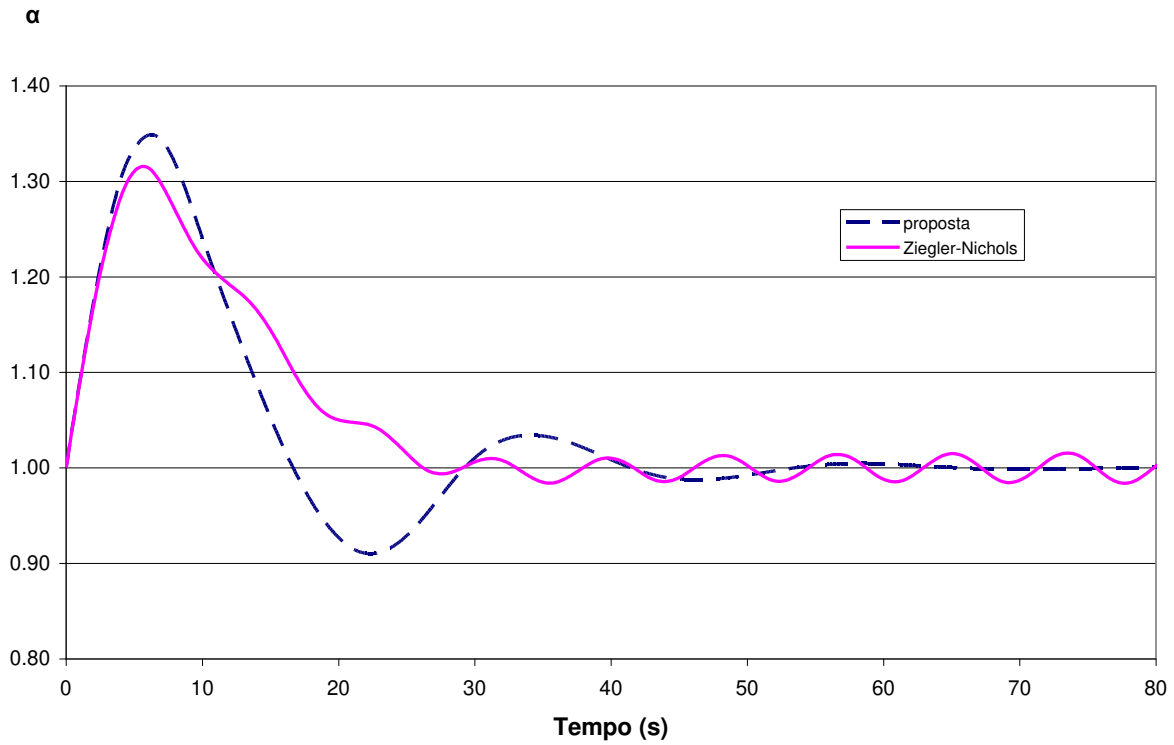


Figura 8.15 – Estabilização da rotação com $T_w=1.31s$, $T_m=5.38s$ e rejeição de 30%, para duas turbinas

8.3 – Proposta de equações gerais para obtenção dos parâmetros do regulador

As equações propostas, anteriormente, permitem obter os valores de k_{pu} , k_p , k_i e k_d em função da relação entre “ T_m ” e “ T_w ” para as rejeições de 10%, 20% e 30%. Com o objetivo de se obter os parâmetros, acima relacionados, para as rejeições intermediárias entre 10% e 30%, foram criadas as equações 8.21, 8.22, 8.23 e 8.24, respectivamente, para k_{pu} , A, D e E. Estas equações ainda permitem também a extrapolação de valores dos parâmetros do regulador para rejeições fora da faixa estudada.

$$k_{pu} = (0.075\gamma^2 - 0.0255\gamma - 0.0018)(T_m/T_w^2)^2 + (-0.427\gamma + 0.2701)(T_m/T_w^2) + (0.899\gamma + 0.2322) \quad (8.21)$$

Lembrando que:

$$P_u = 10.33T_w + 0.3217 \quad [6.10] \quad \text{ou} \quad P_u = 10.33T_w \quad (6.11)$$

$$A = -0.0006(Tm/Tw^2)^2 + (-0.13\gamma^2 + 0.078\gamma + 0.0166)(Tm/Tw^2) + (8.79\gamma^2 - 4.644\gamma + 0.7585) \cdot (8.22)$$

$$\text{Onde } k_p = Ak_{pu}$$

$$D = (-0.02\gamma^2 + 0.008\gamma - 0.0041)(Tm/Tw^2)^2 + (-0.795\gamma^2 + 0.4765\gamma + 0.0987)(Tm/Tw^2) + (52.775\gamma^2 - 27.881\gamma + 4.5526) \quad (8.23)$$

$$\text{Onde } k_i = D \frac{k_{pu}}{P_u}$$

$$E = (-0.0025\gamma^2 + 0.0011\gamma - 0.0001)(Tm/Tw^2)^2 + (0.02\gamma^2 - 0.008\gamma + 0.0031)(Tm/Tw^2) + (0.81\gamma^2 - 0.434\gamma + 0.0706) \quad (8.24)$$

$$\text{Onde } k_d = Ek_{pu}P_u$$

γ é a rejeição da potência de projeto e varia entre 10 a 30%

Com as equações gerais propostas, foram simuladas novas situações variando-se “Tw” e “ γ ”, com valores não simulados no estudo dos coeficientes, e variou-se “Tm” entre os valores conhecidos (5.38s, 7.69s, 9.23s e 10.77s). A topologia utilizada para estas novas simulações é a mesma da instalação apresentada na Figura 6.1 (topologia básica). As Tabelas 8.14 e 8.15 apresentam, respectivamente, os valores dos parâmetros do regulador obtidos pelas novas equações e pelo método de Ziegler-Nichols.

Tabela 8.13 – Valores dos parâmetros do regulador obtidos pelas equações gerais

Equações propostas														
Tw	Tm	rejeição	Tm/Tw ²	kpu	Pu	A	D	E	kp	ki	kd	bt	Ti	Td
0.84	10.77	15%	15.264	2.5948	8.9989	0.5072	3.1019	0.0616	1.3161	0.8944	1.4391	0.7598	1.4715	1.0935
0.84	10.77	25%	15.264	2.1378	8.9989	0.4341	2.6667	0.053	0.928	0.6335	1.0189	1.0776	1.4649	1.098
1.08	9.23	17%	7.9132	1.6995	11.478	0.392	2.3705	0.0395	0.6663	0.351	0.7705	1.5009	1.8983	1.1563
2.99	5.38	13%	0.6018	0.4768	31.208	0.3179	1.9073	0.0293	0.1516	0.0291	0.4362	6.5976	5.2013	2.8778
2.99	5.38	28%	0.6018	0.5734	31.208	0.1641	0.9844	0.014	0.0941	0.0181	0.2514	10.628	5.2023	2.672

Tabela 8.14 – Valores dos parâmetros do regulador obtidos pelo método de Ziegler-Nichols

Ziegler-Nichols												
Tw	Tm	rejeição	Tm/Tw ²	kpu	Pu	kp	ki	kd	bt	Ti	Td	
0.84	10.77	15%	15.264	2.5948	8.9989	1.7385	0.3864	1.9556	0.5752	4.4995	1.1249	
0.84	10.77	25%	15.264	2.1378	8.9989	1.4323	0.3183	1.6111	0.6982	4.4995	1.1249	
1.08	9.23	17%	7.9132	1.6995	11.478	1.1387	0.1984	1.6337	0.8782	5.7391	1.4348	
2.99	5.38	13%	0.6018	0.4768	31.208	0.3195	0.0205	1.2462	3.1302	15.604	3.9011	
2.99	5.38	28%	0.6018	0.5734	31.208	0.3842	0.0246	1.4987	2.6029	15.604	3.9011	

As Figuras 8.16, 8.17, 8.18, 8.19 e 8.20 apresentam os resultados das simulações que buscam a estabilização da rotação. O método proposto consegue estabilizar a rotação para qualquer situação de “Tw” e de rejeição. A variação máxima da rotação, em quase todos os casos, aconteceu nas curvas de estabilização que utilizaram o método de Ziegler-Nichols. No entanto, a variação da rotação abaixo do valor de referência foi maior no método proposto em relação ao método de Ziegler-Nichols.

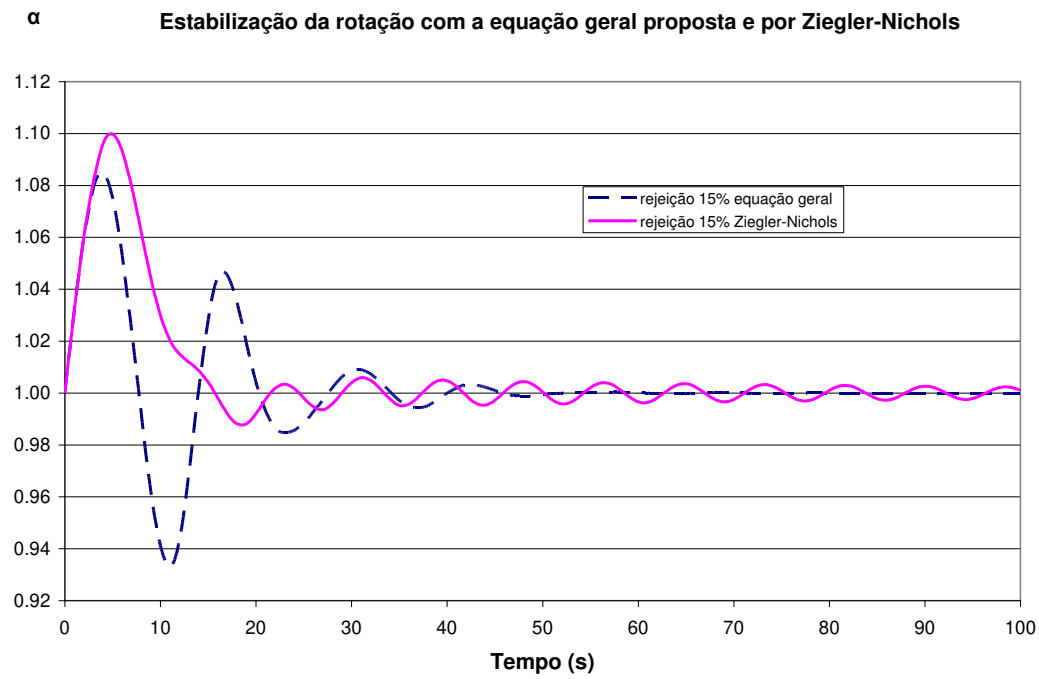


Figura 8.16 - $T_w=0.84s$; $T_m=10.77s$ e rejeição de 15%

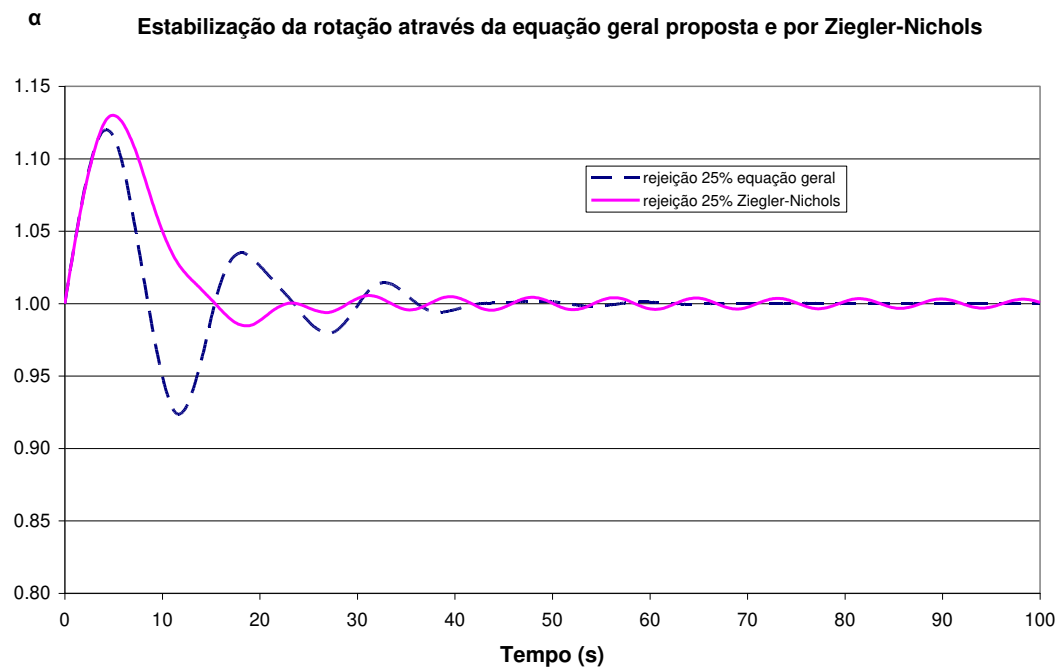


Figura 8.17 - $T_w=0.84s$; $T_m=10.77s$ e rejeição de 25%

α Estabilização da rotação através da equação geral proposta e por Ziegler-Nichols

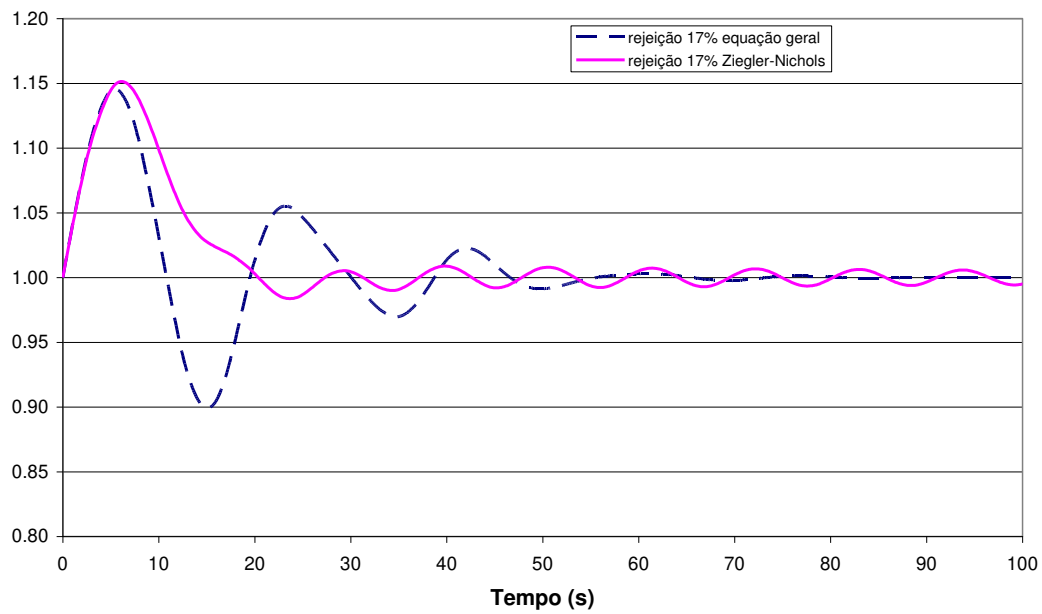


Figura 8.18 - $T_w=1.08s$; $T_m=9.23s$ e rejeição de 17 %

α Estabilização da rotação através da equação geral proposta e por Ziegler-Nichols

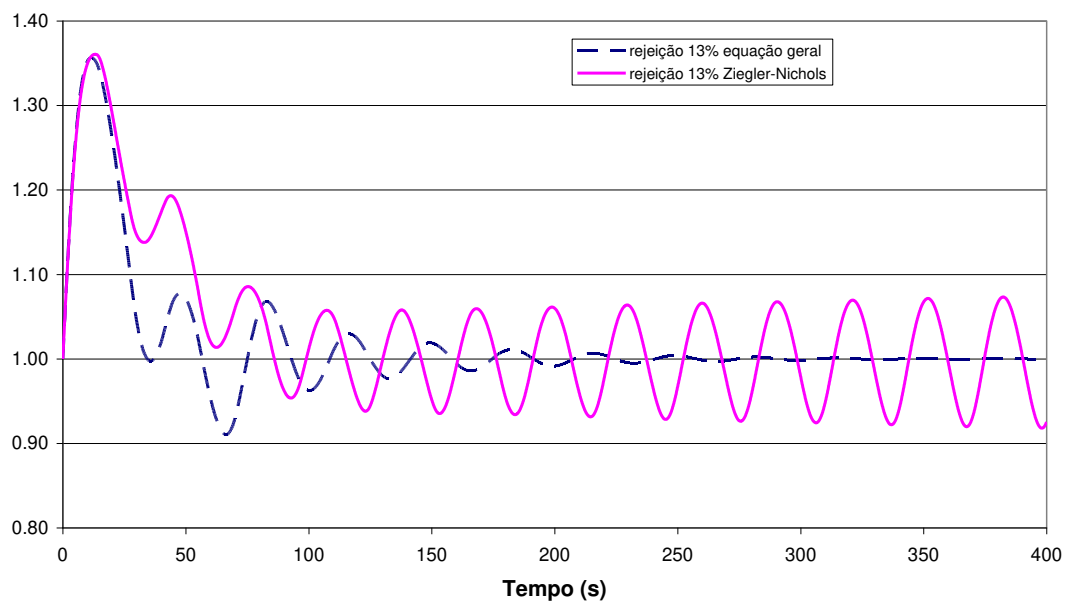


Figura 8.19 - $T_w=2.99s$; $T_m=5.38s$ e rejeição de 13 %

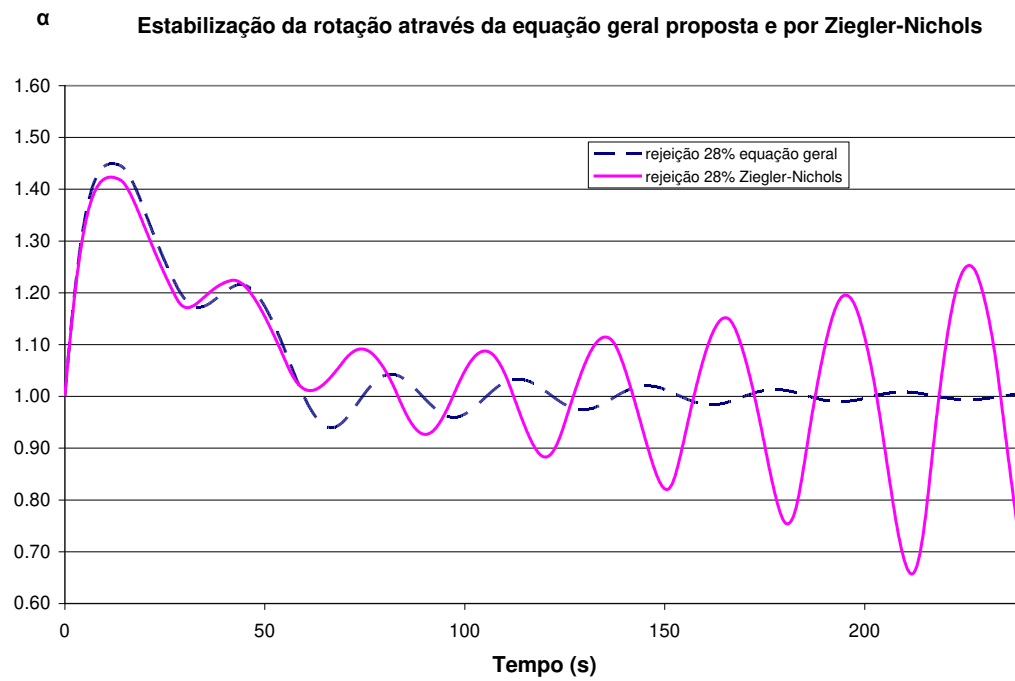


Figura 8.20 - $T_w=2.99s$; $T_m=5.38s$ e rejeição de 28%

9 – Conclusões

Através das simulações efetuadas é possível concluir os seguintes:

1- O método de Ziegler-Nichols define os parâmetros do regulador considerando as características hidráulicas da instalação e da máquina.

2- As constantes aplicadas à constante proporcional última e ao período último, obtidas através do método de Ziegler-Nichols e utilizadas nas simulações, não apresentam bons resultados em algumas situações.

3- As equações ajustadas para cada rejeição, estudada neste trabalho e que definem os parâmetros do regulador, apresentaram bons resultados, segundo as condições impostas, para as topologias analisadas.

4- Os coeficientes que deverão ser aplicados à constante proporcional última e ao período último, para obtenção das constantes proporcional, integral e derivativo propostos por este trabalho, variam em função do tempo da máquina e do tempo da água.

5- O modelo proposto mostrou-se adequado para todas as topologias diferentes que foram simuladas. A comparação de resultados de algumas simulações, que utilizaram parâmetros

do regulador obtidos pelo método proposto e pelo método de Ziegler-Nichols, evidencia o bom desempenho dos parâmetros do modelo proposto, principalmente para rejeições acima de 10%.

6- Fica evidente a necessidade de mais simulações e de mais estudos para verificar se as equações, propostas neste trabalho, são adequadas ou não para topologias não simuladas. Portanto, é necessário estudar as equações do modelo proposto para diferentes disposições da instalação, inclusive considerando-se a variação do número de máquinas, máquinas agrupadas com características diferentes, etc.

7- Comprova-se a dificuldade de regulação da instalação quando T_m/T_w^2 é menor que “2”, conforme já mencionado pelo Bureau of Reclamation – USA (Chaudhry, 1986).

8- Nota-se que a rejeição interfere nos parâmetros do regulador.

9- As equações gerais, para qualquer rejeição entre 10% e 30%, mostraram-se adequadas e eficientes para a obtenção dos parâmetros do regulador.

10- Os tempos da água e da máquina, da maneira em que são propostos neste trabalho, não consideram as características elásticas da instalação. Sugere-se como pesquisa a utilização da constante da tubulação hidráulica “ 2ρ ”, sugerida por Parmakian (1963).

10- Referências Bibliográficas

ALMEIDA, A. B. e KOELLE E.. **Fluid transients in pipe networks**. Computational mechanics publications and elsevier applied science, 1992.

RALSTON, Anthony . **A first course in numerical analysis**. 2nd edition. New York: McGraw Hill Book Company, 1978.

ANDRADE, J. G. P. . **“Análise e otimização da operação de usinas hidrelétricas”**. Tese apresentada à faculdade de engenharia civil, da Universidade Estadual de Campinas, para obtenção do título de Livre Docente na área de mecânica dos fluídos, Campinas, 1994.

ANDRADE, JoséGeraldo P. and MARTIN, Samuel C.. **Representation of pump-turbine characteristics using Fourier series**. International conference on unsteady flow and fluid transients. Durham, UK, 1992.

BRETAS, Newton Geraldo. **“Controle automático de carga-frequência e divisão econômica de cargas”**. Dissertação apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos da USP, para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Elétrica, São Carlos, 1976.

CASTRO, Marcelo Silva. “**A influência de controladores FACTS na estabilidade de ângulo a pequenas perturbações de sistemas elétricos de potência**”. Dissertação de Mestrado apresentado à faculdade de Engenharia Elétrica e de Computação como parte dos requisitos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Elétrica, Campinas, 2005.

CHAUDHRY, M. H. . **Applied hydraulic transients**. . 2nd Edition. New York: Ed. Van Nostrand Reinhold Company, 1986.

DIN 4321. Especificações dos preparativos para sistemas de controle de turbinas hidráulicas.

DONSKY, B. . **Complete pump characteristics and the effect of specific on hydraulic transients**. Journal basic engineering. Transaction, Asme, vol. 83, pp. 685-699, 1961.

GONÇALVES, Manoel N. F. . “**Análise e otimização dos parâmetros do regulador de velocidade e utilização de controle adaptativo em máquinas hidráulicas através do método das características e do segundo método de Ziegler-Nichols**”. Tese apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Doutor em Engenharia, São Paulo, 1997.

KNAPP, R. T. **Complete characteristics of centrifugal pumps and their uses in the prediction of transients Behavior**. Transaction Asme, vol. 59, pp. 683-689, 1937.

KOELLE, Edmundo. **Transientes Hidráulicos em Instalações de Conduitos Forçados**. Aplicações em Engenharia. Apostila da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 1983.

KOELLE, Edmundo & ANDRADE, José Geraldo P.. **Análise da operação transitória da usina hidroelétrica**. A representação das características das máquinas hidráulicas. Conferência internacional small medium. pp. 281-290. São Paulo, 1990.

KOSOW, I. L.. **Máquinas Elétricas e Transformadores**. Tradução de Felipe L. R. Daiello e Percy A. P. Soares. 15^a edição. S. Paulo: Editora Globo, 2005.

LUVIZOTTO JR., Edevar and KOELLE, Edmundo. **The analytic representation of the characteristics of hydraulic machines for computer simulations**. International Conference on Unsteady Flow and Fluid Transients, Durham, UK, 1992.

LUVIZOTTO JR., Edevar & SOUZA, Podalyro A. . **“A representação analítica das curvas características das máquinas hidráulicas para uso em rotinas de simulações computacionais”**. Dissertação apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Mestre em Engenharia. São Paulo, 1991.

MARTIN, C . Samuel. **“Representação de características de máquinas hidráulicas”**. Intercâmbio internacional em transientes e cavitação. CTH/EDUSP, São Paulo, 1982.

MELLO, F. P. de . **Dinâmica e controle de geração**. Curso de engenharia em sistemas elétricos de potência série P. T. I. . Universidade Federal de Santa Maria (RS), 1979.

MILLER, Robert H. . **Operação de sistemas de potência**. Eletrobrás, S. Paulo: McGraw-Hill, 1987.

MONTICELLI A. e GARCIA, A.. **Introdução a sistemas de energia elétrica**. Campinas: Editora da Unicamp, 2000.

OGATA, K. . **Engenharia de controle moderno**. 1st and 2nd edition. Rio de Janeiro: Prentice Hall do Brasil, 1982 and 1993.

PARMAKIAN, John. **Waterhammer Analysis**. New York: Dover Publications, Inc, 1963.

PAZ, Marcos de Araújo. “**Modelo reduzido de linhas de transmissão para transitórios eletromagnéticos – aplicação de propriedades complexas**”. Tese de doutorado apresentada à Faculdade de Engenharia Elétrica e de Computação como parte dos requisitos para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Elétrica, Campinas, 2005.

PRADO, Afonso José do . “**Modelo de linha de transmissão de circuito duplo trifásico utilizando parâmetros dependentes da frequência**”. Tese de doutorado apresentada à Faculdade de Engenharia Elétrica e de Computação da Universidade Estadual de Campinas (Unicamp), como parte dos requisitos para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Elétrica, Campinas, 2002.

QUEIROZ, Júlio Cesar Braz. Apostila sobre a disciplina teórica “Identificação de sistemas”. Puc – Minas – DEET.

SANTOS, Ronaldo Pellicer D. . “**Análise dos parâmetros do regulador de uma turbina hidráulica**”. Dissertação apresentada à Universidade Estadual de Campinas para obtenção do título de Mestre em Engenharia, Campinas, 2004.

SILVA, Cláudio Homero Ferreira. **Modelagem e aplicação de técnicas de controle moderno a sistemas reguladores de velocidade e tensão de máquinas síncronas de pequenas centrais hidrelétricas**. Dissertação apresentada à Universidade Federal de Uberlândia para obtenção do título de Mestre em Engenharia, Uberlândia, 2002.

STEPHANOPOULOS, G. . **Chemical Process Control**. An introduction to theory and practice. New Jersey: Prentice hall, inc, 1984.

VAN LAMMEREN, W. P. A., VAN MANEN, J. D. & OOSTERVELD, M.W.C. **The wageningen B-Screw series**. Transaction Sname vol. 77, 1969.

THORLEY, A. R. D. e CHAUDHRY, A. .**“7th International conference on pressure surges and fluid transients in pipelines and open channels “**, 1996.

WYLIE E. Benjamin e STREETER, Victor L. .**Fluid transients.**, New York: McGraw -Hill international book company, 1978.