

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA SERVOPNEUMÁTICO PARA REGULAÇÃO DE
VELOCIDADE DE TURBINAS EM PEQUENAS CENTRAIS HIDRELÉTRICAS**

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

YESID ERNESTO ASAFF MENDOZA

Florianópolis, dezembro de 2006

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA SERVOPNEUMÁTICO PARA REGULAÇÃO DE
VELOCIDADE DE TURBINAS EM PEQUENAS CENTRAIS HIDRELÉTRICAS**

YESID ERNESTO ASAFF MENDOZA

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA

sendo aprovada em sua forma final.

Prof. Victor Juliano De Negri, Dr. Eng. - Orientador.

Prof. Fernando Cabral, Ph.D. - Coordenador do Curso.

BANCA EXAMINADORA

Raul Guenther, Dr. Sc. - Presidente

Arno Bollmann, Dr. Eng.

Eduardo André Perondi, Dr. Eng.

“La ocasión solamente encuentra a quien esta preparado. Tiene un gran ideal: Amadlo, cultivadlo, preparaos para obtenerlo. Y tarde o temprano, si tenéis constancia y un corazón entusiasta. Dios suscitará una circunstancia, tal vez imprevista y que parecía poco probable, que hará explotar la chispa de la gran ocasión y obtendréis vuestro ideal.”

San Juan Bosco

A minha família.

AGRADECIMENTOS

A Deus por dar-me sabedoria, espírito e o livre arbítrio.

A minha família em especial a minha mãe, meu irmão e minha avó pelo apoio e palavras de incentivo dados na distancia.

A Cindy, musa inspiradora, companheira, amiga, incentivadora, por todo o amor e compreensão dedicados a mim em todo este tempo.

A Sergio e Maria Helena por acreditar em mim como pessoa e como profissional, por dar-me a força inicial.

Ao Professor Victor Juliano De Negri pelo apoio, orientação e respeito demonstrados no recorrer do trabalho, através do qual foi possível sua concretização.

Aos colegas e, mais que tudo, companheiros do trabalho do Laship, Pedro Ivo Pereira, Gilson Porciúncula, Rodrigo Souto, Luciano Retzlaff, Yuji Sakurada, Luiz Haddad, Tiago Koga, Cláudio Machado, Henri Belan, Alisson Dalsasso, Alessandro Souza pelas discussões sobre os mais diversos assuntos, pelo suporte e colaboração.

A meus amigos Guber Guerrero, Felix Yañez, Renzo Figueroa, Rodrigo Velásquez, Vanessa Michels, Leonel Rincón, Wuilli Ocaña, Victor Heredia, Mario Roballo, Liliana Rios, William Ibañez, Luis García, Omar Suescún, Wilson Tafur, David Hoyos, José Burgos e Liliana Príncipe por sua amizade incondicional.

Ao CNPq, a REIVAX Automação e ao Curso de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da UFSC pela oportunidade e apoio indispensáveis.

Finalmente, dedico agradecimento especial ao grande país de Brasil por sua cultura e o espírito hospitaleiro de seu povo.

SUMÁRIO

Lista de figuras.....	xv
Lista de tabelas.....	xix
Simbologia.....	xxi
Resumo.....	xxv
Abstract.....	xxvii
1. Introdução.....	1
1.1 Contextualização.....	1
1.1.1 Reguladores de Velocidade.....	1
1.1.2 Sistemas Pneumáticos.....	1
1.1.3 Posicionadores servopneumáticos.....	3
1.2 Objetivos e metodologia.....	4
1.3 Justificativas.....	4
1.4 Estrutura do trabalho.....	5
2. Reguladores de velocidade e posicionadores pneumáticos.....	7
2.1 Fundamentos de usinas elétricas.....	7
2.2 Centrais Hidrelétricas.....	7
2.2.1 Turbinas hidráulicas.....	8
2.3 Reguladores de velocidade (RV).....	10
2.3.1 Antigos e novos reguladores.....	11
2.3.2 Relação dos tipos de turbinas com os reguladores.....	13
2.4 O distribuidor.....	14
2.4.1 Distribuidor Fink e tipos de regulação.....	16
2.4.2 Parâmetros do distribuidor Fink.....	17
2.4.3 Servomotores.....	19
2.4.4 Critérios de dimensionamento dos servomotores.....	22
2.5 Posicionadores servopneumáticos.....	24
2.5.1 Introdução.....	24
2.5.2 Características do sistema servopneumático.....	24
3. Modelagem matemática.....	27
3.1 Introdução.....	27
3.2 Modelo matemático não linear.....	28
3.2.1 Equação de vazão mássica para um escoamento compressível na válvula reguladora de vazão.....	28
3.2.2 Equação de vazão mássica de acordo com a norma ISO 6358.....	32
3.2.3 Abertura parcial da servoválvula.....	35
3.2.4 Equação da continuidade para um escoamento compressível em um volume de controle.....	39

3.2.4.1	Equação da continuidade para um escoamento compressível na câmara A dos cilindros.....	40
3.2.4.2	Equação da continuidade para um escoamento compressível na câmara B dos cilindros.....	41
3.2.5	Equação do movimento – Dinâmica do cilindro	42
3.2.6	Modelo do coeficiente de atrito viscoso variável.....	43
3.2.7	Modelo da compensação da zona morta (ZM) da válvula	46
3.3	O controlador PID.....	48
4.	Descrição do experimento	51
4.1	Introdução	51
4.2	Descrição geral do sistema.....	52
4.3	Componentes do sistema servopneumático e hidráulico de carregamento.....	57
4.3.1	Servoválvula.....	57
4.3.2	Válvula reguladora de pressão.....	57
4.3.3	Cilindros pneumáticos	58
4.3.4	Válvulas reguladoras de vazão	58
4.3.5	Filtros e acumulador.....	59
4.3.6	Circuito hidráulico de carregamento.....	59
4.4	Sistemas de medição	60
4.4.1	Transdutores de pressão absoluta.....	60
4.4.2	Transdutor de posição.....	62
4.5	Sistema de aquisição e geração de dados e controle.....	63
5.	Análise dos resultados.....	65
5.1	Entradas desejadas no sistema	65
5.2	Metodologia de ensaios	67
5.3	Resultados teórico – experimentais	68
5.3.1	Resposta do sistema sem carga e sem compensação da zona morta.....	68
5.3.2	Resposta do sistema sem carga e com compensação da zona morta.....	68
5.3.3	Comparação da resposta do sistema com e sem compensação da zona morta	75
5.3.4	Resposta do sistema com carregamento e com compensação da zona morta	78
5.3.5	Resposta do sistema com carregamento e compensação de zona morta, com válvulas de regulação de vazão (restrições).	84
5.3.6	Sincronização.....	92
6.	Conclusões	95
	Referências bibliográficas	97

Apêndice A - Dimensionamento do sistema pneumático utilizado no servoposicionador para o regulador de velocidade.....	103
A.1 Introdução.....	103
A.2 Especificações estáticas e dinâmicas.....	103
A.3 Dimensionamento do circuito de atuação do distribuidor.....	105
A.3.1 Concepções do mecanismo de acionamento.....	105
A.3.2 Pressão de suprimento do circuito de atuação.....	106
A.4 Dimensionamento do sistema.....	107
A.4.1 Estimativa do trabalho de regulação.....	107
A.4.2 Dimensionamento do servomotores.....	111
A.4.3 Dimensionamento da válvula.....	112
A.4.4 Dimensionamento do reservatório.....	114
Apêndice B - Levantamento de maquinas PCH'S FRANCIS.....	117
Apêndice C - Determinação das características de vazão em válvulas pneumáticas: Análise da norma ISO 6358.....	119
Apêndice D - Parâmetros e modelos utilizados na simulação.....	125
Apêndice E - Modelo em Simulink da planta do controlador para a aquisição e geração dos dados experimentais.....	137
Apêndice F - Projeto mecânico.....	139

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 Componentes de uma usina hidrelétrica. (ITAIPU, 2006).....	7
Figura 2.2 Turbina Kaplan (LITTLER, 1996)	8
Figura 2.3 Turbina Francis (LITTLER, 1996).....	9
Figura 2.4 Corte Transversal de uma turbina Pelton de dois jatos (MACINTYRE, 1983).....	9
Figura 2.5 Sistema mecânico-hidráulico simplificado do regulador convencional.....	12
Figura 2.6 Sistema mecânico-hidráulico simplificado do regulador moderno	13
Figura 2.7 Unidade hidráulica e regulador digital (REIVAX, 2006).....	14
Figura 2.8 Anel de regularização de turbina Francis e comando das pás diretoras do distribuidor (MATAIX,1975).	15
Figura 2.9 Caixa espiral: A) local do distribuidor; B) local do rotor; 1) caixa espiral; 2) virola; 3) entrada do distribuidor; 4) palheta fixa; 5) defletor de junção; 6) janela; 7) flange de estruturação (MATAIX,1975).....	16
Figura 2.10 Distribuidor de uma turbina de reação: 1) anel inferior onde estão montados as pás; 2) pás diretoras giratórias de perfil aerodinâmico; 4) manivelas solidárias às pás; 5) bielas reguláveis fixas; 6) anel de regularização (MATAIX,1975).	17
Figura 2.11 Distribuidor Fink: a) anel de regularização exterior; b) anel de regularização interior (MATAIX,1975).....	18
Figura 2.12 Distribuidor Fink: a) aberto; b) fechado (MATAIX,1975).	18
Figura 2.13 Pás do distribuidor: a) posição de abertura; b) posição de fechamento; c) posição de abertura máxima (MATAIX, 1975).	20
Figura 2.14 Esquema de regularização do distribuidor com apenas um servomotor e duas barras (MATAIX,1975).....	20
Figura 2.15 Detalhes principais da turbina da PCH de Herval	21
Figura 2.16 Acionamento do distribuidor Fink com dois servomotores de duplo efeito (MATAIX,1975).....	21
Figura 2.17 Diagrama de esforços de regulação exercidos por um servomotor em função do curso (VIVIER, 1996).....	22
Figura 2.18 Servoposicionador pneumático	25
Figura 2.19 Curvas típicas dos ganhos de pressão para os diferentes tipos de centro (PERONDI, 2002).....	26
Figura 3.1 Vazão mássica através de uma válvula em função da razão de pressões, (DE NEGRI, 2001).....	32
Figura 3.2 Abertura relativa do pórtico A em função da tensão de referencia aplicada à servoválvula (VIEIRA,1998).	36
Figura 3.3 Abertura relativa do pórtico B em função da tensão de referencia aplicada à servoválvula (VIEIRA,1998).	37

Figura 3.4 Configuração das câmaras do circuito pneumático.....	41
Figura 3.5 Efeito Stribeck.....	43
Figura 3.6 Trajetórias do modelo de atrito (MACHADO (2003)).....	44
Figura 3.7 Mapa de atrito estático do cilindro 2A1.....	45
Figura 3.8 Mapa de atrito estático do cilindro 2A2.....	45
Figura 3.9 Representação gráfica da não linearidade de zona-morta.....	47
Figura 3.10 Representação gráfica da inversa da não linearidade de zona-morta com suavização nas proximidades da origem (VALDIERO, 2005).	48
Figura 3.11 Diagrama de blocos de um controlador PID (BAZANELLA (2005))	49
Figura 4.1 Bancada de testes	51
Figura 4.2 Componentes da bancada de testes	52
Figura 4.3 Esquema da bancada de testes (codificação segundo Tabela 4.1).....	53
Figura 4.4 Circuito elétrico de aquisição e controle de sinais.....	55
Figura 4.5 Circuito elétrico de alimentação dos solenóides das válvulas proporcional de vazão e regulação de pressão mais a alimentação do transdutor de posição	56
Figura 5.1 Diagrama de esforços de manobra do distribuidor (VOITH 1974)	66
Figura 5.2 Resposta do sistema sem carregamento para uma seqüência de degraus de 5% do curso do cilindro, com posição inicial de 128mm, sem compensação de ZM; $K_P=280$, $K_I=0.2$, $K_D=6$	70
Figura 5.3 Resposta do sistema sem carregamento para uma seqüência de degraus de 10% do curso do cilindro, com posição inicial de 112mm, sem compensação de ZM; $K_P=280$, $K_I=0.2$, $K_D=6$	71
Figura 5.4 Resposta do sistema sem carregamento para uma seqüência de degraus de 5% do curso do cilindro, com posição inicial de 128mm, com compensação da ZM; $K_P=280$, $K_I=0.2$, $K_D=6$	72
Figura 5.5 Resposta do sistema sem carregamento para uma seqüência de degraus de 10% do curso do cilindro, com posição inicial de 112mm, com compensação da ZM; $K_P=280$, $K_I=0.2$, $K_D=6$	73
Figura 5.6 Resposta do sistema sem carregamento para uma seqüência de degraus de 5% do curso do cilindro, com posição inicial de 16mm com compensação de ZM; $K_P=280$, $K_I=0.2$, $K_D=6$	74
Figura 5.7 Posição para uma seqüência de degraus de 10% do curso com e sem compensação de zona morta, sem carregamento, $K_P=280$, $K_I=0.2$, $K_D=6$ (resultados experimentais)	76
Figura 5.8 Detalhamento do degrau positivo (resultados experimentais).....	76
Figura 5.9 Detalhamento do degrau negativo (resultados experimentais)	77
Figura 5.10 Erro de posição com e sem compensação de zona morta para uma seqüência de degraus de 10% do curso do cilindro (resultados experimentais).....	77

Figura 5.11 Resposta do sistema com carregamento para uma seqüência de degraus de 2% do curso do cilindro, com posição inicial do êmbolo de 136mm,; $K_P=280$, $K_I=0.2$, $K_D=6$.	79
Figura 5.12 Resposta do sistema com carregamento para uma seqüência de degraus de 5% do curso do cilindro, com posição inicial de 128mm; $K_P=280$, $K_I=0.2$, $K_D=6$.	80
Figura 5.13 Resposta do sistema com carregamento positivo de $F_C=2300N$ para uma seqüência de degraus de 2% do curso do cilindro, com posição inicial de 24mm; $K_P=280$, $K_I=0.2$, $K_D=6$.	82
Figura 5.14 Resposta do sistema com carregamento negativo de $F_C=2300N$ para uma seqüência de degraus de 2% do curso do cilindro, com posição inicial de 24mm; $K_P=280$, $K_I=0.2$, $K_D=6$.	83
Figura 5.15 Abertura e fechamento total dos cilindros com carregamento, para t_a e t_f de 5 segundos	85
Figura 5.16 Velocidade na abertura e fechamento total	85
Figura 5.17 Resposta do sistema com carga nominal para uma seqüência de degraus de 1% do curso do cilindro, com posição inicial de do embolo de 136mm; $K_P=280$, $K_I=0.2$, $K_D=20$.	86
Figura 5.18 Erro de posição para uma seqüência de degraus de 1% do curso do cilindro	86
Figura 5.19 Resposta do sistema com força de carga nominal para uma seqüência de degraus de 5% do curso do cilindro, com posição inicial do êmbolo de 128mm; $K_P=280$, $K_I=0.2$, $K_D=20$.	87
Figura 5.20 Erro de posição para uma seqüência de degraus de 5% do curso do cilindro	87
Figura 5.21 Resposta do sistema com carga nominal para uma seqüência de degraus de 10% do curso do cilindro, com posição inicial do êmbolo de 112mm; $K_P=280$, $K_I=0.2$, $K_D=20$.	88
Figura 5.22 Erro de posição para uma seqüência de degraus de 10% do curso do cilindro	88
Figura 5.23 Resposta do sistema com carregamento positivo de $F_C=2300N$ para uma seqüência de degraus de 5% do curso do cilindro, com posição inicial do êmbolo de 16mm; $K_P=280$, $K_I=0.2$, $K_D=20$.	90
Figura 5.24 Erro de posição para uma seqüência de degraus de 5% do curso do cilindro com posição inicial do êmbolo de 16mm, com carregamento positivo	90
Figura 5.25 Resposta do sistema com carregamento negativo de $F_C=2300N$ para uma seqüência de degraus de 5% do curso do cilindro, com posição inicial do êmbolo de 16mm; $K_P=280$, $K_I=0.2$, $K_D=20$.	91
Figura 5.26 Erro de posição para uma seqüência de degraus de 5% do curso do cilindro, com posição inicial de do êmbolo de 16mm, com carregamento negativo	91

Figura 5.27 Resposta do sistema com carregamento positivo de $F_C=2300N$ para uma entrada senoidal com amplitude de 5% do curso do cilindro e freqüência de 0.05Hz; $K_P=280$, $K_I=0.2$, $K_D=6$.	92
Figura 5.28 Erro de posição para entrada senoidal com amplitude de 5% do curso do cilindro	93
Figura 5.29 Pressões nas câmaras dos cilindros, para entrada senoidal com amplitude de 5% do curso do cilindro	93
Figura 5.30 Velocidade para entrada senoidal com amplitude de 5% do curso do cilindro	93
Figura A.1 Diagrama de esforços de regulação exercidos por um servomotor em função do curso.	109
Figura C.1 Gráfico da elipse centrada na origem.	120
Figura D.1 Diagrama de blocos geral representativo do sistema servopneumático em malha fechada.	127
Figura D.2 Conteúdo do bloco número [1], representativo do sistema.	128
Figura D.3 Conteúdo do bloco de número [1.1], representativo da equação de vazão da válvula na via A.	129
Figura D.4 Conteúdo do bloco de número [1.2], representativo da equação de vazão da válvula na via B.	130
Figura D.5 Conteúdo do bloco de número [1.3], representativo da equação de continuidade dos cilindros no volume A.	131
Figura D.6 Conteúdo do bloco de número [1.4], representativo da equação de continuidade dos cilindros no volume B.	132
Figura D.7 Conteúdo do bloco de número [1.5], representativo da equação de movimento dos cilindros.	133
Figura D.8 Conteúdo do bloco de número [1.5.1], representativo do modelo de atrito do cilindro A1.	134
Figura D.9 Conteúdo do bloco de número [1.5.2], representativo do modelo de atrito do cilindro A2.	135
Figura D.10 Conteúdo do bloco de número [2], representativo do modelo de compensação da zona morta da servoválvula.	136
Figura E.1 Modelo em Simulink da malha fechada para a geração e aquisição de dados experimentais.	137
Figura E.2 Modelo em Simulink da planta.	138
Figura F.1 Vista isométrica 1 do desenho da bancada de testes.	139
Figura F.2 Vista isométrica 2 do desenho da bancada de teste.	139
Figura F.3 Vista isométrica explodida com identificações.	140
Figura F.4 Desenho detalhado da bucha do sistema mecânico.	142
Figura F.5 Desenho detalhado do eixo do sistema mecânico.	143

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 Coeficiente α_o para distribuidor Fink com dois servomotores.....	23
Tabela 4.1 Componentes do circuito de testes	54
Tabela 4.2 Dados técnicos da servoválvula	57
Tabela 4.3 Dados técnicos da válvula reguladora de pressão	58
Tabela 4.4 Dados técnicos dos cilindros	58
Tabela 4.5 Dados técnicos das válvulas reguladoras de vazão.....	59
Tabela 4.6 Dados técnicos da bomba eletro-hidráulica.....	59
Tabela 4.7 Dados técnicos do cilindro hidráulico.	60
Tabela 4.8 Dados técnicos do transdutor de pressão absoluta	61
Tabela 4.9 Dados técnicos do transdutor de posição	62
Tabela 5.1 Condições iniciais dos ensaios realizados	67
Tabela 5.2 Comparação de resultados teórico-experimentais	94
Tabela 5.3 Comparação de resultados experimentais (com as válvulas reguladoras de vazão).....	94
Tabela A.1 Parâmetros iniciais para o dimensionamento da válvula.....	113
Tabela F.1 Identificação dos componentes e partes construtivas da bancada	141

SIMBOLOGIA

Alfabeto Grego

Δp_{total}	Perda de carga total na válvula	[Pa]
Ψ_s	Coefficiente de redução da área do êmbolo	
α_o	Ângulo de saída das pás diretoras do distribuidor	[°]
γ	Razão dos calores específicos	
μ	Coefficiente de atrito	
μ_s	Coefficiente de atrito estático	
μ_d	Coefficiente de atrito dinâmico	
ρ	Massa específica	[Kg/m ³]
τ	Constante de tempo do servomotor	[s]
$\tau_{máx}$	Trabalho máximo de regulação	[N.m]

Alfabeto Latino

A	Área de passagem na superfície de controle	[m ²]
a	Razão de pressões no orifício de controle	
A_A^{2A1}	Área da câmara A do cilindro 2A1	[m ²]
A_A^{2A2}	Área da câmara A do cilindro 2A2	[m ²]
A_B^{2A1}	Área da câmara B do cilindro 2A1	[m ²]
A_B^{2A2}	Área da câmara B do cilindro 2A2	[m ²]
A_0	Área transversal do orifício de controle	[m ²]
A_u	Área útil do cilindro	[m ²]
A_{re}	Abertura relativa	
A_{SM}	Área total de abertura	[m ²]
\bar{a}_o	Parâmetro de abertura das pás	
b	Razão de pressões crítica – ISO 6358	
b_o	Altura das pás diretoras	[m]
C	Coefficiente de vazão – pressão ISO 6358	[m ⁵ /N.s]
c	Comprimento livre de flambagem	[m]
C_p	Calor específico	[J/Kg.K]
D_1	Diâmetro máximo de entrada no rotor	[m]

d_1	Diâmetro de entrada da aresta do rotor	[m]
D_g	Diâmetro dos eixos das pás diretoras	[m]
d_h	Diâmetro da haste do cilindro	[m]
D_o	Diâmetro das arestas de saída das pás diretoras	[m]
d_s	Diâmetro do servomotor	[m]
dx^{2A1}	Velocidade do cilindro 2A1	[m/s]
dx^{2A2}	Velocidade do cilindro 2A2	[m/s]
e	Erro de posição do cilindro	[m]
E_m	Modulo de elasticidade do material	[N/m ²]
F_{a1}	Força de atrito do cilindro 2A1	[N]
F_{a2}	Força de atrito do cilindro 2A2	[N]
F_C	Força de carga	[N]
F_{Cn}	Força de carga nominal	[N]
$F_{máx}$	Força máxima dos servomotores	[N]
F_{sn}	Força de atrito estática no sentido negativo	[N]
F_{sp}	Força de atrito estática no sentido positivo	[N]
F_T	Força externa total	[N]
f_{vi}	Coeficiente de atrito viscoso variável	
H	Altura de queda	[m]
k	Constante de proporcionalidade	
K_1	Coeficiente linear de calibração do transdutor na entrada	[Pa/V]
K_2	Coeficiente linear de calibração do transdutor na saída	[Pa/V]
K_d	Ganho derivativo	
K_i	Ganho integrativo	
K_p	Ganho proporcional	
L	Curso do cilindro	[m]
l_c	Largura do chaveamento da compensação da zona morta	[m]
l_e	Curso do êmbolo	[m]
M	Massa inercial	[Kg]
n	Rotação nominal	[rpm]
n_s	Velocidade específica	

p_1	Pressão montante	[Pa]
p_2	Pressão jusante	[Pa]
p_A	Pressão na câmara A dos cilindros	[Pa]
p_B	Pressão na câmara B dos cilindros	[Pa]
p_C	Pressão de carga	[Pa]
p_d	Pressão de disparo	[Pa]
P_{eixo}	Potencia no eixo	[W]
$P_{máx}$	Potencia máxima	[W]
p_o	Pressão de operação	[Pa]
p_t	Pressão no reservatório	[Pa]
p_s	Pressão na linha de suprimento	[Pa]
$p_{s\ min}$	Pressão se suprimento mínima requerida	[Pa]
q_{m1}	Vazão mássica na entrada do volume de controle	[Kg/s]
q_{m2}	Vazão mássica na saída do volume de controle	[Kg/s]
q_{mA}	Vazão mássica da válvula para a câmara A dos cilindros	[Kg/s]
q_{mB}	Vazão mássica da válvula para a câmara B dos cilindros	[Kg/s]
Q_n	Vazão nominal	[L/min]
q_{vp}	Vazão volumétrica referente à pressão atmosférica	[L/min]
R	Constante universal dos gases	[Kg.J/°K]
T	Temperatura absoluta medida no volume de controle	[°K]
T_1	Temperatura na entrada no volume de controle	[°K]
T_2	Temperatura na saída no volume de controle	[°K]
T_A	Temperatura na câmara A dos cilindros	[°K]
T_B	Temperatura na câmara B dos cilindros	[°K]
T_d	Tempo derivativo	
T_i	Tempo integral	
t_a	Tempo de abertura do distribuidor	[s]
t_f	Tempo de fechamento do distribuidor	[s]
t_s	Tempo de acomodação	[s]
t_r	Tempo de subida	[s]

U_r	Tensão de referencia	[V]
U^{v1}	Tensão do solenóide da válvula	[V]
V	Volume do fluido	[m ³]
v	Velocidade do fluido	[m/s]
$V_{Ao}^{2.A1}$	Volume morto na câmara A do cilindro 2A1	[m ³]
$V_{Ao}^{2.A2}$	Volume morto na câmara A do cilindro 2A2	[m ³]
$V_{Bo}^{2.A1}$	Volume morto na câmara B do cilindro 2A1	[m ³]
$V_{Bo}^{2.A2}$	Volume morto na câmara B do cilindro 2A2	[m ³]
V_{la}	Volume de abertura total do servomotor	[m ³]
V_p	Volume do reservatório	[m ³]
x	Posição do êmbolo	[m]
\dot{x}_i	Velocidade de deslocamento	[m/s]
\dot{x}_{lim}	Velocidade limite	[m/s]
x^{v1}	Deslocamento do carretel da válvula	[m/s]
z_d	Número de pás diretoras	
z_e	Número de êmbolos do servomotor	
zmd	Limite direito da zona morta da válvula	
zme	Limite esquerdo da zona morta da válvula	

RESUMO

Apresenta-se neste trabalho o estudo teórico-experimental de um sistema servopneumático destinado ao controle de posição de pás de turbinas de hidrelétricas. O sistema é composto por dois cilindros com haste de dupla ação controlados através de uma servoválvula pneumática, por um sensor de posição e um controlador digital. O sistema é dimensionado para atender aos requisitos comportamentais de um regulador de velocidade de 400KW, permitindo comparar o seu desempenho frente aos sistemas eletro-hidráulicos comumente empregados. Para tanto, desenvolveu-se um modelo não-linear para o servoposicionador pneumático incluindo relações não-lineares de vazão mássica na servoválvula com as pressões e com a tensão de controle. O atuador é modelado empregando equações da continuidade para as câmaras e a equação do movimento leva em consideração o modelo de atrito viscoso variável¹. Com base no modelo desenvolvido projeta-se um controlador PID com compensação de zona morta, visando à superação das limitações dinâmicas e não-linearidades intrínsecas do sistema.

Para validação do modelo matemático proposto e do controlador, é realizada a comparação de dados experimentais obtidos de uma bancada de testes com os resultados fornecidos pela simulação numérica que reproduzem as condições experimentais.

Frente às características encontradas na geração e validação do modelo matemático conseguiu-se chegar a resultados satisfatórios, onde a boa concordância entre os resultados teóricos e com os dados levantados com o sistema físico real mostra que este modelo é adequado para auxiliar a verificação do desempenho de sistemas pneumáticos em malha fechada. Os resultados conseguidos experimentalmente atestam a eficácia do sistema servopneumático como um sistema viável para altas forças, especialmente no acionamento de reguladores de velocidade em turbinas de pequenas centrais hidrelétricas; observando-se uma boa resposta do sistema no referente aos tempos de acomodação, erros de posicionamento e sincronização, atendendo as especificações estáticas e dinâmicas propostas.

¹ Modelo proposto por GOMEZ (1995, 2003)

ABSTRACT

This paper presents the theoretical-experimental study of a servo-pneumatic system whose purpose is to control the position of turbine blades used in hydroelectric power plants. The system is composed of two double-acting cylinders, controlled through a servo-pneumatic valve, with a position sensor and digital controller. The system is designed to meet the requirements of a 400 KW speed governor plant, comparing its performance with the normally used hydraulic systems. For this reason, a non-linear model was developed for a pneumatic servo-position, which includes non-linear relationship related to mass flow in the servo-valve, with pressure and electric voltage. The actuator is modeled considering the continuity equations in the chambers and the movement equation involves a variable viscous friction model¹. Based on the developed model, the controller is designed in order to overcome the dynamic limitation and system non-linearity.

To validate the mathematic model proposed and the controller, a comparison was made using experimental data from a test bench that provides results with numerical simulation that reproduces experimental conditions.

Based on the characteristics found through generating and testing the mathematical model, fully satisfactory results were achieved, where good agreement between the theoretical results and the actual physical measured data system demonstrates that this model is adequate to verify the performance of pneumatic systems in closed-loop control. These experimental results attest to the efficacy of the servo-pneumatic system as a viable system in the drive of speed governors of turbines in small hydroelectric power plant; a good system response is observed in reference to setting time, position errors and synchronization.

¹ Model considered by GOMEZ (1995, 2003)

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização

1.1.1 Reguladores de Velocidade

Dentre os subsistemas que atuam em conjunto com uma turbina hidráulica, o regulador de velocidade (RV) possui importância destacada por ser o responsável pela regulação da rotação da máquina, a qual apresenta relação direta com a frequência de energia elétrica produzida. Atualmente, no parque de geração hidrelétrica nacional, coexistem três gerações de reguladores de velocidade aqui apresentadas na ordem crescentes de atualização tecnológica: (1) reguladores mecânico-hidráulicos – que apresentam realimentações e controladores mecânicos e empregam válvulas e servomotores especiais no circuito hidráulico (2) reguladores eletro-hidráulicos analógicos – que apresentam realimentações e controladores com eletrônica analógica e utilizam válvulas e servomotores especiais e; (3) reguladores eletro-hidráulicos analógico-digitais – que apresentam realimentações analógicas e controle digital com o emprego de válvulas proporcionais industriais combinadas ou não com válvulas distribuidoras e servomotores especiais (RODRIGUES e DE NEGRI, 2004); mas atualmente no âmbito internacional há turbinas de pequeno porte que são comandadas por reguladores de velocidade com acionamentos elétricos utilizando servomotores com controle digital (WOODWARD, 2006).

Frente ao crescente aumento de demanda em automação e controle de equipamentos, torna-se evidente uma correta avaliação dos benefícios decorrentes da utilização de sistemas elétricos, hidráulicos ou pneumáticos. A utilização da pneumática na automação discreta é notória, mas sua utilização no controle contínuo, principalmente de posição, ainda não está consolidada. Neste sentido, o desenvolvimento de novos instrumentos eletrônicos e componentes pneumáticos como sensores digitais, servoválvulas de alto rendimento e novas configurações de cilindros tem motivado diversos trabalhos que investigam os sistemas pneumáticos de controle ou posicionadores pneumáticos.

1.1.2 Sistemas Pneumáticos

Por serem relativamente leves, limpos, baratos e com boa relação peso/potência, os sistemas de posicionamento pneumáticos têm sido largamente utilizados na indústria, onde seu uso mais comum é em situações nas quais o movimento apresenta pontos discretos de parada nas extremidades de seu curso.

A utilização da pneumática como fonte de trabalho mecânico vem progressivamente conquistando mais espaço. A pneumática destaca-se em aplicações que demandam elevado desempenho, em ambientes que exijam condições de higiene, para atividades com grande repetitividade e velocidade (SCHNEIDER; HITCHCOX, 1998).

Haja vista estas vantagens, muitas são as aplicações de automação industrial em que se prioriza a pneumática em detrimento de outros princípios de solução, como a mecânica, hidráulica e elétrica. Mesmo assim, a pneumática demonstra-se suficientemente flexível para operar em conjunto com estes princípios de solução, através da disponibilização de inúmeros componentes que oferecem alta modularidade na construção de circuitos viabilizando soluções personalizadas para cada demanda, com o oferecimento de circuitos hidropneumáticos, eletropneumáticos e mais recentemente a *pneutrônica*².

Exemplos e estudos destas aplicações podem ser encontrados em BOLLMANN (1997) e BOLTON (1997). Por sua vez, a variação das propriedades do ar comprimido com a temperatura e pressão impõe restrições a determinadas aplicações de sistemas pneumáticos, principalmente quando são requeridos os controles mais rigorosos de velocidade e, principalmente, para o controle de posição.

Tradicionalmente, os sistemas eletromecânicos e hidráulicos têm sido utilizados na construção de sistemas de posicionamento. Inegavelmente a evolução dos sistemas eletrônicos tem possibilitado a construção de motores AC e DC com elevada potência e precisão, os quais, quando acoplados a sistemas mecânicos de conversão de movimento angular para linear, alcançam uma grande faixa de aplicações. Entretanto tais sistemas são em muitas aplicações, mais precisos e potentes que o necessário, o mesmo acontecendo com os sistemas hidráulicos, os quais apresentam grande aplicabilidade na movimentação de grandes massas onde são realizados esforços elevados.

Porém, graças a esta mesma evolução tecnológica da eletrônica, do aprimoramento das teorias de controle e de desenvolvimento de software, os sistemas servopneumáticos constituem-se atualmente numa ótima solução para a manipulação de cargas leves sob elevadas velocidades e acelerações.

² Combinação dos recursos técnicos da pneumática, da microeletrônica e da informática, associada à promoção da melhor comunicação entre seus especialistas, visando a obtenção de soluções otimizadoras e inovadoras no âmbito dos projetos de máquinas e sistemas de informação (BOLLMAN, 1997).

1.1.3 Posicionadores servopneumáticos.

Os sistemas que possibilitam posicionar uma carga mecânica em uma dada localização, definida por uma coordenada (x, y, z) , são chamados de sistemas de posicionamento. Esta localização pode ser fixa ou variável no tempo, ou seja, $(x(t), y(t), z(t))$, e nestes casos os sistemas de posicionamento são, algumas vezes, chamados de seguidores. Os sistemas de posicionamento são utilizados em diversas aplicações dentre as quais pode-se citar laminadores, turbinas hidráulicas, máquinas agrícolas, lemes de aeronaves, antenas, telescópios, direcionadores de foguetes, máquinas de precisão e robôs manipuladores. Um componente importante do sistema é o elemento que aplica a força sobre a carga mecânica para levá-la até a posição desejada. Este elemento é chamado de motor ou atuador e pode ser elétrico, hidráulico ou pneumático. Discussões sobre as características e aplicações de cada um desses atuadores podem ser encontradas em MARTIN (1995), BOLLMANN e também em SCAVARDA e SESMAT (1998).

A necessidade de desenvolver sistemas pneumáticos de posicionamento rápido e preciso tem motivado diversos trabalhos em controle. Busca-se superar os problemas inerentes aos sistemas pneumáticos empregando técnicas de controle adequadas. A maioria dos controladores mais antigos para esses sistemas era baseada em um modelo linear cuja função de transferência era obtida pela linearização da dinâmica da vazão mássica do ar na posição central do cilindro atuador. Os controladores baseados nesse modelo eram relativamente limitados, com ganho fixo e faixa restrita de aplicação. Isto dificultava muita sua aplicação em problemas, como os de robótica, onde os requisitos de exatidão e desempenho dinâmico são rigorosos e os efeitos das não-linearidades presentes nos sistemas pneumáticos influem decisivamente no desempenho do sistema.

Em MOORE E PU (1996), NOURI et al. (2000), WANG et al. (2001), BACKÉ (2000a, 2000b), STECKI (2000) e STOLL (2001) são encontradas informações sobre o desenvolvimento de novos componentes e sistemas hidráulicos e pneumáticos e sobre os desafios e perspectivas para o futuro das suas aplicações. Aplicações de servoatuadores pneumáticos em robôs para manipulação na agricultura são encontradas em ARAKI et al. (1998), TAKAIWA e NORISUGU (1999) e em YI et al. (2000). Os servoatuadores pneumáticos são também utilizados em vários outros problemas de posicionamento como, por exemplo, no controle de posição de maquinaria pesada encontrada em WANG e KIM (2001) e SHIH e LU (1993).

Detecta-se, também, que tem havido grande interesse acadêmico em encontrar soluções para os problemas relacionados aos posicionadores pneumáticos, como as oscilações a baixas frequências, os erros de posicionamento e as perturbações sofridas com as variações no carregamento. As pesquisas têm contemplado o desenvolvimento de técnicas de controle adequadas e o melhor conhecimento dos fenômenos não-lineares envolvidos. CANUDAS et al. (1995), NOURI et al. (2000), ZORLU et al. (2003), PERONDI e GUENTHER

(2000b), KARPENKO e SEPEHRI (2004), GUENTHER e PERONDI (2004, 2006). analisam as características não-lineares do atrito e empregam-nas na síntese de controladores para servoposicionadores pneumáticos; o escoamento de fluido compressível é relatado em BOURI et al. (1994), RICHARD e SCAVARDA (1996) e CRUZ et al. (2004).

Vários autores como LIU e BOBROW (1988), LAI et al., (1990), BOBROW e JABBARI (1991), VIRVALO (1995) e ARAKI et al. (1998) justificam a modelagem da dinâmica das servoválvulas. Um modelo mais completo pode ser obtido através de mapas estáticos experimentais que caracterizam o comportamento da vazão mássica na servoválvula. O mapeamento estático da área de abertura em função da tensão de controle é considerado em BOURI et al. (1994), PU et al. (1997) e VIEIRA (1998). BELGHARBI et al. (1998) e PERONDI e GUENTHER (2002) consideram mapeamentos estáticos bidimensionais em que a vazão mássica é também função experimental da relação de pressões.

1.2 Objetivos e metodologia

O objetivo deste trabalho é analisar a viabilidade de emprego de um sistema servopneumático de controle de posição aplicado em reguladores de velocidade, empregados em turbinas de centrais hidrelétricas pequenas. A análise é realizada através de sua modelagem e dimensionamento, empregando parâmetros operacionais típicos do mecanismo de controle de vazão de água através da turbina.

O trabalho será conduzido teórica e experimentalmente, buscando reproduzir em bancada de ensaios e no modelo as condições de carregamento reais. Portanto, faz-se necessária à realização de algumas etapas específicas:

- Dimensionamento do circuito de atuação e o estudo preliminar para obter os parâmetros de operação do sistema.
- Desenvolvimento de um modelo matemático para o posicionador servopneumático em questão e identificação experimental de seus parâmetros.
- Síntese de um controlador para o posicionador servopneumático no intuito de otimizar seu comportamento operacional
- Realizações de simulações e experimentos que permitam atestar a validade do modelo matemático obtido e das propriedades de desempenho dinâmico.

1.3 Justificativas

Modernamente, os desenvolvimentos nas áreas de eletrônica e microinformática têm proporcionado um aumento significativo no grau de automação das máquinas e processos. Os requisitos de exatidão, flexibilidade e velocidade dos componentes mecânicos têm crescido nesta mesma proporção. Desta forma, áreas como robótica, nas quais são necessários seguimento de trajetória e posicionamento exato, são cada vez mais comuns em aplicações industriais.

Os sistemas pneumáticos de posicionamento, ou posicionadores pneumáticos, não alcançaram, até o momento, uma parcela significativa do mercado de automação e controle. Contudo, graças ao desenvolvimento de novas técnicas de instrumentação e de componentes pneumáticos de exatidão (tais como sensores digitais, servoválvulas de alto desempenho, novos cilindros e tipos de vedações), vem aumentando significativamente a capacidade dos posicionadores pneumáticos de competir com os elétricos e hidráulicos em custo e desempenho. Diferentes sistemas tecnológicos utilizados em problemas de servocontrole estão apresentados em BAILEY (1981), PU et al. (1993), SCHEIDL et al. (2000), BASHIR et al. (2000), KHALID et al. (2003) e WANG et al. (2001).

Assim sendo, busca-se contribuir no desenvolvimento e/ou aperfeiçoamento de controladores para sistemas pneumáticos que possibilitem melhorar seu desempenho dinâmico, e conseqüentemente viabilizem em expandir sua aplicação em tarefas com maiores carregamentos, como nos reguladores de velocidade.

1.4 Estrutura do trabalho

A estrutura deste trabalho está organizada da seguinte forma:

No capítulo 2 é feita uma revisão bibliográfica abordando conceitos sobre centrais hidrelétricas, turbinas hidráulicas, reguladores de velocidade e posicionadores servopneumáticos.

No capítulo 3 estão apresentadas as etapas da modelagem matemática do posicionador pneumático (válvula + cilindros), obtendo-se um modelo não-linear. Para tanto se faz uso das ferramentas disponíveis no software MATLAB - Simulink, utilizado nas simulações computacionais.

No capítulo 4 são descritos os componentes da bancada de ensaios, o aparato experimental e o sistema de medição e controle utilizados para os testes.

No capítulo 5 faz-se uma análise dos resultados teóricos frente aos resultados experimentais levantados na bancada de ensaios para validação do modelo.

As conclusões finais e recomendações para trabalhos futuros são apresentadas no capítulo 6.

O dimensionamento do sistema pneumático é descrito no apêndice A, um levantamento de dados de máquinas PCH's é exposto no apêndice B, o apêndice C mostra uma análise da norma ISO 6358 para determinação das características de vazão em válvulas pneumáticas, o apêndice D apresenta os parâmetros e os modelos em diagramas de blocos em Simulink para as simulações, no apêndice E é apresentado o modelo em Simulink da planta do controlador para aquisição e geração de dados experimentais e, finalmente, no apêndice F é descrito o projeto mecânico.

CAPÍTULO 2

REGULADORES DE VELOCIDADE E POSICIONADORES PNEUMÁTICOS

2.1 Fundamentos de usinas elétricas

Este capítulo tem por objetivo descrever aspectos gerais de geração de energia por usinas elétricas e pequenas centrais hidrelétricas referentes a turbinas elétricas, distribuidores e reguladores de velocidade. A pequena central hidrelétrica, ou *PCH*, é toda usina hidrelétrica de pequeno porte cuja capacidade instalada seja inferior a 30 MW. Além disso o reservatório deve ser inferior a 3 Km² de área. Este tipo de hidrelétrica é construído em rios de médio porte que possuem desníveis significativos durante seu percurso, gerando força hidráulica suficiente para movimentar pequenas turbinas.

2.2 Centrais Hidrelétricas

Basicamente uma central hidrelétrica é composta por uma barragem, órgãos adutores e casa de força (veja a Figura 2.1), componentes estes que juntos participam da geração de energia. A instalação de uma central hidrelétrica começa com a barragem que represa as águas para elevar o seu nível a fim de alcançar um desnível adequado a um aproveitamento hidrelétrico.

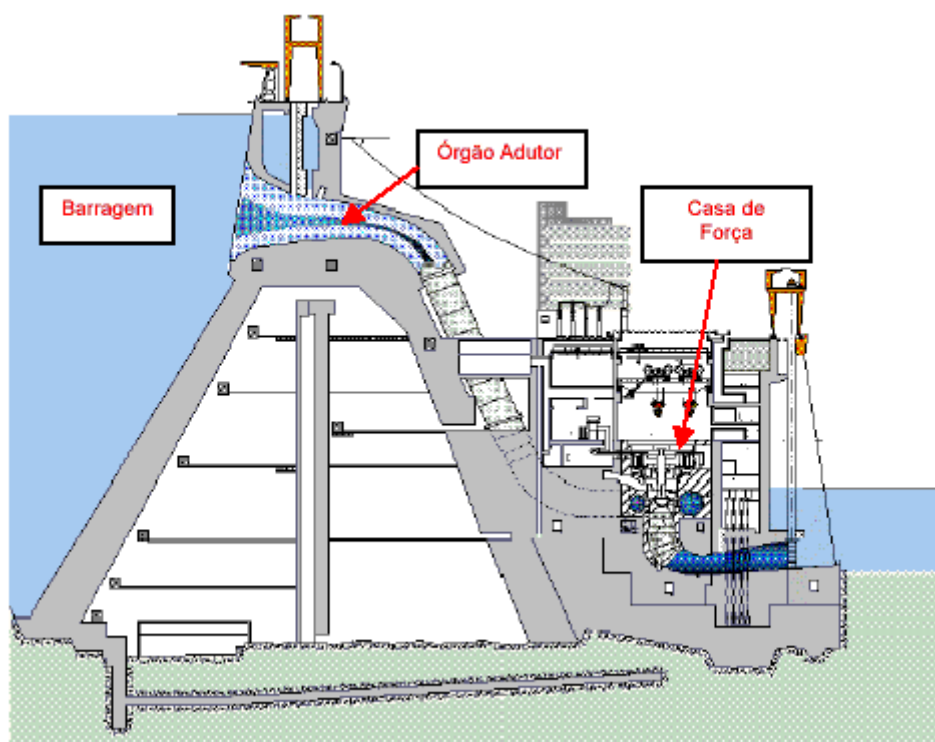


Figura 2.1 Componentes de uma usina hidrelétrica. (ITAIPU, 2006)

As barragens são equipadas com acessórios destinados à proteção, manutenção e aeração que são agrupados no ponto de barragem denominados tomadas de água. É neste ponto que a energia potencial armazenada pela barragem é preparada para se transformar em energia cinética através dos condutos de adução de água.

Órgãos adutores destinam-se à condução da água da barragem para as turbinas através de condutos fechados. Nesta parte da usina existem acessórios de proteção denominados câmaras de carga para canais e chaminé de equilíbrio para condutos fechados em pressão. Ambos os dispositivos são destinados principalmente à proteção contra golpe de aríete devido ao fechamento rápido de saída da água no condutor pelo distribuidor na entrada da turbina.

A casa de força é composta de um gerador, uma turbina hidráulica e outros equipamentos necessários à manutenção. Ela possibilita a montagem ou desmontagem, operação e manutenção de qualquer um destes equipamentos, desde que seu projeto vise de maneira inteligente não permitir que a central hidrelétrica fique parada e deixe de produzir energia elétrica. (BRESSAN, 2003).

2.2.1 Turbinas hidráulicas.

A turbina é uma máquina com a finalidade de transformar energia hidráulica em mecânica que será transferida ao gerador que a transformará em energia elétrica. As turbinas elétricas encontradas em centrais hidroelétricas são classificadas como turbinas de reação e de ação. As turbinas de reação são aquelas em que o trabalho mecânico é obtido pela transformação das energias cinética e de pressão da água do escoamento através do rotor. Turbinas que se enquadram nesta definição são as turbinas KAPLAN e FRANCIS. Figura 2.2 e Figura 2.3.

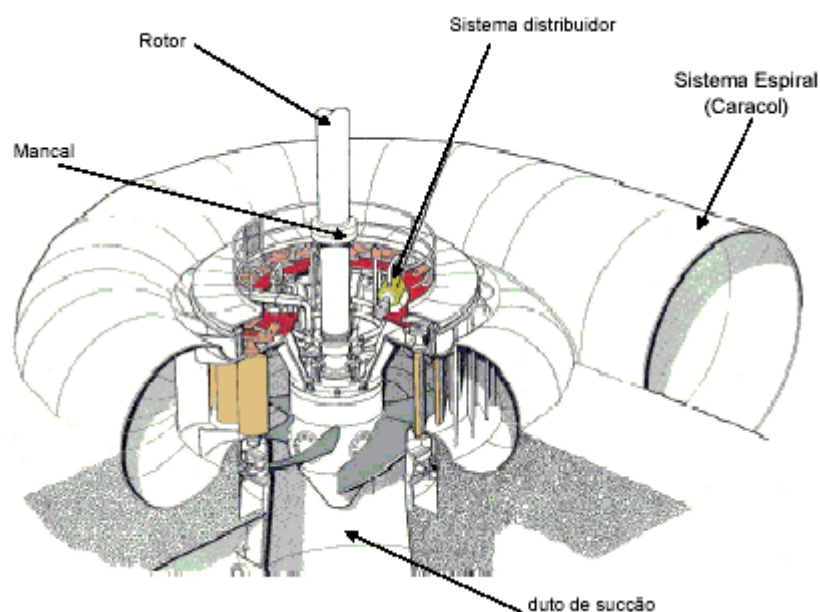


Figura 2.2 Turbina Kaplan (LITTLER, 1996)

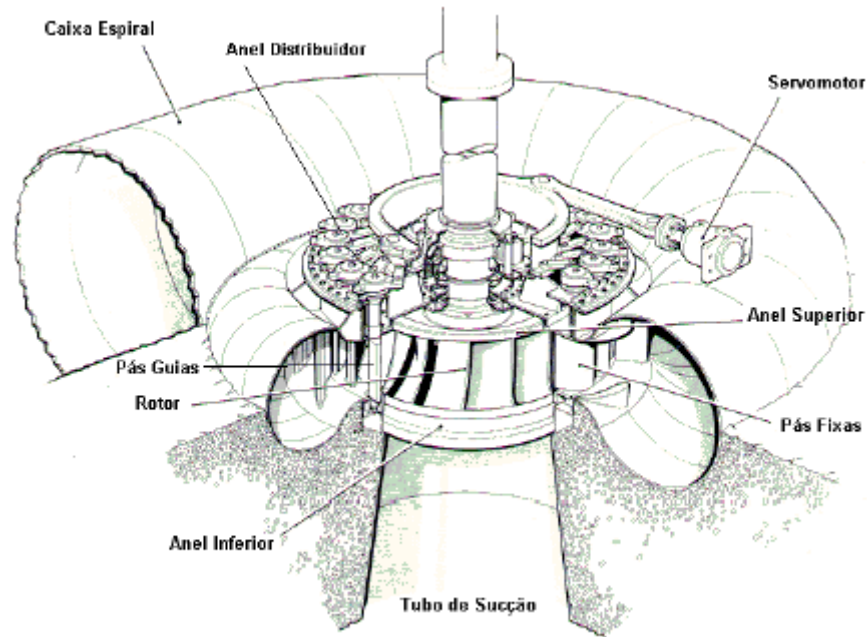


Figura 2.3 Turbina Francis (LITTLER, 1996)

As turbinas de ação como, por exemplo, a Pelton (Figura 2.4), são aquelas que transformam energia cinética em energia mecânica a pressão constante, normalmente a pressão atmosférica. Basicamente a diferença entre os tipos é que nas turbinas de reação a distribuição da energia é uniforme sobre o sistema rotativo e possui um tubo de sucção. Já, para as turbinas de ação, existem jatos de água sobre o rotor sob condições de atmosféricas e dispõe de dispositivo de descarga.

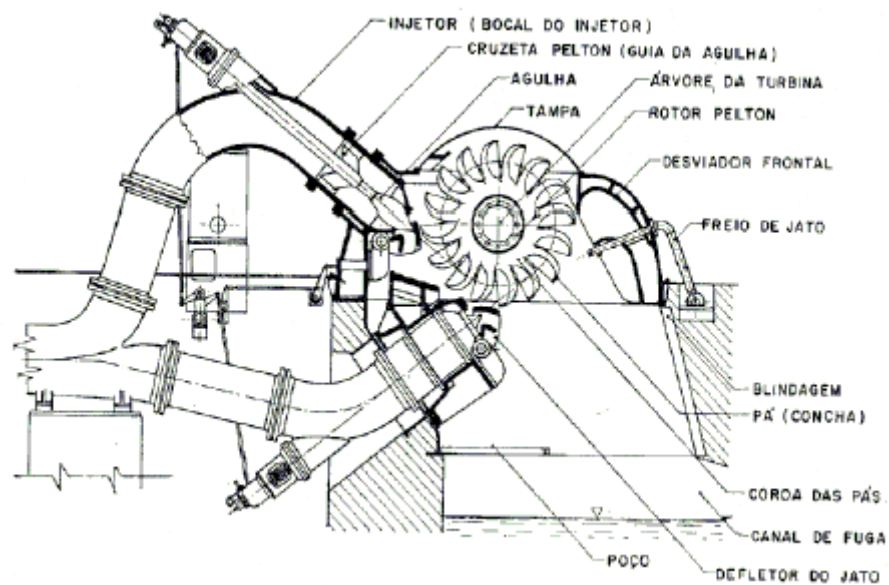


Figura 2.4 Corte Transversal de uma turbina Pelton de dois jatos (MACINTYRE, 1983)

Independente de seu tipo, a turbina é projetada para trabalhar sob rendimento ótimo para dada rotação. Assim, quando ocorrem alterações de carga na rede elétrica ou em caso extremo de rejeição de carga, as usinas devem ter dispositivos que automaticamente mantenham a velocidade da rotação da turbina constante, independente da carga ou atuem prontamente, impedindo que a velocidade da turbina dispare em caso de interrupção de parte considerável do consumo. Estes dispositivos, denominados Reguladores de Velocidade (RV), são mecanismos sensíveis à variação da velocidade que atuam sobre o distribuidor, possibilitando o controle da vazão da água através da turbina, e conseqüentemente, a velocidade da mesma.

2.3 Reguladores de velocidade (RV)

Dentre os subsistemas que atuam conjuntamente com a turbina hidráulica, o RV possui importância destacada por ser o responsável pela regulação da rotação da turbina, a qual apresenta relação direta com a frequência da energia elétrica produzida. O RV é uma combinação de dispositivos e mecanismos que detecta quaisquer desvios da velocidade e os converte de uma maneira conveniente numa variação da posição do servomotor³ principal.

O RV tem como função acionar os mecanismos de controle de vazão de água por meio de atuadores (servomotores), permitindo variar a vazão de água através do rotor conforme a demanda da energia elétrica e mantendo, deste modo, a rotação da máquina dentro dos níveis admissíveis.

O controle da vazão em turbina hidráulica do tipo Kaplan, por exemplo, ocorre tipicamente através da atuação do distribuidor, onde as pás do rotor operam conjugadas com o movimento do distribuidor.

O regulador de velocidade deve realizar várias funções além de ajustar o servomotor a fim de regular a frequência de forma aceitável. Podemos destacar (SOARES, 1982):

- Permitir **sincronização** do gerador ao sistema no menor tempo possível;
- Dar **partida** na máquina acelerando-a até a velocidade nominal a vazio sem causar danos na turbina (tensões nas pás) no menor tempo possível;
- Fazer a correta distribuição de carga entre máquinas da mesma usina, permitindo, caso se deseje, operar um número desejado de máquinas como se fosse uma só (controle conjunto);
- Ajustar o ângulo das pás do rotor para operação como máximo rendimento (turbinas Kaplan), em função da altura de queda e abertura do distribuidor;

³ No âmbito das centrais hidrelétricas, o atuador hidráulico é conhecido como servomotor.

- Em rejeição brusca de carga, promover o fechamento do distribuidor sem que a sobrepressão do duto e caixa espiral, subpressão da sucção e sobre-velocidade da máquina superem os níveis garantidos pelo fabricante e da turbina e do gerador;
- Em condições especiais, colocar limites máximos de geração (limitador eletrônico e/ou mecânico, de potência e/ou posição do servomotor);
- Na falha completa de todas as fontes de alimentação de potência elétrica, promover o fechamento total do distribuidor ou bloqueá-lo e mantê-lo numa posição fixa enquanto é feita manutenção, sem desligar a máquina do sistema;
- Fornecer indicações confiáveis da velocidade da máquina desde zero (unidade parada, deslocamento mínimo do rotor) até 100% de sobrevelocidade confiáveis em caso de falha do regulador automático;
- Ação rápida do defletor em comandos fortes na direção do fechamento (turbinas Pelton).

2.3.1 Antigos e novos reguladores

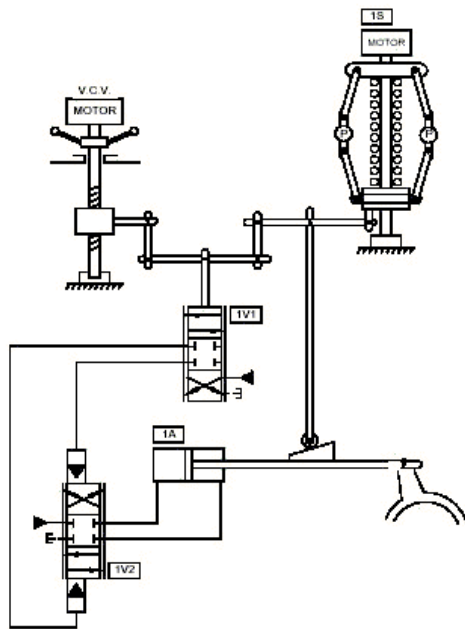
Na sua forma mais simples os reguladores de velocidade de turbinas hidráulicas incluem as seguintes partes:

1. Um sensor de velocidade;
2. Amplificadores do erro de velocidade;
3. Um ou mais servomotores acionados por uma válvula para variar a posição do distribuidor da unidade.

No passado, as partes correspondentes aos itens 1 e 2 consistiam de dispositivos mecânicos ou hidráulicos; depois foram utilizados amplificadores magnéticos ou eletrônicos. O uso de dispositivos elétricos ou eletrônicos tornou mais fácil o controle da abertura do distribuidor por outros sinais além da velocidade. Atualmente, o projeto do regulador de velocidade eletro-hidráulico junto ao uso do sinal elétrico mudou profundamente a concepção com respeito ao regulador mecânico convencional. O regulador propriamente dito é um regulador eletrônico cuja saída é um sinal elétrico (e não o deslocamento de um servomotor piloto). Este sinal é “copiado” e transformado no deslocamento de um conjunto elétrico-hidráulico que compreende ainda o servomotor de potência.

Dentro do contexto da modernização de reguladores de turbinas vem ocorrendo a substituição de dispositivos mecânicos-hidráulicos; e a inclusão de dispositivos compostos de eletrônica analógica e digital. Como consequência, também válvulas proporcionais com acionamento mecânico estão sendo substituídas por válvulas eletro-hidráulicas. A Figura 2.5 representa a configuração simplificada de um sistema mecânico-hidráulico convencional. Nesta figura, pode-se observar que o transdutor eletromecânico, chamado de taquímetro, é

comandado por um motor. Ao taquímetro está acoplada uma haste de realimentação da posição do servomotor. O regulador propriamente dito é o chamado variador de carga / velocidade. A atuação do variador na articulação e conseqüentemente na válvula é comandada por um motor acoplado a um parafuso de rosca sem fim.



Notação	COMPONENTE
1A	Atuador Hidráulico
1V1	Válvula Proporcional
1V2	Válvula Distribuidora
S1	Transdutor Eletromecânico
V.C.V	Variador de Carga / Velocidade

Figura 2.5 Sistema mecânico-hidráulico simplificado do regulador convencional

A Figura 2.6 representa o sistema mecânico hidráulico simplificado do regulador moderno. Podemos observar a substituição do regulador mecânico por um eletrônico, e o transdutor eletromecânico por um transdutor de posição do tipo LVDT (Transdutor Indutivo de Posição). Neste caso a articulação mecânica de medição e atuação, é substituída por sinais elétricos do tipo corrente ou tensão.

Observa-se, neste exemplo a amplificação hidráulica entre a válvula proporcional e a válvula distribuidora.

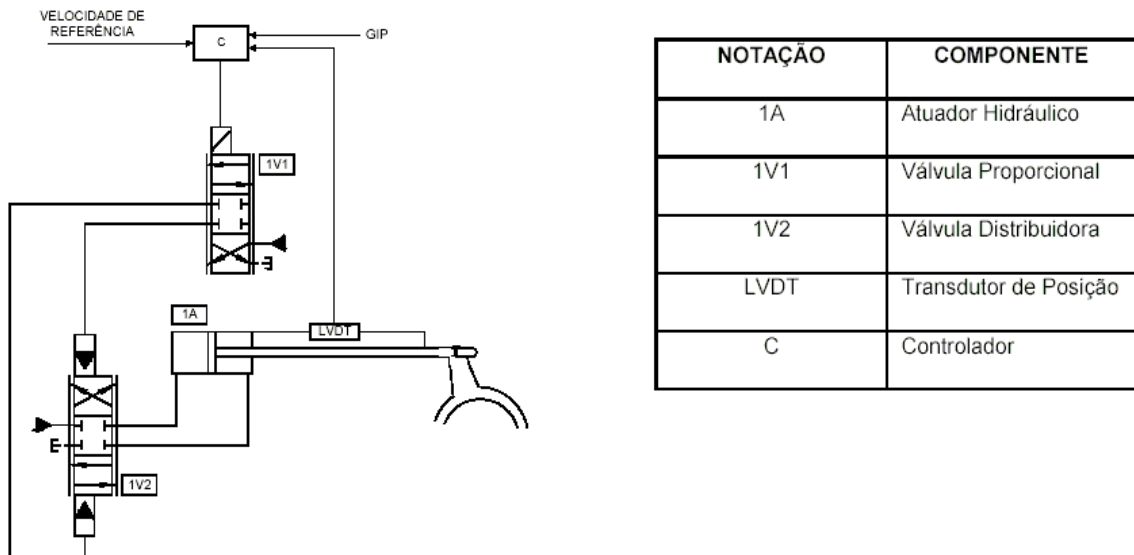


Figura 2.6 Sistema mecânico-hidráulico simplificado do regulador moderno

2.3.2 Relação dos tipos de turbinas com os reguladores

As turbinas hidráulicas descritas na seção 2.2.1 possuem funcionamento e características diferentes umas das outras. As turbinas Francis possuem um servomotor que movimenta o anel do distribuidor. Este distribuidor é um anel de pás ajustáveis que envolvem o rotor da turbina. Para alterar a velocidade de rotação da turbina é necessário atuar nas pás do distribuidor, promovendo assim maior ou menor passagem de água pelo rotor. Quem comanda este movimento do anel é o servomotor. No servomotor existe um acoplamento que promove a transmissão de movimento linear em movimento angular para as pás.

Nas turbinas Kaplan, existe um servomotor interno ao eixo da turbina responsável pela variação do ângulo das pás do rotor e outro que comanda o distribuidor à entrada da turbina. Neste caso, temos duas malhas de controle de posição, uma controla a posição do distribuidor e a outra a do servomotor do ângulo das pás. A conjugação depende da posição do distribuidor, nível do reservatório de montante e nível do reservatório de jusante da usina, ou seja, a referência para o controle do ângulo das pás é dada em função da posição do distribuidor e queda total (nível a montante menos nível a jusante).

Nas turbinas Pelton, o rotor gira em função dos tubos injetores por onde passa a água sob pressão. Esta água é proveniente do conduto forçado onde a água é confinada. Internos aos tubos injetores existem as chamadas agulhas que são acionadas por servomotores. Conforme a posição da agulha, a água que passa no injetor é maior ou menor, com isso a velocidade do jato é alterada, promovendo alteração na rotação da turbina. Nestas turbinas, existem também os chamados defletores de jato, sua função é desviar o jato caso haja necessidade de fechamento da agulha principal. Ao desviar o jato, o defletor também evita uma sobrepressão no conduto forçado, chamado golpe de aríete na tubulação.

Como podemos observar, as características das turbinas são diferentes, mas o que importa é que o atuador final sempre é o servomotor, sua posição é que determina a velocidade de rotação da turbina. No mercado atualmente são encontrados equipamentos que compreendem um regulador digital junto a uma unidade hidráulica como acionamento na Figura 2.7 pode ser visto um regulador de velocidade moderno encontrado no mercado.



Figura 2.7 Unidade hidráulica e regulador digital (REIVAX, 2006)

2.4 O distribuidor

O distribuidor utilizado nas turbinas de reação é constituído de um conjunto de pás dispostas em volta do rotor e que podem ser orientadas por meio de mecanismos acionados por servomotores de modo a darem, para cada valor de vazão, o ângulo mais conveniente de entrada da água no rotor, isto é, um escoamento com um mínimo de perdas hidráulicas, além de regular a vazão da turbina, conforme ilustrado na Figura 2.8.

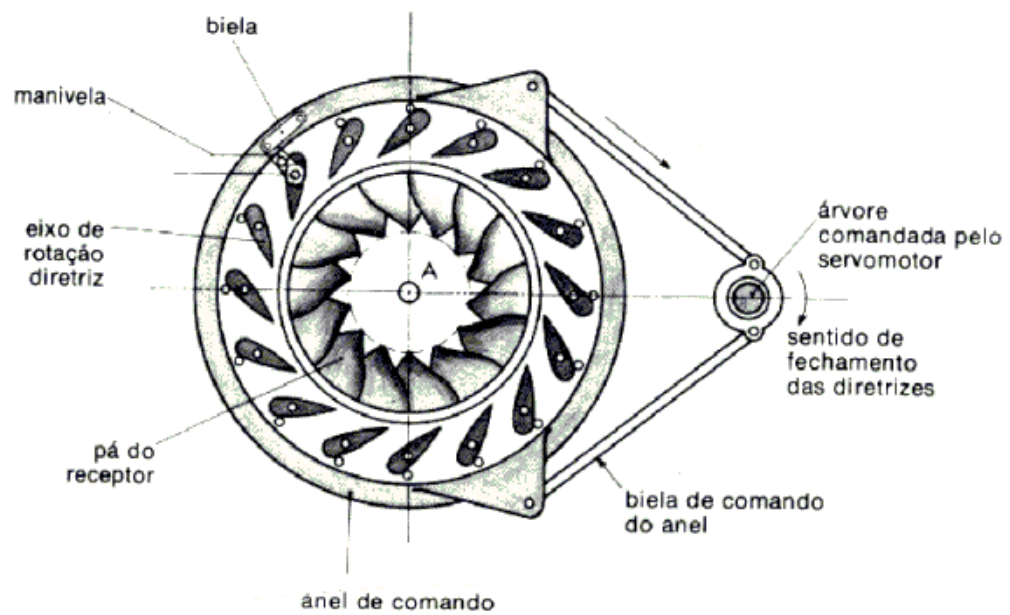


Figura 2.8 Anel de regularização de turbina Francis e comando das pás diretoras do distribuidor (MATAIX,1975).

O anel que comanda as bielas das pás denomina-se anel de regularização⁴, o qual, por sua vez, é comandado por um eixo graças às bielas que lhe permitem efetuar um movimento de rotação de pequena amplitude. Esse mecanismo foi proposto por Fink e leva o seu nome; este é o tipo mais comum de distribuidor e será descrito em detalhes na seção (2.3.1). Na Figura 2.9 é mostrada a localização e a caixa espiral ou caracol que tem como função conduzir o escoamento para o distribuidor, nota-se que pás fixas são dispostas antes do distribuidor para melhorar a condução do escoamento.

⁴ Definido por MATAIX (1975).

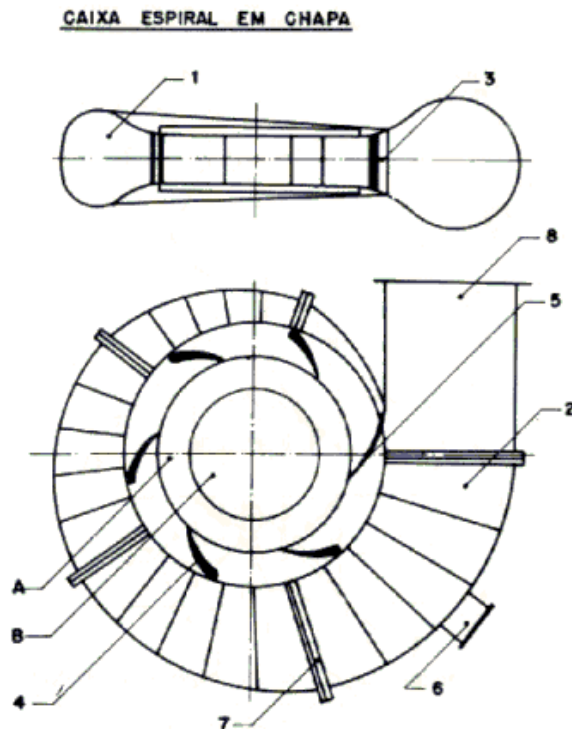


Figura 2.9 Caixa espiral: A) local do distribuidor; B) local do rotor; 1) caixa espiral; 2) virola; 3) entrada do distribuidor; 4) palheta fixa; 5) defletor de junção; 6) janela; 7) flange de estruturação (MATAIX,1975).

2.4.1 Distribuidor Fink e tipos de regulação

O distribuidor Fink de pás giratórias é um órgão comum em todas as Turbinas Hidráulicas de reação (Francis e Kaplan) e realiza com grande perfeição e elevado rendimento para cargas variáveis, as seguintes funções, conforme descreve MATAIX (1975):

- a) Criar o campo de velocidades mais favorável em toda a periferia da entrada do rotor, em relação ao módulo do vetor velocidade e o ângulo, de maneira que a circulação de entrada tenha um valor adequado e se consiga, além disso, uma entrada sem choque nas pás do rotor;
- b) Regular a vazão, e com ela a potência fornecida ao rotor, em conformidade com a carga demandada;
- c) Fechar a Turbina na parada, e em caso de anulação da carga, evitar o disparo da mesma.

O distribuidor fechado não é totalmente estanque mas deve reduzir, por razões de segurança, a vazão a um valor inferior à vazão da Turbina em vazio.

O distribuidor Fink consta dos elementos (alguns dos quais podem variar conforme o tipo) descritos na ilustração da Figura 2.10; nesta figura é mostrada a nomenclatura dos componentes da pá diretora.

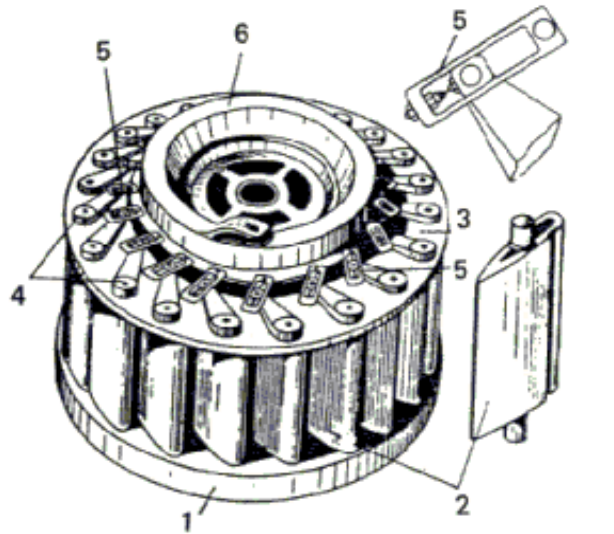


Figura 2.10 Distribuidor de uma turbina de reação: 1) anel inferior onde estão montados as pás; 2) pás diretoras giratórias de perfil aerodinâmico; 4) manivelas solidárias às pás; 5) bielas reguláveis fixas; 6) anel de regularização (MATAIX,1975).

O distribuidor é denominado externo quando as bielas, a manivela e o anel de regularização ficam na parte externa da turbina sem contato com o escoamento e é denominado interno quando fica imerso no poço de adução, o segundo caso é adotado em máquinas com quedas e dimensões reduzidas, sendo o distribuidor externo o mais utilizado em médias e grandes Turbinas.

O giro do anel de regularização faz-se mediante um dos dois braços movidos por um dos servomotores. Nas turbinas pequenas o anel de regularização é exterior, como na Figura 2.11,a. Nas grandes turbinas prefere-se o anel interior, como na Figura 2.11, b.

2.4.2 Parâmetros do distribuidor Fink ⁵

No esquema do distribuidor Fink da Figura 2.12 são mostrados o diâmetro formado pelos eixos (moentes) das pás diretoras D_g , o diâmetro formado pelas arestas de saída das pás diretoras na posição aberta D_o e o diâmetro de entrada da aresta de entrada do rotor d_1 .

⁵ As notações adotadas nesta seção provem da literatura de referencia.

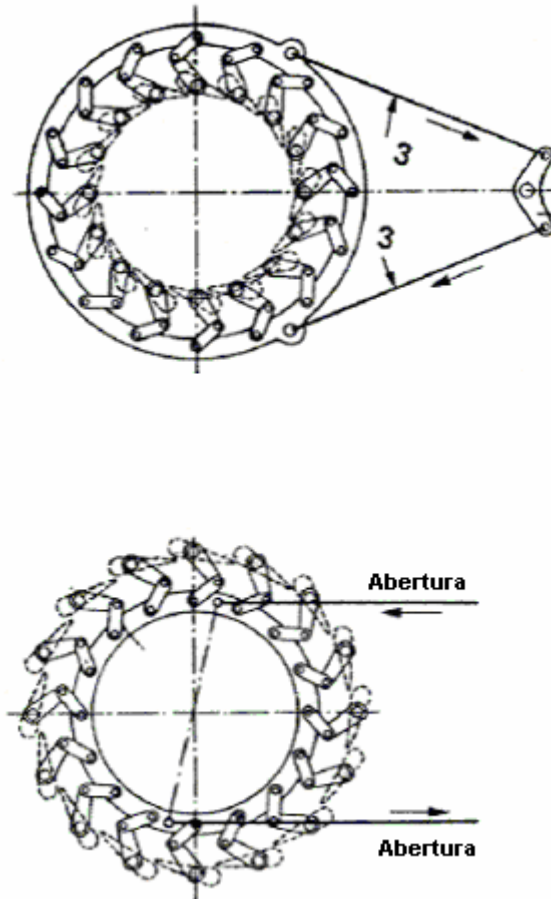


Figura 2.11 Distribuidor Fink: a) anel de regularização exterior; b) anel de regularização interior (MATAIX,1975).

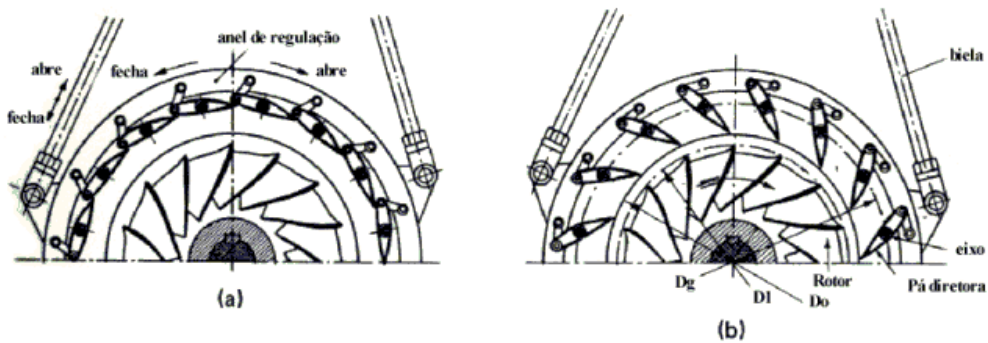


Figura 2.12 Distribuidor Fink: a) aberto; b) fechado (MATAIX,1975).

No esquema da Figura 2.13, a,b,c; pode-se ver as pás em posição de abertura, de fechamento e de abertura máxima respectivamente.

Os principais parâmetros do distribuidor Fink são:

- b_0 altura das pás diretoras
- α_0 ângulo de saída das pás diretoras do distribuidor

- D_g diâmetro formado pelos eixos (moentes) das pás diretoras
- z_d número de pás diretoras
- Características do perfil das pás (forma geométrica e corda)

MATAIX (1975) define ainda a solidez e a excentricidade relativa como parâmetros importantes do distribuidor. Os parâmetros mencionados são constantes para uma mesma coroa diretriz. Porém escolhe-se um parâmetro variável que caracterize o grau de abertura. Pode-se utilizar como tal parâmetro o comprimento a_o (Figura 2.13) que corresponde à distância geométrica da borda de saída de uma pá à superfície inferior da pá seguinte; mas na prática muitas vezes prefere-se utilizar um parâmetro adimensional, cujos valores para os distintos percentuais de abertura sejam iguais em todas as turbinas hidráulicas geometricamente semelhantes.

Segue o exposto que, se duas Turbinas Hidráulicas são geometricamente semelhantes em relação ao distribuidor e rotor, de forma que a relação D_g/D_1 seja a mesma, a abertura do distribuidor é diretamente proporcional ao diâmetro do rotor, e inversamente proporcional ao número de pás diretoras z_d . Define-se então o parâmetro de abertura dado por:

$$\bar{a}_o = \frac{a_o \cdot z_d}{\pi \cdot D_1} \quad (2.1)$$

MATAIX (1975) afirma que para o rendimento ótimo do distribuidor, ajusta-se a vazão máxima para a faixa de 30 a 70 % do valor de abertura máxima definida pela Eq. (2.1).

2.4.3 Servomotores

Os servomotores são empregados para o deslocamento do distribuidor Fink das turbinas de reação, tal como descrito na seção anterior. Entretanto, os servomotores também são utilizados para o deslocamento da agulha do injetor e do defletor das Turbinas Pelton e também para o movimento das pás do rotor das Turbinas Kaplan.

A aplicação mais freqüente dos servomotores é o acionamento do distribuidor Fink utilizado quase sempre nas turbinas hidráulicas de reação, pelo qual refere-se principalmente a esta aplicação. Para potências não muito grandes, se emprega apenas um servomotor, como mostrado na Figura 2.14.

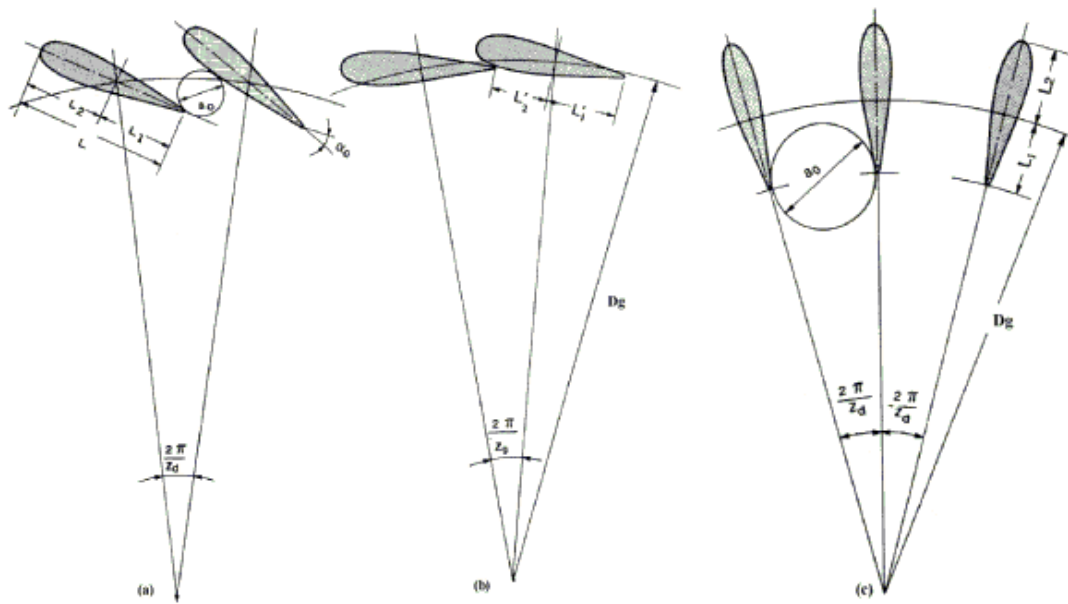


Figura 2.13 Pás do distribuidor: a) posição de abertura; b) posição de fechamento; c) posição de abertura máxima (MATAIX, 1975).

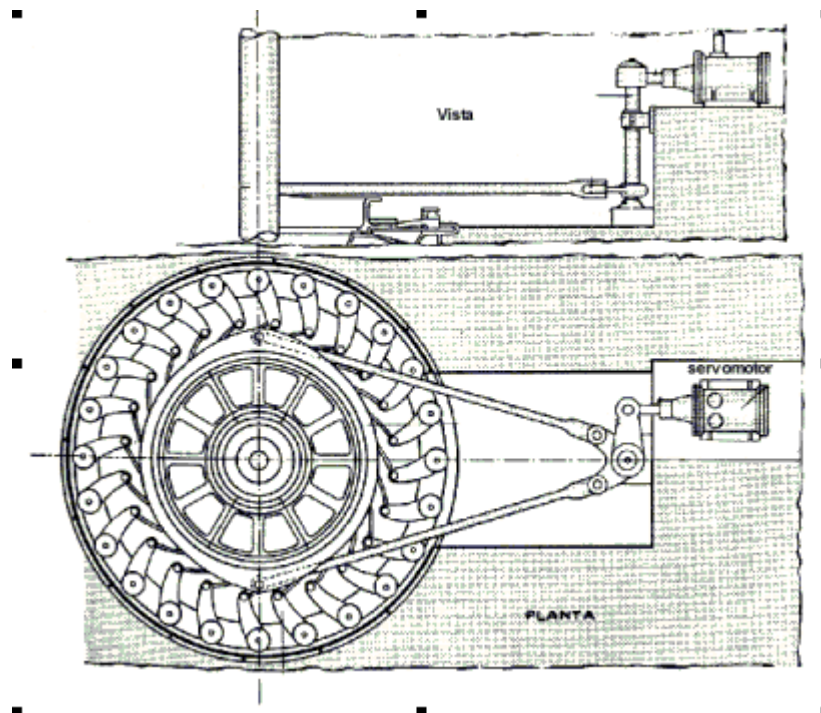


Figura 2.14 Esquema de regularização do distribuidor com apenas um servomotor e duas barras (MATAIX, 1975).

Para dar uma maior descrição em relação às seções mostradas anteriormente, na Figura 2.15 é mostrada a Pequena Central Hidrelétrica (PCH) de Herval, localizada no município de Santa Maria do Herval, no estado do Rio Grande do Sul com potência de 720 KW. Este sistema mostra alguns dos componentes que conformam o equipamento como: turbina, caracol, anel distribuidor, pás (não mostradas), atuador hidráulico (servomotor), mancais, sistema de lubrificação e resfriamento dos mancais, freio etc.

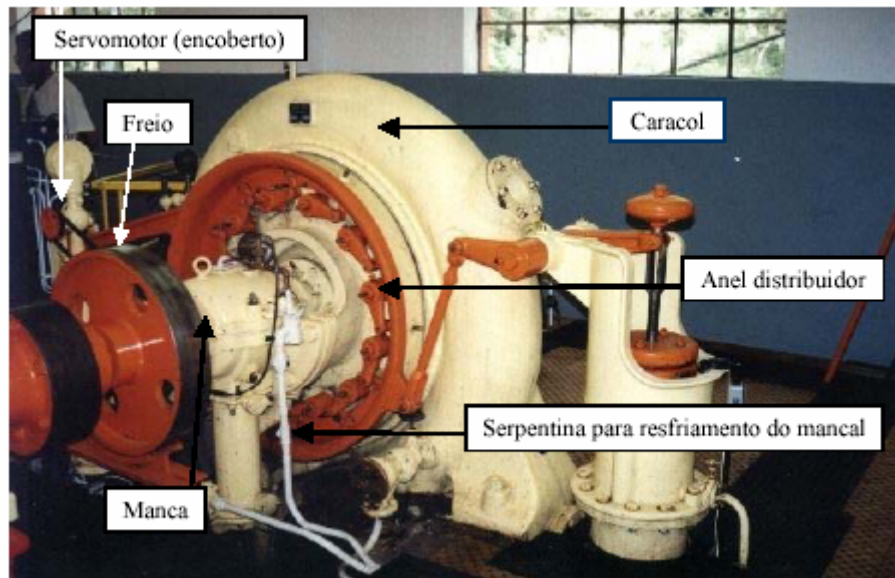


Figura 2.15 Detalhes principais da turbina da PCH de Herval

Entretanto, para turbinas de média e grande potência, utiliza-se em geral dois servomotores de duplo efeito como ilustrado na Figura 2.16

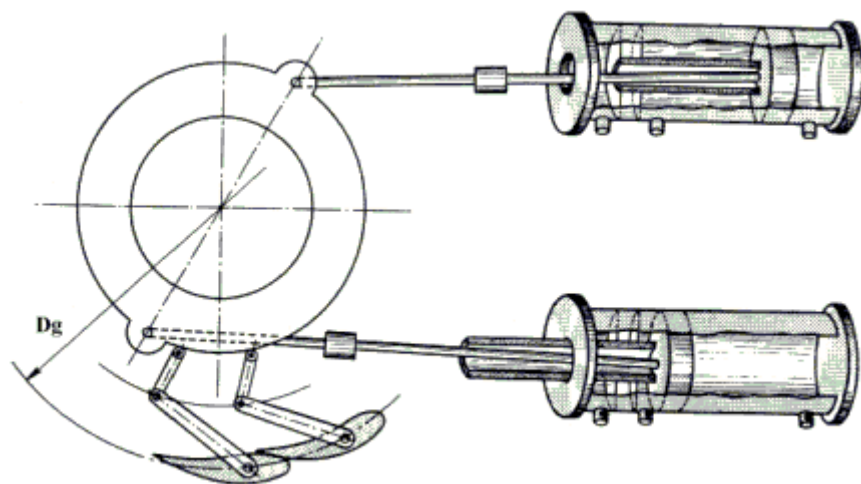


Figura 2.16 Acionamento do distribuidor Fink com dois servomotores de duplo efeito (MATAIX,1975).

2.4.4 Critérios de dimensionamento dos servomotores

Segundo MATAIX (1975)

- Força máxima dos servomotores [N]

$$F_{\max} = \Psi_s p_s \frac{\pi}{4} d_s^2 Z_e \quad (2.2)$$

onde,

Ψ_s - coeficiente de redução da área do embolo devido a área da haste

p_s - pressão do óleo

d_s - diâmetro do servomotor

Z_e - número de servomotores

Na Figura 2.17 está ilustrado o comportamento dos esforços no servomotor durante manobra de fechamento e abertura em função do curso.

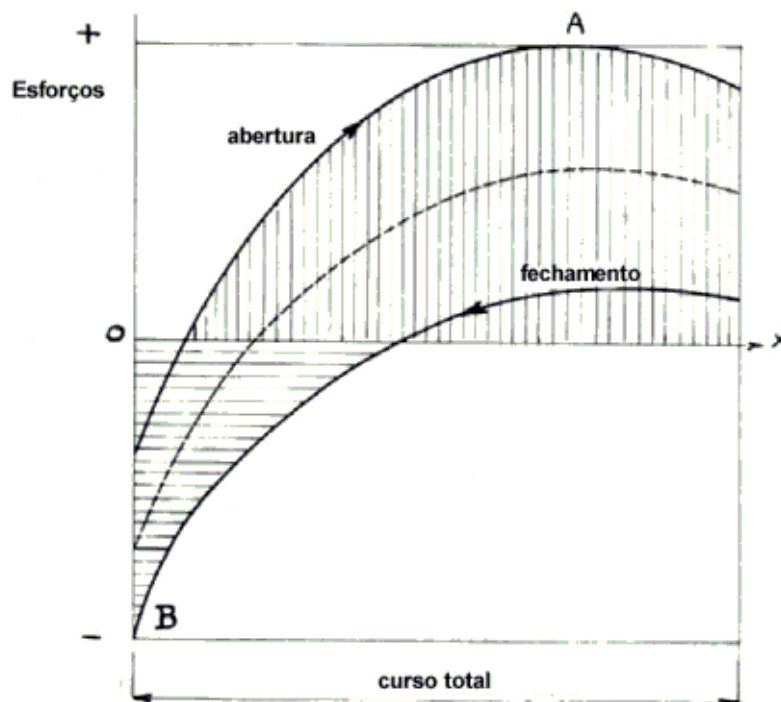


Figura 2.17 Diagrama de esforços de regulação exercidos por um servomotor em função do curso (VIVIER, 1996)

VIVIER (1966) faz os seguintes comentários sobre o diagrama da Figura 2.17: “Pode-se obter facilmente os esforços de regulação por meio da medição da pressão de óleo nas câmaras do servomotor, construindo o diagrama apresentado acima. Este diagrama mostra que o esforço é essencialmente variável e não é o mesmo para as manobras de fe-

chamento e abertura devido ao atrito no mecanismo do distribuidor. A curva intermediária define o esforço hidráulico. O trabalho exigido do servomotor para a abertura corresponde à área com hachuras verticais e o trabalho para fechamento corresponde à área com hachuras horizontais. Entretanto, os valores definidos acima não são os utilizados no dimensionamento do servomotor, e sim o esforço máximo que corresponde ao ponto A ou B do diagrama. Para definir o trabalho teórico de regulação faz-se o produto do esforço máximo pelo curso total do servomotor. O esforço máximo é obtido em geral no fim do fechamento em B.”

- Diâmetro do servomotor

$$d_s = \alpha_o D_1 \sqrt{\frac{b_o}{D_1} H_{\max}} \quad (2.3)$$

onde,

α_o – coeficiente que depende do número de pás Z_d e do número de servomotores (Tabela 2.1)

D_1 – diâmetro máximo de entrada do rotor

b_o – altura do distribuidor

Tabela 2.1 Coeficiente α_o para distribuidor Fink com dois servomotores

Z_d	α_o
16	0,034
24	0,030
32	0,028

- Curso do êmbolo, l_e

O curso do embolo é determinado pelas condições cinemáticas do mecanismo completo do distribuidor (biela, manivela, anel de rotação das pás), ou seja, o curso terá que se tal que produza a rotação necessária das pás desde o fechamento total até a abertura máxima $a_{o(\max)}$.

$$l_e = (1.4 \rightarrow 1.8) a_{o(\max)} \quad (2.4)$$

$a_{o(\max)}$ – largura máxima dos canais compreendido entre as pás (os valores menores são para turbinas com $d_1 < 5m$).

2.5 Posicionadores servopneumáticos

2.5.1 Introdução

Os atuadores pneumáticos têm um amplo uso em múltiplas aplicações na vida cotidiana, sempre que se tenha disponível ar comprimido. Isso permite sua presença na indústria, assim como numa variada gama de máquinas.

A maioria das aplicações de posicionamento com sistemas pneumáticos é realizada com sistemas de malha aberta onde existem duas posições extremas da haste do cilindro. O controle de posição contínuo da haste do cilindro, com elevada precisão, demanda um controle em malha fechada que tem como principais inconvenientes: o comportamento não-linear do sistema, influenciado fortemente pela compressibilidade do ar e pelo comportamento da válvula; elevadas forças de atrito estáticas e dinâmicas e outros efeitos não-lineares como zona morta.

Busca-se superar os problemas inerentes aos sistemas pneumáticos empregando técnicas de controle adequadas. A maioria de controladores antigos para estes sistemas era baseada em um modelo linear cuja função de transferência era obtida pela linearização da dinâmica da vazão da massa do ar na posição central do cilindro atuador. Os controladores baseados neste modelo eram relativamente limitados, com o ganho fixo e faixa restrita de aplicação. Pesquisadores nos últimos anos, no que se refere aos controladores convencionais, têm apresentado estratégias práticas para o controle de servoatuadores pneumáticos baseado em um controlador PID combinado com a compensação de não-linearidades.

2.5.2 Características do sistema servopneumático

Apresentam-se aqui as características dos sistemas com acionamento pneumático, doravante, denominado *servoposicionadores pneumáticos*, compostos basicamente por uma servoválvula que controla a vazão de ar na direção de um cilindro, a cujo embolo está ligada a massa que se deseja posicionar.

Os elementos principais de um servoposicionador pneumático translacional estão esquematizados na Figura 2.18. O sistema consiste basicamente de uma servoválvula direcional e de um cilindro de dupla ação, cujo embolo é conectado a uma carga inercial (M) sobre a qual atuam as forças externas e de atrito.

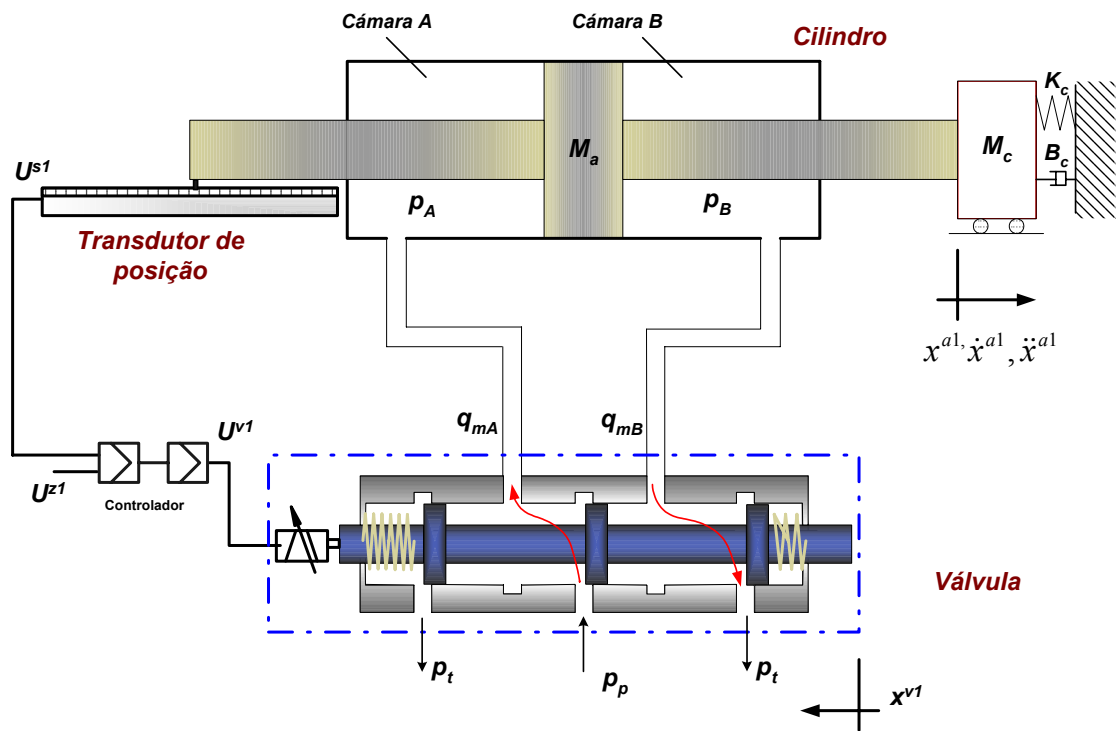


Figura 2.18 Servoposicionador pneumático

A servoválvula é utilizada para direcionar o escoamento de ar sob pressão. Por exemplo, deslocando o carretel da servoválvula x^{v1} para a direita, a câmara A é conectada com o reservatório e a câmara B é conectada com a atmosfera. Como a pressão do reservatório (p_p) é maior de que p_A , surge uma vazão mássica de ar da válvula para a câmara A (q_{mA}). Simultaneamente, como a pressão na câmara B (p_B) é maior de que a pressão atmosférica (p_t), surge uma vazão mássica de ar na câmara B para a atmosfera (q_{mB}). Com isso, a pressão na câmara A aumenta e a pressão na câmara B diminui. A diferença de pressão gera a força que provoca o deslocamento da carga.

O deslocamento do carretel da válvula (x^{v1}) é muitas vezes provocado por uma tensão (U^{v1}) aplicada a um solenóide. Desta forma, a dinâmica deste sistema tem como entrada a tensão U^{v1} e como saída o deslocamento x do êmbolo do cilindro (ou da massa M acoplada). Esta dinâmica compreende:

- A relação entre a tensão aplicada U^{v1} (entrada) e o deslocamento x^{v1} do carretel (dinâmica da válvula)
- As relações entre as aberturas na válvula (ocasionadas pelo deslocamento do carretel) e as vazões mássicas de ar através da válvula
- As relações entre as vazões mássicas nas câmaras do cilindro e as pressões que elas provocam
- A relação entre a diferença de pressões e o deslocamento do embolo x (saída).

A válvula direcional mostrada em corte na Figura 2.18 possui um sistema de controle da direção da vazão baseado em carretel deslizante (*spool*). Segundo PINCHERS e CALLEAR (1996) este é o tipo mais comum de válvula utilizada em servoposicionadores pneumáticos para a transmissão de potência para o atuador. Estas válvulas são classificadas pelo número de ressaltos de bloqueio do carretel deslizante e pelo número de vias de passagem da vazão.

Todas as válvulas direcionais necessitam de uma linha de suprimento, um retorno e ao menos uma linha para a carga. Assim, se o controle nas duas direções é necessário, as válvulas direcionais são sempre de 3 ou 4 vias. Devido às suas características construtivas, as válvulas de 3 vias são geralmente utilizadas para equilibrar as forças em sistemas com cilindros de haste simples (não passante).

Válvulas mais simples podem apresentar carretel com apenas um único ressalto de bloqueio. Normalmente, o número de ressaltos de bloqueio de uma válvula é 3 ou 4. Se a largura do ressalto de bloqueio é menor que a da abertura radial de passagem do fluido, a válvula é denominada de *centro aberto* (*underlapped*). Uma válvula de *centro crítico* (*zero lapped*) possui ressalto de bloqueio maior com largura próxima à largura de passagem. As válvulas de *centro fechado* ou sobrepassamento (*overlapped*) possuem carretel com ressalto de bloqueio maior que a largura de abertura radial quando a válvula está em posição neutra. A Figura 2.19 apresenta, para cada tipo de centro (aberto, crítico ou fechado), as variações típicas da vazão volumétrica através de uma válvula direcional em função do deslocamento do carretel de controle na região próxima à sua posição neutra (central).

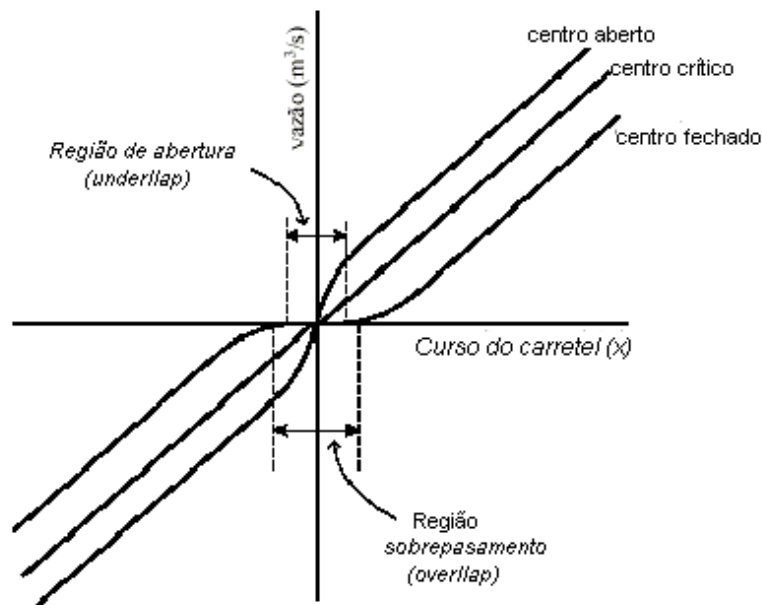


Figura 2.19 Curvas típicas dos ganhos de vazão para os diferentes tipos de centro (PERONDI, 2002)

CAPÍTULO 3

MODELAGEM MATEMÁTICA

O equacionamento matemático dos fenômenos físicos fundamentais que ocorrem nos componentes de um sistema de posicionamento pneumático já é bastante conhecido e dominado na área de engenharia, tendo sido apresentados em muitas publicações relacionadas ao estudo destes sistemas, inclusive em trabalhos de mestrado e doutorado realizados no Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos do Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC (SANTOS, 1996), (VIEIRA, 1998), (PERONDI, 2002) e (BARRETO, 2003).

Neste capítulo são apresentados, sucintamente, os procedimentos para a obtenção de um modelo não-linear para o servoposicionador pneumático (Figura 2.18), em um processo de modelagem guiado pela descrição da vazão mássica na servoválvula e em cada câmara dos cilindros e do equilíbrio de forças dos mesmos.

A partir de uma ampla revisão bibliográfica procurou-se modelos matemáticos aplicados a diferentes situações, fornecendo um ponto de partida para uma melhor modelagem do sistema em estudo.

3.1 Introdução

Alguns trabalhos recentes na área de modelagem de servoposicionadores pneumáticos apresentam contribuições importantes, principalmente no que se refere à modelagem visando a sua utilização em simulações. MARÉ et al. (2000) apresentam o equacionamento das vazões nos orifícios da válvula de acordo com a norma ISO 6358 (ISO, 1989) que descreve as vazões em regime subsônico através de uma curva elíptica que depende dos parâmetros b (ponto de saturação) e C (condutância da válvula). VIEIRA (1998) e HAN et al. (2001) exemplificam a aplicação dos procedimentos necessários à obtenção dos parâmetros b e C . Estes parâmetros alteram-se pela abertura da válvula, sendo, portanto, funções da tensão de controle da servoválvula.

NOURI et al. (2000), LEE et al. (2002) tratam do problema de modelagem e identificação de vários elementos de um servoposicionador pneumático visando a construção de um modelo que possa ser utilizado em simulação e controle preciso; NOURI et al. (2000) desenvolvem um modelo empírico para relacionar a vazão através de orifícios com a pressão montante e jusante com a tensão de controle da servoválvula. Baseando-se neste modelo, a função de vazão através da servoválvula é sistematicamente identificada.

Para os cilindros, BARRETO (2003) apresenta um modelo do comportamento dinâmico dos gases nas câmaras através de um desenvolvimento teórico das leis de conserva-

ção da energia, massa e quantidade de movimento, o mesmo modelo que usaram LEE et al. (2001), ZORLU et al. (2003) e KARPENKO et al. (2004). O modelo adotado neste trabalho para a representação da compensação do atrito é o modelo do coeficiente de atrito viscoso variável, proposto por GOMEZ (1995, 2003) e recentemente otimizado por MACHADO (2003).

No presente trabalho, as principais simplificações envolvidas para a obtenção do modelo matemático são:

- A energia cinética do gás é desprezada;
- As diferenças de pressão por efeitos dissipativos ocorrem apenas nos orifícios de passagem na servoválvula;
- As temperaturas nas câmaras dos cilindros e da servoválvula assumem valores médios homogêneos iguais à temperatura de suprimento que é considerada constante;
- O ar se comporta como um gás perfeito (a equação de estado dos gases é válida);
- Os calores específicos à pressão e volume constante não se alteram ao longo dos processos;
- O efeito da força da gravidade não é considerado;
- Os processos termodinâmicos nas câmaras são considerados isentrópicos.

3.2 Modelo matemático não linear

De forma geral a análise apresentada a seguir é fundamentada nos conceitos de mecânica dos fluidos e termodinâmica (FOX & MACDONALD, 1995; STREETER, 1981).

3.2.1 Equação de vazão mássica para um escoamento compressível na válvula reguladora de vazão

As vazões mássicas através dos orifícios de controle das servoválvulas podem ser estudadas com base na teoria da mecânica dos fluidos. Comentários quanto ao escoamento de fluidos compressíveis através de orifícios de válvulas pneumáticas, podem ser encontrados em BOBROW e MCDONELL (1998), PERONDI e GUENTHER (1999a), MARÉ et al. (2000) e em NOURI et al. (2000).

No presente estudo, o equacionamento da vazão mássica é baseado nos trabalhos de ANDERSEN (1967) e FOX & MCDONALD (1995). Assume-se que o processo de compressão do volume de ar é adiabático, reversível e ocorre a uma velocidade bastante alta, caracterizando um comportamento isentrópico. Assumem-se ainda as hipóteses de escoamento unidirecional e velocidade uniforme.

No Apêndice C é apresentado o procedimento detalhado da determinação das características de vazão em válvulas pneumáticas segundo a norma ISO 6358 realizado por FURST e DE NEGRI (1999).

Assim, a vazão mássica em regime subsônico é dada por (ANDERSEN, 1967; MARTIN, 1995),

$$q_m = \frac{A_o p_1}{\sqrt{T_1}} \left\{ \frac{2\gamma}{(\gamma-1)R} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{(\gamma+1)}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (3.1)$$

Onde, p_1 é a pressão de entrada no orifício de controle (que coincide com a pressão a montante ou pressão total), p_2 é a pressão de saída do orifício de controle ou pressão a jusante, R é a constante universal dos gases, γ é a razão dos calores específicos medidos no volume de controle, A_o é a área transversal do orifício de controle e T' é a temperatura na entrada do orifício de controle.

Como pode ser percebido através da Eq. (3.1), quando é considerada a compressibilidade do escoamento através de orifícios, a vazão mássica torna-se uma função da razão das pressões tomadas a jusante e a montante do orifício de controle.

Derivando-se a Eq. (3.1) em relação à razão das pressões e igualando a zero (Eq.(3.2), é possível determinar o valor da velocidade correspondente à vazão mássica máxima através do orifício (Eq.(3.4)), bem como a razão de pressões em que esta velocidade ocorre (Eq.(3.3)).

$$\frac{dq_m}{d\left(\frac{p_2}{p_1}\right)} = 0 \quad (3.2)$$

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{cr-ic} = \left(\frac{2}{(\gamma+1)}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma+1}} \quad (3.3)$$

para

$$\gamma = 1.4$$

$$\frac{p_2}{p_1} = 0.528$$

$$v_{s-cr-ic} = \sqrt{\gamma R T_2} \quad (3.4)$$

De acordo com ANDERSEN (1967), para razões de pressões inferiores à razão de pressões crítica a vazão mássica decresce apesar da velocidade do escoamento continuar aumentando com a progressiva redução da razão de pressões. Esta redução na vazão ocorre tendo em vista que a massa específica do fluido decresce a uma taxa superior do aumento da velocidade.

Para os componentes pneumáticos disponíveis no mercado e sob condições reais de escoamento, a Eq. (3.1) descreve satisfatoriamente o escoamento do ar desde que a razão de pressões seja superior à razão de pressões crítica (Eq. (3.3)).

Segundo ANDERSEN (1967) e reformulado por SCHOLZ (1990), nos componentes pneumáticos disponíveis no mercado ocorre uma saturação de vazão mássica para escoamentos sob razões de pressões inferiores à razão de pressões críticas, devendo ser adotado o seguinte equacionamento;

$$q_m = A_o p_1 \sqrt{\frac{2}{RT_1}} \Psi \tag{ 3.5 }$$

com:

$$\Psi = \left\{ \frac{\gamma}{(\gamma - 1)} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{(\gamma+1)}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \tag{ 3.6 }$$

A Eq. (3.6) junto com a Eq. (3.5), é derivada diretamente da Eq. (3.1). SCHOLZ (1990) propõe que o fator Ψ seja representado alternativamente através da Eq. (3.7).

$$\Psi = \Psi_{m\acute{a}x} w(a) \tag{ 3.7 }$$

$$\Psi_{m\acute{a}x} = \left\{ \frac{\gamma}{(\gamma - 1)} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)_{critteorica}^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)_{critteorica}^{\frac{(\gamma+1)}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \tag{ 3.8 }$$

Na equação anterior, o valor de $\Psi_{m\acute{a}x} = 0.484$ é obtido pela substituição na Eq. (3.6) dos valores da relação de pressão crítica teórica $(p_2/p_1)_{cr} = 0.528$ e a relação de calores específicos $\gamma = 1.4$.

Para a determinação da função $w(a)$, devem ser inicialmente definidos os seguintes coeficientes;

$$a = \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \quad (3.9)$$

$$b = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)_{cr} \quad (3.10)$$

Como descrito no apêndice C, para condição de escoamento em que a razão de pressões é superior, igual ou inferior à razão de pressões crítica, a função $w(a)$ é dado pela Eq. (3.11).

$$w(a) \begin{cases} = \sqrt{1 - \frac{(a-b)^2}{(1-b)^2}} & \text{para } a > b \\ = 1 & \text{para } a \leq b \end{cases} \quad (3.11)$$

Em função do exposto anteriormente, a equação para a vazão mássica pode ser reescrita como:

$$q_m = A_o p_1 \sqrt{\frac{2}{RT_1}} \Psi_{máx} w(a) \quad (3.12)$$

A Eq. (3.12) representa a vazão mássica do escoamento compressível através de orifícios, levando em consideração as pressões a que o fluido está submetido, a temperatura local, as propriedades termodinâmicas do gás e a área de passagem do orifício.

Na Figura 3.1 é apresentado o comportamento vazão mássica em função da razão de pressões quando é modelado pela Eq. (3.12), onde pode ser percebida a saturação do escoamento para razões de pressões inferiores a razão de pressões crítica. Nesta mesma figura percebe-se também que, para razões de pressões superiores à crítica, o comportamento da Eq. (3.12) é semelhante ao da Eq. (3.1).

Em situações praticas onde se deseja aplicar o equacionamento apresentado acima a informação sobre a área do orifício (A_o) não é disponível. Faz-se necessário correlacionar esta variável com os dados obtidos do catalogo do respectivo componente pneumático.

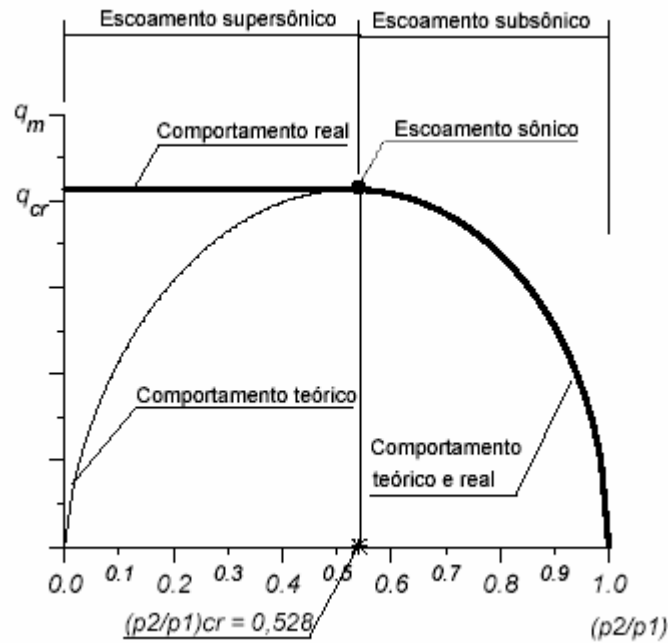


Figura 3.1 Vazão mássica através de uma válvula em função da razão de pressões, (DE NEGRI, 2001).

3.2.2 Equação de vazão mássica de acordo com a norma ISO 6358

Para a aplicação da norma ISO 6358 (ISO,1989) no relacionado à determinação numérica da vazão mássica através do componente pneumático, sob condições de escoamento em que a razão de pressões é superior à razão de pressões crítica, e na condição de abertura máxima do orifício de controle, é utilizada a Eq. (3.13). Nesta equação o fator $w(a)$ é determinado conforme a Eq. (3.11).

$$q_m = Cp_1\rho_o \sqrt{\frac{T_o}{T_1}} w(a) \tag{ 3.13 }$$

Na ISO 6358 (ISO, 1989) são definidos dois coeficientes representativos da capacidade de vazão do componente pneumático , quais sejam: C e b .

Da Eq. (3.13) e em condições de escoamento supersônico, o coeficiente C , denominado de condutância sônica, é determinado pela substituição na Eq. (3.14) dos dados obtidos segundo o procedimento experimental normalizado (ISO, 1989):

$$C = \frac{q_m^*}{p_1\rho_o} \sqrt{\frac{T_1}{T_o}} \tag{ 3.14 }$$

Nesta equação, o termo q_m^* representa a vazão mássica máxima que esco através do componente pneumático, ou seja, é a vazão mássica quando a razão de pressões no orifício de controle é igual ou inferior à razão de pressões crítica, a qual é a condição de sa-

turação de escoamento mássico através do orifício de controle. Além desta condição de escoamento, o componente pneumático em teste deve encontrar-se na condição de abertura máxima do orifício de controle.

Dai, substituindo $w(a)$ na Eq. (3.13) obtém-se a Eq. (3.15).

$$b = 1 - \frac{1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)}{1 - \sqrt{1 - \left(\frac{q_m}{C \rho_o p_1 \sqrt{T_o}} \sqrt{\frac{T_1}{T_o}} \right)^2}} \quad (3.15)$$

Por sua vez, em condições reais de escoamento, a razão de pressões não atinge o valor teórico fornecido pela Eq. (3.3), ($b = 0.528$). O valor deste coeficiente deve ser determinado através da Eq. (3.15), na qual são aplicados valores de parâmetros determinados experimentalmente.

Na referida norma (ISO, 1989), há a recomendação de que o valor deste coeficiente seja determinado pela média aritmética dos valores obtidos experimentalmente nas seguintes situações de escoamento do componente:

$$q_m = 0.8q_m^* \quad q_m = 0.6q_m^* \quad q_m = 0.4q_m^* \quad q_m = 0.2q_m^*$$

Conforme apresentado por ESCHMANN (1994), pode-se obter a correlação da área de passagem máxima do orifício do componente pneumático com o coeficiente C definido pela ISO 6358 (ISO, 1989) tendo em vista que:

$$\sqrt{\frac{1}{RT_1}} = \frac{1}{RT_1} \sqrt{RT_1} \quad (3.16)$$

e

$$R = \frac{P_o}{\rho_o T_o} \quad (3.17)$$

A Eq. (3.17) refere-se ao estado termodinâmico do ar nas condições ambientais normalizadas para a realização dos experimentos segundo a ISO 6358 (ISO, 1989), condições⁶ estas descritas abaixo:

$$T_o = 293.15 \text{ K}$$

$$P_o = 1 \text{ bar}_{abs}$$

$$R_{ar \text{ com } 65\% \text{ de umidade relativa}} = 287 \text{ J/Kg.K}$$

⁶ CNTP: Condições Normais de Temperatura e Pressão Técnicas= ($p=1,013\text{bar}$, $T=20^\circ\text{C}$ (293,15K))

Considerando-se que:

$$\frac{\sqrt{T_1}}{T_1} = \frac{1}{\sqrt{T_1}} \quad (3.18)$$

a Eq. (3.12) pode ser reescrita como:

$$q_m = A_o p_1 \frac{\rho_o}{p_o} \sqrt{2RT_o} \sqrt{\frac{T_o}{T_1}} \Psi_{máx} w(a) \quad (3.19)$$

Para que se possa correlacionar a área do orifício com o coeficiente C é necessário igualar as equações (3.19) e (3.13), considerando a área máxima do orifício ($A_{o\ max}$), obtendo-se:

$$C = \frac{A_{o\ max} \sqrt{2RT_o} \Psi_{máx}}{p_o} \quad (3.20)$$

Para permitir a comparação do coeficiente C, definido pela ISO 6358 (ISO, 1989), com a vazão nominal⁷ (Q_n) definida pela VDI 3290 (VDI, 19--), é conveniente realizar inicialmente a comparação de área de passagem máxima ($A_{o\ max}$), com a vazão nominal Q_m . Para tanto, a vazão volumétrica fornecida em catálogo deve ser convertida em vazão mássica. Esta conversão é realizada multiplicando-se a vazão volumétrica Q_n pelo valor da massa específica do ar nas condições em que foi realizada a medição de esta vazão (ρ_o relativo a pressão e temperatura atmosféricas do ensaio). Desta forma:

$$q_m = Q_n \rho_o \quad (3.21)$$

Substituindo nas Eq.(3.9), (3.11) e (3.19) os valores de pressão nominais (p_{1n} e p_{2n}) e temperatura (T_1) igual à temperatura ambiente T_o , em que foi realizada a determinação experimental de Q_n , é obtida a Eq. (3.22).

$$q_m = A_{o\ max} p_{1n} \frac{\rho_o}{p_o} \sqrt{2RT_o} \Psi_{máx} w(a_n) \quad (3.22)$$

⁷ Esta norma está fora de uso, porem é ainda muito comum a caracterização de componentes em catálogo utilizando Q_n .

Deve-se salientar que na determinação da função $w(a_n)$ o valor do coeficiente b aplicado à Eq. (3.11) não corresponde ao valor teórico obtido pela Eq. (3.3). Quando a representação da capacidade de vazão do componente pneumático é realizada com base na ISO 6358 (ISO, 1989), o valor do coeficiente b é explicitado em catálogo. Entretanto, quando esta representação é realizada com base na VDI 3290, forma ainda muita empregada pelos fabricantes de componentes pneumáticos, não é realizada qualquer menção sobre o mesmo. SCHOLZ (1990) afirma que, sob as condições reais de escoamento, o valor da razão de pressões crítica dado pela aplicação da Eq. (3.3) não é atingido, situando-se na faixa de 0,2 a 0,3. Por sua vez, ESCHMANN (1994) apresenta resultados da determinação experimental do coeficiente b , segundo procedimento determinado pela ISO 6358 (ISO, 1989), nos quais o valor médio de b é de aproximadamente 0,45.

A área máxima equivalente do orifício de controle é determinada combinando as Eq. (3.21) e (3.22).

$$A_{0\max} = \frac{Q_n P_o}{p_{1n} \sqrt{2RT_o} \Psi_{\max} w(a_n)} \quad (3.23)$$

Substituindo as Eq. (3.20) e (3.23) é possível determinar o coeficiente equivalente C , relativo à VDI 3290 (Eq.(3.24)).

$$C_{(VDI3290)} = \frac{Q_n}{p_{1n} w(a_n)} \quad (3.24)$$

Esta relação também pode ser obtida substituindo a Eq. (3.21) na Eq. (3.13)

3.2.3 Abertura parcial da servoválvula

Para a consideração da abertura parcial da válvula proporcional, utiliza-se neste trabalho a aplicação de uma variável denominada “abertura relativa” adotada em VIEIRA (1998), a qual, por ser determinada experimentalmente, incorpora os dois parâmetros⁸ individuais utilizados por SCHOLZ (1990) e SANTOS (1996). Esta variável é representada nas equações deste trabalho como “ A_{re} ”. O termo “abertura relativa” que pode ser chamada também de área relativa refere-se à relação entre a área geométrica de passagem no interior da servoválvula e sua área geométrica de passagem máxima, a qual é função da tensão de referência aplicada à mesma.

⁸ A abertura geométrica do orifício, considerada como diretamente proporcional à posição do carretel da válvula e o fator de correção “ α ” que define as perdas devido a contração e as irreversibilidades.

A abertura relativa da servoválvula é determinada experimentalmente através da realização de processos de pressurização e despressurização de uma câmara de volume conhecido, nos quais é registrada a variação da pressão no interior desta câmara. Para permitir a determinação da vazão mássica através da servoválvula nas situações de abertura parcial, ou seja, para tensões de referência inferiores à tensão de referência máxima, a variável abertura relativa efetiva deve ser adequadamente introduzida na Eq.(3.13), resultando na Eq. (3.25).

$$q_m = A_{re} C_{p_1} \rho_o \sqrt{\frac{T_o}{T_1}} w(a) \tag{ 3.25 }$$

Esta equação representa a equação final para a determinação da vazão mássica na válvula empregado no presente trabalho tendo em consideração que “A determinação experimental da abertura relativa efetiva da válvula foi realizada para diversos níveis de pressão de suprimento bem como para diversas variações de amplitude da tensão de referência. Em função dos resultados alcançados, chegou-se à conclusão de que esta variável, na faixa de pressões analisada, é função apenas da amplitude da tensão de referência, não sendo influenciada pelo nível da pressão de suprimento” VIEIRA (1998).

Na Figura 3.2 são apresentados os pontos referentes à abertura relativa do pórtico A (P→A e A→T) da válvula proporcional utilizada, os quais foram determinados experimentalmente segundo procedimento descrito em VIEIRA (1998).

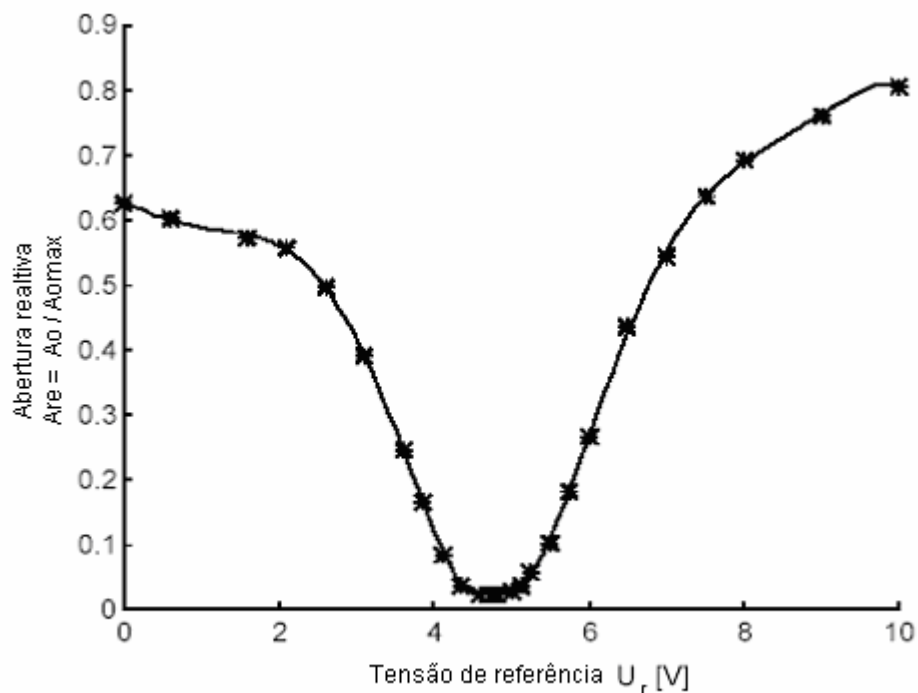


Figura 3.2 Abertura relativa do pórtico A em função da tensão de referencia aplicada à servoválvula (VIEIRA,1998).

As Eq. (3.26) a (3.28) a seguir, obtidas pelo método de aproximação polinomial, correspondem à representação analítica da curva apresentada na referida figura.

Para $0 \leq U_r \leq 4.3$ (V)

$$A_{reA} = 2.8427e - 3U_r^5 - 2.4491e - 2U_r^4 + 5.4766e - 2U_r^3 - 3.0757e - 2U_r^2 - 3.9518e - 2U_r + 6.2547e - 1 \quad (3.26)$$

Para $4.3 < U_r \leq 5.1$ (V)

$$A_{reA} = 9.9965e - 2U_r^2 - 9.4658e - 1U_r + 2.2636 \quad (3.27)$$

Para $5.1 < U_r \leq 10$ (V)

$$A_{reA} = -2.80215e - 3U_r^5 + 1.098945e - 1U_r^4 - 1.69945U_r^3 + 12.9048U_r^2 - 47.7738U_r + 68.7839 \quad (3.28)$$

De forma semelhante são apresentados na Figura 3.3 os pontos referentes à abertura relativa do pórtilo B (P→B e B→T) da servoválvula. As Eq. (3.29) a (3.32) correspondem à representação analítica da curva apresentada nesta mesma figura.

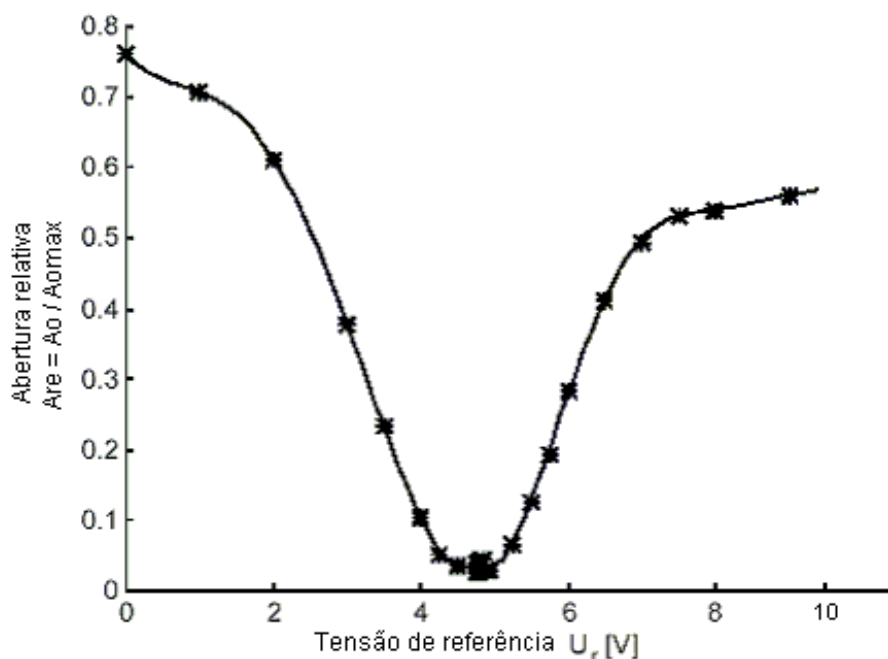


Figura 3.3 Abertura relativa do pórtilo B em função da tensão de referencia aplicada à servoválvula (VIEIRA,1998).

Para $0 \leq U_r \leq 4.3$ (V)

$$A_{reB} = 8.1357e - 3U_r^4 - 6.5075e - 2U_r^3 \quad (3.29)$$

$$1.1747e - 1U_r^2 - 1.1369e - 1U_r + 7.5955e - 1$$

Para $4.3 < U_r \leq 5.1$ (V)

$$A_{reB} = 1.0042e - 1U_r^2 - 9.4476e - 1U_r + 2.2541 \quad (3.30)$$

Para $5.1 < U_r \leq 8$ (V)

$$A_{reB} = 1.8649e - 4U_r^5 + 1.5534e - 2U_r^4 - 5.0860e - 1U_r^3 \quad (3.31)$$

$$5.3629U_r^2 - 23.754U_r + 38.013$$

Para $8 < U_r \leq 10$ (V)

$$A_{reB} = 2.0397e - 2U_r + 3.7572e - 1 \quad (3.32)$$

Em função dos resultados experimentais alcançados em VIEIRA (1998), é conveniente a apresentação de alguns aspectos relevantes a respeito da servoválvula utilizada neste trabalho.

- Comportamento assimétrico da servoválvula, na qual o ponto médio de abertura relativa ocorre sob a tensão de referência de 4,89V, sendo de 5,0V o valor conforme o catálogo.
- Saturação da abertura relativa quando a tensão de referência se aproxima dos valores extremos.
- Existência de vazamentos internos na servoválvula, os quais são da ordem de 3% da vazão máxima.
- Zona morta, observada pela região em que para uma grande variação da tensão de referência, não há uma variação significativa da abertura relativa; compreendida numa faixa de tensão de 4.2 a 5.5 v.

Para superar o prejuízo que a zona morta provoca no comportamento dinâmico do posicionador, propõe-se uma estratégia de compensação detalhada na seção 3.2.7.

3.2.4 Equação da continuidade para um escoamento compressível em um volume de controle

Esta equação faz referência à conservação da massa através de uma câmara específica de cada cilindro

$$\int_{SC} \rho \vec{v} d\vec{A} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho dV \quad (3.33)$$

onde: “A” é a área de passagem do fluido na superfície de controle das câmaras consideradas dos cilindros, “ ρ ” é a massa específica do fluido no volume “V” e “v” é a velocidade do fluido em “A”.

Considerando um processo isentrópico,

$$C_p dT = \frac{V}{m_f} dp \quad (3.34)$$

onde: “ C_p ” é o calor específico a pressão constante e “T” e “ m_f ” são, respectivamente, a temperatura absoluta e a massa de fluido, todos medidos no volume “V”.

e, sendo um gás ideal,

$$C_p = \frac{\gamma R}{\gamma - 1} \quad (3.35)$$

onde: “ γ ” é a razão dos calores específicos medidos em “V”,

resulta:

$$q_{m1} = q_{m2} + \frac{p}{RT} \frac{dV}{dt} + \frac{V}{RT\gamma} \frac{dp}{dt} \quad (3.36)$$

onde: “ q_{m1} ” é a vazão mássica que entra e “ q_{m2} ” é a vazão mássica que sai do volume considerado.

Se for considerado um processo isotérmico, obtém-se, a partir da Eq.(3.33), a seguinte expressão para a equação da continuidade no volume de controle:

$$q_{m1} = q_{m2} + \frac{p}{RT} \frac{dV}{dt} + \frac{V}{RT} \frac{dp}{dt} \quad (3.37)$$

3.2.4.1 Equação da continuidade para um escoamento compressível na câmara A dos cilindros.

Considerando escoamento isentrópico e não havendo vazamento interno ou externo significativo da câmara A, a Eq. (3.37) pode ser reescrita como:

A vazão mássica “ q_{m2} ” é inexistente, logo a Eq. (3.36) pode ser reescrita como:

$$q_{mA} = \frac{p_A}{RT_A} \frac{dV_A}{dt} + \frac{V_A}{RT_A \gamma_A} \frac{dp_A}{dt} \quad (3.38)$$

com:

$$V_A = Ax + V_{A0} \quad (3.39)$$

Por sua vez, isolando-se a derivada da pressão na Eq. (3.38) resulta:

$$\frac{dp_A}{dt} = -\frac{A_u \gamma_A \dot{x}}{A_u x + V_{A0}} p_A + \frac{R \gamma_A T_A}{A_u x + V_{A0}} q_{mA} \quad (3.40)$$

onde: “ A_u ” e “ x ” são respectivamente a área útil e a posição do embolo do cilindro e “ V_{A0} ” é o volume morto das câmaras dos cilindros.

Considerando o circuito pneumático mostrado na Figura 3.4 onde existem dois cilindros acoplados a uma mesma válvula, o volume V_A é estimado com a soma dos volumes na câmara A dos cilindros; considerando que a posição $x^{2A1} = 0$ quando o cilindro 2A1 está recuado e a posição $x^{2A2} = 0$ quando o cilindro 2A2 está avançado.

$$V_A = V_{A0}^{2A1} + A_A^{2A1} x^{2A1} + V_{A0}^{2A2} + A_B^{2A2} x^{2A2} \quad (3.41)$$

E a variação do volume no tempo

$$\frac{dV_A}{dt} = \left(A_A^{2A1} \frac{dx^{2A1}}{dt} + A_B^{2A2} \frac{dx^{2A2}}{dt} \right) \quad (3.42)$$

Logo a Eq. (3.38) pode ser reescrita como:

$$q_{mA} = \frac{p_A}{RT_A} \left(A_A^{2A1} \frac{dx^{2A1}}{dt} + A_B^{2A2} \frac{dx^{2A2}}{dt} \right) + \left(\frac{V_{A0}^{2A1} + A_A^{2A1} x^{2A1} + V_{A0}^{2A2} + A_B^{2A2} x^{2A2}}{RT_A \gamma} \right) \frac{dp_A}{dt} \quad (3.43)$$

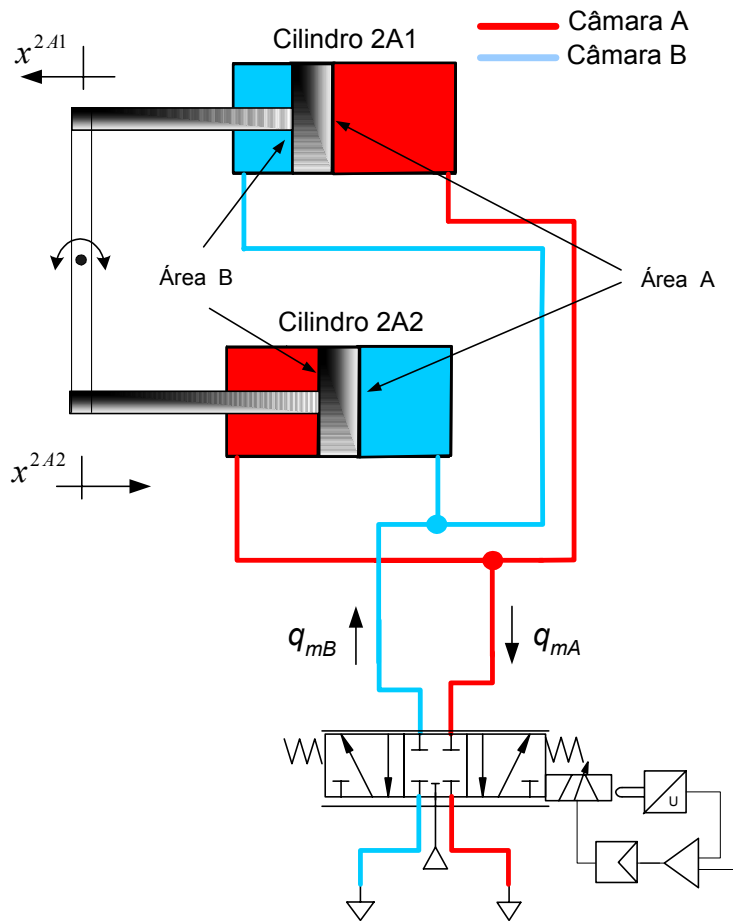


Figura 3.4 Configuração das câmaras do circuito pneumático

Chegando à seguinte expressão para a variação de pressão total na câmara A do cilindro 2A1 conjuntamente com a câmara B do cilindro 2A2.

$$\frac{dp_A}{dt} = - \frac{v\gamma(A_A^{2A1} + A_B^{2A2})}{V_{A0}^{2A1} + A_A^{2A1}x^{2A1} + V_{A0}^{2A2} + A_B^{2A2}x^{2A2}} p_A + \frac{RT_A\gamma}{(V_{A0}^{2A1} + A_A^{2A1}x^{2A1} + V_{A0}^{2A2} + A_B^{2A2}x^{2A2})} q_{mA} \quad (3.44)$$

3.2.4.2 Equação da continuidade para um escoamento compressível na câmara B dos cilindros.

Partindo da Eq.(3.40), a equação de continuidade para o volume B dos cilindros pode ser escrita da seguinte forma:

$$q_{mB} = -\frac{p_B}{RT_B} \left(A_B^{2A1} \frac{dx_1}{dt} + A_A^{2A2} \frac{dx_2}{dt} \right) - \left(\frac{V_{B0}^{2A1} + A_B^{2A1}(L - x_1) + V_{B0}^{2A2} + A_A^{2A2}(L - x_2)}{RT_B \gamma} \right) \frac{dp_B}{dt} \quad (3.45)$$

onde: “ q_{mB} ” é a vazão mássica que sai de “ V_B ”, “ L ” é o curso dos cilindros e “ V_{B0} ” é o volume morto das câmaras dos cilindros; “ T_B ” e “ γ_B ” são, respectivamente a razão dos calores específicos e a temperatura absoluta do ar, ambos medidos em “ V_B ”.

Isolando a variação de pressão na câmara B do cilindro 2A1 conjuntamente com a câmara A do cilindro 2A2, a Eq.

(3.45) resulta em:

$$\frac{dp_B}{dt} = \frac{v\gamma(A_B^{2A1} + A_A^{2A2})}{V_{B0}^{2A1} + A_B^{2A1}(L - x^{2A1}) + V_{B0}^{2A2} + A_A^{2A2}(L - x^{2A1})} p_B - \frac{RT_B \gamma}{(V_{B0}^{2A1} + A_B^{2A1}(L - x^{2A1}) + V_{B0}^{2A2} + A_A^{2A2}(L - x^{2A2}))} q_{mA} \quad (3.46)$$

3.2.5 Equação do movimento – Dinâmica do cilindro

O equilíbrio de forças nos êmbolos são obtidos pela aplicação da 2ª lei de Newton. Considerando que os cilindros estão com as extremidades das hastes ligadas e desprezando a variação no ângulo da haste em relação à alavanca de interligação, resulta:

$$p_A A_A^{2A1} - p_B A_B^{2A1} + (-p_A A_B^{2A2} + p_B A_A^{2A2}) - F_{a1} - F_{a2} - F_c = M \frac{d^2 x}{dt} \quad (3.47)$$

Onde: “ M ” é a massa e “ F_{a1} ” é “ F_{a2} ” são as forças de atrito entre o êmbolo e a camisa de cada cilindro.

Conforme apresentado na seção 3.2.6, as forças de atrito “ F_{a1} ” é “ F_{a2} ” foram determinadas a partir de uma bateria de ensaios em regime permanente, variando-se a pressão de carga nos cilindros “ $(p_A - p_B)$ ”, ou seja:

$$\lim_{s \rightarrow 0} (F_A) = (p_A A_A - p_B A_B) - Ms^2 x \quad (3.48)$$

$$F_A = (p_A A_A - p_B A_B) \quad (3.49)$$

3.2.6 Modelo do coeficiente de atrito viscoso variável

Nesta seção descreve-se o Modelo do Coeficiente de Atrito Viscoso Variável, proposto por GOMES (1995, 2003), utilizado neste trabalho para estimar o atrito no cilindro pneumático. Antes, porém, apresenta-se algumas definições básicas.

A força de atrito pode ser definida como a força de resistência ao movimento relativo entre corpos em contato. De acordo com estudos realizados por Leonardo da Vinci, o atrito é regido por duas leis empíricas básicas:

- A força de atrito (F_a) é proporcional a força normal (F_N) e pode ser dada por " $F_a = \mu.F_N$ ", onde " μ " é o coeficiente de atrito;
- A força de atrito é independente da área aparente de contato.

Em 1785, Coulomb acrescentou uma terceira lei:

- A força de atrito é dependente da velocidade de deslizamento.

Também é conhecido que a força necessária para iniciar o deslocamento de um corpo é maior do que a força necessária para mantê-lo em movimento. Este fenômeno é formalizado através da utilização de um coeficiente de atrito estático (μ_s), e de um coeficiente de atrito dinâmico (μ_d), em que " $\mu_s > \mu_d$ ".

Quando existe lubrificante entre as superfícies em contato ocorre o atrito viscoso, proporcional à velocidade. Neste caso, assim que o corpo parte do repouso ocorre uma rápida redução da força de atrito conhecida como efeito Stribeck (Figura 3.5).

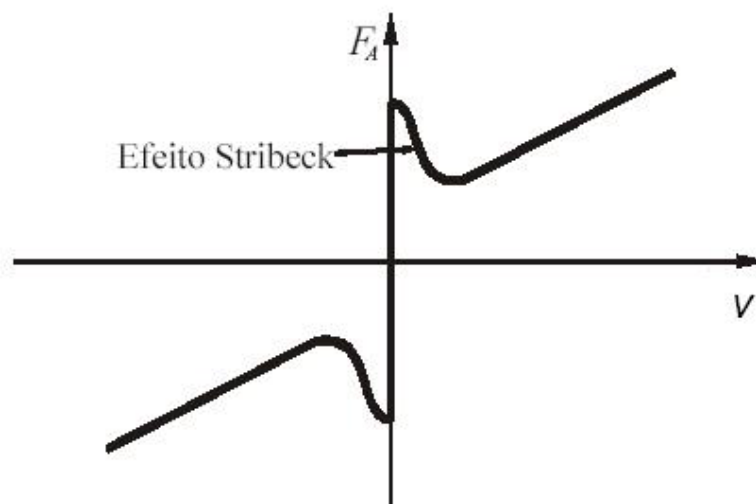


Figura 3.5 Efeito Stribeck

Para pequenas velocidades, o atrito provoca ainda um movimento intermitente com paradas (modo "stick") e deslizamentos (modo "slip"). Segundo GOMES (1995, 2003), estes fenômenos ocorrem na chamada região de "stick-slip" ("stiction zone"), quando a velocidade da massa (M) é menor do que um certo limite próximo de zero. Verifica-se ainda que:

1. No modo "stick" a força aplicada é menor ou igual à força de atrito estático;

2. No modo “slip” a força aplicada é maior do que a força de atrito estático.

Estas características apontam que o atrito depende tanto da velocidade desenvolvida pela massa (M) como da força que é aplicada para produzir o movimento da mesma.

O Modelo do Coeficiente de Atrito Viscoso Variável foi proposto por GOMES (1995, 2003) com o objetivo de representar os modos “stick” e “slip” através de trajetórias diferentes na região de “stick-slip”. Cabe ressaltar que, na prática, as velocidades são consideradas próximas de zero quando elas são menores que uma velocidade limite (\dot{x}_{lim}), abaixo da qual não é possível deslocar o corpo com velocidade constante.

No Modelo do Coeficiente de Atrito Viscoso Variável, a força de atrito para velocidades acima da velocidade limite é obtida a partir do mapa estático para o atrito, que define a relação entre a força de atrito e a velocidade relativa entre as superfícies em contato (curva “A” da Figura 3.6).

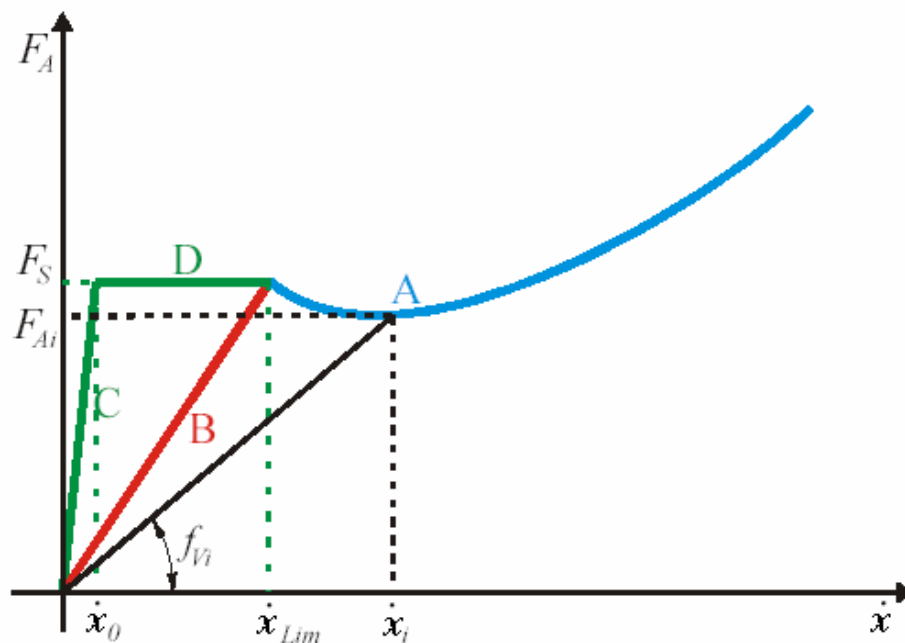


Figura 3.6 Trajetórias do modelo de atrito (MACHADO (2003)).

Para velocidades abaixo da velocidade limite, a força de atrito é representada pelas trajetórias “B”, “C” e “D”. No modo “slip” a força de atrito se comporta de acordo com a trajetória “B” e no modo “stick” de acordo com as trajetórias “C” e “D”. Os resultados experimentais referentes aos cilindros utilizados estão expostos através das Figura 3.7 e Figura 3.8, denominadas Mapa Estático de Atrito, da qual se extrai os parâmetros de atrito de Coulomb, coeficiente de atrito viscoso, velocidade limite e atrito estático, os quais são utilizados, juntamente com a velocidade de “stick”, na implementação do modelo representativo do atrito. A identificação dos parâmetros do modelo de atrito descrito, é feito com base nos resultados do mapa estático de atrito; esse mapa é construído medindo a força aplicada para a realização de um movimento em velocidade constante, e apresenta a relação entre a força de atrito e a velocidade relativa entre as superfícies em contacto.

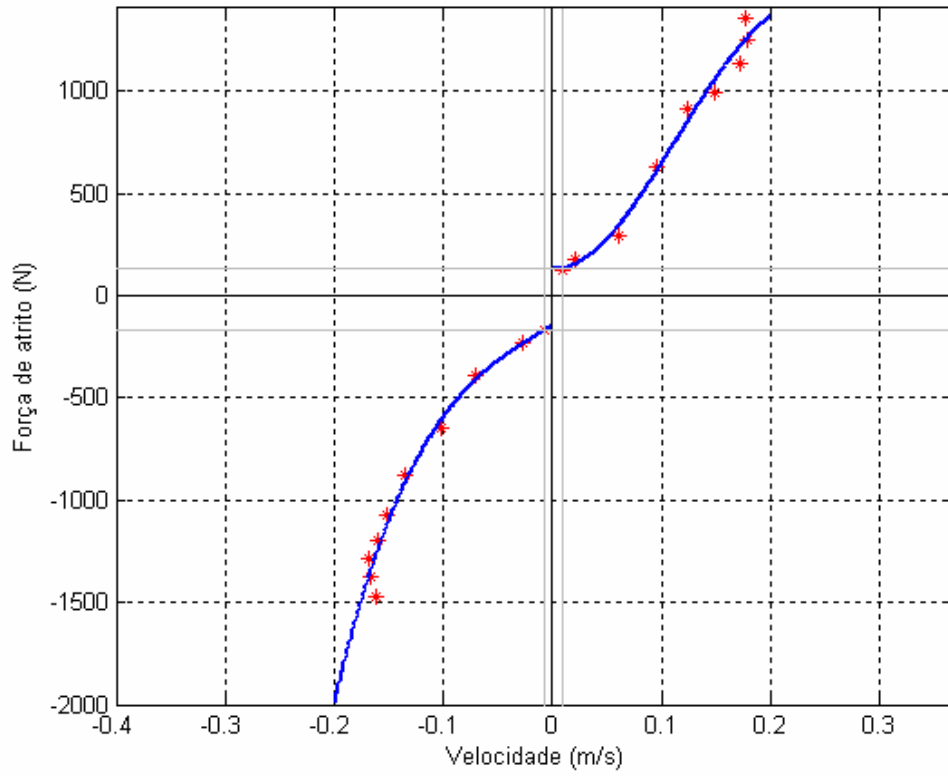


Figura 3.7 Mapa de atrito estático do cilindro 2A1

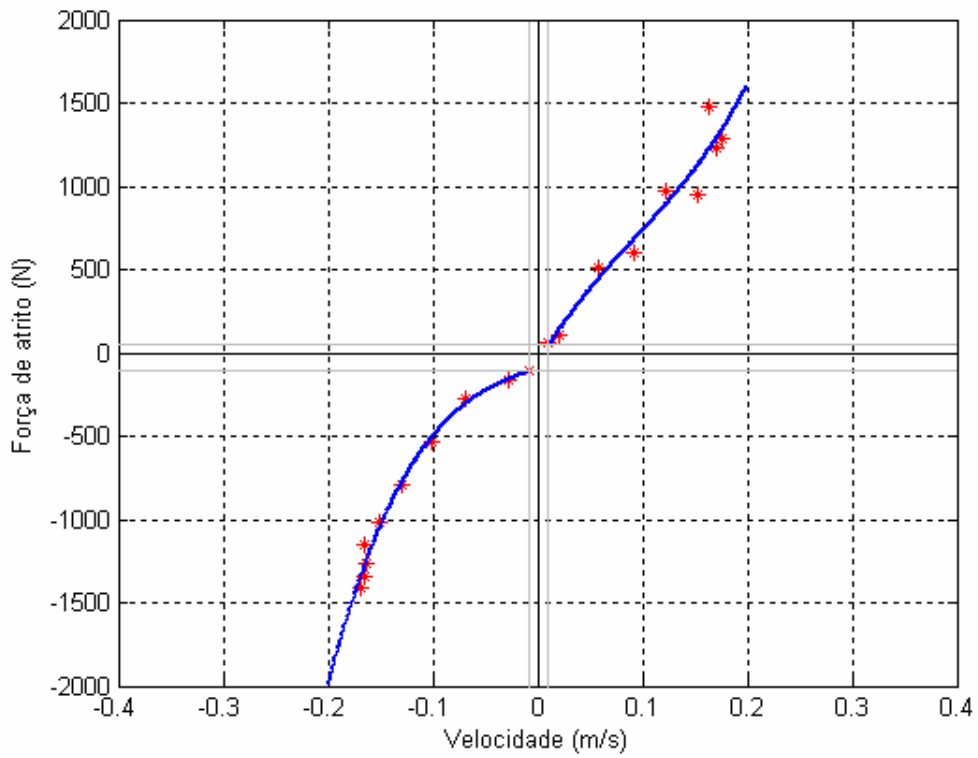


Figura 3.8 Mapa de atrito estático do cilindro 2A2

A partir do mapa estático podem ser definidas a curva “A” e as trajetórias “B” (“slip”) e “C-D” (“stick”) do modelo, representado na Figura 3.6. A curva “A” pode ser representada ajustando uma função ao mapa estático do atrito. Neste trabalho verificou-se que polinômios de terceira ordem podem representar o mapa estático de forma satisfatória. No apêndice D são apresentados os coeficientes dos termos dos polinômios de terceira ordem, sendo estes representativos do comportamento do atrito nos sentidos positivo e negativo do movimento, para valores de velocidade maiores, em módulo, que as velocidades limites. Vale salientar que estes coeficientes coincidem respectivamente com os coeficientes variáveis do atrito viscoso nos sentidos positivo e negativo do movimento. A lista dos demais parâmetros envolvidos no modelo de atrito são descritos no apêndice D.

Mais informações, inclusive sobre a metodologia a ser seguida para determinação da velocidade de “stick”, podem ser obtidas em MACHADO (2003).

No modelo apresentado, a força de atrito é descrita por:

$$F_{Ai} = f_{Vi} \dot{x}_i \quad (3.50)$$

Onde “ \dot{x}_i ” é a velocidade de deslocamento no ponto de operação “i” e “ f_{Vi} ” é o coeficiente de atrito viscoso variável, que por sua vez, é função da velocidade “ \dot{x}_i ” e da força aplicada “ $g_i = (A_A - A_B) \cdot p_{\Delta i}$ ” correspondente.

De forma genérica, a Eq. (3.50) pode ser escrita como

$$F_A = f_v(\dot{x}, g) \dot{x} \quad (3.51)$$

Nas Figura 3.7 e Figura 3.8 é observado que cada cilindro tem um comportamento diferente no que tange a força de atrito, este fenômeno dará um comportamento assimétrico nas forças, no momento de acoplar os cilindros conforme mostrado na Figura 3.4.

3.2.7 Modelo da compensação da zona morta (ZM) da válvula

A zona-morta ocorre quando a largura do carretel é maior que a largura do pósito (centro supercrítico). Válvulas direcionais com zona-morta possuem um menor vazamento interno e, dependendo da aplicação, a presença desta não-linearidade pode ser desejável. Porém em sistemas de controle em malha fechada a mesma causa limitações no desempenho, devendo ser identificada e compensada.

A zona-morta é uma relação estática de entrada-saída na qual para uma faixa de valores de entrada não há saída, conforme mostrado na Figura 3.9, onde u é a entrada e y é a saída. Geralmente os limites direito (zmd) e esquerdo (zme) e as inclinações (md e me) não são iguais.

A compensação da não-linearidade de zona-morta é obtida através do desenvolvimento de sua inversa. Caso a inversa fosse exata e os parâmetros conhecidos (zmd , zme , md e me) teria-se o cancelamento perfeito do efeito da zona-morta. Porém, é necessário utilizar a inversa da zona-morta suavizada para evitar a descontinuidade na origem da entrada e o chaveamento brusco entre zme e zmd . Além do mais, dispõe-se apenas de uma boa estimativa dos parâmetros. Mesmo assim os efeitos da zona-morta podem ser minimizados através da implementação da sua inversa fixa ou ainda através de controle adaptativo (TAO e KOKOTOVIC,1996).

Neste trabalho utiliza-se um esquema de compensação baseado na inversa fixa e suavizado linearmente próximo da origem.

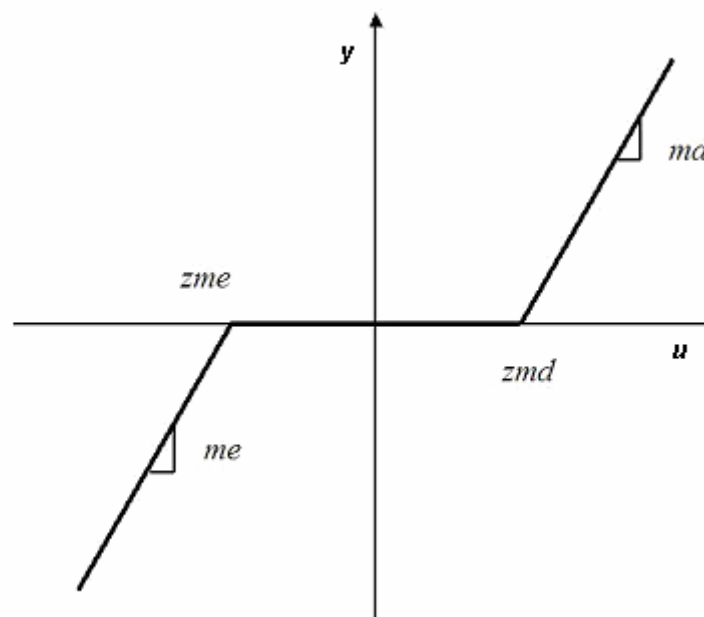


Figura 3.9 Representação gráfica da não linearidade de zona-morta

A Figura 3.10 mostra a representação gráfica da inversa da ZM com suavização nas proximidades da origem, onde ud é o sinal de controle desejável na ausência de ZM, u_{czm} é a saída do compensador e l_c é a largura de compensação e define a região de suavização linear.

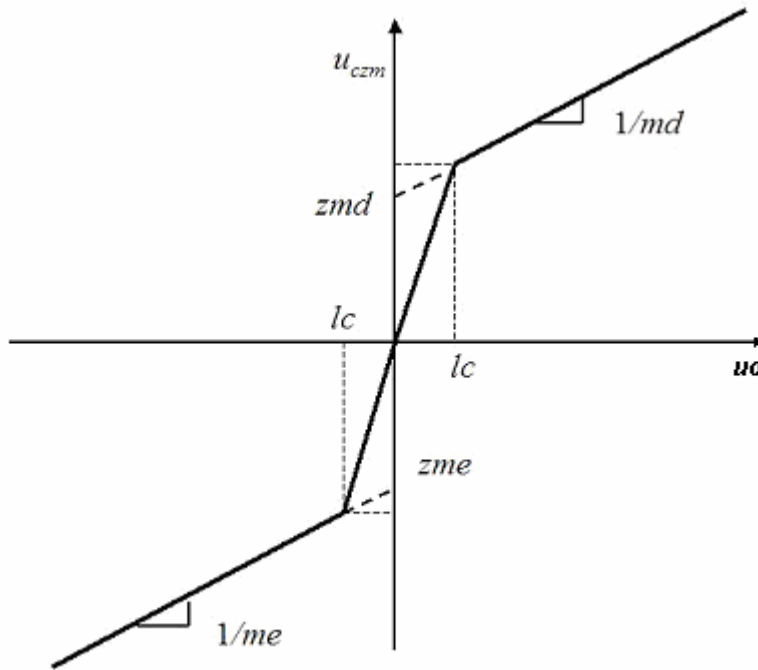


Figura 3.10 Representação gráfica da inversa da não linearidade de zona-morta com suavização nas proximidades da origem (VALDIERO, 2005).

Tal compensação é descrita pela Eq. (3.52)

$$u_{czm}(t) = \begin{cases} \frac{u_d(t)}{md} + zmd & \text{se } u_d(t) \geq lc \\ \frac{u_d(t)}{me} - |zme| & \text{se } u_d(t) \leq -|lc| \\ \left(\frac{zmd + lc/md}{lc} \right) u_d(t) & \text{se } 0 \leq u_d(t) < lc \\ \left(\frac{|zme| + |lc|/me}{|lc|} \right) u_d(t) & \text{se } -|lc| \leq u_d(t) < 0 \end{cases} \quad (3.52)$$

Onde, baseando-se nos resultados de VIEIRA (1998) mostrados nas Figura 3.2 e Figura 3.3 para a válvula utilizada e associando ao modelo de compensação de ZM têm-se $md = me = 1$, $zmd = 0.61v$, $zme = 0.69v$ e $lc = 0.4$.

3.3 O controlador PID

Conforme RICO (2000a), o controlador PID (Proporcional, Integral, Derivativo) é o tipo de controlador de estrutura fixa mais utilizado nas aplicações industriais, tanto no Brasil como no mundo. Trabalhos de pesquisa bem recentes, segundo RICO (2000a), mostram que mais de 95% das malhas de controle industriais são deste tipo e que as estruturas de controle distribuído mais complexas têm o PID como elemento básico.

Segundo BAZANELLA (2005), “A combinação das ações proporcional, integral e derivativa para gerar um só sinal de controle dá origem ao que chamamos de controlador *proporcional – integral – derivativo* ou simplesmente PID. O controlador PID é capaz de eliminar erros em regime permanente, através da ação integral, bem como antecipar o comportamento do processo, graças à ação derivativa. A ação proporcional, por sua vez, faz com que o sistema reaja ao erro presente, conferindo ao sistema uma reação imediata e, portanto, rápida à ação de perturbações ou variações de referência de magnitudes significativas”.

O sinal de controle gerado pelo controlador PID pode ser genericamente expresso como:

$$u(t) = K_p(e(t)) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(\tau) d\tau + T_d \frac{de(t)}{dt} \quad (3.53)$$

Dessa forma tem-se três parâmetros de sintonia do controlador: o ganho proporcional K_p (ação proporcional), o tempo integral T_i (ação integral) e o tempo derivativo T_d (ação derivativa).

Considerando a Eq. (3.53), o sinal de controle oriundo do controlador PID pode ser visto como a soma de três sinais ($p(t)$, $i(t)$, $d(t)$) obtidos a partir do sinal de erro. A Figura 3.11 ilustra esse fato.

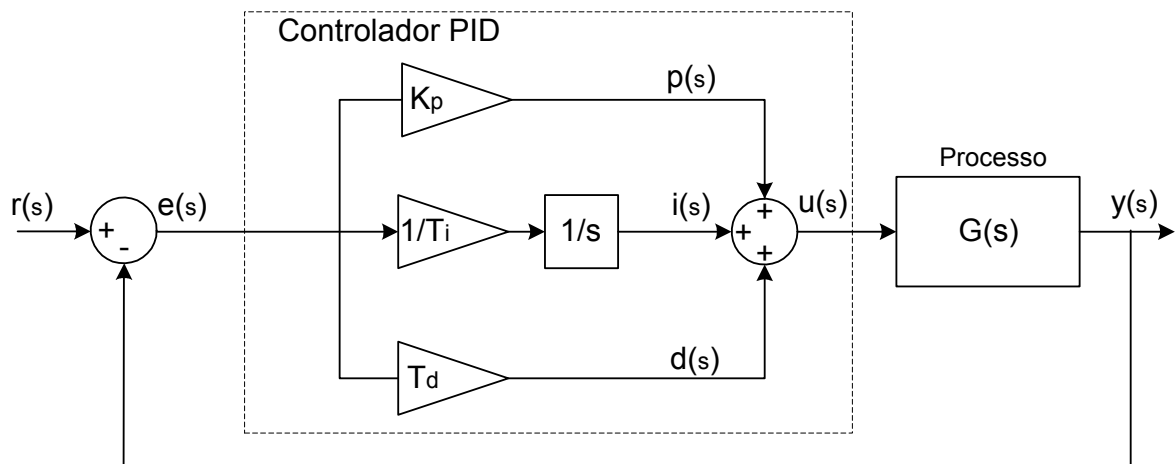


Figura 3.11 Diagrama de blocos de um controlador PID (BAZANELLA (2005))

O esquema do controlador PID adotado é mostrado na Figura 3.11. Algumas das vantagens deste tipo de controlador são o erro nulo em regime permanente, três graus de liberdade no ajuste dos parâmetros através das variáveis proporcional, integral e derivativa, uma vasta literatura sobre ajustes para este tipo de controlador e também por ser o controlador mais comumente encontrado em campo. Nas simulações e nos testes a implementação do controlador é realizada automaticamente através do MATLAB/SIMULINK, no qual a representação do modelo matemático é realizada através de diagramas de blocos.

CAPÍTULO 4

DESCRIÇÃO DO EXPERIMENTO

Neste capítulo são abordados os principais aspectos práticos da implementação experimental do sistema servopneumático apresentado neste trabalho. A análise e resultados das simulações e experimentos estão apresentados no Capítulo 5.

4.1 Introdução

A implementação experimental do projeto foi realizada no Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos (LASHIP) do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina. Esta implementação foi alcançada através de uma bancada de testes apresentada na Figura 4.1 e 4.2. Este capítulo trata, principalmente, da descrição dos seus componentes e dos procedimentos práticos necessários.

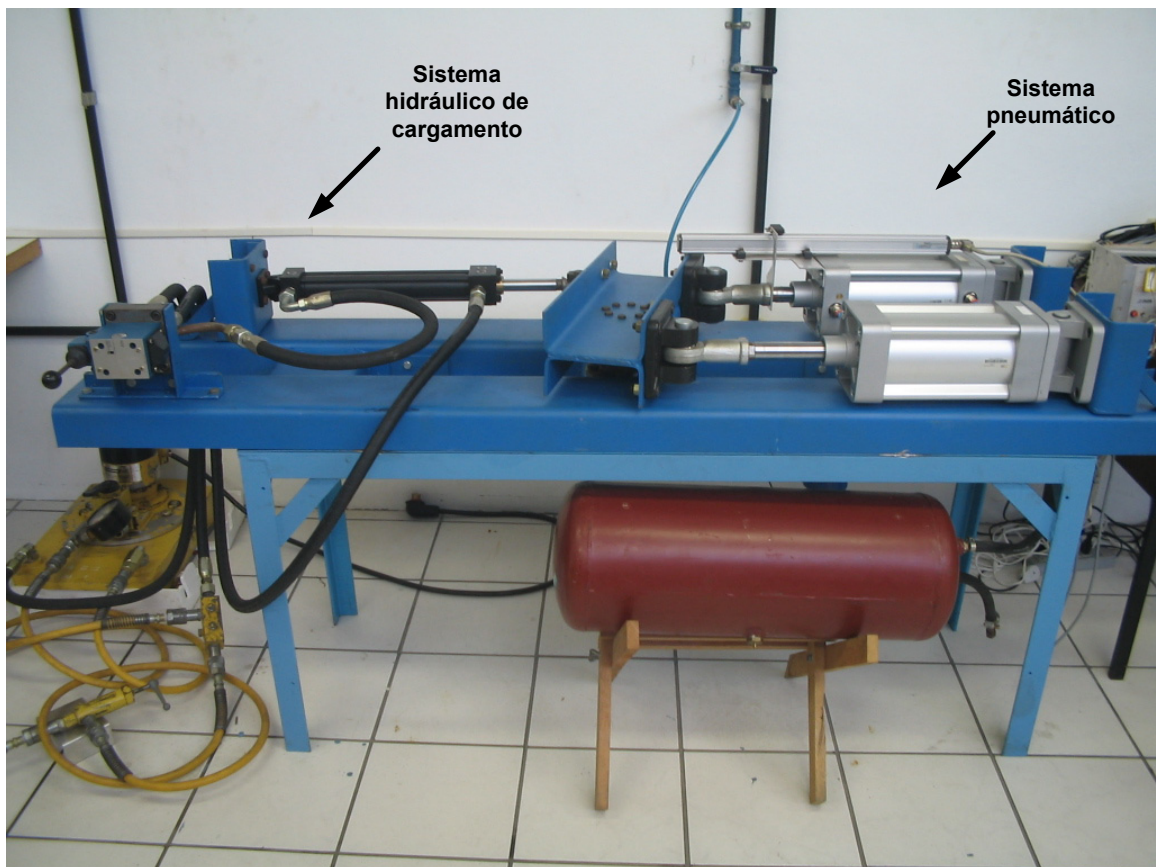


Figura 4.1 Bancada de testes

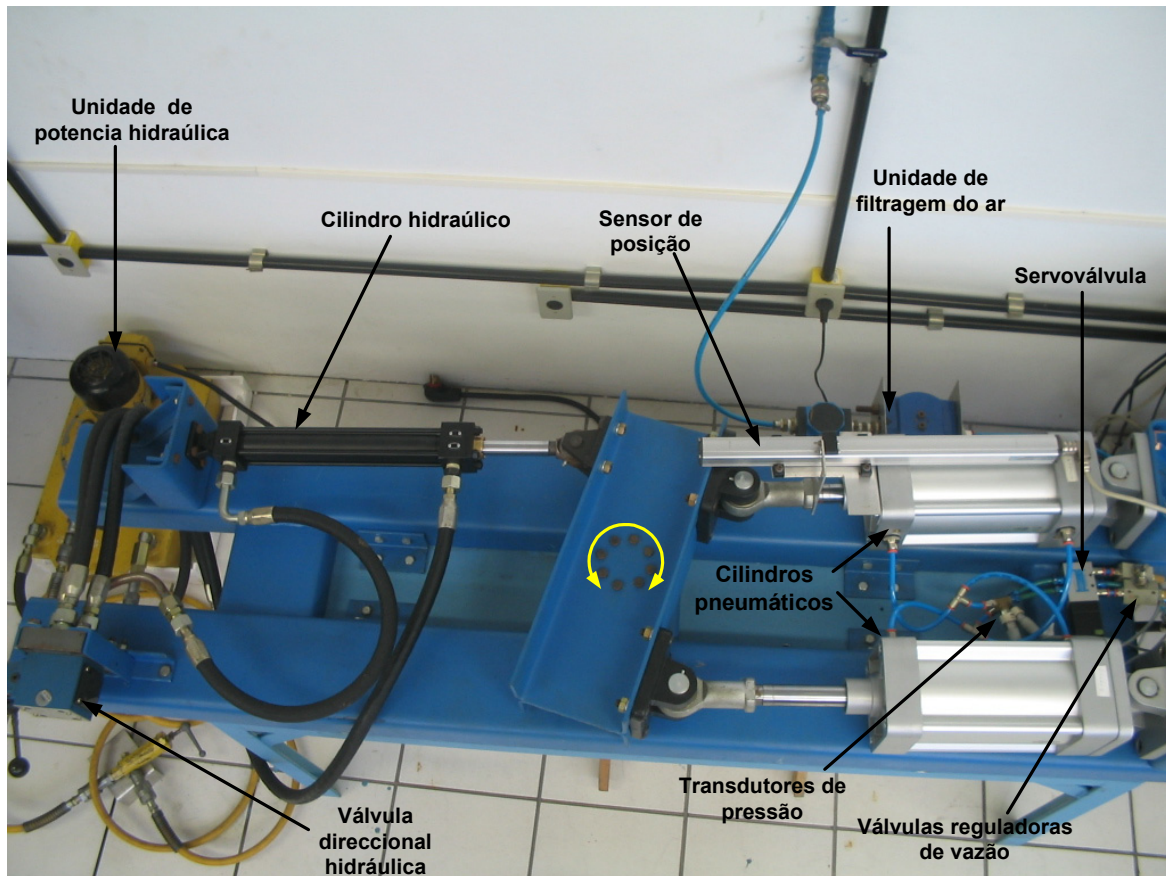


Figura 4.2 Componentes da bancada de testes

O capítulo é organizado como segue. Na seção 4.2 é apresentada uma descrição geral do servoposicionador pneumático enquanto que nas seções 4.3 são descritos os componentes dos atuadores pneumáticos e hidráulico. Na seção 4.4 são apresentados os transdutores e condicionadores de sinais. Na seção 4.5 apresentam-se os sistemas de aquisição de dados e controle.

4.2 Descrição geral do sistema

Na Figura 4.3 é apresentado um diagrama esquemático do sistema. Na estrutura da bancada estão montados os seguintes componentes: um transdutor ultrasônico de deslocamento acoplado a um dos dois cilindros pneumáticos de dupla ação com haste, uma servo-servoválvula 5/3, dois transdutores de pressão absoluta, um transdutor de pressão diferencial, um termopar tipo J, um vaso de pressão (acumulador), uma unidade de filtragem, uma válvula proporcional reguladora de pressão e duas válvulas reguladoras de vazão.

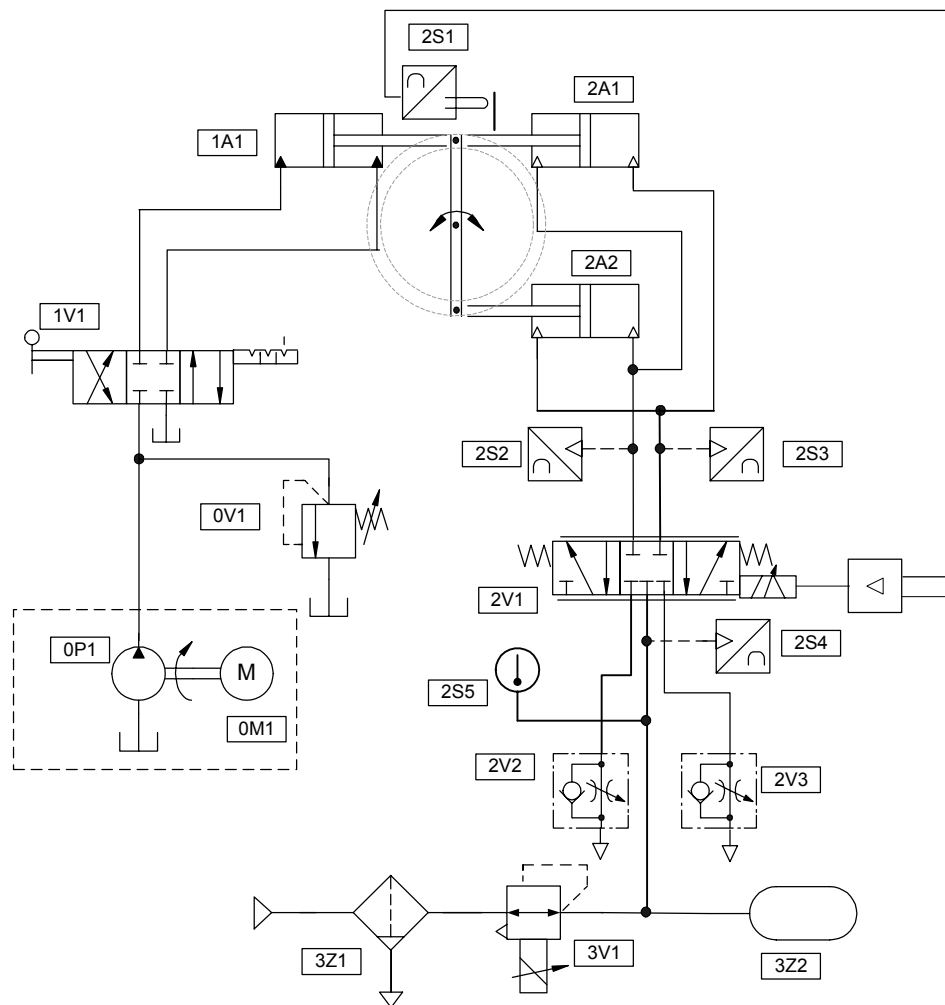


Figura 4.3 Esquema da bancada de testes (codificação segundo Tabela 4.1)

Por sua vez, sistema de condicionamento de sinais é composto por circuitos tipo ponte, um amplificador operacional, um filtro analógico de 4 canais e de 2 fontes de corrente contínua dedicadas. O sistema de aquisição de dados e controle é composto por uma placa de controle (com DSP) acoplada a um microcomputador IBM PC compatível. O circuito elétrico de aquisição e controle de sinais e o circuito elétrico de alimentação dos solenóides das válvulas proporcional de vazão e regulação de pressão mais a alimentação do transdutor de posição são mostrados, respectivamente, nas Figura 4.4 e Figura 4.5.

O sistema que gera o carregamento está constituído por um sistema hidráulico formado por um cilindro hidráulico assimétrico de dupla ação com haste comandado por uma válvula direcional, uma válvula reguladora de pressão e uma unidade de potência. O sistema que simula o trabalho mecânico do anel Fink é formado por uma alavanca pivotada no centro e conectada em suas extremidades aos cilindros pneumáticos e ao cilindro de carga hidráulico em um de seus extremos.

Tabela 4.1 Componentes do circuito de testes

CODIGO DE IDENTIFICAÇÃO DOS COMPONENTES	
Descrição	Código
Bomba hidráulica	0P1
Motor elétrico	0M1
Válvula hidráulica reguladora de pressão	0V1
Válvula de controle direcional de 4 vias	1V1
Atuador hidráulico diferencial	1A1
Válvula pneumática proporcional de vazão ou servoválvula	2V1
Válvula pneumática reguladora de vazão	2V2,2V3
Transdutor de posição potenciômetro	2S1
Transdutor de pressão absoluta	2S2,2S3
Transdutor de pressão diferencial	2S4
Termopar tipo J	2S5
Atuador pneumático diferencial	2A1, 2A2
Válvula pneumática proporcional reguladora de pressão	3V1
Unidade de filtragem	3Z1
Acumulador de ar	3Z2

O sistema de tratamento do ar comprimido é composto pela unidade de filtragem, pela válvula proporcional reguladora de pressão e pelo vaso de pressão ou acumulador. Este subsistema é responsável por tratar o ar proveniente da rede de suprimento e manter a pressão do ar nas condições desejadas para o todo o sistema pneumático. A unidade de filtragem (filtros) é responsável pelas tarefas de purificar e desumidificar o ar na estrada do sistema. A válvula reguladora de pressão serve para justar a pressão de suprimento no valor de trabalho $p_s=10 \cdot 10^5$ [Pa] e compensar as flutuações da rede de suprimento. O acumulador (vaso de pressão) colocado em paralelo na rede de trabalho serve para diminuir as flutuações na pressão de trabalho decorrentes do consumo variável de vazão pelo sistema em operação e assegurar o contínuo funcionamento do sistema para 3 ciclos (mínimo), em caso de que a rede de suprimento fique desconectada.

O servoposicionador é constituído pela servoválvula direcional e pelos dois cilindros pneumáticos. A servoválvula direcional serve para direcionar, proporcionalmente ao sinal de controle, a vazão da linha de suprimento para as câmaras dos cilindros e destas para a atmosfera, fazendo com que a diferença de pressão nos êmbolos dos cilindros forneça a força necessária ao movimento.

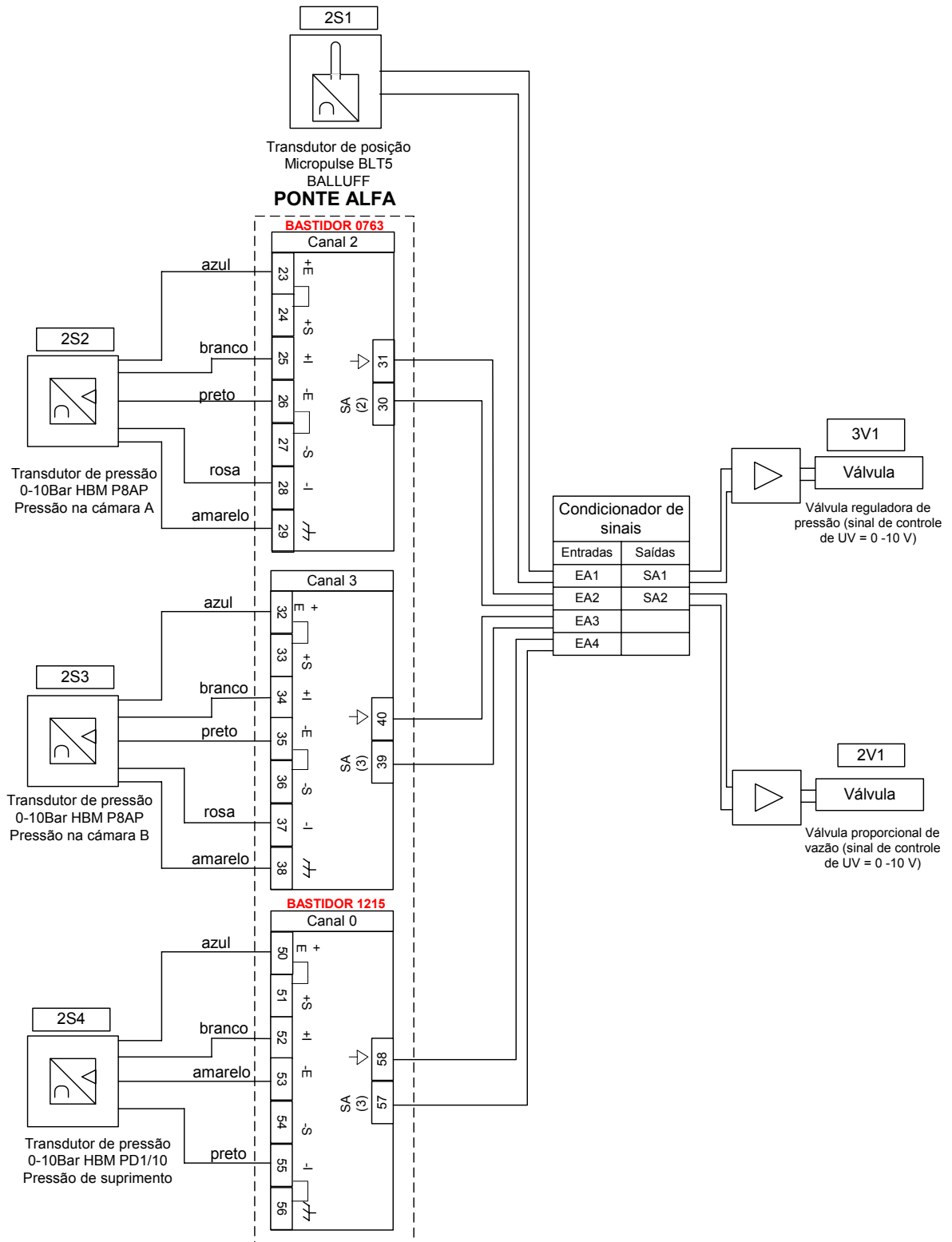


Figura 4.4 Circuito elétrico de aquisição e controle de sinais

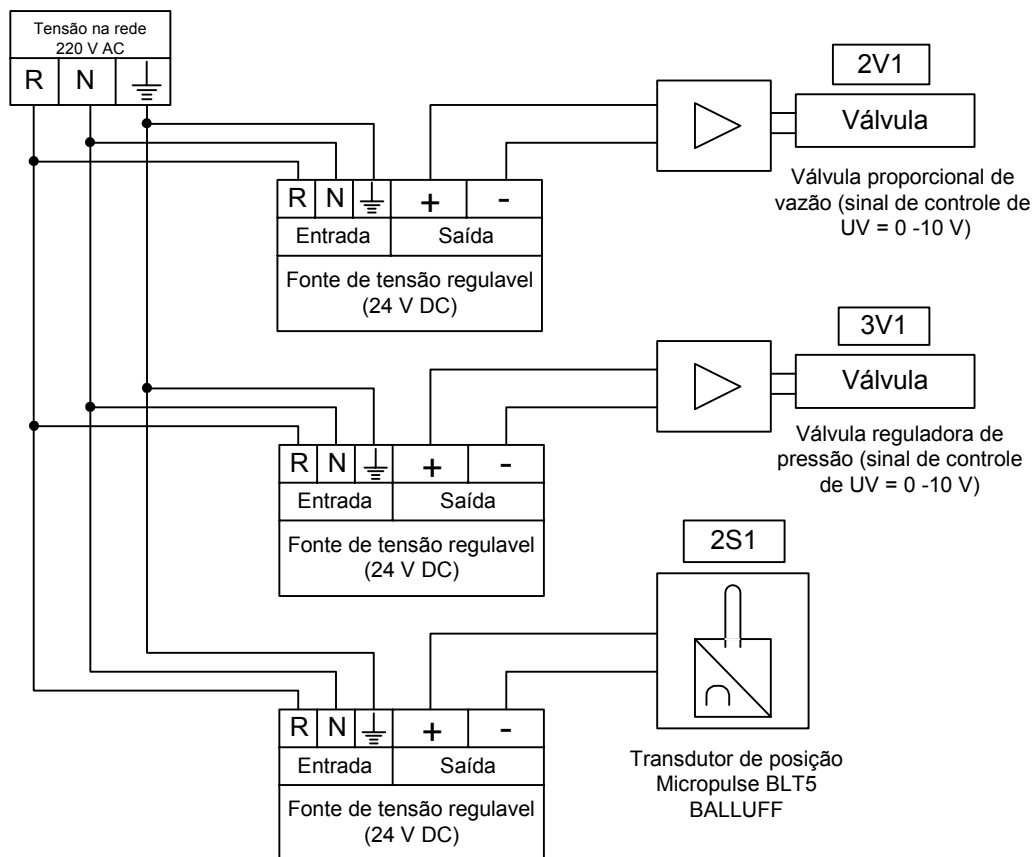


Figura 4.5 Circuito elétrico de alimentação dos solenóides das válvulas proporcional de vazão e regulação de pressão mais a alimentação do transdutor de posição

Os transdutores são os componentes que fornecem as informações sobre a situação do atuador (posição do pistão, pressão de suprimento e pressões nas câmaras) para o sistema de aquisição de dados e controle. A posição do pistão de um dos cilindros é medida pelo transdutor ultrasônico e os transdutores de pressão servem para monitorar as pressões nas entradas das câmaras do cilindro e a pressão de suprimento e para a monitoração da temperatura na linha de suprimento é utilizado um termopar tipo J. Os sistemas de condicionamento servem para tratar (filtrar e amplificar) os sinais medidos e para fornecer as correntes e tensões necessárias para o correto funcionamento dos componentes eletrônicos. O sinal proveniente do sensor de posição é condicionado e filtrado analogicamente antes de ser enviado para a placa A/D, enquanto que duas fontes retificadoras fornecem a potência necessária para a servoválvula direcional e para a válvula proporcional de controle de pressão.

O sistema de aquisição de dados e controle processa o algoritmo de controle de modo a gerar, a partir dos sinais provenientes dos transdutores, o sinal elétrico de controle transmitido ao serv atuador pneumático. A aquisição dos dados e a geração do sinal de controle são executadas em uma placa de aquisição, processamento e conversão do A/D-D/A que está instalada em um microcomputador PC compatível.

4.3 Componentes do sistema servopneumático e hidráulico de carregamento

O posicionador pneumático utilizado é composto de dois cilindros de dupla ação com haste e de uma servoválvula pneumática. Nesta seção são descritos os componentes do sistema pneumático, hidráulico e de condicionamento do ar de trabalho. Os dados sobre os componentes foram obtidos nos respectivos manuais operacionais.

4.3.1 Servoválvula

Nas implementações experimentais utilizou-se uma servoválvula proporcional de vazão nominal (medida) $Q_N = 0,007 \text{ m}^3/\text{s}$ (410 L/min) que, devido a uma realimentação interna, independe da pressão de suprimento. Este recurso garante também um comportamento aproximadamente linear de abertura da válvula em função da tensão aplicada. Uma pequena sobreposição (*overlap*) ocasiona uma zona-morta de cerca de 4%. De acordo com as especificações técnicas do fabricante (Tabela 4.2), esta servoválvula apresenta uma dinâmica com frequência natural em torno de 200 Hz. (FESTO, 2005).

Tabela 4.2 Dados técnicos da servoválvula

Modelo / fabricante	MPYE 5-1/8 FESTO
Tipo	5 vias / 3 posições
Pressão absoluta de trabalho	(0 a 10^6) Pa
Vazão nominal teórica	700 NL/min
Vazão nominal medida (Vierira, 1998)	410 NL/min
Temperatura do fluido de trabalho	(+5 a +40) °C
Temperatura ambiente	(0 +50) °C
Tensão teórica de trabalho	(0 a 10) V DC, posição central em 5 V
Tensão real de trabalho	(0 a 10) V DC, posição central em 4,89 V
Tensão de alimentação	24 V DC $\pm 15\%$
Tempo de resposta na faixa 2 a 8 V	5 ms; 200 Hz
Potência absorvida	Máximo 20 W

4.3.2 Válvula reguladora de pressão

É utilizada para regular a pressão de trabalho em $8 \cdot 10^5$ Pa. A Tabela 4.3 mostra as principais características técnicas da válvula reguladora de pressão (FESTO, 2005).

Tabela 4.3 Dados técnicos da válvula reguladora de pressão

Modelo / fabricante	MPYE 3-1/2 FESTO
Pressão de entrada	(10^5 a $12 \cdot 10^5$) Pa
Pressão de saída	($2 \cdot 10^4$ a 10^6) Pa
Temperatura do fluido	(0 a +50) °C
Temperatura de ambiente	(0 a +50) °C
Tensão de alimentação	24 V DC \pm 15%
Tensão de controle	(0 a 10) V

4.3.3 Cilindros pneumáticos

Na Tabela 4.4 são apresentadas algumas especificações técnicas correspondentes aos cilindros presentes no posicionador servopneumático em estudo (DOVER, 2005).

Tabela 4.4 Dados técnicos dos cilindros

Modelo / fabricante	CNGPS125D-B160 DOVER
Tipo	Cilindro assimétrico com haste
Faixa de temperatura de trabalho	-20°C a 80°C (com lubrificação)
Fluido	Ar filtrado, lubrificado ou não.
Pressão	0 até $10 \cdot 10^5$ Pa
Vida útil estimada	5000 Km a pressão de $6 \cdot 10^5$ Pa.
Diâmetro do êmbolo	125mm
Diâmetro da haste	42mm
Curso efetivo	160mm
Material:	
Êmbolo	Liga de Alumínio
Vedações	Base de Poliuretano
Camisa	Alumínio Anodizado
Haste	Aço SAE 1045 cromada
Força efetiva em avanço	7360 N a $6 \cdot 10^5$ Pa
Força efetiva em retorno	6880 N a $6 \cdot 10^5$ Pa
Força de atrito	Conforme os mapas de atrito estático (Figura 3.7e Figura 3.8)

4.3.4 Válvulas reguladoras de vazão

A Tabela 4.4 mostra as principais características técnicas da válvula reguladora de vazão DOVER(2005).

Tabela 4.5 Dados técnicos das válvulas reguladoras de vazão

Modelo / fabricante	RFL G 3/8" DOVER
Tipo	Reguladora de fluxo em linha
Temperatura máxima	70°C
Pressão máxima	10.10 ⁵ Pa
Vazão nominal	1400 NL/min
Conexão	3/8

4.3.5 Filtros e acumulador

Na bancada em operação no Laship, a unidade de filtragem é composta por dois filtros de pressão (na entrada do sistema) que servem para proteger os componentes pneumáticos das impurezas existentes na linha de suprimento. É necessário filtrar o ar comprimido, pois as servoválvulas são muito sensíveis a partículas contaminantes. Duas granulometrias de filtragem são utilizadas em seqüência: uma de 10 µm (filtro LF-1/2 FESTO) e outra de 0.01µm (filtro LFM-3/4 –C FESTO). Visando a evitar grandes variações na pressão de trabalho e garantir o contínuo suprimento de ar, foi acoplado à entrada do sistema (após os filtros) um reservatório de ar com volume útil de 5.10⁻² m³; o dimensionamento do acumulador é mostrado no Apêndice A.

4.3.6 Circuito hidráulico de carregamento

O circuito é formado por uma unidade de potencia hidráulica (bomba eletro-hidráulica ENERPAC) uma válvula direcional de 4 vias / 2 posições manual e um cilindro assimétrico de dupla ação (PARKER, 2006), (ver Tabela 4.6 e Tabela 4.7). O sistema hidráulico vai fornecer uma força de carga nominal de 11400 N para uma pressão no sistema de 100.10⁵ Pa; para a aplicação de forças de carga menores ou maiores, o circuito hidráulico vai ser regulado mediante uma válvula reguladora de pressão externa manual. Do mesmo modo, o sentido positivo e negativo da carga hidráulica vai ser determinado pela válvula manual direcional.

Tabela 4.6 Dados técnicos da bomba eletro-hidráulica.

Modelo / fabricante	BPM 6383 ENERPAC
Potência do motor	1 HP Trifásico
Tipo de bomba	4 Pistões radiais
Vazão nominal da bomba	0.57 L/min
Pressão	70 a 700.10 ⁵ Pa
Volume do reservatório	8 L
Válvula manual de controle	3 vias / 3 posições

Tabela 4.7 Dados técnicos do cilindro hidráulico.

Modelo / fabricante	38.1CBB2HLU29AC-0300 PARKER
Tipo	Assimétrico de dupla ação Serie 2H
Faixa de temperatura de trabalho	-10°C a +80°C
Fluido	Óleo hidráulico mineral
Pressão máxima de trabalho	160.10 ⁵ Pa
Diâmetro do êmbolo	38.1 mm
Diâmetro da haste	25.4 mm
Curso efetivo	300 mm
Material	
Haste	Aço de alta resistência
Vedação	Borda serrilhada
Embolo	Ferro fundido inteiriço
Montagem	Tipo SB

4.4 Sistemas de medição

Nesta seção são apresentadas as principais características dos sistemas de medição utilizados na bancada experimental.

4.4.1 Transdutores de pressão absoluta

As medições das pressões absolutas nas câmaras dos cilindros foram realizadas através de sensores extensométricos de ponte completa P&AP HBM (HBM, [19--]). Para o condicionamento de sinais foi utilizada uma ponte amplificadora 1101A ALFA (ALFA INSTRUMENTOS ELETRONICOS LTDA, 1986, 1987, 1989). As relações inversas para os conjuntos foram obtidas através da calibração na Fundação CERTI (Centro de Referências em Tecnologias Inovadoras – Florianópolis – SC), Estas são:

$$p_1 = K_1 U_{1p} [Pa] \quad (4.1)$$

$$p_2 = K_2 U_{2p} [Pa] \quad (4.2)$$

onde “ U_{1p} ” e “ U_{2p} ” são os valores de tensão referentes às pressões medidas pelos respectivos sistemas de medição das câmaras 1 e 2, e os coeficientes lineares de calibração são dados por $K_1 = K_2 = (9/10.0001) \cdot 10^5$ Pa/V. A faixa de pressão absoluta de operação dos sensores é de (0 a 10⁶) Pa. O sistema de medição das pressões nas câmaras A e B apre-

sentas respectivamente incertezas de $3 \cdot 10^3$ Pa e de $3.2 \cdot 10^3$ Pa (0.3% e 0.32% do valor de fundo de escala, respectivamente).

Os transdutores foram instalados o mais próximo das conexões do cilindro de forma que as pressões medidas não divergissem muito dos valores das pressões nas câmaras.

Na Tabela 4.8 são apresentadas as especificações técnicas deste transdutor.

Tabela 4.8 Dados técnicos do transdutor de pressão absoluta

Tipo	P8 AP
Transdutor para	Pressão absoluta
Princípio elétrico de medição	350 – Ω – extensômetro de ponte completa
Faixa de medição	0 ... $10 \cdot 10^5$ Pa
Valores mecânicos (de acordo com VDI/VDE 2600 e VDI/VDE 2183, relacionados a escala completa) Faixa de operação a 23°C [296.15] (%) (dependente da faixa de medição) Limite de sobrecarga a 23°C [296.15K] (%) Pressão de teste (%) Faixa de deterioração (%)	0 ... 150 175 175 >200
Material: Das superfícies internas (câmaras de medida) Das superfícies externas (suportes) Das conexões de pressão (tubos)	1.4542 [17-4-PH (Armc0l)] 1.4542 [17-4-PH (Armc0l)] 1.4571 [AISI 316 Ti]
Faixa de temperatura nominal (°C) [K] Faixa de temperatura de operação (°C) [K] Faixa de temperatura de armazenagem (°C) [K] Temperatura média máxima (°C) [K]	-10 ... +70 [263.15 ... 343.15] -40 ... +80 [233.15 ... 353.15] -50 ... +85 [223.15 ... 358.15] +100 [373.15] (opção de temperatura elevada).
Faixa nominal da tensão de excitação (valor rms) (V) Resistência de entrada a 23°C [296.15] (Ohm) Resistência de saída a 23°C [296.15] (Ohm)	0.5 ... 5 420 \pm 120 330 \pm 30
Sensibilidade nominal (mV/V) Desvio na linearidade incluindo histerese (%)	2 \pm 2% \pm 0.3
Volume morto com o tubo (conexão de pressão) (mm ³) Volume morto sem o tubo (conexão de pressão) (mm ³) Mudança que ocorre quando se opera no valor de escala completa (valor aproximado) (mm ³).	1110 410 2

4.4.2 Transdutor de posição

O deslocamento do cilindro foi medido por intermédio de um transdutor de posição modelo Micropulse BTL5 da BALLUF (BALLUF, 2000/2003). Na Tabela 4.9 estão apresentadas as especificações técnicas deste transdutor.

Tabela 4.9 Dados técnicos do transdutor de posição

Transdutor de posição Micropulse BTL5-A11-M0400-P-S 32	
Sinal de saída analógico	Livre de potencial em relação à tensão de entrada. Existe isolação galvânica, obtida através de um conversor DC-CD
Tensão de saída	0 ... 10 V e 10 ... 0V
Corrente de carga	Máxima 10mA
Ripple máximo	$\leq 5\text{mV}$
Resolução do sistema	$\leq 4\mu\text{m}$
Histerese	$\leq 4\mu\text{m}$
Repetibilidade	$\leq 6\mu\text{m}$ (histerese + resolução)
Frequência de varredura interna	$f_{\text{standard}} = 1\text{kHz}$
Valor máximo de não linearidade	$\pm 100\mu\text{m}$ para curso de 500mm
Coeficiente de temperatura	
Saída de tensão	$\{150\mu\text{V}/^\circ\text{C} + [5\text{ppm}/^\circ\text{C} \cdot P \cdot (U/L)]\} \cdot \Delta T$
Saída de corrente	$\{0.6\mu\text{A}/^\circ\text{C} + [10\text{ppm}/^\circ\text{C} \cdot P \cdot (I/L)]\} \cdot \Delta T$
Carga de choque	100g/11ms conf. IEC 68-2-27
Velocidade transversal do posicionador	Qualquer valor
Tensão de operação	24V DC $\pm 20\%$
Corrente de operação	$\leq 150\text{mA}$
Proteção contra inversão de polaridade	Sim
Proteção contra sobretensão	Diodos de proteção Tranzorb
Rigidez dielétrica	500 V (entre terra e corpo do sensor)
Temperatura de operação	-40 ... +85°C
Temperatura de armazenamento	-40 ... +100°C
Vibração	12g, 10 ... 2000Hz conf. IEC 68-2-6
<p>Discriminação do código de especificação: BTL5 – A11 – M0400 – P – S – 32</p> <p>O dígito “1” evidenciado em “A11”, diz respeito ao sinal de saída (tensão de saída), o qual pode ser crescente ou decrescente.</p> <p>Já os dígitos “0400” evidenciados em “M0400”, dizem respeito ao curso nominal padronizado [mm] do transdutor.</p>	

4.5 Sistema de aquisição e geração de dados e controle

Como sistema de aquisição de dados, foi empregado o sistema dSPACE (dSPACE, 1996), composto de um pacote de software para aquisição e processamento de dados, bem como de hardware que disponibiliza 4 canais de entrada e 4 canais de saída analógicos.

Uma grande vantagem na utilização deste sistema é a total integração com o MATLAB/SIMULINK (SIMULINK, 1996). No SIMULINK é realizada a representação do sistema de aquisição de dados e do controlador a ser implementado em software. Esta representação é feita segundo a notação de diagrama de blocos, utilizando para tanto, blocos pré-definidos para os canais de entrada e saída analógicos, juntamente com os blocos do próprio SIMULINK e blocos definidos pelo usuário, (mostrados no Apêndice E).

No sistema dSPACE está disponível o TRACE, no qual pode ser implementada a interface gráfica para controle da geração de dados e visualização das diversas variáveis do diagrama de blocos correspondente. Os dados, assim adquiridos e armazenados em arquivo, podem ser facilmente recuperados e manipulados através do MATLAB.

CAPÍTULO 5

ANÁLISE DOS RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos através de simulações e na bancada experimental. Eles servem principalmente para validar o desenvolvimento teórico do modelo matemático apresentado e mostrar a viabilidade do sistema servopneumático no desenvolvimento de reguladores de velocidade. Para a solução do conjunto de equações desenvolvidas no Capítulo 3, optou-se pela utilização do software MATLAB com o tool box SIMULINK; o SIMULINK é uma extensão do MATLAB, apropriado para a simulação numérica de sistemas dinâmicos, no qual a representação do modelo matemático é realizada através de diagramas de blocos (mostrados no Apêndice D).

Este capítulo está dividido como segue: na seção 5.1 estão apresentadas as entradas desejadas e condições utilizadas nas simulações e testes. Na seção 5.2 é descrita a metodologia dos testes e suas características e, finalmente, na seção 5.3, são apresentados os resultados teórico – experimentais.

5.1 Entradas desejadas no sistema

Os testes foram realizados na bancada de testes descrita no capítulo 4, obtendo uma resposta ao degrau do sistema posicionador. Com o intuito de analisar o sistema em diferentes condições, foram variados os seguintes parâmetros:

- Inclusão da compensação da zona morta (ZM) na válvula
- Posição inicial dos êmbolos dos cilindros
- Força de carregamento
- Instalação de válvulas reguladoras de vazão

No referente à posição desejada, a amplitude da seqüência de degraus do sinal de referencia foi feito estabelecido em quatro valores: 1%, 2%, 5% e 10% do curso do cilindro ($L=160mm$). No modelo teórico observa-se que a tensão de entrada é uma das variáveis que definem a vazão mássica no orifício da servoválvula, nos testes esta variação do sinal de referencia é fundamental para o trabalho realizado, pois este parâmetro está relacionado diretamente com uma das principais não-linearidades do sistema.

Também foram realizadas testes com trajetória senoidal da forma:

$$x_d(t) = x_{sen}(wt) \tag{5.1}$$

onde $x=8[mm]$ (5% do curso do cilindro) e $w=\pi/10 [rad/s]$.

Nos testes a ZM da válvula foi compensada com a estratégia e os parâmetros descritos na seção 3.2.7.

Os experimentos e simulações abrangem ainda a consideração de cinco posições iniciais do embolo do cilindro 2A1: 16mm, 112mm, 128mm e 136mm, variando as condições iniciais para diferentes volumes iniciais nas câmaras dos cilindros.

A variação de carga impõe uma mudança nas pressões nas câmaras dos cilindros, e os ensaios permitem uma análise do desempenho do controlador para situações onde o sistema está sujeito a forças externas. Conforme mostrado na Figura 5.1 os esforços de manobra exigido para o mecanismo de acionamento do distribuidor do regulador de velocidade apresenta um comportamento em função da abertura (na maioria dos projetos segundo VOITH, (1974)).

Em função de o sistema hidráulico não conseguir aplicar o perfil de carga mostrado na Figura 5.1, os testes com carregamento são feitos nas regiões críticas (1) e (2) mostrados na figura, onde para uma rotação nominal a vazio com aproximadamente 15 % do curso do cilindro é aplicada 20% da força de carga nominal (F_{Cn}) positiva e negativa e, na potência nominal, entre 80 a 90% do curso do cilindro, é aplicado 100% da F_{Cn} .

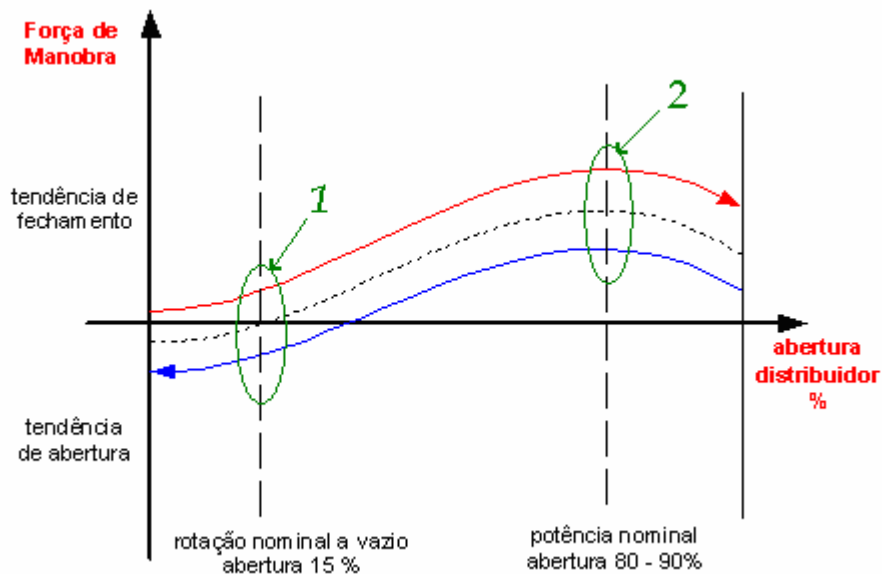


Figura 5.1 Diagrama de esforços de manobra do distribuidor (VOITH 1974)

Os ensaios foram realizados na bancada descrita no capítulo 4, com uma $F_{Cn}=11.400N$ para as seguintes condições:

- Sem carga: Testes sem compensação da zona morta
Testes com compensação da zona morta
- Com carga: Testes com compensação da zona morta
Testes com compensação da zona morta e com válvulas reguladoras de vazão

A Tabela 5.1 mostra as condições iniciais dos ensaios realizados na bancada de testes para a comparação dos resultados teórico-experimentais.

Tabela 5.1 Condições iniciais dos ensaios realizados

Sem válvulas reguladoras de vazão			Com válvulas reguladoras de vazão		
Degrau %curso total	Posição Inicial (mm)	Força de Carga (N)	Degrau %curso total	Posição Inicial (mm)	Força de Carga (N)
2	24	+2300	1	136	+11400
2	24	-2300	5	16	+2300
2	136	+11400	5	16	-2300
5	16	-	5	128	+11400
5	128	-	10	112	+11400
5	128	+11400			
10	112	-			

Com relação às especificações estáticas e dinâmicas, mostradas no apêndice A, a Norma IEC 61362 (IEC, 1997) estabelece os parâmetros para todos servoposicionadores, incluindo aqueles empregados em turbinas com dupla regulação.

Segundo a Norma IEC 6132 (IEC, (1997)), para o servoposicionador pneumático em estudo, as especificações estáticas e dinâmicas dadas foram:

- Erro de posicionamento do servoposicionador menor que 1% do curso total.
- Tempo de acomodação entre 0,3 e 0,75 s;
- Sobrepasso de no máximo 5% do degrau.
- Tempo mínimo de abertura e fechamento $t_a=t_f=5s$

Estas especificações deverão ser obtidas durante o processo de ajuste do controlador.

5.2 Metodologia de ensaios

Os ganhos do controlador PID utilizados nas simulações e experimentos foram estabelecidos através de testes no modelo e na bancada experimental, respectivamente, visando obter os limites para os quais os sinais de controle e as respostas ainda apresentam comportamentos suaves, porém, na prática, os valores dos ganhos foram limitados pelo ruído no sinal de controle.

O procedimento para ajustar os ganhos do controlador PID com compensação de zona morta foi feito no sistema com carregamento e seguindo os seguintes passos:

- Com K_i e K_d igual a zero, começo-se os ensaios com K_p baixo.
- Aumentou-se o K_p até encontrar o valor máximo que permitiu um sistema estável.
- Aumentou-se o K_i até encontrar o valor máximo que permite um sistema com sobrepasso de 5%.

- Aumentar K_d até encontrar a resposta desejada.
- Fazer ajustes finos se necessários.

Todos os sinais medidos (pressão de suprimento, pressão nas câmaras A e B, posição, erro e velocidade nos cilindros) são filtrados por filtros passa-baixa de primeira ordem para amenizar o problema dos ruídos decorrentes de derivação numérica (velocidade) e/ou da interferência eletromagnética do ambiente. A pressão de suprimento foi regulada a 8 bar_{abs} e a temperatura de suprimento do ar foi monitorada ficando em uma faixa de 19 a 22°C.

5.3 Resultados teórico – experimentais

Nesta seção é mostrada a comparação entre o modelo teórico e os resultados obtidos experimentalmente. Nas figuras é exposta a resposta do sistema particularizando a posição do cilindro, a pressão de suprimento, a pressão nas câmaras A e B dos cilindros, o erro de posição e a velocidade.

5.3.1 Resposta do sistema sem carga e sem compensação da zona morta

As Figura 5.2 e Figura 5.3 mostram as respostas do sistema para uma seqüência de degraus de 5% e 10% do curso do cilindro, sem compensação de zona morta. Destaca-se que o modelo prevê o atraso do movimento devido à compressibilidade do ar e ao atrito em cada cilindro. A curva experimental mostra um grande atraso no degrau negativo em comparação aos degraus positivos, isto devido à assimetria da zona morta da servoválvula e que não foi compensada neste momento. Nota-se na Figura 5.2 (b) que a curva teórica alcança o regime permanente num menor intervalo de tempo que a curva experimental.

5.3.2 Resposta do sistema sem carga e com compensação da zona morta

Aplicando a estratégia de compensação de zona morta na válvula na mesma condição dos ensaios anteriores, observou-se uma significativa redução do erro de posicionamento e uma diminuição no tempo de resposta do sistema. As Figura 5.4 (a) e (b) mostram também que ao aplicar a compensação de zona morta surge um sobrepasso de aproximadamente 12% do degrau e um aumento da velocidade. Fazendo uma comparação, o tempo de acomodação da curva teórica é de $t_s=300ms$ e o tempo de acomodação da curva experimental é de $t_s=450ms$, aproximadamente. Vale salientar que não existe o grande atraso da resposta para um degrau negativo dado ao comportamento simétrico da válvula obtido pela compensação da zona morta.

Nas Figura 5.2 até a Figura 5.5 observa-se o comportamento das pressões nas câmaras dos cilindros pneumáticos no tempo. Nota-se que o comportamento das variáveis ocorre de forma sincronizada, como por exemplo, na Figura 5.3 (f) a variação na pressão p_A , tanto a pressão experimental quanto a simulada, ambas sofrem alteração no mesmo instante, ponto este em que o cilindro muda de posição; mas devido ao fato de considerar nas simulações a pressão de suprimento constante, a variação na curva experimental é mais pronunciada.

A influência das câmaras intermediárias (mangueiras nas linhas das câmaras A e B) é tanto mais significativa à medida que os êmbolos estão mais próximos do início do curso. No modelo teórico não foram consideradas as câmaras intermediárias, o que torna mais rápido em relação ao comportamento real. As perdas de carga nas linhas de suprimento também foram desconsideradas o que possivelmente acarreta na mesma situação. Estes fatos podem justificar os erros em regime transitório da curva experimental em relação à curva teórica observados nas Figura 5.4 (b) e Figura 5.5 (b). Observando o comportamento das pressões p_A e p_B , a queda de p_s acontece até que os cilindros alcancem a nova posição. Esta situação é mais crítica quando se aumenta a amplitude do sinal de entrada.

Nas Figura 5.4 (c) e Figura 5.5 (c) está mostrado o erro de posição obtido com o controlador PID, e sua convergência para um conjunto residual. Cabe ressaltar que nestes casos o erro residual depende não só da força de atrito, mas também das incertezas nos parâmetros, devido a que o modelo não é utilizado no controle, assim, as incertezas são influenciam a modelagem e as simulações e não o desempenho quanto ao controle.. Com a compensação da zona morta na válvula, o erro em regime permanente para um degrau de 5% do curso está na ordem de 0.34mm e para um degrau de 10% do curso 0.28mm aproximadamente.

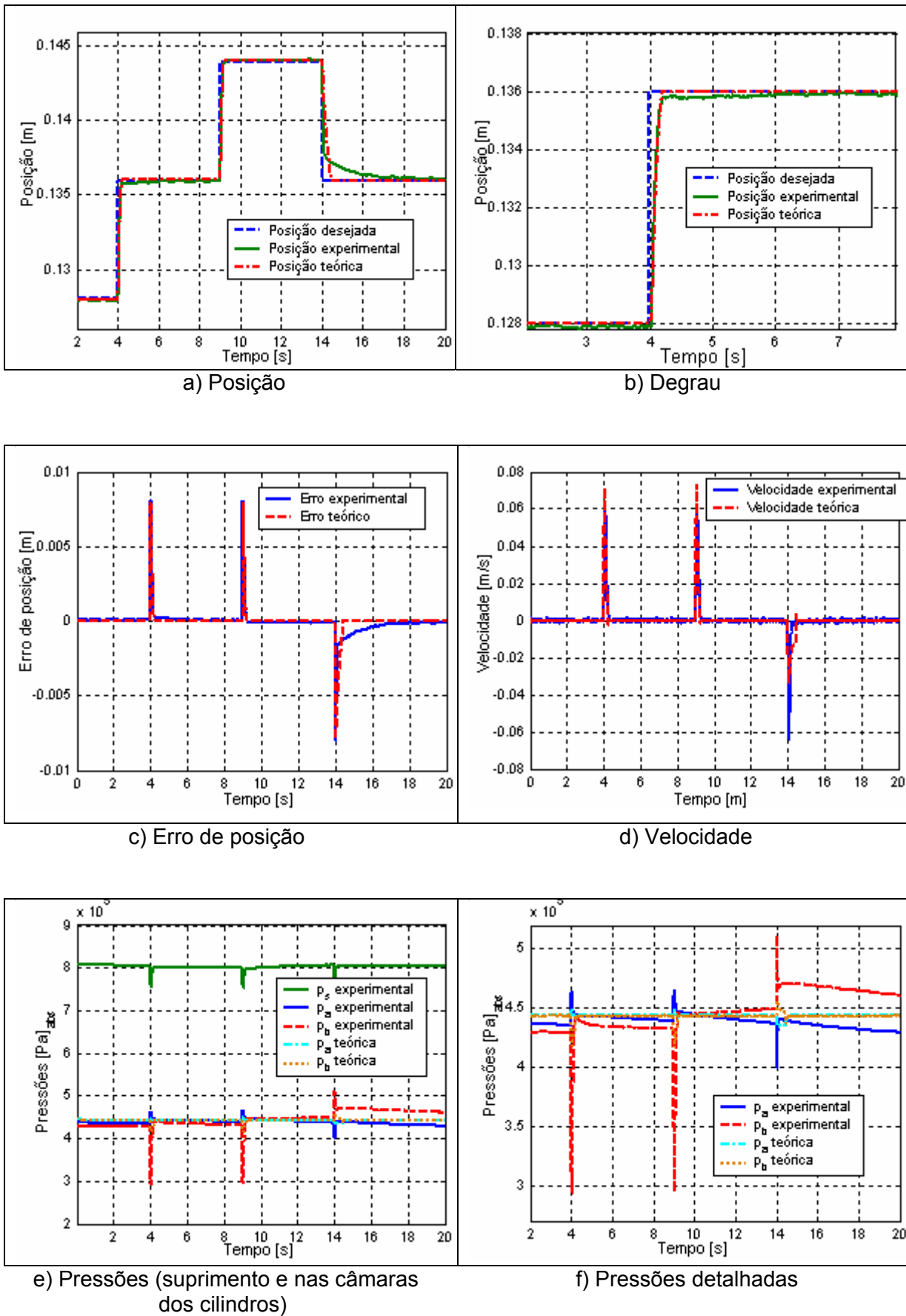


Figura 5.2 Resposta do sistema sem carregamento para uma seqüência de degraus de 5% do curso do cilindro, com posição inicial de 128mm, sem compensação de ZM; $K_P=280$, $K_I=0.2$, $K_D=6$.

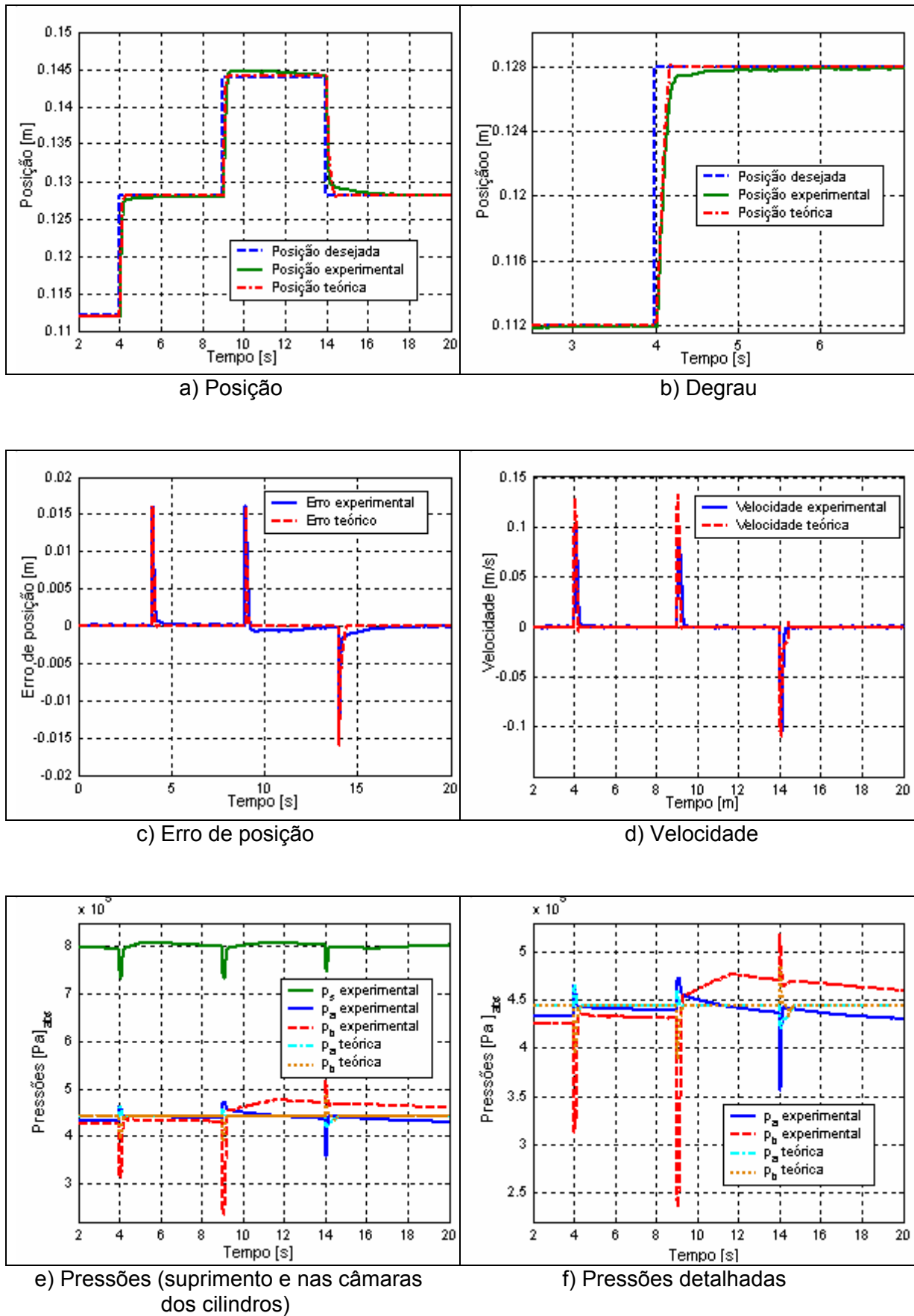


Figura 5.3 Resposta do sistema sem carregamento para uma seqüência de degraus de 10% do curso do cilindro, com posição inicial de 112mm, sem compensação de ZM; $K_P=280$, $K_I=0.2$, $K_D=6$.

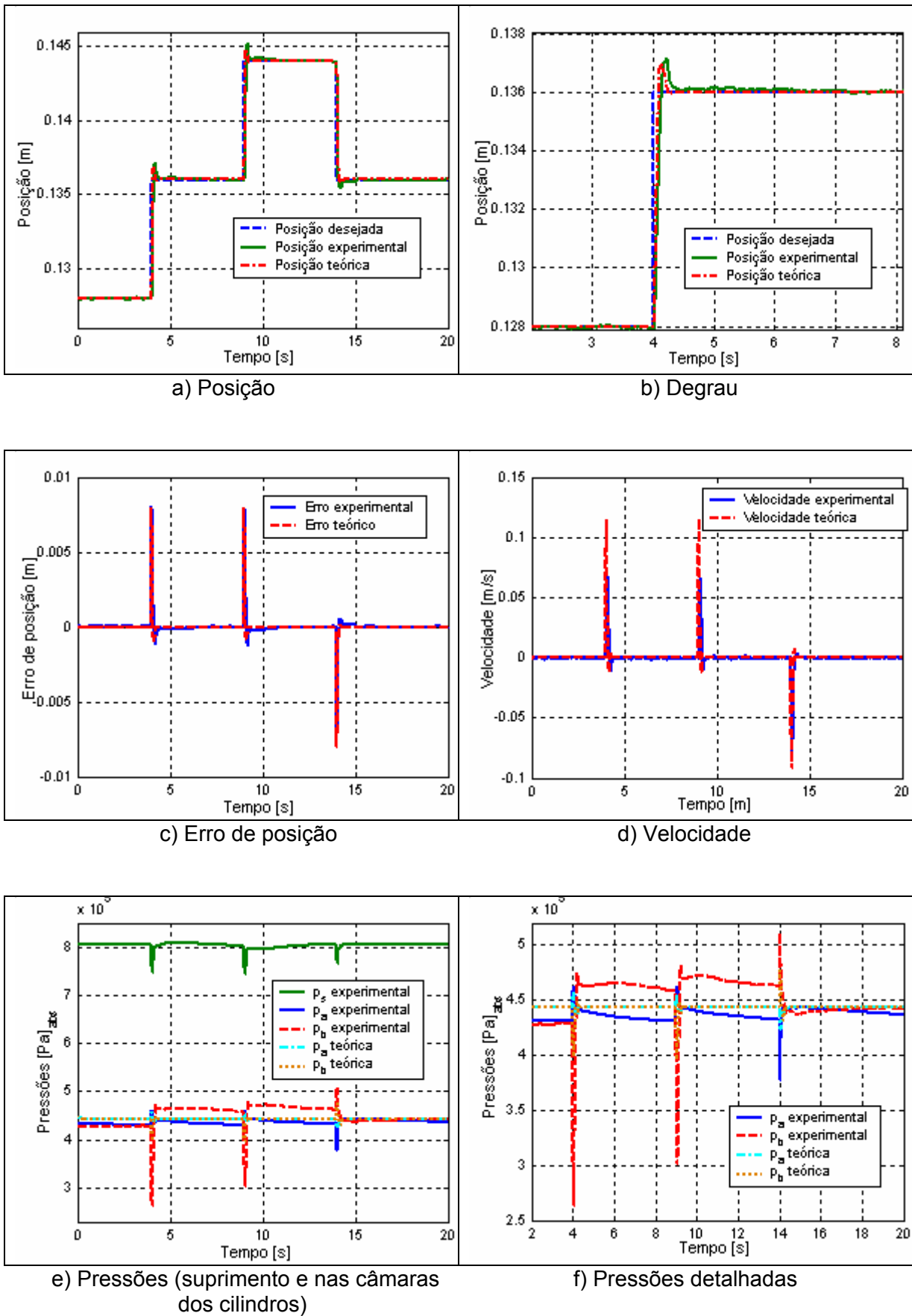


Figura 5.4 Resposta do sistema sem carregamento para uma seqüência de degraus de 5% do curso do cilindro, com posição inicial de 128mm, com compensação da ZM; $K_P=280$, $K_I=0.2$, $K_D=6$.

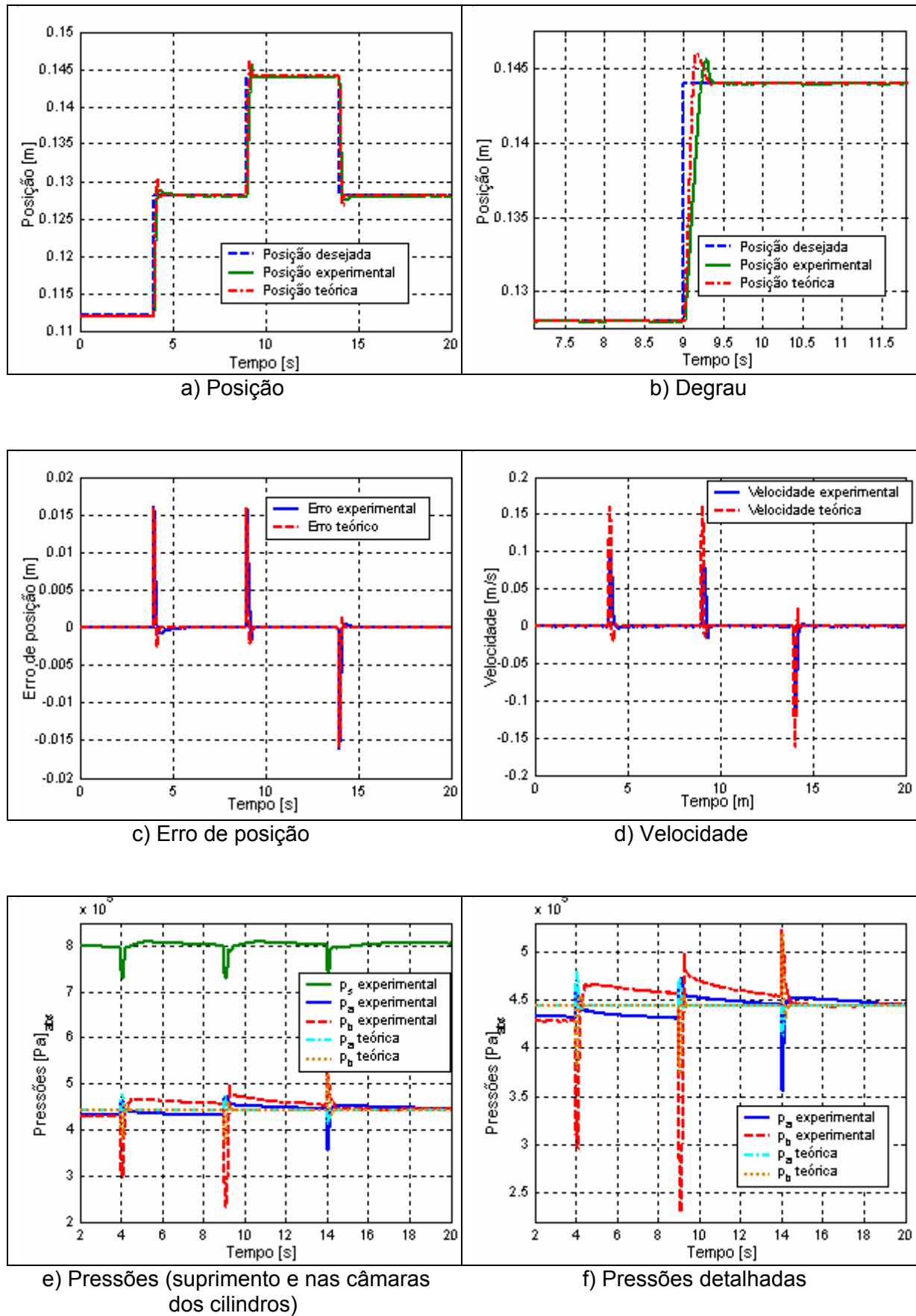


Figura 5.5 Resposta do sistema sem carregamento para uma seqüência de degraus de 10% do curso do cilindro, com posição inicial de 112mm, com compensação da ZM; $K_P=280$, $K_I=0.2$, $K_D=6$.

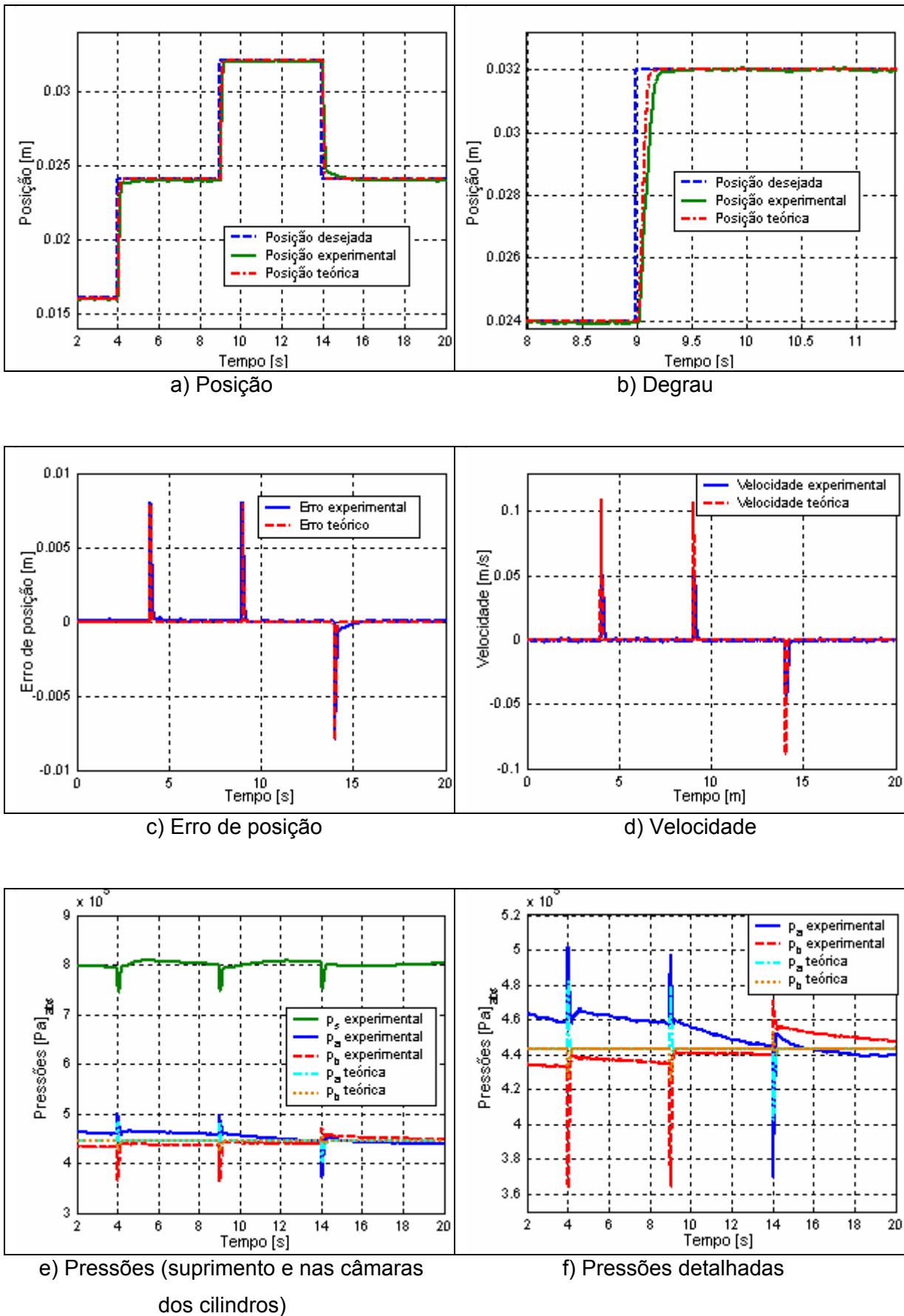


Figura 5.6 Resposta do sistema sem carregamento para uma seqüência de degraus de 5% do curso do cilindro, com posição inicial de 16mm com compensação de ZM; $K_P=280$, $K_I=0.2$, $K_D=6$.

Para entradas de referencia com degraus maiores em torno de 10% do curso do cilindro, sem carregamento para uma posição inicial de 70% do curso, o modelo matemático segue descrevendo o comportamento do sistema de uma forma adequada segundo o mostrado nas Figura 5.3 e Figura 5.5. Observa-se que a estratégia de compensação faz aparecer novamente um sobrepasso no posicionamento do sistema, mas tem uma grande diminuição no tempo de subida e no tempo de resposta.

Para analisar o comportamento do sistema variando o parâmetro da posição inicial do embolo do cilindro, foi realizado o teste descrito na Figura 5.6, com uma entrada em degrau positivo e negativo de 5% do curso do cilindro e uma posição inicial do embolo de 16mm (10% do curso do cilindro), onde percebe-se um tempo de resposta menor em comparação com os resultados mostrados para o sistema com uma posição inicial de 70 ou 80 % do curso do cilindro (Figura 5.4 e Figura 5.5). Aproximadamente o tempo de acomodação para estas condições foi de $t_s=380ms$ com erro em regime permanente aproximado de 0.29mm. Na Figura 5.6 (a) nota-se um atraso no degrau negativo, efeito inverso, mostrado na Figura 5.4 (a), onde para posições finais do cilindro o atraso é observado no degrau positivo, isto devido à posição inicial dos cilindros e à assimetria na força de atrito que são exercidas por cada cilindro segundo o levantamento dos mapas de atrito estático mostrados na seção 3.2.5

5.3.3 Comparação da resposta do sistema com e sem compensação da zona morta

A Figura 5.7 possibilita a comparação entre curvas experimentais da posição sem compensação de zona morta e com compensação de zona morta para que se possa analisar detalhadamente o fenômeno. Percebe-se um melhor desempenho da resposta com compensação uma vez que esta estratégia anula a assimetria da válvula e da uma abertura maior no orifícios de passagem, aumentando a vazão da válvula e por conseguinte o tempo de resposta do sistema.

Para um degrau positivo e negativo mostrados detalhadamente nas Figura 5.8 e Figura 5.9, observa-se uma grande diferença na região de regime permanente; sem a compensação da zona morta, há um erro significativo na posição final tendo um $t_s=3s$, com a estratégia de compensação é alcançado um tempo de acomodação na ordem dos $t_s=390ms$. Para mostrar o bom desempenho do controlador com compensação da zona-morta, a Figura 5.10 mostra uma comparação dos erros de posicionamento para um degrau de 10% do curso, observando em regime permanente um erro sem compensação na ordem de 1.2mm e aproximadamente de 0.28mm de erro com a estratégia de compensação.

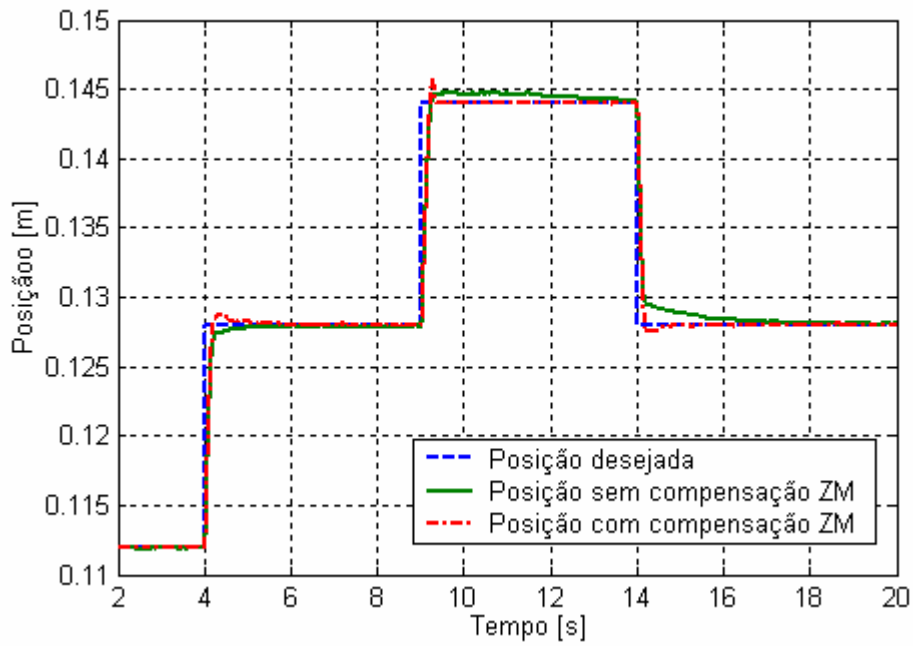


Figura 5.7 Posição para uma seqüência de degraus de 10% do curso com e sem compensação de zona morta, sem carregamento, $K_P=280$, $K_I=0.2$, $K_D=6$ (resultados experimentais)

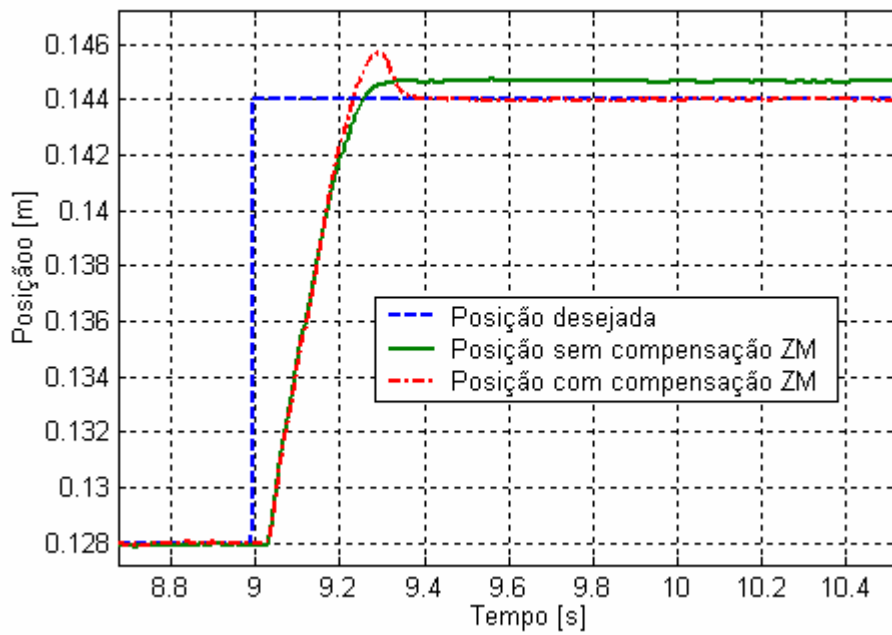


Figura 5.8 Detalhamento do degrau positivo (resultados experimentais)

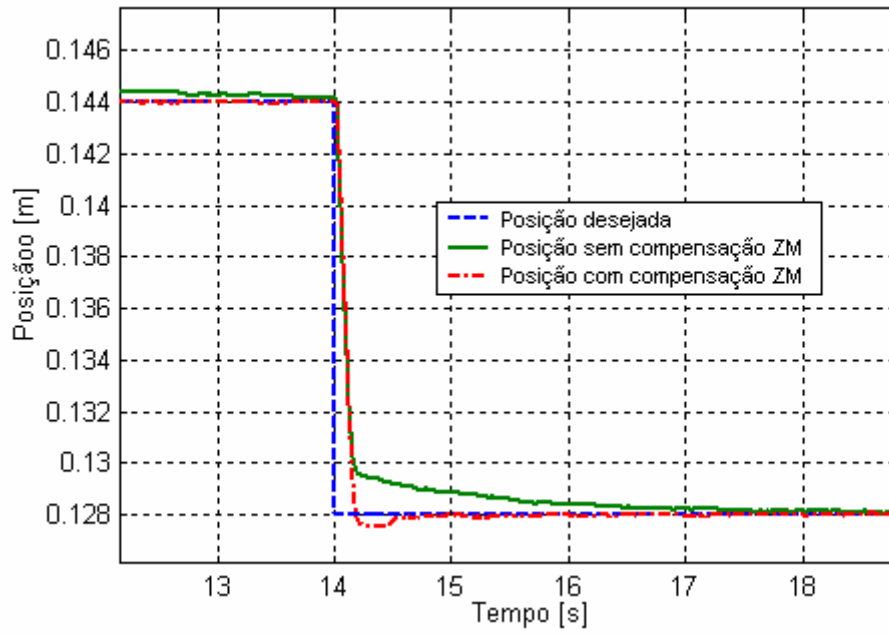


Figura 5.9 Detalhamento do degrau negativo (resultados experimentais)

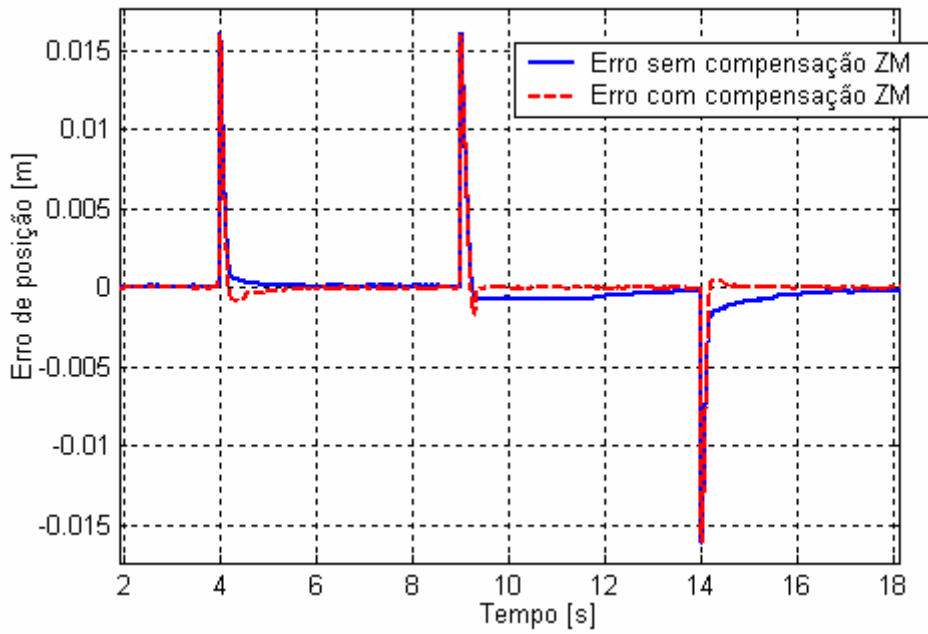


Figura 5.10 Erro de posição com e sem compensação de zona morta para uma seqüência de degraus de 10% do curso do cilindro (resultados experimentais)

5.3.4 Resposta do sistema com carregamento e com compensação da zona morta

A carga externa é fornecida pelo sistema hidráulico descrito no capítulo 4 e é aplicada para emular as condições das regiões críticas (1) e (2) do diagrama de esforços (Figura 5.1) que descreve o comportamento da carga para um regulador de velocidade.

Para posições iniciais do êmbolo de 128mm e 136mm é aplicada uma força de carga nominal aproximada de $F_{Cn}=11400N$ positiva com entradas em degrau de 2% e 5% do curso do cilindro. Para a posição inicial do êmbolo de 24mm é aplicado um carregamento de $F_C=2300N$ (20% da F_{Cn}) positivo e negativo com uma entrada em degrau de 2% do curso do cilindro.

Pelas condições na unidade de potência, a regulação manual da pressão no sistema hidráulico e a impossibilidade na medição das pressões no cilindro hidráulico, consideraram-se um erro da leitura da força de carga hidráulica aplicada no sistema na ordem de 10%; este fator atua diretamente na parametrização do modelo teórico o qual é refletido nas curvas das análises teórico-experimentais.

Na Figura 5.11 são apresentados os resultados do teste com entrada em degrau de 2% do curso do cilindro para uma força de carga nominal de 11400N, encontrando um tempo de acomodação de $t_s=1.18s$ nos degraus em 4 e 9 segundos e um erro em regime permanente de 0.32mm. Para o degrau em $t=14s$ foi atingido um tempo de acomodação $t_s=0.55s$, sendo menor em comparação com os degraus positivos, efeito devido à carga hidráulica externa, que está no mesmo sentido do movimento do degrau negativo. Segundo a Figura 5.11 (b), no transiente observa-se na curva teórica um menor tempo de subida em torno de $t_r=0.18s$, em comparação com a curva experimental que forneceu um tempo de subida de $t_r=0.25s$.

Avaliando os resultados mostrados na Figura 5.12 (a) até Figura 5.12 (f), as curvas de posição, velocidade, erro de posição e pressões apresentadas seguem mostrando boa proximidade do modelo teórico em relação ao comportamento experimental. Para o degrau de 5% do curso, o sistema mostrou bons tempos de acomodação, fornecendo para os degraus positivos em $t=4s$ e $t=9s$, tempos de acomodação de $t_s=1s$ e $t_s=0.9s$, respectivamente, e, para o degrau negativo em $t=14s$, um tempo $t_s=0.44s$; com erro de posição em regime permanente de cerca de 0.29mm.

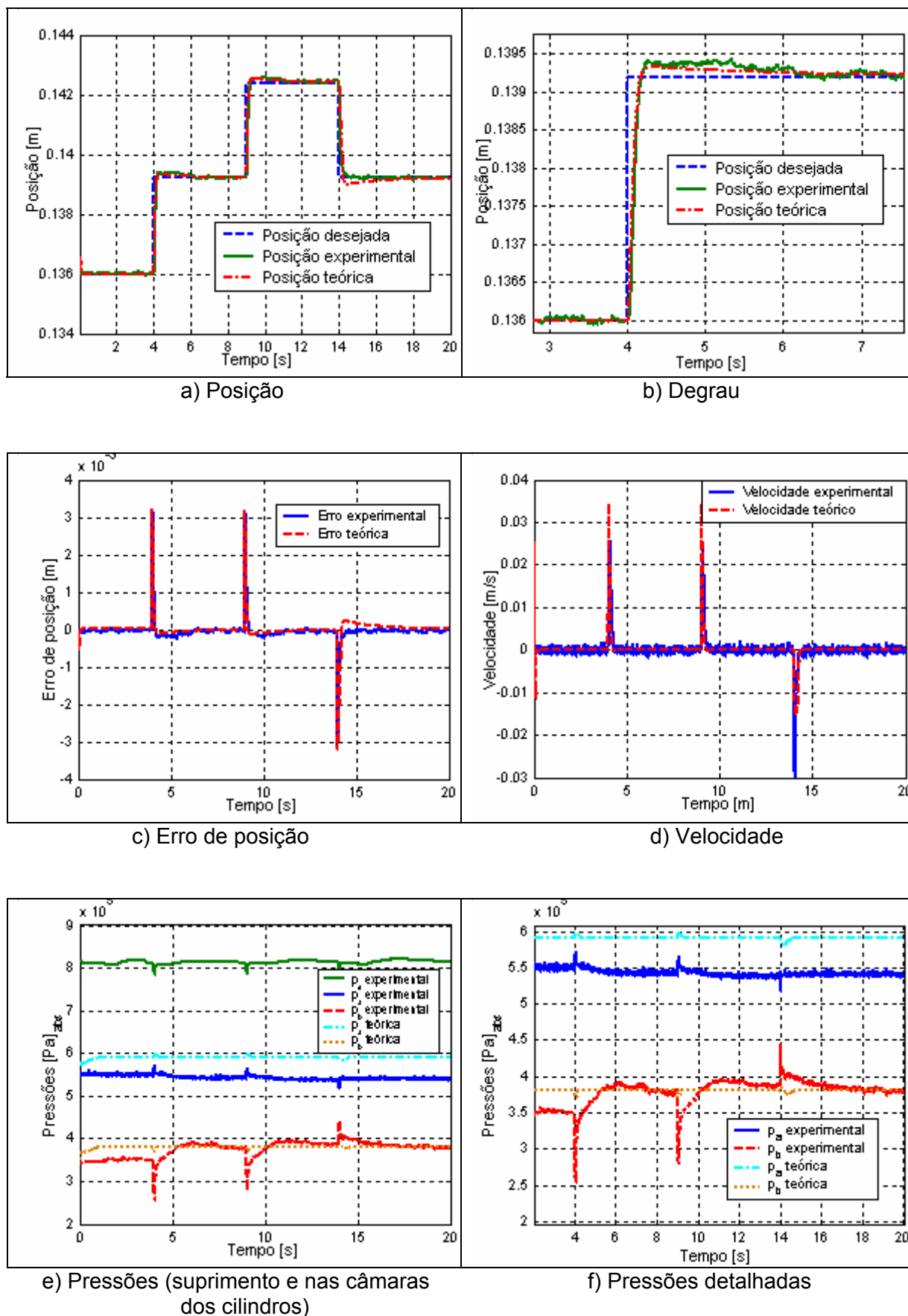
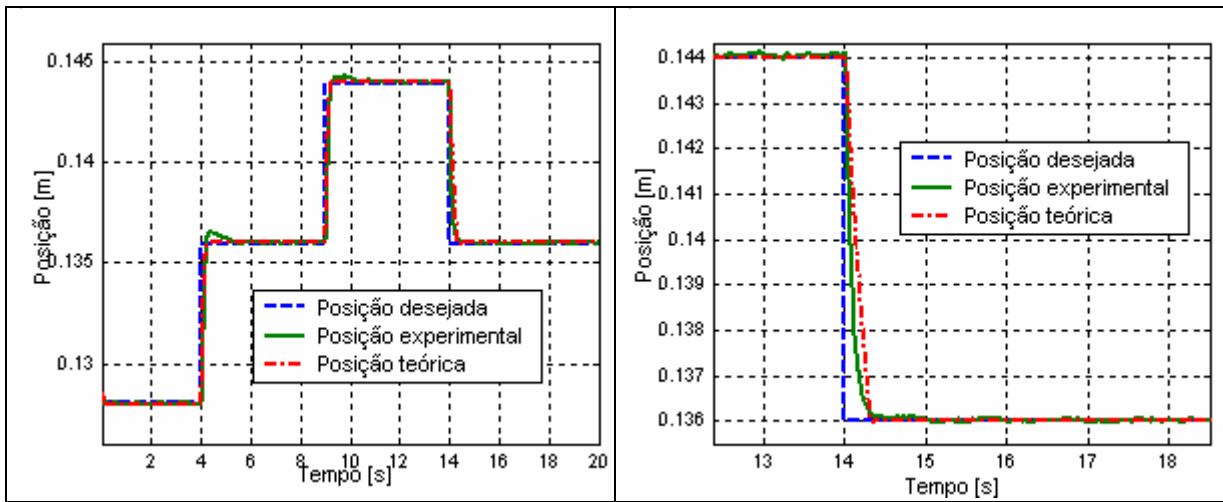
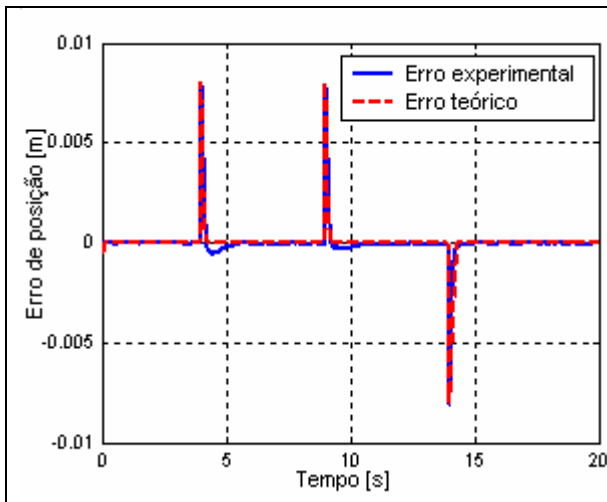


Figura 5.11 Resposta do sistema com carregamento para uma seqüência de degraus de 2% do curso do cilindro, com posição inicial do êmbolo de 136mm,; $K_P=280$, $K_I=0.2$, $K_D=6$.

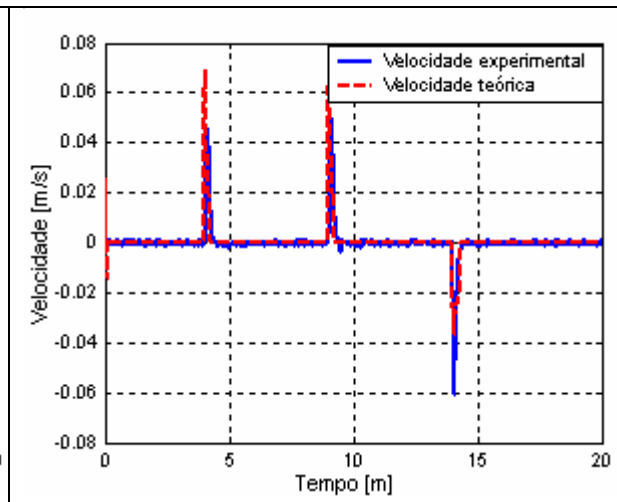


a) Posição

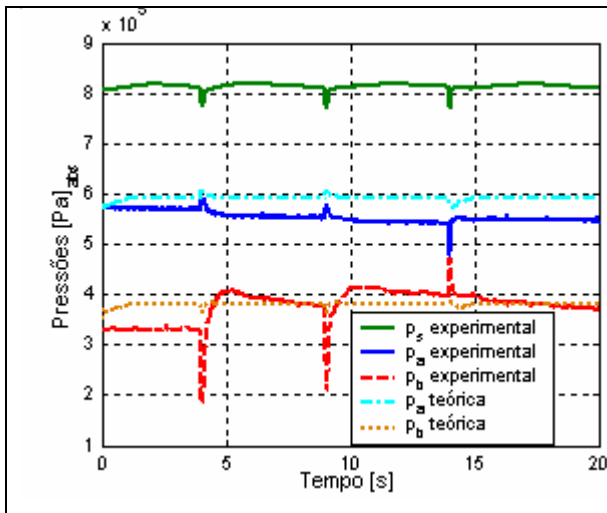
b) Degrau



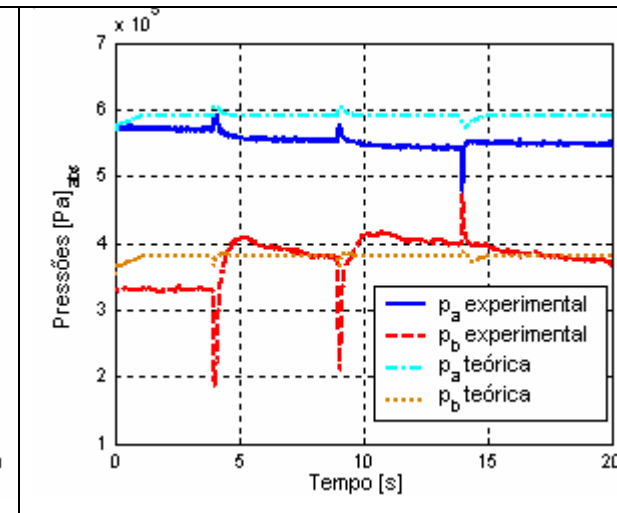
c) Erro de posição



d) Velocidade



e) Pressões (suplimento e nas câmaras dos cilindros)



f) Pressões detalhadas

Figura 5.12 Resposta do sistema com carregamento para uma seqüência de degraus de 5% do curso do cilindro, com posição inicial de 128mm; $K_P=280$, $K_I=0.2$, $K_D=6$.

Com o intuito de analisar o sistema para diferentes posições iniciais foram feitos testes com uma força de carga $F_C=2300N$ aproximadamente, em sentido positivo (sentido contrário à força pneumática) e negativo, (no mesmo sentido da força pneumática) com uma mesma amplitude no degrau de 2% do curso do cilindro.

Na Figura 5.13 (a) e (b), onde é descrito o comportamento teórico – experimental do sistema para uma F_C positiva, foi observado um aumento do erro no posicionamento final do cilindro, encontrando-se um valor de cerca de 0.30mm, possivelmente devido ao atraso provocado pela compressibilidade do ar, tendo em conta um menor volume inicial e uma diminuição nas pressões nas câmaras dos cilindros em comparação com as pressões mostradas na Figura 5.11 (f) onde se tem uma posição inicial do embolo do cilindro de 136mm.

A aplicação de uma força externa F_C negativa conforme mostrado na Figura 5.14, ajuda na rapidez de resposta do sistema para degraus positivos e cria um grande atraso no posicionamento no degrau negativo. O tempo de acomodação alcançado para um degrau positivo de 2% do curso do cilindro é de $t_s=0.8s$ e o erro em regime permanente para estas condições foi de $0.24mm$; já para o degrau negativo, encontra-se um erro de posicionamento final maior que o anterior, na ordem de $0.26mm$. As curvas de velocidade apresentam geralmente boa proximidade do modelo teórico em relação ao comportamento experimental, embora ocorram os problemas na obtenção dos sinais de velocidade devidos ao ruído e a inclusão do tratamento de filtragem.

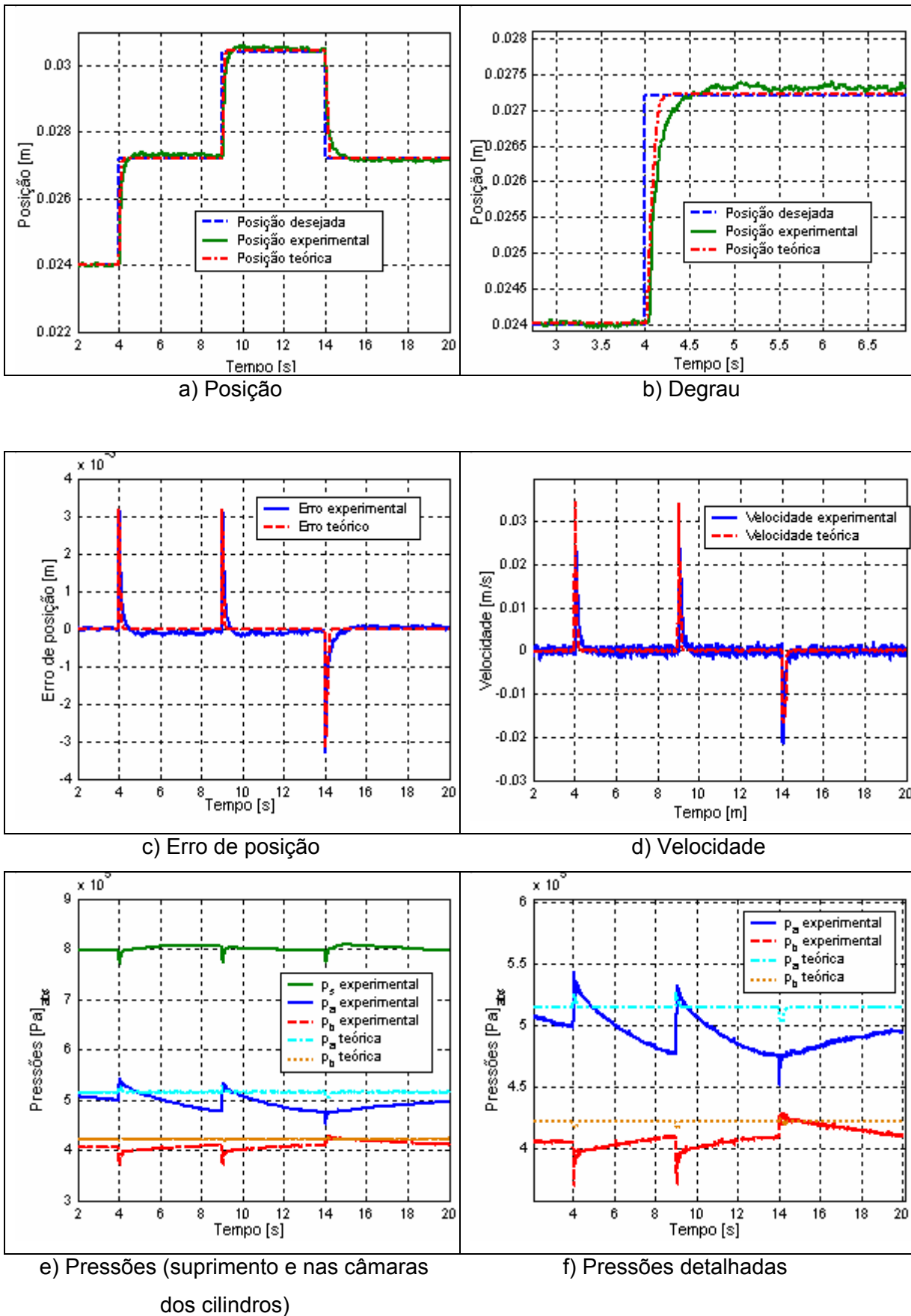


Figura 5.13 Resposta do sistema com carregamento positivo de $F_C=2300N$ para uma sequência de degraus de 2% do curso do cilindro, com posição inicial de 24mm; $K_P=280$, $K_I=0.2$, $K_D=6$.

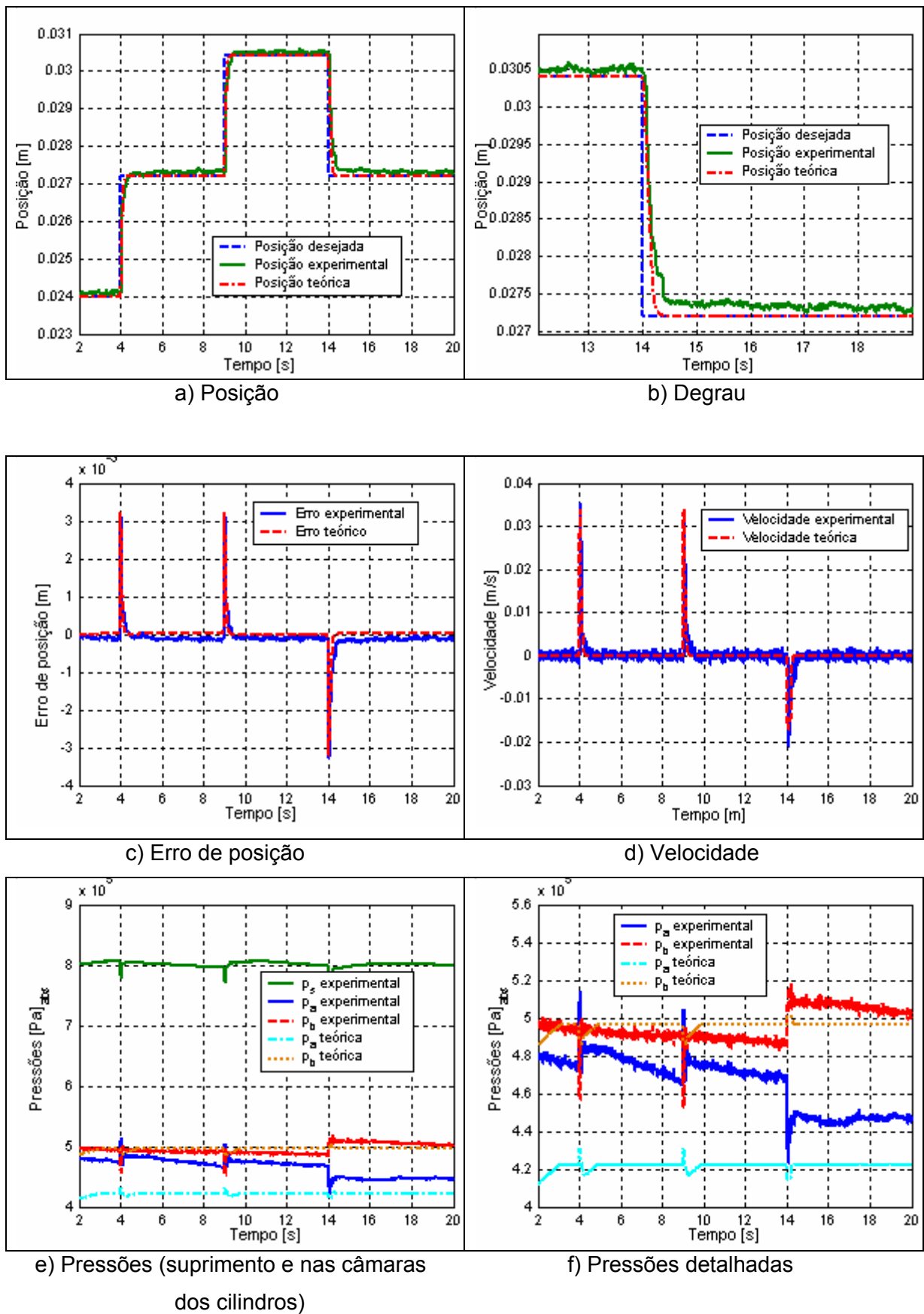


Figura 5.14 Resposta do sistema com carregamento negativo de $F_C=2300N$ para uma sequência de degraus de 2% do curso do cilindro, com posição inicial de 24mm; $K_P=280$, $K_I=0.2$, $K_D=6$.

5.3.5 Resposta do sistema com carregamento e compensação de zona morta, com válvulas de regulação de vazão (restrições).

A limitação das velocidades máxima dos mecanismos de acionamento do distribuidor impõe características de vazão ao sistema pneumático que devem ser consideradas no dimensionamento das restrições e componentes do regulador de velocidade. Conforme estabelecido pelas normas ANSI/IEEE Standard 125 (ANSI/IEEE, 1988) e IEC 61262 (IEC, 1997) as restrições devem ser dimensionadas para que as velocidades máximas, na abertura e fechamento do distribuidor, não excedam os valores referentes aos tempos mínimos de servomotor e respectivamente, para satisfazer as limitações de sobrevelocidade e golpe de aríete.

A Norma ANSI/IEEE-125 estabelece que: “As velocidades de abertura e fechamento do servomotor serão independentemente ajustáveis. O método de ajuste será tal que a operação de qualquer controle, automático ou dispositivo auxiliar, não provoque velocidades no servomotor do distribuidor maior que as ajustadas previamente. Essas velocidades podem ser expressas em tempo de servomotor se preferível”. Com os tempos mínimos de abertura e fechamento do cilindro t_a e t_f determinados no apêndice A, as válvulas reguladoras de vazão foram ajustas separadamente para satisfazer as limitações de sobrevelocidade.

Nos reguladores de velocidade hidráulicos, o ensaio de abertura e fechamento total do servomotor é feito sem carregamento com a certeza de que o cilindro hidráulico supera a variação da carga ao longo do curso conforme mostrado na Figura 5.1. Porém, levando em consideração o atraso devido à compressibilidade do ar no sistema pneumático, este ensaio deve ser feito considerando o carregamento.

Na Figura 5.15 é mostrado o teste para a abertura e fechamento total dos cilindros. No experimento o ajuste das válvulas reguladoras de vazão foi feito para tempos $t_a=5s$ e $t_f=5s$, aplicando uma carga de $F_c=5700N$ (aproximadamente 50% da F_{cn}), obtendo-se uma velocidade máxima no fechamento de $0.09m/s$, conforme mostrado na Figura 5.16.

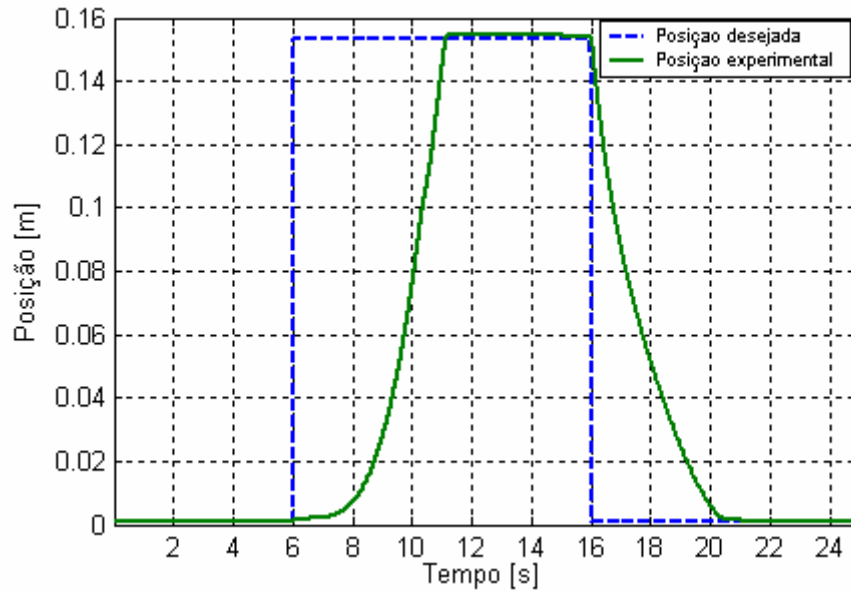


Figura 5.15 Abertura e fechamento total dos cilindros com carregamento, para t_a e t_f de 5 segundos

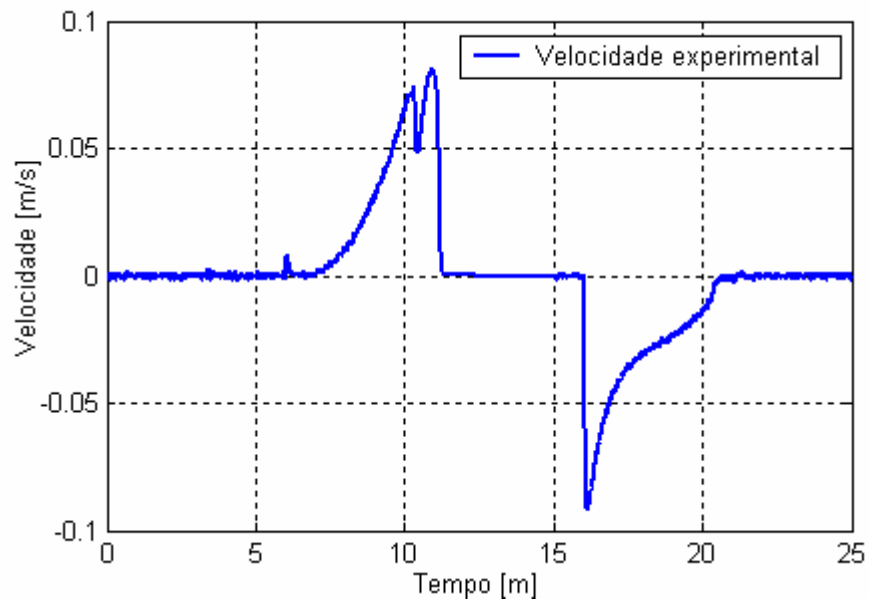


Figura 5.16 Velocidade na abertura e fechamento total

Com o ajuste do sistema, no referente à inclusão das restrições para limitar as velocidades máximas, foram feitos os ensaios para observar o comportamento do sistema para as novas condições.

A introdução das restrições modifica o desempenho na malha fechada do controlador ocasionando a necessidade de um novo ajuste de ganhos no controlador, especialmente um aumento na parcela derivativa com o fim de obter um bom tempo de resposta.

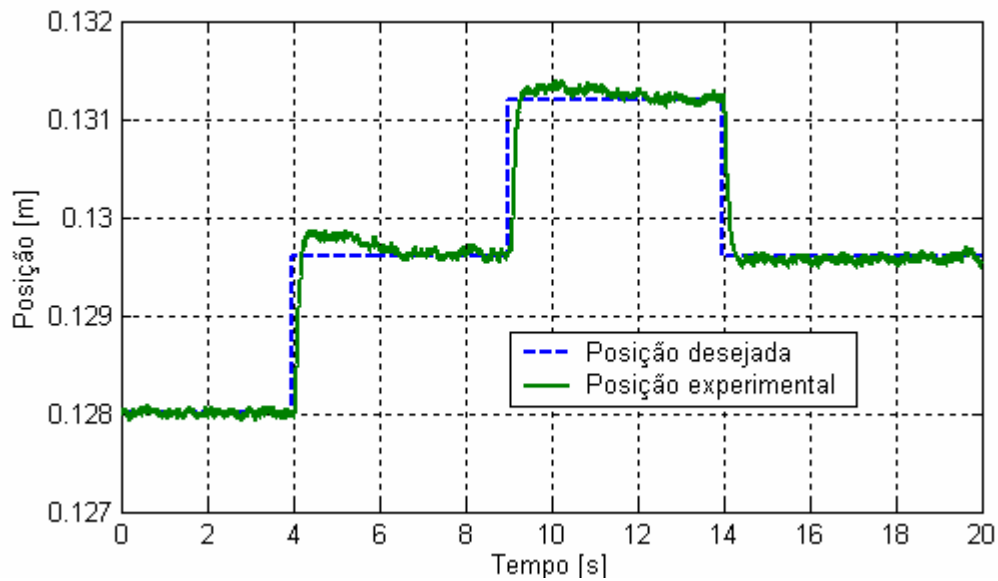


Figura 5.17 Resposta do sistema com carga nominal para uma seqüência de degraus de 1% do curso do cilindro, com posição inicial de do embolo de 136mm; $K_P=280$, $K_I=0.2$, $K_D=20$.

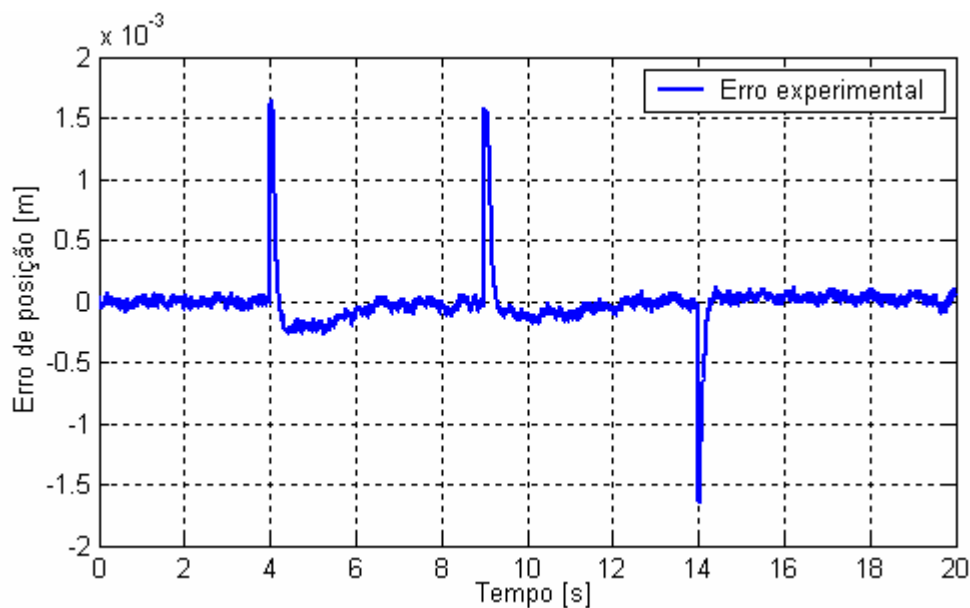


Figura 5.18 Erro de posição para uma seqüência de degraus de 1% do curso do cilindro

Na Figura 5.17 é mostrada a resposta de posicionamento do sistema para um degrau de 1% do curso do cilindro. Vale salientar que este teste foi feito para observar as limitações do sistema, já que a amplitude do degrau dado como entrada tem a mesma grandeza do erro de posicionamento aceitável para o sistema, dado na ordem de 1% do curso do servomotor. A resposta do sistema foi de $t_s=0.32s$ com erro em regime permanente de $0.30mm$ para o degrau positivo e de $t_s=0.28s$ com erro em regime permanente de $0.23mm$ para o degrau negativo. A velocidade máxima alcançada foi de $0.012m/s$ no sentido de fechamento.

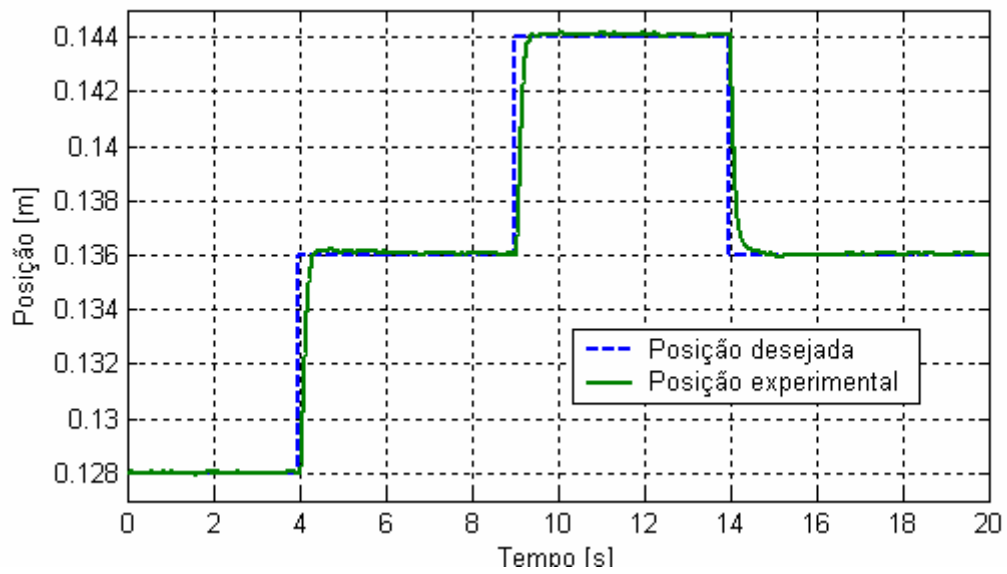


Figura 5.19 Resposta do sistema com força de carga nominal para uma seqüência de degraus de 5% do curso do cilindro, com posição inicial do êmbolo de 128mm; $K_p=280$, $K_f=0.2$, $K_D=20$..

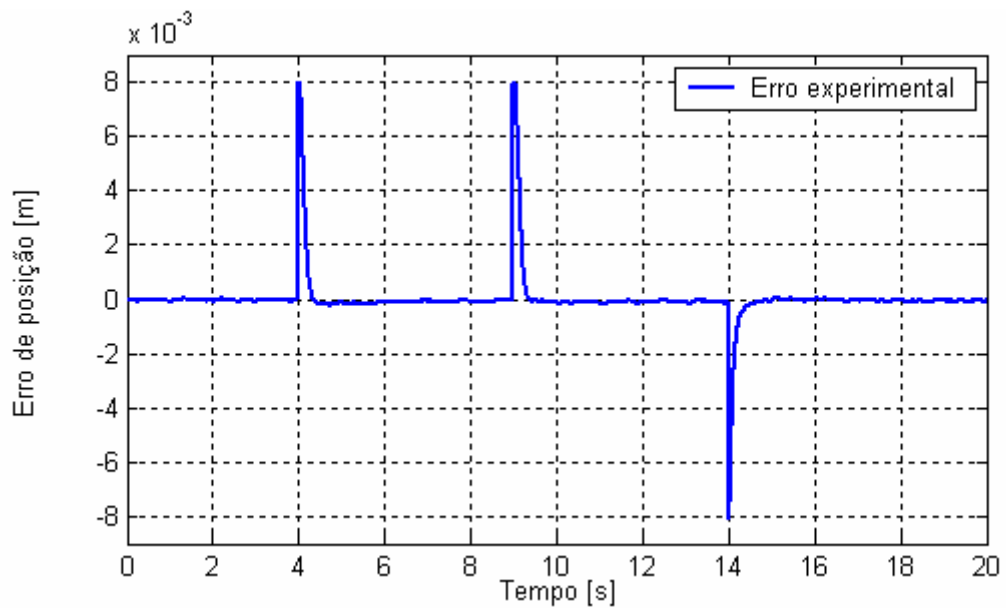


Figura 5.20 Erro de posição para uma seqüência de degraus de 5% do curso do cilindro

Para um degrau de 5% do curso do cilindro e nas mesmas condições do teste anterior no que se refere a carregamento e posição inicial do êmbolo, atingiu-se tempos de acomodação para os degraus positivos e negativos na ordem de $t_s=0.33s$ e $t_s=0.56s$ respectivamente. O erro de posicionamento em regime foi de $0.24mm$ aproximadamente.

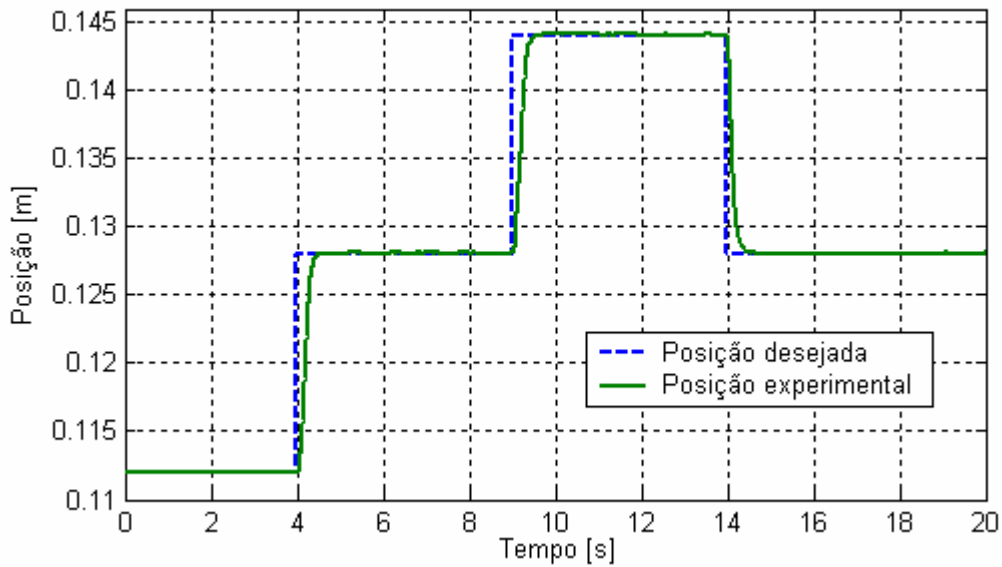


Figura 5.21 Resposta do sistema com carga nominal para uma seqüência de degraus de 10% do curso do cilindro, com posição inicial do êmbolo de 112mm; $K_P=280$, $K_I=0.2$, $K_D=20$.

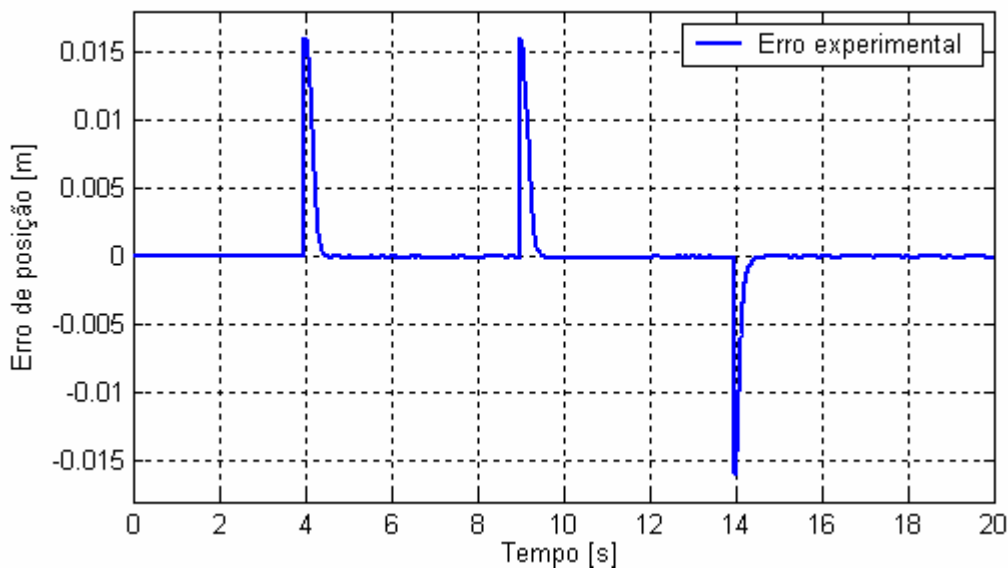


Figura 5.22 Erro de posição para uma seqüência de degraus de 10% do curso do cilindro

As Figura 5.21 e Figura 5.22 apresentam a resposta do sistema para um degrau de 10% do curso do cilindro. Com esta maior amplitude na entrada, a velocidade máxima no degrau negativo é de $0.088m/s$.

Para os degraus em $4 < t < 9$ e $9 < t < 14$, o tempo de acomodação foi de $t_s=0.49s$ e para o degrau em $14 < t < 19$, o tempo de acomodação foi de $t_s=0.55s$. Observando na Figura 5.22 o erro de posição em regime permanente foi de 0.27mm.

A região crítica (1) mostrada na Figura 5.1 refere-se à zona de rotação nominal a vazio do distribuidor, na posição inicial de 15% do curso do servomotor. Normalmente esse ponto em vazio é projetado para ser uma região de carga zero, mas a ação de controle do distribuidor em volta desse ponto vai ter carregamento: carga positiva fechando o distribuidor e carga negativa abrindo o distribuidor, para essas posições.

Para observar o comportamento do sistema nestas condições foram feitos testes aplicando uma carga positiva e negativa de $F_c=2300N$, na posição inicial do cilindro 2A1 de 24mm, com entradas em degrau com uma amplitude de 5% do curso do cilindro, experimentos descritos na Figura 5.23 até a Figura 5.26.

No ensaio com carregamento positivo é notado no posicionamento (Figura 5.23) um atraso na resposta do sistema para os degraus em $4<t<9$ e $9<t<14$ devido ao sobrepasso na sinal que está na ordem do 15%, atraso causado pela compressibilidade do ar, relacionado à variação no volume inicial na câmara do cilindro. Os tempos de acomodação foram de $t_s=1.57s$ para os degraus positivos e de $t_s=0.8$ para o degrau negativo. Segundo a Figura 5.24, o erro de posição em regime permanente foi de $0.32mm$ para os degraus em $4<t<9$ e $9<t<14$ e de $0.23mm$ para o degrau em $14<t<19$.

Na tendência da abertura do distribuidor (carregamento negativo) o cilindro mostra um melhor comportamento no relacionado ao tempo de acomodação, efeito devido, à aplicação da carga no mesmo sentido do movimento do cilindro, para o caso dos degraus positivos

Em $4<t<9$ e $9<t<14$ o tempo de acomodação atingido foi de $t_s=0.52s$ e em $14<t<19$ o tempo foi de $t_s=0.64s$, conforme mostrado na Figura 5.25. Para o mesmo ensaio o erro em regime permanente está na ordem de $0.27mm$ segundo a Figura 5.26.

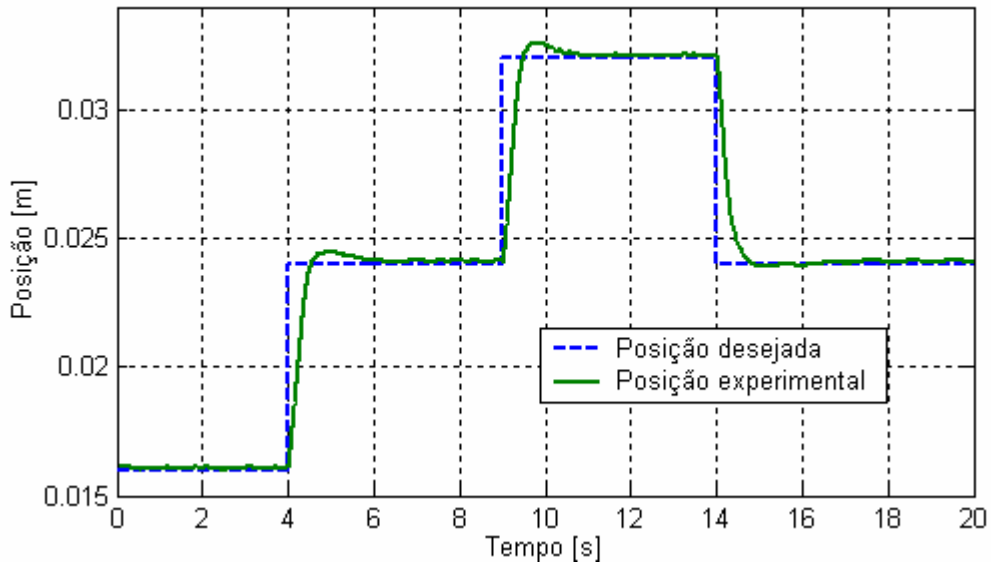


Figura 5.23 Resposta do sistema com carregamento positivo de $F_c=2300N$ para uma seqüência de degraus de 5% do curso do cilindro, com posição inicial do êmbolo de 16mm; $K_P=280$, $K_I=0.2$, $K_D=20$.

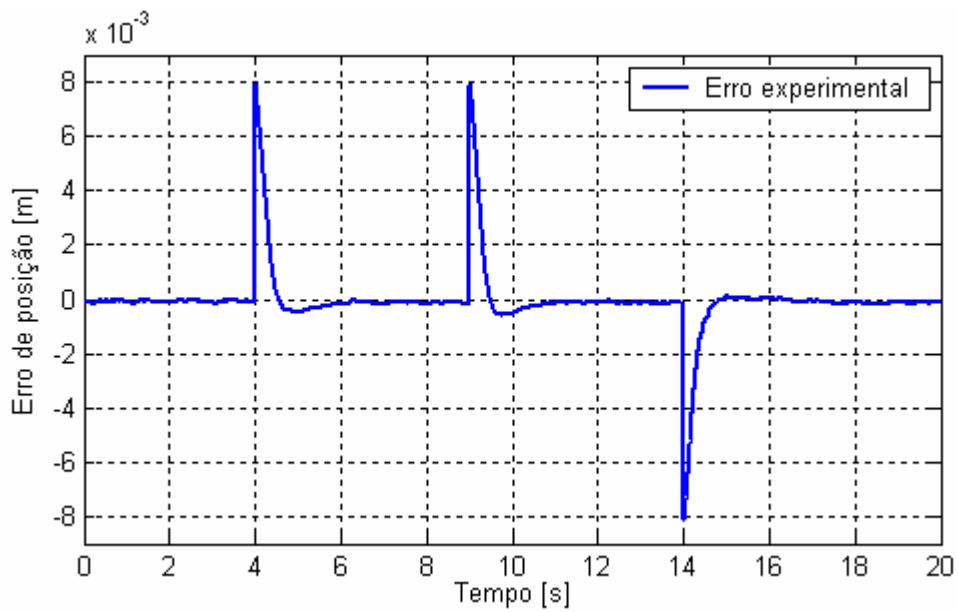


Figura 5.24 Erro de posição para uma seqüência de degraus de 5% do curso do cilindro com posição inicial do êmbolo de 16mm, com carregamento positivo

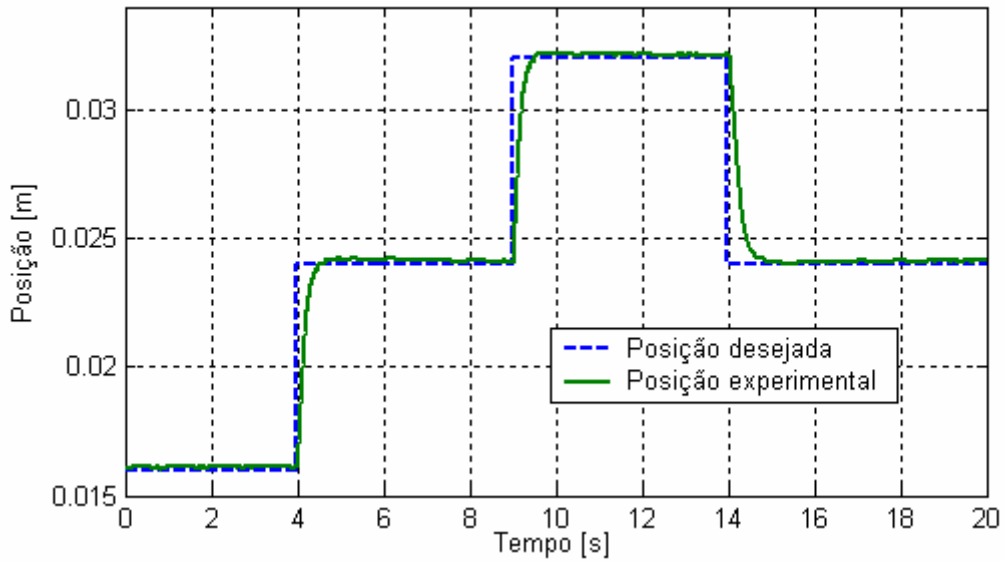


Figura 5.25 Resposta do sistema com carregamento negativo de $F_C=2300N$ para uma seqüência de degraus de 5% do curso do cilindro, com posição inicial do êmbolo de 16mm; $K_P=280$, $K_I=0.2$, $K_D=20$.

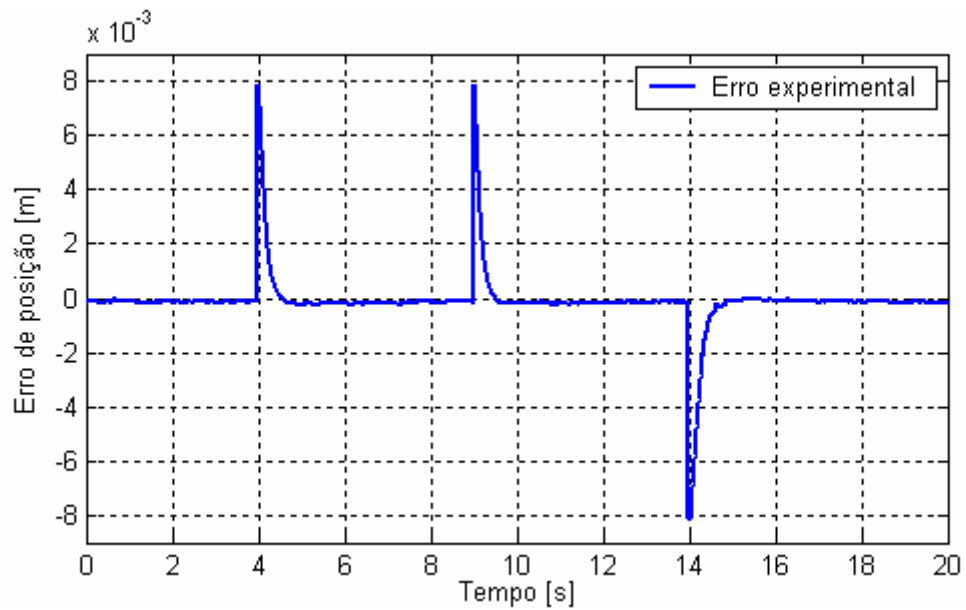


Figura 5.26 Erro de posição para uma seqüência de degraus de 5% do curso do cilindro, com posição inicial de do êmbolo de 16mm, com carregamento negativo

Observa-se em todos os ensaios realizados com a inclusão das válvulas reguladoras de vazão, que o sistema atente as especificações estáticas e dinâmicas estabelecidas para o sistema.

5.3.6 Sincronização

Nos ensaios de sincronização dos reguladores de velocidade o efeito da carga é mínimo (projeta para ser zero nessa condição), mas pelos atrasos gerados pelo sistema pneumático optou-se por realizar o experimento com um carregamento de $F_C=2300N$, fazendo as condições mais próximas da realidade.

Observa-se nas zonas demarcadas na Figura 5.27 um atraso na resposta do sistema, que gera um pequeno aumento do erro em regime no recuo do cilindro; este fenômeno é devido ao efeito da compressibilidade do ar. Segundo a Figura 5.28 o máximo erro em regime alcançado foi de 0.52mm, exatamente no intervalo de tempo $5.5 < t < 6$ onde ocorre o atraso explicado anteriormente. Nas Figura 5.29 e Figura 5.30 é mostrado o comportamento da pressão de suprimento, as pressões nas câmaras dos cilindros e a velocidade dos cilindros respectivamente.

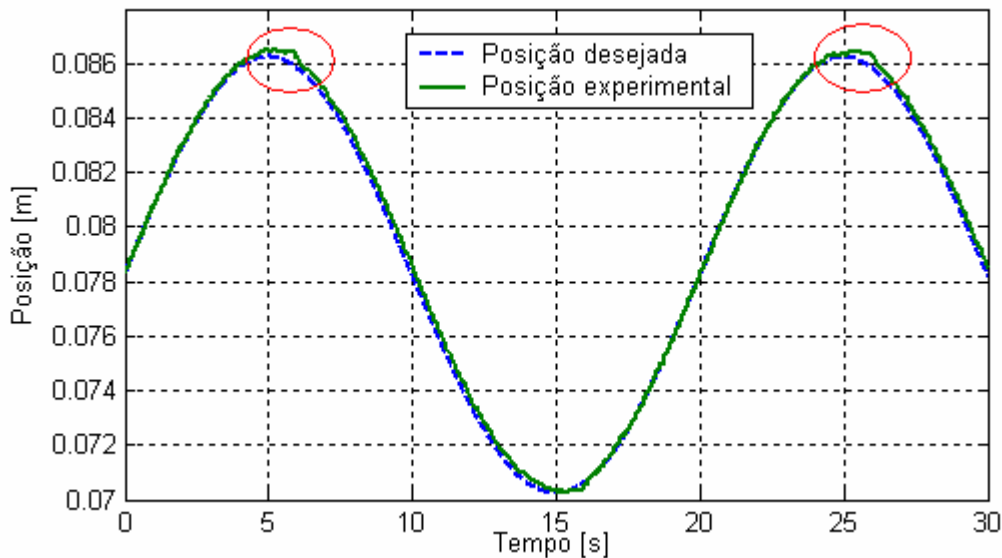


Figura 5.27 Resposta do sistema com carregamento positivo de $F_C=2300N$ para uma entrada senoidal com amplitude de 5% do curso do cilindro e frequência de 0.05Hz; $K_P=280$, $K_I=0.2$, $K_D=6$.

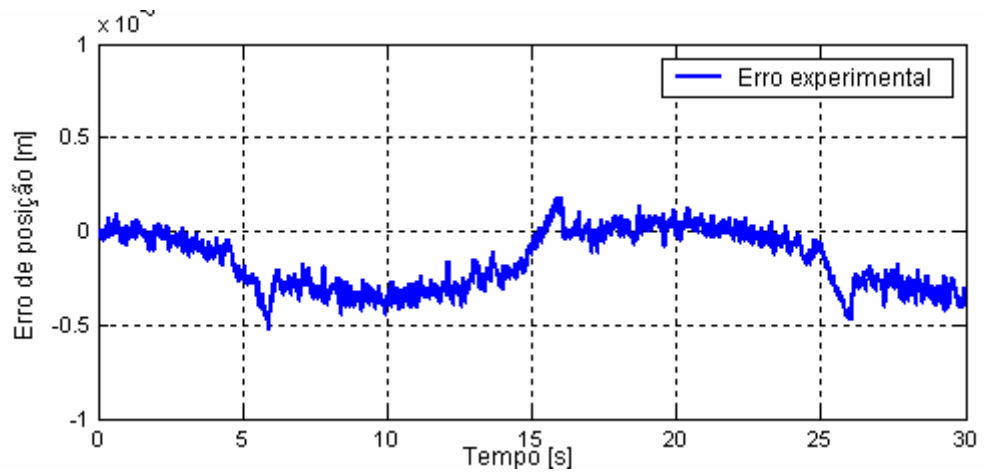


Figura 5.28 Erro de posição para entrada senoidal com amplitude de 5% do curso do cilindro

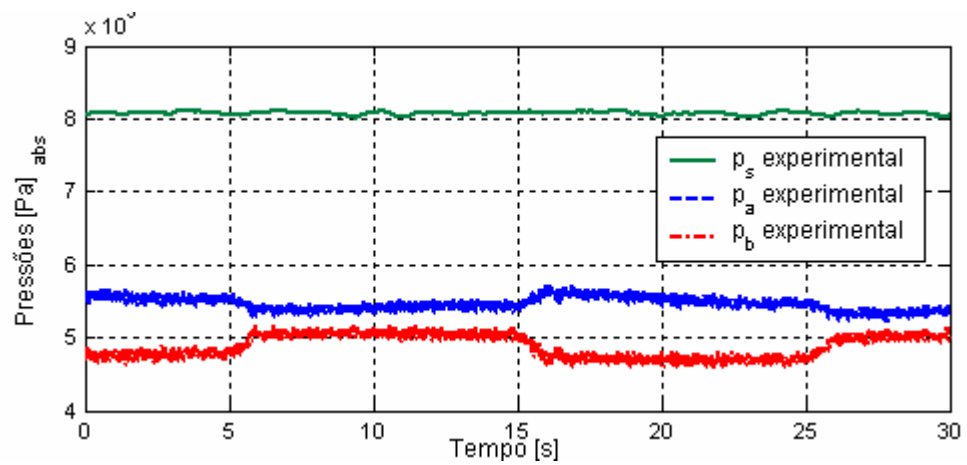


Figura 5.29 Pressões nas câmaras dos cilindros, para entrada senoidal com amplitude de 5% do curso do cilindro

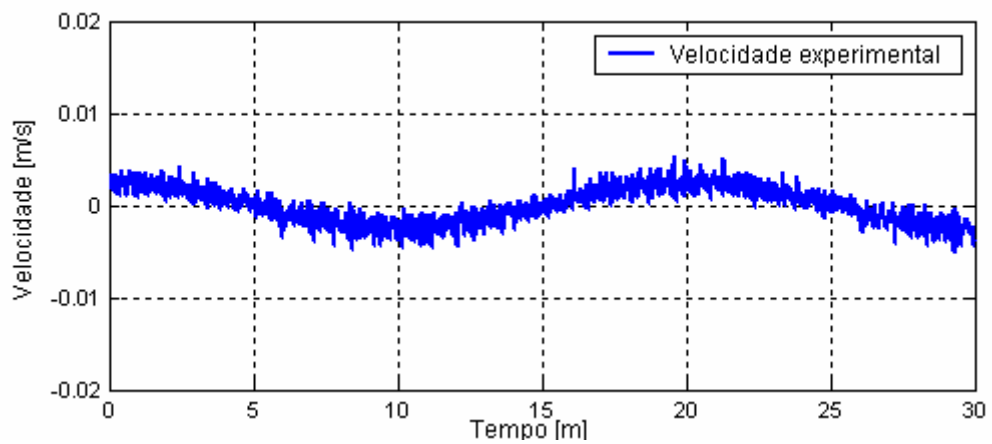


Figura 5.30 Velocidade para entrada senoidal com amplitude de 5% do curso do cilindro

Na Tabela 5.2, é feita uma comparação dos resultados teórico-experimentais para os ensaios descritos nas seções 5.3.2 e 5.3.4, no referente aos erros de posicionamento, tempos de acomodação t_s e sobrepasso.

Tabela 5.2 Comparação de resultados teórico-experimentais

Condições de referencia			t_s (s)		Erro de posição (mm)		Sobrepasso (% do degrau)	
Degrau % curso total	Posiç. Inicial (mm)	Força de Carga (N)	Teórico	Exper.	Teórico	Exper.	Teórico	Exper.
5	16	-	0,240	0,380	≈ 0	0.29	≈ 0	≈ 0
5	128	-	0,300	0,450	≈ 0	0.34	12	12
10	112	-	0,400	0,570	≈ 0	0.28	15	6.3
2	24	+ 2300	0,500	1,400	≈ 0	0.30	≈ 0	6.2
2	24	- 2300	0,400	0,800	≈ 0	0.24	≈ 0	4.6
2	136	+ 11400	0,520	1,180	≈ 0.08	0.32	4	6.2
5	128	+ 11400	0,252	1,000	≈ 0	0.29	≈ 0	3.7

Na Tabela 5.3, considerando a inclusão das válvulas reguladoras de vazão, é feita a comparação dos resultados experimentais dos ensaios descritos na seção 5.3.5, indicando as variáveis de erros de posicionamento, tempos de acomodação e sobrepasso, para os degraus positivos e negativos de cada ensaio.

Tabela 5.3 Comparação de resultados experimentais (com as válvulas reguladoras de vazão)

Condições de referencia			t_s (s)		Erro de posição (mm)		Sobrepasso (% do degrau)	
Degrau % curso total	Posiç. Inicial (mm)	Força de Carga (N)	Degrau positivo	Degrau Negativo	Degrau positivo	Degrau negativo	Degrau Positivo	Degrau negativo
1	136	+ 11400	0,320	0,280	0.30	0.23	≈ 0	≈ 0
5	16	+ 2300	1,570	0,800	0.32	0.23	≈ 0	≈ 0
5	16	- 2300	0,520	0,640	0.27	0.27	≈ 0	≈ 0
5	128	+ 11400	0,330	0,560	0.24	0.24	≈ 0	≈ 0
10	112	+ 11400	0,490	0,550	0.27	0.27	15	≈ 0

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES

O presente trabalho teve o intuito de desenvolver uma solução tecnológica inovadora para o setor de geração de energia elétrica, oportunizando o estudo continuado em técnicas avançadas de controle e na modelagem de componentes pneumáticos.

Foi realizado o desenvolvimento e identificação de um modelo não-linear (com compensação de zona morta) representativo de um sistema servopneumático. Além da utilização em simulações e ajuste de ganhos do controlador, o modelo desenvolvido foi concebido para permitir sua utilização em algoritmos de controle para sistemas servopneumáticos. O modelo desenvolvido foi validado através da comparação entre resultados de simulações e ensaios experimentais realizados na bancada descrita no capítulo 4, reproduzindo as condições de carregamento reais existentes nos reguladores de velocidade.

As hipóteses simplificadoras mais importantes, que podem justificar as diferenças entre o modelo teórico e o comportamento experimental são expostas a seguir, mas tendo em conta que as diferenças não introduzem nenhuma dificuldade essencial na validação do modelo.

- O modelo teórico pressupõe a pressão de suprimento constante em todo intervalo de tempo, porém a queda da pressão de suprimento real é fortemente influenciada pelo valor da abertura da válvula, o aumento no volume morto de ar entre a válvula proporcional de pressão e a servoválvula acarreta um atraso na recuperação da pressão até o valor desejado. Esta situação fica mais crítica quando se aumenta o sinal de entrada na servoválvula e a posição inicial do atuador.

- Embora a temperatura na linha de suprimento tenha sido monitorada, as temperaturas nas câmaras dos cilindros e a mesma temperatura de suprimento foram consideradas constantes no modelo teórico.

- Há uma incerteza na aplicação da força de carga hidráulica, devido à indisponibilidade da medição das pressões no cilindro hidráulico e à regulação manual na válvula reguladora de pressão, para efeitos da variação do carregamento

É importante destacar que os parâmetros do dimensionamento do sistema pneumático e os valores medidos e identificados na bancada experimental juntamente com as equações apresentadas ao longo do trabalho permitem a completa implementação computacional do modelo. Na implementação experimental confirmou-se a eficácia da estratégia proposta do controlador PID com compensação da zona morta da válvula, mostrando-se adequado para as condições operacionais. Também cabe ressaltar que a forma de instalação dos cilindros faz com que o volume dos cilindros e a frequência natural do sistema varie pouco.

Frente às características encontradas na geração e validação do modelo matemático, conseguiu-se chegar a resultados satisfatórios, onde a boa concordância entre os resultados teóricos com o sistema físico real mostra que este modelo é adequado para auxiliar a verificação do desempenho da malha fechada no apoio ao projeto de sistemas servopneumáticos, especificamente de sistemas pneumáticos a ser implementados como acionamento de reguladores de velocidade em turbinas de centrais hidroelétricas.

Os resultados conseguidos experimentalmente atestam a eficácia do sistema servopneumático como um sistema viável para altas forças, especialmente no controle de regulação de velocidade para turbinas de PCH's até 400 KVA; confirmado pelos resultados mostrados no capítulo 5, onde se observa nos diferentes ensaios feitos uma excelente resposta do sistema no referente aos tempos de acomodação e erros de posicionamento, ressaltando que as especificações estáticas e dinâmicas dadas para o sistema foram atingidas.

De acordo com os equipamentos existentes no mercado e a o análise feito neste trabalho, presume-se que a pneumática possa atender a sistemas com potência até 3MVA.

Como propostas para futuras pesquisas poderão ser abordados os seguintes pontos:

- Implementação de outras técnicas de controle como cascata ou realimentação de estados, para deixar o sistema mais robusto frente a alterações de parâmetros e perturbações.
- Estudo visando a utilização de técnicas de estimação e compensação de atrito e massa inercial.
- Investigar os efeitos sobre o sistema devidos à variação de carregamento.
- Estudo visando a utilização de técnicas que compensem ou amenizem a forte dependência dos sistemas pneumáticos quanto à temperatura.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AL-DAKKAN, Khalid. A.; GOLDFARB, Michael.; BARTH, Eric. J. **Energy saving control for pneumatic servo systems**. In: International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, 2003, USA: Proceedings of the 2003 [IEEE/ASME]. p. 284-289. BAILEY, S. J.. **Linear motion: Control it by electric or fluid power**. In: CONTROL ENGINEERING, 1981, [S.l.]. Proceedings... [S.l : s.n], June 1981. p. 69-74.
- ALFA INSTRUMENTOS ELETRÔNICOS LTDA. Linha de produtos ALFA: catálogo. São Paulo – S. P., 8 de jul. de 1987. p. 49.
- ALFA INSTRUMENTOS ELETRÔNICOS LTDA. Composição do sub-bastidor linha 1000. Sub-bastidor 0763: catálogo. São Paulo – S. P., 17 de out. de 1986. p. 42.
- ALFA INSTRUMENTOS ELETRÔNICOS LTDA. Sistema 1000 de instrumentação modular: Composição do sub-bastidor. Sub-bastidor 2/2 n° 1215: catálogo. São Paulo – S. P., 1 de jun. de 1989. p. 27.
- ANDERSEN, B. W.; **The analysis and Design of Pneumatic Systems**: John Wiley & Sons Pub., New York, USA, 1967.
- ARAKI, K., YIN, Y.B., YAMADA, T., **Hardware Approaches for a Pneumatic Force Control System with an Asymmetric Servo Valve of a Spot Welding Machine**. Power Transmission and Motion Control, University of Bath, PTMC'98, UK, 1998.
- ATLAS Copco. **Manual do ar comprimido**: McGraw – Hill do Brasil, São Paulo. Brasil. 1976.
- BACKÉ, W. What will be the Future of Fluid Power. **Developments in Fluid Power Control of Machinery and Manipulators**, Garbacik, A. and Stecki, J. S. editors, pp.17-36, published by Fluid Power Net Publications, Cracóvia, Polônia, 2000b.
- BAILEY, S.J.; **Linear Motion: Control it by Electric or Fluid Power**. Control Engineering, pp.69-74, junho 1981.
- BALLUFF. Transdutor Micropulse BTL5-A11-M0400-P-S 32: catálogo. São Paulo – S. P., 2000/2003 (Sujeito a modificações). 32 p.
- BAZANELLA, Alexandre Sanfelice; GOMEZ DA SILVA, João Manoel. **Sistemas de Controle: princípios e métodos de projeto**. 1. ed. Porto Alegre: Editora da UFRGS, 2005.
- BARRETO, Felipe. **Projeto de um posicionador servo-pneumático industrial aplicando controle em cascata**. 2003. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis. 2003.
- BASHIR, M. Nouri; FARID, AL-BENDER; SWEVERS, Jan; VAHERCK, Paul; VAN BRUSSEL, Hendrick.. **Modelling a pneumatic servo positioning system with friction**. In: Proceedings of the American Control Conference, 2000, Chicago, EUA: AACC June, 200. p. 1067-1071. BOLLMANN, A.. **Fundamentos da automação industrial pneumática**: Projetos de comandos binários eletro-pneumáticos. São Paulo: ABHP, 1996. 278 p.
- BELGHARBI, M., SESMAT, S., THOMASSET, D., SCAVARDA, S., **Force Tracking Control of an Electro-pneumatic Actuator Using a Linearized Model Around the Reference Trajectory**. Power Transmission and Motion Control, Univ. of Bath, PTMC'98, UK, 1998.

BOBROW, J. E., JABBARI, F. **Adaptive Pneumatic Force Actuation and Position Control**. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol.113, no 2, pp. 267-272, 1991.

BOLLMANN, A., Guenther, R., **Posicionadores Hidráulicos e Pneumáticos: Características e Técnicas de Controle**. Automação e Controle Industrial. Anais do 5o Seminário Nacional de Hidráulica e Pneumática, SENAI/CTAI. Florianópolis, Brasil. 1997.

BOLTON, W.. **Pneumatic and hydraulic systems**. Linacre House, Jordan Hill, Oxford, U. K.: Butterworth-Heinemann, 1997.

BOURI, M., THOMASETT, D., RICHARD, E., SCAVARDA, S., **Nonlinear Sliding Mode Control of an Electropneumatic Servodrive**. Proc. 7th Bath Int. Fluid Power Workshop, pp21-23, Bath, U.K., setembro 1994.

BRESAN, Rafael. F., **Metodologia de Ajuste dos Parâmetros de um Controlador PID aplicado ao Controle de Posição de um Controlador Hidráulico**. 2003. Projeto de fim de curso (Departamento de Automação e Sistemas). 73 p. Universidade Federal de Santa Catarina: Florianópolis. 2003

CANUDAS de Wit, C., OLSSON, H., ASTROM, K.J., LISCHINSKY, P., **A New Model for Control Systems with Friction**. IEEE Trans. on Automatic Control, Vol. 40, no 3, pp.419-425, março 1995.

CRUZ, F. B. C.; GUENTHER, R.; DE NEGRI, V. J. **Controle de posição de um posicionador servopneumático industrial através de estratégia de controle não-linear**. In: Congresso Nacional de Engenharia Mecânica - CONEM, 3º, 2004, Belém – PA. Anais... Belém: ABCM, 10-13 ago. 2004.

DE NEGRI, V. J. **Sistemas hidráulicos e pneumáticos para automação e controle: Parte II – Sistemas Pneumáticos para Automação**. Florianópolis, 2001. 73 p. (Apostila do curso de pós-graduação).

DE NEGRI, V. **Sistemas hidráulicos e pneumáticos para automação e controle – Parte III**. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2001. (Apostila do curso de pós-graduação).

DOVER METAL WORK. **Catálogos de Cilindro Pneumático**. Disponível na Internet em http://www.doverautomacao.com.br/pdf/catalogo/metalwork/1.1-Atuadores/1-07-Cilindro_serie_ISO_6431_VDMA.pdf Acesso em 2006

“dSPACE Digital Signal Processing and Control Engineering”, GmbH, DS1102 User's Guides, Germany, 1996.

ESCHMANN, R., Müller, R., Saffe, P.; Gestaltung und Meßtechnische Bewertung Eines Kolbenstangenlosen Pneumatikzylinders. **Olhydraulik und pneumatik**, Hannover, v.35, no 4, pp.338-347, 1991.

FESTO, **Catálogo de Válvula Proporcional de Pressão**. Disponível na Internet em <http://catalog.festo.com/bra/asp/DefaultBAREsult.asp?ID=161173&L=055> Acesso em 2005.

FESTO, **Catálogo de Válvula Proporcional de Vazão**. Disponível na Internet em <http://catalog.festo.com/bra/asp/DefaultBAREsult.asp?ID=151693&L=055> Acesso em 2005.

FOX, R.; McDONALD, A. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 4a. Ed. Rio de Janeiro: Editora Guanabara Koogan S.ª, 1995. 662 p.

- FRANKLIN, G.; POWELL, J.; EMAMI-NAEINI, A. **Feedback control of dynamic systems**. 3th ed. Reading: Addison Wesley, 1995. 778 p.
- FURST, Fernando; ALVES, Guilherme; BORGES, Joel; DE NEGRI, Victor.; **Determinação das Características de Vazão em Válvulas Pneumáticas: Análise de Normas**. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 1999. (Apostila do curso de pós-graduação).
- GOMES, S. C. P.; ROSA, V. S. A new approach to compensate friction in robotic actuators. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON ROBOTICS AND AUTOMATION, 2003, Taipei, Taiwan. **Proceedings...** [S.l.]: IEEE, 2003.
- GUENTHER, R., PERONDI, E. A. **O controle em cascata de sistemas pneumáticos de posicionamento**. SBA: Controle & Automação Sociedade Brasileira de Automática. , p.149 - 161, 2004
- HBM. Transdutores de pressão absoluta P8 AP: catálogo. Taboão da Serra – S. P., [19--].
- IEC. IEC 61362 – **Guide for specification of hydroturbine control systems**. Switzerland, 1997, 105p.
- IEEE. ANSI/IEEE Std. 125 – **Recommended practice for preparation of equipment specifications for speed-governing of hydraulic turbines intended to drive electric generators**. USA, 1988, 28p.
- ISO International Organization for Standardization, Pneumatic Fluid Power. Components Using Compressible Fluids. **ISO 6358**. Determination of flow rate characteristics, 1989.
- ITAIPU, **Equipamentos**. Disponível na Internet em <http://www.itaipu.gov.br/> Acesso em 2006.
- JÚDEZ, GAUDENCIO Z.; **Centrales Hidroeléctricas**: Su estudio, montage, regulacion y ensayo . John Wiley & Sons, Editorial Gustavo Gili S.A., 1965.
- KARPENKO, M., SEPEHRi, N. **Design and Experimental Evaluation of a Nonlinear Position Controller for a Pneumatic Actuator with Friction**, Proceeding of the 2004 American Control Conference. pp 5078, Boston, 2004.
- LAI, J.Y., MENQ, C.H., SINGH, R., Accurate Position Control of a Pneumatic Actuator. ASME Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, Vol.112, pp.734- 739, 1990.
- LATINO, F., SANDOVAL, D. **Quit overspending for servomotion systems**. Machine Design, p. 93-96, abril. 1996.
- LINSINGEN, I. von. **Fundamentos de Sistemas Hidráulicos**. 2. ed. Florianópolis: Editora da UFSC, 2001. 399 p.
- LIU, S., BOBROW, J., **An Analysis of a Pneumatic Servo System and its Application to a Computer-controlled Robot**. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 110, setembro 1988.
- MACHADO, C. **Compensação de atrito em atuadores hidráulicos utilizando redes neurais**. 2003. 86 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis. 2003.
- MACINTYRE, Archibald, Joseph.; **Máquinas Motrizes Hidráulicas**. Guanabara dois, 1983.

MARÉ, J.-C., Geider, O., Colin, S.,; **An Improved Dynamic Model of Pneumatic Actuators**. International Journal of Fluid Power, no 2, pp.39-47, 2000.

MARTIN, H. **The design of hydraulic componentes and systems**: Hellis Horwood Limited, Great Britain, 1995.

MATAIX, Claudio.; **Turbomaquinas Hidraulicas**, Editora ICAI. Madrid, 1975.

MOORE, P., PU, J. S., **Pneumatic Servo Actuator Technology, IEEE Colloquium on Actuator Technology**: Current Practice and New Developments, No: 110, pp.3/1-3/6, 1996.

NOURI, B., AI-BENDER, F., SWEVERS, J., VANHERCK, P. e VAN BRUSSEL, H., **Modeling a Pneumatic Servo Positioning System With Friction**. Proceedings of the ACC 2000, pp. 1067-1071, 2000.

PARKER HYDRAULICS. Cilindros hidráulicos Serie 2H:catálogo 2103-1 BR. Jacareí, SP-Brasil, 2003.

PERONDI, E. A. **Controle Não-linear em Cascata de um Servoposicionador Pneumático com Compensação do Atrito**. 2002. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica). 178 p. Universidade Federal de Santa Catarina: Florianópolis. 2002.

PERONDI, E. A., GUENTHER, R. **Controle em Malha Fechada de um Servoposicionador Pneumático**. In Anais do XV COBEM - Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica. A guás de Lindóia. 1999a.

PERONDI, E. A., GUENTHER, R. **Control of a servopneumatic drive with friction compensation**. In Proceedings of the First Fluid Power Net International PhD Symposium First Fluid Power Net International PhD Symposium. Hamburgo. 2000b. 117-127.

PERONDI, E. A., GUENTHER, R. **Modelagem direcionada ao controle preciso de um servoposicionador pneumático**. In Anais do II CONEM - CD Room II Congresso Nacional de Engenharia Mecânica. João Pessoa, 2002.

PINCHES, M. J. e Callear, B. J., **Power Pneumatics**. Prentice Hall Europe, 1996.

PU, J.; MOORE, P. R.; HARRISON, R.; WESTON, R. H.. **A study of gain-scheduling method for controlling the motion of pneumatic servos**. In: International Fluid Power Workshop, 6., 1993, University of Bath, U. K: Proceedings... [S.l.: s.n], 1993. p. 193- 210.

PU, J., WANG, J.H., MOORE, P. R., WONG, C.B., **A New Strategy for Closed-loop Control of Servo-Pneumatic System with Improved Energy Efficiency and System Response**. The Fifth Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'97. Linköping, Sweden, maio 1997.

REIVAX, Regulador de Velocidade RVX 300. Disponível na Internet em <http://www.reivax.com.br> Acesso em 2006.

RICHARD, E., SCAVARDA, S. **Comparison Between Linear and Nonlinear Control of and Electropneumatic Servo Valve**. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Transaction of the ASME, Vol. 118, p. 245-252, 1996.

RICO, J. E. N. **Sistemas Realimentados**. Apostila – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2000. 182 p.

RODRIGUES, L. A. H., DE NEGRI, V.J.. **Crítérios de Projeto para dimensionamento de Sistemas Hidráulicos de Controle de Posição aplicados em Reguladores de Velocida-**

de de Turbinas Hidráulicas. Parte 1 – Circuitos de Atuação. 2004. 16 f.. Convênio FINEP: 01.02.0031-00 - FNDCT / CT – ENER. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2004.

SANTOS, E. A. P. **Análise Teórico-Experimental de um Servo-Posicionador Pneumático com Pressão de Suprimento Regulada.** 1996. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis. 1996.

SCARVADA, S.; SESMAT, S.. **Some structural comparative elements between, electric, pneumática and hydraulic actuating systems.** Power transmission and motion control, University of Bath. PTMC'98, UK: 1998.

SCHEIDL, R.; GARSTENAUER, M.; MANHARTSGRUBER, B.; RIHA, G.. **Present state and future development in mechatronics and its effect on fluid power system.** In: Developments In Fluid Power Control Of Machinery And Manipulators, 2000, Cracóvia, Polônia: Proceedings... [S.l.]: Fluid Power Net Publications, Editores: GARBACIK, A. and STECKI, J. S., 2000. p. 155-180.

SCHNEIDER, Richard T.; HITCHCOX, Alan L. **Fluid power technology shapes industry worldwide.** Hydraulics and pneumatics, United States of America : Penton publishing, v. 51, n. 3, p. 59-122, mar. 1998.

SCHREIBER, Gerhard P.; **Usinas Hidrelétricas,** Editora Edgard Blucher Ltda, 1978.

SCHOLZ, Dieter. **Auslegung servopneumatischer antriebssysteme.** Tese de doutorado. IHP-RWTH, Aachen, Alemanha, 1990.

SHIH, M-c. e LU, C-s., **Pneumatic Servomotor Drives a Ball-screw With Fuzzy-sliding Mode Position Control.** Proceedings of the 1993 International Conference on Systems, Man and Cybernetics, Systems Engineering in the Service of Humans, Vol.3, pp. 50 –54, 1993.

“Simulink, Dynamic system simulation software”. User’s guide. Release notes version 1.3. The MathWoks, Inc., julho 1994.

STECKI, J., **Fluid power – A way forward. Developments in Fluid Power Control of Machinery and Manipulators,** Garbacik, A. and Stecki, J. S. editors, pp.37-65, published by Fluid Power Net Publications, Cracóvia, Polônia, 2000.

STOLL, K.. **New Developments in Pneumatics.** Proceedings of The Fifth International Conference on Fluid Power Transmission and Control, ICFP'2001. pp.34-40, Hangzhou, China, 2001.

STREETER, V. L., **“Mecânica dos Fluidos”.** McGraw-Hill, São Paulo, 1981.

TAKAIWA, M. e NORITSUGO, T., **Application of Pneumatic Parallel Manipulator as Haptic Human Interface.** Proceedings of the 1999 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, pp.185-190, Atlanta, USA, setembro 1999.

THE INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION – ISO. **ISO 1219-1.** Fluid power systems and components – Graphic symbols. Switzerland, 1991. 40 p.

THE INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION – ISO. **ISO 1219-2.** Fluid power systems and components – Circuit diagrams. Switzerland, 1995. 22 p.

VALDIERO, A. **Controle de robôs hidráulicos com compensação de atrito**. 2005. 188 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis. 2005.

VIEIRA, A. D. **Análise Teórico-Experimental de Servoposicionadores Lineares Pneumáticos**. 1998. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis. 1998.

VIRVALO, T., **Modeling and Design of a Pneumatic Position Servo System Realized with Commercial Components**. PhD Thesis, Tampere, Finland, 1995.

VOITH.; **Regulador Eletro-hidráulico EHR 74**, Manual descritivo, 1974

WANG, X. G., KIM, C. K-h., **Improved Control of Pneumatic Lumber-handling Systems**. IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol. 9, no 3, pp. 458–472, maio 2001.

WANG, J., WANG, D. J. D., MOORE, P. R., PU, J., **Modeling Study, Analysis and Robust Servocontrol of Pneumatic Cylinder Actuator Systems**. IEEE Proceedings on Control Theory and Applications, Vol. 148, no 1, pp. 35 –42, janeiro 2001,.

WOODWAR, **Steam Turbine Control**. Disponível na Internet em <http://www.woodward.com/turbines/steam.cfm> Acesso em 2006

YI, B.-J., RA, H.Y., LEE, J.H., HONG, Y.S., PARK, J.S., OH, S.-R., SUH, I.H., KIM, W.K. **Design of a Parallel-type Gripper Powered by Pneumatic Actuators**. Proceedings of the 2000 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, IROS 2000, Vol.1, pp. 689–695, 2000.

ZORLU, A. OZSOY, C. KUZUCU, A. **Experimental Modeling of a Pneumatic Emerging Technologies and Factory Automation**, 2003. Proceedings. ETFA '03. IEEE Conference. pp 453, 2003.

APÊNDICE A - DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA PNEUMÁTICO UTILIZADO NO SERVOPOSICIONADOR PARA O REGULADOR DE VELOCIDADE

A.1 Introdução

O objetivo deste apêndice é apresentar procedimentos para dimensionamento do Circuito de Atuação do Sistema Pneumático de Controle de Posição aplicável em Reguladores de Velocidade de Turbinas Hidráulicas. O estudo preliminar para obter os parâmetros de operação do sistema está relacionado ao projeto de sistemas hidráulicos para reguladores de velocidade.

Os procedimentos para o dimensionamento do regulador de velocidade são fundamentados pelas Normas ANSI/IEEE Standard 125 (ANSI/IEEE, 1988) e IEC 61262 (IEC, 1997), especificações de PCH's fornecidas pela REIVAX Automação e Controle e resultados de pesquisa do Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos - LASHIP durante a execução dos projetos PADCT/REIVAX (2000-2002) e CTENERG/REIVAX (2003-2004).

Será realizado o dimensionamento dos componentes do circuito de atuação pneumático para reguladores de velocidade para turbinas Francis em torno de uma potência de 400 kW.

A.2 Especificações estáticas e dinâmicas

A Norma IEC 61362 (IEC, 1997) estabelece na seção 4.3.3 os parâmetros para todos servoposicionadores, incluindo aqueles empregados em turbinas com dupla regulação:

- a) Os tempos de abertura e fechamento do servomotor t_a e t_f são determinados separadamente para satisfazer as limitações de sobrevelocidade e golpe de aríete, respectivamente.

Nota: Os orifícios de limitação ou outros dispositivos são dimensionados tal que os tempos reais de curso na presença da maior pressão de suprimento e na menor capacidade de regulação não serão menores que o tempo de curso admissível.

- b) Constante de tempo do servomotor principal. τ

Valores recomendados para:

- Servoposicionador / Agulha : entre 0,1 s e 0,25 s
- Servoposicionador / Rotor : entre 0,2 s e 0,8 s
- Servoposicionador / Defletor : entre 0,1 s e 0,15 s

- c) Velocidades máximas do distribuidor

A limitação das velocidades máxima dos mecanismos de acionamento do distribuidor impõe características de vazão ao sistema pneumático que devem ser consideradas no dimensionamento das restrições e componentes do regulador de velocidade. Conforme estabelecido pelas normas ANSI/IEEE Standard 125

(ANSI/IEEE, 1988) e IEC 61262 (IEC, 1997) as restrições devem ser dimensionadas para que as velocidades máximas, na abertura e fechamento do distribuidor, não excedam os valores de tempos mínimos de servomotor e respectivamente, para satisfazer as limitações de sobrevelocidade e golpe de aríete.

A Norma ANSI/IEEE-125 estabelece que: “As velocidades de abertura e fechamento do servomotor serão independentemente ajustáveis. O método de ajuste será tal que a operação de qualquer controle, automático, ou dispositivo auxiliar não provoque velocidades no servomotor do distribuidor maior que as ajustadas previamente. Essas velocidades podem ser expressas em tempo de servomotor se preferível”.

d) Resposta dinâmica do servomotor

A resposta dinâmica é determinada essencialmente pela constante do tempo do servoposicionador.

e) Erro de posicionamento

O desempenho dinâmico no posicionamento do distribuidor no sentido de fechamento, para a condição nominal de operação da turbina, ficará dependente da válvula proporcional e das restrições as quais são dimensionadas independentemente. Não há, neste caso, como alterar esses parâmetros para otimização do desempenho dinâmico do circuito de atuação no sentido de fechamento do distribuidor. Conseqüentemente o controlador PID com ganhos constantes terá desempenho dinâmico diferente para o sentido de abertura e fechamento.

Para iniciar a análise ou dimensionamento de um circuito de atuação deve-se dispor de um conjunto de especificações mínimas que são definidas pelo fabricante do regulador de velocidade para turbinas Francis, as quais são:

- Potência máxima da Turbina P_{max} ou potência efetiva nominal: é a potência que a turbina fornece sob queda disponível nominal H na condição de máximo rendimento total η_t .

- Altura de queda H conforme NB-228 (ABNT, 1974): é a energia por unidade de peso de água escoando através da turbina nas condições nominais de projeto. Pode ser calculada com a aplicação da Equação de Bernoulli entre a entrada e a saída convencionadas para cada tipo de turbina (MACINTYRE, 1983).

- Rotação nominal n

- Trabalho máximo de manobra do circuito de atuação τ_{max} fornecido pelo fabricante. O trabalho máximo de manobra τ_{max} é o parâmetro fundamental para o dimensionamento do sistema de atuação; em algumas situações práticas de análise durante o projeto preliminar pode ser necessário estimar o trabalho máximo a partir de modelos mais

simplificados, fazendo uso da potencia máxima P_{max} , altura de queda H e da rotação nominal n da turbina.

- Configuração do circuito de atuação para o distribuidor.
- Curso dos servomotores do distribuidor.
- A velocidade específica η_s é um parâmetro de fundamental importância no estudo de turbinas hidráulicas por permitir a comparação entre turbinas geometricamente semelhantes, isto é, se duas turbinas possuem a mesma velocidade específica, as duas são geometricamente semelhantes e, portanto, apresentam características que podem ser correlacionadas entre si. A velocidade específica correlaciona os principais parâmetros que definem o tipo de máquina. Tais parâmetros são: q_v - vazão volumétrica [m^3/s] e H - altura de queda disponível nominal [m], grandezas estas obtidas por estudos hidráulicos, hidrológicos, topográficos, de consumo, de custos e outros; n - rotação [rpm], uma grandeza ligada à frequência do sistema (no Brasil é 60 Hz) e ao número de pares de pólos do gerador elétrico.

A velocidade específica de uma turbina é dada por

$$n_s = \frac{n \sqrt{P_{eixo}}}{H^{5/4}} \quad (A.1)$$

onde: n [rpm], P_{eixo} [cv] e H [m].

Segundo SCHREIBER (1978), as faixas de velocidade específica para cada tipo de turbina são:

$$5 \leq n_s \leq 90 \quad \text{para turbinas Pelton}$$

$$90 \leq n_s \leq 500 \quad \text{para turbinas Francis}$$

$$300 \leq n_s \leq 800 \quad \text{para turbinas Kaplan}$$

A.3 Dimensionamento do circuito de atuação do distribuidor

A partir das especificações estáticas e dinâmicas apresentadas na seção A.2 será desenvolvida a sistematização para o dimensionamento do sistema de controle de posição a ser empregado em Reguladores de Velocidade, baseado em algumas especificações experimentais fornecidas pela REIVAX Automação e que estão condensadas no Anexo B.

A.3.1 Concepções do mecanismo de acionamento

As concepções mais utilizadas no projeto do mecanismo de acionamento do distribuidor para turbinas Francis e Kaplan consistem no emprego do anel de Fink. Por meio deste mecanismo, as pás diretoras do distribuidor são acionadas simultaneamente por sistemas biela-manivela fixadas no anel, sendo o circuito hidráulico de atuação projetado para a movimentação do anel de Fink, controlando a abertura do distribuidor. Na Figura 2.17 apresen-

ta-se a configuração do sistema utilizando acionamento pneumático. A descrição geral do sistema é mostrada no capítulo 4.

A.3.2 Pressão de suprimento do circuito de atuação

Considerando como pressão ⁹ de projeto p_p , a norma IEC 61362 (IEC, 1997) define:

- Pressão de operação:

$$p_{0\max} = (0.85 \rightarrow 1.0) \cdot p_p \quad (\text{A.2})$$

$$p_{0\min} = (0.80 \rightarrow 9.0) p_p \quad (\text{A.3})$$

- Pressão de disparo (pressão mínima para emergência programada):

$$p_d = (p_{\min} \langle p_d \langle p_{s\min}) \quad (\text{A.4})$$

- Pressão mínima requerida:

$$p_{s\min} = (0.58 \rightarrow 0.75) p_p \quad (\text{A.5})$$

Todas as instalações pneumáticas são caracterizadas por uma pressão de trabalho ideal e de uma pressão mínima de funcionamento. Nas instalações é muito comum se observar oscilações da pressão; uma pressão muito elevada produz grandes perdas de energia e um desgaste antecipado, de outro modo, uma pressão baixa e economicamente desvantajosa, uma vez que provoca maus resultados no rendimento dos trabalhos. Além disso, para aproveitar a maior força a desenvolver pelos atuadores em função da pressão, o sistema vai ser alimentado com a maior pressão na rede e maior pressão de operação dos equipamentos, $p_p=10 \text{ bar}$.

Segundo a Eq. (A.5) a pressão mínima requerida ou pressão de dimensionamento seria $p_{s\min} = 6.666 \text{ bar}$

A relação entre a pressão de suprimento nominal de operação p_{sn} e a pressão mínima $p_{s\min}$, a qual influencia diretamente o tamanho do acumulador, é dada pela seguinte equação.

$$n_p = \frac{P_p}{P_{s\min}} \quad (\text{A.6})$$

⁹ A terminologia utilizada está em conformidade com as normas utilizadas pelo autor.(ISO 1219-1 e 1219-2).

A.4 Dimensionamento do sistema

A.4.1 Estimativa do trabalho de regulação

Os esforços de manobra do mecanismo de acionamento do distribuidor apresentam um comportamento em função da abertura que, segundo VOITH (1974), para a maioria dos projetos apresenta-se conforme a Figura 5.1.

A proposição da equação para o cálculo do trabalho de regulação do distribuidor de turbinas Hidráulicas foi realizada por SCHEREIBER (1977) e JÚDEZ (1965) e é dada por:

$$\tau_{m\acute{a}x} = k \frac{P_{m\acute{a}x}}{\sqrt{H}} \quad (\text{A.7})$$

onde,

$\tau_{m\acute{a}x}$ = Trabalho máximo de regulação [kgf m];

$P_{m\acute{a}x}$ = Potência nominal da turbina [CV];

H = Altura de queda [m];

k = Constante de proporcionalidade.

Segundo SCHEREIBER (1977), a constante k pode assumir os seguintes valores:

$k = 1.5$ a 1.8 - para turbina Francis.

$k = 2.5$ a 3.0 - para turbina Kaplan.

Por sua vez, segundo mostrado por JÚDEZ (1965) só para turbinas Francis:

$k = 1.5$ - turbinas grandes;

$k = 2.0$ - turbinas médias;

$k = 2.5$ - turbinas pequenas.

As constantes de proporcionalidade apresentadas pelos dois autores são maiores para as turbinas pequenas que não apresentam caixa espiral e nas Kaplan em função do escoamento na entrada do rotor ser distinto da Turbina tipo Francis.

No SI a Eq. (A.7) é dada por:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{k}{75} \frac{P_{m\acute{a}x}}{\sqrt{H}} \quad (\text{A.8})$$

onde,

$\tau_{m\acute{a}x}$ = Trabalho máximo de regulação [Nm];

$P_{m\acute{a}x}$ = Potência máxima [W];

H = Altura de queda [m];

k = Constante de proporcionalidade [1].

A REIVAX Automação, que é uma empresa que atua na área de geração de energia elétrica, classifica as unidades geradoras de energia elétrica de acordo com a potência gerada pelo conjunto turbina gerador. Este conjunto é conhecido de modo genérico como máquina.

Unidades geradoras compreendidas na faixa de 200KW até 10MW, são consideradas pequenas centrais hidroelétricas (PCH's). Já, máquinas que produzem entre 60 e 500MW de potência são consideradas usinas hidroelétricas (UH's).

Vale aqui ressaltar que esta classificação é tomada pelos técnicos da REIVAX apenas como ordem de grandeza de uma instalação, o que não corresponde para uma classificação formal.

Para objetivo de cálculo do trabalho de regulação e tendo como base o estudo de levantamento de máquinas Francis fornecido pela REIVAX (Anexo B), considerou-se o seguinte:

- Potência máxima para uma PCH de 400 KW.
- Altura de queda $H = 50m$, tomando o valor médio do levantamento das máquinas PCH's para potências pequenas.
- Nos dados fornecidos, observa-se uma rotação nominal alta para potências menores, adotando-se uma velocidade de rotação de $n = 720 rpm$; obtendo uma velocidade específica na faixa das turbinas Francis segundo SCHREIBER (1978) $n_s = 126,18$.
- O curso do servomotor geralmente é definido pelo fabricante do regulador, mas fazendo um análise de sensibilidade dos dados fornecidos pela REIVAX nos quais observa-se uma faixa de cursos de 115mm até 200mm para PCH's pequenas até 7000KW será adotado um curso $l = 160mm$.
- As correlações e critérios de dimensionamento dos tempos de abertura e fechamento nos servomotores são baseados em dados do levantamento de máquinas PCH's de projetos realizados pela REIVAX (Ver Anexo B), onde se tem uma faixa de tempos de 5 a 10 segundos; adota-se neste trabalho os tempos mínimos de abertura e fechamento de 8 segundos, obtendo-se velocidades intermediárias. Conforme estabelecido pela norma IEC 61362 (IEC, 1997) as restrições devem ser dimensionadas para que as velocidades máximas, na abertura e fechamento do distribuidor, não excedam os valores relativos aos tem-

pos mínimos de servomotor e, conseqüentemente, para satisfazer as limitações de sobrevelocidade e golpe de aríete.

Os parâmetros adotados são coerentes e proporcionais aos dados das PCH's analisadas pelo estudo mostrado no Anexo B, no referente a força mínima gerada pelo sistema encontrando-se no mesmo ordem de grandeza.

Na Figura A.1 está ilustrado o comportamento dos esforços no servomotor durante manobra de fechamento e abertura em função do curso, onde segundo VIVIER (1996) "Pode-se obter facilmente os esforços de regulação por meio da medição da pressão de óleo nas câmaras do servomotor, construindo o diagrama apresentado. Este diagrama mostra que o esforço é essencialmente variável e não é o mesmo para as manobras de fechamento e abertura devido ao atrito no mecanismo do distribuidor. A curva intermediária define o esforço hidráulico. O trabalho exigido do servomotor para a abertura corresponde à área com hachuras verticais e o trabalho para fechamento corresponde à área com hachuras horizontais. Entretanto, os valores definidos acima não são os utilizados no dimensionamento do servomotor, e sim o esforço máximo que corresponde a ponto A ou B do diagrama. Para definir o trabalho teórico de regulação faz-se o produto do esforço máximo pelo curso total do servomotor. O esforço máximo é obtido em geral no fim do fechamento em B".

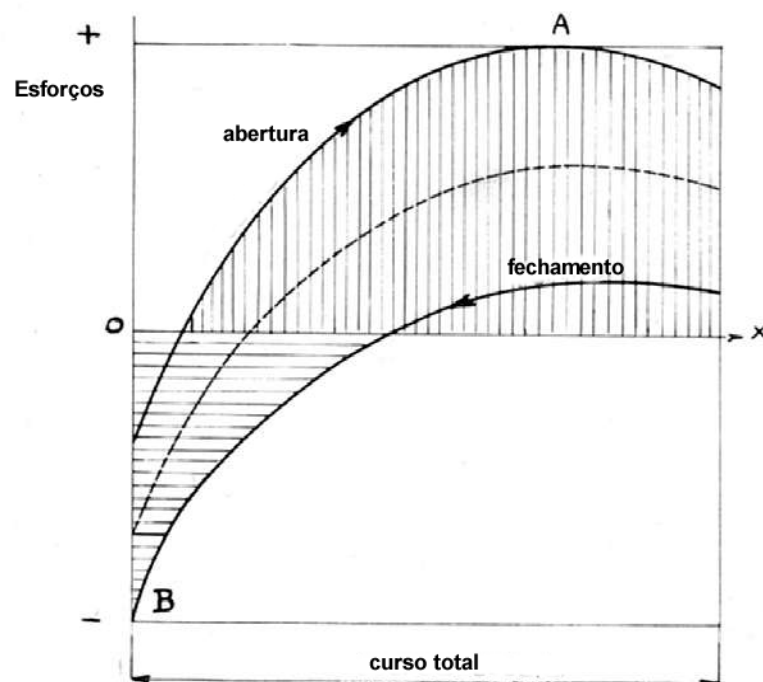


Figura A.1 Diagrama de esforços de regulação exercidos por um servomotor em função do curso.

Lembrando que se tem um tempo t_a e t_f de 5 segundos, mostra-se nas Eq. (A.9) e (A.10) as velocidades de abertura e fechamento.

$$v_a = \frac{\Delta x}{t_a} = \frac{0.160m}{5s} = 0.032m/s \quad (A.9)$$

$$v_f = \frac{\Delta x}{t_f} = \frac{0.160m}{5s} = 0.032m/s \quad (A.10)$$

Da Eq. (A.8) e com um constante segundo JUDEZ (1965) de $k = 2.5$ tem-se o trabalho máximo de regulação,

$$\tau_{\max} = \frac{2.5 \cdot 400000W}{75 \cdot \sqrt{50m}}$$

$$\tau_{\max} = 1885.6Nm$$

Calculando a força máxima, assumindo que o trabalho máximo ocorre ao longo de todo o curso do servomotor.

$$F_{\max} = \frac{\tau_{\max}}{\Delta x} \quad (A.11)$$

$$F_{\max} = \frac{1886.5Nm}{0.160m}$$

$$F_{\max} = 11790.625N$$

Assumindo uma pressão de suprimento de $p_s = 6.666e5Pa$ uma perda de carga total na válvula de $\Delta p_{total} = 1.4e5 Pa$, a pressão de carga fica,

$$p_c = 5.26e5Pa \quad (A.12)$$

- Estimativa do volume dos servomotores (cilindros pneumáticos)

O trabalho máximo necessário para a manobra de abertura do distribuidor, pode ser estimado pela seguinte equação, conforme a VOITH (1974) e IEC 61362 (1997),

$$\tau_{máx} = p_{c_{máx}} V_{La} \quad (A.13)$$

onde,

$\tau_{máx}$ = Trabalho máximo de regulação [N m];

$p_{c_{máx}}$ = Pressão de carga máxima [Pa];

V_{La} = Volume de abertura total do servomotores [m³].

O volume total de ar deslocado nos servomotores para a abertura do distribuidor, com uma pressão de carga assumida na válvula, fica:

$$V_{La} = \frac{k}{75} \frac{P_{máx}}{\sqrt{H} p_{c_{max}}} \quad (A.14)$$

$$V_{La} = \frac{2.5}{75} \frac{400000}{\sqrt{50} \cdot 5.26}$$

$$V_{La} = 0.0035m^3$$

A.4.2 Dimensionamento do servomotores

A área total para realizar a manobra de abertura A_{SM} para realizar a manobra de abertura é definida utilizando a relação da Eq. (A.15)

$$A_{SM} = \frac{V_{La}}{l} \quad (A.15)$$

A_{SM} - Área útil dos êmbolos dos servomotores no sentido de abertura do distribuidor [m²].

$$A_{SM} = \frac{0.0035m^3}{0.160m}$$

$$A_{SM} = 0.021875m^2$$

Outra consideração do dimensionamento do sistema é que, sabendo-se que a somatória das áreas dos cilindros para avanço e recuo é a mesma, optou-se de por dimensionar o circuito assumindo-se um cilindro simétrico com área igual às somatórias das áreas dos dois cilindros assimétricos dispostos no circuito pneumático.

$$A_{SM} = \frac{\pi}{4} d^2 + \frac{\pi}{4} (d^2 - d_h^2) \quad (A.16)$$

d – diâmetro do cilindro

d_h - diâmetro da haste do cilindro

A partir da definição da área do servomotor pode-se especificar um ou mais servomotores (conforme a configuração definida no projeto pelo fabricante) a partir de dados de catálogos (cilindros pneumáticos industriais) ou tamanhos padronizados de para servomotores especiais. Como não é possível encontrar valores exatos para as áreas dos cilindros, adota-se os valores superiores mais próximos e redefine-se os valores de V_{La} e V_{Lf} a serem empregados na seqüência do dimensionamento.

Segundo (LISINGEN 2003), a Eq. (A.17) é a expressão para a determinação do diâmetro da haste em função da força total aplicada, do comprimento livre de flambagem, do módulo de elasticidade do material e introduzindo um fator de segurança de 3,5.

$$d_h = \left(\frac{7.22 F_T c^2}{E_m} \right)^{0.25} \quad (A.17)$$

F_T - Força total a ser aplicada (N)

E_m - Módulo de elasticidade do material ($\approx 200e9 \text{ N/m}^2$ para aços)

c - Comprimento livre de flambagem (0.160 m para duas extremidades articuladas)

d_h - Diâmetro da haste (m)

$$d_h = \left(\frac{7.22 \cdot (11790.625 \text{ N}) \cdot (0.160 \text{ m})^2}{200e9 \text{ N/m}^2} \right)^{0.25}$$

$$d_h \cong 10.21 \text{ mm}$$

Substituindo o valor do diâmetro da haste dimensionado na Eq. (A.16), temos um diâmetro do cilindro de $d=122 \text{ mm}$

Pegando dados de diâmetros comerciais temos,

$$d = 125 \text{ mm}$$

$$d_h = 32 \text{ mm}$$

Recalculando a área útil,

$$A_{SM} = 0.0237 \text{ m}^2$$

Recalculando os volumes,

$$V_{La} = V_{Lf} = A_{SM} \cdot \Delta x$$

$$V_{La} = V_{Lf} = 0.003792 \text{ m}^3$$

A.4.3 Dimensionamento da válvula

Este processo visa a obter o dimensionamento de uma servoválvula pneumática junto ao cilindro dimensionado, de modo a garantir a força máxima com uma velocidade de atuação.

Segundo DE NEGRI (2001), se for escolhida uma válvula muito pequena, a pressão p_A também será bastante reduzida. Conseqüentemente, para se alcançar a força desejada, será necessário um cilindro maior, acarretando um consumo de ar mais elevado e aumentando os custos de investimento e de operação do sistema. Por outro lado, uma válvula de maior tamanho normalmente terá maior tempo de resposta e maior custo. Na tabela 1 encontra-se o parâmetro inicial para o dimensionamento da válvula.

Tabela A.1 Parâmetros iniciais para o dimensionamento da válvula.

Parâmetros	Unidades	Valor
Trabalho máximo	Nm	1885.6
Curso do cilindro	mm	160
Diâmetro do embolo	mm	125
Diamêtro da haste	mm	32
Tempo de abertura	s	8
Tempo de fechamento	s	8
Pressão de suprimento	bar	10
Pressão na via A ³	bar	6.1
Velocidade	m/s	0.02

- Vazão volumétrica

$$q_v = A_{SM} v \quad (A.18)$$

$$q_v = (0.0237m^2)(0.032m/s) = 0.0007584m^3/s$$

$$q_v = 0.0007584m^3/s \rightarrow 45.504l/min$$

- Vazão volumétrica referente à pressão atmosférica

$$q_{vp} = q_v \left(\frac{p_A + 1.0135e5}{1.0135e5} \right) \quad (A.19)$$

$$q_{vp} = 45.504l/min \left(\frac{6.1e5Pa + 1.0135e5Pa}{1.0135e5Pa} \right)$$

$$q_{vp} = 319.35l/min$$

- Vazão nominal

$$Q_n = \frac{q_{vp}}{0.4082e - 5 \sqrt{(P_a + P_o) \Delta p}} \quad (A.20)$$

$$Q_n = \frac{319.35l/min}{0.4082e - 5 \sqrt{(6.1e5Pa + 1.0135e5Pa) 0.5e5Pa}}$$

$$Q_n = 414.82Nl/min$$

¹⁰ Valor adotado assumindo uma perda de pressão de 0.5 bar na válvula, para uma pressão de suprimento $p_s=6.6$ bar efetivo.

A representação do dimensionamento da capacidade de vazão do componente pneumático com base na norma ISO 6358 (ISO, 6358) para a obtenção do coeficiente C e dado pela Eq. (3.24) onde $b=0,3$ e a vazão nominal expressada em m^3/s .

$$C_{(VDI3290)} = \frac{Q_n}{p_{1n} w(a_n)}$$

$$C_{VDI3290} = 30.01e-9 m^5/N.s \Rightarrow C = 3.01L / bar.s$$

Sendo assim, a vazão mássica pode ser determinada então pela Eq. (3.13)

$$q_m = C \cdot w(a) p_e \rho_0 \sqrt{\frac{T_o}{T_e}}$$

$$q_m = 7.31e-3 Kg/s$$

As especificações da válvula utilizada no servoposicionador pneumático são:

- Coeficiente $C = 31e-9 m^5/N.s \Rightarrow C = 3.1L / bar.s$
- Coeficiente $b = 0.26$
- Vazão nominal $Q_n = 700 NL/min$

Deve-se salientar que o dimensionamento mostrado permite a determinação da vazão mássica através de componentes pneumáticos considerando que os mesmos encontram-se na condição de abertura máxima.

A.4.4 Dimensionamento do reservatório

Para efeitos do dimensionamento do reservatório no sistema, aplica-se a equação de continuidade para escoamento compressível,

$$\int_{q_{mo}}^{q_{m1}} q_{me} = \int_{p_o}^{p_f} \frac{V}{RT\gamma} \frac{dp}{dt} \quad (A.21)$$

Tomando a primeira parte da Eq. (A.21),

$$\int_{q_{mo}}^{q_{m1}} q_{me} = \int_{m_o}^{m_f} \frac{m}{t} dt \quad (A.22)$$

A Eq. (A.24) determina o volume do reservatório V_P uma vez que:

$$\Delta m = \frac{V_P}{RT\gamma} (p_f - p_o) \quad (A.23)$$

$$V_P = \frac{\Delta m RT\gamma}{p_f - p_o} \quad (A.24)$$

Da equação de gases ideais e considerando, $m = \Delta m$ e $V = \Delta V$ temos,

$$\Delta m = \frac{p}{RT} \Delta V \quad (\text{A.25})$$

onde,

$$T = 293.15 \text{ K}$$

$$p = 6e5 \text{ Pa}_{abs}$$

$$R_{ar \text{ com } 65\% \text{ de umidade relativa}} = 287 \text{ J/Kg.K}$$

$$\gamma = 1.4$$

As normas ANSI/IEEE Standard 125 (1988) e IEC 61262 (1997) estabelecem para turbina Francis no mínimo 2,5 a 3 cursos dos servomotores com a queda de pressão no acumulador não excedendo a diferença entre as pressões de intermitência de alta e pressão mínima do sistema.

Desta forma calcula-se o volume dos 3 cursos dos servomotores como segue:

$$\Delta V = V_{lf} + V_{La} + V_{Lf} = 3V_l \quad (\text{A.26})$$

$$\Delta V = 0.0105 \text{ m}^3$$

Resolvendo na Eq. (A.25) obtemos a massa de ar consumida nos 3 cursos dos servomotores

$\Delta m = -0.075 \text{ Kg}$ sendo negativa por ser uma massa que sai do volume de controle.

Substituindo na Eq. (A.24) os seguintes parâmetros,

$$p_f = 6e5 \text{ Pa}$$

$$p_o = 8e5 \text{ Pa}$$

$$\gamma = 1.4$$

Obtemos o volume do reservatório para manter no sistema a pressão mínima durante 3 ciclos

$$V_p = 0.044 \text{ m}^3 = 44 \text{ L}$$

APÊNDICE B - LEVANTAMENTO DE MAQUINAS PCH'S FRANCIS

		L E V A N T A M E N T O D E M Á Q U I N A S						R 2 C O M	
USINA	POT. (KW)	QUEDA (m)	QUANT.SERV.	DIÂM. SERVO (cm)	DIÂM. HASTE (cm)	CURSO (cm)	VOLUME COMB. (Litros)	VOLUME AB. (Litros)	VOLUME FECH. (Litros)
UHE Salto Santiago	350.000	110	2	80	30	60	446,3		
UHE Salto Osório	175.000	75	2	61,5	20	70	311,9		
UHE Passo Fundo	115.000	274	2	55	11	29	103,3		
UHE FURNAS	150.000	94	2	75	15	66	437,4		
PCH Alston Proj. 10001275	10.480	44,5	2	16	7	15	4,5	4,5	2,5
PCH Alston Prop. P04023	7.200	47,6	1	16	11	19	5,7		
PCH Alston Prop. P04026	1.600	82	1	10	5	20	2,4		
PCH Alston Prop. P02004	7.500	82	1	10	5	20	2,4		
PCH Alston Prop. P02026	23.300	145,6	1					7,2	6,04
PCH Alston Prop. P02027	1.600	69	1	10	4,5	11,5	1,4	2,9	1,5
PCH Alston Prop. P02028	10.000	37	2	16	7	25	7,5	7,9	4,0
PCH Alston Prop. P02036	7.320	37	1	10	4,5	11,5	1,4	2,9	1,5
PCH Alston Prop. P02059	11.050	211,85							
PCH S. Terezinha Prop. P02060	1.100	48							
PCH Alston Prop. P02098	10.140	57	2			200		2,4	1,2

MÁQ. (Nº)	TIPO	Q MÁX (m3/s)	PRESSÃO (bar)	FORÇA MIN. (Kgf)	PRESSÃO mín (bar)	FORÇA MIN. T/MW	VOLUME L/MW	W TURB. KN x m	W RV Litros	ROTAÇÃO RPM	TEMPO FECH
4	Francis V	300	61 ~ 63	361.346,8	48	1,0	1,3	1225,9	255,4	112,5	7
6	Francis V	286	31 ~ 33	84.512,3	19	0,5	1,8	742,3	390,7	120	8
2	Francis V	50	21 ~ 24	60.510,4	17	0,5	0,9	255,2	150,1	300	7
6	Francis V	50	22 ~ 25	119.176,6	18	0,8	2,9	568,3	315,7	150	7,5
3	Francis H		112 ~ 140	26.896,0	90	2,6	0,4	57,7	6,4	450	
3	Francis H		112 ~ 140	26.754,7	90	3,7	0,8	38,3	4,3	360	
1	Francis H		112 ~ 140	10.426,2	90	6,5	1,5	6,5	0,7		
1	Francis H		112 ~ 140	10.426,2	90	1,4	0,3	30,4	3,4		8
2	Francis H		80 ~ 100		70						5
2	Francis H		96 ~ 120	9.283,4	80	5,8	0,8	7,1	0,9	720	8
2	Francis H		96 ~ 120	23.907,6	80	2,4	0,8	60,4	7,5	300	4,6
1	Francis H		96 ~ 120	9.283,4	80	1,3	0,2	44,2	5,5	720	9
										900	
										900	
3	Francis H		112 ~ 140		80					600	7,7

APÊNDICE C - DETERMINAÇÃO DAS CARACTERÍSTICAS DE VAZÃO EM VÁLVULAS PNEUMÁTICAS: ANÁLISE DA NORMA ISO 6358

Esta parte do trabalho tem por objetivo fazer uma análise dos coeficientes b e C utilizados pela Norma ISO 6358, relacionando-os com conhecimentos de Mecânica dos Fluidos e Termodinâmica a fim de possibilitar uma melhor análise de dados e informações normalmente disponíveis no mercado

Quando o componente pneumático está submetido a razões de pressão inferiores à razão crítica, ocorre uma saturação, significando que a vazão mássica na prática não diminui, e sim permanece constante. A saturação ocorre devido a propagação de pressão a montante ser igual a velocidade do fluido a jusante; VIEIRA (1998), apresenta um equacionamento que introduz este efeito na modelagem do componente.

Para que haja um correto entendimento deste equacionamento, deve-se prestar atenção ao artifício matemático utilizado.

$$q_m = \frac{A_{12}}{\sqrt{T_1}} p_1 \left\{ \frac{2\gamma}{(\gamma-1)R} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (C.1)$$

A Eq. (C.1) é desmembrada em duas novas equações que serão descritas abaixo:

$$q_m = C_d A_{12} p_1 \sqrt{\frac{2}{R T_1}} \Psi \quad (C.2)$$

$$\Psi = \left\{ \frac{\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (C.3)$$

Até o presente momento, nenhuma diferença entre o equacionamento teórico e o prático.

De acordo com VIEIRA (1998), a proposta é a seguinte:

$$\Psi = \Psi_{\max} \omega(a) \quad (C.4)$$

Adotando $\gamma = 1,4$ e $\left(\frac{p_2}{p_1} \right)_{\text{critico}} = 0,528$, na Eq. (C.3), obtém-se o valor de

$$\Psi_{\max} = 0,484.$$

Na determinação do coeficiente $\omega(a)$, VIEIRA (1998) adota o seguinte critério:

$$a_{\text{real}} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \qquad b_{\text{cr teórico}} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right) = 0,528$$

$$\text{Para } \left(\frac{p_2}{p_1} \right) > 0,528 \qquad \Rightarrow \omega(a) = \sqrt{1 - \frac{(a-b)^2}{(1-b)^2}}$$

$$\text{Para } \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \leq 0,528 \qquad \Rightarrow \omega(a) = 1, \text{ quando } b=0,528$$

Para componentes pneumáticos, a equação da vazão mássica passa a ser então:

$$q_m = C_d A_{12} p_1 \sqrt{\frac{2}{R T_1}} \Psi_{\text{max}} \omega(a) \qquad (C.5)$$

Segundo LEITHOLD (1994), a equação da elipse com centro na origem e vértices h e k , (pontos de intersecção com os eixos horizontal e vertical respectivamente), pode ser descrita da seguinte forma:

$$\frac{x^2}{h^2} + \frac{y^2}{k^2} = 1 \qquad (C.6)$$

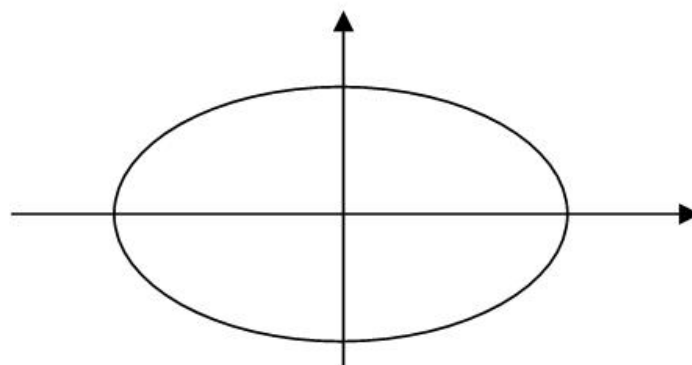


Figura C.1 – Gráfico da elipse centrada na origem

Trabalhando matematicamente a Eq. (C.6) obtém-se o seguinte modelo matemático:

$$y = \sqrt{k^2 \left(1 - \frac{x^2}{h^2}\right)} \quad (C.7)$$

Analisando o gráfico da página 11 da Norma ISO 6358 (ISO,1989), percebe-se que é possível fazer uma analogia entre esta curva e a curva que representa a elipse, desde que sejam feitas as seguintes considerações:

$$x = a - b$$

$$h = 1 - b$$

$$y = \omega(a)_x$$

$$k = \omega(a) = 1$$

Substituindo os valores acima na Eq. (C.7), obtém-se a equação de $\omega(a)$.

Vale ressaltar que esta é a aproximação usada na Norma ISO 6358 (ISO,1989) para situações práticas.

Em condições reais, a razão de pressões a montante e a jusante do orifício do componente pneumático não atinge o valor teórico, pois como a Eq. (C.1) não é específica para orifícios ou bocais, ela não leva em consideração a veia contracta que é formada na área do orifício durante o escoamento sub sônico. Esta barreira impede a propagação da onda de pressão.

Nos orifícios típicos de válvulas, o coeficiente b é menor do que o valor teórico de 0,528 apresentado anteriormente. Em condições reais este valor varia de 0,2 a 0,45, podendo ser determinado através do seguinte equacionamento estabelecido na Norma ISO 6358 (ISO, 1989):

$$b = 1 - \frac{\frac{\Delta p}{p_1}}{1 - \sqrt{1 - \left(\frac{q_m}{q_m^*}\right)^2}} \quad (C.8)$$

No item 6.3.2.2 da Norma ISO 6358 (ISO,1989), há a recomendação para que o valor do coeficiente b seja calculado pela média aritmética dos valores obtidos experimentalmente no procedimento de teste citado na pág. 6 desta Norma, segundo as condições de escoamento de:

$$q_m^* = 0,8 q_m ,$$

$$q_m^* = 0,6 q_m ,$$

$$q_m^* = 0,4 q_m \text{ e}$$

$$q_m^* = 0,2 q_m .$$

O problema da Eq. (C.5) passa a ser a determinação do valor de A_{12} , pois o mesmo normalmente não está disponível.

Conforme apresentado em VIEIRA (1998) pode-se obter a correlação da área de passagem máxima do orifício do componente pneumático com o coeficiente C da Norma ISO 6358 (ISO, 1989) através do seguinte desdobramento:

$$\sqrt{\frac{1}{R T_1}} = \frac{1}{R T_1} \sqrt{R T_1} \quad (C.9)$$

$$R = \frac{P_0}{\rho_0 T_0} \quad (C.10)$$

A Eq. (C.10) refere-se ao estado termodinâmico do ar nas condições ambientais normalizadas para a realização dos experimentos segundo a Norma ISO 6358 (ISO, 1989), condições estas descritas abaixo:

$$T_0 = 293,15 \text{ K}$$

$$P_0 = 1 \text{ bar absoluto}$$

$$R_{\text{ar } 65\% \text{ umidade relativa}} = 288 \text{ J / Kg K}$$

Considerando-se que:

$$\frac{\sqrt{T_1}}{T_1} = \frac{1}{\sqrt{T_1}}$$

e substituindo as Eq. (C.9) e (C.10) na Eq. (C.5) que é utilizada para determinação da vazão mássica em componentes pneumáticos pode-se então escrever:

$$q_m = A_{12} p_1 \sqrt{2 R T_1} \frac{1}{R T_1} \Psi_{\text{máx}} \omega(a) \quad (C.11)$$

$$q_m = A_{12} \frac{p_1}{\frac{p_0}{\rho_0 T_0}} \sqrt{2 R T_1} \frac{1}{T_1} \Psi_{\text{máx}} \omega(a)$$

$$q_m = A_{\text{orifício}} \frac{p_1}{p_0} \rho_0 \sqrt{2 R T_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} \Psi_{\text{máx}} \omega(a) \quad (C.12)$$

A norma ISO 6358 (ISO, 1989), define o coeficiente C, como sendo condutância sônica, e apresenta o seguinte equacionamento para este coeficiente

$$C = \frac{q_m^*}{\rho_0 p_1} \sqrt{\frac{T_1}{T_0}} \quad (C.13)$$

A Eq. (C.13) também pode ser escrita da seguinte maneira:

$$q_m^* = C p_1 \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} \quad (C.14)$$

Para que se entenda o coeficiente C, é necessário igualar as Eq. (C.12) e (C.14) obtendo-se:

$$A_{\text{orifício}} \frac{p_1}{p_0} \rho_0 \sqrt{2 R T_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} \Psi_{\text{max}} \omega(a) = C p_1 \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_1}}$$

$$C = \frac{A_{\text{orifício}} \sqrt{2 R T_0} \Psi_{\text{max}}}{p_0} \quad (C.15)$$

Observando a Eq. (C.15), pode-se ter uma noção física do significado do coeficiente C. A revista Konstruktions Jahrbuch 1997/1998 faz referência a este coeficiente.

Como q_m^* é justamente a vazão mássica na condição de escoamento sônico, pode-se combinar as Eq. (C.13) e (C.14).

Assumindo $\omega(a) = 1$, obtém-se:

$$A_{\text{orifício}} = \frac{C p_0}{\Psi_{\text{max}} \sqrt{2 R T_0}} \quad (C.16)$$

A Eq. (C.16) expressa a área de passagem do orifício de controle do componente pneumático em função do coeficiente C da Norma ISO (1989). Com o valor de $A_{\text{orifício}}$, pode-se aplicar a Eq. (C.5).

Apesar da Eq. (C.5) poder ser aplicada, ela por si só não resolve os problemas de quem está projetando, pois os dados disponíveis em catálogos são na sua maioria relacionados à vazão nominal e não à vazão mássica.

A própria norma, apesar de fazer referência no procedimento de testes a medições de vazão mássica, não define claramente como isso é feito, dando a entender, que na realidade, o que se faz é medição de vazão volumétrica.

A vazão volumétrica pode ser relacionada com a vazão mássica q_m^* através do seguinte equacionamento:

$$q_m^* = Q \rho_0 \quad (C.17)$$

Quando se trabalha com pneumática, deve-se sempre ter atenção para o fato do escoamento ser compressível. No escoamento compressível, a vazão mássica varia com a massa específica do fluido, e está relacionada com as variáveis pressão e temperatura.

As informações normalmente disponíveis comercialmente têm por objetivo apenas apresentar de forma bastante simplificada os produtos dos fabricantes. Estas informações não são padronizadas pois fazem referência a diferentes Normas. Isto justifica porque não se deve apenas comparar vazões mássicas, pois este procedimento, embora usual, pode acarretar erros. Dependendo das condições de temperatura, pressão e unidades utilizadas, os erros podem ser bastante elevados.

Percebe-se uma tendência na padronização das Normas utilizadas pelos fabricantes, o que com certeza, irá facilitar a comparação entre os dados disponíveis e a necessidade de quem projeta. Pode-se dizer que as Normas ISO representam esta tendência.

APÊNDICE D - PARÂMETROS E MODELOS UTILIZADOS NA SIMULAÇÃO**PÂRAMETROS DE SIMULAÇÃO**

G=1.4	Relação de calores específicos
A=7.85e-5	Área de passagem do orifício de controle [m ²]
R=287	Constante universal dos gases [J/kgK]
TA=293	Temperatura no volume A dos cilindros [K]
TB=293	Temperatura no volume B dos cilindros [K]
Ts=293	Temperatura de suprimento [K]
To=293	Temperatura em condições normais [K]
Ps=8e5	Pressão de suprimento [N/m ²]
Po=1.0135e5	Pressão em condições normais [Pa]
Pt=1.0135e5	Pressão atmosférica [Pa]
b=0.26	Coefficiente de vazão razão pressões ISO 6358
bcrit=0.528	Coefficiente de vazão razão pressões ISO 6358 - critico
C=31e-9	Coefficiente de vazão ISO 6358 [m ⁵ /N.s] ou [3.1 L/sbar]
Fc=11400	Força de carga[N]
Ac=0.0122718	Área A dos cilindros [m ²]
Ach=0.0114676	Área B dos cilindros [m ²]
VAo=0.000981744	Volume morto na câmara A [m ²]
VBo=0.0000917408	Volume morto na câmara B [m ³]
L=0.160	Curso do cilindro [m]
M=30	Massa [Kg]
Kt=0.4	Ganho do transdutor de posição

Parâmetros de atrito para o Cilindro 1

C1pa=-2.2547e5	Coefficiente do polinômio de 3ª ordem referente ao comportamento de atrito para valores de velocidade maiores, em modulo que dxlimp [Kg/s]
C2pa=0.7769e5	Termo independente do polinômio de 3ª ordem referente ao comportamento de atrito para valores de velocidade maiores, em modulo que dxlimp [N]
C3pa=-0.0033e5	Coefficiente do polinômio de 3ª ordem referente ao comportamento de atrito para valores de velocidade maiores, em modulo que dxlimp [Kg/s]
C4pa=0.0013e5	Termo independente do polinômio de 3ª ordem referente ao comportamento de atrito para valores de velocidade maiores, em modulo que dxlimp [N]
C1na=1.8602e5	Coefficiente do polinômio de 3ª ordem referente ao comportamento de atrito para valores de velocidade maiores, em modulo que dxlimn [Kg/s]
C2na=0.0849e5	Termo independente do polinômio de 3ª ordem referente ao comportamento de atrito para valores de velocidade maiores, em modulo que dxlimn [N]
C3na=0.0347e5	Coefficiente do polinômio de 3ª ordem referente ao comportamento de atrito para valores de velocidade maiores, em modulo que dxlimn [Kg/s]
C4na=-0.0014e5	Termo independente do polinômio de 3ª ordem referente ao comportamento de atrito para valores de velocidade maiores, em modulo que dxlimn [N]

Polya=[C1pa C2pa C3pa C4pa] Polinômio de 3ª para valores de velocidade em modulo > dxlimp

Polyb=[C1na C2na C3na C4na] Polinômio de 3ª para valores de velocidade em modulo > dxlimn

Fspa=133.4874 Força de atrito estático no sentido positivo do movimento [N]
 Fsna=-168.4013 Força de atrito estático no sentido negativo do movimento [N]
 dxlimpa=0.0099 Velocidade limite no sentido positivo do movimento [m/s]
 dxlimna=-0.0075 Velocidade limite no sentido negativo do movimento [m/s]

dx0pa=0.009495 Velocidade "stick" no sentido positivo do deslocamento [m/s]
 dx0na=-0.007125 Velocidade "stick" no sentido negativo do deslocamento [m/s]

Parâmetros de atrito para o Cilindro 2

C1pb=1.5138e5 Coeficiente do polinômio de 3ª ordem referente ao comportamento de atrito para valores de velocidade maiores, em modulo que dxlimp [Kg/s]
 C2pb=-0.4203e5 Termo independente do polinômio de 3ª ordem referente ao comportamento de atrito para valores de velocidade maiores, em modulo que dxlimp [N]
 C3pb=0.1070e5 Coeficiente do polinômio de 3ª ordem referente ao comportamento de atrito para valores de velocidade maiores, em modulo que dxlimp [Kg/s]
 C4pb=-0.0006e5 Termo independente do polinômio de 3ª ordem referente ao comportamento de atrito para valores de velocidade maiores, em modulo que dxlimp [N]
 C1nb=1.8602e5 Coeficiente do polinômio de 3ª ordem referente ao comportamento de atrito para valores de velocidade maiores, em modulo que dxlimn [Kg/s]
 C2nb=0.0084e5 Termo independente do polinômio de 3ª ordem referente ao comportamento de atrito para valores de velocidade maiores, em modulo que dxlimn [N]
 C3nb=0.0224e5 Coeficiente do polinômio de 3ª ordem referente ao comportamento de atrito para valores de velocidade maiores, em modulo que dxlimn [Kg/s]
 C4nb=-0.0009e5 Termo independente do polinômio de 3ª ordem referente ao comportamento de atrito para valores de velocidade maiores, em modulo que dxlimn [N]

Polyc=[C1pb C2pb C3pb C4pb] Polinômio de 3ª para valores de velocidade em modulo > dxlimp

Polyd=[C1nb C2nb C3nb C4nb] Polinômio de 3ª para valores de velocidade em modulo > dxlimn

Fspb=45.9908 Força de atrito estatico no sentido positivo do movimento [N]
 Fsnb=-110.04 Força de atrito estatico no sentido negativo do movimento [N]
 dxlimpb=0.0104 Velocidade limite no sentido positivo do movimento [m/s]
 dxlimnb=-0.0073 Velocidade limite no sentido negativo do movimento [m/s]
 dx0pb=0.00988 Velocidade "stick" no sentido positivo do deslocamento [m/s]
 dx0nb=-0.006935 Velocidade "stick" no sentido negativo do deslocamento [m/s]

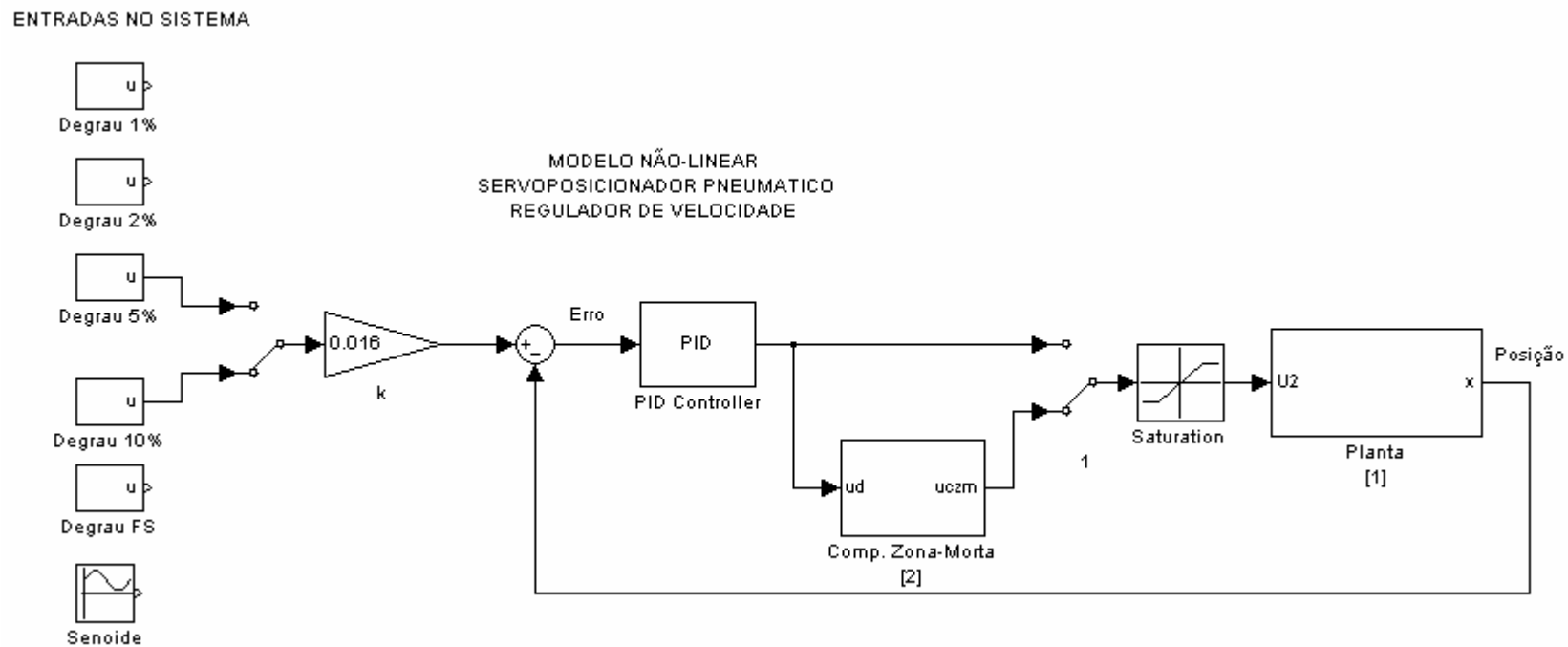


Figura D.1 Diagrama de blocos geral representativo do sistema servopneumático em malha fechada

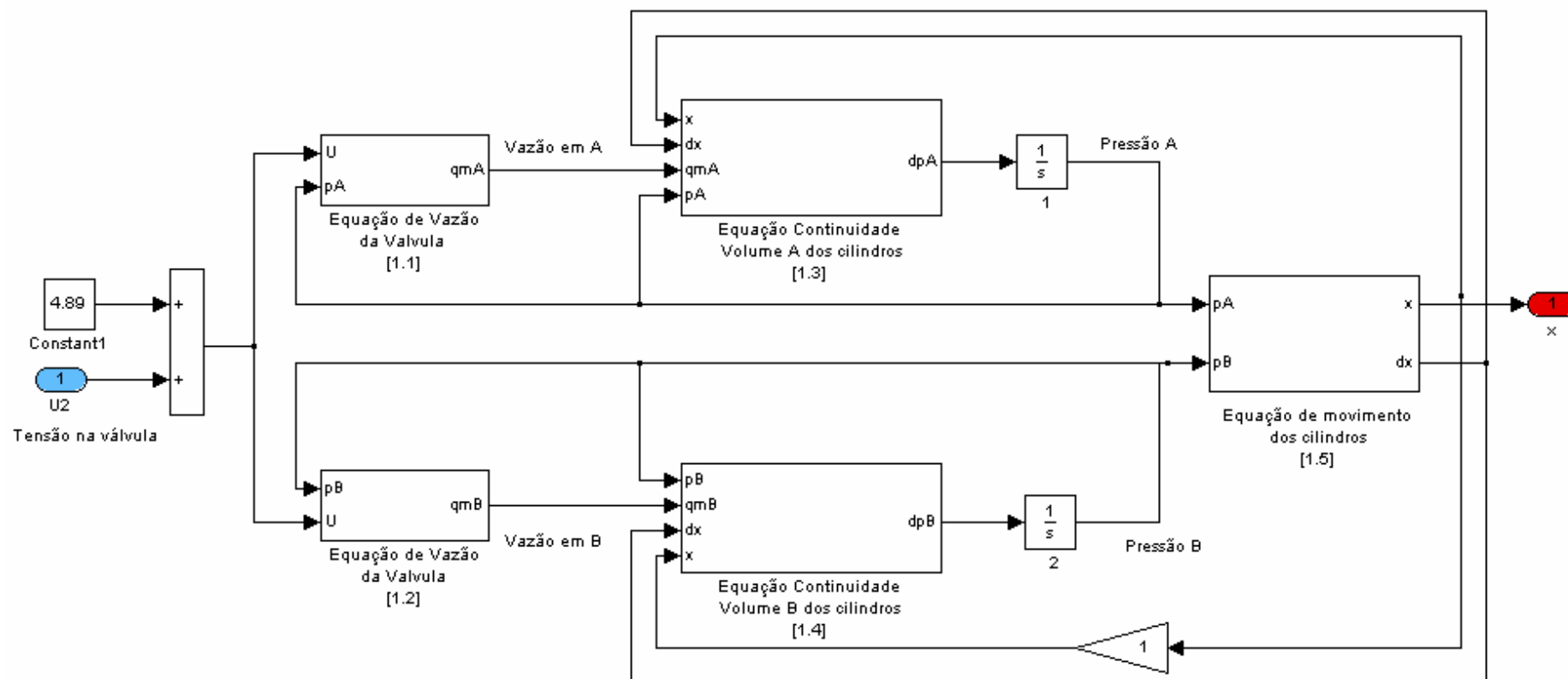


Figura D.2 Conteúdo do bloco número [1], representativo do sistema

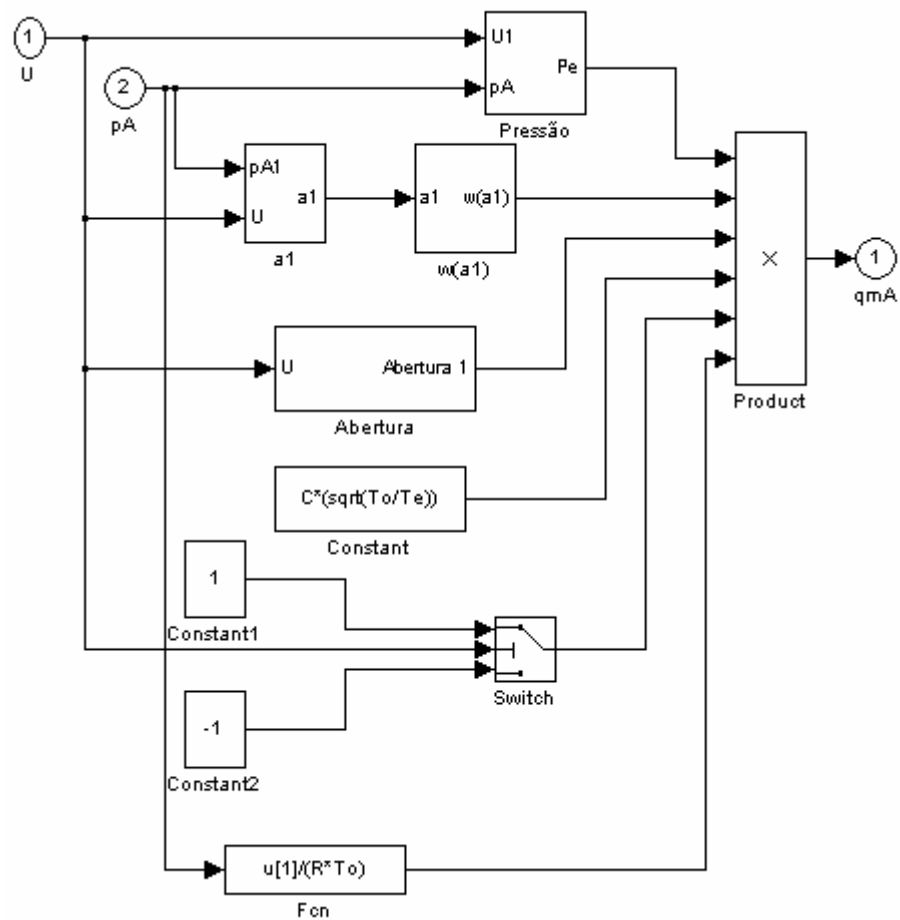


Figura D.3 Conteúdo do bloco de número [1.1], representativo da equação de vazão da válvula na via A

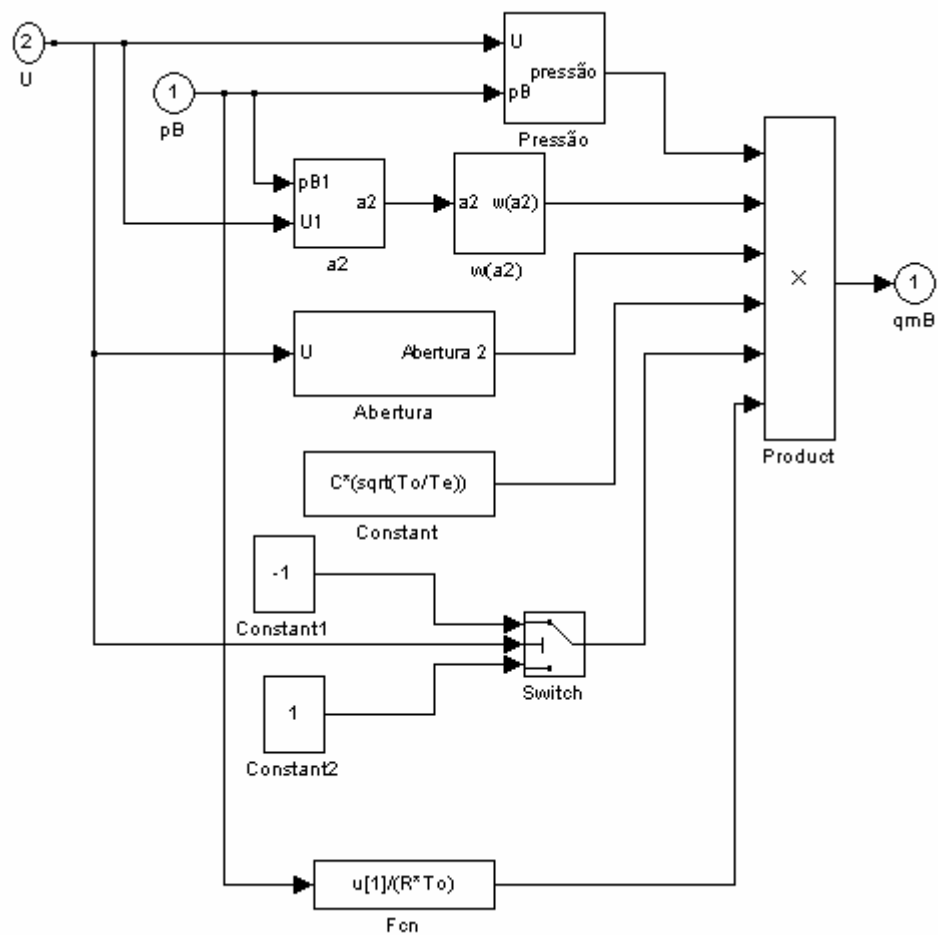


Figura D.4 Conteúdo do bloco de número [1.2], representativo da equação de vazão da válvula na via B

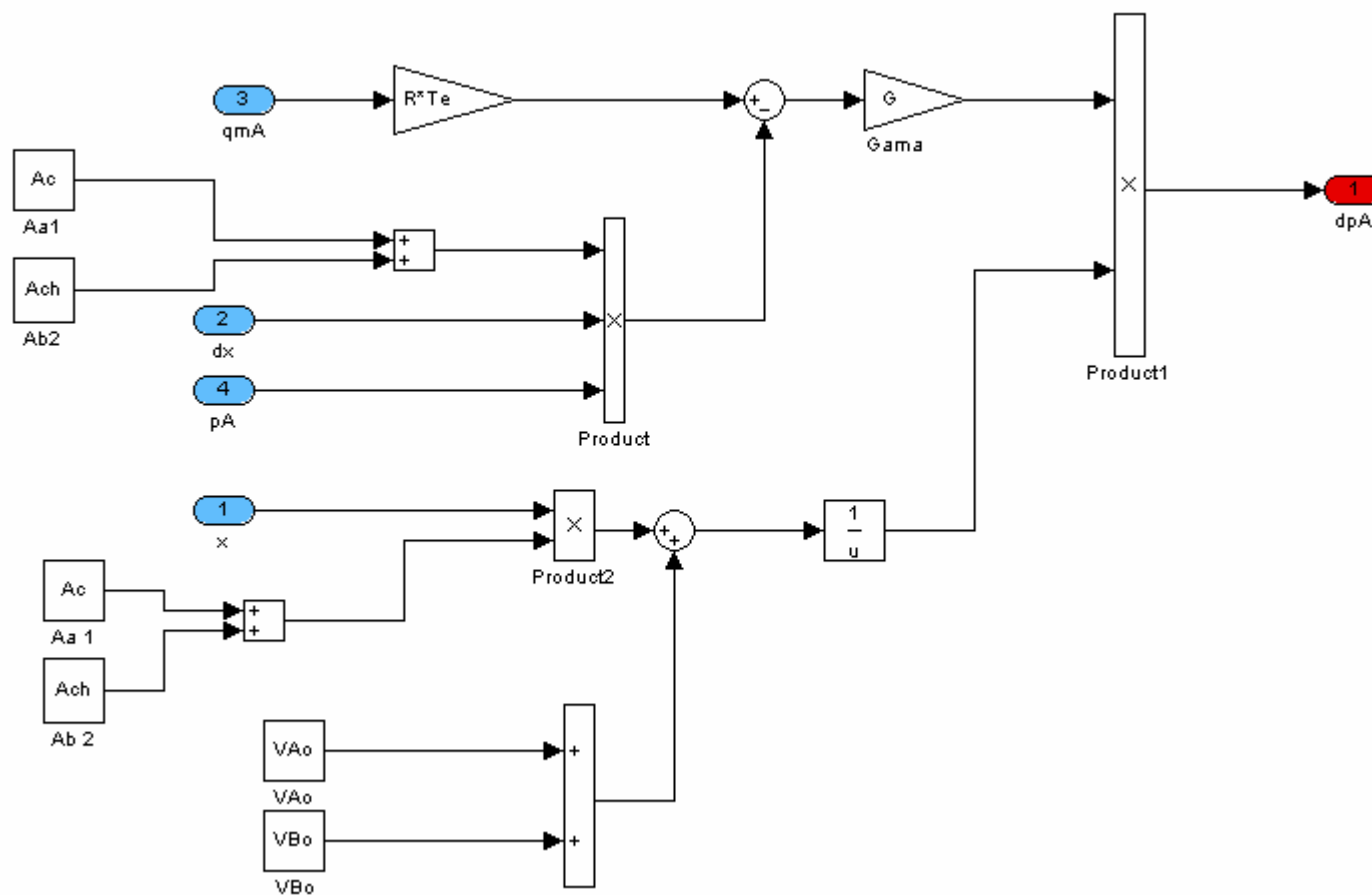


Figura D.5 Conteúdo do bloco de número [1.3], representativo da equação de continuidade dos cilindros no volume A

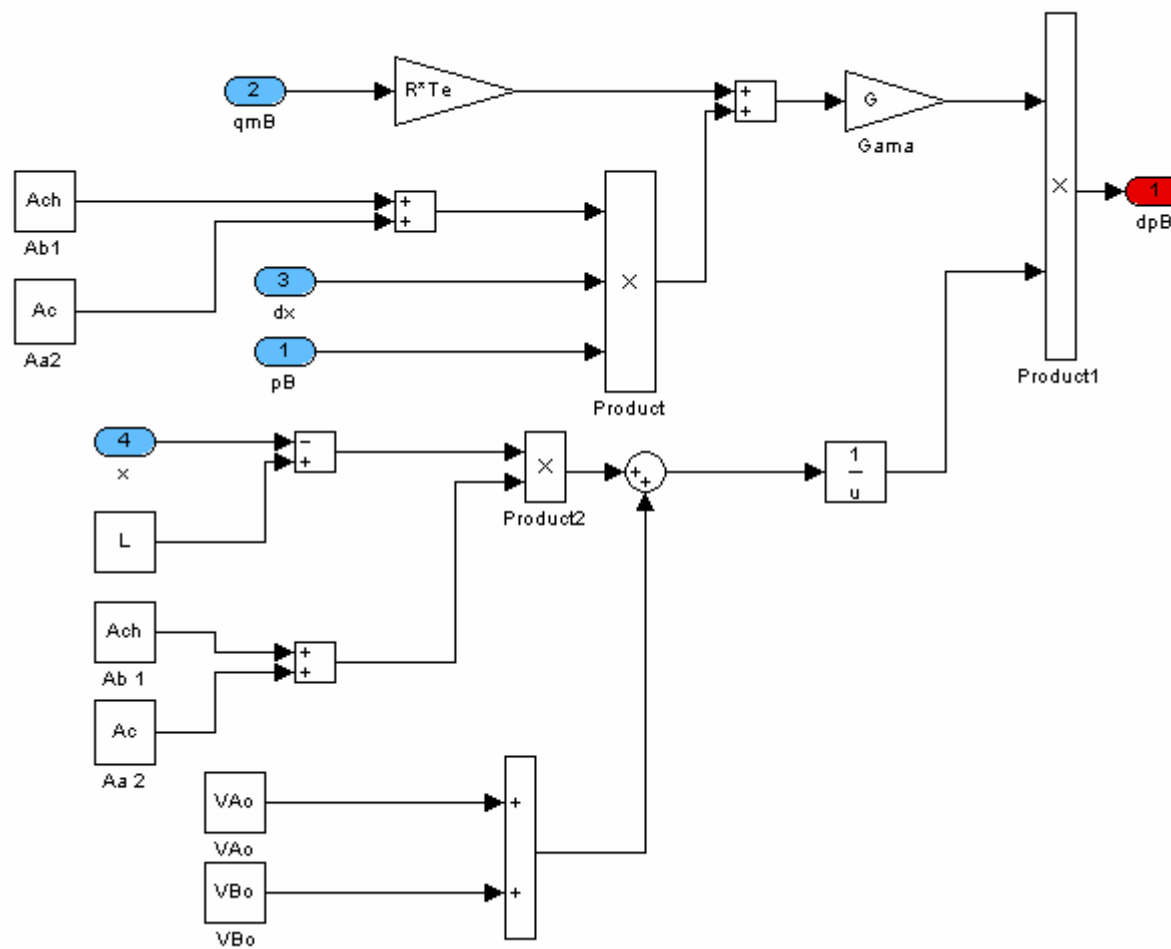


Figura D.6 Conteúdo do bloco de número [1.4], representativo da equação de continuidade dos cilindros no volume B

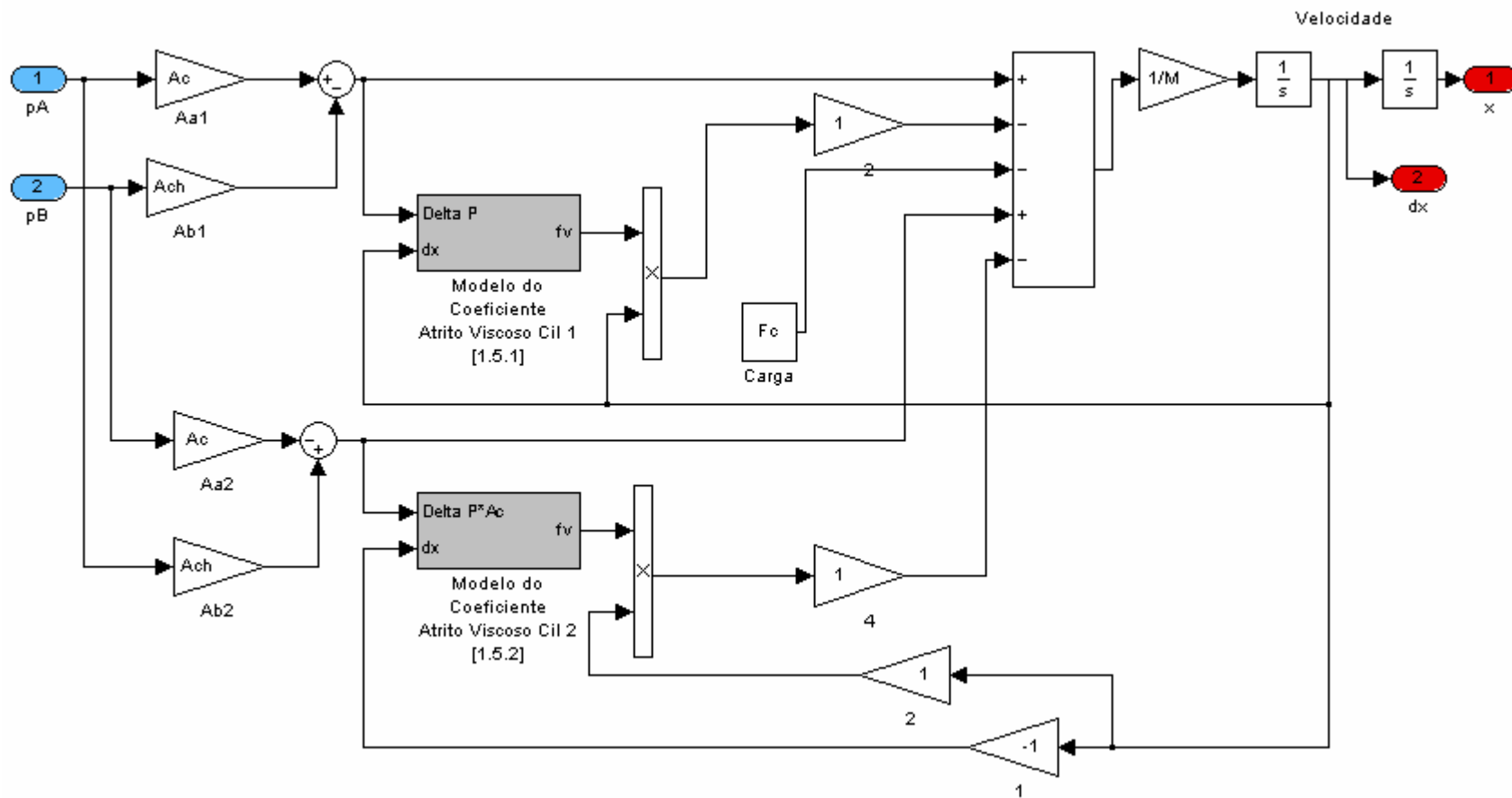


Figura D.7 Conteúdo do bloco de número [1.5], representativo da equação de movimento dos cilindros

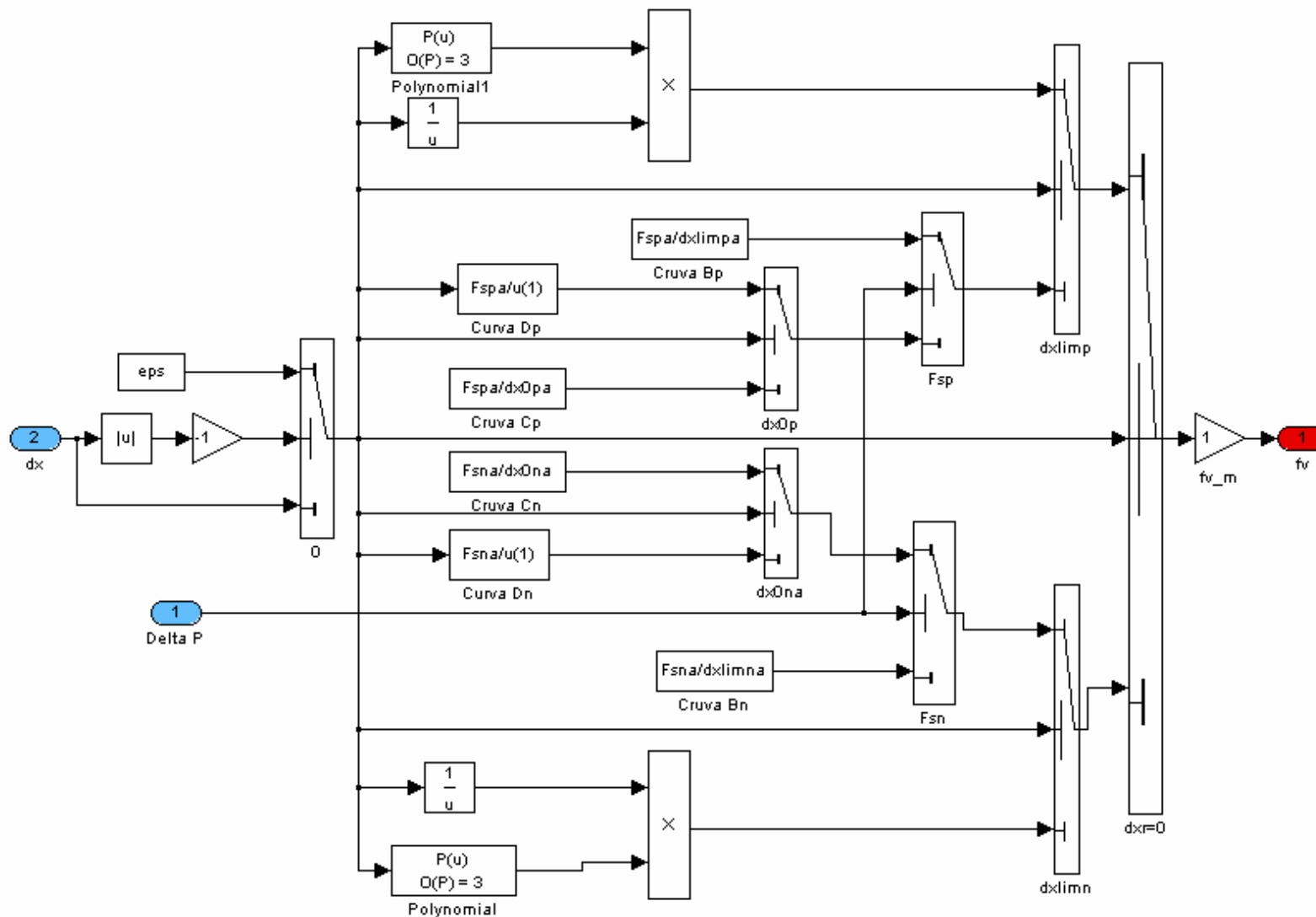


Figura D.8 Conteúdo do bloco de número [1.5.1], representativo do modelo de atrito do cilindro A1

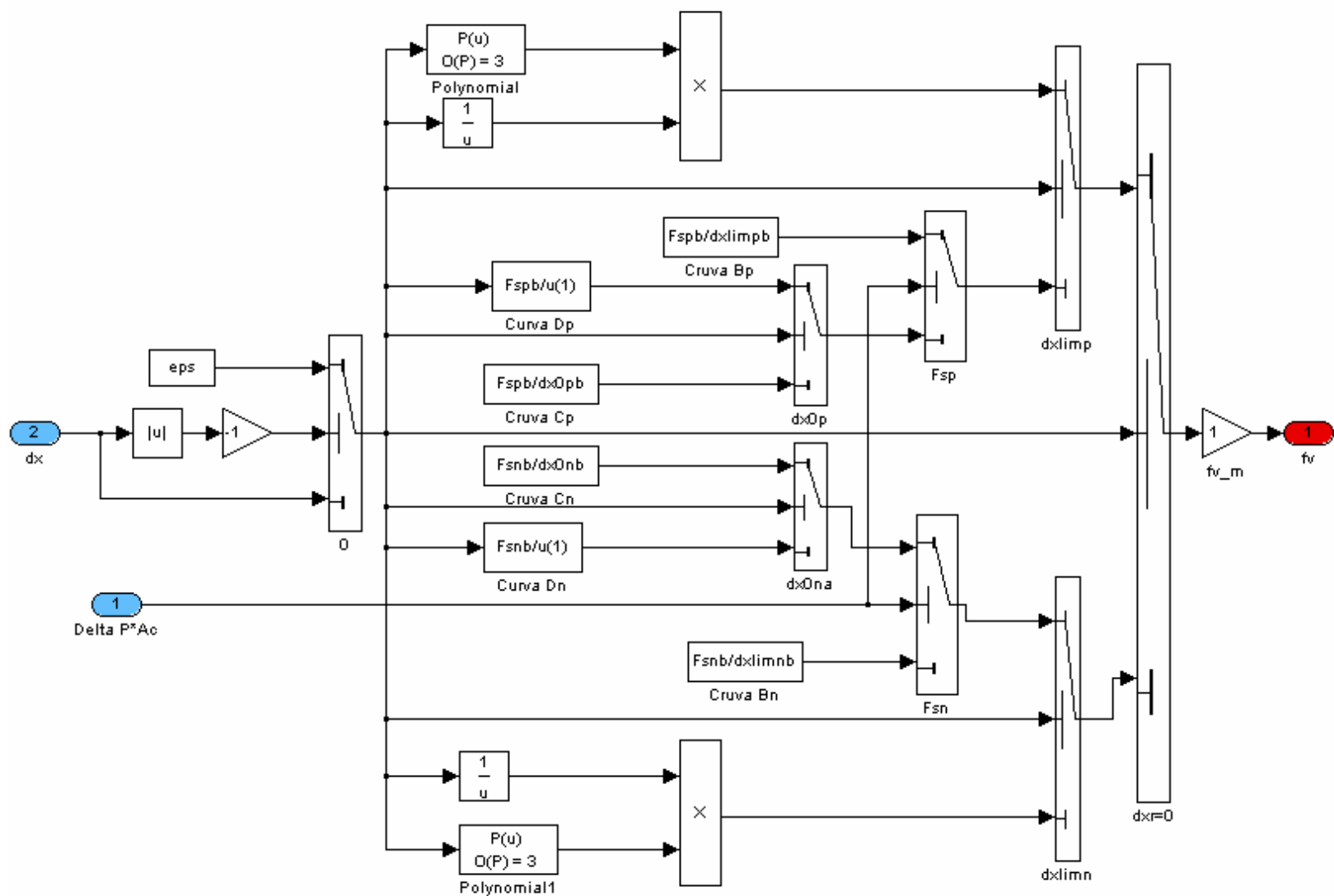


Figura D.9 Conteúdo do bloco de número [1.5.2], representativo do modelo de atrito do cilindro A2

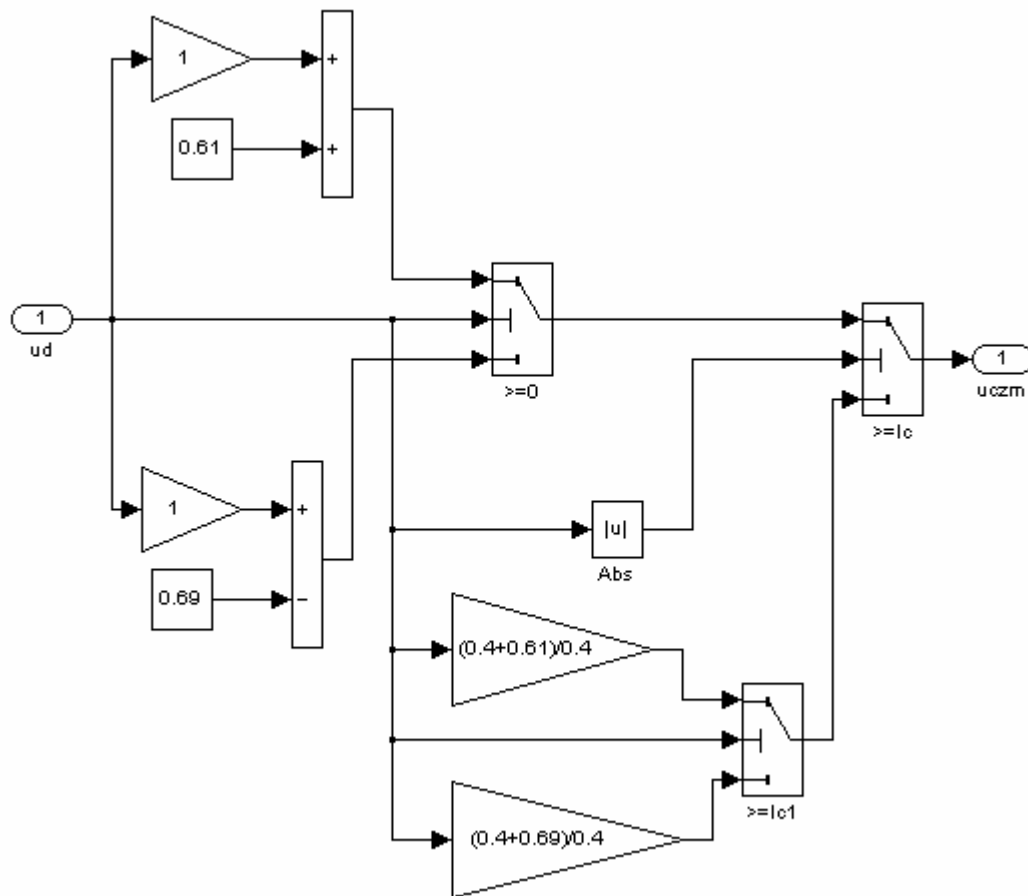


Figura D.10 Conteúdo do bloco de número [2], representativo do modelo de compensação da zona morta da servoválvula

APÊNDICE E - MODELO EM SIMULINK DA PLANTA DO CONTROLADOR PARA A ADQUIÇÃO E GERAÇÃO DOS DADOS EXPERIMENTAIS

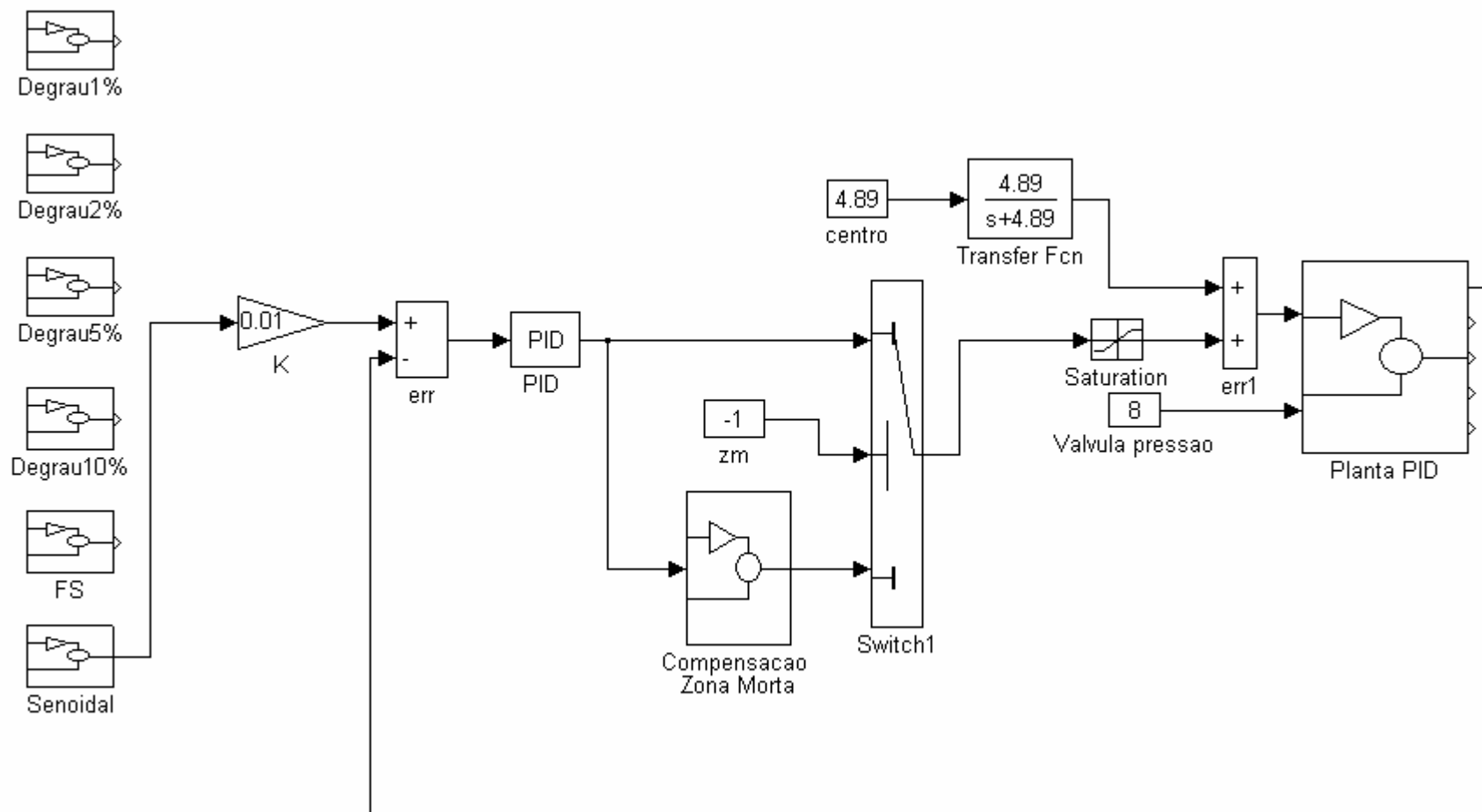


Figura E.1 Modelo em Simulink da malha fechada para a geração e aquisição de dados experimentais

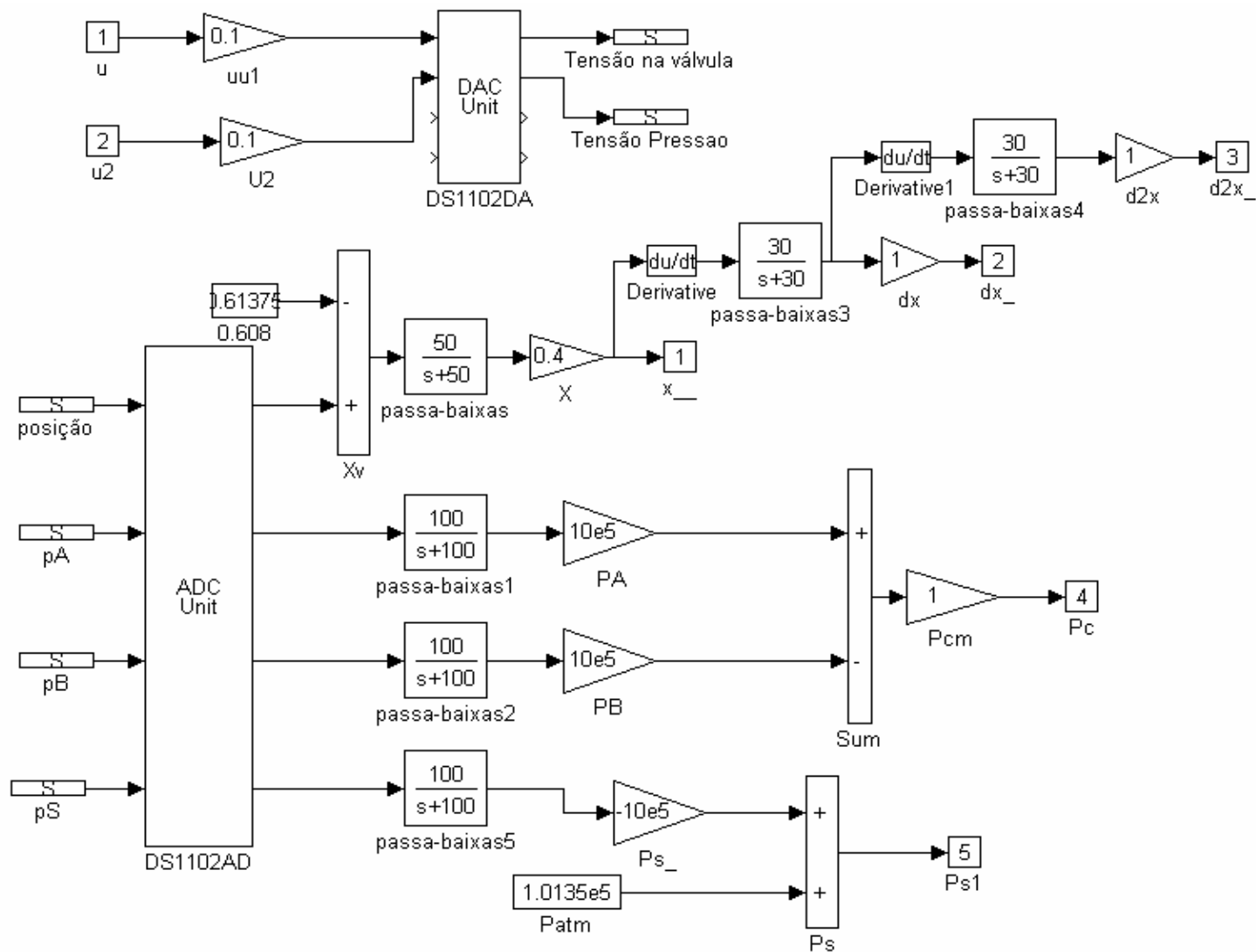


Figura E.2 Modelo em Simulink da planta

APÊNDICE F - PROJETO MECÂNICO

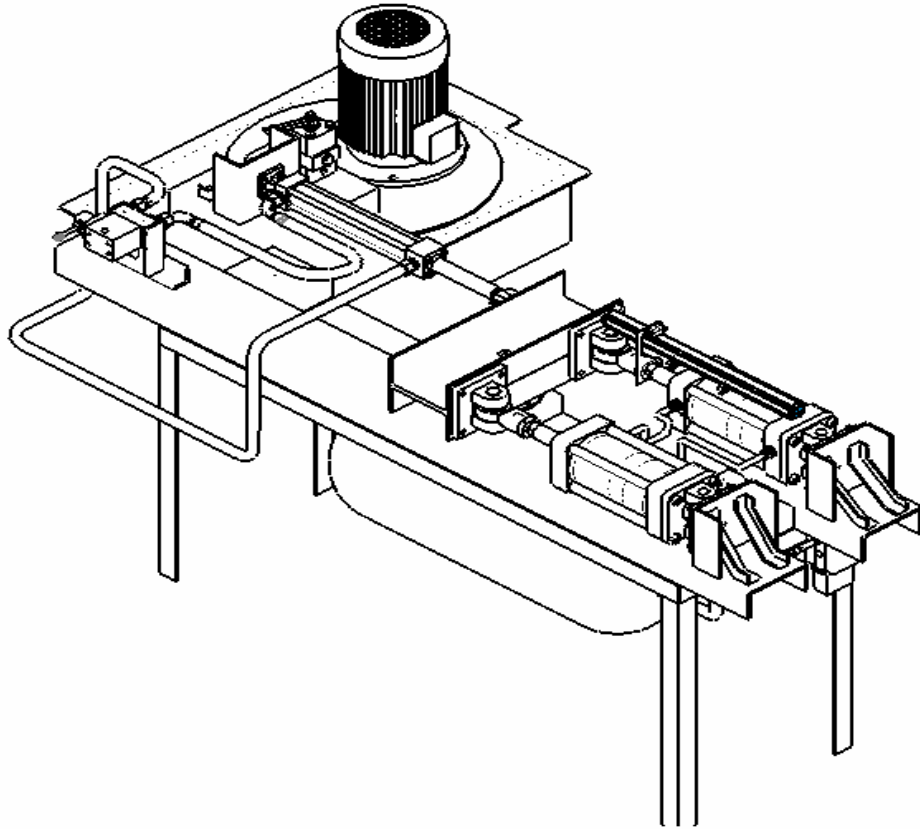


Figura F.1 Vista isométrica 1 do desenho da bancada de testes

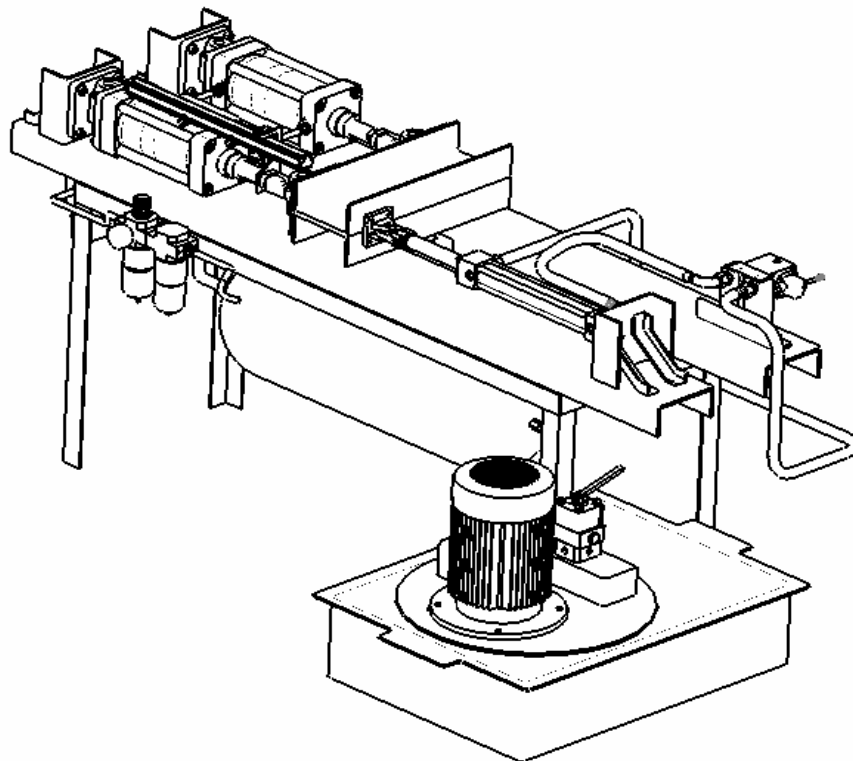


Figura F.2 Vista isométrica 2 do desenho da bancada de teste

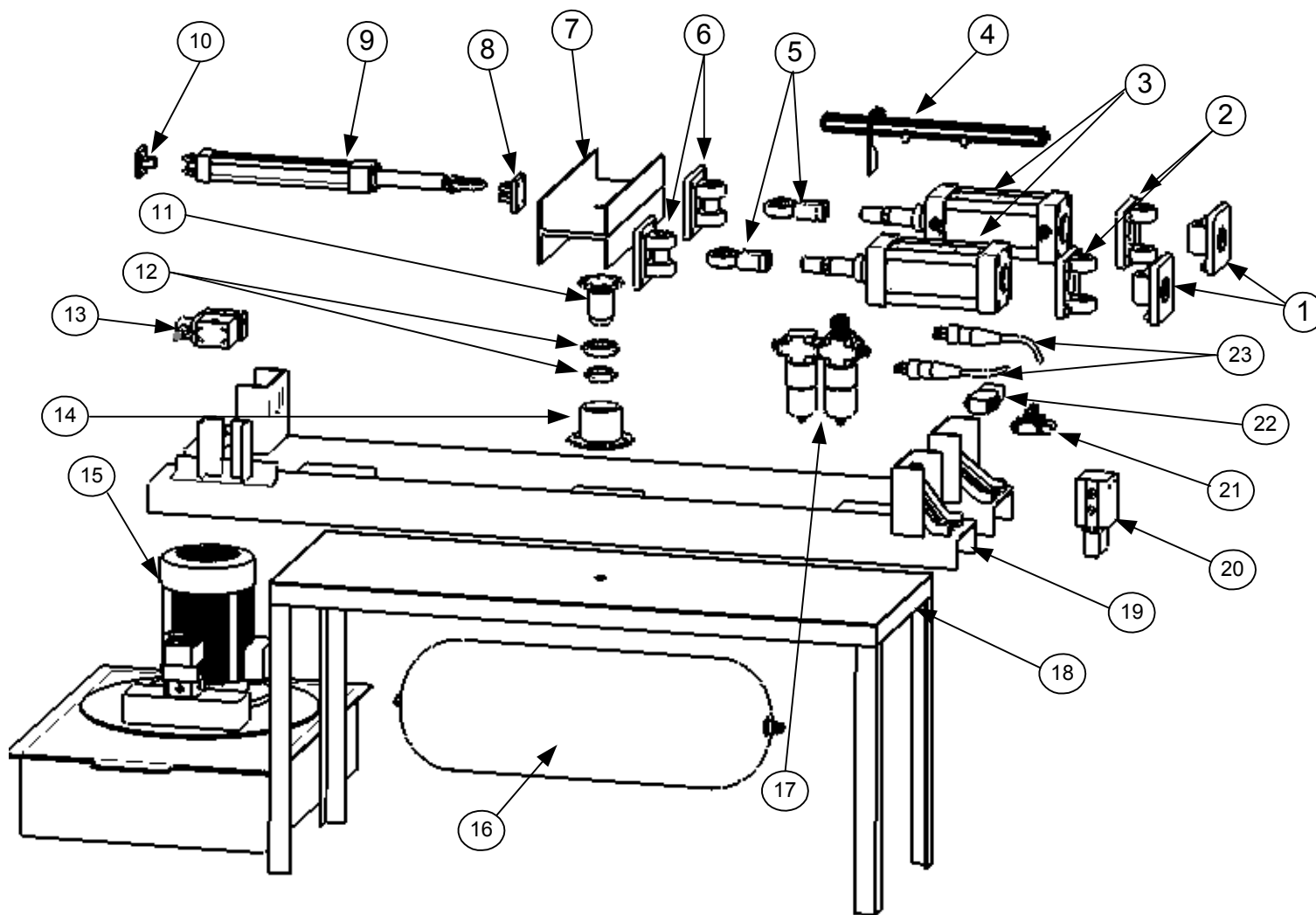


Figura F.3 Vista isométrica explodida com identificações

Tabela F.1 Identificação dos componentes e partes construtivas da bancada

IDENTIFICAÇÃO DAS PARTES DA BANCADA DE TESTES	
No.	IDENTIFICAÇÃO
1	Suportes de fixação macho dos cilindros pneumáticos
2	Suportes de fixação fêmea dos cilindros pneumáticos
3	Cilindros pneumáticos
4	Sensor de posição
5	Ponteiras da haste dos cilindros pneumáticos
6	Articulações para as ponteiras
7	Alavanca mecânica
8	Articulação para a ponteira do cilindro hidráulico
9	Cilindro hidráulico
10	Suporte de fixação macho do cilindro hidráulico
11	Eixo da alavanca mecânica
12	Rolamentos de esfera
13	Válvula hidráulica direcional
14	Bucha
15	Unidade de potencia hidráulica
16	Reservatório de ar
17	Unidade de condicionamento de ar (filtros)
18	Mesa
19	Estrutura base
20	Válvula reguladora de pressão
21	Válvulas reguladoras de vazão
22	Servoválvula
23	Sensores de pressão absoluta

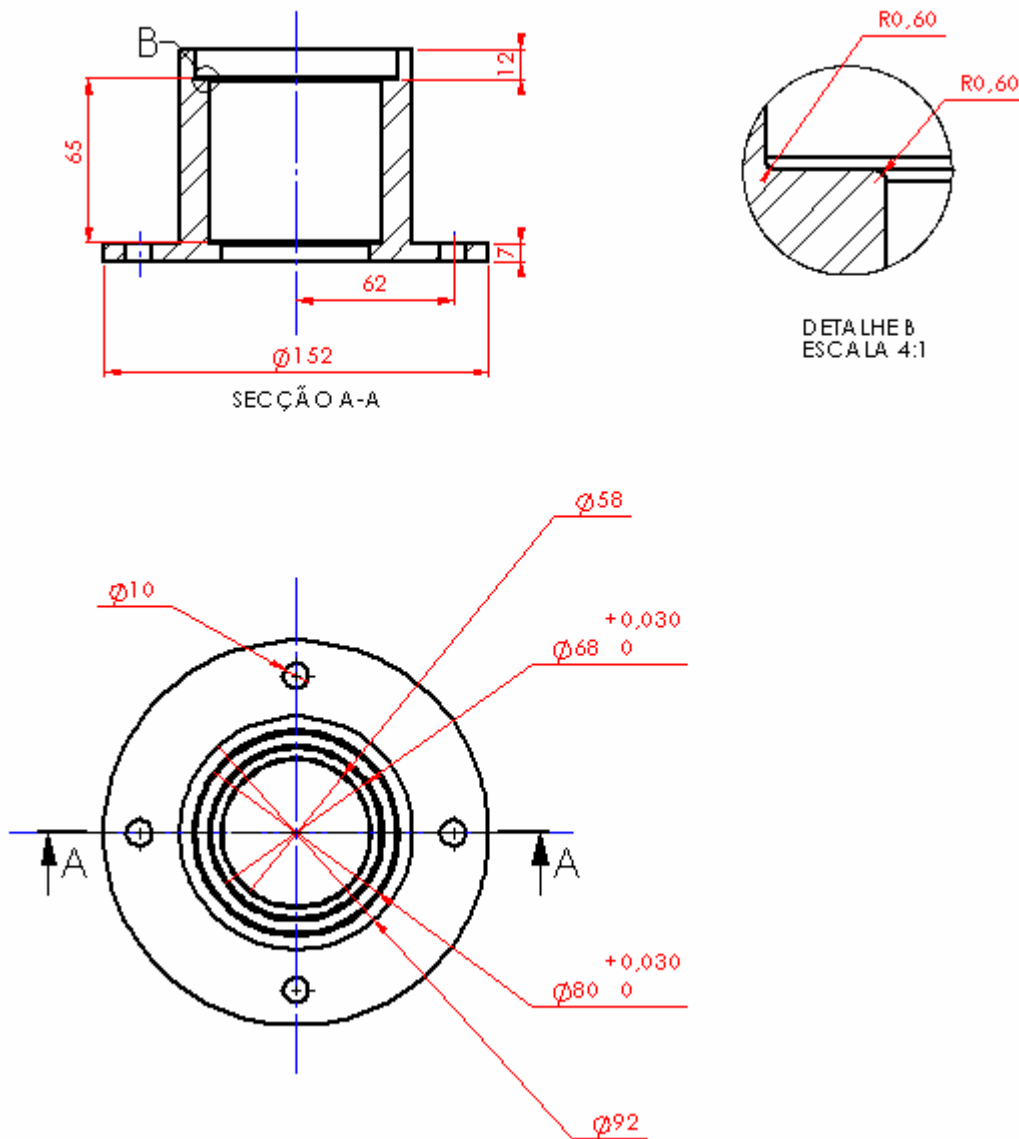


Figura F.4 Desenho detalhado da bucha do sistema mecânico

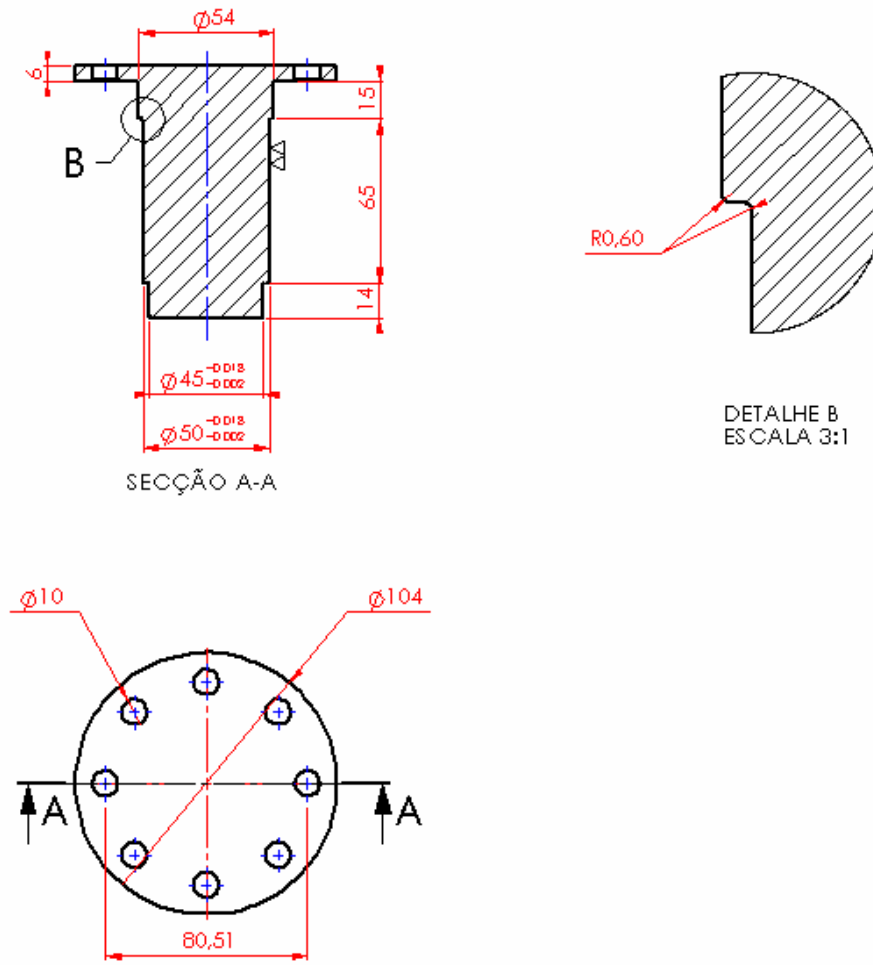


Figura F.5 Desenho detalhado do eixo do sistema mecânico