

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**ANÁLISE TEÓRICO EXPERIMENTAL DE SERVOPOSICIONADORES LINEARES
PNEUMÁTICOS**

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE MESTRE EM
ENGENHARIA

Agnelo Denis Vieira

Florianópolis, agosto de 1998.

ANÁLISE TEÓRICO EXPERIMENTAL DE SERVOPOSICIONADORES LINEARES
PNEUMÁTICOS

AGNELO DENIS VIEIRA

DISSERTAÇÃO APROVADA COMO REQUISITO PARCIAL PARA A OBTENÇÃO DO
TÍTULO DE MESTRE EM ENGENHARIA, ESPECIALIDADE ENGENHARIA
MECÂNICA E APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO CUROS DE PÓS-
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Arno Bollmann, Dr. Ing.
Orientador

Prof. Júlio César Passos, Dr.
Coordenador do Curso

Banca Examinadora:

Prof. Raul Guenter, D. Sc.
Presidente

Prof. Victor Juliano De Negri, Dr. Eng.

Prof. Jonny Carlos Da Silva, Dr. Eng.

Florianópolis, setembro de 1998.

À Alesandra

Aos meus pais

com amor.

AGRADECIMENTOS

À meus pais, por uma extensa relação de razões.

À Alesandra, musa inspiradora, companheira, amiga, incentivadora ...

Aos Amigos do LASHIP, em especial ao Victor pela contribuição em minha formação profissional e humana.

Ao Bollmann pela preciosa orientação.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	1
1.1 Relevância do estudo dos sistemas de posicionamento servopneumático	1
1.2 O sistema de posicionamento servopneumático	3
1.3 Objetivo do trabalho	4
1.4 Organização do trabalho	6
2 FORMULAÇÃO MATEMÁTICA BÁSICA	7
2.1 Escoamento através de orifícios	7
2.1.1 Compressibilidade de fluidos	8
2.1.2 Escoamento incompressível de fluido através de orifícios	12
2.1.3 Escoamento compressível de fluido através de orifícios	13
2.2 Equação da continuidade no atuador	22
2.3 2ª Lei de Newton	26
2.4 Força de atrito no atuador	27
3. O MODELO NÃO-LINEAR DO POSICIONADOR PNEUMÁTICO	37
3.1 Vazão mássica através da servoválvula	38
3.1.1 Correlação entre a área do orifício de controle e dados de catálogo da servoválvula pneumática	40
3.1.2 Abertura parcial da servoválvula pneumática	47
3.1.2.1 Abertura relativa efetiva do pórtico 2	50

3.1.2.2	Abertura relativa efetiva do p3rtico 4 _____	52
3.1.2.3	Considera33es a respeito da abertura relativa efetiva _____	53
3.1.3	Efeito dos vazamentos, na regi3o central de opera33o da servov3lvula _____	56
3.1.3.1	Composi33o da vaz3o atrav3s dos p3rticos de trabalho da servov3lvula _____	56
3.1.3.2	Influ3ncia dos vazamentos sobre a press3o em regime permanente nos p3rticos de trabalho _____	58
3.1.3.3	Interpreta33o f3sica do fen3meno _____	60
3.1.3.4	Representa33o no modelo matem3tico _____	64
3.1.3.5	Considera33es adicionais relativas aos vazamentos na servov3lvula _____	66
3.1.4	Influ3ncia do fechamento da malha, sobre a equa33o da vaz3o m3ssica _____	71
3.1.5	Equa33o da vaz3o m3ssica _____	72
3.1.5.1	Equa33o da vaz3o m3ssica atrav3s do p3rtico 2 _____	74
3.1.5.1.1	Vaz3o m3ssica \dot{m}_{12} _____	74
3.1.5.1.2	Vaz3o m3ssica \dot{m}_{32} _____	75
3.1.5.2	Equa33o da vaz3o m3ssica atrav3s do p3rtico 4 _____	76
3.1.5.2.1	Vaz3o m3ssica \dot{m}_{14} _____	76
3.1.5.2.2	Vaz3o m3ssica \dot{m}_{54} _____	77
3.2	Representa33o matem3tica da for3a de atrito no atuador _____	78
3.3	Inclus3o de batente mec3nico no fim do curso do atuador _____	84
3.3.1	Influ3ncia na determina33o da acelera33o do atuador _____	84
3.3.2	Influ3ncia na determina33o da velocidade do atuador _____	86
3.3.3	Influ3ncia na determina33o da posi33o do atuador _____	87

4. VALIDAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO NÃO LINEAR	89
4.1 A ferramenta de simulação	90
4.2 A bancada experimental	92
4.3 Análise qualitativa do modelo matemático proposto	94
4.3.1 Avaliação das equações do escoamento e da continuidade, com volume da câmara constante	95
4.3.2 Avaliação das equações do escoamento e da continuidade, com volume da câmara variável	97
4.3.3 Avaliação do modelo completo	99
4.3.4 Conclusões baseado na análise qualitativa do modelo matemático	100
4.4 Determinação experimental da relação pressão nos pórticos de trabalho x tensão de referência da servoválvula	102
4.5 Determinação experimental da abertura relativa efetiva da servoválvula	105
4.6 Análise quantitativa do modelo matemático em malha aberta	110
4.7 Análise quantitativa do modelo matemático em malha fechada	123
4.8 A influência da representação no modelo matemático dos vazamentos na servoválvula	132
4.9 Conclusão sobre a validade do modelo	137
5 O MODELO LINEAR DE 3ª ORDEM	138
5.1 Determinação do modelo	138
5.2 Validação do modelo linear	142
5.2.1 Resposta do sistema em malha aberta	143

5.2.2 Resposta do sistema em malha fechada	150
5.3 Conclusão sobre a validade do modelo linear	156
6 CONCLUSÃO	160
7 BIBLIOGRAFIA	163
APÊNDICE A - MODELO MATEMÁTICO NÃO-LINEAR	166
A.1 - M-FILE \dot{m}_2 - VAZÃO MÁSSICA ATRAVÉS DA CONEXÃO 2 DA SERVOVÁLVULA.	166
A.2 - M-FILE \dot{m}_4 - VAZÃO MÁSSICA ATRAVÉS DA CONEXÃO 4 DA SERVOVÁLVULA.	168
A.3 - M-FILE DP _A - DERIVADA DA PRESSÃO NA CÂMARA A DO ATUADOR EM RELAÇÃO AO TEMPO.	170
A.4 - M-FILE DP _B - DERIVADA DA PRESSÃO NA CÂMARA B DO ATUADOR EM RELAÇÃO AO TEMPO.	171
A.5 - M-FILE DY - CRITÉRIO PARA DETERMINAÇÃO DA VELOCIDADE DO ATUADOR.	171
A.6 - M-FILE D _{DD} - ACELERAÇÃO DO ATUADOR.	172
A.7 - M-FILE F _F - FORÇA DE ATRITO NO ATUADOR.	173
A.8 - DIAGRAMA DE BLOCOS DO POSICIONADOR SERVOPNEUMÁTICO EM MALHA ABERTA.	175
A.9 - DIAGRAMA DE BLOCOS DO POSICIONADOR SERVOPNEUMÁTICO EM MALHA FECHADA.	176
A.10 - DIAGRAMA DE BLOCOS PARA DETERMINAÇÃO DA VELOCIDADE UTILIZANDO O RESET INTEGRATOR.	177
APÊNDICE B - RELAÇÃO PRESSÃO X TENSÃO DE REFERÊNCIA DA SERVOVÁLVULA	178
B.1 - LISTA DOS EXPERIMENTOS REALIZADOS.	178
B.2 - ROTINA PARA DETERMINAÇÃO DA CURVA RELAÇÃO PRESSÃO X TENSÃO DE REFERÊNCIA DA SERVOVÁLVULA - "KPEXP.M".	179
APÊNDICE C - ABERTURA RELATIVA EFETIVA	181
C.1 - LISTA DOS ARQUIVOS PARA DETERMINAÇÃO DA ABERTURA RELATIVA EFETIVA.	181
C.2 - ROTINA PARA SELEÇÃO DE DADOS "AJUSTAB2.M"	185
C.3 - ROTINA PARA SELEÇÃO DE DADOS "AJUSTAB3.M"	186
C.4 - ROTINA PARA SELEÇÃO DE DADOS "AJUSTAB4.M"	188
C.5 - DIAGRAMA DE BLOCOS PARA DETERMINAÇÃO DA ABERTURA RELATIVA EFETIVA DA CONEXÃO 2	190
C.6 - DIAGRAMA DE BLOCOS PARA DETERMINAÇÃO DA ABERTURA RELATIVA EFETIVA DA CONEXÃO 4	190
APÊNDICE D - SISTEMA DE POSICIONAMENTO EM MALHA ABERTA	191
D.1 - MODELO DO SIMULINK PARA GERAÇÃO DO PROGRAMA PARA AQUISIÇÃO E GERAÇÃO DE DADOS DA MALHA ABERTA	191
D.2 - MODELO DO SIMULINK PARA DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DA VELOCIDADE	191
D.3 - LISTA DOS ARQUIVOS PARA DETERMINAÇÃO DO COMPORTAMENTO DO SISTEMA FÍSICO EM MALHA ABERTA	192

D.4 - ROTINA PARA SELEÇÃO DE DADOS "AJUSTMA.M" _____	193
D.5 - ROTINA PARA VISUALIZAÇÃO DOS DADOS OBTIDOS EXPERIMENTALMENTE "VEMA.M" _____	195
APÊNDICE E - SISTEMA DE POSICIONAMENTO EM MALHA FECHADA _____	196
E.1 - MODELO DO SIMULINK PARA GERAÇÃO DO PROGRAMA PARA AQUISIÇÃO E GERAÇÃO DE DADOS DA MALHA FECHADA _____	196
E.2 - LISTA DOS ARQUIVOS PARA DETERMINAÇÃO DO COMPORTAMENTO DO SISTEMA FÍSICO EM MALHA FECHADA _____	197
E.3 ROTINA PARA SELEÇÃO DE DADOS "AJUSTMF.M" _____	198
E.4 ROTINA PARA VISUALIZAÇÃO DE DADOS "VEMF.M" _____	200
APÊNDICE F - EQUIPAMENTOS UTILIZADOS NA BANCADA EXPERIMENTAL _____	201
F.1 - SISTEMAS DE MEDIÇÃO _____	201
F.2 - COMPONENTES PNEUMÁTICOS _____	201

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Sistema de posicionamento servopneumático _____	3
Figura 2.1 - escoamento através de orifício controle _____	12
Figura 2.2 - Relação $u_s \times \frac{P_s}{P_e}$, para escoamento de ar através de orifício ____	16
Figura 2.3 - Relação $\dot{m} \times \frac{P_s}{P_e}$, para escoamento de ar através de orifício ____	17
Figura 2.4 - Relação $\rho_s \times \frac{P_s}{P_e}$, para escoamento através de orifício. _____	17
Figura 2.5 - Relação $\dot{m} \times \frac{P_s}{P_e}$, para escoamento de ar através de orifício, considerando a saturação do escoamento. _____	20
Figura 2.6 - Volumes de controle definidos em atuador pneumático sem haste _____	22
Figura 2.7 - Sistema de forças no atuador pneumático _____	26
Figura 2.8 - Força de atrito em atuador de dupla ação de haste simples em função da velocidade _____	29
Figura 2.9 - Força de atrito em atuador sem haste, com transmissão de movimento por fita em função da velocidade _____	30
Figura 2.10 - Força de atrito em atuador pneumático e suas principais componentes elementares _____	32
Figura 2.11 - Comportamento da força de atrito segundo modelo proposto por SANTOS (1996). _____	36

Figura 3.1 - Representação das características construtivas e de escoamento interno da servoválvula utilizada _____	38
Figura 3.2 - Bancada de testes para determinação experimental segundo ISO 6358 (ISO, 1989) dos coeficientes C e b _____	41
Figura 3.3 - Instalação experimental para determinação da vazão nominal segundo a norma VDI 3290 _____	44
Figura 3.4 - Fator de correção α _____	48
Figura 3.5 - Abertura relativa efetiva do pórtico 2 em função da tensão de referência aplicada à servoválvula _____	51
Figura 3.6 - Abertura relativa efetiva do pórtico 4 em função da tensão de referência aplicada à servoválvula _____	52
Figura 3.7 - Comportamento idealizado x comportamento real da abertura relativa efetiva da servoválvula _____	55
Figura 3.8 - Relação pressão nos pórticos de trabalho da servoválvula x tensão de referência, determinado experimentalmente _____	59
Figura 3.9 - Relação pressão nos pórticos de trabalho da servoválvula x tensão de referência, resutado pelo modelo matemático proposto _____	59
Figura 3.10 - Relação pressão nos pórticos de trabalho da servoválvula x tensão de referência, obtido por modelo matemático que considera a vazão através de cada orifício determinada por um único orifício de controle, sem vazamentos internos. _____	60
Figura 3.11 - Influência da posição do carretel na composição da vazão e na pressão em regime permanente _____	61
Figura 3.12 - Composição da vazão mássica \dot{m}_2 , em função da posição do carretel _____	63
Figura 3.13 - Composição da vazão mássica \dot{m}_4 , em função da posição do carretel _____	63
Figura 3.14 - Relação vazão x tensão de referência _____	68
Figura 3.15 - Flow rate/signal function do componente em uso _____	68

Figura 3.16 - Pressure/signal function , em função dos três tipos de centro	69
Figura 3.17 - Detalhe da curva característica da abertura relativa efetiva em função da tensão de referência	70
Figura 3.18 - Sistema de forças no atuador pneumático	79
Figura 3.19 - Força de atrito em atuador pneumático	82
Figura 4.1 - Câmara de volume constante conectada a orifício de controle	95
Figura 4.2 - Montagem experimental para determinação da relação pressão nos pórticos de trabalho x tensão de referência da servoválvula	102
Figura 4.3 - Dados armazenados em arquivo para determinação experimental da relação pressão nos pórticos de trabalho x tensão de referência da servoválvula	104
Figura 4.4 - Montagem para determinação experimental da abertura relativa efetiva da servoválvula	105
Figura 4.5 - Pressurização da câmara - dados obtidos experimentalmente e por simulação numérica	109
Figura 4.6 - Despressurização da câmara - dados obtidos experimentalmente e por simulação numérica	109
Figura 4.7 - Montagem para determinação experimental da resposta do sistema em malha aberta.	110
Figura 4.8 - Tensão de referência (degrau) e posição real - experimento ma 07	115
Figura 4.9 - Pressão nas câmaras do atuador - experimento ma 07	115
Figura 4.10 - Velocidade do êmbolo do atuador - experimento ma 07	115
Figura 4.11 - Tensão de referência (degrau) e posição real - experimento ma 20	116
Figura 4.12 - Pressão nas câmaras do atuador - experimento ma 20	116

Figura 4.13 - Velocidade do êmbolo do atuador - experimento ma 20	116
Figura 4.14 - Tensão de referência (degrau) e posição real - experimento ma 04	120
Figura 4.15 - Pressão nas câmaras do atuador - experimento ma 04	120
Figura 4.16 - Velocidade do êmbolo do atuador - experimento ma 04	120
Figura 4.17 - Tensão de referência (degrau) e posição real - experimento ma 02	122
Figura 4.18 - Pressão nas câmaras do atuador - experimento ma 02	122
Figura 4.19 - Velocidade do êmbolo do atuador - experimento ma 02	122
Figura 4.20 - Posição de referência (degrau) e posição real - experimento mf 02	125
Figura 4.21 - Pressão nas câmaras do atuador - experimento mf 02	125
Figura 4.22 - Velocidade do êmbolo do atuador - experimento mf 02	125
Figura 4.23 - Posição de referência (degrau) e posição real - experimento mf 07	126
Figura 4.24 - Pressão nas câmaras do atuador - experimento mf 07	126
Figura 4.25 - Velocidade do êmbolo do atuador - experimento mf07	126
Figura 4.26 - Posição de referência (degrau) e posição real - experimento mf 13	127
Figura 4.27 - Pressão nas câmaras do atuador - experimento mf 13	127
Figura 4.28 - Velocidade do êmbolo do atuador - experimento mf13	127
Figura 4.29 - Posição de referência (degrau) e posição real - experimento mf 03	130
Figura 4.30 - Pressão nas câmaras do atuador - experimento mf 03	130
Figura 4.31 - Velocidade do êmbolo do atuador - experimento mf 03	130

Figura 4.32 - Posição de referência (degrau) e posição real - experimento mf 16	131
Figura 4.33 - Pressão nas câmaras do atuador - experimento mf 16	131
Figura 4.34 - Velocidade do êmbolo do atuador - experimento mf16	131
Figura 4.35 - Posição de referência (degrau) e posição real - experimento mf 03	135
Figura 4.36 - Pressão nas câmaras do atuador - experimento mf 03	135
Figura 4.37 - Velocidade do êmbolo do atuador - experimento mf 03	135
Figura 4.38 - Força de atrito - experimento mf 03	136
Figura 4.39 - Vazões através da servoválvula - experimento mf 03	136
Figura 5.1 - Atuador linear	139
Figura 5.2 - Comportamento da frequência natural de atuador pneumático sem haste, em função da posição do êmbolo.	140
Figura 5.3 - Tensão de referência (degrau) e posição real - experimento ma 08	147
Figura 5.4 Velocidade do êmbolo do atuador - experimento ma 08	147
Figura 5.5 - Tensão de referência (degrau) e posição real - experimento ma 14	148
Figura 5.6 Velocidade do êmbolo do atuador - experimento ma 14	148
Figura 5.7 - Tensão de referência (degrau) e posição real - experimento ma 02	149
Figura 5.8 Velocidade do êmbolo do atuador - experimento ma 02	149
Figura 5.9 - Tensão de referência (degrau) e posição real - experimento mf 03	153
Figura 5.10 - Velocidade do êmbolo do atuador - experimento mf 03	153

Figura 5.11 - Posição de referência (degrau) e posição real - experimento mf 15	154
Figura 5.12 - Velocidade do êmbolo do atuador - experimento mf 15	154
Figura 5.13 - Posição de referência (degrau) e posição real - experimento mf 03	155
Figura 5.14 - Velocidade do êmbolo do atuador - experimento mf 03	155
Figura 5.15 - Posição de referência (degrau) e posição real - experimento ma 08	158
Figura 5.16 - Velocidade do êmbolo do atuador - experimento ma 08	158
Figura 5.17 - Posição de referência (degrau) e posição real - experimento mf 03	159
Figura 5.18 - Velocidade do êmbolo do atuador - experimento mf 03	159

SIMBOLOGIA

Símbolo	Denominação	Unidade
α	coeficiente que define as perdas no escoamento	-
β	bulk modulus / módulo de compressibilidade ou elasticidade	N/m ²
γ	relação entre os calores específicos do gás	-
κ	coeficiente de compressibilidade isotérmico	m ² /N
ν	fator de atrito viscoso	-
ρ	massa específica	kg/m ³
ρ_0	massa específica do ar nas condições normalizadas definidas pela ISO 6358 e VDI 3290	kg/m ³
ρ_A	massa específica do ar no interior da câmara A do atuador	kg/m ³
ρ_B	massa específica do ar no interior da câmara B do atuador	kg/m ³
ρ_e	massa específica do ar à entrada do orifício de controle	kg/m ³
ρ_s	massa específica do ar à saída do orifício de controle	kg/m ³
Ψ		-
τ	coeficiente de expansão térmico isobárico	K ⁻¹
a	razão entre as pressões à saída e à entrada do orifício de controle	-
A	área do atuador	m ²
Abertura	Abertura relativa efetiva do orifício de controle	-
Abertura ₂	Abertura relativa efetiva da servoválvula, referente ao pórtico de trabalho 2	-
Abertura ₄	Abertura relativa efetiva da servoválvula, referente ao pórtico de trabalho 4	-
$A_{\text{geom max orif}}$	área geométrica máxima do orifício de controle	m ²
$A_{\text{geom orif}}$	área geométrica do orifício de controle	m ²
A_{max}	área de passagem máxima do orifício de controle da servoválvula	m ²
A_{orif}	área de passagem do orifício de controle	m ²
b	coeficiente de vazão definido pela ISO 6358 que representa o valor mínimo da razão entre as pressões através do orifício de controle	-
$b_{\text{teórico}}$	valor teórico mínimo da razão entre as pressões através do orifício de controle	-
C	coeficiente de vazão definido pela ISO 6358	m ⁵ /Ns
C_{VDI}	coeficiente equivalente ao coeficiente definido pela ISP 6358	m ⁵ /Ns
F_{atrito}	força de atrito no atuador	N
F_{aux}	força devida ao gradiente de pressões entre as câmaras do atuador e à força externa aplicada ao êmbolo do atuador	N
F_{ext}	força externa aplicada ao êmbolo do atuador	N
F_{fca}	força do batente mecânico no lado da câmara A do atuador	N
F_{fcb}	força do batente mecânico no lado da câmara	N

	B do atuador	
l_{camisa}	largura do entalhe na camisa da servoválvula	m
l_{carretel}	largura do ressalto do carretel da servoválvula	m
M	massa total acoplada ao êmbolo do atuador	kg
\dot{m}	vazão mássica através do orifício de controle	kg/s
\dot{m}^*	vazão mássica na condição de saturação do escoamento, conforme definida pela ISO 6358	kg/s
\dot{m}_{12}	vazão mássica entre os pórticos 1 e 2 da servoválvula	kg/s
\dot{m}_{14}	vazão mássica entre os pórticos 1 e 4 da servoválvula	kg/s
\dot{m}_2	vazão mássica total através do pórtico de trabalho 2 da servoválvula	kg/s
\dot{m}_{32}	vazão mássica entre os pórticos 3 e 2 da servoválvula	kg/s
\dot{m}_4	vazão mássica total através do pórtico de trabalho 4 da servoválvula	kg/s
\dot{m}_{54}	vazão mássica entre os pórticos 5 e 4 da servoválvula	kg/s
\dot{m}_A	vazão total que através da câmara A do atuador	kg/s
\dot{m}_{eA}	vazão mássica que entra na câmara A do atuador	kg/s
\dot{m}_{sA}	vazão mássica que sai da câmara A do atuador	kg/s
P	pressão	N/m ²
P_0	pressão do ar nas condições normalizadas na ISO 6358 e VDI 3290	N/m ²
P_1	pressão no pórtico 1 da servoválvula	N/m ²
P_2	pressão no pórtico 2 da servoválvula	N/m ²
P_3	pressão no pórtico 3 da servoválvula	N/m ²
P_4	pressão no pórtico 4 da servoválvula	N/m ²
P_5	pressão no pórtico 5 da servoválvula	N/m ²
P_A	pressão no interior da câmara A do atuador	N/m ²
P_{atm}	pressão atmosférica	N/m ²
P_B	pressão no interior da câmara B do atuador	N/m ²
P_e	pressão à entrada do orifício de controle	N/m ²
P_{eN}	pressão à entrada do orifício de controle definida na VDI 3290	N/m ²
P_s	pressão à saída do orifício de controle	N/m ²
P_{sup}	pressão de suprimento da servoválvula	N/m ²
\dot{P}_A	derivada em relação ao tempo da pressão no interior da câmara A do atuador	N/m ² s
\dot{P}_B	derivada em relação ao tempo da pressão no interior da câmara B do atuador	N/m ² s
Q_N	vazão nominal normal, definida pela VDI 3290	l/min
R	constante universal dos gases	J/kg K
r_{12}	razão entre a vazão mássica entre os pórticos 1 e 2 e a vazão total através do pórtico de trabalho 2	-
r_{14}	razão entre a vazão mássica entre os pórticos 1 e 4 e a vazão total através do pórtico de trabalho 4	-
r_{32}	razão entre a vazão mássica entre os pórticos 3 e 2 e a vazão total através do	-

	pórtico de trabalho 2	
r_{54}	razão entre a vazão mássica entre os pórticos 5 e 4 e a vazão total através do pórtico de trabalho 4	-
Sentido	define o sentido de escoamento entre os pórticos em questão	-
sinalP	variável que define o sentido da força de atrito em função do gradiente de pressão entre as câmara do atuador	-
sinalV	variável que define o sentido da força de atrito em função da velocidade do êmbolo do atuador	-
T	temperatura	K
t	tempo	s
T_0	temperatura do ar nas condições normalizadas na ISO 6358 e VDI 3290	K
T_A	temperatura no interior câmara A do atuador	K
T_B	temperatura no interior da câmara B do atuador	K
T_e	temperatura à entrada do orifício de controle	K
T_s	temperatura à saída do orifício de controle	K
U_r	tensão de referência da servoválvula	V
$U_{r \max}$	tensão de referência máxima da servoválvula	V
u_s	velocidade do escoamento à saída do orifício de controle	m/s
V	volume	m^3
V_0	volume inicial	m^3
V_A	volume da câmara A do atuador	m^3
V_{A0}	volume morto da câmara A do atuador e canalizações	m^3
V_{B0}	volume morto da câmara B do atuador e canalizações	m^3
$w(a)$	-	-
x	posição do êmbolo do atuador	m
x_{\max}	variável que define a posição relativa ao curso do atuador do batente mecânico no lado da câmara B do atuador	m
x_{\min}	variável que define a posição relativa ao curso do atuador do batente mecânico no lado da câmara A do atuador	m
\dot{x}	velocidade do êmbolo do atuador	m/s
\ddot{x}	aceleração do êmbolo do atuador	m/s^2

Símbolos relativos às equações 2.50 e 2.51
[notação original apresentada em ESCHMANN (1994)]

Símbolo	Denominação	Unidade
ΔP	Druckdifferenz diferença de pressão	bar
$\Delta P_{\text{me}\beta}$	- diferença de pressão relativa ao ponto de medição	bar
F_{gleit}	Gleitreibungskraft Força no ponto de inflexão na curva da força de atrito	N
$F_{\text{gleit},0}$	Gleitreibungskraft bei Druckdifferenz $\Delta P = 0$ Força no ponto de inflexão na curva da força de atrito determinada sob diferencial de pressão entre as câmaras nulo	N
F_{los}	Losbrechkraft Força de atrito estático	N
$F_{\text{los},0}$	Losbrechkraft bei Druckdifferenz $\Delta P = 0$ Força de atrito estático sob diferencial de pressão entre as câmaras nulo	N
$F_{\text{me}\beta}$	Kraft bei einem Meßpunkt $x_{\text{me}\beta}$ und $\Delta P_{\text{me}\beta}$ Força de atrito referente ao ponto de medição sob velocidade e diferencial de pressão entre as câmaras	N
$F_{\text{me}\beta,0}$	- Força de atrito referente ao ponto de medição sob velocidade genérica e diferencial de pressão entre as câmaras nulo	N
F_r	Reibkraft einer Dichtlippe	N
\dot{x}	Geschwindigkeit velocidade do êmbolo do atuador	m/s
\dot{x}_{grenz}	Grenzgeschwindigkeit velocidade de transição	m/s

Símbolos relativos à equação 2.53
[notação original apresentada em KAGAWA & OHLIGSHLAGER (1990)]

Símbolo	Denominação	Unidade
F_f	Reibkraft Força de atrito	N
K_{ra}	Reibkraftkoeffiziente für die Losbrechkraft Coeficiente proporcional à força de atrito estático	Nm/s
K_{rb}	Reibkraftkoeffiziente für die Losbrechkraft Coeficiente proporcional à força de atrito estático	m/s
K_{rc}	Offset der Reibkraft Offset da força de atrito	N
K_{rd}	Faktor der geschwindigkeitsproportionalen Reibrkraft Coeficiente da força de atrito proporcional à velocidade	Ns/m
\dot{x}	- velocidade	m/s

Símbolos relativos à equação 2.54
 [notação original apresentada em VIRVALO (1995)]

Símbolo	Denominação	Unidade
F_f	total friction force força de atrito total	N
F_{co}	Coulomb friction force força de atrito de Coulomb	N
F_{st}	static friction force força de atrito estático	N
F_{vf}	coefficiente of viscous friction coeficiente de atrito viscoso	N
v	velocity velocidade	m/s
V_{ref}	- velocidade de referência	m/s

RESUMO

O presente trabalho trata da modelagem não-linear de servoposicionador pneumático constituído de servoválvula eletropneumática e atuador linear sem haste.

Para obtenção do modelo são representados os fenômenos físicos que ocorrem no escoamento de fluidos através de orifícios sendo aplicados o princípio da conservação da massa e a 2ª Lei de Newton no atuador. É apresentado e discutido o estado da arte na modelagem da força de atrito em atuadores pneumáticos.

Uma das principais contribuições deste trabalho, diz respeito à consideração dos efeitos dos vazamentos na servoválvula no equacionamento da vazão mássica através de orifícios. É introduzido o conceito de abertura relativa efetiva da servoválvula, o qual considera a variação geométrica do orifício de controle sobreposta aos efeitos de contração e irreversibilidade do escoamento. A abordagem dos efeitos dos vazamentos é realizada através de dois parâmetros determinados experimentalmente: a relação pressão nos pórticos de trabalho x tensão de referência da servoválvula e a abertura relativa efetiva. Como resultado deste equacionamento, é possível a representação das pressões nas câmaras do atuador em regime permanente em sistemas de posicionamento em malha fechada, pressões estas que determinam a precisão de posicionamento do êmbolo do atuador.

No equacionamento da vazão mássica é considerada a capacidade de vazão da servoválvula, parâmetro fornecido nos catálogos do fabricante. É realizada, então, uma comparação entre os coeficientes normalizados usualmente empregados para esta representação.

Como metodologia de validação do modelo matemático proposto, é realizada a comparação de dados experimentais com os resultados fornecidos pela simulação numérica de processos que reproduzem as condições experimentais.

Em função da excelente reprodução do comportamento das diversas variáveis analisadas durante a validação do modelo matemático, verifica-se grande possibilidade de aplicação do mesmo no projeto de servoposicionadores pneumáticos, bem como para fins didáticos.

ABSTRACT

The present work refers to the nonlinear modeling of a pneumatic position servo system constituted of a electropneumatic servovalve and a linear actuator without ram.

For obtaining the mathematical model, the physical phenomenon's that happen in the flow of fluids through orifices must be represented and applied the principle of the mass conservation and the 2nd Law of Newton in the actuator. Furthermore, is presented and discussed the state of the art in the modeling of friction forces in pneumatic actuators.

One of the main contributions of this work says respect to the consideration of the effects of the leaks in the electropneumatic servovalve in the modeling of mass flow through orifices. The concept of "effective relative opening" of the variation of the control orifice superposed to the contraction and irreversibility effects of the mass flow through orifices. The consideration of the effects of the leaks is accomplished by considering two experimental parameters: the pressure / signal relationship of the servovalve and its effective relative opening. As a result of this modeling it is possible to represent the steady-state pressures in the actuators chambers in closed loop positioning servo systems, which determine the precision of positioning of the servo system.

In the mass flow modeling it is considered the flow capacity of the servovalve, which is the parameter available in the manufacture's catalogs. It is accomplished a comparison among the normalized coefficients usually employed for this description.

As methodology of validation of the proposed mathematical model, the comparison of experimental data is accomplished with

the results obtained from the numeric simulation of processes that reproduce the experimental conditions.

Due to of the excellent reproduction of the behavior of the several variables analyzed during the validation of the mathematical model, great possibility of application of the model is verified in the project of pneumatic position servo systems, as well as for didactic purposes.

1 INTRODUÇÃO

1.1 Relevância do estudo dos sistemas de posicionamento servopneumático

Tradicionalmente, os sistemas eletromecânicos têm sido utilizados na construção de sistemas de posicionamento, o que, segundo LATINO (1996), pode se constituir em uma opção mais dispendiosa do que o necessário.

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 rotativo em linear, tais como polias e correias ou guias lineares, 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, havendo a possibilidade de implantação de sistemas para manipulação de peças em um único ou em múltiplos eixos.

Ainda segundo LATINO (1996), pesquisas recentes indicam que aproximadamente 70% das aplicações de manipulação de peças são realizadas sobre massas que variam de 1 a 10 kg, sendo requeridas precisões de posicionamento que variam de

$\pm 0,2a \pm 1mm$, o que se enquadra perfeitamente dentro do campo de aplicação da servopneumática, especialmente quando a aplicação exige múltiplos posicionamentos ou posicionamento ponto a ponto em diversos eixos coordenados.

Outra característica positiva dos sistemas servopneumáticos em relação aos sistemas eletromecânicos, é sua maior imunidade a ambientes contaminados e seu menor número de peças móveis. Estes sistemas são, ainda, plenamente compatíveis com ambientes que requerem controle de contaminação, como por exemplo a indústria alimentícia e farmacêutica, ou que apresentam risco de explosão, como as refinarias.

Apesar das características positivas acima mencionadas, o problema da implantação de servoposicionadores pneumáticos ainda não está completamente solucionado. Dois fatores básicos podem ser citados como limitadores na determinação de modelos matemáticos válidos sob uma vasta gama de situações. O primeiro é a não-linearidade inerente dos sistemas pneumáticos; o segundo, a dificuldade na determinação exata dos parâmetros e coeficientes utilizados nos modelos matemáticos.

Verifica-se a importância do estudo deste tema em função do grande número de publicações internacionais do últimos anos, conforme pode ser observado nas referências bibliográficas apontadas. Recentemente, foi concluída dissertação de mestrado neste Departamento em que foram analisados diversos modelos matemáticos existentes e que resultou na proposição de um novo modelo no qual foram equacionadas as não-linearidades devidas à força de atrito no atuador e do escoamento, limitando-se, entretanto, à análise em malha aberta.

Através da análise dos trabalhos citados, observa-se também grande dificuldade para aplicação direta dos resultados atualmente disponíveis, quando se deseja projetar servoposicionadores pneumáticos.

A partir da escolha da metodologia de controle adequada é possível minimizar os efeitos das não-linearidades e da dificuldade da quantificação exata dos parâmetros utilizados nos modelos. Para tanto, todavia, é imprescindível a melhor modelagem matemática possível.

1.2 O sistema de posicionamento servopneumático

Na figura 1.1 é representado esquematicamente um sistema de posicionamento servopneumático.

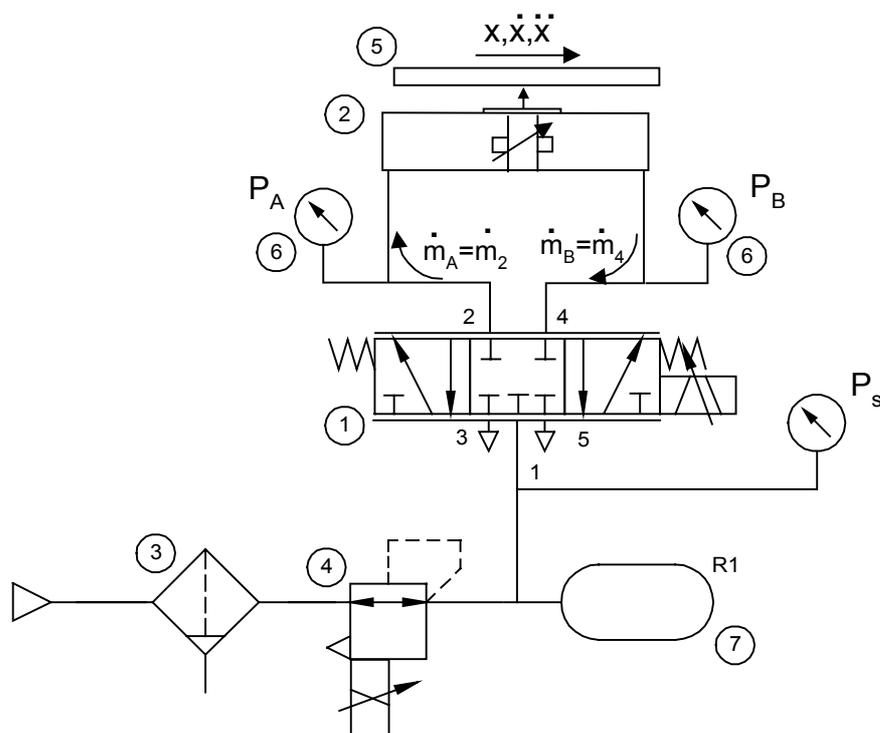


Figura 1.1 - Sistema de posicionamento servopneumático.

Este sistema é composto principalmente de uma servoválvula direcional (1) e de um atuador linear sem haste (2). Neste tipo de atuador a transmissão do movimento do êmbolo para o cursor onde é acoplada a carga, é realizada através de uma fita instalada internamente ao próprio atuador.

Este tipo de atuador tem como vantagem em relação aos atuadores convencionais, os atuadores com haste, a minimização do espaço ocupado e um comportamento mais linear da força de atrito.

Além destes dois componentes principais, um sistema de posicionamento servopneumático ainda incorpora outros componentes, tais como filtros (3), válvulas reguladoras de pressão (4), transdutores de deslocamento (5), transdutores de pressão (6), reservatórios de ar para a estabilização da pressão (7) e tubulações.

Este sistema pode ser representado equacionando as seguintes variáveis: posição (x), velocidade (\dot{x}) e aceleração (\ddot{x}) do êmbolo do atuador, as quais são consequência da vazão mássica (\dot{m}_A, \dot{m}_B) que escoam entre a servoválvula e as câmaras do atuador e da pressão no interior das câmaras do atuador (P_A, P_B).

Neste equacionamento devem ser consideradas as seguintes parâmetros: massa acoplada ao atuador (M), forças externas aplicadas ao atuador (F_{ext}), força de atrito no atuador (F_{atrito}), pressão de suprimento da servoválvula (P_s), pressão atmosférica (P_{atm}) dentre outras.

Entende-se que dentre as variáveis mencionadas as que apresentam maior complexidade para equacionamento são a vazão mássica através da servoválvula e a força de atrito no atuador.

1.3 Objetivo do trabalho

Este trabalho tem como objetivo principal dar mais um passo na modelagem de sistemas de posicionamento servopneumático, apresentando um modelo matemático que descreva adequadamente o comportamento destes sistemas, tanto em malha aberta quanto em malha fechada. O modelo aqui desenvolvido poderá ser aplicado no

projeto de posicionadores, apoio ao ensino da servopneumática, bem como na avaliação do desempenho de controladores a serem aplicados a estes sistemas para a obtenção do comportamento desejado do sistema de posicionamento.

É apresentado aqui o entendimento e a representação matemática de alguns fenômenos físicos que ocorrem nestes sistemas, os quais determinam o comportamento não-linear característico dos sistemas servopneumáticos.

Os principais pontos abordados para o desenvolvimento do modelo matemático não-linear foram:

- análise dos efeitos da compressibilidade do ar sobre o comportamento dos sistemas pneumáticos;
- representação matemática da compressibilidade dos fluidos;
- equacionamento da vazão mássica através da servoválvula, com representação da saturação do escoamento;
- quantificação de parâmetros utilizados na equação da vazão através de dados obtidos de catálogo do componente pneumático;
- consideração da abertura parcial da servoválvula através de dados obtidos experimentalmente;
- inclusão dos efeitos dos vazamentos internos à servoválvula através de dados obtidos experimentalmente;
- adaptação do modelo matemático descritivo da força de atrito no atuador pneumático proposto por SANTOS (1996), para permitir o fechamento da malha de controle;
- representação de limitadores mecânicos ao deslocamento do êmbolo do atuador.

É realizada ainda, uma análise da aplicabilidade do modelo linear de 3ª ordem para a representação do comportamento dos sistemas de posicionamento servopneumático.

1.4 Organização do trabalho

O trabalho é composto de seis capítulos, nos quais são abordados os seguintes conteúdos:

Capítulo 1 - descrição do tema, do trabalho e da sua organização;

Capítulo 2 - equacionamento dos fenômenos físicos fundamentais que ocorrem nos componentes de um sistema de posicionamento pneumático, aplicado nos diversos trabalhos consultados;

Capítulo 3 - entendimento e representação matemática de fenômenos físicos que ocorrem nestes sistemas e que são considerados de forma alternativa em relação aos trabalhos consultados, representando efetivas contribuições à modelagem dos sistemas de posicionamento servopneumático;

Capítulo 4 - descrição dos procedimentos realizados na determinação experimental de variáveis utilizadas no modelo matemático, e das diversas etapas de análise e validação experimental da resposta do modelo matemático proposto;

Capítulo 5 - abordagem do modelo linear de 3ª ordem e análise da sua aplicabilidade para a representação do comportamento dos sistemas de posicionamento servopneumático;

Capítulo 6 - conclusões sobre os resultados obtidos e recomendações de novos trabalhos na área.

2 FORMULAÇÃO MATEMÁTICA BÁSICA

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 da engenharia, tendo sido apresentado em diversas publicações técnicas relacionadas ao estudo destes sistemas, inclusive em trabalho de mestrado realizado no próprio Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos do Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC (Santos, 1996). Este equacionamento é apresentado neste capítulo com o objetivo de sistematizar o desenvolvimento destas equações e servir de base para o completo desenvolvimento do modelo matemático não-linear do sistema de posicionamento em malha fechada.

2.1 Escoamento através de orifícios

O ponto de partida para o estudo do escoamento do ar em servoválvulas pneumáticas é apresentado nos livros de mecânica dos fluidos, nas seções que tratam sobre o escoamento compressível através de orifícios.

Para permitir a compreensão do efeito da compressibilidade do fluido sobre o escoamento através de orifícios, é realizado inicialmente um entendimento matemático e físico desta propriedade e seus efeitos nos sistemas de posicionamento.

É apresentado também o equacionamento matemático do escoamento incompressível de fluidos através de orifícios, o que permite a comparação das implicações ao se considerar ou não o efeito da compressibilidade do fluido no escoamento através de orifícios.

2.1.1 Compressibilidade de fluidos

Os fluidos de trabalho utilizados nos sistemas hidráulicos e pneumáticos, óleo e ar respectivamente, apresentam como característica comum a capacidade de sofrer uma deformação contínua quando submetidos a esforços de cisalhamento. Entretanto, diferem significativamente entre si pela capacidade de sofrer uma variação do volume ocupado quando submetidos a uma variação da pressão. Esta característica é usualmente denominada compressibilidade do fluido.

Este fenômeno pode ser abordado formalmente analisando as variações da massa específica em função da temperatura e pressão.

LINSINGEN (1997) realiza esta análise de forma detalhada, afirmando que "... para variações relativamente pequenas, segundo Merritt, pode-se obter uma expressão suficientemente precisa com uma aproximação linear por meio da diferenciação da relação $\rho = \rho(p, T)$...".

Este procedimento é transcrito a seguir, tendo sido realizada alteração na notação e na numeração original de forma a adequar-se a notação e numeração adotada neste trabalho.

$$\rho = \left. \frac{\partial \rho}{\partial p} \right|_T dp + \left. \frac{\partial \rho}{\partial T} \right|_p dT \quad (2.1)$$

Em relação a um estado inicial $(\rho_{ini}, p_{ini}, T_{ini})$, ter-se-á:

$$\rho - \rho_{ini} = \left. \frac{\partial \rho}{\partial p} \right|_T (p - p_{ini}) + \left. \frac{\partial \rho}{\partial T} \right|_p (T - T_{ini}) \quad (2.2)$$

Como $\rho = \frac{M}{V}$, as derivadas parciais podem ser rearranjadas de forma conveniente, obtendo-se

$$\rho = \rho_{ini} \left[1 + \kappa(p - p_{ini}) - \tau(t - T_{ini}) \right] \quad (2.3)$$

A equação 2.3, é a equação de estado linearizada para um líquido, sendo κ e τ dados respectivamente por

$$\kappa = - \left. \frac{1}{V_{ini}} \frac{\partial V}{\partial p} \right)_T \quad (2.4)$$

$$\tau = \left. \frac{1}{V_{ini}} \frac{\partial V}{\partial T} \right)_p \quad (2.5)$$

Nas duas equações, V_{ini} é o volume inicial e V , o volume total do fluido.

A equação 2.4 estabelece a forma de variação do volume em dependência da pressão, a temperatura constante, ou seja, κ é o coeficiente de compressibilidade isotérmico do fluido.

A equação 2.5 indica a forma de variação do volume em função da temperatura a uma dada pressão, de modo que τ é o coeficiente de expansão térmica isobárico." (LINSINGEN, 1997)

"A compressibilidade dos fluidos hidráulicos é o fator predominante na determinação da frequência hidráulica dos sistemas hidráulicos. Sob condições de variações rápidas e elevadas de pressão, o fluido se comporta como uma mola hidráulica. Na maioria dos casos, isto implica em limitação da velocidade de resposta de um componente ou sistema a um dado sinal de entrada, ou seja, a limitação do comportamento dinâmico." (LINSINGEN, 1997).

A consideração nos modelos matemáticos dos efeitos da compressibilidade é usualmente realizada através da variável que representa a rigidez do fluido, a qual é denominada por LINSINGEN (1997) "módulo de compressibilidade", por MERRITT

(1967) "**isothermal bulk modulus**", e por FOX (1985) "módulo de compressibilidade" ou "módulo de elasticidade" (equação 2.6).

$$\beta = -V_{ini} \left(\frac{\delta P}{\delta V} \right)_T \quad (2.6)$$

De acordo com STRINGER (1976), para os óleos minerais puros e isentos de ar, o valor médio do **isothermal bulk modulus** é $\beta = 17 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$. Porém este valor é significativamente afetado quando existe ar disperso no óleo, podendo ser reduzido a $\beta = 8,5 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$ quando existe 0,1 % em volume de ar disperso no óleo.

Segundo VIRVALO (1995) "... para a faixa de pressões absolutas de 0,1 a 1 MPa (1 a 10 bar_{abs}) o **bulk modulus** do ar é uma função linear da pressão absoluta.". Adicionalmente, "... é usual assumir um processo adiabático no cilindro e a pressão de saída da servoválvula é cerca de 40% a 70% da pressão de suprimento." (VIRVALO 1989). Desta forma, o **bulk modulus** é representado pela equação 2.7:

$$\beta = \frac{\gamma P_{\text{sup abs}}}{2} \quad (2.7)$$

Conforme se observa em FOX (1985), no capítulo que trata sobre o escoamento de fluidos compressíveis, o **bulk modulus** no caso de escoamento isentrópico de gás ideal, é dado pela seguinte relação:

$$\beta = \gamma P_{\text{abs}} \quad (2.8)$$

Justifica-se a diferença entre as equações 2.7 e 2.8, pelo fato da primeira ser uma indicação prática à modelagem do sistema baseada na pressão de suprimento da servoválvula, fornecendo, portanto, um valor médio de referência. A equação

2.8 fornece o valor efetivo do **bulk modulus** baseado no valor instantâneo da pressão na câmara do atuador.

Em SANTOS (1996) é apresentada a equação do **isothermal bulk modulus**, válida portanto para escoamento isotérmico (equação 2.9):

$$\beta = P_{abs} \quad (2.9)$$

De acordo com as equações 2.7 a 2.9 conclui-se que, independente do processo a que está submetido o escoamento, o **bulk modulus** do ar (cuja relação de calores específicos é 1,4), na faixa de pressões de $1 \cdot 10^5$ a $10 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$, situa-se entre $0,7 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ a $14 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$, significativamente menor que o do óleo mineral.

Conforme ANDERSEN (1967), os principais efeitos da baixa rigidez do ar, ou seja, da elevada compressibilidade nos sistemas de posicionamento são:

- "atraso significativo do movimento do êmbolo do atuador pneumático quando da abertura da válvula";
- "variação da posição do atuador quando da variação da carga manipulada";
- "grande capacidade para armazenar energia";
- "não uniformidade da velocidade do êmbolo do atuador".

O primeiro efeito apresenta conotação eminentemente negativa sobre o desempenho de posicionadores pois representa um atraso na resposta do sistema. O segundo efeito, apesar de apresentar conotação negativa, torna-se em alguns casos uma característica

positiva do sistema pois representa uma proteção natural contra sobrecargas.

Uma influência significativamente negativa da compressibilidade do ar, intensificada pela variação da força de atrito nos atuadores pneumáticos e pela variação da carga manipulada, é a oscilação da velocidade do atuador durante o deslocamento entre duas posições de referência.

ANDERSEN (1967) e SANTOS (1996) apresentam de forma mais detalhada os principais efeitos da compressibilidade em sistemas de posicionamento pneumático, não sendo aqui repetidas tais informações.

2.1.2 Escoamento incompressível de fluido através de orifícios

Conforme sistematizado por ANDERSEN (1967), o escoamento incompressível de fluidos pode ser representado pelo seguinte equacionamento:

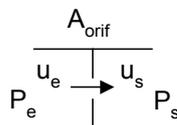


Figura 2.1 - Escoamento através de orifício controle

$$P_e = P_s + \frac{\rho_s u_s^2}{2} \quad (2.10)$$

$$u_s = \sqrt{\frac{2(P_e - P_s)}{\rho_s}} \quad (2.11)$$

$$\dot{m} = A_{\text{orif}} \sqrt{2\rho_s (P_e - P_s)} \quad (2.12)$$

Considerando o escoamento do fluido incompressível, verifica-se pelo equacionamento acima que, a vazão mássica é função da

área de passagem do orifício, da massa específica do fluido e da raiz quadrada da diferença de pressões através do orifício.

Na modelagem de sistemas hidráulicos, onde é prática comum a consideração da incompressibilidade do escoamento do fluido, a equação 2.12 é uma das equações aplicadas diretamente no modelo matemático. Também são aplicadas as equações da continuidade no atuador, 2ª Lei de Newton e força de atrito no atuador, similares às equações a serem apresentadas ainda neste capítulo.

Na modelagem de sistemas pneumáticos, exceto para casos excepcionais em que o curso do atuador é muito pequeno (tal como nas pinças e garras pneumáticas), a consideração da incompressibilidade do escoamento do fluido não é aceitável, devendo ser adotado o equacionamento conforme desenvolvido na seção seguinte.

É conveniente ressaltar que na modelagem dos sistemas hidráulicos apesar do escoamento ser considerado incompressível, os efeitos da compressibilidade são devidamente considerados quando aplicada a equação da continuidade nas câmaras do atuador.

2.1.3 Escoamento compressível de fluido através de orifícios

O tratamento matemático adotado quando se considera a compressibilidade do escoamento através de orifícios, está baseado nos trabalhos apresentados por ANDERSEN (1967), FOX (1985), SCHOLZ (1990) e SANTOS (1996).

Conforme ANDERSEN (1967):

$$P_e = \left[1 - \frac{(\gamma - 1)u_s^2}{2\gamma RT_e} \right]^{\frac{-\gamma}{(\gamma - 1)}} P_s \quad (2.13)$$

ou FOX (1985):

$$\frac{P_e}{P_s} = \left[1 + \frac{(\gamma - 1)u_s^2}{2\gamma RT_s} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.14)$$

As equações 2.13 e 2.14 são válidas para:

- escoamento em bocal convergente;
- escoamento permanente, sem atrito;
- processo isentrópico;
- gás ideal;

Pode ser provado que as equações matemáticas 2.13 e 2.14 são idênticas, considerando que, para o processo isentrópico é válida a seguinte relação:

$$T_s = T_e \left(\frac{P_s}{P_e} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (2.15)$$

Reordenando os termos da equação 2.13, a velocidade u_s pode ser representada por:

$$u_s = \left\{ \frac{2\gamma RT_e}{(\gamma - 1)} \left[1 - \left(\frac{P_s}{P_e} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (2.16)$$

Para determinar a vazão mássica, dada pela equação 2.17, devem ser utilizadas as relações 2.18 a 2.21.

$$\dot{m} = \rho_s A_{\text{orif}} u_s \quad (2.17)$$

Para processo isentrópico:

$$\rho_s = \rho_e \left(\frac{P_s}{P_e} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (2.18)$$

Para gás ideal:

$$P = \rho RT \quad (2.19)$$

Desta forma:

$$\rho_e = \frac{P_e}{RT_e} \quad (2.20)$$

$$\rho_s = \frac{P_e}{RT_e} \left(\frac{P_s}{P_e} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (2.21)$$

Substituindo as equações 2.21 e 2.16 na equação 2.17, chega-se à equação 2.22:

$$\dot{m} = \frac{A_{\text{orif}} P_e}{\sqrt{T_e}} \left\{ \frac{2\gamma}{(\gamma - 1)R} \left[\left(\frac{P_s}{P_e} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_s}{P_e} \right)^{\frac{(\gamma+1)}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (2.22)$$

Como pode ser percebido através da equação anterior, quando é considerada a compressibilidade do escoamento através de orifícios, a vazão mássica torna-se uma função da razão das pressões através do orifício, e não mais uma função da diferença entre estas pressões, como é a relação válida para escoamento considerado incompressível (equação 2.12).

Derivando-se a equação 2.22 em relação à razão das pressões e igualando a zero (equação 2.23), é possível determinar o valor da velocidade correspondente à vazão mássica máxima através do orifício (equação 2.25), bem como a razão de pressões em que esta velocidade ocorre (equação 2.24).

$$\frac{d\dot{m}}{d\left(\frac{P_s}{P_e}\right)} = 0 \quad (2.23)$$

$$\left(\frac{P_s}{P_e}\right)_{\text{critico teorico}} = \left[\frac{2}{(\gamma + 1)} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.24)$$

$$u_{s \text{ critico teorico}} = \sqrt{\gamma RT_s} \tag{2.25}$$

A velocidade dada pela equação 2.25 é a própria velocidade do som no fluido considerado à temperatura T_s .

Na figura 2.2, é apresentado o comportamento da velocidade do escoamento em função da razão de pressões (equação 2.16), e na figura 2.3, o comportamento da vazão mássica também em função da razão de pressões (equação 2.22).

Tabela 2.1 - Valores utilizados para a determinação das curvas apresentadas nas figuras 2.2 a 2.4

γ	R (J/kgK)	T_e (K)	P_e (10^5 N/m ²)	A_{orif} (10^{-5} m ²)
1,4	287	293	6	7,85

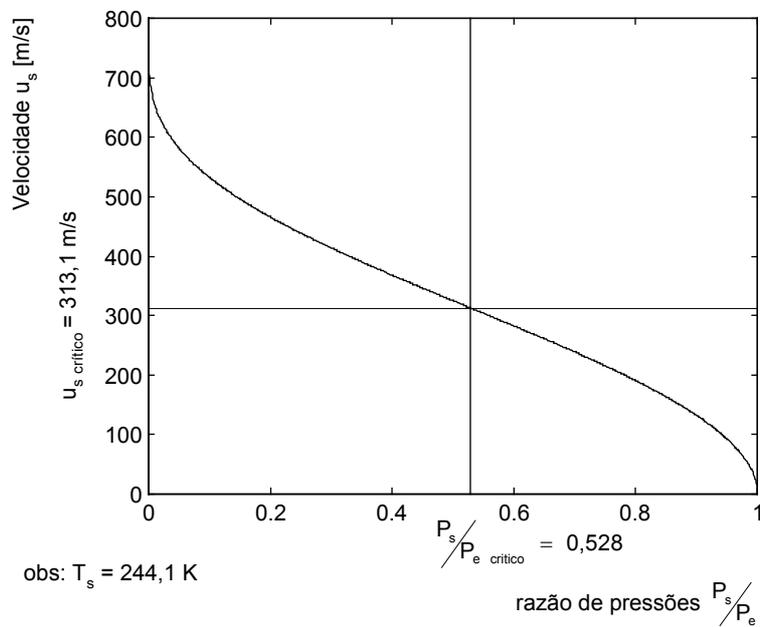


Figura 2.2 - Relação $u_s \times \frac{P_s}{P_e}$, para escoamento de ar através de orifício

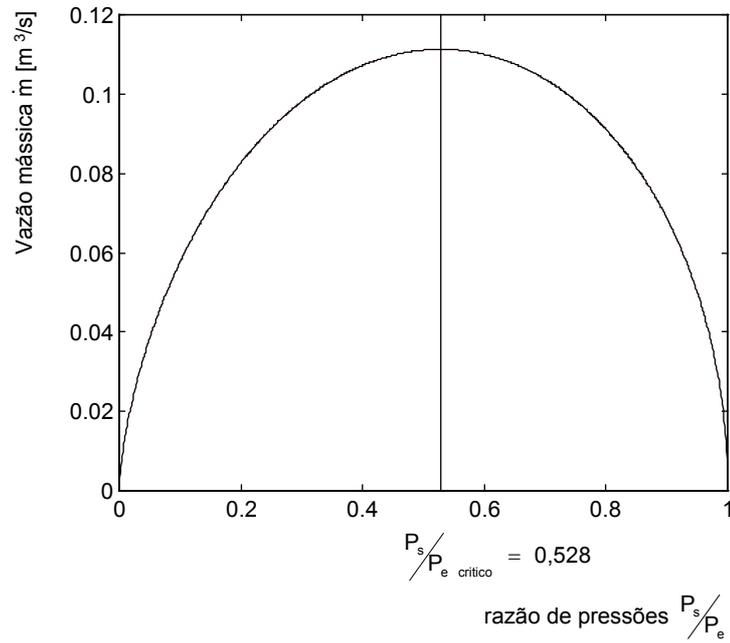


Figura 2.3 - Relação $\dot{m} \times \frac{P_s}{P_e}$, para escoamento de ar através de orifício

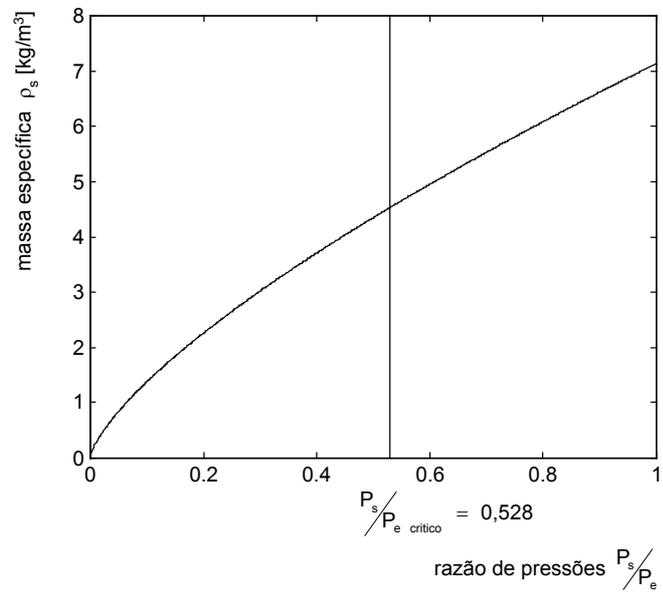


Figura 2.4 - Relação $\rho_s \times \frac{P_s}{P_e}$, para escoamento de ar através de orifício.

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 ocorre tendo em vista que a massa específica do fluido decresce a uma taxa superior à do aumento da velocidade. Na figura 2.4 é apresentado o comportamento da massa específica ρ_s em função da razão de pressões (equação 2.21).

A equação 2.22 é uma equação exata, válida sob as mesmas condições especificadas para as equações 2.13 e 2.14. Para os componentes pneumáticos disponíveis no mercado e sob condições reais de escoamento, esta equação descreve satisfatoriamente o escoamento do ar desde que a razão de pressões seja superior à razão de pressões crítica (equação 2.24).

O equacionamento da vazão apresentado até este ponto foi baseado em ANDERSEN (1967).

Segundo SCHOLZ (1990), nos componentes pneumáticos disponíveis no mercado ocorre uma saturação da vazão mássica para escoamentos sob razões de pressões inferiores à razão de pressões crítica, devendo ser adotado o seguinte equacionamento:

$$\dot{m} = A_{\text{orif}} P_e \sqrt{\frac{2}{RT_e}} \Psi \quad (2.26)$$

$$\Psi = \left\{ \frac{\gamma}{(\gamma - 1)} \left[\left(\frac{P_s}{P_e} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_s}{P_e} \right)^{\frac{(\gamma+1)}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (2.27)$$

A equação 2.27 é uma equação derivada diretamente das equações 2.22 e 2.26. SCHOLZ (1990) propõe que o fator Ψ seja representado alternativamente através da equação 2.28:

$$\Psi = \Psi_{\max} w(a) \quad (2.28)$$

Na equação anterior, $\Psi_{\max} = 0,484$, sendo obtido pela substituição dos seguintes valores na equação 2.27:

$$\gamma = 1,4 \quad \left(\frac{P_s}{P_e} \right)_{\text{critico teorico}} = 0,528$$

Para determinação do coeficiente $w(a)$, devem ser inicialmente definidos os seguintes coeficientes:

$$a = \left(\frac{P_s}{P_e} \right) \quad (2.29)$$

$$b_{\text{teorico}} = \left(\frac{P_s}{P_e} \right)_{\text{critico teorico}} \quad (2.30)$$

Para a condição de escoamento em que a razão de pressões é superior à razão de pressões crítica, o coeficiente $w(a)$ é dado pela equação 2.31.

$$w(a) = \sqrt{1 - \frac{(a - b_{\text{teorico}})^2}{(1 - b_{\text{teorico}})^2}} \quad (2.31)$$

Para a condição de escoamento em que a razão de pressões é inferior ou igual à razão de pressões crítica, o coeficiente $w(a)$ é igual à unidade (equação 2.32).

$$w(a) = 1 \quad (2.32)$$

Com o intuito de verificar a igualdade dos resultados obtidos através das equações 2.27 e 2.28, foi desenvolvida uma rotina para o **software MATLAB**, a qual determina numericamente os valores de Ψ segundo as duas equações. Através deste procedimento, verificou-se que na faixa de variação da razão de pressões entre 0 e 1 existe uma diferença inferior a 4×10^{-6} % entre os resultados obtidos através das duas equações.

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

$$\dot{m} = A_{\text{orif}} P_e \sqrt{\frac{2}{RT_e}} \Psi_{\text{max}} w(a) \quad (2.33)$$

A equação 2.33 representa a vazão mássica do escoamento compressível através de orifícios, levando em consideração as pressões a que está submetido o orifício, a temperatura local, as propriedades termodinâmicas do gás, e a área de passagem do orifício. Na figura 2.5 é apresentado o comportamento vazão mássica quando modelado por esta equação, onde pode ser percebida a saturação do escoamento para razões de pressões inferiores à razão de pressões crítica. Nesta mesma figura percebe-se também que, para razões de pressões superiores à crítica o comportamento da equação 2.33 é idêntico ao da equação 2.22.

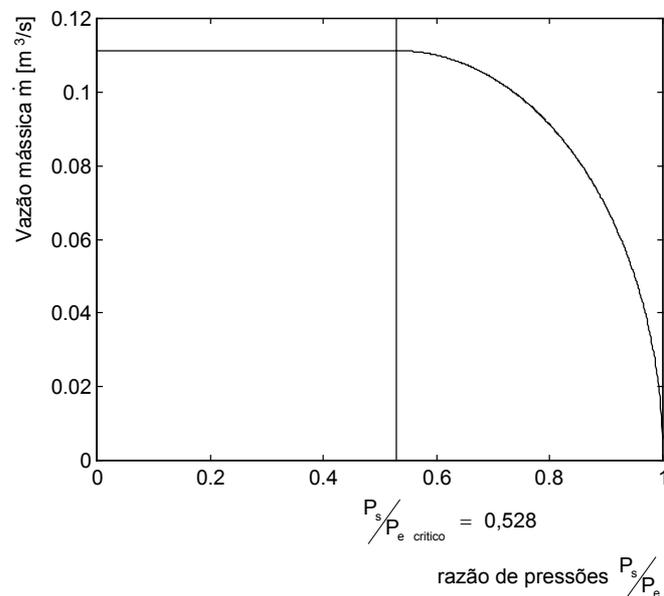


Figura 2.5 - Relação $\dot{m} \times \frac{P_s}{P_e}$, para escoamento de ar através de orifício, considerando a saturação do escoamento.

No capítulo 3 será apresentada com detalhes, a forma como é considerada a variação da área de passagem do orifício de controle como função da tensão de referência da servoválvula, a correlação da área máxima deste orifício com dados relativos à capacidade de vazão da servoválvula, bem como a influência dos vazamentos no interior da servoválvula.

2.2 Equação da continuidade no atuador

Este equacionamento é baseado no princípio da conservação da massa. Conforme apresentado por FOX (1985):

$$\frac{\delta}{\delta t} \int_{VC} \rho dV + \int_{SC} \rho \vec{u} \cdot d\vec{A} = 0 \quad (2.34)$$

Na equação 2.34, "...o primeiro termo representa a variação de massa no interior do volume de controle estabelecido e o segundo, o fluxo de massa através da superfície de controle. O princípio da conservação da massa exige que a soma da variação da quantidade de massa no interior do volume de controle com a quantidade de massa que dele sai, através da superfície de controle, seja nula." (FOX, 1985).

Seja o atuador:

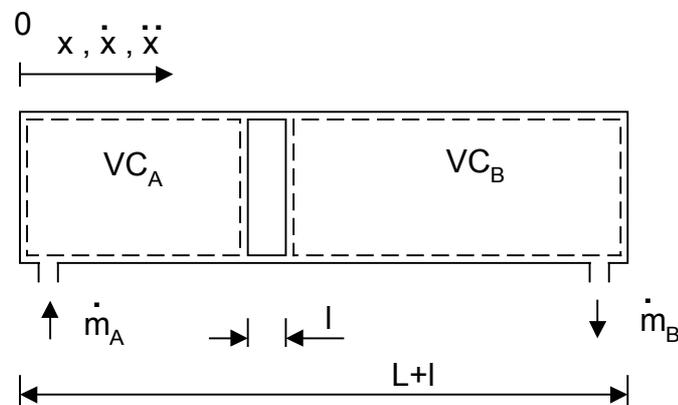


Figura 2.6 - Volumes de controle definidos em atuador pneumático sem haste

Para a aplicação da equação da conservação da massa são definidos dois volumes de controle, cada qual envolvendo as câmaras A e B do atuador. Nesta análise são desprezadas

possíveis fugas por vazamento entre as câmaras do atuador, e entre as câmaras do atuador e a atmosfera.

Analisando o volume de controle A, pode-se escrever:

$$\frac{\delta}{\delta t} (\rho_A V_A) = \dot{m}_{eA} - \dot{m}_{sA} = \dot{m}_A \quad (2.35)$$

Na equação 2.35, os termos ao centro ($\dot{m}_{eA}, \dot{m}_{sA}$) representam o somatório da vazão mássica que entra e que sai do volume de controle. Na hipótese de não haver vazamentos, estes termos são representados exclusivamente pela vazão mássica que entra na câmara A do atuador. O termo à esquerda ($\frac{\delta}{\delta t} (\rho_A V_A)$), representa a variação da massa no interior do volume de controle, devido à variação temporal da massa específica e volume do fluido. Este último termo pode ser expandido através de derivadas parciais, resultando na forma apresentada na equação 2.36.

$$\frac{\delta}{\delta t} (\rho_A V_A) = \rho_A \frac{dV_A}{dt} + V_A \frac{d\rho_A}{dt} = \rho_A \frac{dV_A}{dt} + V_A \frac{d\rho_A}{dP_A} \frac{dP_A}{dt} \quad (2.36)$$

Pela definição do **isothermal bulk modulus** apresentada por MERRITT (1967), pode-se escrever:

$$\beta = \rho \frac{dP}{d\rho} \quad (2.37)$$

Manipulando adequadamente as equações 2.35, 2.36 e 2.37, a expressão da vazão mássica que entra na câmara A do atuador pode ser reescrita como:

$$\dot{m}_A = \rho_A \frac{dV_A}{dt} + \frac{V_A \rho_A}{\beta_A} \frac{dP_A}{dt} \quad (2.38)$$

Conforme apresentado na seção 2.1.1, se o processo é isotérmico $\beta = P$, se o processo é isentrópico $\beta = \gamma P$.

Conforme WIKANDER (1988) a determinação teórica do tipo de processo que ocorre durante a pressurização ou despressurização da câmara do atuador requer a solução analítica da transferência de calor entre o atuador e o meio, o que em função das diversas variáveis envolvidas (coeficiente de condutibilidade térmica das paredes do atuador, temperatura do fluido no interior da câmara, temperatura atmosférica exterior, tempo de duração dos processos, dentre outros) não é realizável na prática.

Estudos realizados por BIALAS (1973) e GIDLUND (1975), citados por WIKANDER (1988), afirmam que estes processos (pressurização e despressurização da câmara do atuador pneumático) podem ser considerados processos politrópicos. Para o caso de pressurização o coeficiente do processo politrópico é igual a 1,2. Para o caso de despressurização o coeficiente do processo politrópico é igual a 1,4, ou seja processo isentrópico.

Arbitrou-se neste trabalho a utilização do valor 1,4 para o coeficiente do processo politrópico, ou seja, considerou-se os processos isentrópicos.

Na equação 2.38, é conveniente representar o volume da câmara e sua variação no tempo em função da posição e velocidade do êmbolo do atuador (equações 2.39 e 2.40). É conveniente, ainda, representar a massa específica do fluido em função da pressão e temperatura, utilizando-se para tanto a equação de estado (equação 2.41).

$$V_A = Ax + V_{A0} \quad (2.39)$$

$$\frac{dV_A}{dt} = A\dot{x} \quad (2.40)$$

$$\rho_A = \frac{P_A}{RT_A} \quad (2.41)$$

Reorganizando as equações 2.38 a 2.41 e considerando $\beta = \gamma P$, obtém-se a expressão para a derivada em relação ao tempo, da pressão na câmara A do atuador. Esta expressão é função da posição e velocidade do êmbolo do atuador, da pressão e temperatura médias na câmara do atuador, do fluido utilizado e da vazão mássica que entra na câmara do atuador (equação 2.42).

$$\dot{P}_A = \frac{\gamma}{(Ax + V_{A0})} (\dot{m}_A RT_A - P_A A \dot{x}) \quad (2.42)$$

Analisando-se o volume de controle B, pode ser realizado desenvolvimento semelhante, conforme equações 2.43 a 2.46:

$$\frac{\delta}{\delta t} (\rho_B V_B) = \dot{m}_{eB} - \dot{m}_{sB} = -\dot{m}_B \quad (2.43)$$

$$V_B = A(L - x) + V_{B0} \quad (2.44)$$

$$\frac{dV_B}{dt} = -A \dot{x} \quad (2.45)$$

$$\rho_B = \frac{P_B}{RT_B} \quad (2.46)$$

Este desenvolvimento resulta na seguinte equação para a derivada em relação ao tempo, da pressão na câmara B do atuador:

$$\dot{P}_B = \frac{\gamma}{[A(x - L) - V_{B0}]} (\dot{m}_B RT_B - P_B A \dot{x}) \quad (2.47)$$

Alguns autores, como é o caso de WIKANDER (1988) , realizam o desenvolvimento das equações que representam a variação da pressão nas câmaras do atuador partindo do estudo da equação da energia, chegando a resultados idênticos aos apresentados nas equações 2.42 e 2.47.

2.3 2ª Lei de Newton

O terceiro equacionamento a ser aplicado na modelagem do sistema de posicionamento é baseado nos conceitos fundamentais da Mecânica Clássica apresentados no capítulo que trata da dinâmica das partículas, mais especificamente a 2ª Lei de Newton, a qual pode ser escrita como:

$$M \ddot{x} = \Sigma F \quad (2.48)$$

Esta equação significa que a aceleração de um corpo de massa "M" é proporcional ao somatório de forças que atuam sobre o mesmo.

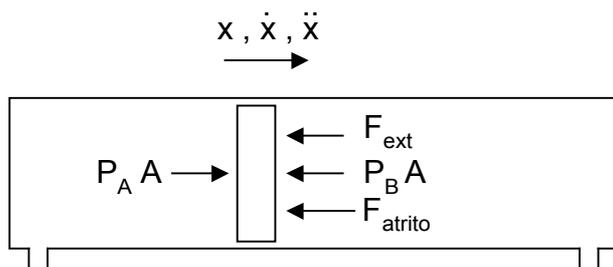


Figura 2.7 - Sistema de forças no atuador pneumático

A equação 2.48 pode ser aplicada ao sistema de forças que atua sobre o êmbolo do atuador representado esquematicamente na figura 2.7, resultando na seguinte equação:

$$\ddot{x} = \frac{P_A A - P_B A - F_{ext} - F_{atrito}}{M} \quad (2.49)$$

2.4 Força de atrito no atuador

SANTOS (1996) afirma que a força de atrito nos atuadores pneumáticos é a mais complexa não-linearidade presente nos servomecanismos pneumáticos. O fato agrava-se ainda mais no caso de sistemas de posicionamento horizontal de massas reduzidas, pois a ordem de grandeza desta força é significativa em relação à magnitude das demais componentes do sistema de forças que atuam sobre o êmbolo do atuador (figura 2.7) podendo, em algumas situações, ser considerada a força de maior intensidade neste sistema.

Pelo exposto no parágrafo anterior, a proposição de um modelo matemático para representação da força de atrito está fora do contexto deste capítulo (formulação matemática básica). Sua abordagem neste capítulo é justificada pela ênfase dedicada ao estudo da força de atrito neste trabalho, em que optou-se por utilizar os resultados já obtidos em trabalhos anteriores, permitindo desta forma atingir seu objetivo principal que é o de realizar a modelagem matemática do sistema de posicionamento em malha fechada.

O trabalho mais completo acerca deste assunto a que se teve acesso foi realizado por ESCHMANN (1994). Nele é apresentado um modelo matemático baseado em coeficientes obtidos de pontos específicos de curvas da força de atrito. Curvas estas determinadas em função da velocidade do êmbolo do atuador e do gradiente de pressões entre as câmaras do mesmo.

A título de ilustração, são apresentadas a seguir duas equações (2.50 e 2.51)¹ propostas no referido trabalho e a respectiva curva determinada experimentalmente (figura 2.8).

para: $\dot{x} \leq \dot{x}_{\text{grenz}}$

$$F_r(\Delta P, \dot{x}) = F_{\text{gleit},0} + \frac{\Delta P}{\Delta P_{\text{me}\beta}} (F_{\text{gleit}} - F_{\text{gleit},0}) + \left(\frac{\dot{x}}{\dot{x}_{\text{grenz}}} - 1 \right)^2 \cdot \left[(F_{\text{los},0} - F_{\text{gleit},0}) + \left(\frac{\Delta P}{\Delta P_{\text{me}\beta}} (F_{\text{los}} - F_{\text{los},0} - F_{\text{gleit}} + F_{\text{gleit},0}) \right) \right] \quad (2.50)$$

para: $\dot{x} > \dot{x}_{\text{grenz}}$

$$F_r(\Delta P, \dot{x}) = F_{\text{gleit},0} + \frac{\Delta P}{\Delta P_{\text{me}\beta}} (F_{\text{gleit}} - F_{\text{gleit},0}) + \left(\frac{\sqrt{\dot{x}} - \sqrt{\dot{x}_{\text{grenz}}}}{\sqrt{\dot{x}_{\text{me}\beta}} - \sqrt{\dot{x}_{\text{grenz}}}} \right) \cdot \left[F_{\text{me}\beta,0} - F_{\text{gleit},0} + \frac{\Delta P}{\Delta P_{\text{me}\beta}} (F_{\text{me}\beta} - F_{\text{me}\beta,0} - F_{\text{gleit}} + F_{\text{gleit},0}) \right] \quad (2.51)$$

Existem dois fatores que limitam a aplicação neste trabalho do equacionamento apresentado por ESCHMANN (1994):

- o tipo de atuador utilizado: atuador de dupla ação de haste simples;
- a faixa de velocidades abrangida: velocidade máxima 0,3 m / s.

¹ As equações 2.50 e 2.51 são apresentadas mantendo a notação original utilizada por ESCHMANN (1994).

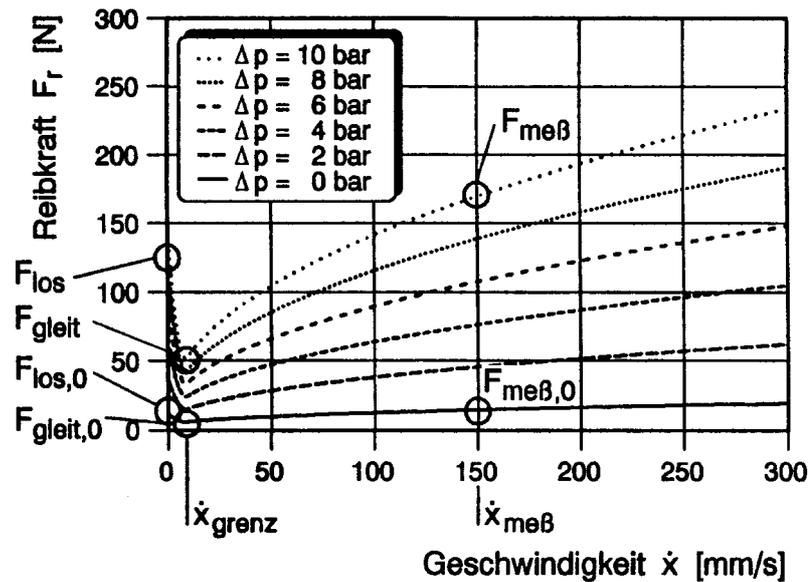


Figura 2.8 - Força de atrito em atuador de dupla ação de haste simples em função da velocidade

[fonte: figura 5.9 - **Funktion der Kolbenreibkraft aus 6 Meßwerten in Abhängigkeit von der Druckdifferenz ΔP** (ESCHMANN, 1994)]

obs: geschwindigkeit - velocidade

reibkraft - força de atrito

Funktion der Kolbenreibkraft aus 6 Meßwerten in Abhängigkeit von der Druckdifferenz ΔP - força de atrito em função de 6 diferenças de pressão nas câmaras do atuador

ESCHMANN (1991) realiza a análise experimental da força de atrito em atuador pneumático sem haste com transmissão do movimento por meio de fita, o que coincide com o tipo de atuador utilizado na bancada experimental montada para este trabalho de mestrado, sem entretanto apresentar um modelo matemático que descreva o comportamento desta variável.

Na figura 2.9 é apresentado o comportamento da força de atrito em atuador sem haste, conforme apresentado em ESCHMANN (1991).

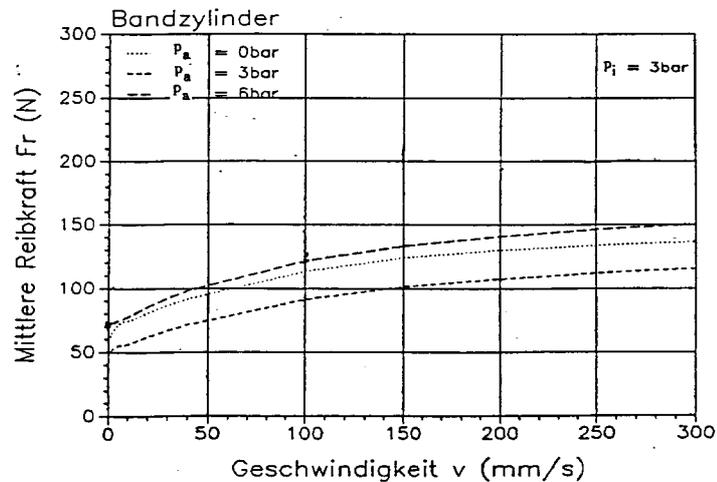


Figura 2.9 - Força de atrito em atuador sem haste, com transmissão de movimento por fita em função da velocidade

[fonte: figura 7 - **Reibkraft als Funktion der Geschwindigkeit**
(ESCHMANN, 1991)]

obs: geschwindigkeit - velocidade

mittlere reibkraft - força de atrito média

bandzylinder - atuador pneumático sem haste com transmissão de movimento por fita

Reibkraft als Funktion der Geschwindigkeit - força de atrito em função da velocidade

Outro fator que limita a utilização do modelo proposto por ESCHMANN (1991) é a velocidade máxima atingida experimentalmente ($\dot{x}_{\max} = 0,3 \text{ m / s}$), tendo em vista que nas situações analisadas experimentalmente neste trabalho foram atingidas velocidades de até $3,0 \text{ m / s}$.

ESCHMANN (1994) realizou também a análise de diversos fatores que influenciam na força de atrito nos atuadores pneumáticos, tais como:

- forma do material de vedação;
- dureza do material de vedação;
- rugosidade superficial das paredes internas da camisa do atuador;
- velocidade de deslocamento do êmbolo do atuador;
- gradiente de pressões entre as câmaras do atuador;
- lubrificante adicionado ao ar.

Os resultados apresentados no referido trabalho não serão aqui relatados, tendo em vista que encontram-se muito bem sintetizados em SANTOS (1996).

KAGAWA & OHLIGSHLAGER (1990) apresentam um modelo matemático bastante simplificado (equação 2.53)², apresentando inclusive os valores numéricos dos coeficientes utilizados no mesmo. Entretanto, este modelo é válido para atuador de dupla ação de haste simples, o mesmo utilizado por ESCHMANN (1994). Como as dimensões do atuador utilizado na bancada experimental construída para este trabalho são diferentes das dimensões do atuador a que se refere o modelo matemático (equação 2.53), sua aplicação direta não é recomendada.

$$F_f = \frac{K_{ra}}{K_{rb} + \dot{x}} + K_{rc} + K_{rd}\dot{x} \quad (2.53)$$

² A equação 2.53 mantém a notação original utilizada por KAGAWA & OHLIGSHLAGER (1990).

Tabela 2.2 - Coeficientes para determinação da força de atrito

Coeficientes para determinação da força de atrito, válidos para atuador linear de dupla ação de haste simples $\varnothing_{\text{embolo}}=40 \text{ mm}$ $\varnothing_{\text{haste}}=18 \text{ mm}$ curso = 600 mm [fonte: KAGAWA & OHLIGSHALAGER, 1990]			
K_{ra} (Nm/s)	K_{rb} (m/s)	K_{rc} (N)	K_{rd} (Ns/m)
20	0,01	50	400

VIRVALO (1995) sintetiza de forma bastante didática os resultados experimentais relativos à força de atrito (figura 2.10), propondo a equação 2.54³ para sua representação.

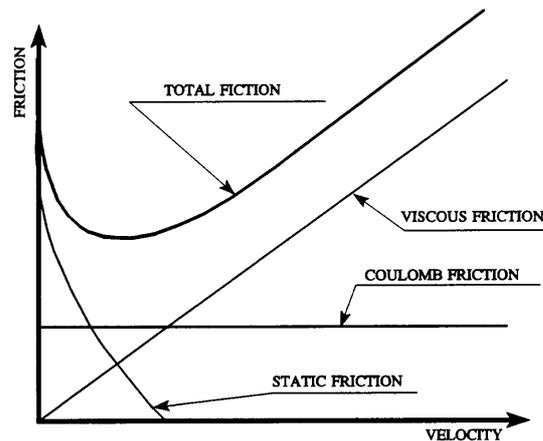


Figura 2.10 - Força de atrito em atuador pneumático e suas principais componentes elementares

[fonte: figura A.2 - **Basic friction model** (VIRVALO, 1995)]

- obs: total friction - força de atrito total
 viscous friction - força de atrito viscoso
 Coulomb friction - força de atrito de Coulomb
 static friction - força de atrito estático
 basic friction model - modelo elementar da força de atrito

³ A equação 2.54 mantém a notação original utilizada por VIRVALO (1995).

$$F_f = F_{co} + (F_{st} - F_{co})e^{\frac{-\text{abs}(v)}{v_{ref}}} + F_{vf}\text{abs}(v) \quad (2.54)$$

No referido trabalho, os termos da equação 2.54 (F_{co} , F_{st} , F_{vf}) são desmembrados em outros conjuntos de equações, onde é representada a influência de variáveis como pressão nas câmaras do atuador e velocidade do êmbolo do atuador. Nestes conjuntos de equações são aplicados coeficientes a serem multiplicados por estas variáveis, tais como:

- $w1_{cp}$ e $w2_{cp}$ - **pressure dependent weight factors (Co.fr.)**
- $w1_{sp}$ e $w2_{sp}$ - **pressure dependent weight factors (st.fr.)**
- F_{co0} - **basic Coulomb friction force**
- F_{sf0} - **basic static friction force**

obs: pressure dependent weight factors - fator que determina a influência da pressão sobre as força de atrito de Coulomb e estático
 basic Coulomb friction force - força de atrito de Coulomb elementar
 basic static friction force - força de atrito estático elementar

A falta de subsídios para a quantificação destes coeficientes consistiu na principal limitação à aplicação direta deste modelo.

Através da comparação da figura 2.10, a qual representa a curva de **Stribeck**, bastante conhecida na área da tribologia, com as figuras 2.8 e 2.9, é possível distinguir a influência das componentes da força de atrito em atuadores com haste e nos atuadores sem haste com transmissão de movimento por fita. Nestes últimos, em função das características construtivas, a força de atrito estática é bastante reduzida, não havendo o ponto de inflexão típico apresentado nas figuras 2.8 e 2.10. Desta forma a resultante apresenta um comportamento mais linear.

Como pode ser percebido pelo exposto nos parágrafos anteriores, apesar de serem conhecidos diversos modelos matemáticos para a representação da força de atrito em atuadores pneumáticos, estes não são diretamente aplicáveis ao tipo de atuador utilizado na bancada experimental deste trabalho de mestrado. Optou-se, desta forma, pela adoção do modelo utilizado por SANTOS (1996), realizando algumas adaptações para o fechamento da malha de controle.

Em SANTOS (1996), o modelo matemático para representação da força de atrito no atuador é baseado nas curvas experimentais apresentadas por ESCHMANN (1991) (figura 2.9). Como pode ser observado, ESCHMANN (1991) fornece o comportamento da força de atrito no atuador em função da velocidade do êmbolo para três gradientes de pressão entre as câmaras. O trabalho realizado por SANTOS (1996) consistiu na representação matemática destas curvas e, como as curvas apresentadas por ESCHMANN (1991) descrevem o comportamento da força de atrito para velocidades de até 0,3 m/s, SANTOS (1996) realizou adicionalmente a extrapolação destas curvas utilizando para tanto, pontos determinados experimentalmente segundo procedimento citado em seu trabalho. Esta extrapolação possibilitou a representação matemática da força de atrito em função de velocidades de até 3,0 m/s. As equações 2.55 a 2.60 representam o modelo matemático proposto por Santos (1996).

para: $0 \leq (P_A - P_B) \leq 2 \text{ (} 10^5 \text{N / m}^2 \text{)}$

para: $0 \leq \dot{x} \leq 0,6 \text{ (m / s)}$

$$F_{\text{atrito}} = 91,6\dot{x} + 30 \quad (2.55)$$

para: $0,6 < \dot{x} \leq 3 \text{ (m / s)}$

$$F_{\text{atrito}} = 2,08\dot{x} + 83,75 \quad (2.56)$$

para: $2 < (P_A - P_B) \leq 2,5$ ($10^5 \text{N} / \text{m}^2$)

para: $0 \leq \dot{x} \leq 0,4$ (m / s)

$$F_{\text{atrito}} = 175\dot{x} + 40 \quad (2.57)$$

para: $0,4 < \dot{x} \leq 3$ (m / s)

$$F_{\text{atrito}} = 3,85\dot{x} + 108,5 \quad (2.58)$$

para: $2,5 < (P_A - P_B) \leq 3$ ($10^5 \text{N} / \text{m}^2$)

para: $0 \leq \dot{x} \leq 0,4$ (m / s)

$$F_{\text{atrito}} = 200\dot{x} + 70 \quad (2.59)$$

para: $0,4 < \dot{x} \leq 3$ (m / s)

$$F_{\text{atrito}} = 9,6\dot{x} + 146,15 \quad (2.60)$$

Este modelo apresenta, entretanto, as seguintes limitações:

- descrição descontínua do comportamento da força de atrito em função do gradiente de pressões entre as câmaras do atuador, resultando em variações bruscas e significativas da intensidade da força de atrito durante a simulação matemática do modelo completo;
- mudança brusca no comportamento da força de atrito em função da velocidade do êmbolo quando é atingida uma velocidade de transição média de 0,5 m/s;
- para a representação do comportamento da força de atrito, na faixa de velocidades de 0,3 m/s a 3,0 m/s, os dados experimentais foram coletados através de procedimento distinto daquele utilizado por ESCHMANN (1991).

Seguindo a organização deste trabalho, as adaptações realizadas no modelo utilizado por SANTOS (1996) serão apresentadas a seguir, no capítulo 3.

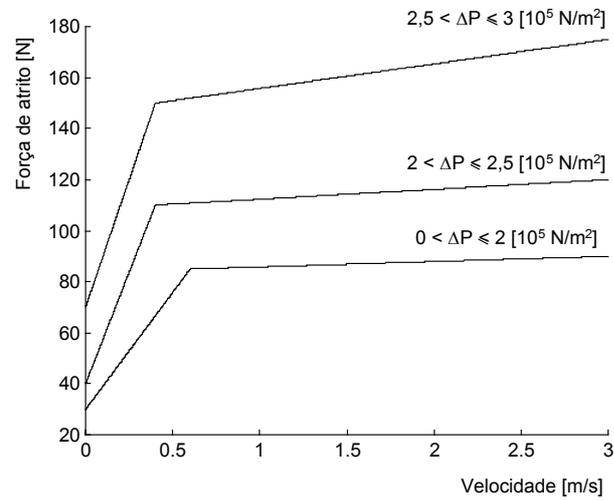


Figura 2.11 - Comportamento da força de atrito segundo modelo proposto por SANTOS (1996).

3. O MODELO NÃO-LINEAR DO POSICIONADOR PNEUMÁTICO

No capítulo 2 deste trabalho foi apresentada a formulação matemática dos fenômenos físicos fundamentais que ocorrem nos componentes de um sistema de posicionamento pneumático.

Neste capítulo serão abordados os seguintes pontos para inclusão no modelo matemático não linear do posicionador pneumático:

- correlação da área máxima do orifício de controle com os parâmetros definidos pela ISO 6358 (ISO, 1989), descritivos da capacidade de vazão do componente pneumático;
- correlação entre os parâmetros descritivos da capacidade de vazão definidos pela VDI 3290 e ISO 6358 (ISO, 1989);
- consideração da abertura parcial da servoválvula através de dados obtidos experimentalmente;
- inclusão dos efeitos dos vazamentos internos à servoválvula através de dados obtidos experimentalmente;
- adaptação do modelo matemático descritivo da força de atrito no atuador pneumático proposto por SANTOS (1996) para permitir o fechamento da malha de controle;
- representação de limitadores mecânicos ao deslocamento do êmbolo do atuador.

3.1 Vazão mássica através da servoválvula

Antes de iniciar o equacionamento da vazão mássica através da servoválvula torna-se conveniente realizar uma breve identificação das características construtivas e de escoamento interno à mesma, a qual é representada esquematicamente através da figura 3.1.

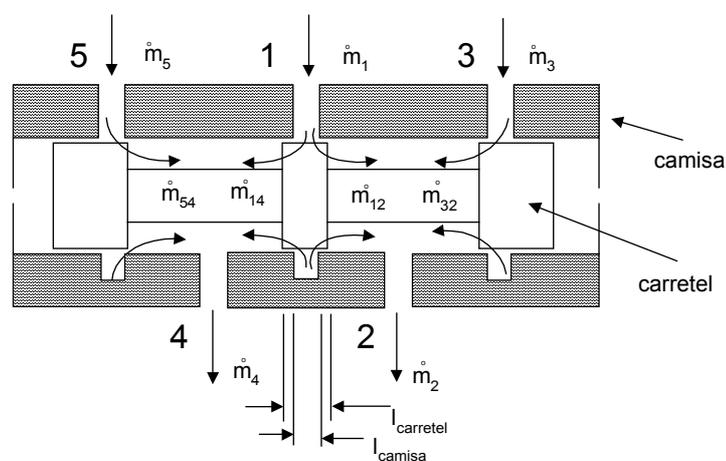


Figura 3.1 - Representação esquemática das características construtivas e de escoamento interno da servoválvula utilizada

A servoválvula utilizada possui cinco pórticos para conexão com os demais componentes do sistema de posicionamento. Destes, um é o pórtico de suprimento (pórtico 1) através do qual é realizada a alimentação de ar comprimido à servoválvula, dois são os pórticos de trabalho (pórticos 2 e 4) os quais são conectados às câmaras do atuador pneumático e dois são os pórticos de escape (pórticos 3 e 5) através dos quais o ar de retorno das câmaras do atuador bem como dos vazamentos internos é liberado à atmosfera.

Conforme pode ser observado através da figura 3.1, os seguintes parâmetros da servoválvula determinam seção geométrica

de escoamento interno à servoválvula entre os diferentes pórticos:

- posição do carretel de comando;
- largura do ressalto do carretel;
- largura do entalhe na camisa;
- folga diametral entre o carretel e a camisa.

No capítulo 2 e nas próximas seções deste capítulo é empregado o termo "orifício de controle da servoválvula". Verifica-se que o escoamento entre os diferentes pórticos da servoválvula é realizada através de uma seção anular compreendida entre o carretel e a camisa. Do ponto de vista da Mecânica dos Fluidos o fenômeno do escoamento é praticamente igual ao que ocorre em um orifício bidimensional, o que justifica a adoção deste termo.

De acordo com o parágrafo acima, a servoválvula apresenta cinco orifícios de controle:

- A_{12} - seção anular de escoamento entre o pórtico de suprimento e o pórtico de trabalho 2;
- A_{14} - seção anular de escoamento entre o pórtico de suprimento e o pórtico de trabalho 4;
- A_{32} - seção anular de escoamento entre o pórtico de escape 3 e o pórtico de trabalho 2;
- A_{54} - seção anular de escoamento entre o pórtico de escape 5 e o pórtico de trabalho 4.

3.1.1 Correlação entre a área do orifício de controle e dados de catálogo da servoválvula pneumática

No capítulo 2 foi apresentado o desenvolvimento da equação para determinação da vazão mássica do escoamento de fluido compressível através do orifício de controle da servoválvula (equações 3.1 a 3.5).

$$\dot{m} = A_{\text{orif}} P_e \sqrt{\frac{2}{RT_e}} \Psi_{\text{max}} w(a) \quad (3.1)$$

onde:

$$a = \left(\frac{P_s}{P_e} \right) \quad (3.2)$$

$$b = \left(\frac{P_s}{P_e} \right)_{\text{critico real}} \quad (3.3)$$

Para $a > b$:

$$w(a) = \sqrt{1 - \frac{(a - b)^2}{(1 - b)^2}} \quad (3.4)$$

Para $a \leq b$:

$$w(a) = 1 \quad (3.5)$$

Em situações práticas onde se deseja aplicar o equacionamento apresentado acima a informação sobre a área do orifício (A_{orif}) não é disponível. Faz-se necessário correlacionar esta variável com os dados obtidos do catálogo do respectivo componente pneumático.

Na ISO 6358 (ISO, 1989) são definidos dois coeficientes representativos da capacidade de vazão do componente pneumático (C e b). A título de ilustração, são apresentados a bancada de

testes utilizada para a determinação experimental destes coeficientes (figura 3.2) e a síntese do procedimento experimental para sua determinação.

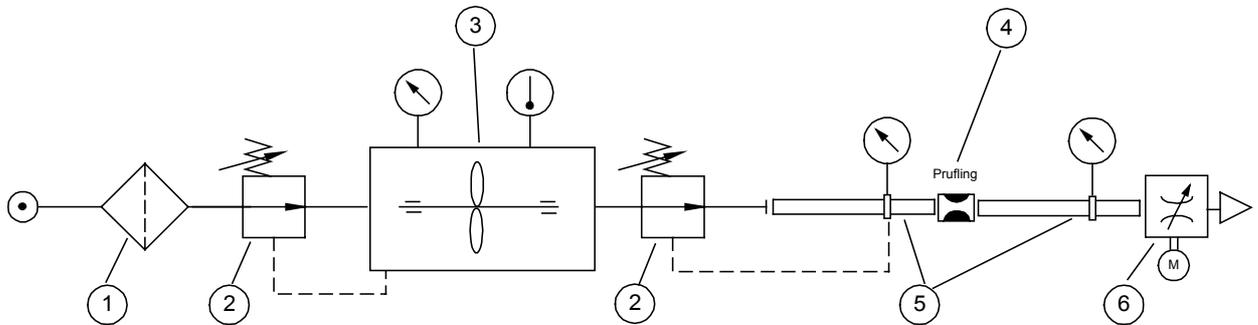


Figura 3.2 - Bancada de testes para determinação experimental segundo ISO 6358 (ISO, 1989) dos coeficientes C e b

[fonte: figura 4.4 - **Prinzipskizze des stationären Meßverfahrens** (ESCHMANN, 1994)]

obs: Prinzipskizze des stationären Meßverfahrens - Esquema essencial para o procedimento de medição em regime permanente

Descrição dos componentes da bancada de testes:

- 1 - filtro;
- 2 - válvulas redutoras de pressão;
- 3 - dispositivo para medição de vazão;
- 4 - componente em teste;
- 5 - dispositivos para medição de pressão;
- 6- válvula redutora de vazão.

O coeficiente C é determinado pela substituição na equação 3.6 dos dados obtidos segundo o procedimento experimental normalizado:

$$C = \frac{\dot{m}^*}{P_e \rho_0} \sqrt{\frac{T_e}{T_0}} \quad (3.6)$$

Na equação anterior, o termo \dot{m}^* representa a vazão mássica máxima que escoar através do componente pneumático. Ou seja, a vazão mássica quando a razão de pressões no orifício de controle é igual ou inferior à razão de pressões crítica ($a \leq b$), a qual é a condição de saturação do 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.

$$b = 1 - \frac{\left(\frac{P_s}{P_e}\right) - 1}{1 - \sqrt{1 - \left(\frac{\dot{m}}{C\rho_0 P_e} \sqrt{\frac{T_e}{T_0}}\right)^2}} \quad (3.7)$$

Em condições reais de escoamento, a razão de pressões não atinge o valor teórico fornecido pela equação 2.24 ($b_{\text{teórico}} = 0,528$). O valor deste coeficiente deve ser determinado através da equação 3.7, na qual são aplicados valores de parâmetros determinados experimentalmente. Na referida norma (ISO 6358, 1989), há a recomendação de que o valor deste coeficiente seja determinado pela média aritmética dos valores obtidos experimentalmente nas seguintes situações de escoamento através do componente:

$$\dot{m} = 0,8 \dot{m}^* \quad \dot{m} = 0,6 \dot{m}^* \quad \dot{m} = 0,4 \dot{m}^* \quad \dot{m} = 0,2 \dot{m}^*$$

A equação 3.8 é utilizada para 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. Nesta equação o fator $w(a)$ é determinado conforme a equação 3.4.

$$\dot{m} = C w(a) P_e \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_e}} \quad (3.8)$$

Para permitir a correlação da área de passagem máxima (A_{\max}) com o coeficiente C definido pela ISO 6358 (ISO, 1989) é necessário realizar o desdobramento da equação 3.1 conforme apresentado por ESCHMANN (1994), utilizando para tanto as transformações 3.9 a 3.12.

$$\sqrt{\frac{1}{RT_e}} = \frac{1}{RT_e} \sqrt{RT_e} \quad (3.9)$$

$$R = \frac{P_0}{\rho_0 T_0} \quad (3.10)$$

$$T_0 = \sqrt{T_0} \sqrt{T_0} \quad (3.11)$$

$$\frac{\sqrt{T_e}}{T_e} = \frac{1}{\sqrt{T_e}} \quad (3.12)$$

A equação 3.10 refere-se ao estado termodinâmico do ar nas condições ambientais normalizadas para realização dos experimentos, condições estas previstas na ISO 6358 (ISO, 1989) e transcritas a seguir:

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

$$P_0 = 1 \text{ bar}_{\text{abs}}$$

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

Desta forma a equação 3.1 pode ser reescrita como:

$$\dot{m} = A_{\text{orif}} P_e \frac{\rho_0}{P_0} \sqrt{2RT_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_e}} \Psi_{\max} w(a) \quad (3.13)$$

A equação 3.6 também pode ser reescrita como:

$$\dot{m}^* = C P_e \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_e}} \quad (3.14)$$

Observando que a equação 3.14 é válida para a condição de saturação do escoamento ($w(a) = 1$) e definida para a abertura máxima do componente pneumático ($A_{\text{orif}} = A_{\text{max}}$), as equações 3.13 e 3.14 podem ser igualadas resultando na equação 3.15, a qual expressa a área de passagem máxima do orifício de controle em função do coeficiente C definido pela ISO 6358 (ISO, 1989).

$$A_{\text{max}} = \frac{C P_0}{\Psi_{\text{max}} \sqrt{2RT_0}} \quad (3.15)$$

Na grande maioria dos catálogos fornecidos atualmente pelos fabricantes de componentes pneumáticos, mais especificamente no catálogo da servoválvula utilizada na bancada de testes deste trabalho de mestrado, a informação sobre a capacidade de vazão do componente pneumático é descrita pelo coeficiente definido pela VDI 3290. Este coeficiente é denominado vazão nominal normal da válvula, representada por Q_N , e dada em (Nl/min).

O procedimento e as condições de ensaio para determinação do coeficiente Q_N , descritos na VDI 3290, são resumidos a seguir.

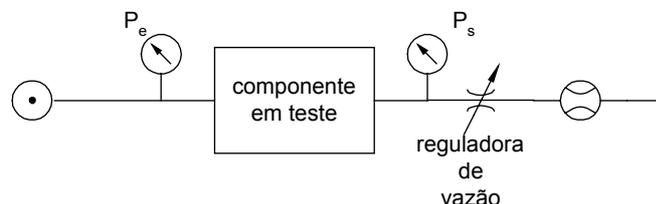


Figura 3.3 - Instalação experimental para determinação da vazão nominal segundo a norma VDI 3290

[fonte: FESTO CTP-01-1-06/89]

Através da instalação experimental apresentada na figura 3.3, é determinada a vazão volumétrica referente à pressão atmosférica. A vazão nominal normal é obtida quando a pressão à entrada do componente em teste é $P_{eN} = 7 \text{ bar}_{abs}$ e à saída existe uma contrapressão $P_{sN} = 6 \text{ bar}_{abs}$. A contrapressão é determinada pela ação da válvula reguladora de vazão montada à jusante do componente em teste. Para a realização deste ensaio as condições ambientais normalizadas são as mesmas previstas na ISO 6358 (ISO, 1989).

Para permitir a comparação do coeficiente C , definido pela ISO 6358 (ISO, 1989), com a vazão nominal normal do componente pneumático, definida pela VDI 3290, é conveniente realizar inicialmente a comparação da área de passagem máxima (A_{max}) com a vazão nominal normal (Q_N). Para tanto, a vazão volumétrica (Q_N), 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 desta vazão (ρ_0 relativo à pressão e temperatura atmosféricas do ensaio). Desta forma:

$$\dot{m}_N = Q_N \rho_0 \quad (3.16)$$

Substituindo nas equações 3.13, 3.2 e 3.4 os valores de pressão (P_{eN} e P_{sN}) e temperatura (T_0) em que foi realizada a determinação experimental de Q_N , é obtida a equação 3.17.

Deve-se salientar que na determinação do termo $w(a_N)$ o valor do coeficiente b aplicado à equação 3.4 não corresponde ao valor teórico obtido pela equação 2.24, sendo utilizado o valor a ser apresentado ao final desta seção.

$$\dot{m}_N = A_{max} P_{eN} \frac{\rho_0}{P_0} \sqrt{2RT_0} \Psi_{max} w(a_N) \quad (3.17)$$

A área máxima equivalente do orifício de controle é determinada igualando as equações 3.16 e 3.17.

$$A_{\max} = \frac{Q_N P_0}{P_{eN} \sqrt{2RT_0} \Psi_{\max} w(a_N)} \quad (3.18)$$

Igualando as equações 3.18 e 3.15, é possível determinar o coeficiente equivalente C, relativo à VDI 3290 (equação 3.19).

$$C_{\text{VDI 3290}} = \frac{Q_N}{P_{eN} w(a_N)} \quad (3.19)$$

Sendo assim, a vazão mássica pode ser determinada então pela equação 3.8 a qual é reapresentada a seguir com a numeração 3.20. Nesta equação o coeficiente C é o coeficiente definido pela ISO 6358 (ISO, 1989) ou o coeficiente equivalente relativo à VDI 3290, determinado através da equação 3.19.

$$\dot{m} = C w(a) P_e \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_e}} \quad (3.20)$$

Através da equação 3.19 propõe-se a comparação entre o coeficiente Q_N definido pela VDI 3290 e o coeficiente C definido pela ISO 6358 (ISO, 1989). Para a completa interligação entre estas duas formas normalizadas de representação da capacidade de vazão de componentes pneumáticos, torna-se necessária ainda, a análise do coeficiente b.

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 muito 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 equação 2.24

não é atingido, situando-se na faixa de 0,2 a 0,3. 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. Com base nas duas referências citadas, adotou-se neste trabalho $b = 0,3$.

Deve-se salientar mais uma vez que, a equação 3.8 ou 3.20 permite a determinação da vazão mássica através de componentes pneumáticos considerando que os mesmos encontram-se na condição de abertura máxima.

Apresenta-se na seção seguinte, o procedimento utilizado para consideração da abertura parcial da servoválvula na determinação da vazão mássica.

3.1.2 Abertura parcial da servoválvula pneumática

SANTOS (1996) considera o efeito da abertura parcial da servoválvula com base em dois parâmetros:

1. Abertura geométrica do orifício, considerada como diretamente proporcional à posição do carretel da servoválvula, bem como à tensão de referência, representada pela equação 3.21¹:

$$\frac{A_v}{A_{v_{\max}}} = \frac{y}{Y_{\max}} = \frac{U}{U_{\max}} \quad (3.21)$$

2. Conforme SCHOLZ (1990) e SANTOS (1996) a determinação da vazão mássica realizada através da equação 3.1 aplica-se a um escoamento ideal e sem perdas. Para escoamento sob as condições

¹ AS equações 3.21 e 3.22 mantêm a notação original utilizada por SANTOS (1996).

reais esta equação deve ser corrigida por um coeficiente α . "Este coeficiente α define perdas devido a contração e as irreversibilidades" (SANTOS, 1996). SANTOS (1996) representa a vazão mássica através da equação 3.22:

$$\dot{m}_1 = \alpha A v p_s \sqrt{\frac{2}{RT_1}} \Psi_{\max} w(a_1) \quad (3.22)$$

O coeficiente α é apresentado por SCHOLZ (1990) (figura 3.4) em função da área do orifício e para diferentes servoválvulas.

A análise desta figura permite concluir que o fator α é função da tensão de referência da servoválvula, a qual define a área de abertura do orifício, bem como da geometria interna da mesma.

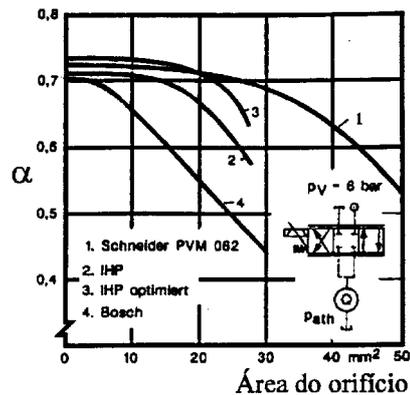


Figura 3.4 - Fator de correção α

[fonte: figura 5.22 - **Durchflußbeiwerte** - (SCHOLZ, 1990)]

O equacionamento da vazão mássica considerando o fator de correção α é muito interessante, pois permite a compreensão do fenômeno físico que ocorre no interior da servoválvula. Entretanto, sua adoção, sem que seja realizada uma análise mais criteriosa da variação da área de passagem no interior da servoválvula, associada à determinação experimental do

coeficiente α para a geometria da válvula em uso, constitui-se numa fonte de incertezas no modelo matemático.

Para a consideração da abertura parcial da servoválvula, propõe-se neste trabalho a aplicação de uma variável denominada "abertura relativa efetiva", a qual, por ser determinada experimentalmente, incorpora os dois parâmetros individuais utilizados por SCHOLZ (1990) e SANTOS (1996). Esta variável é representada nas equações deste trabalho como "Abertura".

O termo "abertura 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. O termo "efetiva" representa a inclusão dos fenômenos físicos de contração e irreversibilidade do escoamento, representados por SCHOLZ (1990) através do fator de correção α .

$$\text{Abertura} = \frac{A_{\text{geomet orif}}}{A_{\text{geomet max orif}}} \bigg|_{f(U, U_{\text{max}})} \cdot \alpha \quad (3.23)$$

A abertura relativa efetiva 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.

Aplicando o equacionamento proposto para o cálculo da vazão mássica através da servoválvula juntamente com as equações da continuidade no atuador, é realizada também, a determinação numérica da variação da pressão no interior da câmara.

Através da comparação dos dados relativos à variação da pressão no interior da câmara, dados estes obtidos

experimentalmente e através de simulação numérica, é possível a determinação exata do valor da abertura relativa efetiva.

O procedimento descrito acima consiste, portanto, na determinação experimental indireta da vazão mássica através da servoválvula, o qual é apresentado detalhadamente na seção 4.5.

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 equação 3.8 ou 3.20, resultando na equação 3.24.

$$\dot{m} = \text{Abertura} C_w(a) P_e \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_e}} \quad (3.24)$$

Esta equação não representa a equação final para a determinação da vazão mássica, devendo ser adequadamente representados os efeitos dos vazamentos da própria servoválvula.

A determinação experimental da abertura relativa efetiva da servoválvula 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.

3.1.2.1 Abertura relativa efetiva do pórtico 2

Na figura 3.5 são apresentados os pontos referentes à abertura relativa efetiva do pórtico 2 da servoválvula, os quais foram determinados experimentalmente segundo procedimento descrito detalhadamente na seção 4.5.

As equações 3.25 a 3.27, obtidas pelo método de aproximação polinomial disponível no **software MATLAB "POLY"**, correspondem à representação analítica da curva apresentada na referida figura.

Para $0 \leq U_r \leq 4,3$ (V)

$$\begin{aligned} \text{Abertura}_2 = & 2,8427 \cdot 10^{-3} U_r^5 - 2,4491 \cdot 10^{-2} U_r^4 \\ & + 5,4766 \cdot 10^{-2} U_r^3 - 3,0757 \cdot 10^{-2} U_r^2 \\ & - 3,9518 \cdot 10^{-2} U_r + 6,2547 \cdot 10^{-1} \end{aligned} \quad (3.25)$$

Para $4,3 < U_r \leq 5,1$ (V)

$$\text{Abertura}_2 = 9,9965 \cdot 10^{-2} U_r^2 - 9,4658 \cdot 10^{-1} U_r + 2,2636 \quad (3.26)$$

Para $5,1 < U_r \leq 10$ (V)

$$\begin{aligned} \text{Abertura}_2 = & -2,80215 \cdot 10^{-3} U_r^5 + 1,098945 \cdot 10^{-1} U_r^4 \\ & - 1,69945 U_r^3 + 12,9048 U_r^2 \\ & - 47,7738 U_r + 68,7839 \end{aligned} \quad (3.27)$$

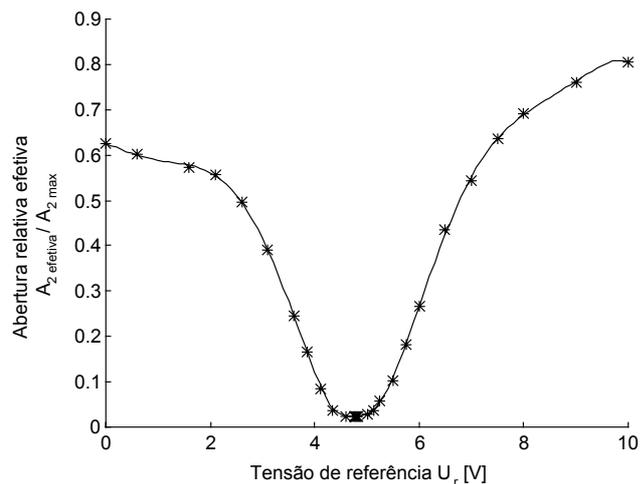


Figura 3.5 - Abertura relativa efetiva do pórtico 2 em função da tensão de referência aplicada à servoválvula

3.1.2.2 Abertura relativa efetiva do pórtico 4

De forma semelhante são apresentados na figura 3.6 os pontos referentes à abertura relativa efetiva do pórtico 4 da servoválvula. As equações 3.28 a 3.31 correspondem à representação analítica da curva apresentada nesta mesma figura.

Para $0 \leq U_r \leq 4,3$ (V)

$$\begin{aligned} \text{Abertura}_4 = & 8,1357 \cdot 10^{-3} U_r^4 - 6,5075 \cdot 10^{-2} U_r^3 \\ & + 1,1747 \cdot 10^{-1} U_r^2 - 1,1369 \cdot 10^{-1} U_r \\ & + 7,5955 \cdot 10^{-1} \end{aligned} \quad (3.28)$$

Para $4,3 < U_r \leq 5,1$ (V)

$$\text{Abertura}_4 = 1,0042 \cdot 10^{-1} U_r^2 - 9,4476 \cdot 10^{-1} U_r + 2,2541 \quad (3.29)$$

Para $5,1 < U_r \leq 8$ (V)

$$\begin{aligned} \text{Abertura}_4 = & 1,8649 \cdot 10^{-4} U_r^5 + 1,5534 \cdot 10^{-2} U_r^4 \\ & - 5,0860 \cdot 10^{-1} U_r^3 + 5,3629 U_r^2 \\ & - 23,754 U_r + 38,013 \end{aligned} \quad (3.30)$$

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

$$\text{Abertura}_4 = 2,0397 \cdot 10^{-2} U_r + 3,7572 \cdot 10^{-1} \quad (3.31)$$

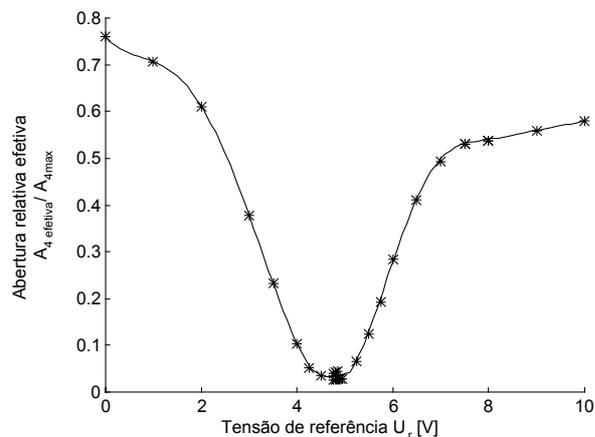


Figura 3.6 - Abertura relativa efetiva do pórtico 4 em função da tensão de referência aplicada à servoválvula

3.1.2.3 Considerações a respeito da abertura relativa efetiva

Em função dos resultados experimentais alcançados, é conveniente a apresentação de alguns aspectos relevantes a respeito da servoválvula utilizada neste trabalho:

Pela aplicação da equação 3.24, é possível a determinação numérica da vazão mássica através da servoválvula para uma condição de escoamento que reproduza as condições normalizadas na VDI 3290 ($P_{eN} = 7 \text{ bar}_{\text{abs}}$, $P_{sN} = 6 \text{ bar}_{\text{abs}}$). Esta vazão mássica pode ser ainda convertida em vazão volumétrica relativa às condições ambientais previstas na referida norma ($P_0 = 1 \text{ bar}_{\text{abs}}$, $T_0 = 293 \text{ K}$).

Aplicando este procedimento, determina-se indiretamente a vazão nominal normal da servoválvula em uso, chegando-se ao resultado de $Q_{N \text{ medido}} = 420 \text{ Nl/min}$, o qual é cerca de 65 % do valor apresentado em catálogo ($Q_{N \text{ catálogo}} = 700 \text{ Nl/min}$).

Outro ponto a ser apontado é a diferença existente entre os valores determinados experimentalmente para a abertura relativa efetiva quando a tensão de referência assume os valores extremos ($U_{r \text{ min}} = 0 \text{ V}$, $U_{r \text{ max}} = 10 \text{ V}$).

Como pode ser observado das figuras 3.5 e 3.6, o menor valor extremo da abertura relativa efetiva ($\text{Abertura} \cong 0,65$) é obtido quando o escoamento no interior da servoválvula se dá no sentido do pórtico de suprimento para o pórtico de trabalho:

$$\begin{aligned} U_r = 0 \text{ V} &\Rightarrow \text{Abertura}_2 \cong 0,65 \\ U_r = 10 \text{ V} &\Rightarrow \text{Abertura}_4 \cong 0,60 \end{aligned}$$

Quando o escoamento no interior da servoválvula ocorre no sentido do pórtico de trabalho para o respectivo pórtico de escape, a abertura relativa efetiva assume um valor superior ($\text{Abertura} \cong 0,8$).

Esta diferença entre os valores de abertura relativa efetiva, deve-se provavelmente à diferença da configuração geométrica interna à servoválvula relativa a cada sentido de escoamento descrito, causando diferentes perdas devido à contração e irreversibilidade do escoamento.

Aplicando o procedimento para determinação indireta da vazão nominal normal da servoválvula com o escoamento interno à servoválvula no sentido do pórtico de trabalho para o pórtico de escape (Abertura $\cong 0,8$), obtêm-se $Q_{N\text{ medido}} \cong 560 \text{ Nl / min}$, o que representa cerca de 80 % do valor de catálogo.

Na figura 3.7 são sobrepostos o comportamento real da abertura relativa efetiva referente aos pórticos de trabalho 2 e 4 da servoválvula e o comportamento idealizado desta variável, de onde é possível perceber as seguintes características da servoválvula:

- comportamento assimétrico da servoválvula, na qual o ponto médio de abertura relativa efetiva ocorre sob a tensão de referência de 4,89V sendo o valor médio desta última 5,0 V;
- saturação da abertura relativa efetiva quando a tensão de referência se aproxima dos valores extremos;
- a saturação da abertura relativa efetiva ocorre em valores distintos em função do sentido de escoamento interno à servoválvula:

$$\blacklozenge \frac{\text{Abertura}_{\text{real}}}{\text{Abertura}_{\text{ideal}}} \cong 0,65 \text{ quando o escoamento é no sentido do pórtico de suprimento para o pórtico de trabalho}$$

♦ $\frac{\text{Abertura}_{\text{real}}}{\text{Abertura}_{\text{ideal}}} \cong 0,85$ quando o escoamento é no sentido do pórtico de trabalho para o pórtico de escape

- zona morta, observada pela região em que para uma grande variação da tensão de referência, não há uma variação significativa da abertura relativa efetiva;
- existência de vazamentos internos à servoválvula, os quais são da ordem de 3% da vazão máxima.

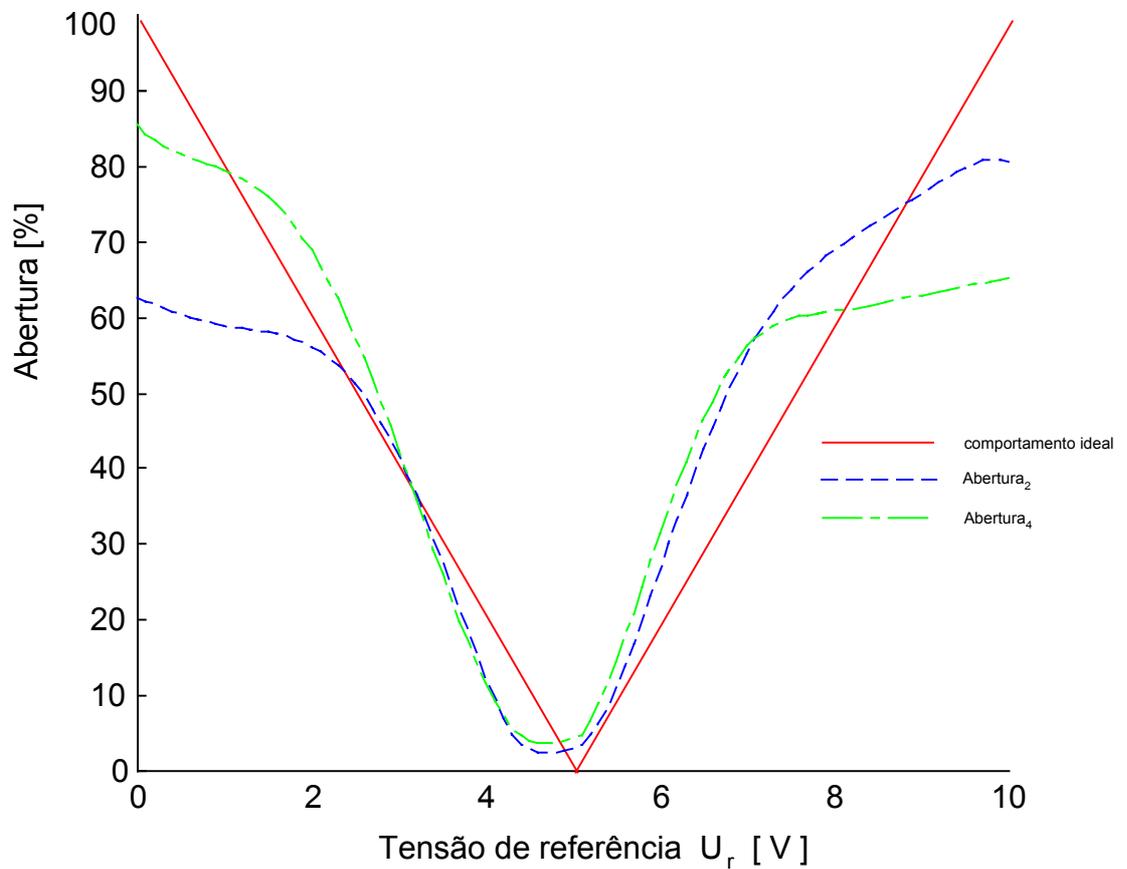


Figura 3.7 - Comportamento idealizado x comportamento real da abertura relativa efetiva da servoválvula

3.1.3 Efeito dos vazamentos, na região central de operação da servoválvula

3.1.3.1 Composição da vazão através dos pórticos de trabalho da servoválvula

Analisando mais detalhadamente a figura 3.1 verifica-se que cada um dos pórticos de trabalho da servoválvula (pórticos 2 e 4) está compreendido entre dois orifícios de controle dispostos em paralelo.

A vazão total através do pórtico 2 da servoválvula (\dot{m}_2) é portanto obtida pela soma de duas componentes:

1ª componente) \dot{m}_{12} - vazão mássica através do orifício que realiza a restrição ao escoamento do ar entre o pórtico de suprimento (pórtico 1) e o pórtico 2;

2ª componente) \dot{m}_{32} - vazão mássica através do orifício que realiza a restrição ao escoamento do ar entre o pórtico de escape (pórtico 3) e o pórtico 2.

A vazão total através deste pórtico pode ser representada pela seguinte equação:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{12} + \dot{m}_{32} \quad (3.32)$$

De forma similar, pode-se representar a vazão total através do pórtico 4 pela seguinte equação:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_{14} + \dot{m}_{54} \quad (3.33)$$

Para aplicação das equações 3.32 e 3.33 deve ser observado o sentido do escoamento entre os diferentes pórticos da servoválvula, adotando-se o sinal positivo para o sentido

definido na figura 3.1, e negativo para o sentido contrário. Será introduzida no modelo matemático (seção 3.1.5), a variável denominada "Sentido", a qual assume os valores (+1) ou (-1) em função do gradiente de pressões entre as câmaras do atuador.

SANTOS (1996), baseado no exposto por VIRVALO (1988) e MAKINEN (1994), desconsidera o fato de que a vazão através de cada pórtico de trabalho da servoválvula é devida à composição da vazão através de dois orifícios de controle, ou seja, considera que há um único orifício de controle atuando sobre esta vazão. Esta hipótese simplificativa foi estabelecida objetivando "uma forma mais simples e de fácil manipulação matemática" (SANTOS, 1996).

Em outros trabalhos consultados, como VIRVALO (1995) e LIN & TOMASSET (1993), a vazão através de cada pórtico de trabalho é modelada como sendo constituída pelas duas componentes mencionadas acima.

Segundo compreensão dos autores deste trabalho, este fato pode ser desprezado quando a servoválvula opera com o carretel de comando deslocado da posição central, a qual é a condição de operação típica nas aplicações em malha aberta. Entretanto, este fenômeno deve ser representado quando o carretel de comando está posicionado em torno da posição central, a qual é a condição de operação predominante nas aplicações de posicionamento em malha fechada quando o atuador está próximo da posição desejada.

A representação da vazão total através de cada pórtico de trabalho como o somatório das duas componentes é portanto necessária, tendo em vista que as pressões em regime permanente nos pórticos de trabalho são altamente influenciadas pelos vazamentos internos da servoválvula, influenciando conseqüentemente a precisão de posicionamento do êmbolo do atuador.

3.1.3.2 Influência dos vazamentos sobre a pressão em regime permanente nos pórticos de trabalho

A influência da posição do carretel sobre a pressão em regime permanente nos pórticos de trabalho, quando os mesmos estão bloqueados, denominada **pressure gain** em VIRVALO (1995), **pressure sensitivit** em MERRITT (1967) e **pressure/signal function** em FESTO (1994), recebe a denominação "relação pressão x tensão de referência da servoválvula".

Na figura 3.8 é apresentada a relação entre a pressão nos pórticos de trabalho da servoválvula em função da tensão de referência, a qual foi determinada experimentalmente conforme procedimento descrito na seção 4.4.

Na figura 3.9, é apresentado o resultado obtido através de simulação numérica do modelo matemático proposto neste trabalho. No modelo, a vazão através de cada pórtico de trabalho é determinada pela composição da vazão através dos dois orifícios de controle. Na figura 3.10, é apresentado o resultado que é obtido caso a vazão através de cada pórtico de trabalho seja modelada considerando apenas um orifício de controle, ou seja, desprezando os vazamentos internos da servoválvula.

Nas figuras 3.8 a 3.10 as curvas 1 a 3 representam:

curva 1 - Pressão absoluta no pórtico 2 da servoválvula

curva 2 - Pressão absoluta no pórtico 4 da servoválvula

curva 3 - Pressão manométrica de suprimento da servoválvula

Como pode ser observado na figura 3.8 (curva 2 $U_r = 3,5V$ e curva 1 $U_r = 6,0 V$) a pressão atmosférica nas condições do ensaio é $P_{atm} \cong 1.10^5 N / m^2$.

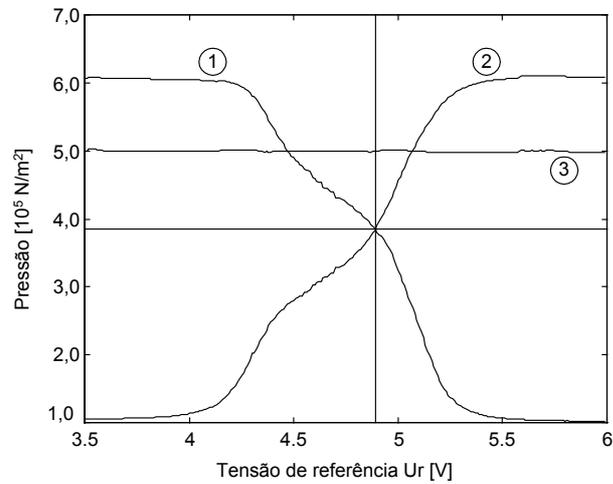


Figura 3.8 - Relação pressão nos pórticos de trabalho x tensão de referência da servoválvula

Na figura 3.8 verifica-se ainda o comportamento assimétrico da servoválvula, na qual a posição central do carretel é atingida quando a tensão de referência é $U_r = 4,89 \text{ V}$.

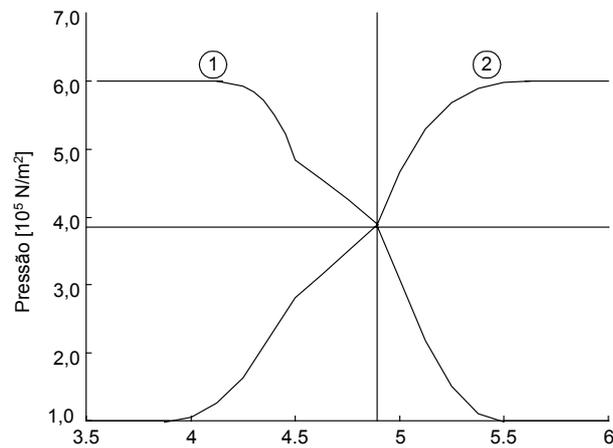


Figura 3.9 - Relação pressão nos pórticos de trabalho x tensão de referência da servoválvula, representado pelo modelo matemático proposto

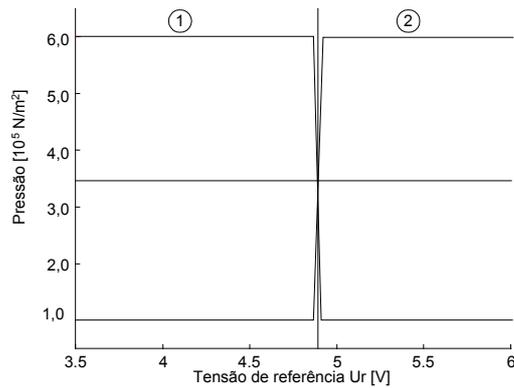


Figura 3.10 - Relação pressão nos pórticos de trabalho x tensão de referência da servoválvula, obtido por modelo matemático que considera a vazão através de cada orifício determinada por um único orifício de controle, sem vazamentos internos.

3.1.3.3 Interpretação física do fenômeno

Para permitir uma melhor compreensão da influência dos vazamentos internos à servoválvula sobre a pressão em regime permanente nos pórticos de trabalho será analisada a figura 3.11.

Analisando a figura 3.11-a verifica-se que, estando o carretel totalmente deslocado à esquerda, a abertura do orifício que realiza a restrição ao escoamento do ar entre o pósito 1 e o pósito 2 (A_{12}) é muito maior que a abertura do orifício entre o pósito 3 e o pósito 2 (A_{32}). Com o carretel nesta posição pode-se considerar que $A_{12} = A_{12 \text{ max}}$ e $A_{32} \cong 0$. Isto implica que, bloqueando o pósito 2, a pressão em regime permanente neste pósito tende a igualar-se à pressão no pósito 1 (figura 3.11-b).

À medida que o carretel é deslocado para a direita, A_{12} é gradativamente reduzida, enquanto que A_{32} permanece praticamente constante e nula (figura 3.11-c).

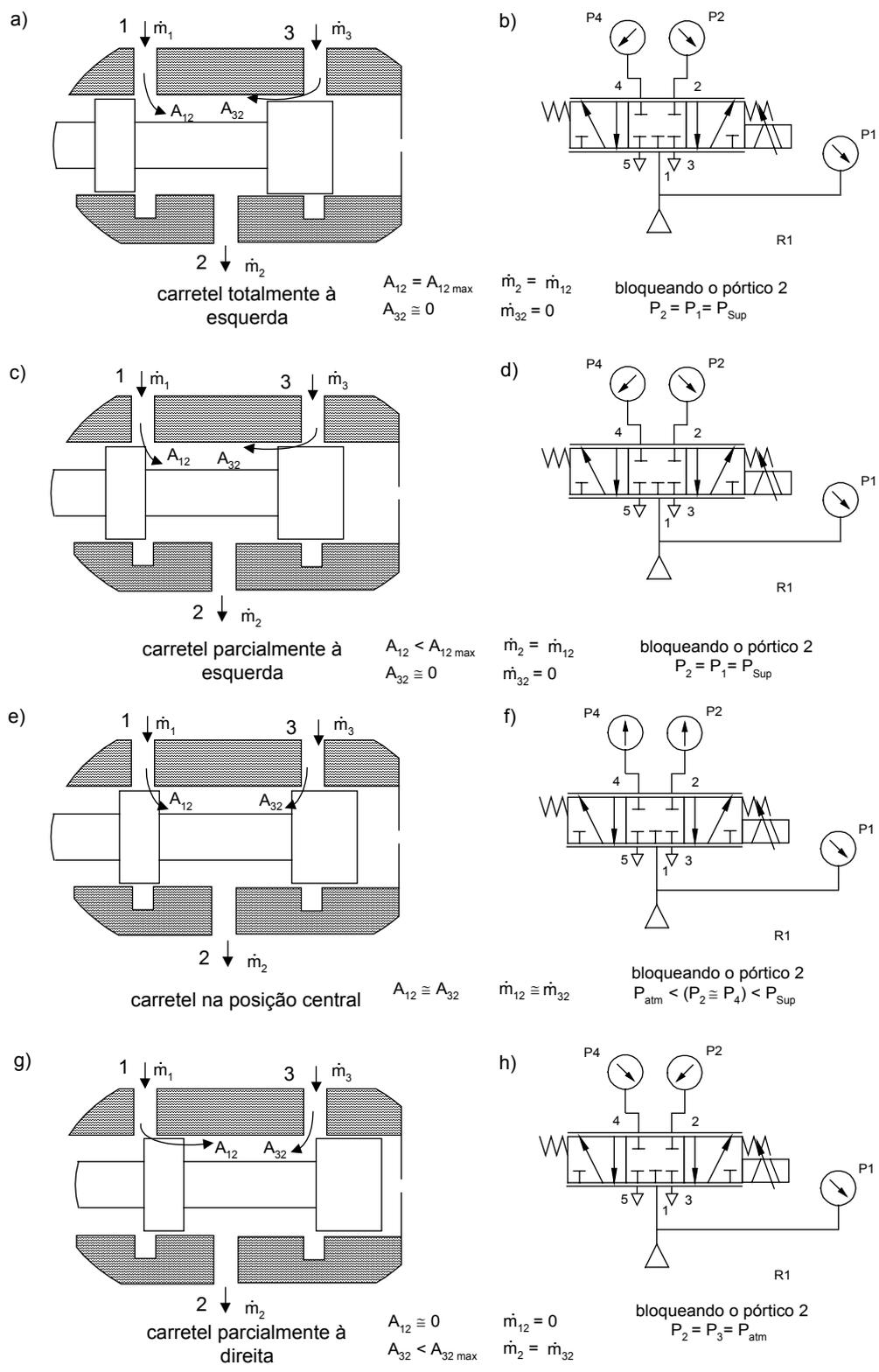


Figura 3.11 - Influência da posição do carretel na composição da vazão e na pressão em regime permanente

Pode-se considerar então, que a contribuição de \dot{m}_{32} na composição de \dot{m}_2 é desprezível, sendo \dot{m}_2 igual a \dot{m}_{12} . Esta afirmativa é válida para toda a faixa de posições do carretel onde, bloqueando o pórtico 2, a pressão em regime permanente neste pórtico é igual à pressão de suprimento (pressão no pórtico 1) (figura 3.11-d).

Prosseguindo o deslocamento do carretel para a direita, aproximando da posição central do seu curso, verifica-se pela curva que expressa a relação pressão x tensão de referência da servoválvula (figura 3.8), que a partir de uma determinada posição do carretel (posição x_1 , obtida para $U_r = 4,2\text{ V}$), a pressão em regime permanente no pórtico 2 reduz-se gradativamente.

A partir desta posição do carretel, a contribuição de \dot{m}_{32} na composição de \dot{m}_2 deixa de ser desprezível, sendo gradativamente aumentada com o deslocamento do carretel para a direita. Ao mesmo tempo a contribuição de \dot{m}_{12} na composição de \dot{m}_2 é gradativamente reduzida. Isto pode ser compreendido pela observação das aberturas A_{12} e A_{32} que passam a ter a mesma ordem de grandeza (figura 3.11-e).

Com o progressivo deslocamento do carretel para a direita a contribuição de \dot{m}_{32} na composição de \dot{m}_2 é cada vez mais significativa, ocorrendo o inverso com a contribuição de \dot{m}_{12} , até atingir a posição do carretel (posição x_2 , obtida para $U_r \cong 5,5\text{ V}$) em que, bloqueando o pórtico 2, a pressão em regime permanente neste pórtico é igual à pressão no pórtico de escape (pórtico 3) (figura 3.11-b). A partir desta posição do carretel, a contribuição de \dot{m}_{12} na composição de \dot{m}_2 torna-se desprezível, pois A_{32} torna-se muito maior que A_{12} , sendo \dot{m}_2 igual a \dot{m}_{32} (figura 3.11-g).

Análise similar do fenômeno pode ser realizada para o pórtico de trabalho 4.

A interpretação física deste fenômeno pode ser representada graficamente através das figuras 3.12 e 3.13.

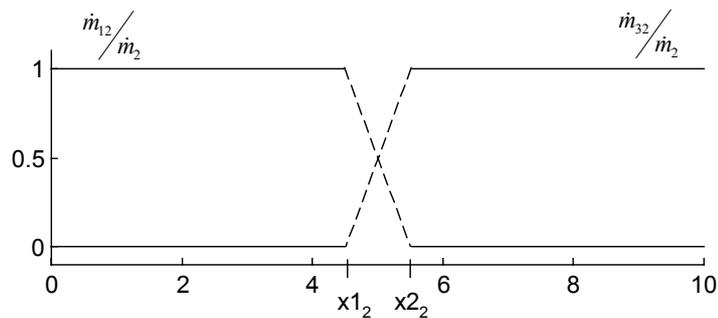


Figura 3.12 - Composição da vazão mássica \dot{m}_2 , em função da posição do carretel

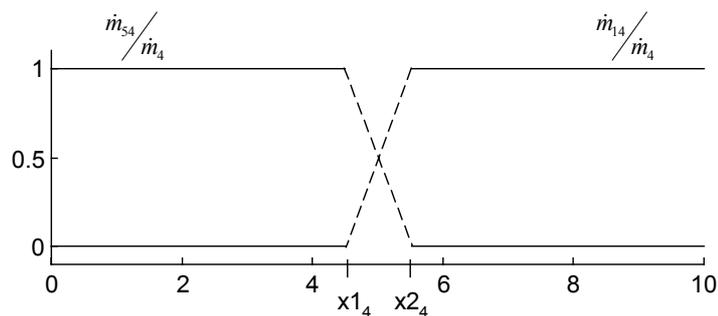


Figura 3.13 - Composição da vazão mássica \dot{m}_4 , em função da posição do carretel

Nas figuras 3.12 e 3.13, as razões $r_{12} = \dot{m}_{12}/\dot{m}_2$, $r_{32} = \dot{m}_{32}/\dot{m}_2$, $r_{14} = \dot{m}_{14}/\dot{m}_4$ e $r_{54} = \dot{m}_{54}/\dot{m}_4$, entre as posições x_1 e x_2 do carretel, foram representadas por uma linha tracejada, pois a forma de variação destas razões em relação à posição do carretel depende da geometria interna da servoválvula.

3.1.3.4 Representação no modelo matemático

Para representar o efeito dos vazamentos no modelo matemático, deve-se inicialmente determinar a curva experimental da relação pressão x tensão de referência da servoválvula. O procedimento para determinação experimental da relação pressão x tensão de referência é descrito na seção referente à validação do modelo matemático.

A partir desta curva, determinar os pontos x_1 e x_2 , ou seja, determinar as faixas de posições do carretel onde a vazão através dos pórticos de trabalho deve ser considerada como sendo determinada por um único orifício de controle, ou então pela composição de dois orifícios de controle. Os pontos x_1 e x_2 referentes ao pórtico 2, não serão necessariamente iguais aos pontos x_1 e x_2 referentes ao pórtico 4, tendo em vista as assimetrias existentes no componente real.

Determinados os pontos x_1 e x_2 para cada pórtico de trabalho, propor uma representação matemática que exprima a variação das razões (r_{12} , r_{32} , r_{14} e r_{54}) em função da posição do carretel, ou mais especificamente, em função da tensão de referência da servoválvula. Estas representações matemáticas deverão ser incluídas adequadamente na equação da vazão mássica.

A verificação da adequação das representações matemáticas das razões definidas anteriormente, foi realizada através da comparação dos resultados obtidos por simulação numérica com dados obtidos experimentalmente, chegando-se à conclusão de que a variação linear das mesmas é satisfatória (equações 3.34 a 3.53).

Observando-se a figura 3.8, verifica-se que a curva que exprime a relação pressão nos pórticos de trabalho x tensão de

referência apresenta trechos com diferentes inclinações. Para cada um destes trechos, foi necessário:

- identificar os pontos extremos do trecho;
- determinar o valor das razões que resultam em uma pressão em regime permanente no pórtico considerado, igual à pressão obtida na curva experimental da relação pressão x tensão de referência. Deve ser lembrado que $r_{12}+r_{32}=1$ e $r_{14}+r_{54}=1$ para cada posição do carretel;
- aproximar uma reta que represente a variação destas razões.

De acordo com este procedimento, chegou-se ao seguinte resultado:

Pórtico de trabalho 2:

Para $0 < U_r < 4,125$ (V)

$$r_{12} = 1 \quad (3.34)$$

$$r_{32} = 0 \quad (3.35)$$

Para $4,125 < U_r < 4,5$ (V)

$$r_{12} = 6,06 - 1,227 U_r \quad (3.36)$$

$$r_{32} = -5,06 + 1,227 U_r \quad (3.37)$$

Para $4,5 < U_r < 4,89$ (V)

$$r_{12} = 1,809 - 0,282 U_r \quad (3.38)$$

$$r_{32} = -0,809 + 0,282 U_r \quad (3.39)$$

Para $4,89 < U_r < 5,5$ (V)

$$r_{12} = 3,877 - 0,705 U_r \quad (3.40)$$

$$r_{32} = -2,877 + 0,705 U_r \quad (3.41)$$

Para $5,5 < U_r < 10$ (V)

$$r_{12} = 0 \quad (3.42)$$

$$r_{32} = 1 \quad (3.43)$$

Pórtico de trabalho 4:

Para $0 < U_r < 3,875$ (V)

$$r_{14} = 0 \quad (3.44)$$

$$r_{54} = 1 \quad (3.45)$$

Para $3,875 < U_r < 4,5$ (V)

$$r_{14} = -2,027 + 0,523 U_r \quad (3.46)$$

$$r_{54} = 3,027 - 0,523 U_r \quad (3.47)$$

Para $4,5 < U_r < 4,89$ (V)

$$r_{14} = -0,861 + 0,264 U_r \quad (3.48)$$

$$r_{54} = 1,861 - 0,264 U_r \quad (3.49)$$

Para $4,89 < U_r < 5,625$ (V)

$$r_{14} = -3,362 + 0,776 U_r \quad (3.50)$$

$$r_{54} = 4,362 - 0,776 U_r \quad (3.51)$$

Para $5,5 < U_r < 10$ (V)

$$r_{14} = 1 \quad (3.52)$$

$$r_{54} = 0 \quad (3.53)$$

Em VIRVALO (1995), o efeito dos vazamentos é considerado de forma diferente não havendo, entretanto, subsídios que informem como realizar o ajuste do modelo matemático proposto à curva da relação pressão x tensão de referência determinada experimentalmente.

3.1.3.5 Considerações adicionais relativas aos vazamentos na servoválvula

De forma a possibilitar uma melhor compreensão da influência dos vazamentos internos à servoválvula sobre o seu comportamento bem como sobre o comportamento do sistema de posicionamento constituído de servoválvula e atuador, serão realizados alguns comentários adicionais sobre as figuras anteriormente apresentadas, estimando algumas características do comportamento do sistema de posicionamento.

Conforme MERRITT (1967), existem três tipos de centro na construção das servoválvulas, determinados pela relação entre a largura do ressalto do carretel (l_{carretel}) e a largura do entalhe na camisa da válvula (l_{camisa}) (figura 3.1).

- centro crítico - $l_{\text{carretel}} = l_{\text{camisa}}$ (**zero lapped, critical center**)
- centro fechado - $l_{\text{carretel}} > l_{\text{camisa}}$ (**overlapped, closed center, positive overlap**), construção apresentada na figura 3.1
- centro aberto - $l_{\text{carretel}} < l_{\text{camisa}}$ (**underlapped, open center, negative overlap**)

Em termos práticos, ao invés de definir o tipo de centro em função da geometria da válvula, dado que o usuário do componente pneumático em geral não dispõe, é preferível defini-lo em função de duas curvas características do componente.

A primeira curva característica abordada é a que relaciona a vazão através da servoválvula com o deslocamento do carretel.

Em FESTO (1994) é apresentada curva similar, usualmente apresentada no catálogo do componente pneumático, denominada **flow rate/signal function**, a qual representa a vazão volumétrica normal, determinada conforme VDI 3290, em função da tensão de referência aplicada à servoválvula.

Neste trabalho, as curvas apresentadas nas figuras 3.5 e 3.6 apresentam a abertura relativa efetiva em função da tensão de referência aplicada à servoválvula, das quais também é possível extrair informação a respeito do tipo de centro da servoválvula em uso.

A título de ilustração é apresentado na figura 3.14, a relação vazão x tensão de referência da servoválvula em função dos três tipos de centro, e na figura 3.15 a **flow rate/signal function** disponível em catálogo da servoválvula utilizada.

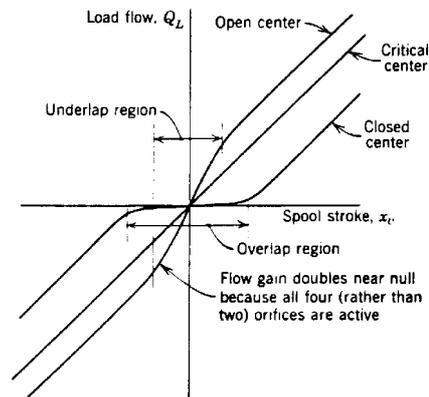


Figura 3.14 - Relação vazão x tensão de referência

[fonte: figura 5.2 - **Flow gain of different center types** - (MERRITT, 1967)]

obs: Flow gain of different center types - ganho de vazão de diferentes tipos de centro

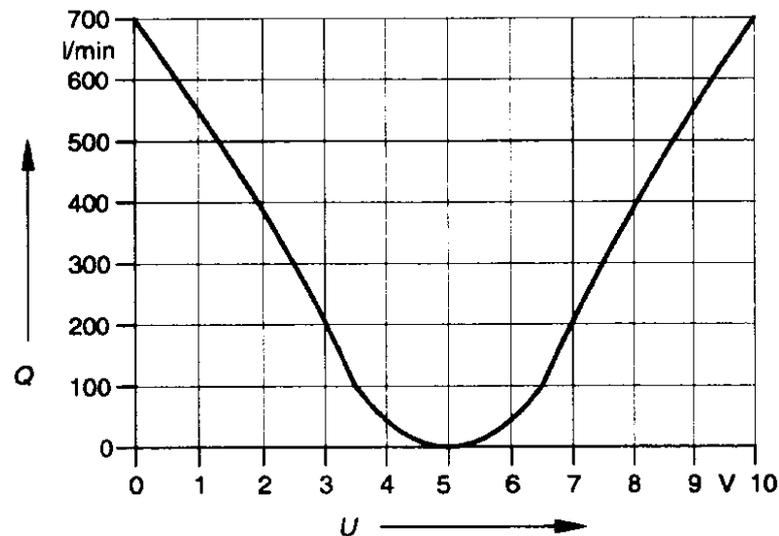


Figura 3.15 - **Flow rate/signal function** do componente em uso

[fonte - figura B5.13 - **Flow rate/signal function** (FESTO, 1994)]

obs: Flow rate/signal function - relação vazão x tensão de referência

A segunda curva característica a ser abordada é a que representa a relação entre a pressão nos pórticos de trabalho e a tensão de referência (figura 3.8) da qual também é possível extrair informação a respeito do tipo de centro.

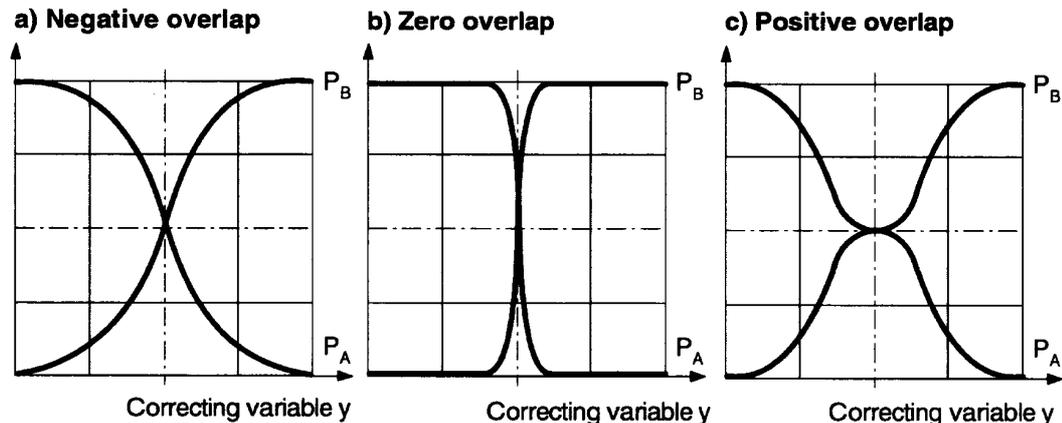


Figura 3.16 - **Pressure/signal function**, em função dos três tipos de centro

[fonte: figura B5.15 - **Pressure rate/signal function** - (FESTO, 1994)]

obs: Pressure rate/signal function - relação pressão x tensão de referência

A comparação da curva experimental da relação pressão x tensão de referência da servoválvula em estudo (figura 3.8) com os padrões apresentados em FESTO (1994) (figura 3.16), leva (erroneamente) a deduzir que se trata de uma servoválvula com centro aberto. Porém, através da análise das figuras 3.5, 3.6 e 3.17, conclui-se tratar-se de uma servoválvula com centro fechado, tendo em vista que, fazendo a tensão de referência variar a partir do ponto central ($U_r=4,89V$) é necessário uma grande variação para que ocorra variação significativa na abertura relativa efetiva. Verifica-se também a existência de um grande vazamento, de aproximadamente 3% da abertura relativa efetiva máxima, devido provavelmente à folga diametral existente entre o carretel e a camisa da válvula.

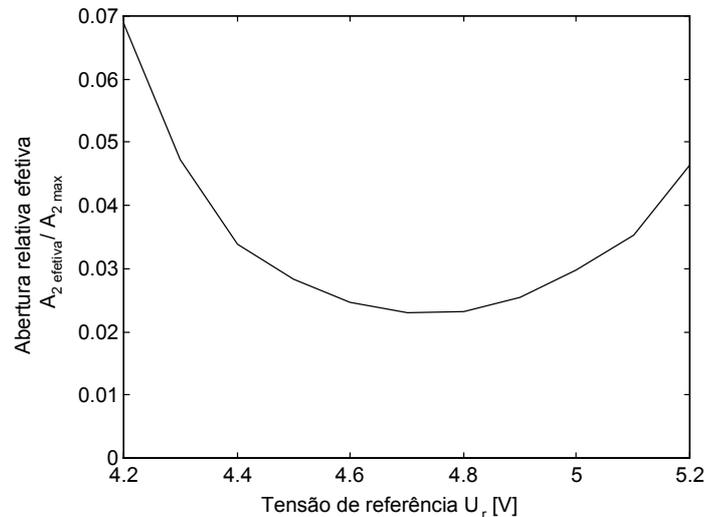


Figura 3.17 - Detalhe da curva característica da abertura relativa efetiva em função da tensão de referência

MERRITT (1967) realiza uma síntese das características da servoválvula e do sistema de posicionamento em função do tipo de centro da servoválvula, a qual transcrevemos nos parágrafos a seguir. Apesar do texto original referir-se a sistemas hidráulicos, os comentários são em parte aplicáveis a sistemas pneumáticos.

"A grande maioria dos componentes são construídos com centro crítico, em função da linearidade do ganho de vazão. Válvulas com centro fechado não são desejáveis em função da zona morta encontrada na curva de vazão. Zona morta resulta em erro de regime permanente, e em alguns casos, pode resultar em variações abruptas da posição do atuador quando da reversão da posição do carretel (**backlash**), fato que pode resultar em instabilidade do sistema. Válvulas de centro aberto são utilizadas em aplicações onde é requerido uma vazão contínua, objetivando manter a temperatura do fluido constante. Entretanto o grande consumo de potência para compensar os vazamentos, a redução no ganho de vazão fora da região central de operação do carretel, e a

redução do ganho de pressão restringem a aplicação das válvulas com centro aberto a aplicações especiais. O ganho do sistema aplicando válvulas de centro aberto deve ser ajustado com a válvula na posição central em função do aumento do ganho de vazão nesta região. Desta forma, em função da redução do ganho de vazão, o erro do sistema e a largura de banda são negativamente afetados quando a válvula está operando fora da região central." (MERRITT, 1967).

"O ganho de pressão da servoválvula é o responsável pela capacidade que o sistema servoválvula e atuador possui para superar grandes forças de atrito com erro reduzido." (MERRITT, 1967).

Através do exposto nos parágrafos anteriores, e baseado na conclusão de que a servoválvula em uso apresenta centro fechado, estima-se que o sistema de posicionamento irá apresentar elevado erro de regime permanente e instabilidade devido à reversões abruptas da posição do atuador, quando da reversão da servoválvula. Adicionalmente, em função dos grandes vazamentos apresentados, e da conseqüente redução na relação pressão x tensão de referência, são previsíveis erros de posicionamento devido à influência das forças de atrito no atuador.

3.1.4 Influência do fechamento da malha, sobre a equação da vazão mássica

De acordo com o exposto nas seções anteriores, a vazão mássica através do pórtico 2 é expressa por:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{12} + \dot{m}_{32} \quad (3.54)$$

Na equação acima, \dot{m}_{12} é a vazão mássica entre o pórtico 1 e o pórtico 2. Na condição predominante de operação da servoválvula, a pressão no pórtico 1 será maior que a pressão no pórtico 2,

condição tipicamente encontrada no caso de posicionamento em malha aberta. Entretanto, no caso de posicionamento em malha fechada, em função da inércia da carga manipulada, é possível que no instante da reversão instantânea da posição da servoválvula, ocorra a elevação da pressão na câmara do atuador conectada ao pórtico 2 a níveis superiores ao da pressão de suprimento.

De forma semelhante, \dot{m}_{32} é a vazão mássica entre o pórtico 3 e o pórtico 2. Na condição predominante de operação da servoválvula, a pressão no pórtico 2 será maior que a pressão no pórtico 3. Entretanto, para a situação prevista no parágrafo anterior, a pressão na câmara do atuador conectada ao pórtico 2 pode ser reduzida a valores inferiores à pressão atmosférica.

Desta forma, faz-se necessário a previsão destas situações no modelo matemático para representação do comportamento do sistema de posicionamento em malha fechada.

Análise semelhante pode ser realizada para a vazão através do pórtico 4.

3.1.5 Equação da vazão mássica

Nas seções 3.1.1 a 3.1.4, foi apresentado o equacionamento da vazão mássica, correlacionando a área máxima de abertura do orifício de controle da servoválvula com os dados obtidos em catálogo referentes à capacidade de vazão do componente pneumático (equação 3.8 e 3.20). Foi definida uma variável que representa a abertura parcial da servoválvula como uma função da tensão de referência, a qual incorpora a variação geométrica do orifício de controle e os efeitos de perdas por contração e irreversibilidade do escoamento (equações 3.25 a 3.31). Definimos também, um conjunto de variáveis que consideram o efeito dos vazamentos internos à servoválvula sobre a pressão em

regime permanente nos pórticos de trabalho da mesma (equações 3.34 a 3.53). Finalmente, foram analisadas as possibilidades de escoamento através da servoválvula, verificando a existência de duas condições de escoamento a serem consideradas no equacionamento da vazão mássica entre o pórtico de trabalho e os pórticos de suprimento e escape, totalizando oito condições de escoamento através da servoválvula.

Apresenta-se nesta seção, o equacionamento da vazão mássica através de cada pórtico de trabalho da servoválvula, considerando todos estes fenômenos individuais.

Identifica-se a seguir alguns termos comuns às equações a serem apresentadas nas seções 3.1.5.1 e 3.1.5.2.

C - coeficiente C definido pela ISO 6358 (ISO, 1989), ou coeficiente equivalente C relativo à VDI 3290, conforme dado pela equação 3.19;

$Abertura_2$, $Abertura_4$ - abertura relativa efetiva referente aos pórticos 2 e 4 da servoválvula, conforme definidos na seção 3.1.2;

r_{12} , r_{32} , r_{14} , r_{54} - conforme definidos na seção 3.1.3;

Sentido - define o sentido do escoamento no orifício de controle considerado, em função do gradiente de pressões através do mesmo;

$w(a)$ - conforme equações 3.2 a 3.4.

3.1.5.1 Equação da vazão mássica através do pórtico 2

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{12} + \dot{m}_{32} \quad (3.55)$$

3.1.5.1.1 Vazão mássica \dot{m}_{12}

$$\dot{m}_{12} = \text{Sentido } r_{12} \text{ Abertura}_2 C P_e \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_e}} w(a) \quad (3.56)$$

1ª condição de escoamento)

$P_1 \geq P_2$ - Pressão no pórtico 1 maior que a pressão no pórtico 2, o escoamento do ar é do pórtico 1 para o pórtico 2. Para este caso define-se:

$$\text{Sentido} = +1 \quad (3.57)$$

$$P_e = P_1 = P_{\text{sup}} \quad (3.58)$$

$$T_e = T_1 \quad (3.59)$$

$$a = \frac{P_2}{P_1} \quad (3.60)$$

2ª condição de escoamento)

$P_1 < P_2$ - Pressão no pórtico 1 menor que a pressão no pórtico 2, o escoamento do ar é do pórtico 2 para o pórtico 1. Para este caso define-se:

$$\text{Sentido} = -1 \quad (3.61)$$

$$P_e = P_2 \quad (3.62)$$

$$T_e = T_2 \quad (3.63)$$

$$a = \frac{P_1}{P_2} \quad (3.64)$$

3.1.5.1.2 Vazão mássica \dot{m}_{32}

$$\dot{m}_{32} = \text{Sentido} \cdot r_{32} \cdot \text{Abertura}_2 \cdot C_{P_e} \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_e}} \cdot w(a) \quad (3.65)$$

1ª condição de escoamento)

$P_2 \geq P_3$ - Pressão no pórtico 2 maior que a pressão no pórtico 3, o escoamento do ar é do pórtico 2 para o pórtico 3. Para este caso define-se:

$$\text{Sentido} = -1 \quad (3.66)$$

$$P_e = P_2 \quad (3.67)$$

$$T_e = T_2 \quad (3.68)$$

$$a = \sqrt{\frac{P_3}{P_2}} \quad (3.69)$$

2ª condição de escoamento)

$P_2 < P_3$ - Pressão no pórtico 2 menor que a pressão no pórtico 3, o escoamento do ar é do pórtico 3 para o pórtico 2. Para este caso define-se:

$$\text{Sentido} = +1 \quad (3.70)$$

$$P_e = P_3 = P_{\text{atm}} \quad (3.71)$$

$$T_e = T_3 \quad (3.72)$$

$$a = \sqrt{\frac{P_2}{P_3}} \quad (3.73)$$

3.1.5.2 Equação da vazão mássica através do pórtico 4

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_{14} + \dot{m}_{54} \quad (3.74)$$

3.1.5.2.1 Vazão mássica \dot{m}_{14}

$$\dot{m}_{14} = \text{Sentido} \cdot r_{14} \cdot \text{Abertura}_4 \cdot C_{P_e} \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_e}} \cdot w(a) \quad (3.75)$$

1ª condição de escoamento)

$P_1 \geq P_4$ - Pressão no pórtico 1 maior que a pressão no pórtico 4, o escoamento do ar é do pórtico 1 para o pórtico 4. Para este caso define-se:

$$\text{Sentido} = +1 \quad (3.76)$$

$$P_e = P_1 = P_{\text{sup}} \quad (3.77)$$

$$T_e = T_1 \quad (3.78)$$

$$a = \frac{P_4}{P_1} \quad (3.79)$$

2ª condição de escoamento)

$P_1 < P_4$ - Pressão no pórtico 1 menor que a pressão no pórtico 4, o escoamento do ar é do pórtico 4 para o pórtico 1. Para este caso define-se:

$$\text{Sentido} = -1 \quad (3.84)$$

$$P_e = P_4 \quad (3.85)$$

$$T_e = T_4 \quad (3.86)$$

$$a = \frac{P_1}{P_4} \quad (3.87)$$

3.1.5.2.2 Vazão mássica \dot{m}_{54}

$$\dot{m}_{54} = \text{Sentido } r_{54} \text{ Abertura}_4 C P_e \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_e}} w(a) \quad (3.90)$$

1ª condição de escoamento)

$P_4 \geq P_5$ - Pressão no pórtico 4 maior que a pressão no pórtico 5, o escoamento do ar é do pórtico 4 para o pórtico 5. Para este caso define-se:

$$\text{Sentido} = -1 \quad (3.91)$$

$$P_e = P_4 \quad (3.92)$$

$$T_e = T_4 \quad (3.93)$$

$$a = \frac{P_5}{P_4} \quad (3.94)$$

2ª condição de escoamento)

$P_4 < P_5$ - Pressão no pórtico 4 menor que a pressão no pórtico 5, o escoamento do ar é do pórtico 5 para o pórtico 4. Para este caso define-se:

$$\text{Sentido} = +1 \quad (3.95)$$

$$P_e = P_5 = P_{\text{atm}} \quad (3.96)$$

$$T_{\text{ent}} = T_5 \quad (3.97)$$

$$a = \frac{P_4}{P_5} \quad (3.98)$$

3.2 Representação matemática da força de atrito no atuador

Na seção 2.4 (Força de atrito no atuador) foi realizada uma discussão acerca dos modelos conhecidos para a representação matemática da força de atrito em atuadores pneumáticos, suas principais aplicações e limitações. Foi apresentada e justificada a escolha do modelo considerado mais conveniente para a utilização neste trabalho. É necessário entretanto, que este modelo sofra algumas adaptações para que possa ser aplicado no modelo do posicionador pneumático em malha fechada, as quais são o objetivo desta seção.

No modelo apresentado por SANTOS (1996) e transcrito para este trabalho através das equações 2.55 a 2.60, a força de atrito só é válida quando satisfaz o seguinte conjunto de condições:

$$\begin{aligned}\dot{x} &\geq 0 \\ (P_A - P_B) &\geq 0 \\ F_{\text{ext}} &\geq 0\end{aligned}$$

obs: o sentido positivo das variáveis acima é o indicado na figura 2.7

Para possibilitar a aplicação do modelo da força de atrito em aplicações de malha fechada, faz-se necessário introduzir elementos que definam o sinal da força de atrito em função do sentido de deslocamento do êmbolo do atuador, do gradiente de pressões entre suas câmaras e da força externa aplicada.

Outra adaptação a ser realizada no modelo apresentado por SANTOS (1996), refere-se à correção da amplitude da força de atrito quando o êmbolo do atuador encontra-se em repouso. Para

esta condição ($\dot{x} = 0$) a força de atrito apresenta no modelo original, um valor constante para cada uma das três faixas de gradientes de pressão entre as câmaras do atuador. Esta representação torna-se inadequada para a modelagem do sistema em malha fechada, tendo em vista que não considera a influência da força externa aplicada ao êmbolo do atuador e não considera adequadamente o gradiente de pressões entre as câmaras do atuador.

Na figura 2.7, foi apresentado o sistema de forças sobre o êmbolo do atuador pneumático, adequado para o modelo matemático proposto por SANTOS (1996).

Em função das adaptações realizadas na modelagem da força de atrito, torna-se conveniente a redefinição do sentido de atuação de algumas componentes do sistema de forças. Além disto, para a representação de limitadores mecânicos ao deslocamento do êmbolo do atuador, faz-se necessária a inclusão de duas novas componentes neste sistema (F_{fca} e F_{fcb}), as quais serão devidamente abordadas na seção 3.3. Na figura 3.18 é apresentado o sistema de forças adequado ao modelo matemático desenvolvido neste trabalho.

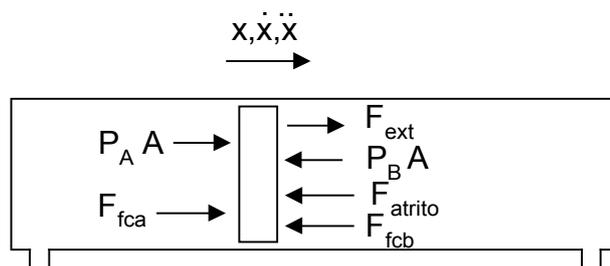


Figura 3.18 - Sistema de forças no atuador pneumático

A adaptação do modelo da força de atrito é realizada para duas situações distintas:

1ª situação) O êmbolo do atuador encontra-se imóvel.

De forma a simplificar o equacionamento, será definida inicialmente uma variável auxiliar (equação 3.93), a qual denominamos "força auxiliar".

$$F_{aux} = (P_A - P_B) \cdot A + F_{ext} \quad (3.93)$$

A correção do sinal da força de atrito é realizada através da variável "sinalP", a qual assume os seguintes valores:

$$\text{Para } F_{aux} \geq 0 \quad \text{sinalP} = +1 \quad (3.94)$$

$$\text{Para } F_{aux} < 0 \quad \text{sinalP} = -1 \quad (3.95)$$

Desta forma, enquanto o êmbolo do atuador estiver em repouso, a força de atrito será sempre contrária à tendência de movimento do mesmo.

Para esta situação (êmbolo do atuador imóvel), além da correção do sentido da força de atrito, também é necessária a correção na sua amplitude, a qual não pode ser superior à amplitude da força auxiliar (3.93).

2ª situação) O êmbolo do atuador encontra-se em movimento

A correção do sinal da força de atrito é realizada através da variável "sinalV", a qual assume os seguintes valores:

$$\text{Para } \dot{x} \geq 0 \quad \text{sinalV} = +1 \quad (3.96)$$

$$\text{Para } \dot{x} < 0 \quad \text{sinalV} = -1 \quad (3.97)$$

A representação matemática da força de atrito é realizada então pelo conjunto de equações 3.98 a 3.109.

Para: $0 \leq \text{abs}(P_A - P_B) \leq 2 \quad (10^5 \text{N} / \text{m}^2)$

para: $\text{abs}(\dot{x}) \leq 0,6 \quad (\text{m} / \text{s}) \quad \text{e} \quad \dot{x} \neq 0$

$$F_{\text{atrito}} = 91,6\dot{x} + 30 \text{ sinalV} \quad (3.98)$$

para: $0,6 < \text{abs}(\dot{x}) \leq 3 \quad (\text{m} / \text{s})$

$$F_{\text{atrito}} = 2,08\dot{x} + 83,75 \text{ sinalV} \quad (3.99)$$

para: $\dot{x} = 0$

para: $\text{abs}(F_{\text{aux}}) \leq 30 \quad (\text{N})$

$$F_{\text{atrito}} = F_{\text{aux}} \quad (3.100)$$

para: $\text{abs}(F_{\text{aux}}) > 30 \quad (\text{N})$

$$F_{\text{atrito}} = 30 \text{ sinalP} \quad (3.101)$$

Para: $2 < \text{abs}(P_A - P_B) \leq 2,5 \quad (10^5 \text{N} / \text{m}^2)$

para: $\text{abs}(\dot{x}) \leq 0,4 \quad (\text{m} / \text{s}) \quad \text{e} \quad \dot{x} \neq 0$

$$F_{\text{atrito}} = 175\dot{x} + 40 \text{ sinalV} \quad (3.102)$$

para: $0,4 < \text{abs}(\dot{x}) \leq 3 \quad (\text{m} / \text{s})$

$$F_{\text{atrito}} = 3,85\dot{x} + 108,5 \text{ sinalV} \quad (3.103)$$

para: $\dot{x} = 0$

para: $\text{abs}(F_{\text{aux}}) \leq 40 \quad (\text{N})$

$$F_{\text{atrito}} = F_{\text{aux}} \quad (3.104)$$

para: $\text{abs}(F_{\text{aux}}) > 40 \quad (\text{N})$

$$F_{\text{atrito}} = 40 \text{ sinalP} \quad (3.105)$$

Para: $2,5 < \text{abs}(P_A - P_B) \leq 3$ (10^5 N / m^2)

para: $\text{abs}(\dot{x}) \leq 0,4$ (m / s) e $\dot{x} \neq 0$

$$F_{\text{atrito}} = 200\dot{x} + 70 \text{ sinalV} \quad (3.106)$$

para: $0,4 < \text{abs}(\dot{x}) \leq 3$ (m / s)

$$F_{\text{atrito}} = 9,6\dot{x} + 146,15 \text{ sinalV} \quad (3.107)$$

para: $\dot{x} = 0$

para: $\text{abs}(F_{\text{aux}}) \leq 70$ (N)

$$F_{\text{atrito}} = F_{\text{aux}} \quad (3.108)$$

para: $\text{abs}(F_{\text{aux}}) > 70$ (N)

$$F_{\text{atrito}} = 70 \text{ sinalP} \quad (3.109)$$

A figura 3.19 apresenta o comportamento da força de atrito em função da velocidade de deslocamento do êmbolo do atuador, para diferentes gradientes de pressões entre as câmaras.

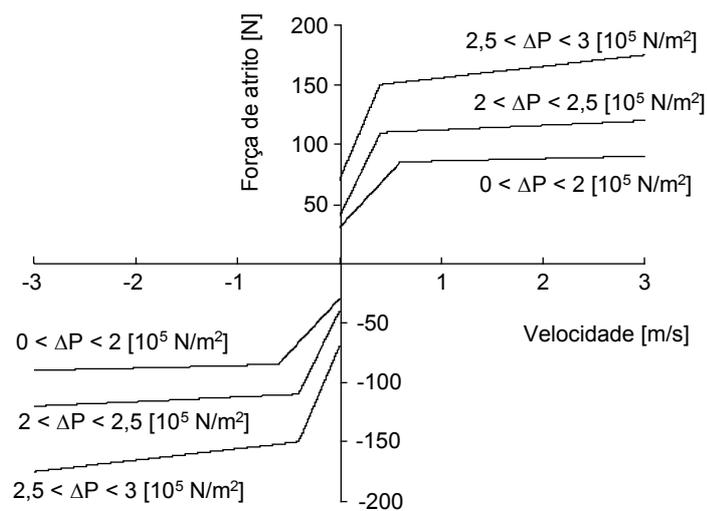


Figura 3.19 - Força de atrito em atuador pneumático

Deve-se ressaltar que, no modelo do servoposicionador linear pneumático proposto neste trabalho, com as devidas contribuições à representação da vazão mássica através da servoválvula, a representação matemática da força de atrito constitui-se na principal fonte de incertezas.

Isto é justificado em função de dois fatores. O primeiro refere-se às limitações do próprio modelo da força de atrito, já discutidas no final da seção 2.4. O segundo refere-se à significativa ordem de grandeza desta força em relação às demais componentes do sistema que atua sobre o êmbolo do atuador.

Este último fator é justificado em função de terem sido analisadas configurações com massa acoplada ao êmbolo do atuador de valor reduzido, portanto forças de inércia reduzidas, e sem força externa acoplada ao êmbolo do mesmo, desta forma a força de atrito no atuador é a componente do sistema de forças de maior intensidade. Estas configurações são tipicamente encontradas nos posicionadores tipo **pick and place**, os quais realizam o posicionamento de massas leves no eixo horizontal.

Além desta razão, existem também as limitações do próprio modelo da força de atrito, já discutidas no final da seção 2.4.

3.3 Inclusão de batente mecânico no fim do curso do atuador

Quando da utilização de um posicionador pneumático em malha fechada, é possível que durante a transição de uma posição de referência para outra, o êmbolo do atuador atinja as posições extremas do curso, devido por exemplo a oscilações na resposta do sistema.

Deve ser prevista a inclusão de elementos no modelo matemático que realizem adequadamente a restrição ao movimento do êmbolo do atuador. Isto é realizado através da introdução de duas componentes no sistema de forças que atua sobre o êmbolo do atuador, representadas na figura 3.18 por F_{fca} e F_{fcb} . Estas forças podem ser compreendidas como devidas à ação de batentes mecânicos instalados ao longo do curso do atuador.

A inclusão do batente mecânico, na forma como foi modelado, implica em alterações na determinação da aceleração do êmbolo do atuador, sendo necessária a adaptação da equação 2.49 (2ª lei de Newton aplicada no êmbolo do atuador). A determinação da velocidade e posição do êmbolo, inicialmente realizada através da integração da aceleração e velocidade, respectivamente, também deve ser adaptada. Estas adaptações são abordadas nas seções 3.3.1 a 3.3.3, a seguir.

3.3.1 Influência na determinação da aceleração do atuador

A aplicação da 2ª Lei de Newton (equação 2.48) no sistema de forças representado na figura 3.18, resulta na seguinte expressão para determinação da aceleração do êmbolo do atuador (equação 3.110).

$$\ddot{x} = \frac{P_A A - P_B A + F_{\text{ext}} + F_{\text{atrito}} + F_{\text{fca}} - F_{\text{fcb}}}{M} \quad (3.110)$$

Na equação 3.110, as forças devidas aos batentes mecânicos (F_{fca} e F_{fcb}) são determinadas conforme o conjunto de equações 3.111 a 3.116.

$$\text{Para } x \leq x_{\min} \quad \text{e} \quad (P_B - P_A)A - F_{\text{ext}} + F_{\text{atrito}} > 0$$

$$F_{\text{fca}} = (P_B - P_A)A - F_{\text{ext}} + F_{\text{atrito}} \quad (3.111)$$

$$F_{\text{fcb}} = 0 \quad (3.112)$$

$$\text{Para } x \geq x_{\max} \quad \text{e} \quad (P_A - P_B)A + F_{\text{ext}} - F_{\text{atrito}} > 0$$

$$F_{\text{fcb}} = (P_A - P_B)A + F_{\text{ext}} - F_{\text{atrito}} \quad (3.113)$$

$$F_{\text{fca}} = 0 \quad (3.114)$$

Para as demais situações

$$F_{\text{fca}} = 0 \quad (3.115)$$

$$F_{\text{fcb}} = 0 \quad (3.116)$$

A introdução destas componentes no sistema de forças tem por função zerar a aceleração do êmbolo do atuador quando forem atingidos os batentes mecânicos, os quais não precisam ser obrigatoriamente modelados nas posições extremas do curso do atuador.

Deve-se salientar que, no instante em que o êmbolo do atuador atinge o batente mecânico e considerando esta uma situação de choque inelástico, a velocidade do atuador é reduzida para zero instantaneamente, o que implica em um valor infinito para a aceleração. Decorrida uma pequena fração de tempo, o valor da aceleração é reduzido instantaneamente para zero.

Pela representação adotada no modelo, no instante em que o êmbolo do atuador atinge o batente mecânico a aceleração é instantaneamente zerada, sem entretanto sofrer uma elevação preliminar.

Em situações práticas, em função da massa e rigidez dos corpos ocorrerá inicialmente uma elevação do valor da aceleração, sem entretanto atingir um valor infinito, tendendo instantaneamente para zero, ou seja, uma situação intermediária entre a condição teórica de choque inelástico e a situação representada pelo modelo.

A principal limitação da representação adotada, consiste em não descrever adequadamente a variação da aceleração no instante do impacto, o que não chega a comprometer entretanto sua validade, tendo em vista que este não é o propósito do modelo do posicionador.

No caso da aplicação deste modelo na validação de um controlador de estados, no qual seja utilizada a aceleração do êmbolo do atuador como um dos estados, deve ser criteriosamente observada a influência desta representação.

3.3.2 Influência na determinação da velocidade do atuador

A determinação da velocidade do êmbolo do atuador, é realizada através da integração da aceleração. A partir do instante em que o êmbolo atinge o batente mecânico, e durante todo o tempo em que este batente esteja restringindo o movimento do êmbolo, deseja-se que o valor da velocidade seja nulo. Pela aplicação das equações 3.110 a 3.116 verifica-se que durante a atuação dos batentes mecânicos a aceleração será zerada. Entretanto a integral de uma constante, nula no caso em questão, não é necessariamente zero, o que conduz a resultados errôneos.

Desta forma, para garantir o resultado desejado, utiliza-se um bloco disponível no **MATLAB/SIMULINK** denominado **Reset Integrator**, para a determinação da velocidade do êmbolo do atuador. Como variável de saída deste bloco temos o resultado da integração numérica da variável de entrada, desde que seja satisfeita uma condição lógica determinada pelo usuário. Caso esta condição lógica não seja satisfeita, é estabelecido um valor pré-determinado para variável de saída.

As equações 3.117 e 3.118 sintetizam o funcionamento deste bloco.

Para $\ddot{x} = 0$

para $x \leq x_{\min}$ ou $x \geq x_{\max}$

$$\dot{x} = 0 \quad (3.117)$$

Para as demais situações

$$\dot{x} = \int \ddot{x} dt \quad (3.118)$$

3.3.3 Influência na determinação da posição do atuador

De forma similar ao exposto no item anterior, a posição do êmbolo do atuador é determinada pela integração da sua velocidade. Porém, durante a ação do batente mecânico, deseja-se que o valor da posição permaneça constante. Utiliza-se para tanto, outro bloco disponível no **MATLAB/SIMULINK**, denominado **Limited Integrator**. Este bloco tem como variável de saída a integral da variável de entrada, estando limitada entretanto a um limite superior e um limite inferior. A seguir é sintetizado o funcionamento deste bloco.

Para $x \leq x_{\min}$

$$x = x_{\min} \quad (3.119)$$

Para $x \geq x_{\max}$

$$x = x_{\max} \quad (3.120)$$

Para as demais situações

$$x = \int \dot{x} dt \quad (3.121)$$

4. VALIDAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO NÃO LINEAR

Para a obtenção do equacionamento final do modelo matemático não linear do posicionador pneumático, foram realizadas diversas etapas intermediárias de análise e validação bem como a determinação experimental de alguns parâmetros comportamentais da servoválvula. Neste capítulo, pretende-se sintetizar o procedimento empregado para tanto, o qual consistiu nas seguintes etapas:

1. Análise qualitativa do modelo matemático proposto;
2. Determinação experimental da relação pressão x tensão de referência da servoválvula;
3. Determinação experimental da abertura relativa efetiva;
4. Análise quantitativa do modelo matemático em malha aberta;
5. Análise quantitativa do modelo matemático em malha fechada.

Para uma melhor compreensão da metodologia empregada neste trabalho é conveniente realizar, inicialmente, uma breve descrição da ferramenta de simulação utilizada, bem como da bancada experimental.

4.1 A ferramenta de simulação

Para a solução do conjunto de equações desenvolvidas nos capítulos 2 e 3, optou-se pela utilização do **software MATLAB** com o **tool box SIMULINK**.

Conforme descrito no manual do usuário do **MATLAB**, este é um **software** para solução numérica de problemas científicos e de engenharia que integra ferramentas de análise numérica, cálculo matricial, processamento de dados e geração de gráficos. Neste **software** a representação do problema é realizada segundo a notação matemática usual, sem a necessidade de elaboração de rotinas de programação.

Como foi mencionado, a elaboração de rotinas de programação não é uma exigência para a operação do **MATLAB**. Entretanto, para facilitar a realização de algumas tarefas repetitivas, tais como amostragem de dados e geração de gráficos, optou-se por este artifício. Ao longo deste capítulo são feitas referências a estas rotinas, as quais são transcritas no apêndice deste trabalho.

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. No **SIMULINK**, é disponível uma extensa biblioteca de blocos pré-definidos o que possibilita ao usuário a representação dos mais variados sistemas lineares e não-lineares. É oferecida ainda a liberdade da criação de novos blocos pelo usuário, o que torna mais simples a representação de não-linearidades mais complexas.

A criação de novos blocos é realizada através da utilização de um bloco específico, denominado **S-function**. Este bloco realiza a chamada a um arquivo gerado pelo usuário, no qual é realizada, segundo sintaxe e linguagem apropriada, a descrição matemática do fenômeno físico que o usuário deseja representar. O arquivo gerado pode ser de três tipos:

- gráfico - utilizando blocos pré definidos no **SIMULINK**;
- **M-file** - onde a representação matemática do sistema físico é realizada utilizando a notação própria do **MATLAB**;
- **MEX-file** - onde a representação matemática do sistema físico é realizada utilizando linguagem **C** ou **Fortran**.

Para a representação das principais variáveis do modelo $(\dot{m}_2, \dot{m}_4, \frac{dP_A}{dt}, \frac{dP_B}{dt}, F_{\text{atrito}}, \ddot{x}, \dot{x})$, optou-se pela construção de novos blocos segundo o procedimento descrito acima. Esta opção se justifica em virtude da facilidade de representação e realização de alterações, bem como da clareza obtida na documentação do modelo matemático utilizado. Dentre os três tipos de arquivos, optou-se pela criação de arquivos tipo **M-file**, tendo em vista que este tipo de arquivo torna-se o mais eficiente, pois utiliza a sintaxe e linguagem do próprio **MATLAB**, minimizando desta forma o tempo de simulação.

Nos apêndices A.1 a A.7 são transcritos os diversos arquivos do tipo **M-file**, gerados para a representação do modelo matemático não linear do posicionador pneumático. Nos apêndices A.8 e A.9 são representados em diagramas de blocos o sistema de posicionamento em malha aberta e em malha fechada.

4.2 A bancada experimental

A bancada experimental utilizada é composta de três categorias de componentes:

- os componentes pneumáticos - servoválvula direcional, válvula proporcional reguladora de pressão, atuador, reservatórios de ar e tubulações;
- os sistemas de medição - transdutores de deslocamento e transdutores de pressão, e respectivas unidades de tratamento de sinal;
- o sistema de aquisição de dados - interface microcomputador e sistema físico, composto de entradas e saídas analógicas, e **software's** para aquisição, processamento e geração de dados.

Nos apêndices F.1 e F.2 é realizada a descrição técnica dos componentes pneumáticos e dos sistemas de medição utilizados.

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

A grande vantagem na utilização deste sistema, é a total integração com o **MATLAB/SIMULINK**, liberando o usuário do desenvolvimento de rotinas para aquisição e processamento de dados.

A implementação de rotinas para a aquisição e geração de dados, bem como para a implementação do controlador, é realizada automaticamente através do **SIMULINK**.

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. Através da função **Real-Time** do **SIMULINK**, e baseado no diagrama de blocos construído, é gerada automaticamente a rotina para aquisição e geração de dados.

No sistema **dSPACE**, estão disponíveis 2 **software's**. O **COCKPIT**, no qual pode ser implementada a interface gráfica para controle da geração de dados e visualização das diversas variáveis do diagrama de blocos correspondente. O outro **software**, denominado **TRACE**, é utilizado para a aquisição de dados propriamente dita. Os dados assim adquiridos e armazenados em arquivo, podem ser facilmente recuperados e manipulados através do **MATLAB**.

4.3 Análise qualitativa do modelo matemático proposto

Conforme mencionado no início deste capítulo, paralelamente ao desenvolvimento do modelo matemático do posicionador pneumático, foram realizadas diversas etapas de simulação numérica, visando:

- analisar qualitativamente a coerência das equações matemáticas propostas;
- analisar qualitativamente a simetria do modelo matemático proposto;
- permitir a comparação dos resultados obtidos para os diferentes métodos (**Euler**, **Runge-Kutta 3**, **Runge-Kutta 5** ...) e parâmetros de integração numérica (**start time**, **stop time** ...) disponíveis no **SIMULINK**.

A análise qualitativa do modelo matemático proposto consistiu na solução numérica do conjunto total de equações, ou como em alguns casos, de apenas uma parcela deste conjunto, e posterior análise dos resultados obtidos.

Este processo de verificação do modelo matemático foi realizado de forma gradativa, tomando-se inicialmente um número mínimo de equações que possibilitou a representação de um sistema físico elementar (seções 4.3.1 e 4.3.2) até a representação do sistema de posicionamento em malha fechada através do modelo matemático completo (seção 4.3.3).

Este crescimento gradativo na complexidade do sistema físico representado matematicamente tornou possível atingir os objetivos propostos, descritos no início desta seção.

4.3.1 Avaliação das equações do escoamento e da continuidade, com volume da câmara constante

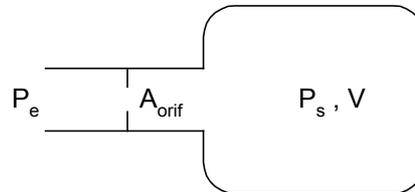


Figura 4.1 - Câmara de volume constante conectada a orifício de controle

Na figura 4.1 é representada esquematicamente uma câmara de volume fixo conectada a um orifício de controle.

Estando este orifício inicialmente bloqueado, é possível estabelecer um diferencial de pressões entre o interior e o exterior desta câmara.

Se este orifício for instantaneamente aberto, ocorrerá um escoamento de ar através do mesmo, o qual será função do diferencial de pressões através do orifício e de sua área de passagem.

Como consequência deste escoamento a pressão no interior da câmara irá se igualar à pressão externa.

Este sistema físico pode ser representado matematicamente pelo seguinte conjunto de equações.

$$\dot{m}_{12} = \text{Sentido } p_{12} \text{ Abertura}_2 C P_{\text{ent}} \sqrt{\frac{T_0}{T_{\text{ent}}}} w(a) \quad (4.1)$$

$$\dot{P}_A = \frac{\gamma}{(Ax + V_{A0})} (\dot{m}_A RT_A - P_A A \dot{x}) \quad (4.2)$$

As equações 4.1 e 4.2 são respectivamente as equações 3.56 e 2.47 apresentadas nos capítulos 2 e 3.

Na equação 4.2 o termo $(A\dot{x})$ representa a variação do volume da câmara, que para o caso em questão é considerada nula, e o termo $(Ax + V_{A0})$ representa o volume total da câmara.

Os termos destas equações (4.1 e 4.2) devem ser apropriadamente denominados para permitir a representação do sistema esquematizado na figura 4.1.

Através da solução deste conjunto de equações é possível determinar matematicamente a variação da pressão no interior da câmara, bem como a vazão através do orifício.

Esta etapa de validação consiste em analisar qualitativamente a variação da pressão no interior da câmara e a vazão mássica através do orifício, quando são simuladas condições de pressurização e despressurização da câmara.

Este procedimento é realizado também, aplicando as equações 3.65, 3.75, 3.90 e 2.47, observando-se sempre a coerência e simetria dos resultados obtidos.

Esta etapa de validação permitiu a verificação de uma parcela do conjunto de equações do modelo matemático do sistema de posicionamento pela eliminação da influência das seguintes variáveis:

- força de atrito no atuador;
- força externa aplicada ao atuador;
- força dos batentes mecânicos;
- aceleração da massa acoplada ao atuador;
- variação do volume do atuador.

Conforme pode ser observado através dos parâmetros de simulação apresentados na tabela 4.1, foram simuladas as oito condições de escoamento descritas na seção 3.1.4.

Tabela 4.1 - Parâmetros utilizados na simulação numérica e respectivas equações validadas

Parâmetro	P_s (10^5 N/m ²)	P_{atm} (10^5 N/m ²)	x (m)	$P_{A\ inicial}$ (10^5 N/m ²)	$P_{B\ inicial}$ (10^5 N/m ²)	$U_{inicial}$ (V)	U_{final} (V)	variáveis analisadas
Simulação								
1	7	-	1	1	-	4,89	0	$\dot{m}_{12} \dot{P}_A$
2	7	-	1	13	-	4,89	0	$\dot{m}_{12} \dot{P}_A$
3	-	1	1	7	-	4,89	10	$\dot{m}_{32} \dot{P}_A$
4	-	1	1	7/13	-	4,89	10	$\dot{m}_{32} \dot{P}_A$
5	-	1	0	-	7	4,89	0	$\dot{m}_{54} \dot{P}_B$
6	-	1	0	-	7/13	4,89	0	$\dot{m}_{54} \dot{P}_B$
7	7	-	0	-	1	4,89	10	$\dot{m}_{14} \dot{P}_B$
8	7	-	0	-	13	4,89	10	$\dot{m}_{14} \dot{P}_B$

Tendo em vista os objetivos inicialmente propostos para as simulações realizadas nas seções 4.3.1 a 4.3.3 e objetivando uma racionalização do volume deste trabalho os resultados destas simulações não são apresentados tendo em vista que reproduzem os resultados a serem apresentados nas seções 4.6 e 4.7.

4.3.2 Avaliação das equações do escoamento e da continuidade, com volume da câmara variável

Considerando que o volume da câmara representada na figura 4.1 pode ser variado de forma conhecida, como por exemplo a câmara de um atuador pneumático, o mesmo conjunto de equações (equações 2.42, 2.47, 3.56, 3.65, 3.75 e 3.90) pode ser aplicado para a representação deste sistema físico.

Para este novo sistema físico, é estabelecido inicialmente o equilíbrio de pressões entre o interior e o exterior desta câmara e uma abertura fixa para o orifício de controle.

Se o volume desta câmara for variado de forma conhecida, esta variação de volume irá gerar uma variação da pressão interna à câmara, causando como consequência um escoamento através do orifício de controle.

De forma similar ao realizado no item anterior, esta etapa de validação consiste em analisar qualitativamente a variação da pressão no interior da câmara, bem como a vazão através do orifício quando o volume da câmara é expandido ou retraído.

Na tabela 4.2 são apresentados os parâmetros de simulação utilizados, bem como as variáveis analisadas.

Tabela 4.2 - Parâmetros utilizados na simulação numérica e respectivas equações validadas

Parâmetro	$x_{inicial}$ (m)	x_{final} (m)	P_s (10^5 N/m ²)	P_{atm} (10^5 N/m ²)	P_A inicial (10^5 N/m ²)	P_B inicial (10^5 N/m ²)	U (V)	variáveis analisadas
Simulação								
1	1	0,2	7	1	7	-	0	\dot{m}_{12} \dot{P}_A
2	0	0,8	7	1	7	-	0	\dot{m}_{12} \dot{P}_A
3	0,5	0,0	7	1	7	-	0	\dot{m}_{12} \dot{P}_A
4	0,6	0,1	7	1	7	-	0	\dot{m}_{12} \dot{P}_A
5	0,7	0,2	7	1	7	-	0	\dot{m}_{12} \dot{P}_A
6	0,8	0,3	7	1	7	-	0	\dot{m}_{12} \dot{P}_A
7	0,9	0,4	7	1	7	-	0	\dot{m}_{12} \dot{P}_A
8	1	0,5	7	1	7	-	0	\dot{m}_{12} \dot{P}_A
9	1	0,2	7	1	1	-	10	\dot{m}_{32} \dot{P}_A
10	0	0,8	7	1	1	-	10	\dot{m}_{32} \dot{P}_A
11	0	0,8	7	1	-	1	0	\dot{m}_{54} \dot{P}_B
12	1	0,2	7	1	-	1	0	\dot{m}_{54} \dot{P}_B
13	0	0,8	7	1	-	7	10	\dot{m}_{14} \dot{P}_B
14	1	0,2	7	1	-	7	10	\dot{m}_{14} \dot{P}_B

De forma semelhante ao realizado na seção anterior, esta etapa de validação permitiu a verificação de uma parcela do conjunto de equações do modelo matemático do sistema de posicionamento, eliminando a influência das seguintes variáveis:

- força de atrito;
- força dos batentes mecânicos;
- força externa aplicada ao atuador;
- aceleração da massa acoplada ao atuador.

4.3.3 Avaliação do modelo completo

Dando continuidade à metodologia de avaliação qualitativa do modelo matemático proposto, foram realizadas diversas simulações, introduzindo gradativamente no modelo as equações propostas nos capítulos anteriores. Esta avaliação obedeceu a sequência abaixo:

- Avaliação do modelo do sistema de posicionamento em malha aberta, com força de atrito, força externa e força de batente mecânico nulas;
- Inclusão da força de atrito com equacionamento conforme apresentado no capítulo 2 (modelo original proposto por SANTOS (1996));
- Inclusão da força de atrito com equacionamento conforme proposto no capítulo 3;
- Inclusão das forças devidas aos batentes mecânicos no fim de curso do atuador;

- Inclusão do **Reset Integrator** e do **Limited Integrator** na determinação da velocidade e posição do atuador;
- Avaliação do modelo completo do sistema de posicionamento em fechada.

A cada etapa de avaliação, foram manipulados diversos parâmetros, tais como:

- posição inicial do atuador;
- sentido de deslocamento do êmbolo do atuador;
- sinal de referência da servoválvula;
- pressão de suprimento;
- massa acoplada ao atuador.

Para cada simulação, foram plotados os gráficos das variáveis de interesse em relação ao tempo, sendo observada a coerência física dos resultados obtidos.

A inclusão de novos elementos no modelo matemático, foi realizada após a conclusão da coerência dos resultados obtidos na etapa em questão. Quando possível, os gráficos gerados em uma determinada etapa de simulação foram comparados com os gráficos das etapas anteriores, observando sempre a coerência dos mesmos.

4.3.4 Conclusões baseado na análise qualitativa do modelo matemático

Através das diversas etapas de avaliação, concluiu-se pela coerência e simetria do modelo matemático proposto, não sendo

verificada influência do método de simulação empregado no **SIMULINK**.

Verificou-se, entretanto, influência do intervalo de integração utilizado. Durante a simulação do modelo completo, em malha aberta ou malha fechada, observou-se resultados incoerentes quando utilizados intervalos de integração superiores a 0,01 s. Para uma maior precisão, recomenda-se a utilização de intervalos de integração de 0,001 s.

4.4 Determinação experimental da relação pressão nos pórticos de trabalho x tensão de referência da servoválvula

Para a determinação experimental da relação pressão nos pórticos de trabalho x tensão de referência da servoválvula, foi realizada a montagem esquematizada na figura 4.2.

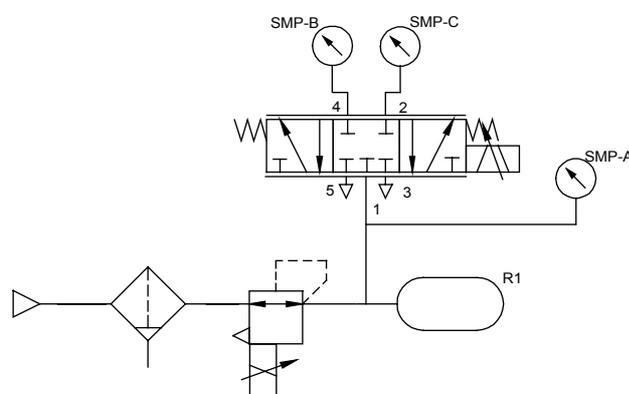


Fig. 4.2 - Montagem experimental para determinação da relação pressão nos pórticos de trabalho x tensão de referência da servoválvula

O procedimento para determinação experimental da relação pressão nos pórticos de trabalho x tensão de referência da servoválvula consiste basicamente em registrar o valor das pressões nos pórticos 2 e 4, em função da tensão de referência aplicada à servoválvula. Conforme pode ser observado na figura 4.2, os pórticos 2 e 4 da servoválvula devem estar bloqueadas durante a realização do experimento.

Para a realização do experimento é conveniente determinar inicialmente a faixa de valores da tensão de referência da servoválvula que exerce influência sobre a pressão em regime permanente nos referidos pórticos, ou seja, a faixa de valores

da tensão de referência para os quais as pressões nos pórticos 2 e 4 assumem valores intermediários entre a pressão de suprimento e a pressão atmosférica. No caso em questão verificou-se que a faixa de variação de 3,5 V a 6,0 V incorpora com segurança estes valores.

De forma a eliminar a influência do tempo de pressurização e despressurização dos volumes internos da servoválvula, das tubulações e dos transdutores de pressão; a cada incremento de 0,01V no sinal de referência aplicado à servoválvula, foi concedido ao sistema um tempo médio de 10 s para estabilização das pressões nos pórticos 2 e 4. Após cada incremento no sinal de referência, foi realizada aquisição e registro em arquivo das seguintes variáveis:

- pressão de suprimento;
- pressão nos pórticos de trabalho da servoválvula;
- sinal de referência aplicado à servoválvula.

Neste experimento, cada variável foi registrada com uma taxa de amostragem de 1.000 pontos por segundo, durante 5 segundos.

Portanto, para a realização deste experimento foram gerados 251 arquivos, sendo necessário o desenvolvimento de rotina específica ao **MATLAB** para a determinação da curva representativa da relação pressão nos pórticos de trabalho x tensão de referência. Esta rotina realiza a leitura dos dados armazenados em cada arquivo, determina os valores médios das diversas variáveis armazenadas e plota a curva relação pressão nos pórticos de trabalho x tensão de referência da servoválvula, curva esta já apresentada no capítulo 3 (figura 3.8).

No apêndice B.1 encontra-se a listagem dos arquivos gerados, bem como a identificação dos dados armazenados. No apêndice B.2 é transcrita a rotina desenvolvida para o **MATLAB** utilizada para a determinação da relação pressão nos pórticos de trabalho x tensão de referência da servoválvula.

A título de ilustração, na figura 4.3 são apresentados os dados armazenados em um dos arquivos gerados durante a realização deste experimento. Como pode ser percebido, as pressões nos pórticos 2 e 4 da servoválvula estão completamente estabilizadas, demonstrando que o tempo de estabilização concedido ao sistema foi suficiente.

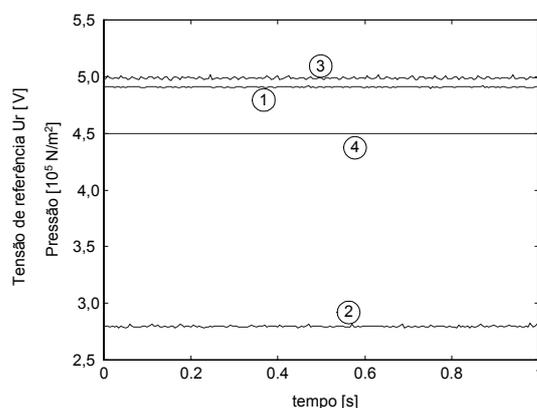


Fig. 4.3 - Dados armazenados em arquivo para determinação experimental da relação pressão nos pórticos de trabalho x tensão de referência da servoválvula

Na figura 4.3, as curvas 1 a 4 representam:

curva 1 - Pressão absoluta no pórtico 2 da servoválvula

curva 2 - Pressão absoluta no pórtico 4 da servoválvula

curva 3 - Pressão manométrica de suprimento da servoválvula

curva 4 - Tensão de referência na servoválvula

4.5 Determinação experimental da abertura relativa efetiva da servoválvula

Para a determinação experimental da abertura relativa efetiva da servoválvula, foi realizada a montagem apresentada na figura 4.4.

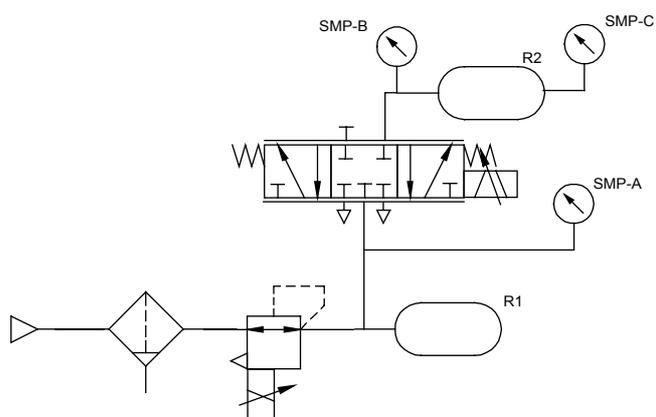


Fig. 4.4 - Montagem para determinação experimental da abertura relativa efetiva da servoválvula

Comparando-se o sistema físico representado esquematicamente através da figura 4.4 com o sistema esquematizado na figura 4.1, verifica-se grande similaridade. A câmara de volume fixo, representada na figura 4.1, pode ser comparada ao reservatório R2 e o orifício de controle à servoválvula pneumática.

Desta forma, o sistema físico esquematizado na figura 4.4 também pode ser representado matematicamente pela aplicação do equacionamento desenvolvido para determinação da vazão mássica através do orifício (equações 3.56, 3.65, 3.75 e 3.90) e aplicação da equação da continuidade no atuador (equações 2.42 e 2.47).

Aplicando um valor apropriado da tensão de referência à servoválvula, estabelece-se a pressão inicial no interior do reservatório R2, a qual pode ser igualada à pressão atmosférica ou à pressão de suprimento. Isto é realizado pelo posicionamento adequado do carretel de comando que estabelece a conexão do pórtico de trabalho da servoválvula com o respectivo pórtico de escape ou com o pórtico de suprimento.

Através da variação instantânea desta tensão de referência, o carretel de comando da servoválvula é reposicionado, alternando a conexão do pórtico de trabalho com o pórtico de suprimento ou de escape, conforme a situação.

O escoamento através da servoválvula é estabelecido em função da posição do carretel, a qual determina a área de abertura para o escoamento do ar, e do gradiente de pressões entre o pórtico de trabalho e o pórtico ao qual este está conectado através do carretel (pórtico de suprimento ou de escape).

Aplicando o equacionamento descrito anteriormente (equações 3.56, 3.65, 3.75, 3.90, 2.42 e 2.47), e representando no modelo matemático as mesmas condições de escoamento e tensão de referência realizadas experimentalmente, é possível a determinação numérica da vazão mássica através da servoválvula, bem como a determinação da variação da pressão no interior do reservatório R2.

Tendo em vista que na bancada experimental utilizada não são disponíveis sistemas de medição de vazão, a determinação da relação abertura relativa efetiva x tensão de referência da servoválvula é realizada com base na comparação gráfica dos dados obtidos experimentalmente e por simulação numérica referente à variação da pressão no interior do reservatório R2.

Para a quantificação da variável abertura relativa efetiva em relação a uma determinada tensão de referência é realizado o seguinte procedimento. É determinado experimentalmente a variação da pressão no interior do reservatório segundo condições pré-estabelecidas. Tendo sido arbitrado um valor para a abertura relativa efetiva é possível a determinação numérica da vazão através da servoválvula e da variação da pressão no interior do reservatório, segundo condições matemática que reproduzem as condições experimentais realizadas. Em função da comparação do perfil de pressões no interior do reservatório é realizado ajuste no valor da abertura relativa efetiva. Este procedimento é repetido até que haja sobreposição dos dados experimentais com os dados obtidos por simulação numérica.

Através da repetição deste procedimento sob diversas condições de escoamento e diversos sinais de referência aplicados à servoválvula, foi possível obter os pontos experimentais apresentados nas figuras 3.5 e 3.6, bem como aproximar as equações 3.25 a 3.31. Para tanto, foram realizados e analisados um total de 70 experimentos e simulações numéricas. No apêndice C.1 encontra-se a listagem dos experimentos realizados com o nome dos arquivos em que foram armazenados os dados experimentais, bem como a identificação destes dados. A seguir são listados os parâmetros que foram manipulados na determinação da abertura relativa efetiva da servoválvula:

- pressão de suprimento;
- pressão inicial no interior da câmara;
- amplitude do sinal de referência aplicado à servoválvula.

Visando facilitar o processo de comparação dos resultados obtidos por simulação numérica com aqueles obtidos experimentalmente, foram desenvolvidas rotinas específicas no **MATLAB**. Estas rotinas selecionam e plotam um segmento dos dados experimentais armazenados em arquivo. A seleção do segmento de interesse é realizada em função do instante desejado para a variação da tensão de referência da servoválvula e do tempo máximo do experimento. As referidas rotinas são transcritas nos apêndices C.2 a C.4. Nos apêndices C.5 e C.6 são apresentados os diagramas de blocos utilizados no processo de determinação da abertura relativa efetiva.

A título de ilustração são apresentados os dados obtidos experimentalmente e por simulação numérica de processos de pressurização e despressurização do reservatório R2 (figuras 4.5 e 4.6 respectivamente). Na tabela 4.3 são descritas as condições em que foram realizados estes processos.

Tabela 4.3 - Dados referentes às condições de realização dos processos apresentados nas figuras 4.5 e 4.6

figura	arquivo/ experimento	Ps [10 ⁵ N/m ²]	Pa [10 ⁵ N/m ²]	Ur _{inicial} [V]	Ur _{final} [V]
4.5	ex1621	6,07	1,01	7,0	2,1
4.6	ex2665	6,07	1,05	3,0	6,5

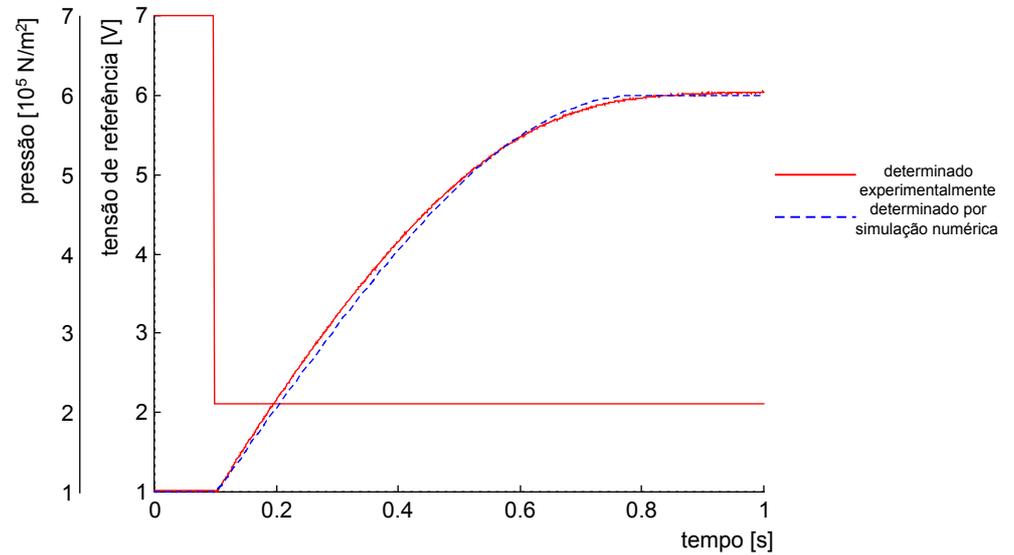


Figura 4.5 - Pressurização da câmara - dados obtidos experimentalmente e por simulação numérica

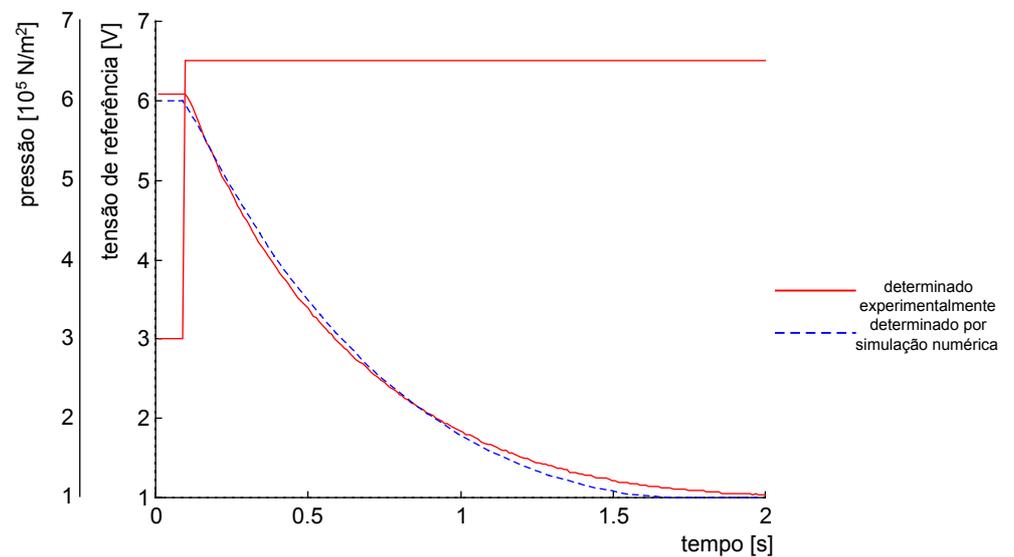


Figura 4.6 - Despressurização da câmara - dados obtidos experimentalmente e por simulação numérica

4.6 Análise quantitativa do modelo matemático em malha aberta

Para a análise quantitativa do modelo matemático não linear em malha aberta foi realizada a montagem esquematizada na figura 4.7. Esta montagem foi utilizada para a determinação experimental da resposta ao degrau do sistema físico. No apêndice D.1, é apresentado modelo do **SIMULINK** utilizado para geração do programa para aquisição e geração de sinais.

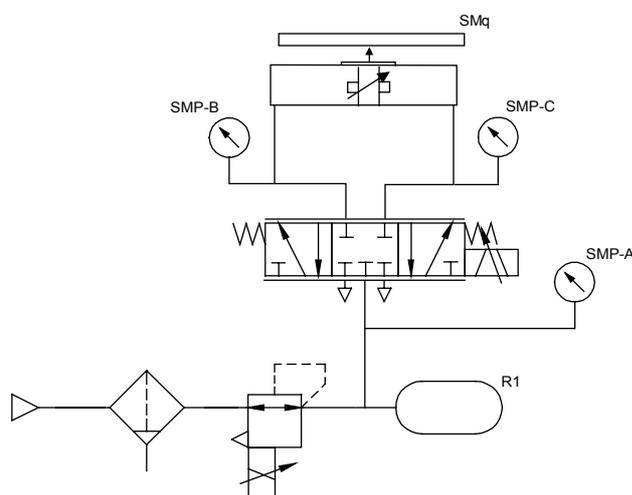


Figura 4.7 - Montagem para determinação experimental da resposta do sistema em malha aberta.

O procedimento para análise quantitativa do modelo matemático consiste na determinação experimental da resposta do sistema em malha aberta, e posterior comparação com a resposta obtida através de simulação numérica realizada, reproduzindo as mesmas condições do experimento.

Para análise do modelo matemático foi considerado relevante o comportamento em relação ao tempo, das seguintes variáveis:

- posição do êmbolo do atuador;
- velocidade do êmbolo do atuador;
- aceleração do êmbolo do atuador;
- pressões nas câmaras do atuador.

Vale destacar que, em função de tratar-se de um sistema de posicionamento em malha aberta, a variável controlada é a velocidade do êmbolo do atuador, a qual é determinada pela tensão de referência aplicada à servoválvula.

Em função das características dos sistemas de medição disponíveis para a realização dos experimentos, a velocidade e aceleração do êmbolo do atuador foram obtidas pela sucessiva derivação do sinal de posição do mesmo.

Para a determinação da velocidade do êmbolo do atuador foi realizada a derivação numérica (através do **MATLAB/SIMULINK**) do sinal obtido experimentalmente relativo à posição do êmbolo do atuador. Para atenuação do ruído resultante, foi realizada posteriormente a filtragem numérica deste sinal. A filtragem do sinal é um processo que deve ser realizado com cautela, para permitir a atenuação do ruído sem entretanto atenuar, o sinal de interesse. Tal situação conduziria à conclusões errôneas da análise destes dados.

Para a determinação do procedimento de filtragem do sinal foram analisados diversas configurações de filtro do tipo passa-baixas. Chegou-se à conclusão de que um filtro com frequência de corte de 50 rad/s apresenta, para os experimentos realizados, a

melhor relação entre atenuação do ruído e não atenuação do sinal de interesse.

A determinação da aceleração do êmbolo do atuador pode ser realizada pela derivação do sinal de velocidade obtido pelo processo descrito anteriormente. Entretanto, em função do sinal de velocidade ter componentes de alta frequência não eliminadas pela filtragem, o resultado obtido é pouco significativo, tendo em vista que a amplitude do sinal da aceleração do atuador é geralmente inferior à amplitude do ruído resultante. Desta forma, apesar de ter sido realizada a comparação da aceleração do êmbolo do atuador, determinada experimentalmente pelo processo descrito, com a aceleração determinada pela simulação numérica do modelo, não é possível efetuar uma análise conclusiva sobre o comportamento desta variável.

Deve-se ressaltar que a elevada amplitude do ruído resultante nos sinais de velocidade e aceleração do êmbolo do atuador é devida às características do transdutor de deslocamento utilizado (transdutor de deslocamento do tipo resistivo com comportamento analógico). De acordo com o apresentado em VIRVALO (1995) o sistema de medição de deslocamento mais apropriado para esta aplicação é um encoder incremental associado a um contador de pulsos. Ainda acerca da adequada especificação do sistema de medição de posição e velocidade é conveniente ressaltar que na área de metrologia é prática usual especificar a resolução do sistema de medição como um décimo (idealmente) ou um terço (no mínimo) da precisão de posicionamento desejada.

No apêndice D.2, encontra-se o modelo do **SIMULINK** utilizado para a determinação da velocidade do atuador, o qual realiza a

derivação e filtragem do sinal obtido experimentalmente da posição do êmbolo do atuador.

Durante esta etapa de análise, também foi determinado o comportamento da força de atrito no atuador, da força dos batentes mecânicos, e das diversas componentes da vazão mássica através da servoválvula. Tendo em vista que não foi possível a determinação experimental do comportamento destas variáveis, foi realizada apenas uma análise qualitativa do comportamento das mesmas.

De acordo com o exposto nos parágrafos anteriores, a análise quantitativa do comportamento do modelo matemático em malha aberta pôde ser realizada em função da comparação do comportamento, determinado experimentalmente e por simulação numérica, das seguintes variáveis:

- posição do êmbolo do atuador;
- pressão nas câmaras A e B do atuador;
- velocidade do êmbolo do atuador.

Durante a determinação experimental do comportamento do sistema foram realizadas e analisadas um total de 29 condições experimentais, nas quais foram manipuladas as seguintes variáveis:

- massa acoplada ao atuador pneumático;
- amplitude do sinal de referência da servoválvula;
- sentido de movimento do atuador.

Para a determinação do comportamento do sistema não foi possível a realização de experimentos com a abertura plena da servoválvula, tendo em vista que o atuador atinge velocidades elevadas, causando um elevado impacto do êmbolo do atuador no final do curso.

No apêndice D.3 encontra-se a listagem dos experimentos realizados, contendo o nome dos arquivos e identificação dos dados experimentais armazenados, bem como a descrição das condições realizadas durante o ensaio.

De forma similar ao realizado na determinação experimental da abertura relativa efetiva da servoválvula, foi desenvolvida uma rotina para o **MATLAB**, a qual seleciona e plota um segmento de interesse dos dados experimentais. Esta seleção é realizada com base no instante desejado para a variação, em degrau, do sinal de referência da servoválvula e do tempo máximo do experimento. Esta rotina encontra-se transcrita no apêndice D.4

Tendo em vista a repetibilidade dos resultados obtidos pela comparação da resposta experimental do sistema com a resposta determinada por simulação numérica, é possível sintetizar a interpretação destes resultados através da análise de quatro condições experimentais realizadas, não sendo apresentadas as curvas descritivas da resposta do sistema de todas às 29 condições experimentais realizadas.

Nas figuras 4.8 a 4.13 são apresentadas as curvas obtidas experimentalmente e por simulação numérica, analisadas durante o processo de validação do modelo. Na tabela 4.4, são apresentadas as condições experimentais em que foram realizadas.

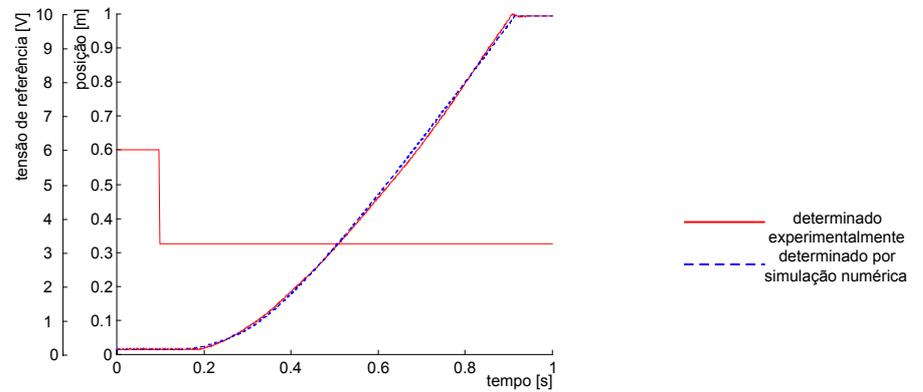


Figura 4.8 - Tensão de referência (degrau) e posição real - experimento ma 07

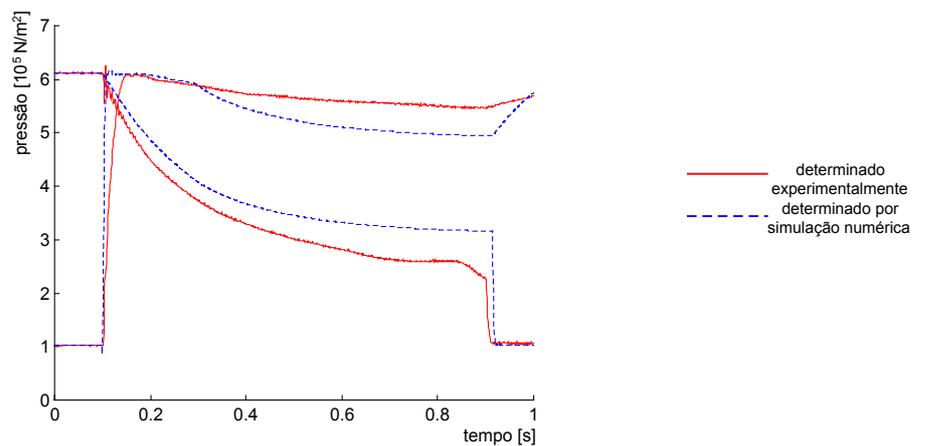


Figura 4.9 - Pressão nas câmaras do atuador - experimento ma 07

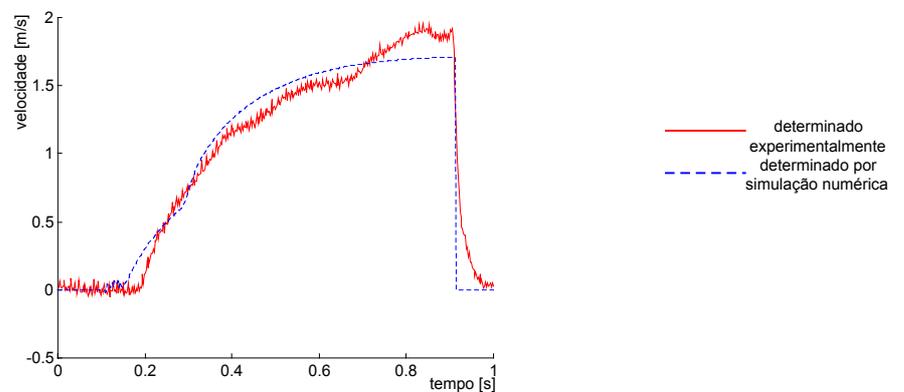


Figura 4.10 - Velocidade do êmbolo do atuador - experimento ma 07

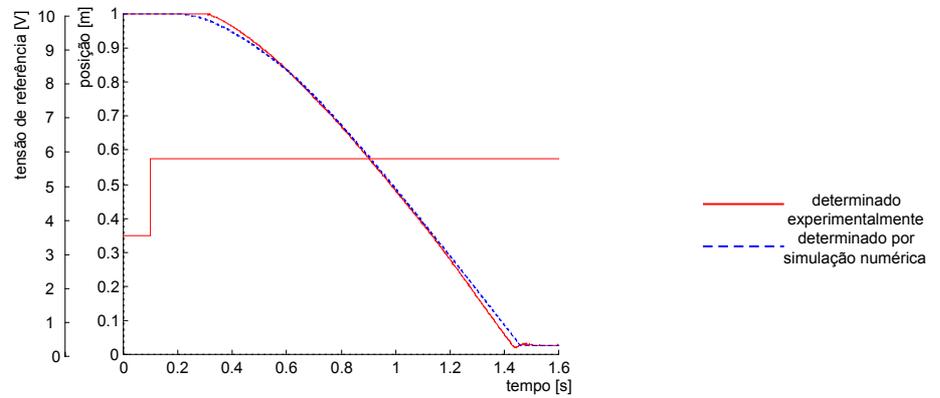


Figura 4.11 - Tensão de referência (degrau) e posição real - experimento ma 20

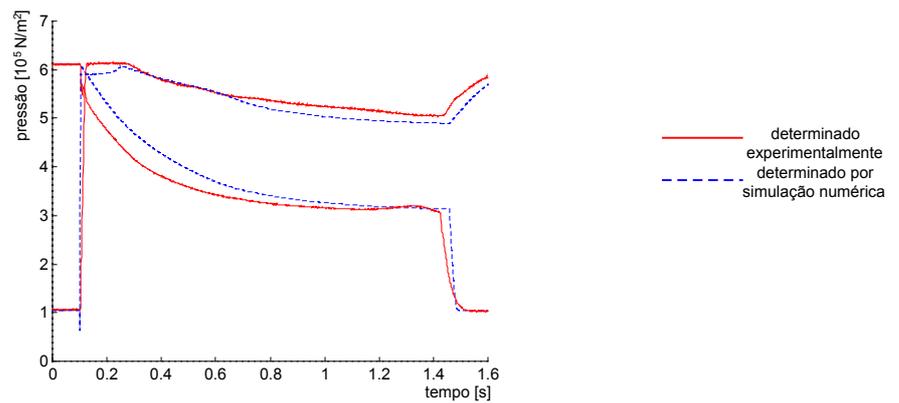


Figura 4.12 - Pressão nas câmaras do atuador - experimento ma 20

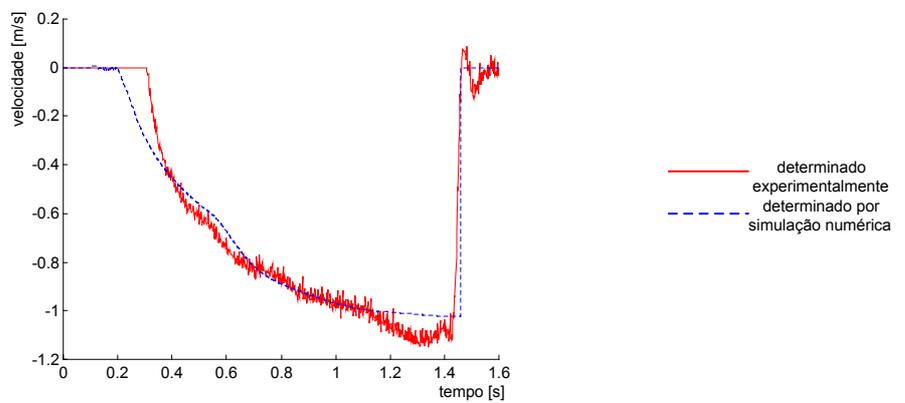


Figura 4.13 - Velocidade do êmbolo do atuador - experimento ma 20

Tabela 4.4 - Condições experimentais relativas às figuras 4.8 a 4.13

figuras	experimento	M (kg)	U _{ref. inicial} (V)	U _{ref. final} (V)	Y _{inicial} (m)	Y _{final} (m)
4.8 a 4.10	ma07	0,3	6,0	3,25	0,0	1,0
4.11 a 4.13	ma20	3,3	3,5	5,75	1,0	0,0

Através da análise das curvas apresentadas nas figuras 4.8 a 4.13, percebe-se que o modelo matemático descreve de forma bastante satisfatória o comportamento da velocidade e posição do êmbolo do atuador.

Nas condições experimentais ma07 e ma20 a satisfatória reprodução do comportamento do sistema físico pelo modelo matemático é obtida realizando a variação da tensão de referência aplicada à servoválvula no mesmo instante de referência e com os mesmos valores iniciais e finais. Observa-se também que em algumas condições experimentais o comportamento das pressões nas câmaras do atuador não é reproduzido fielmente.

Em algumas condições experimentais, realizando na simulação matemática a mesma variação na amplitude da tensão de referência realizada experimentalmente, o modelo matemático não reproduz fielmente o comportamento do sistema físico, havendo uma diferença entre a velocidade determinada experimentalmente e a velocidade determinada por simulação numérica (figura 4.16). Entretanto, repetindo a simulação numérica sob diferentes variações de amplitude da tensão de referência aplicada à servoválvula é possível a reprodução do comportamento do sistema físico (velocidade determinada experimentalmente). Dentre as condições experimentais realizadas, verificou-se que uma

alteração máxima de até 0,1 V na amplitude final da tensão de referência, em relação à amplitude aplicada durante a determinação experimental, é suficiente para a reprodução dos resultados. Em média, uma variação de até 0,05 V na amplitude desta tensão foi suficiente.

No catálogo da servoválvula disponibilizado pelo fabricante, são identificados os seguintes dados relativos à incerteza do componente pneumático:

- **hysteresis relative to valve position: 0,3 %**
(histereze referente à posição (do carretel) da válvula)
- **linearity relative to valve position: 1,0 %**
(linearidade referente à posição (do carretel) da válvula)

Conforme observado, estes dados são relativos à incerteza de posicionamento do carretel da servoválvula. A incerteza total do componente pneumático deverá ser superior a estes valores.

Os valores anteriormente apresentados (0,1 V e 0,05 V), representam respectivamente, 1,0 % e 0,5 % da tensão de referência máxima (10 V).

Em função do apresentado nos parágrafos anteriores, conclui-se pela satisfatória reprodução do comportamento do sistema físico pelo modelo não-linear em malha aberta.

Nas figuras 4.14 a 4.16, são apresentadas as curvas descritivas da resposta do sistema de posicionamento em malha aberta de uma condição experimental em que foi realizada adaptação na amplitude de variação da tensão de referência. Na tabela 4.5, são apresentadas as respectivas condições experimentais em que foi realizado.

Para esta condição experimental (ma 04) a tensão de referência realizada experimentalmente variou de 6,0 V para 4,0 V. Conforme observado através da figura 4.16, a realização de simulação numérica que reproduz esta mesma variação na tensão de referência aplicada à servoválvula tem como resultado uma velocidade do êmbolo do atuador inferior à velocidade determinada experimentalmente. O resultado da simulação numérica em que a tensão de referência varia de 6,0 V para 3,96 V reproduz o comportamento (velocidade do êmbolo do atuador) determinado experimentalmente. Para esta condição experimental o valor final da tensão de referência é 0,4% inferior ao valor da tensão de referência realizado experimentalmente (diferença percentual relativa ao valor máximo da tensão de referência que é 10,0 V), de acordo portanto com a incerteza do componente pneumático.

Tabela 4.5 - Condições experimentais das figuras 4.14 a 4.16

figuras	experimento	M (kg)	$U_{ref. inicial}$ (V)	$U_{ref. final}$ (V)	$Y_{inicial}$ (m)	Y_{final} (m)
4.14 a 4.16	ma04	0,3	6,0	4,0	0,0	1,0

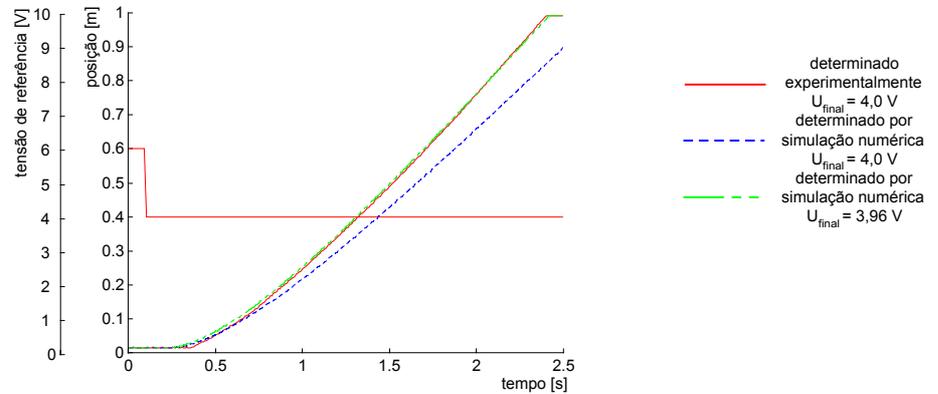


Figura 4.14 - Tensão de referência (degrau) e posição real - experimento ma 04

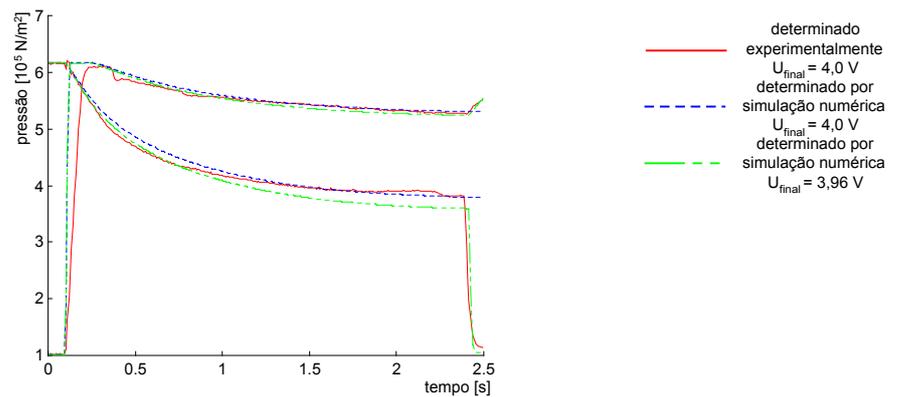


Figura 4.15 - Pressão nas câmaras do atuador - experimento ma 04

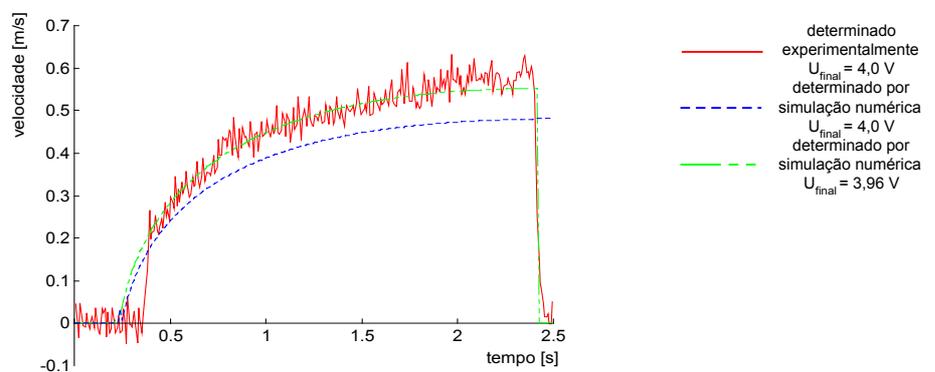


Figura 4.16 - Velocidade do êmbolo do atuador - experimento ma 04

Nas condições experimentais analisadas, onde a tensão de referência aplicada resulta em aberturas reduzidas do orifício de controle da servoválvula, a velocidade do êmbolo do atuador é muito pequena, não permitindo uma análise conclusiva da reprodução do comportamento do sistema físico pelo modelo matemático. Como pode ser observado na figura 4.19, a amplitude da velocidade obtida experimentalmente é da mesma ordem de grandeza do ruído resultante do processo de determinação.

Através da curva descritiva da posição do êmbolo do atuador (figura 4.17), verifica-se que o início do movimento, segundo o modelo matemático, ocorre com antecipação em relação ao observado nos dados obtidos experimentalmente. Atribui-se esta diferença do comportamento entre o modelo matemático e o sistema físico, à representação matemática da força de atrito, a qual não reproduz fielmente o comportamento desta variável.

Tabela 4.6 - Condições experimentais das figuras 4.17 a 4.19

figuras	experimento	M (kg)	$U_{ref. inicial}$ (V)	$U_{ref. final}$ (V)	$Y_{inicial}$ (m)	Y_{final} (m)
4.17 a 4.19	ma02	0,3	6,0	4,5	0,0	1,0

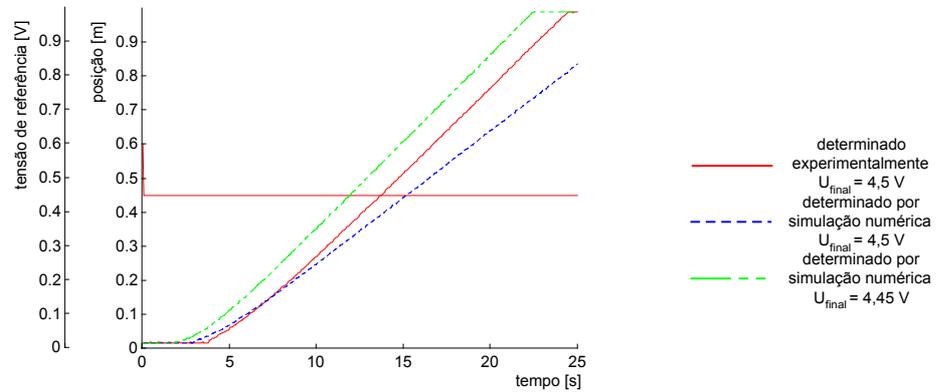


Figura 4.17 - Tensão de referência (degrau) e posição real - experimento ma 02

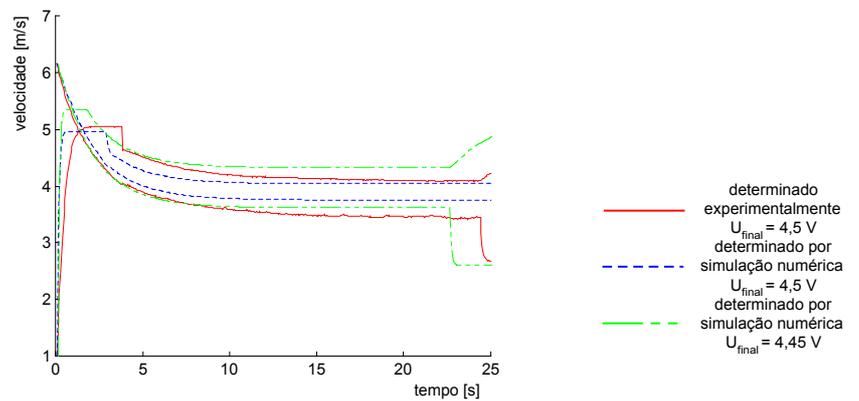


Figura 4.18 - Pressão nas câmaras do atuador - experimento ma 02

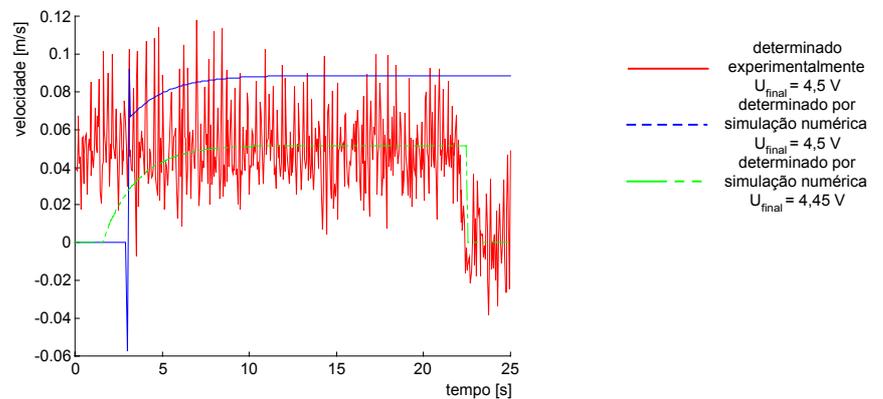


Figura 4.19 - Velocidade do êmbolo do atuador - experimento ma 02

4.7 Análise quantitativa do modelo matemático em malha fechada

O procedimento para análise quantitativa do modelo matemático em malha fechada é similar ao utilizado para análise do modelo em malha aberta. Consiste na determinação experimental da resposta ao degrau do sistema de posicionamento e posterior comparação com os resultados obtidos de simulação numérica que reproduz as condições experimentais. Nesta análise é observado o comportamento das variáveis relevantes ao sistema de posicionamento e que são viáveis de determinação experimental, as quais são listadas a seguir:

- posição do êmbolo do atuador;
- pressões nas câmaras do atuador;
- velocidade do êmbolo do atuador.

Nesta seção, em função de ter sido realizado o fechamento da malha de controle, a variável controlada é a posição do sistema, sendo o seu comportamento o mais importante de ser reproduzido pelo modelo matemático.

Para a determinação experimental do comportamento do sistema de posicionamento em malha fechada, foi utilizada a mesma montagem utilizada na determinação do comportamento deste sistema em malha aberta. Foi alterado apenas o modelo do **SIMULINK** empregado para a geração do programa de aquisição e geração de sinais. Este modelo encontra-se no apêndice E.1.

Durante a determinação experimental do comportamento do sistema foram realizados e analisados um total de 18

configurações do sistema, nas quais foram manipuladas os parâmetros listados a seguir.

- massa acoplada ao êmbolo do atuador pneumático;
- posição inicial e final do êmbolo do atuador;
- sentido de movimento do êmbolo do atuador;
- ganho do controlador proporcional utilizado no fechamento do modelo matemático.

No apêndice E.2 é apresentada a listagem das configurações implementadas.

Através da comparação do comportamento real da posição do êmbolo do atuador com os respectivos dados obtidos numericamente, relativos às 18 configurações realizadas, observou-se uma satisfatória reprodução do comportamento desta variável pelo modelo matemático, havendo entretanto uma pequena discrepância entre os dados experimentais e os dados obtidos por simulação numérica, segundo dois aspectos a serem apresentados.

Nas figuras 4.20 a 4.28 é apresentado o comportamento do sistema de posicionamento em malha fechada relativo a três condições experimentais, nas quais a reprodução do comportamento da posição do êmbolo do atuador pelo modelo matemático é bastante satisfatória. Este resultado foi obtido para 8 das 18 condições experimentais realizadas (mf01, mf02, mf05, mf07, mf08, mf13, mf14 e mf17). Dentre estas 8 condições experimentais, 6 realizam variação máxima da amplitude da posição de referência (de 0,2 m para 0,8 m ou vice-versa).

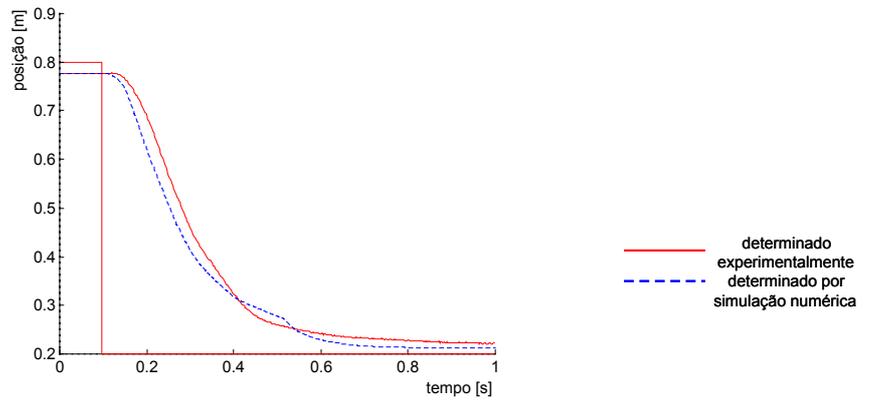


Figura 4.20 - Posição de referência (degrau) e posição real - experimento mf 02

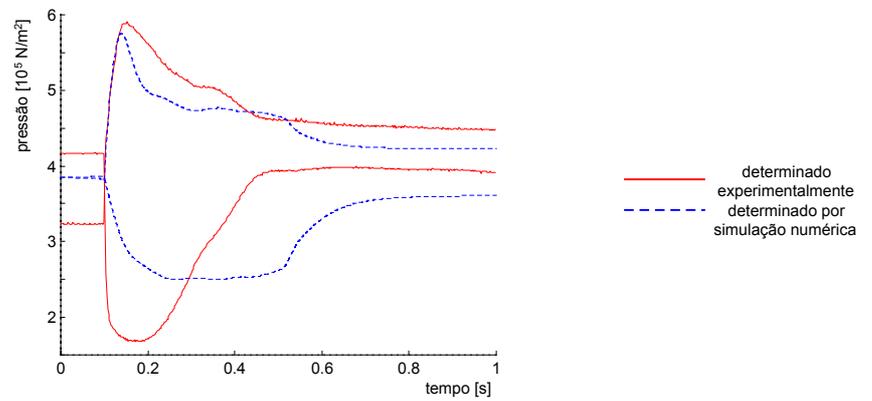


Figura 4.21 - Pressão nas câmaras do atuador - experimento mf 02

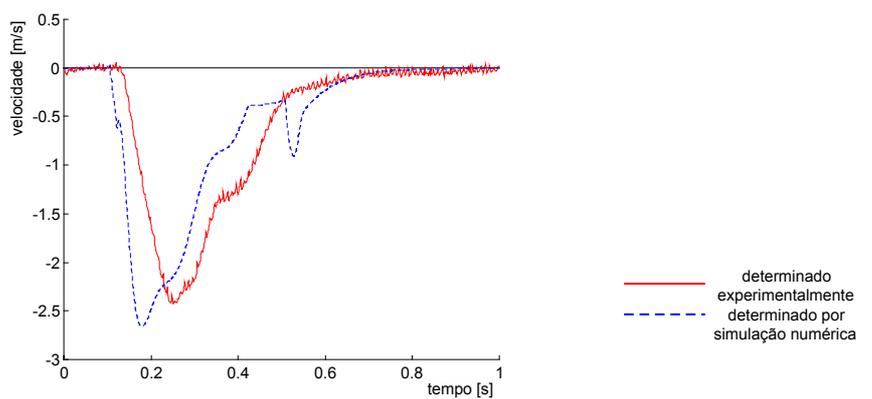


Figura 4.22 - Velocidade do êmbolo do atuador - experimento mf 02

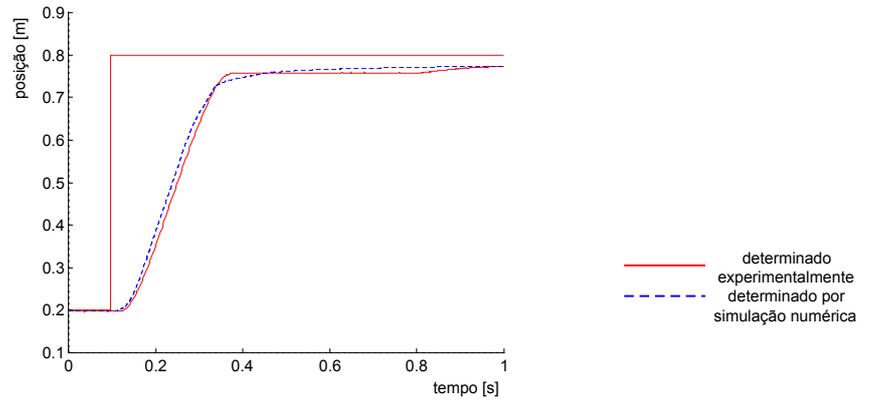


Figura 4.23 - Posição de referência (degrau) e posição real - experimento mf 07

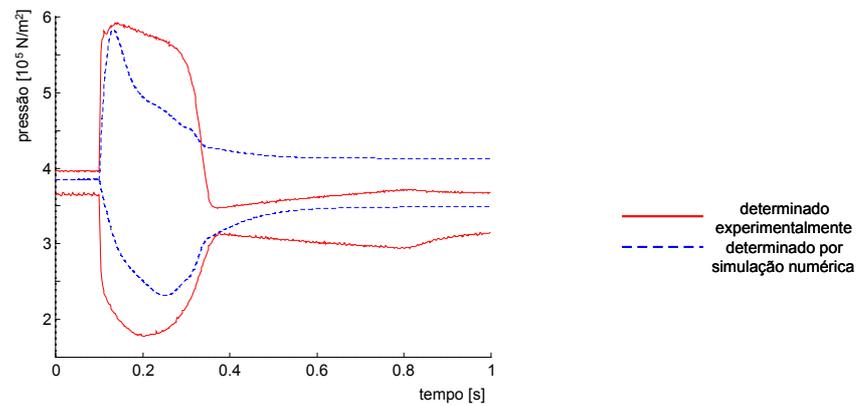


Figura 4.24 - Pressão nas câmaras do atuador - experimento mf 07

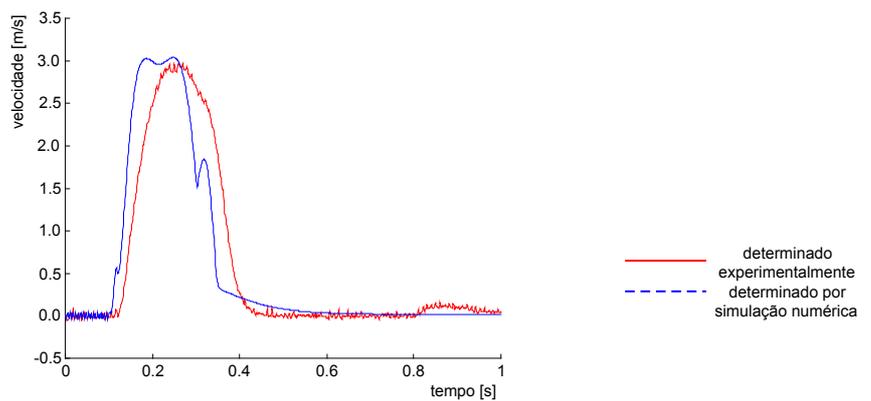


Figura 4.25 - Velocidade do êmbolo do atuador - experimento mf 07

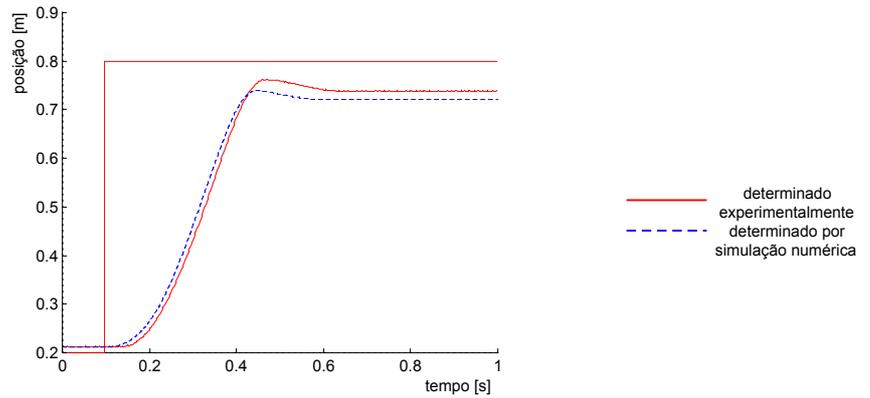


Figura 4.26 - Posição de referência (degrau) e posição real - experimento mf 13

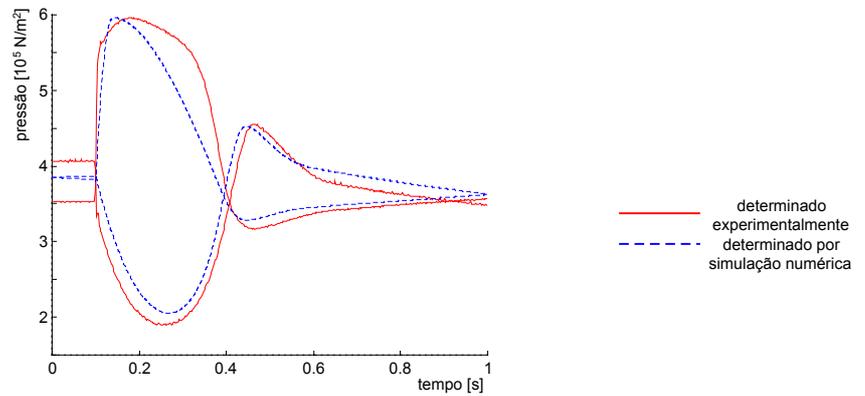


Figura 4.27 - Pressão nas câmaras do atuador - experimento mf 13

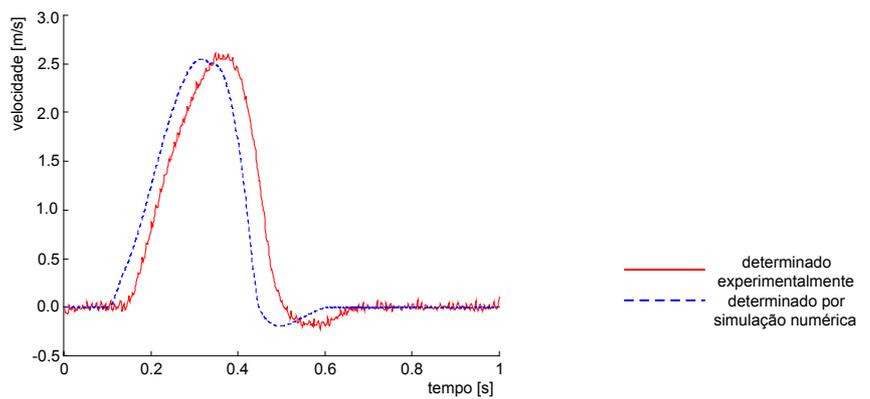


Figura 4.28 - Velocidade do êmbolo do atuador - experimento mf 13

Tabela 4.7 - Configurações do sistema relativas às figuras 4.20 a 4.28

figuras	configuração	M (kg)	$Y_{inicial}$ (m)	Y_{final} (m)	ganho KP
4.20 a 4.22	mf02	0,3	0,8	0,2	1
4.23 a 4.25	mf07	0,3	0,2	0,8	2
4.26 a 4.28	mf13	3,3	0,2	0,8	1

Nas condições experimentais que realizam uma menor variação da amplitude da posição de referência (0,3 m em torno da posição central) a reprodução do comportamento da posição do êmbolo do atuador pelo modelo matemático não é tão fiel. Nestas condições experimentais observou-se as seguintes discrepâncias:

- o resultado obtido pela simulação numérica aponta uma aproximação da posição final de referência de forma mais amortecida do que o observado nos dados experimentais (figuras 4.29 a 4.31) (experimentos mf03, mf04, mf06, mf11, mf12);
- o resultado obtido pela simulação numérica aponta um erro de regime permanente distinto do observado nos dados experimentais (figuras 4.32 a 4.34) (experimentos mf04, mf09, mf10, mf12, mf15, mf16, mf18);

Na seção anterior, foi discutido que para a adequada reprodução do comportamento do sistema de posicionamento em malha aberta, foi necessário em algumas condições experimentais realizar a simulação numérica com um valor da tensão de referência distinto do realizado experimentalmente. Como já mencionado esta diferença foi da ordem de 0,5 % da tensão de referência máxima.

Nas condições experimentais analisadas com variação máxima da amplitude da posição de referência, a amplitude da tensão de referência, determinada pela diferença entre a posição de referência e a posição instantânea, assume valores elevados. Desta forma a velocidade de deslocamento do êmbolo do atuador é pouco influenciada pela incerteza do sistema de atuação.

Nas condições experimentais analisadas com pequena variação da amplitude da posição de referência (0,3 m em torno da posição central), a amplitude da tensão de referência aplicada à servoválvula assume valores reduzidos. Assim sendo, a incerteza do sistema de atuação torna-se mais significativa, o que resulta nas discrepâncias da resposta do modelo matemático em relação ao comportamento do sistema físico.

As diferenças da resposta do modelo matemático em relação ao comportamento do sistema físico não comprometem, contudo, sua validade.

Tabela 4.8 - Configurações do sistema relativas às figuras 4.29 a 4.34

figuras	configuração	M (kg)	Y _{inicial} (m)	Y _{final} (m)	ganho KP
4.29 a 4.31	mf03	0,3	0,5	0,8	1
4.32 a 4.34	mf16	3,3	0,8	0,5	1

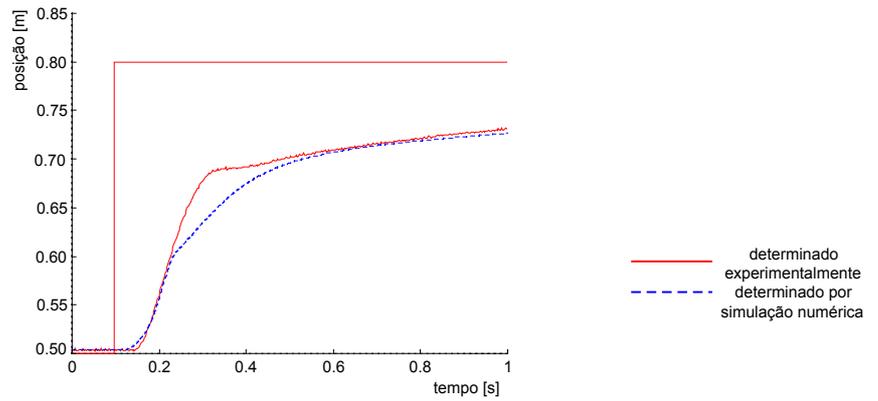


Figura 4.29 - Posição de referência (degrau) e posição real - experimento mf 03

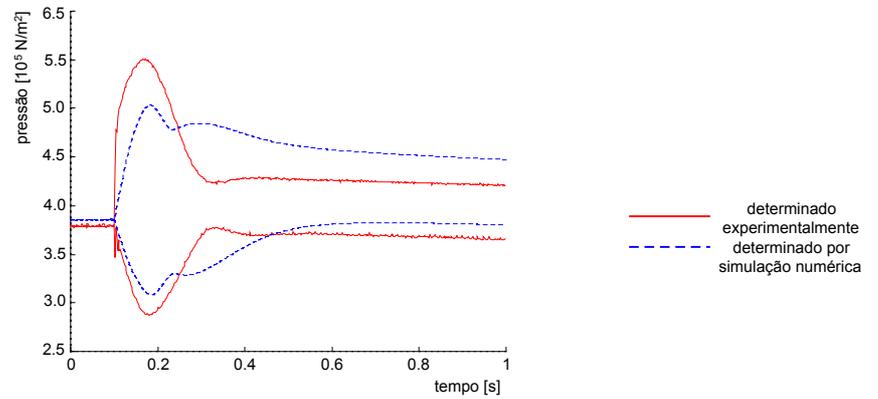


Figura 4.30 - Pressão nas câmaras do atuador - experimento mf 03

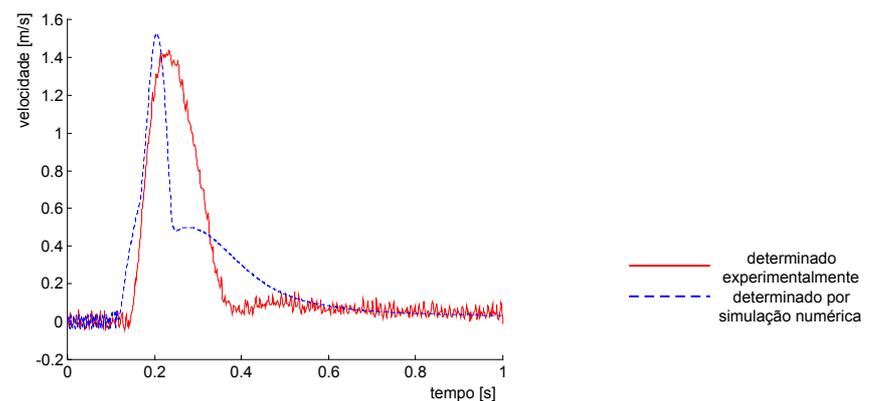


Figura 4.31 - Velocidade do êmbolo do atuador - experimento mf 03

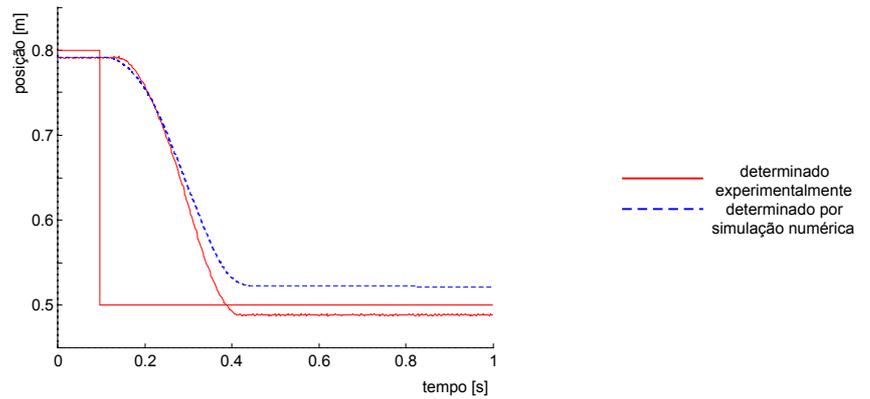


Figura 4.32 - Posição de referência (degrau) e posição real - experimento mf 16

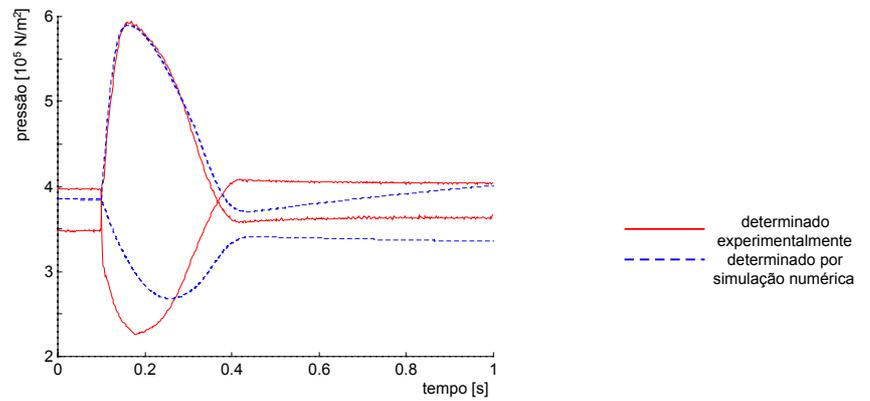


Figura 4.33 - Pressão nas câmaras do atuador - experimento mf 16

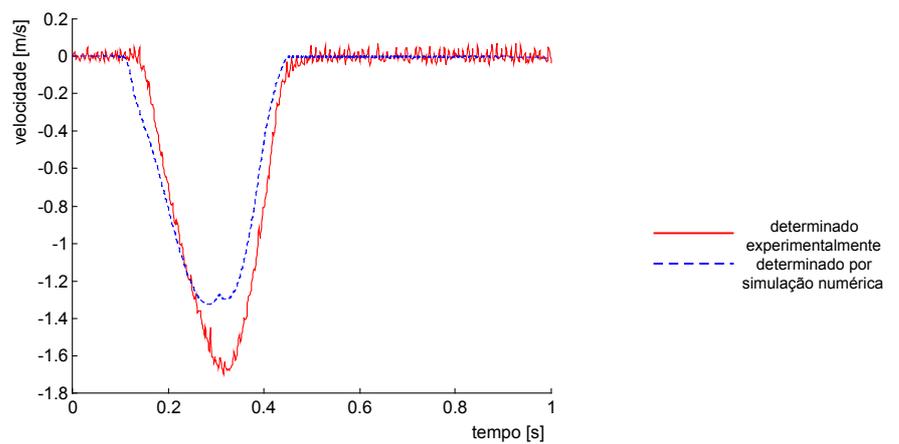


Figura 4.34 - Velocidade do êmbolo do atuador - experimento mf16

Objetivando a análise da repetibilidade do comportamento do sistema físico quando submetido às mesmas condições, as configurações mf01 e mf02 foram repetidas nos experimentos mf01b, mf01c, mf01d, mf01e e mf02b, mf02c, mf02d, respectivamente, não sendo observado alteração significativa no comportamento da posição, velocidade e pressão nas câmaras do atuador.

4.8 A influência da representação no modelo matemático dos vazamentos na servoválvula

Nas seções 3.1.2 e 3.1.3 foram apresentadas importantes contribuições deste trabalho na modelagem de sistemas de posicionamento pneumático, mais especificamente na representação matemática da vazão mássica através da servoválvula, as quais são listadas a seguir:

- definição da variável experimental que considera o efeito da abertura parcial da servoválvula;
- análise dos escoamentos internos à servoválvula com identificação dos vazamentos;
- descrição da influência dos vazamentos sobre o comportamento do sistema de posicionamento;
- determinação experimental da influência dos vazamentos sobre a pressão em regime permanente nos pórticos de trabalho da servoválvula;
- interpretação física da influência dos vazamentos sobre esta pressão;

- representação no modelo matemático dos vazamentos na servoválvula e da sua abertura parcial;

É realizada nesta seção, a comparação dos resultados obtidos pelo modelo matemático proposto neste trabalho, no qual são considerados por meio de dados experimentais os efeitos dos vazamentos internos à servoválvula e da abertura parcial da servoválvula, com os resultados de modelo matemático no qual a abertura parcial da servoválvula é considerada diretamente proporcional à tensão de referência da servoválvula e que representa o comportamento de carretel com centro crítico (sem vazamentos internos).

Nas figuras 4.35 a 4.39 são apresentadas curvas descritivas do comportamento das variáveis consideradas relevantes na representação do comportamento do sistema de posicionamento. Nestas curvas é apresentado o comportamento do sistema físico, sobreposto ao resultado de simulações numéricas que reproduzem as mesmas condições realizadas experimentalmente.

Analisando a figura 4.35, verifica-se que em função da não consideração da zona morta da servoválvula o modelo matemático não reproduz o erro de regime permanente observado no sistema físico. Este comportamento é satisfatoriamente reproduzido pelo modelo que considera este comportamento na abertura parcial da servoválvula.

Em função da não consideração dos vazamentos internos à servoválvula o modelo matemático descreve um comportamento das pressões nas câmaras do atuador bastante distinto do observado no sistema físico, o qual é satisfatoriamente reproduzido pelo modelo que considera este fenômeno (figura 4.36).

A diferença entre o comportamento das pressões em regime permanente nas câmaras do atuador, determinadas

experimentalmente e por simulação numérica do modelo que considera os vazamentos internos à servoválvula, é justificado pela imprecisão da representação da força de atrito no atuador.

Na figura 4.38 é apresentado o comportamento experimental da força resultante da diferença de pressões que atua sobre a área do atuador. Esta força é devida à força de atrito no atuador pneumático somada à força de inércia. Observa-se na figura 4.35, que para intervalos superiores a 1 segundo a inclinação da curva que descreve o comportamento da posição do êmbolo do atuador é praticamente constante, podendo-se afirmar que a força de inércia da massa deslocada (0,3 kg) é praticamente nula. Desta forma a força resultante da diferença de pressões que atua sobre a área do atuador é devida unicamente à força de atrito no atuador. Na figura 4.38 é apresentado também o comportamento da força de atrito determinado numericamente. Verifica-se que esta força apresenta uma amplitude diferente da amplitude da força devida à pressão diferencial, demonstrando a imprecisão da representação da força de atrito no atuador.

Em função do apresentado no parágrafo anterior pode ser percebido como os resultados experimentais podem ser utilizados para correção do modelo matemático utilizado para a representação da força de atrito. Isto não foi realizado tendo em vista que para permitir a correção ou mesmo a proposição de um modelo novo é necessário a realização de um número elevado de experimentos que permitam a determinação do comportamento da força de atrito sob as diversas condições de gradiente de pressões entre as câmaras do atuador e velocidade de deslocamento do êmbolo do atuador, extrapolando o objetivo inicialmente proposto para este trabalho.

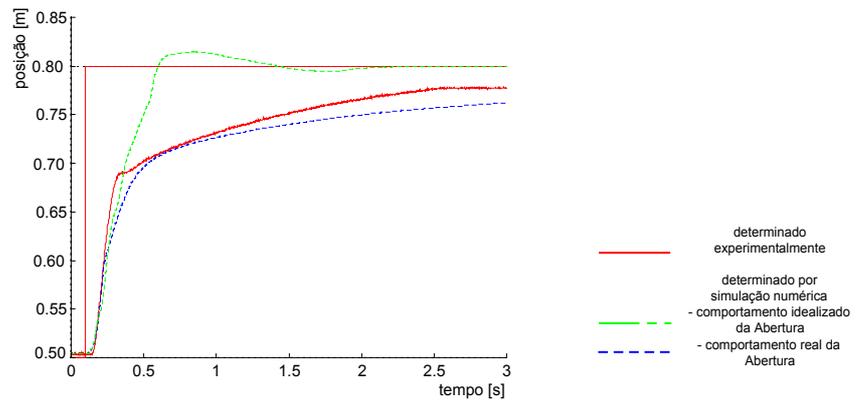


Figura 4.35 - Posição de referência (degrau) e posição real - experimento mf 03

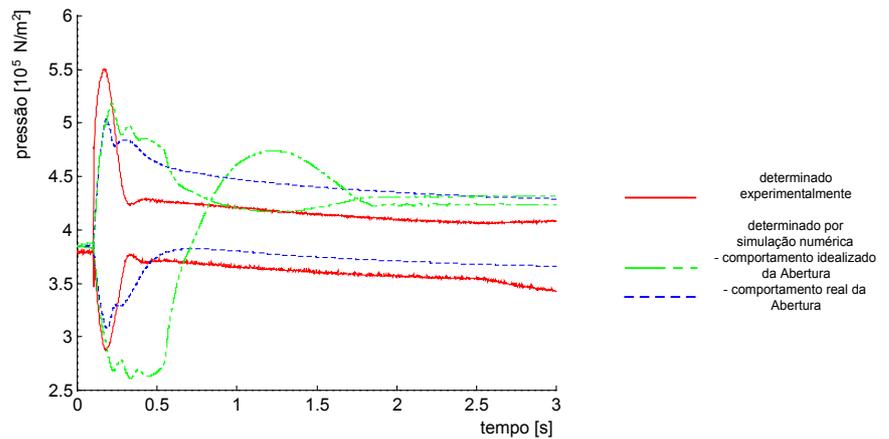


Figura 4.36 - Pressão nas câmaras do atuador- experimento mf 03

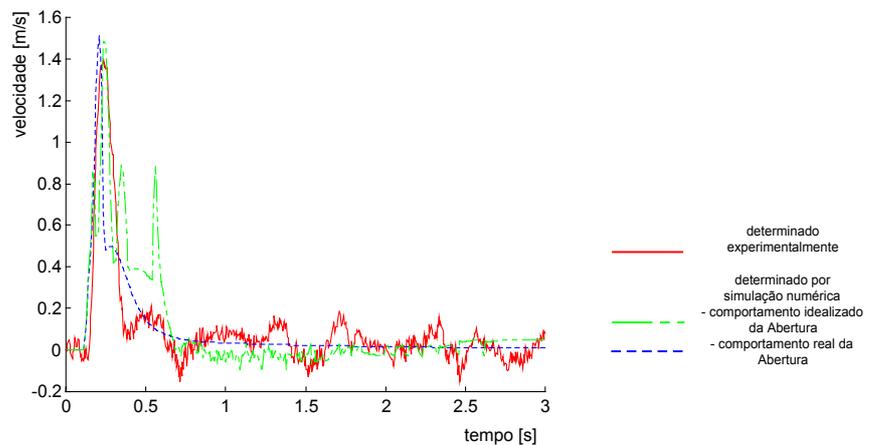


Figura 4.37 - Velocidade do êmbolo do atuador - experimento mf 03

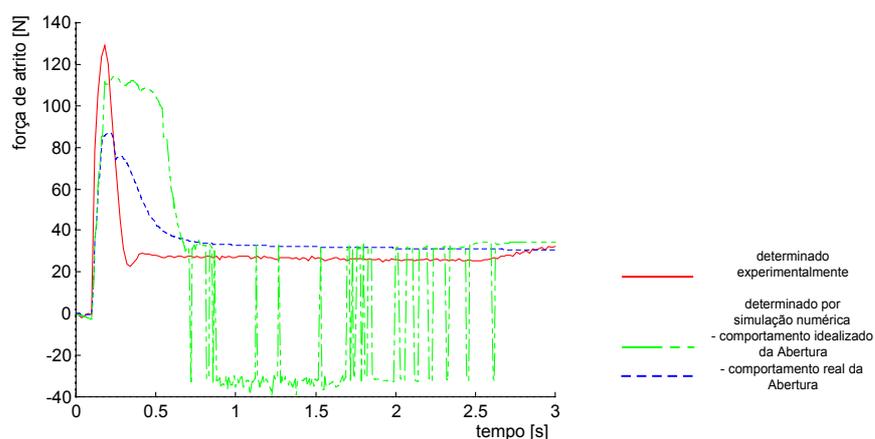


Figura 4.38 - Força de atrito - experimento mf 03

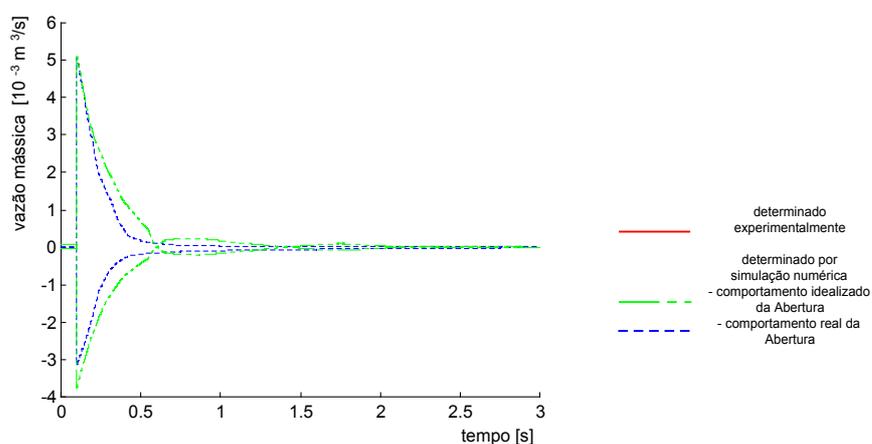


Figura 4.39 - Vazões através da servoválvula - experimento mf 03

É apresentado ainda, a título de ilustração o comportamento das vazões mássicas através dos pórticos de trabalho da servoválvula (figura 4.39).

Tabela 4.9 - Configurações do sistema relativas às figuras 4.35 a 4.39

figuras	configuração	M (kg)	$Y_{inicial}$ (m)	Y_{final} (m)	ganho KP
4.35 a 4.39	mf03	0,3	0,5	0,8	1

4.9 Conclusão sobre a validade do modelo

Em face do apresentado neste capítulo, considera-se o modelo matemático proposto representativo do comportamento do sistema de posicionamento em malha aberta e em malha fechada, tendo em vista a excelente reprodução qualitativa dos fenômenos físicos encontrados nestes sistemas, bem como a boa reprodução quantitativa do comportamento, em relação ao tempo, da velocidade e posição do êmbolo do atuador, bem como da variação da pressão nas câmaras do atuador sob as condições experimentais avaliadas.

O modelo proposto apresenta portanto aplicações práticas para o projeto de sistemas de posicionamento bem como para fins didáticos no estudo do comportamento destes sistemas.

5 O MODELO LINEAR DE 3ª ORDEM

5.1 Determinação do modelo

O modelo linear de 3ª ordem, apresentado nesta seção, tem como referência os trabalhos de VIRVALO (1989) e (1995). Este é o modelo tradicionalmente utilizado na representação de sistemas hidráulicos. Apesar de não representar o sistema pneumático de forma tão satisfatória quanto representa o sistema hidráulico, tendo em vista a elevada compressibilidade do ar, a elevada amplitude dos vazamentos internos à servoválvula e o comportamento não linear da vazão mássica através da servoválvula, consiste em um bom ponto de partida para o projeto do controlador no sistema de posicionamento em malha fechada. Sua aplicação é justificada por permitir a utilização da teoria de controle clássico.

$$G(s) = \frac{k_{qa} w_n^2}{s (s^2 + 2\xi w_n s + w_n^2)} \quad (5.1)$$

Na equação 5.1, o termo k_{qa} representa o ganho de velocidade em malha aberta, w_n a frequência natural do sistema e ξ a taxa de amortecimento do sistema. O objetivo da determinação do modelo matemático linear consiste na quantificação adequada destes três parâmetros.

A equação 5.2 (TONYAN, 1985) é a expressão geral para determinação da frequência natural de atuadores lineares. A partir desta equação, pode ser obtida a expressão para determinação da frequência natural do atuador pneumático em questão.

$$w_n = \sqrt{\frac{(A_c^2 \beta)}{(V_1 M)} + \frac{(A_h^2 \beta)}{(V_2 M)}} \quad (5.2)$$

Conforme discutido na seção 2.1.1, considerando o processo no interior das câmaras do atuador como isentrópico, e que a pressão absoluta média nestas câmaras seja igual a dois terços da pressão de suprimento da servoválvula, o **bulk modulus** do ar a ser aplicado na equação 5.2, pode ser representado pela equação 5.3.

$$\beta = \frac{2\gamma P_s}{3} \quad (5.3)$$

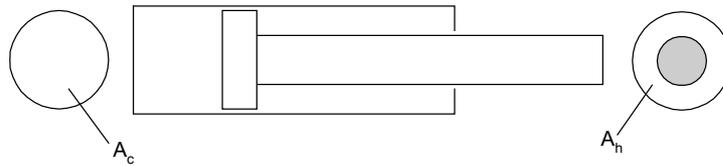


Figura 5.1 - Atuador linear

Na equação 5.2, A_c e A_h são, respectivamente, a área do êmbolo do atuador e a área da coroa circular compreendida pelo diâmetro do êmbolo e o diâmetro da haste. Para o caso de atuador sem haste, estas duas áreas são idênticas. Ainda nesta equação, V_1 e V_2 são os volumes totais das câmaras A e B do atuador e respectivas tubulações. M representa a massa acoplada ao êmbolo do atuador, somada à massa do mesmo. Desta forma, a equação 5.2 pode ser representada pela equação 5.4.

$$w_n = \sqrt{\frac{2\gamma P_s}{3M} \left(\frac{A^2}{Ay + V_{A0}} + \frac{A^2}{A(L - y) + V_{B0}} \right)} \quad (5.4)$$

Na figura 5.2, é apresentado o comportamento da frequência natural de atuador linear sem haste, como função da posição do êmbolo.

Tabela 5.1 - Valores utilizados na determinação da curva apresentada na figura 5.2

$P_{S \text{ abs}}$ (10^5 N/m^2)	M (kg)	A (10^{-4} m^2)	L (m)	V_{A0} (10^{-6} m^3)	V_{B0} (10^{-6} m^3)
6	3,3	4,91	1	1,96	1,96

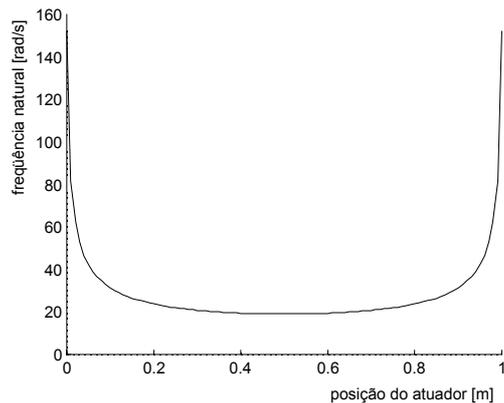


Figura 5.2 - Comportamento da frequência natural de atuador pneumático sem haste, em função da posição do êmbolo.

De forma conservativa, o valor da frequência natural a ser utilizado na equação 5.1, é o valor da frequência natural mínima. Para o caso de atuador sem haste, este valor é obtido quando o êmbolo do atuador está na posição central.

Conforme VIRVALO (1995), a frequência natural da servoválvula (faixa usual de 100 Hz a 150 Hz) por ser muito superior à frequência natural do atuador pneumático ($20 \text{ rad/s} \cong 3 \text{ Hz}$) permite que a servoválvula seja considerada como um componente de ordem zero, não afetando a dinâmica do sistema.

VIRVALO (1995) apresenta o ganho de velocidade em malha aberta através da equação 5.5.

$$k_{qa} = \frac{Q_N P_{atm} \sqrt{P_{Sup \text{ man}} / 3\Delta P}}{2/3 P_{Sup} U_{max} A} \quad (5.5)$$

onde:

k_{qa} - ganho de velocidade em malha aberta (m/sV)

Q_N - vazão nominal da servoválvula, conforme definição da norma VDI 3290 (m³/s)

P_{atm} - pressão atmosférica absoluta (bar)

P_{Sup} - pressão de suprimento absoluta (bar)

$P_{s\ man}$ - pressão de suprimento manométrica (bar)

U_{max} - sinal de referência máximo para a servoválvula (V)

A - área do atuador (m²)

ΔP - perda de carga total na servoválvula (bar)

Conforme indicado por VIRVALO (1989), a perda de carga total na servoválvula pode ser assumida como um terço da pressão de suprimento. Substituindo este valor na equação 5.5, pode-se reescrevê-la como:

$$k_{qa} = \frac{Q_N P_{atm}}{\sqrt{\frac{2}{3} P_s U_{max} A}} \quad (5.6)$$

A última variável a ser avaliada na equação 5.1 é a taxa de amortecimento do sistema pneumático.

VIRVALO (1989 e 1995) informa que a determinação exata do amortecimento do sistema é difícil de ser realizada sem a comparação com dados experimentais, apresentando entretanto, um valor muito baixo, na ordem de 0,02 a 0,2. Nos referidos trabalhos, VIRVALO propõe a utilização do valor de 0,15 para o amortecimento do sistema.

Segundo o mesmo autor (VIRVALO, 1989 e 1995), a frequência natural do sistema e o amortecimento não são constantes, dependendo de diversas variáveis, tais como:

- pressão de suprimento;
- pressão nas câmaras do atuador;
- temperatura do ar;
- posição do êmbolo do atuador;
- atrito no atuador;
- abertura da servoválvula.

Este grande número de fatores que influenciam nos valores da frequência natural e da taxa de amortecimento, limitam a adequada representação do comportamento do sistema de posicionamento servopneumático pela utilização do modelo linear.

5.2 Validação do modelo linear

Para validação do modelo matemático linear do sistema de posicionamento pneumático, foram realizadas diversas simulações numéricas reproduzindo as configurações dos experimentos realizados em malha aberta e em malha fechada. De forma similar ao realizado para validação do modelo matemático não-linear, foi realizada comparação do comportamento, em relação ao tempo, da posição e velocidade do êmbolo do atuador.

5.2.1 Resposta do sistema em malha aberta

Em relação ao sistema em malha aberta, verificou-se discordância do modelo matemático em relação ao sistema físico, sob os seguintes aspectos:

- excessiva oscilação da resposta fornecida pelo modelo matemático;
- atraso da resposta do sistema físico;
- amplitude da velocidade em regime permanente.

Nas figuras 5.3 a 5.8, observa-se que aplicando o valor da taxa de amortecimento proposto por VIRVALO (1989 e 1995) ($\xi = 0,15$), a resposta do modelo matemático apresenta oscilação com amplitude muito elevada. A comparação com os dados experimentais demonstra que o sistema físico difere significativamente sob este aspecto, apresentando um comportamento bastante amortecido.

No intuito de identificar o valor de taxa de amortecimento que melhor reproduz o comportamento do sistema físico, verificou-se que o valor da taxa de amortecimento a ser aplicado no modelo matemático é significativamente superior ao proposto por VIRVALO (1989 e 1995). Observou-se ainda aparente influência da massa acoplada ao êmbolo do atuador sobre o mesmo. Na tabela 5.2 são apresentados os valores de taxa de amortecimento em função da massa acoplada ao êmbolo do atuador, que melhor descrevem o comportamento do sistema físico em malha aberta sob as condições experimentais analisadas bem como os valores apresentados por VIRVALO (1995).

Tabela 5.2 - Influência da massa acoplada ao atuador sobre o valor de amortecimento que melhor descreve o comportamento do sistema em malha aberta

M (kg)	ξ
0,3	5,0
3,3	2,0
100,0 (valor utilizado por Virvalo (1989 e 1995))	0,15 (valor utilizado por Virvalo (1989 e 1995))

STRINGER (1976) faz análise da taxa de amortecimento de um sistema de posicionamento hidráulico, demonstrando que a taxa de amortecimento é influenciada pelo coeficiente pressão-vazão (K_c) e pelo atrito viscoso no atuador hidráulico.

“O coeficiente pressão-vazão não é constante para uma válvula em particular e para uma determinada pressão de suprimento, ele aumenta com a abertura da válvula. Seu menor valor ocorre em torno da região central de operação do carretel onde o valor calculado para uma válvula com centro crítico seria zero. Na prática o valor nulo não ocorre devido principalmente à folga radial entre o carretel e a camisa, a qual permite um caminho para o fluido na posição central.” “Uma válvula com elevadas folgas diamétricas entre o carretel e a camisa, com ressalto dos carretéis arredondados ou com carretel do tipo centro aberto irá apresentar um valor elevado para o coeficiente pressão-vazão” (STRINGER, 1976).

No referido trabalho (STRINGER, 1976) é apresentada equacionamento para a determinação numérica da taxa de amortecimento de sistema com carga inercial pura (equação 5.7) e

para sistema onde a carga é composta por uma componente inercial e uma componente devida ao atrito viscoso no atuador (equação 5.8)

$$\xi_{\text{inercia pura}} = \frac{Kc}{A} \sqrt{\frac{\beta M}{V}} \quad (5.7)$$

$$\xi_{\text{inercia+viscoso}} = \xi_{\text{inercia pura}} + \frac{v}{4} \sqrt{\frac{V}{\beta M}} \quad (5.8)$$

Em função do exposto por STRINGER (1976) verifica-se que os vazamentos internos à servoválvula e o atrito viscoso no atuador pneumático resultam na taxa de amortecimento do sistema de posicionamento pneumático.

Analisando as equações 5.7 e 5.8, verifica-se que o aumento da massa acoplada ao atuador aumenta a taxa de amortecimento quando é considerada uma carga puramente inercial, porém exerce influência contrária sobre a taxa de amortecimento quando é considerada uma carga composta por uma componente inercial e uma componente devida ao atrito viscoso.

Considerando os valores da massa acoplada ao êmbolo do atuador, os valores para a taxa de amortecimento determinados neste trabalho, se comparados ao valor proposto por VIRVALO (1989 e 1995) são portanto coerentes.

Dentre as condições experimentais analisadas, verificou-se um atraso no início do movimento do êmbolo do atuador, o que não é reproduzido adequadamente pelo modelo matemático. Nas condições de avanço do atuador, este atraso foi da ordem de 10 % a 15 % do tempo necessário para a realização do curso total do atuador.

Para a reprodução deste fenômeno, pode ser incluído no modelo matemático, um bloco adicional do **SIMULINK** denominado **Transport Delay**, "O bloco **transport delay** realiza um atraso na variável de

entrada de uma determinada quantidade de tempo. No início da simulação a saída deste bloco é igual à condição inicial especificada até que o tempo de simulação exceda o tempo de atraso especificado" (**SIMULINK**).

Outro ponto observado é a diferença na amplitude da velocidade em regime permanente. Nas condições experimentais realizadas com grande abertura da servoválvula o modelo matemático fornece uma velocidade em regime permanente do êmbolo do atuador cerca de 70% da velocidade determinada experimentalmente. Para as condições experimentais de abertura mínima (figuras 5.7 e 5.8) esta velocidade torna-se muitas vezes superior à velocidade determinada experimentalmente, não sendo possível uma melhor quantificação desta relação, tendo em vista a elevada amplitude do ruído presente.

Na tabela 5.3 são apresentadas as condições experimentais referentes às figuras 5.3 a 5.8 onde é apresentado o comportamento do sistema físico sobreposto ao resultado da simulação numérica do modelo matemático proposto empregando diferentes valores para a taxa de amortecimento.

Tabela 5.3 - Configuração do modelo, relativas às figuras 5.3 a 5.8

figuras	experimento	M (kg)	$U_{ref\ inicial}$	$U_{ref.\ final}$	ξ
5.3 e 5.4	ma 08	0,3	4,89	3,0	0,15 2,0 5,0
5.5 e 5.6	ma 14	3,3	4,89	3,25	0,15 1,0 2,0
5.7 e 5.8	ma 02	0,3	4,89	4,5	0,15

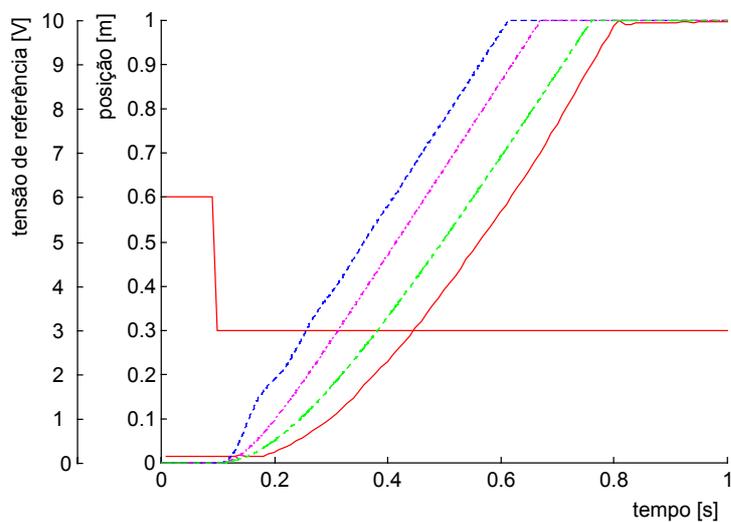


Figura 5.3 - Tensão de referência (degrau) e posição real - experimento ma 08

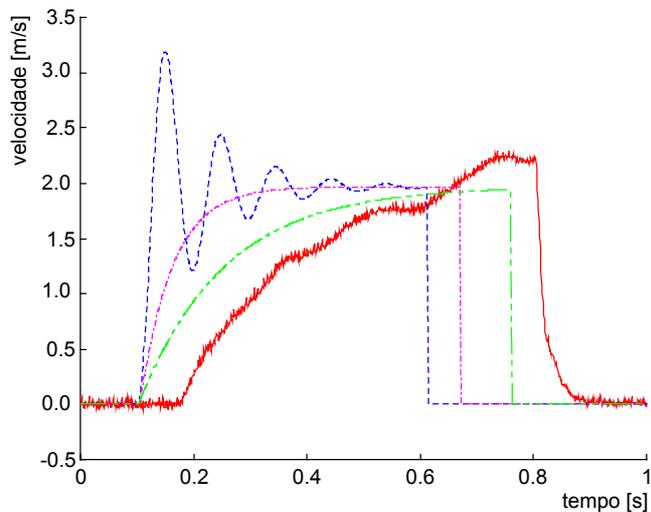


Figura 5.4 - Velocidade do êmbolo do atuador - experimento ma 08

- determinado experimentalmente
- - - determinado por simulação numérica $\xi = 0,15$
- · - · - determinado por simulação numérica $\xi = 2,0$
- - - determinado por simulação numérica $\xi = 5,0$

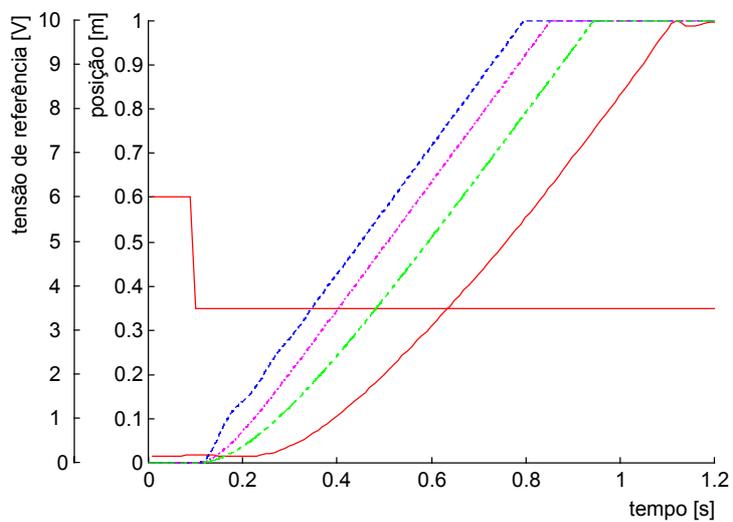


Figura 5.5 - Tensão de referência (degrau) e posição real - experimento ma 14

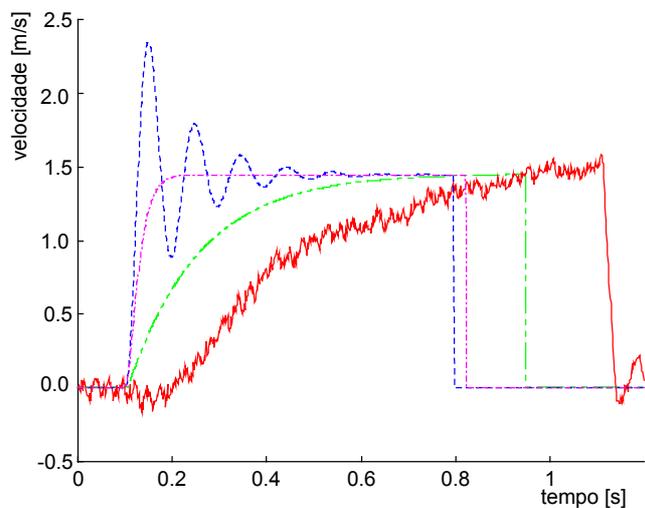


Figura 5.6 - Velocidade do êmbolo do atuador - experimento ma 14

- determinado experimentalmente
- - - determinado por simulação numérica $\xi = 0,15$
- · - determinado por simulação numérica $\xi = 1,0$
- · - determinado por simulação numérica $\xi = 2,0$

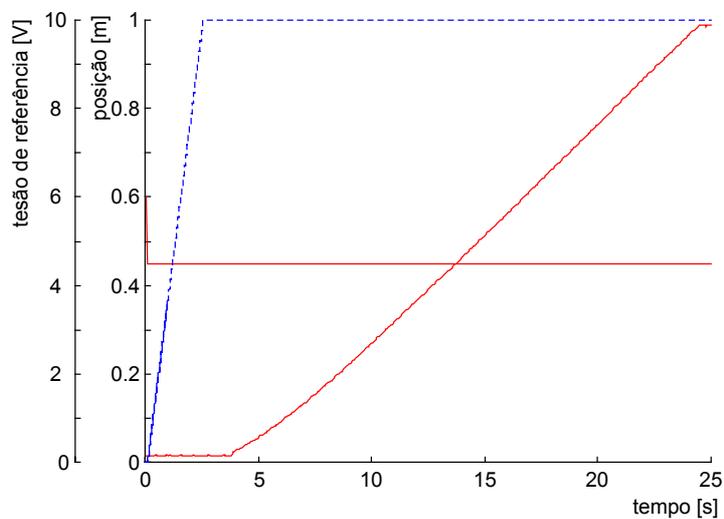


Figura 5.7 - Tensão de referência (degrau) e posição real - experimento ma 02

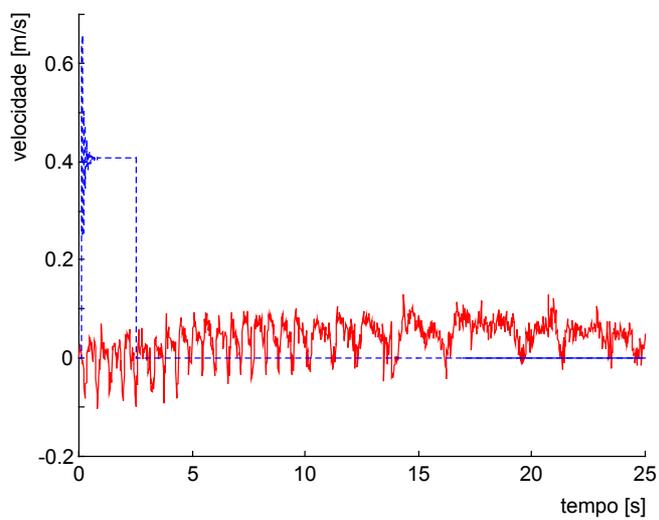


Figura 5.8 - Velocidade do êmbolo do atuador - experimento ma 02

— determinado experimentalmente
 - - - determinado por simulação numérica $\xi = 0,15$

5.2.2 Resposta do sistema em malha fechada

Em relação ao sistema em malha fechada, verificou-se discordância do modelo matemático em comparação ao sistema físico, sob os seguintes aspectos:

- excessiva oscilação da resposta fornecida pelo modelo matemático;
- aproximação final da posição de referência;
- atraso da resposta do sistema físico.

Conforme observado na avaliação do comportamento do modelo matemático em malha aberta, verificou-se excessiva oscilação da resposta do sistema quando utilizando o valor da taxa de amortecimento proposto por VIRVALO (1989 e 1995) ($\xi = 0,15$). Em relação às condições experimentais analisadas, verificou-se que o valor da taxa de amortecimento que melhor descreve o comportamento do sistema, situa-se na faixa de $\xi = 0,5$ a $\xi = 1,0$ (figuras 5.9 a 5.12).

Como já observado durante análise do comportamento do sistema de posicionamento em malha aberta, verificou-se aparente influência do valor da massa acoplada ao atuador, sobre o valor de amortecimento que melhor descreve o comportamento do sistema físico. Estes valores são sintetizados na tabela 5.4.

Verificou-se ainda, que o aumento progressivo do valor do amortecimento utilizado no modelo resulta na sobre passagem da posição de referência, fato este não observado nos dados experimentais (figura 5.13 e 5.14).

Outro ponto significativo, é relativo à trajetória do êmbolo do atuador descrita pelo modelo matemático linear. Por tratar-se de

um modelo de 3ª ordem do tipo 1 (modelo em que o denominador da função transferência é de terceira ordem e apresenta erro de posição em regime permanente nulo quando o sinal de referência varia em degrau) a posição do atuador tende assintoticamente para a posição de referência. Este comportamento é similar ao descrito pelo modelo não linear quando não são considerados os efeitos da zona morta da servoválvula.

Tabela 5.4 - Influência da massa acoplada ao atuador sobre o valor de amortecimento que melhor descreve o comportamento do sistema em malha fechada

M (kg)	ξ
0,3	1,0
3,3	0,5
100,0 (valor utilizado em Virvalo (1989 e 1995))	0,15 (valor utilizado em Virvalo (1989 e 1995))

Como observado através dos dados experimentais, o êmbolo do atuador realiza uma aproximação inicial rápida da posição de referência, havendo um instante em que muda bruscamente este comportamento apresentando uma aproximação final da posição de referência de forma bastante lenta.

Esta distinção do modelo matemático linear em relação ao sistema físico, é justificada pela influência da zona morta da servoválvula e da força de atrito (ver comentários na seção 3.1.3.5), fenômenos estes que não são representados no modelo linear.

Dentre as condições experimentais analisadas, verificou-se através dos dados experimentais um atraso para o início do

movimento do êmbolo do atuador da ordem de 10 % do tempo de subida, o que também não é reproduzido pelo modelo matemático linear.

Na tabela 5.5 são apresentadas as condições experimentais referentes às figuras 5.9 a 5.14 onde é apresentado o comportamento do sistema físico sobreposto ao resultado da simulação numérica do modelo matemático proposto empregando diferentes valores para a taxa de amortecimento.

Tabela 5.5 - Configurações do modelo relativas às figuras 5.9 a 5.12.

figuras	configuração	M (kg)	$Y_{inicial}$	Y_{final}	ganho KP	ξ
5.9 e 5.10	mf 03	0,3	0,5	0,8	1	0,15 0,5 1,0
5.11 e 5.12	mf 15	3,3	0,5	0,8	1	0,15 0,5 1,0
5.13 e 5.14	mf 03	0,3	0,5	0,8	1	1,5 2,0 5,0

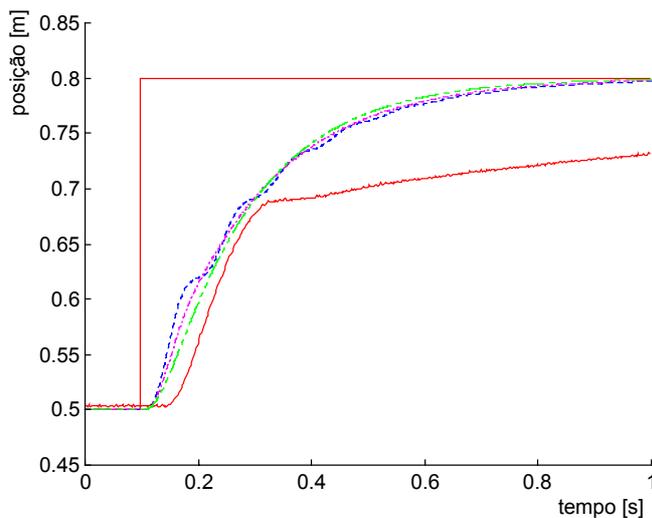


Figura 5.9 - Posição de referência (degrau) e posição real - experimento mf 03

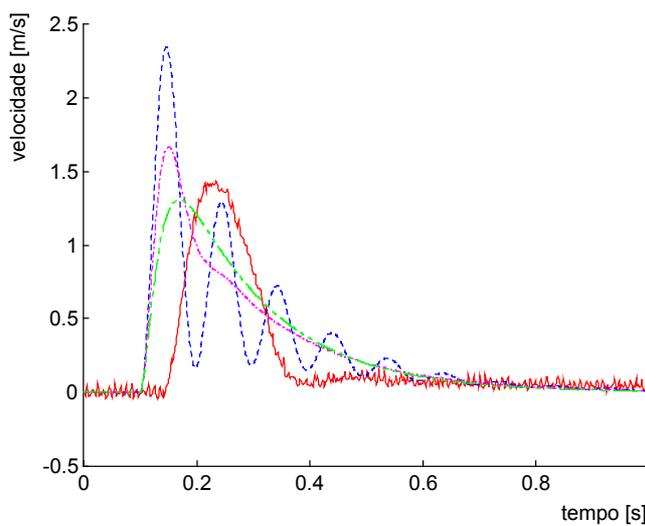


Figura 5.10 - Velocidade do êmbolo do atuador - experimento mf 03

- determinado experimentalmente
- - - determinado por simulação numérica $\xi = 0,15$
- · - · determinado por simulação numérica $\xi = 0,5$
- · - · determinado por simulação numérica $\xi = 1,0$

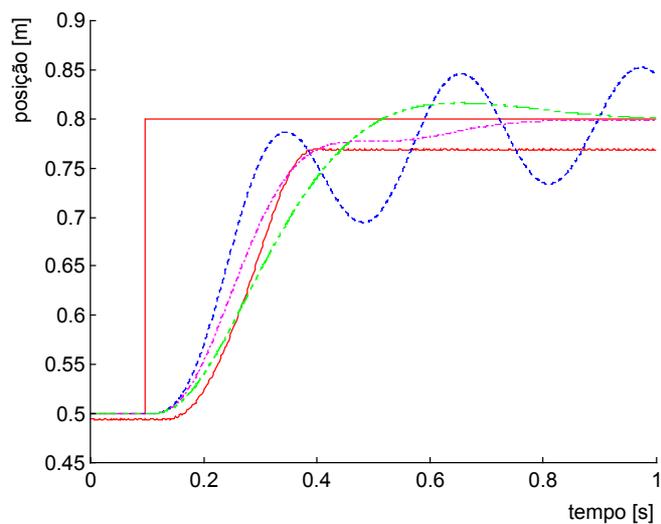


Figura 5.11 - Posição de referência (degrau) e posição real - experimento mf 15

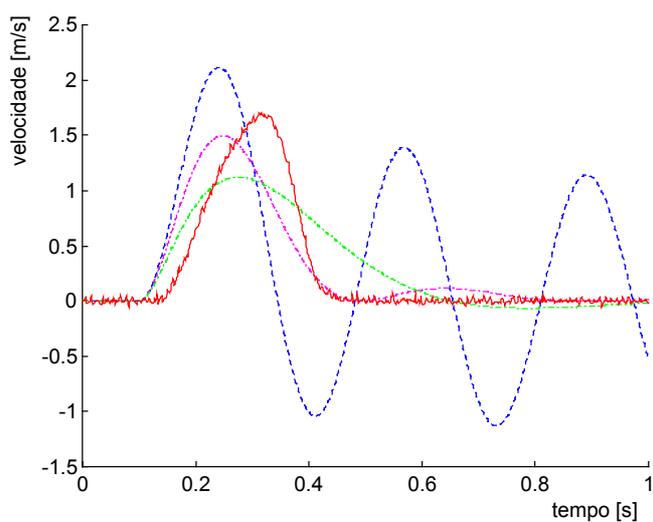


Figura 5.12 - Velocidade do êmbolo do atuador - experimento mf 15

- determinado experimentalmente
- - - determinado por simulação numérica $\xi = 0,15$
- · - · - determinado por simulação numérica $\xi = 0,5$
- · - · - determinado por simulação numérica $\xi = 1,0$

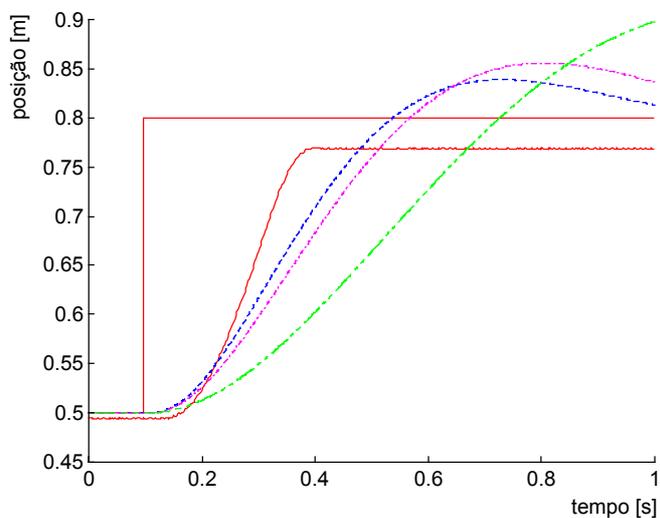


Figura 5.13 - Posição de referência (degrau) e posição real - experimento mf 03

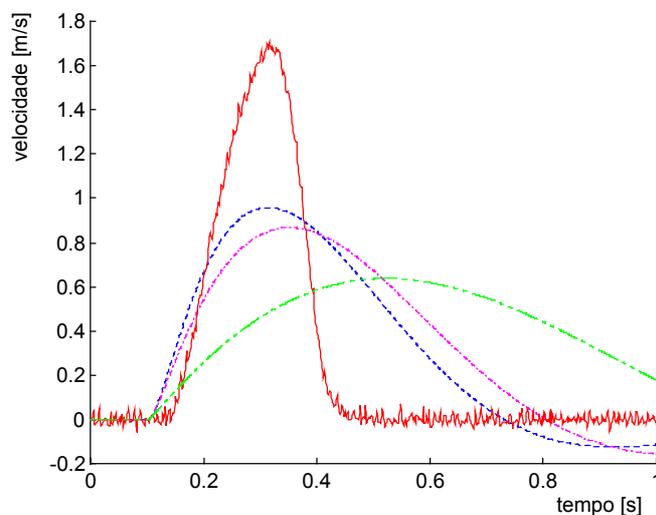


Figura 5.14 - Velocidade do êmbolo do atuador - experimento mf 03

- determinado experimentalmente
- - - determinado por simulação numérica $\xi = 1,5$
- · - · determinado por simulação numérica $\xi = 2,0$
- - - determinado por simulação numérica $\xi = 5,0$

5.3 Conclusão sobre a validade do modelo linear

Em relação à representação do comportamento do sistema de posicionamento em malha aberta, verificou-se que é possível a reprodução do comportamento do sistema físico utilizando o modelo linear de 3ª ordem proposto, havendo entretanto a necessidade de ajuste dos seguintes parâmetros para cada configuração (figuras 5.15 e 5.16):

- amplitude da tensão de referência final;
- amortecimento do sistema;
- tempo de atraso ajustado no bloco adicional **Transport Delay**.

Em relação ao sistema de posicionamento em malha fechada, além de ser necessário o ajuste do valor da taxa de amortecimento utilizado no modelo, sua principal limitação consiste na não reprodução do erro de regime permanente causado pela zona morta da servoválvula. A introdução de um bloco adicional, denominado **Dead Zone**, introduz este efeito, mas ainda assim, não reproduz de forma fidedigna o comportamento do sistema (figuras 5.17 e 5.18).

Nas tabelas 5.6 e 5.7 são apresentadas as condições experimentais referentes às figuras 5.15 a 5.18, nas quais é apresentado o comportamento do sistema físico sobreposto ao resultado da simulação numérica do modelo matemático.

Tabela 5.6 - Configuração do modelo, relativas às figuras 5.15 e 5.16

figuras	experimento	M (kg)	$U_{ref\ inicial}$	$U_{ref.\ final}$	ξ	Transport Delay (s)
5.15 e 5.16	ma 08	0,3	4,89	3,0	6,0	0,08

Tabela 5.7 - Configurações do modelo relativas às figuras 5.17 e 5.18

figuras	configuração	M (kg)	$Y_{inicial}$	Y_{final}	ganho KP	ξ	Dead Zone
5.17 e 5.18	mf 03	0,3	0,5	0,8	1	0,5	0,15

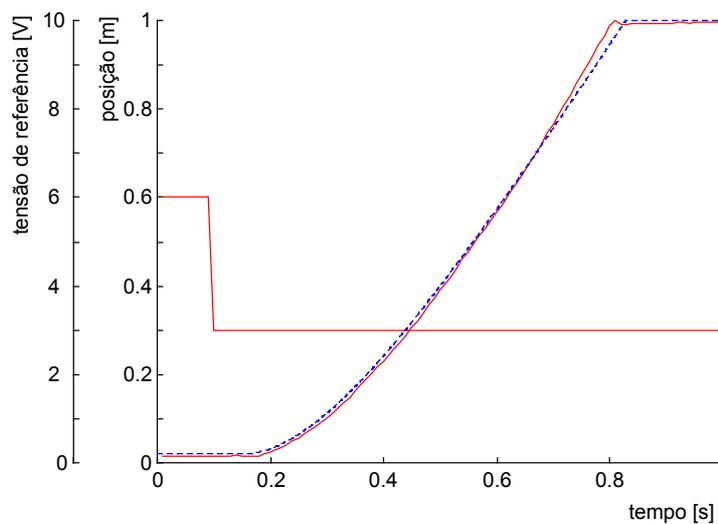


Figura 5.15 - Tensão de referência (degrau) e posição real - experimento ma 08

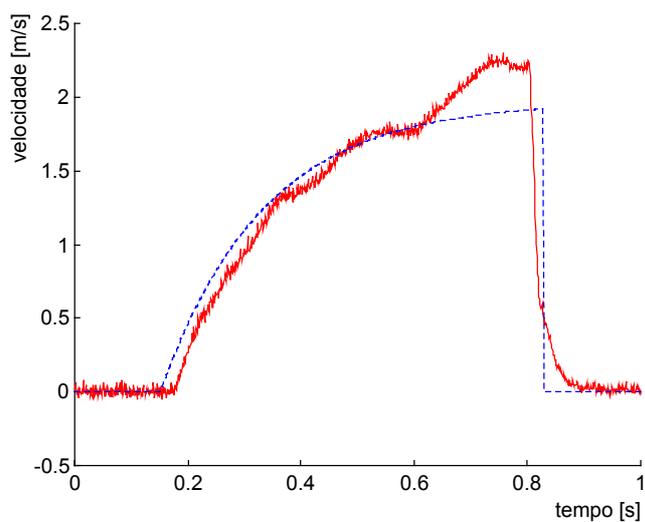


Figura 5.16 - Velocidade do êmbolo do atuador - experimento ma 08

— determinado experimentalmente
 - - - determinado por simulação numérica

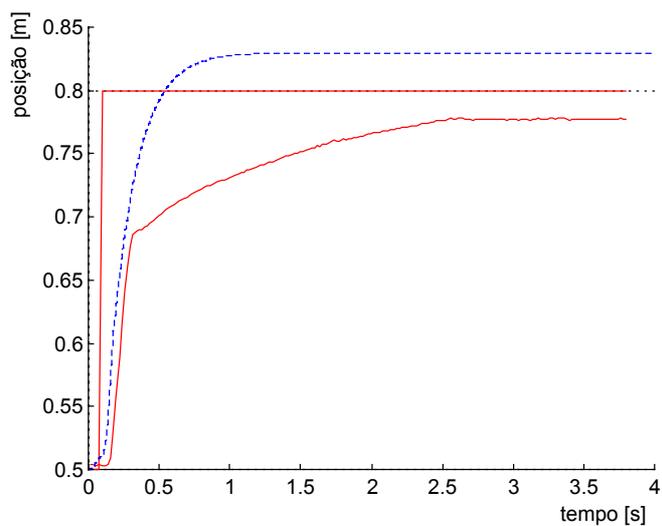


Figura 5.17 - Posição de referência (degrau) e posição real - experimento mf 03

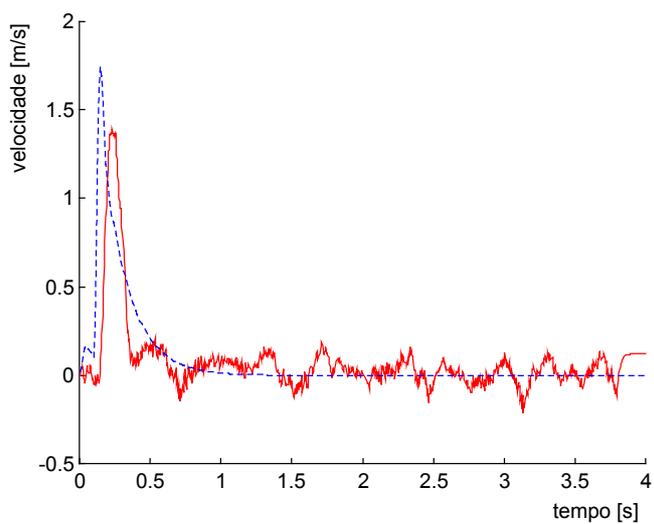


Figura 5.18 - Velocidade do êmbolo do atuador - experimento mf 03

— determinado experimentalmente
 - - - determinado por simulação numérica

6. CONCLUSÃO

O presente trabalho atingiu os objetivos inicialmente propostos, por disponibilizar um modelo matemático de fácil aplicação prática no projeto de sistemas de posicionamento servopneumático, tendo em vista a satisfatória reprodução do comportamento destes sistemas pelo modelo matemático. Além disto aperfeiçoou a metodologia da modelagem destes sistemas físicos, fato que contribui para a manutenção do Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos da UFSC - LASHIP como um centro de excelência nacional na pesquisa aplicada desta área, o qual se mantém atualizado tecnologicamente em relação aos principais centros de pesquisa internacionais, tais como o Institut für hydraulische und pneumatische Antriebe und Steuerungen der RWTH Aachen - IHP, da Alemanha, e o Institute of Hydraulics an Automation at Tampere University of Technology - IHA, da Finlândia.

Mais especificamente, a principal contribuição deste trabalho consiste no equacionamento da vazão mássica, representando o comportamento da zona morta da servoválvula e dos vazamentos internos à mesma no modelo matemático.

Nos sistemas de posicionamento servopneumático, a influência da zona morta da servoválvula associada à da força de atrito no atuador pneumático e dos vazamentos internos à servoválvula afetam negativamente a precisão de posicionamento do êmbolo do atuador. Observa-se um erro de regime permanente nos sistemas físicos, o qual deve ser minimizado através da ação do controlador utilizado. Em função da representação destas variáveis, conforme proposto neste trabalho, o modelo matemático descreve de forma satisfatória a referida característica comportamental (erro de regime permanente) dos sistemas físicos,

fato que não é observado quando estas variáveis não são adequadamente representadas.

A definição neste trabalho da variável denominada "abertura relativa efetiva" e sua utilização no modelo matemático, permite representar de forma realística a variação da abertura do orifício de controle da servoválvula como uma função da tensão de referência aplicada à mesma, descrevendo adequadamente a zona morta da servoválvula. Por esta variável ser determinada experimentalmente, são incorporados à mesma os efeitos de contração e irreversibilidade do escoamento, bem como a real variação geométrica do orifício de controle, particulares ao componente pneumático em análise.

Com base em dados obtidos experimentalmente, propõe-se a consideração dos efeitos dos vazamentos internos à servoválvula.

A metodologia proposta para a consideração dos efeitos dos vazamentos internos à servoválvula e da abertura parcial da mesma, na modelagem de sistemas servopneumáticos, é de fácil aplicação prática, tendo em vista que foram utilizados procedimentos experimentais de simples realização e sem a necessidade de equipamentos especiais, como por exemplo sistemas de medição de vazão mássica do escoamento do ar.

A tendência atual para a descrição da capacidade de vazão dos componentes pneumáticos, é a aplicação de dois coeficientes definidos na ISO 6358. Entretanto, a informação acerca da capacidade de vazão é comumente apresentada nos catálogos dos componentes pneumáticos baseada na vazão nominal normal definida pela VDI 3290. Este trabalho apresenta a correlação entre estas duas formas normalizadas.

Como sugestões para a continuidade do trabalho de pesquisa na área dos posicionadores servopneumáticos, identifica-se o aprofundamento na modelagem da força de atrito nos atuadores

pneumáticos e a investigação para o domínio das técnicas de controle a serem aplicadas a estes sistemas físicos, aspectos a que foi dada menor ênfase neste trabalho, tendo em vista a priorização do equacionamento da vazão mássica.

Em relação ao modelo linear analisado, confirmou-se sua limitação para a representação adequada das características comportamentais do sistema físico, o que se justifica pelas diversas não-linearidades inerentes a estes sistemas, e pela influência das condições experimentais (pressão de trabalho, posição do êmbolo do atuador, temperatura, atrito no atuador, abertura da servoválvula, massa manipulada, dentre outros) sobre o valor dos coeficientes utilizados no modelo matemático (frequência natural e taxa de amortecimento). Verificou-se ainda, uma discordância em relação à principal referência bibliográfica consultada (VIRVALO, 1989 e 1995), acerca do valor da taxa de amortecimento indicada para a representação do comportamento do sistema. Nos experimentos realizados, observou-se um comportamento do sistema físico muito mais amortecido do que o previsto pelo referido autor.

7 BIBLIOGRAFIA

- ANDERSEN, B. W. The Analysis and Design of Pneumatic System. EUA: Ed. John Willey & Sons, New York, 1967.
- BOLLMANN, A., CASTRO, N. A. Modelagem não-linear de um servo-posicionador pneumático. In: XII CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, 1993, Brasília. *Anais...* Brasília: ABCM, 1993. Vol. 1. p. 349-352.
- BURROWS, C. R. Effect of position on the stability of pneumatic servomechanism. *Journal of Mechanical Engineering Science*, v. 11, n. 6, p. 615-616, 1969.
- ESCHMANN, R. Modellbildung und Simulation Pneumatischer Zylinderantrieb. Aachen, Alemanha, 1994. (Tese de doutorado).
- ESCHMANN, R., MÜLLER, R., SAFFE, P. Gestaltung und meßtechnische bewertung eines kolbenstangenlosen pneumatikzylinders. *O+P Ölhydraulik und pneumatik*, Hannover, v. 35, n.4, p.338-347, 1991.
- FESTO Seleção de válvulas. CTP-01-1-06/89. FESTO PNEUMATIC, 1986.
- FESTO Pneumatic NC Axes. FESTO DIDACTIC, 1993.
- FESTO Closed-loop pneumatics. FESTO DIDACTIC, 1994.
- FOX, R. W., McDONALD, A. T. Introdução à mecânica dos fluidos. 3.ed. Rio de Janeiro: Ed. Guanabara, 1985.
- FRANKLIN, G., POWELL, J. D., EMANI-NAEINI, A. Feedback control of dynamic systems.1.ed. Massachusetts: Addison-Wesley Publishing Company, 1986.

- INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARTIZATION. ISO 6358 - Pneumatic Fluid Power - Components using compressible fluids - Determination of flowrate characteristics. 1989.
- IOANNIDS, I., NGUYEN, T. Microcomputer-controlled servopneumatic drives. In: 7th International Fluid Power Symposium, England. Anais..., 1986, p. 155-164.
- KAGAWA, T., OHLIGSCHLÄGER Simulationsmodell für pneumatische zylinderantriebe. O+P-Ölhydraulick und pneumatik, Hannover, v. 34, n.2, p.115-120, 1990.
- LATINO, F., SANDOVAL, D. Quit overspending for servomotion systems. Machine Design, abril 1996, p. 93-96.
- LIN, S. F., THOMASSET, D., RICHARD, E. SCAVARDA, S. Non-linear position control for a long pneumatic actuator. In: 3rd Scandinavian International Conference on Fluid Power. p. 435-444, 1993.
- LINSINGEN, I.V. Fundamentos de sistemas hidráulicos. 1997 (livro no prelo).
- LIU, S. BOBROW, J. E. An analysis of a pneumatic servo system and its application to a computer-controlled robot. Journal of Dynamics Systems, Measurement and Control, v.110, p. 228-235, 1988.
- MERRIT, H.E. Hydraulic control systems. John Wiley & Sons. Inc., New York, 1967.
- OGATA, K. Engenharia de controle moderno. Editora Prentice Hall do Brasil, 1982.
- SANTOS, E. A. P. Análise Teórico Experimental de um Posicionador Pneumático. Florianópolis, 1996. (Dissertação de mestrado).

- SCHOLZ, D. Auslegung servopneumatischer antriebssysteme. Aachen, Alemanha: IHP-RWTH, 1990. (Tese de doutorado).
- SHEARER, J. L. Study of pneumatic process in the continuous control of motion with compressed air I e II. Transactions American Society of Mechanical Engineers, Michigan, v. 78, p. 233-249, 1956.
- STRINGER, J. Hydraulic systems annalysis - an introduction. 1.ed. London: The Macmillan Press Ltd., 1976.
- TONYAN, M. J. Electronically controlled proportional valves. 1.ed. New York: Marcel Dekker, 1985.
- VIRVALO, T.; KOSKINEN, H. Electro-pneumatic servo system design. In: Power International, England, v.34, p.272-275, 1988.
- VIRVALO, T. Designing a pneumatic position servo system. Power International, England, p. 141-147, 1989.
- VIRVALO, T. Modelling and design of a pneumatic position servo system realized with commercial components. Tampere, Finlândia, 1995. (Tese de doutorado).
- PU, J. , WESTON, R. H. Position Control of Pneumatic Drives and the use of Learning Methodologies. In: 8th International Symposium on Fluid Power, England, p.169-198, 1988.
- WIKANDER, J. Adaptive Control of Pneumatic Cylinders. Stockholm, Suécia, 1988. (Tese de doutorado).

APÊNDICE A - MODELO MATEMÁTICO NÃO LINEAR

Apresenta-se neste apêndice, os diversos arquivos tipo **M-file**, utilizados na implantação do modelo matemático não linear, bem como os diagramas de bloco do sistema em malha aberta e em malha fechada.

A.1 - M-file \dot{m}_2 - vazão mássica através da conexão 2 da servoválvula.

```
function [sys,x0] = m2(t,x,u,flag,Pa,Ps,T2,Ts,Ta,T0,R,C,b,ro0)

% Calcula a vazão mássica através da conexão 2 da SVD

% para sinais de controle entre 0 e 5 V
% se Ps > P2 => vazão sai da conexão 2 e entra no cilindro
% se Ps < P2 => vazão sai do cilindro e entra na conexão 2

% para sinais de controle entre 5 e 10 V
% se P2 > Pa => vazão sai do cilindro e entra na conexão 2
% se P2 < Pa => vazão sai da conexão 2 e entra no cilindro

if flag == 0 % Determina os parâmetros da função m2
    sys = [0,0,1,2,0,0];
    % n° de estados contínuos = 0
    % n° de estados discretos = 0
    % n° de saídas = 1 => m2
    % n° de entradas = 2 => P2 Ur
    % n° de raízes descontínuas = 0
    % = 0

    % Determina as condições iniciais

    x0 = [];

elseif flag == 3 % Determina o valor de saída m2

    P2 = u(1,1);
    Ur = u(2,1);

    % Determinação da abertura relativa efetiva

    if Ur <= 4.3
        Abertura = 2.8427e-3*(Ur^5) - 2.4491e-2*(Ur^4) + 5.4766e-2*(Ur^3) - 3.0757e-2*(Ur^2) - 3.9518e-2*Ur + 6.2547e-1;
    elseif Ur <= 5.1
        Abertura = 9.9965e-2*(Ur^2) - 9.4658e-1*Ur + 2.2636;
    else
        Abertura = -2.80215e-3*(Ur^5) + 1.098945e-1*(Ur^4) - 1.69945*(Ur^3) + 1.29048e+1*(Ur^2) - 4.77738e+1*Ur + 6.87839e+1;
    end

    % Determinação das proporções r12 e r32
```

```

if Ur <= 4.125
    r12 = 1;
    r32 = 0;
elseif Ur <= 4.5
    r12 = 6.06 - 1.227 * Ur;
    r32 = -5.06 + 1.227 * Ur;
elseif Ur <= 4.89
    r12 = 1.809 - 0.282 * Ur;
    r32 = -0.809 + 0.282 * Ur;
elseif Ur <= 5.5
    r12 = 3.877 - 0.705 * Ur;
    r32 = -2.877 + 0.705 * Ur;
else
    r12 = 0;
    r32 = 1;
end

    % Calcula a vazão entre as conexões 1 e 2 da servoválvula => m12

    % m12 > 0 => a vazão é no sentido da conexão 1 para a conexão 2
    % m12 < 0 => a vazão é no sentido da conexão 2 para a conexão 1

if Ps >= P2
    Sentido = +1;
    Pent = Ps;
    Tent = Ts;
    pr = P2/Ps;
    if pr > b        wa = sqrt( 1 - ( (pr-b)/(1-b) )^2 );
    else            wa = 1;
    end
end
if Ps < P2
    Sentido = -1;
    Pent = P2;
    Tent = T2;
    pr = Ps/P2;
    if pr > b        wa = sqrt( 1 - ( (pr-b)/(1-b) )^2 );
    else            wa = 1;
    end
end

m12 = Sentido * r12 * Abertura * C * Pent * ro0 * wa * sqrt(T0/Tent);

    % Calcula a vazão entre as conexões 2 e T da servoválvula => m32

    % m32 < 0 => a vazão é no sentido da conexão 2 para a conexão 3
    % m32 > 0 => a vazão é no sentido da conexão 3 para a conexão 2

if P2 >= Pa
    Sentido = -1;
    Pent = P2;
    Tent = T2;
    pr = Pa/P2;
    if pr >= b      wa = sqrt( 1 - ( (pr-b)/(1-b) )^2 );
    else            wa = 1;
    end
end
if P2 < Pa
    Sentido = +1;
    Pent = Pa;
    Tent = Ta;
    pr = P2/Pa;
    if pr >= b      wa = sqrt( 1 - ( (pr-b)/(1-b) )^2 );
    else            wa = 1;
    end
end

m32 = Sentido * r32 * Abertura * C * Pent * ro0 * wa * sqrt(T0/Tent);

```

```

% Calcula a vazão total entre a conexão 2 da SVD e a câmara do atuador

% m2 > 0 => a vazão é no sentido da SVD para o atuador
% m2 < 0 => a vazão é no sentido do atuador para a SVD

m2 = m12 + m32;
sys = [m2];

else
    % Demais chamadas na simulação que não tem
    % influência sobre esta função

sys = [];

end

```

A.2 - M-file \dot{m}_4 - vazão mássica através da conexão 4 da servoválvula.

```

function [sys,x0] = m4(t,x,u,flag,Pa,Ps,T4,Ts,Ta,T0,R,C,b,ro0)

% Calcula a vazão mássica m4 através da conexão 4 da SVD

% para sinais de controle entre 0 a 5 V
% se P4 > Pa => vazão sai do cilindro e entra na conexão 4
% se P4 < Pa => vazão sai da conexão 4 e entra no cilindro

% para sinais de controle entre 0 a + 10
% se Ps > P4 => vazão sai da conexão 4 e entra no cilindro
% se Ps < P4 => vazão sai do cilindro e entra na conexão 4

if flag == 0
    % Determina os parâmetros da função m4
    sys = [0,0,1,2,0,0];
    % nº de estados contínuos = 0
    % nº de estados discretos = 0
    % nº de saídas = 1 => m4
    % nº de entradas = 2 => P4 Ur
    % nº de raízes descontínuas = 0
    % = 0

    % Determina as condições iniciais

x0 = [];

elseif flag == 3 % Determina o valor de saída m4

P4 = u(1,1);
Ur = u(2,1);

% Determinação da abertura relativa efetiva

if Ur <= 4.3
    Abertura = 8.1357e-3*(Ur^4) - 6.5075e-2*(Ur^3) + 1.1747e-1*(Ur^2) - 1.1369e-1*Ur + 7.5955e-1;
elseif Ur <= 5.1
    Abertura = 1.0042e-1*(Ur^2) - 9.4476e-1*Ur + 2.2541;
elseif Ur <= 8
    Abertura = 1.8649e-4*(Ur^5) + 1.5534e-2*(Ur^4) - 5.0860e-1*(Ur^3) + 5.3629*(Ur^2) - 2.3754e+1*Ur + 3.8013e+1;
elseif Ur <= 10
    Abertura = 2.0397e-2*Ur + 3.7572e-1;
end

```

```

% Determinação das proporções r12 e r32

if Ur <= 3.875
    r14 = 0;
    r54 = 1;
elseif Ur <= 4.5
    r14 = -2.027 + 0.523 * Ur;
    r54 = 3.027 - 0.523 * Ur;
elseif Ur <= 4.89
    r14 = -0.861 + 0.264 * Ur;
    r54 = 1.861 - 0.264 * Ur;
elseif Ur <= 5.625
    r14 = -3.362 + 0.776 * Ur;
    r54 = 4.362 - 0.776 * Ur;
else
    r14 = 1;
    r54 = 0;
end

% Calcula a vazão entre as conexões 4 e 1 da servoválvula => m14

% m4p > 0 => a vazão é no sentido da conexão 1 para a conexão 4
% m4p < 0 => a vazão é no sentido da conexão 4 para a conexão 1

if Ps >= P4
    Sentido = +1;
    Pent = Ps;
    Tent = Ts;
    pr = P4/Ps;
    if pr > b        wa = sqrt( 1 - ( (pr-b)/(1-b) )^2 );
    else            wa = 1;
    end
end

if Ps < P4
    Sentido = -1;
    Pent = P4;
    Tent = T4;
    pr = Ps/P4;
    if pr > b        wa = sqrt( 1 - ( (pr-b)/(1-b) )^2 );
    else            wa = 1;
    end
end

m14 = Sentido * r14 * Abertura * C * Pent * ro0 * wa * sqrt(T0/Tent);

% Calcula a vazão entre as conexões 4 e 5 da servoválvula => m4t

% m54 < 0 => a vazão é no sentido da conexão 4 para a conexão 5
% m54 > 0 => a vazão é no sentido da conexão 5 para a conexão 4

if P4 >= Pa
    Sentido = -1;
    Pent = P4;
    Tent = T4;
    pr = Pa/P4;
    if pr >= b      wa = sqrt( 1 - ( (pr-b)/(1-b) )^2 );
    else            wa = 1;
    end
end

if P4 < Pa
    Sentido = +1;
    Pent = Pa;
    Tent = Ta;
    pr = P4/Pa;
    if pr >= b      wa = sqrt( 1 - ( (pr-b)/(1-b) )^2 );
    else            wa = 1;
    end
end
end

```

```

m54 = Sentido * r54 * Abertura * C * Pent * ro0 * wa * sqrt(T0/Tent);

    % Calcula a vazão total entre a conexão 4 da SVD e a câmara do atuador

    % m4 > 0 => a vazão é no sentido da SVD para o atuador
    % m4 < 0 => a vazão é no sentido do atuador para a SVD

m4 = m14 + m54;
sys = [m4];

else
    % Demais chamadas na simulação que não tem
    % influência sobre esta função

sys = [];

end

```

A.3 - M-file dpA - derivada da pressão na câmara A do atuador em relação ao tempo.

```

function [sys,x0] = dpA(t,x,u,flag,TA,R,A,VA0,k)

% Calcula a derivada da pressão pA

if flag == 0
    % Determina os parâmetros da função dpA
    sys = [0,0,1,4,0,0];
    % n° de estados contínuos = 0
    % n° de estados discretos = 0
    % n° de saídas = 1 => dpA
    % n° de entradas = 4 => y dy dmA PA
    % n° de raízes descontínuas = 0
    % n° = 0

    % Determina as condições iniciais

x0 = [];

elseif flag == 3 % Determina o valor de saída dpA

y = u(1,1);
dy = u(2,1);
dmA = u(3,1);
PA = u(4,1);

f1 = (k/(A*y + VA0));
dpA = f1 * ( dmA*R*TA - PA*A*dy );
sys = [dpA];

else
    % Demais chamadas na simulação que não tem
    % influência sobre esta função

sys = [];

end

```

A.4 - M-file dpB - derivada da pressão na câmara B do atuador em relação ao tempo.

```
function [sys,x0] = dpB(t,x,u,flag,TB,R,A,L,VB0,k)

% Calcula a derivada da pressão pB

if flag == 0 % Determina os parâmetros da função dpB
    sys = [0,0,1,4,0,0];
    % n° de estados contínuos = 0
    % n° de estados discretos = 0
    % n° de saídas = 1 => dpB
    % n° de entradas = 4 => y dy dmB PB
    % n° de raízes descontínuas = 0
    % n° = 0

    % Determina as condições iniciais

    x0 = [];

elseif flag == 3 % Determina o valor de saída dpB

    y = u(1,1);
    dy = u(2,1);
    dmB = u(3,1);
    PB = u(4,1);
    fb = (k/(A*(L-y) + VB0));
    dpB = fb * ( dmB*R*TB + PB*A*dy );
    sys = [dpB];

else % Demais chamadas na simulação que não tem
    % influência sobre esta função

    sys = [];
end
```

A.5 - M-file dy - critério para determinação da velocidade do atuador.

```
function [sys,x0] = dy(t,x,u,flag,ymin,ymax)

% Determina o critério de cálculo da velocidade do atuador

if flag == 0 % Determina os parâmetros da função dy
    sys = [0,0,3,2,0,0];
    % n° de estados contínuos = 0
    % n° de estados discretos = 0
    % n° de saídas = 3 => s1 s2 s3
    % n° de entradas = 2 => ddy y
    % n° de raízes descontínuas = 0
    % n° = 0

    % Determina as condições iniciais

    x0 = [];

elseif flag == 3

    y = u(1,1);
```

```

ddy = u(2,1);

s1 = ddy;
s3 = 0;

s2 = 0;

if y >= ymax
    if ddy == 0
        s2 = 1;
    end
end

if y <= ymin
    if ddy == 0
        s2 = 1;
    end
end
sys = [s1,s2,s3];

else
    % Demais chamadas na simulação que não tem
    % influência sobre esta função

sys = [];
end

```

A.6 - M-file ddy - aceleração do atuador.

```

function [sys,x0] = ddy(t,x,u,flag,A,FI,M,ymax,ymin)

% Calcula a aceleração do atuador

if flag == 0
    % Determina os parâmetros da função ddy
    sys = [0,0,3,4,0,0];
    % n° de estados contínuos = 0
    % n° de estados discretos = 0
    % n° de saídas = 1 => ddy
    % n° de entradas = 4 => PA PB Ff y
    % n° de raízes descontínuas = 0
    % = 0

    % Determina as condições iniciais

x0 = [];

elseif flag == 3 % Determina o valor de saída ddy

    PA=u(1,1);
    PB=u(2,1);
    Ff=u(3,1);
    y =u(4,1);

Ffca = 0;
Ffcb = 0;
if y >= ymax % batente mecânico no fim do curso

    if (PA-PB)*A + FI - Ff > 0
        Ffcb = (PA-PB)*A + FI - Ff;
    end
end

if y <= ymin % batente mecânico no início do curso

```

```

if (PA-PB)*A - FI + Ff > 0
    Ffca = (PB-PA)*A - FI + Ff;
end
end
%Ffca = 0;
%Ffcb = 0;

ddy = ( (PA-PB)*A - Ff + FI + Ffca - Ffcb)/M;
sys = [ddy,Ffca,Ffcb];

else
    % Demais chamadas na simulação que não tem
    % influência sobre esta função

sys = [];
end

```

A.7 - M-file Ff - força de atrito no atuador.

```

function [sys,x0] = Ff(t,x,u,flag,A)

% Calcula a força de atrito no atuador

if flag == 0
    % Determina os parâmetros da função Ff
    sys = [0,0,1,3,0,0];
    % # de estados contínuos = 0
    % # de estados discretos = 0
    % # de saídas = 1 => Ff
    % # de entradas = 3 => PA PB dy
    % # de raízes descontínuas = 0
    % # ??? = 0
    % Determina as condições iniciais
    x0 = [];

elseif flag == 3 % Determina o valor de saída Ff

PA=u(1,1);
PB=u(2,1);
dy=u(3,1);
FI=0;

Faux = (PA-PB)*A + FI;

if Faux >= 0
    sinalP = +1;
else
    sinalP = -1;
end

if dy >= 0
    sinalV = +1;
else
    sinalV = -1;
end

if abs(PA-PB) <= 2e5
    % 1a. faixa de pressões
    if abs(dy) <= .6
        Ff = 91.6*dy + 30*sinalV; % 1a. faixa de velocidade
    else
        Ff = 2.08*dy + 83.75*sinalV; % 2a. faixa de velocidade
    end

if dy == 0
    % Força de atrito estática p/ velocidade zero
    if abs(Faux) <= 30
        % Aumento gradativo da F atrito estática
        % com o aumento do dif. de pressão

```

```

else
    Ff = 30*sinalP;          % Limitação da força de atrito estática
end
end

elseif abs(PA-PA) <= 2.5e5

if abs(dy) <= 0.4
    Ff = 175*dy + 40*sinalV;
else
    Ff = 3.85*dy + 108.5*sinalV;
end

if dy == 0
    if abs(Faux) <= 40
        Ff = Faux;
    else
        Ff = 40*sinalP;
    end
end

else

if abs(dy) <= 0.4
    Ff = 200*dy + 70*sinalV;
else
    Ff = 9.6*dy + 146.15*sinalV;
end

if dy == 0
    if abs(Faux) <= 70
        Ff = Faux;
    else
        Ff = 70*sinalP;
    end
end

end

sys = [Ff];

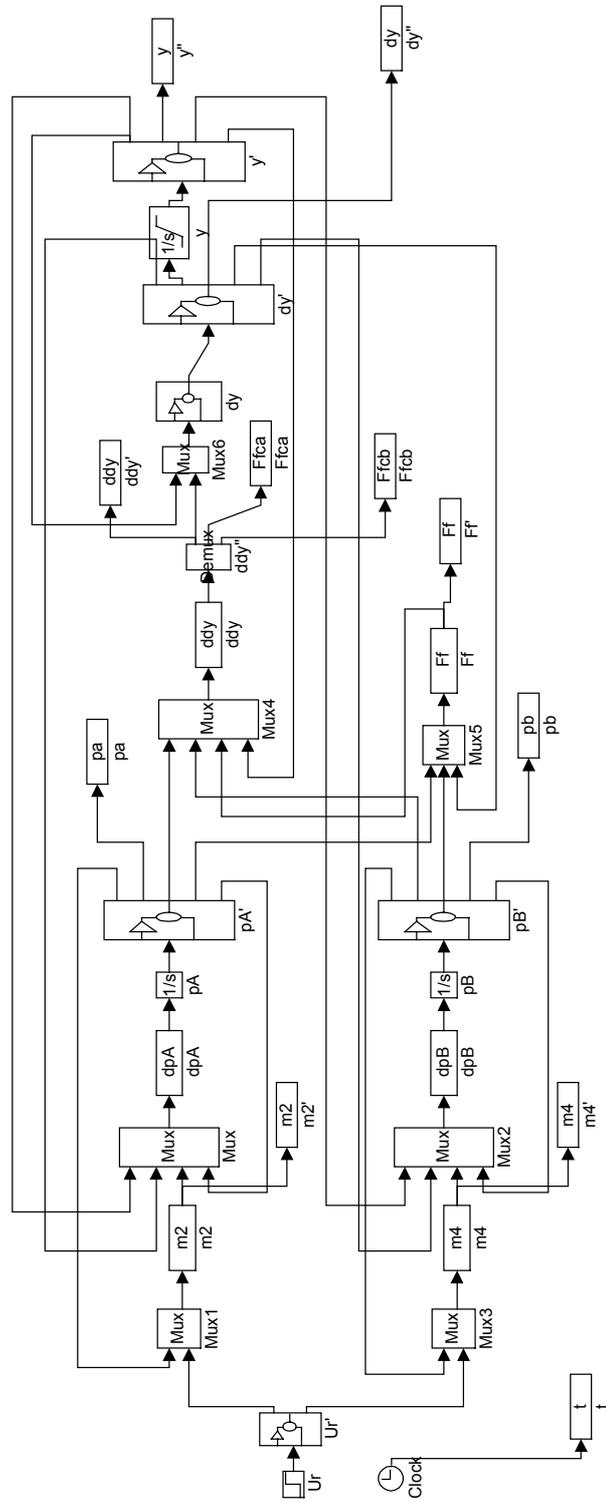
else          % Demais chamadas na simulação que não tem
              % influência sobre esta função

sys = [];
end

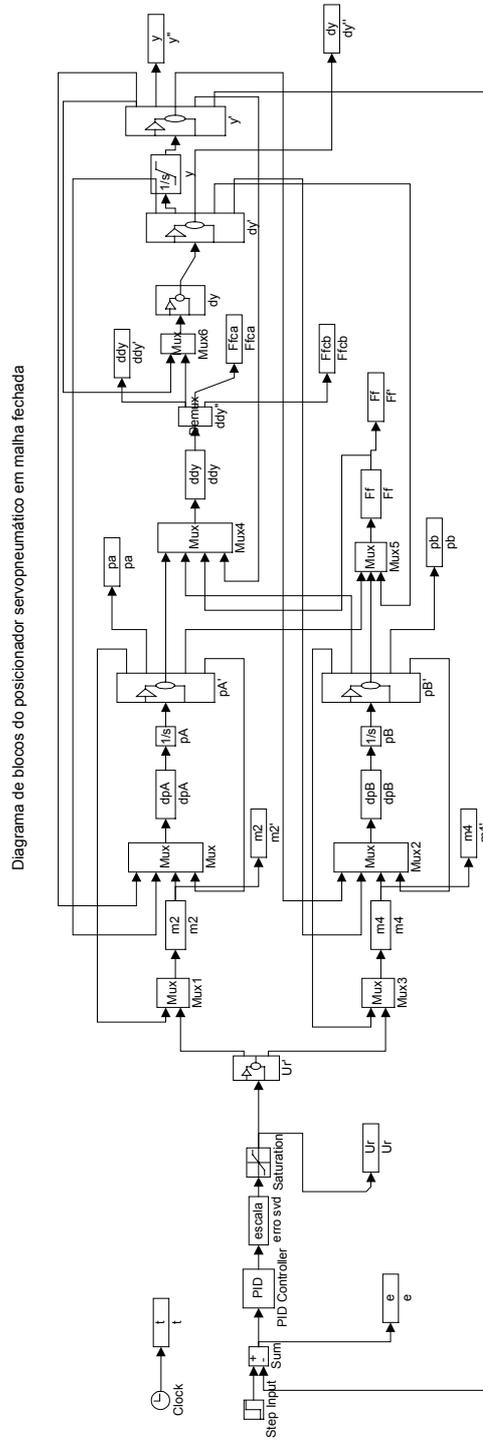
```

A.8 - Diagrama de blocos do posicionador servopneumático em malha aberta.

Diagrama de blocos do posicionador servopneumático em malha aberta

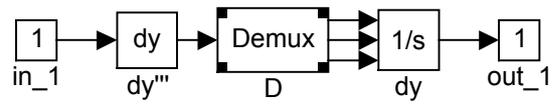


A.9 - Diagrama de blocos do posicionador servopneumático em malha fechada.



A.10 - Diagrama de blocos para determinação da velocidade utilizando o Reset Integrator.

Diagrama de blocos,
do bloco para determinação da velocidade,
utilizando o Reset Integrator



APÊNDICE B - RELAÇÃO PRESSÃO X TENSÃO DE REFERÊNCIA DA SERVOVÁLVULA

Apresenta-se neste apêndice, listagem dos experimentos realizados na determinação experimental da relação pressão x tensão de referência da servoválvula, identificação das variáveis armazenadas nos arquivos gerados, e rotinas para o **MATLAB** desenvolvidas para processamento dos dados armazenados.

B.1 - Lista dos experimentos realizados.

U_r (V)	variáveis	arquivo
2,00	$t, P_{Sup}, P_2, P_4, U_r$	exs200
3,50	$t, P_{Sup}, P_2, P_4, U_r$	exs350
3,51	$t, P_{Sup}, P_2, P_4, U_r$	exs351
3,52	$t, P_{Sup}, P_2, P_4, U_r$	exs352
.		.
.		.
.		.
5,98	$t, P_{Sup}, P_2, P_4, U_r$	exs598
5,99	$t, P_{Sup}, P_2, P_4, U_r$	exs599
6,00	$t, P_{Sup}, P_2, P_4, U_r$	exs600
8,00	$t, P_{Sup}, P_2, P_4, U_r$	exs800

obs:

Entre os experimentos "exs352" e "exs598" foram realizados outros 246 experimentos havendo um incremento a cada experimento de 0,01 V na tensão de referência aplicada à servoválvula, registrando nos referidos arquivos as mesmas variáveis.

O nome dos arquivos é obtido por:

"exs" + "valor da tensão de referência"

exemplo:

para: $U_r = 4,53$ V

nome do arquivo: exs453

variável medida	Sistema de medição empregado		
	Transdutor	Bastidor ALFA	Condicionador
t - tempo	não se aplica		
P _{Sup} - pressão de suprimento da servoválvula	HBM PD1	1215	7073 (CANAL 0)
P ₂ - pressão na câmara 2 da servoválvula	P8AP-02	763	5103 (CANAL 2)
P ₄ - pressão na câmara 4 da servoválvula	P8AP-03	763	5104 (CANAL 3)
U _r - tensão de referência da servoválvula	não se aplica		

B.2 - Rotina para determinação da curva da relação pressão x tensão de referência da servoválvula - "kpexp.m".

```

% recupera os dados armazenados nos arquivos exs... exd...
% calcula a média dos valores
% constrói um arquivo com estes valores médios
% plota as variáveis

clear                % LIMPA TODAS AS VARIÁVEIS DO AMBIENTE DE TRABALHO

whitebg
nome = 'exs350';     % Inicia a leitura pelo arquivo exs350
n = abs('exs350');

ind = 1;
for j=1:5
    for i=1:10
        load (nome)
        x =trace_x;
        y1=trace_y(1,:);    P2(ind) = mean(y1);
        y2=trace_y(2,:);    P4(ind) = mean(y2);
        y3=trace_y(3,:);    Ps(ind) = mean(y3);
        y4=trace_y(4,:);    svd(ind) = mean(y4);
        dif(ind) = abs(P2(ind)-P4(ind));
        n(6)=n(6)+1;
        n = [ n(1) n(2) n(3) n(4) n(5) n(6)];
        nome = setstr(n);
        a(ind) = ind;
        ind = ind + 1;
    end

n(6) = n(6) - 10;
n(5) = n(5)+1;
n = [ n(1) n(2) n(3) n(4) n(5) n(6)];
nome = setstr(n);

end

% Realiza a leitura até o arquivo exs399

nome = 'exs400';     % Inicia a leitura pelo arquivo exs400
n = abs('exs400');
for j=1:10
    for i=1:10
        load (nome)
        x =trace_x;

```

```

y1=trace_y(1,:); P2(ind) = mean(y1);
y2=trace_y(2,:); P4(ind) = mean(y2);
y3=trace_y(3,:); Ps(ind) = mean(y3);
y4=trace_y(4,:); svd(ind) = mean(y4);
dif(ind) = abs(P2(ind)-P4(ind));
n(6)=n(6)+1;
n = [ n(1) n(2) n(3) n(4) n(5) n(6)];
nome = setstr(n);
a(ind) = ind;
ind = ind + 1;
end

n(6) = n(6) - 10;
n(5) = n(5)+1;
n = [ n(1) n(2) n(3) n(4) n(5) n(6)];
nome = setstr(n);

end

% Realiza a leitura até o arquivo exs499
nome = 'exs500'; % Inicia a leitura pelo arquivo exs500
n = abs('exs500');

for j=1:10
for i=1:10
load (nome)
x =trace_x;
y1=trace_y(1,:); P2(ind) = mean(y1);
y2=trace_y(2,:); P4(ind) = mean(y2);
y3=trace_y(3,:); Ps(ind) = mean(y3);
y4=trace_y(4,:); svd(ind) = mean(y4);
dif(ind) = abs(P2(ind)-P4(ind));
n(6)=n(6)+1;
n = [ n(1) n(2) n(3) n(4) n(5) n(6)];
nome = setstr(n);
a(ind) = ind;
ind = ind + 1;
end

n(6) = n(6) - 10;
n(5) = n(5)+1;
n = [ n(1) n(2) n(3) n(4) n(5) n(6)];
nome = setstr(n);

end

% Realiza a leitura até o arquivo exs599
b=(a+349)/100;

plot(b,P2,'r')
hold on
plot(b,P4,'g')
plot(b,svd,'c')
plot(b,Ps,'b')

[y,c] = min(dif); % menor valor entre a diferença das pressões

svd(c) % nas duas câmaras
% valor de tensão em que ocorreu
% é o ponto central da válvula

P2(c) % valor das pressões no centro da válvula
xm=(c+349)/100;
line([xm xm],[0.1 0.7])
line([3.5 6] , [P2(c) P2(c)])

%title('Relação pressão x tensão de referência da SVD')

%xlabel('Tensão de alimentação')
%ylabel('Pressão')

```

APÊNDICE C - ABERTURA RELATIVA EFETIVA

C.1 - Lista dos arquivos para determinação da abertura relativa efetiva.

Pressurização da câmara através da conexão 4 da servoválvula

Pressão inicial da câmara - P_{atm}

P_{Sup}	U_r	variáveis	arquivo
5	6	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex156
5	7	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex157
5	8	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex158
5	9	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex159
5	10	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex1510
6	6	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex166
6	7	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex167
6	8	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex168
6	9	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex169
6	10	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex1610
7	6	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex176
7	7	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex177
7	8	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex178
7	9	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex179
7	10	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex1710
8	6	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex186
8	7	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex187
8	8	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex188
8	9	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex189
8	10	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex1810
9	6	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex196
9	7	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex197
9	8	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex198
9	9	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex199
9	10	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex1910

--

P_{Sup}	U_r	variáveis	arquivo	variáveis	arquivo
6	4,76	t, Pcf, svd	ex16476	t, Pcf, Pce, Ps, svd	ex16476b
6	4,8	t, Pcf, svd	ex1648	t, Pcf, Pce, Ps, svd	ex1648b
6	4.82		ex16482		ex16482b
6	4,85	t, Pcf, svd	ex16485	t, Pcf, Pce, Ps, svd	ex16485b
6	4,9	t, Pcf, svd	ex1649	t, Pcf, Pce, Ps, svd	ex1649b
6	4,95	t, Pcf, svd	ex16495	t, Pcf, Pce, Ps, svd	ex16495b
6	5	t, Pcf, svd	ex165	t, Pcf, Pce, Ps, svd	ex165b
6	5,25	t, Pcf, Pce, Ps, svd	ex16525		
6	5,5	t, Pcf, Ps, svd	ex1655		
6	5,75	t, Pcf, Ps, svd	ex16575		
6	6,5	t, Pcf, Pce, Ps, svd	ex1665		
6	7,5	t, Pcf, Pce, Ps, svd	ex1675		

variável medida	Sistema de medição empregado		
	Transdutor	Bastidor ALFA	Condicionador
t - tempo	não se aplica		
P _{cf} - pressão no fundo da câmara	P8AP-03	763	5104 (CANAL 3)
P _{ce} - pressão à entrada da câmara	P8AP-02	763	5103 (CANAL 2)
P _s - pressão de suprimento da servoválvula	P8AP-01	763	4960 (CANAL 1)
svd - tensão de referência aplicada à servoválvula direcional	não se aplica		
vrp - tensão de referência aplicada à válvula reguladora de pressão	não se aplica		

Pressurização da câmara através da conexão 2 da servoválvula

Pressão inicial da câmara - P_{atm}

P _{Sup}	U _r	variáveis	arquivo	variáveis	arquivo
6	4,82	t, P _{cf} , svd	xe16482	t, P _{cf} , P _s , svd	xe16482b
6	4,8	t, P _{cf} , svd	xe16480	t, P _{cf} , P _s , svd	xe16480b
6	4,78	t, P _{cf} , svd	ex16478	t, P _{cf} , P _s , svd	ex16478b
6	4,75	t, P _{cf} , svd	ex16475	t, P _{cf} , P _s , svd	ex16475b
6	4,7	t, P _{cf} , svd	ex1647	t, P _{cf} , P _s , svd	ex1647b
6	4,6	t, P _{cf} , P _s , svd	ex1646	t, P _{cf} , P _s , svd	ex1646b
6	4,35	t, P _{cf} , P _s , svd	ex16435	t, P _{cf} , P _s , svd	ex16435b
6	4,1	t, P _{cf} , P _s , svd	ex1641		
6	3,85	t, P _{cf} , P _s , svd	ex16385		
6	3,6	t, P _{cf} , P _s , svd	ex1636		
6	3,1	t, P _{cf} , P _s , svd	ex1631		
6	2,6	t, P _{cf} , P _s , svd	ex1626		
6	2,1	t, P _{cf} , P _s , svd	ex1621		
6	1,6	t, P _{cf} , P _s , svd	ex1616		
6	0,6	t, P _{cf} , P _s , svd	ex1606		
6	0	t, P _{cf} , P _s , svd	ex1600		

variável medida	Sistema de medição empregado		
	Transdutor	Bastidor ALFA	Condicionador
t - tempo	não se aplica		
P _{cf} - pressão no fundo da câmara	P8AP-03	763	5104 (CANAL 3)
P _s - pressão de suprimento da servoválvula	P8AP-01	763	4960 (CANAL 1)
svd - tensão de referência aplicada à servoválvula direcional	não se aplica		

Despressurização da câmara através da conexão 4 da servoválvula

Pressão final da câmara - P_{atm}

$P_{câmara}$	U_r	variáveis	arquivo	variáveis	arquivo
5	4	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex254		
5	3	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex253		
5	2	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex252		
5	1	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex251		
5	0	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex250		
6	4,85	t, Pcf, Pce, Psm, svd	ex26485		
6	4,8	t, Pcf, Pce, Psm, svd	ex2648		
6	4,75	t, Pcf, Pce, Psm, svd	ex26475	t, Pcf, Pce, Ps, svd	ex26475b
6	4,5	t, Pcf, Pce, Psm, svd	ex2645	t, Pcf, Pce, Ps, svd	ex2645b
6	4,25	t, Pcf, Pce, Psm, svd	ex26425	t, Pcf, Pce, Ps, svd	ex26425b
6	4	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex264		
6	3,5	t, Pcf, Pce, Psm, svd	ex2535		
6	3	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex263		
6	2	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex262		
6	1	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex261		
6	0	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex260		
7	4	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex274		
7	3	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex273		
7	1	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex271		
7	0	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex270		
8	4	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex284		
8	3	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex283		
9	4	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex294		
9	3	t, Pcf, Pce, Ps, svd, vrp	ex293		

variável medida	Sistema de medição empregado		
	Transdutor	Bastidor ALFA	Condicionador
t - tempo	não se aplica		
Pcf - pressão no fundo da câmara	P8AP-03	763	5104 (CANAL 3)
Pce - pressão à entrada da câmara	P8AP-02	763	5103 (CANAL 2)
Psm - pressão de suprimento da servoválvula	HBM PD1	1215	7073 (CANAL 0)
Ps - pressão de suprimento da servoválvula	P8AP-01	763	4960 (CANAL 1)
svd - tensão de referência aplicada à servoválvula direcional	não se aplica		
vrp - tensão de referência aplicada à válvula reguladora de pressão	não se aplica		

Despressurização da câmara através da conexão 2 da servoválvula

P _{câmara}	U _r	variáveis	arquivo	variáveis	arquivo
6	4,9	t, Pcf, Pce, Psm, svd	ex2649	t, Pcf, Pce, Psm, svd	ex2649b
6	4,95	t, Pcf, Pce, Psm, svd	ex26495	t, Pcf, Pce, Psm, svd	ex26495b
6	5	t, Pcf, Pce, Psm, svd	ex2650		
6	5,125	t, Pcf, Pce, Psm, svd	ex265125		
6	5,25	t, Pcf, Pce, Psm, svd	ex26525		
6	5,5	t, Pcf, Pce, Psm, svd	ex2655		
6	5,75	t, Pcf, Pce, Psm, svd	ex26575		
6	6	t, Pcf, Pce, Psm, svd	ex266		
6	6,5	t, Pcf, Pce, Psm, svd	ex2665		
6	7	t, Pcf, Pce, Psm, svd	ex267		
6	7,5	t, Pcf, Pce, Psm, svd	ex2675		
6	8	t, Pcf, Pce, Psm, svd	ex268		
6	9	t, Pcf, Pce, Psm, svd	ex269		
6	10	t, Pcf, Pce, Psm, svd	ex2610		

variável medida	Sistema de medição empregado		
	Transdutor	Bastidor ALFA	Condicionador
t - tempo	não se aplica		
Pcf - pressão no fundo da câmara	P8AP-03	763	5104 (CANAL 3)
Pce - pressão à entrada da câmara	P8AP-02	763	5103 (CANAL 2)
Psm - pressão de suprimento da servoválvula	HBM PD1	1215	7073 (CANAL 0)
svd - tensão de referência aplicada à servoválvula direcional	não se aplica		

C.2 - Rotina para seleção de dados "ajustab2.m"

obs: esta rotina é utilizada quando a tensão de referência da servoválvula é a segunda variável armazenada após a variável tempo.

exemplo: t,Pcf,svd

```
function ajustab2(nome,td,tfim,processo)
%function [Ps,Pa,Pc1] =
% seleciona parte dos dados obtidos experimentalmente, para permitir
% a comparação com os dados obtidos através de simulação matemática
% baseado no tempo em que ocorre o sinal de comando
%
% parâmetros de entrada >> nome do arquivo // tempo desejado p/ degrau
%                               tempo máximo // processo
%           p/ pressurização câmara A >> processo = pa
%           p/ despressurização câmara A >> processo = dA
%           p/ pressurização câmara B >> processo = pB
%           p/ despressurização câmara B >> processo = dB
% parâmetros de retorno
%
% exemplo de utilização
%

load(nome)           % CARREGA OS DADOS ARMAZENADOS NO ARQUIVO

x =trace_x;          % TEMPO DE SIMULAÇÃO - T

y1=trace_y(1,:); % pressão no fundo da câmara

y2=trace_y(2,:); % sinal p/ SVD

                                % DETERMINA O TEMPO EM QUE OCORREU
                                % A VARIAÇÃO EM DEGRAU NO SINAL      DA
                                % SERVOVÁLVULA DIRECIONAL - td

[nada,n] = size(x);
for i = 2:n
    a = y2(i);
    b = y2(i-1);
    if processo == 'p2' | 'd4'
        if a < b
            td = i;           % TEMPO EM QUE OCORRE O DEGRAU
            i = n;
        end
    end
    if processo == 'p4' | 'd2'
        if a > b
            td = i;           % TEMPO EM QUE OCORRE O DEGRAU
            i = n;
        end
    end
end

end

td
dt=x(2)-x(1);
tdd=round(tdd/dt);
```

```

ti = td-tdd;
tfim = round(tfim/dt);
tf = tfim;
ni=tf;

% OS COMANDOS A SEGUIR SELECIONAM PARTE DOS
% DADOS EXPERIMENTAIS A PARTIR DO INSTANTE
% INICIAL ATÉ O TEMPO FINAL DESEJADOS

for i = 1:ni,

    te(i) = dt*(i-1);
    pc(i) = y1(i+ti)*1e6;
    svd(i) = y2(i+ti)*1e6;
end

% OS COMANDO A SEGUIR PLOTAM O TRECHO DE
% INTERESSE DAS DIVERSAS VARIÁVEIS ARMAZENADAS
% NO ARQUIV

for i = 1:(ni/25),

    ter(i) = te(i*25);
    pcr(i) = pc(i*25);
    svdr(i) = svd(i*25);
end

figure(1)
hold on
grid on
plot(te,pc,'r')
plot(te,svd,'r')
title(nome)

figure(2)
hold on
grid on
plot(ter,pcr,'r')
plot(ter,svdr,'r')
title(nome)

```

C.3 - Rotina para seleção de dados "ajustab3.m"

obs: esta rotina é utilizada quando a tensão de referência da servoválvula é a terceira variável armazenada após a variável tempo.

exemplo: t, Pcf, Ps, svd

```

function ajustab3(nome,tdd,tfim,processo)
%function [Ps,Pa,Pc1] =
% seleciona parte dos dados obtidos experimentalmente, para permitir
% a comparação com os dados obtidos através de simulação matemática
% baseado no tempo em que ocorre o sinal de comando
%
% parâmetros de entrada >> nome do arquivo // tempo desejado p/ degrau
%                               tempo máximo // processo
%                               p/ pressurização câmara A >> processo = pA

```

```

%           p/ depressurização câmara A >> processo = dA
%           p/ pressurização câmara B >> processo = pB
%           p/ depressurização câmara B >> processo = dB

load(nome)           % CARREGA OS DADOS ARMAZENADOS NO ARQUIVO

x =trace_x;          % TEMPO DE SIMULAÇÃO - T

y1=trace_y(1,:); % pressão no fundo da câmara

y2=trace_y(2,:); % pressão de suprimento Ps

y3=trace_y(3,:); % sinal p/ SVD

% DETERMINA O TEMPO EM QUE OCORREU
% A VARIAÇÃO EM DEGRAU NO SINAL      DA
% SERVOVÁLVULA DIRECIONAL - td

[nada,n] = size(x);
for i = 2:n
    a = y3(i);
    b = y3(i-1);
    if processo == 'p2' | 'd4'
        if a < b
            td = i;           % TEMPO EM QUE OCORRE O DEGRAU
            i = n;
        end
    end
    if processo == 'p4' | 'd2'
        if a > b
            td = i;           % TEMPO EM QUE OCORRE O DEGRAU
            i = n;
        end
    end
end

td

dt=x(2)-x(1);
tdd=round(tdd/dt);
ti = td-tdd;
tfim = round(tfim/dt);
tf = tfim;
ni=tf;

% OS COMANDOS A SEGUIR SELECIONAM PARTE DOS
% DADOS EXPERIMENTAIS A PARTIR DO INSTANTE
% INICIAL ATÉ O TEMPO FINAL DESEJADOS

for i = 1:(ni),

    te(i) = dt*(i-1);
    pc(i) = y1(i+ti)*1e6;
    ps(i) = y2(i+ti);
    svd(i) = y3(i+ti)*1e6;
end

% OS COMANDO A SEGUIR PLOTAM O TRECHO DE
% INTERESSE DAS DIVERSAS VARIÁVEIS ARMAZENADAS
% NO ARQUIV

for i = 1:(ni/25),

    ter(i) = te(i*25);
    pcr(i) = pc(i*25);
    svdr(i) = svd(i*25);
end

```

```

figure(1)
hold on
grid on
plot(te,pc,'r')
plot(te,svd,'r')
title(nome)

figure(2)
hold on
grid on
plot(ter,pcr,'r')
plot(ter,svdr,'r')
title(nome)

```

C.4 - Rotina para seleção de dados "ajustab4.m"

obs: esta rotina é utilizada quando a tensão de referência da servoválvula é a quarta variável armazenada após a variável tempo.

exemplo: `t, Pcf, Pce, Ps, svd`

```

function ajustab(nome,td,tfim,processo)
%function [Ps,Pa,Pc1] =
% seleciona parte dos dados obtidos experimentalmente, para permitir
% a comparação com os dados obtidos através de simulação matemática
% baseado no tempo em que ocorre o sinal de comando
%
% parâmetros de entrada >> nome do arquivo // tempo desejado p/ degrau
%                               tempo máximo // processo
%           p/ pressurização câmara A >> processo = pa
%           p/ depressurização câmara A >> processo = dA
%           p/ pressurização câmara B >> processo = pB
%           p/ depressurização câmara B >> processo = dB
% parâmetros de retorno
%
% exemplo de utilização
%           ajustab('ex166',0.1,2,'p4')
%

load(nome)           % CARREGA OS DADOS ARMAZENADOS NO ARQUIVO

x =trace_x;          % TEMPO DE SIMULAÇÃO - T

y1=trace_y(1,:); % pressão no fundo da câmara

y3=trace_y(3,:); % pressão de suprimento Ps

y4=trace_y(4,:); % sinal p/ SVD

% DETERMINA O TEMPO EM QUE OCORREU
% A VARIAÇÃO EM DEGRAU NO SINAL DA
% SERVOVÁLVULA DIRECIONAL - td

[nada,n] = size(x);
for i = 2:n

```

```

a = y4(i);
b = y4(i-1);
if processo == 'p2' | 'd4'
    if a < b
        td = i;          % TEMPO EM QUE OCORRE O DEGRAU
        i = n;
    end
end
if processo == 'p4' | 'd2'
    if a > b
        td = i;          % TEMPO EM QUE OCORRE O DEGRAU
        i = n;
    end
end

end

td
dt=x(2)-x(1);
tdd=round(tdd/dt);
ti = td-tdd;
tfim = round(tfim/dt);
tf = tfim;
ni=tf;

                                % OS COMANDOS A SEGUIR SELECIONAM PARTE DOS
                                % DADOS EXPERIMENTAIS A PARTIR DO INSTANTE
                                % INICIAL ATÉ O TEMPO FINAL DESEJADOS

for i = 1:ni,

    te(i) = dt*(i-1);
    pc(i) = y1(i+ti)*1e6;
    ps(i) = y3(i+ti);
    svd(i) = y4(i+ti)*1e6;
end

                                % OS COMANDO A SEGUIR PLOTAM O TRECHO DE
                                % INTERESSE DAS DIVERSAS VARIÁVEIS ARMAZENADAS
                                % NO ARQUIV

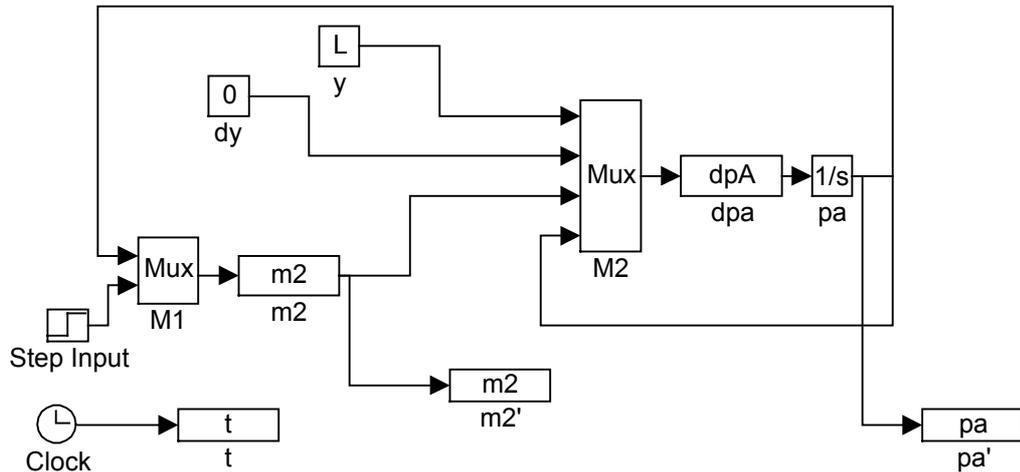
for i = 1:(ni/5),

    ter(i) = te(i*5);
    pcr(i) = pc(i*5);
    svdr(i) = svd(i*5);
end

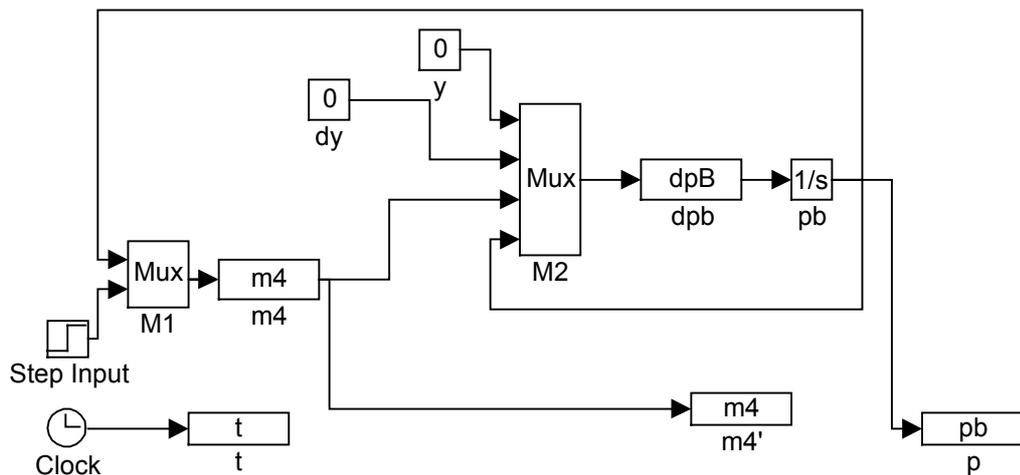
hold on
grid on
plot(ter,pcr,'r')
plot(ter,svdr,'r')
title(nome)

```

C.5 - Diagrama de blocos para determinação da abertura relativa efetiva da conexão 2



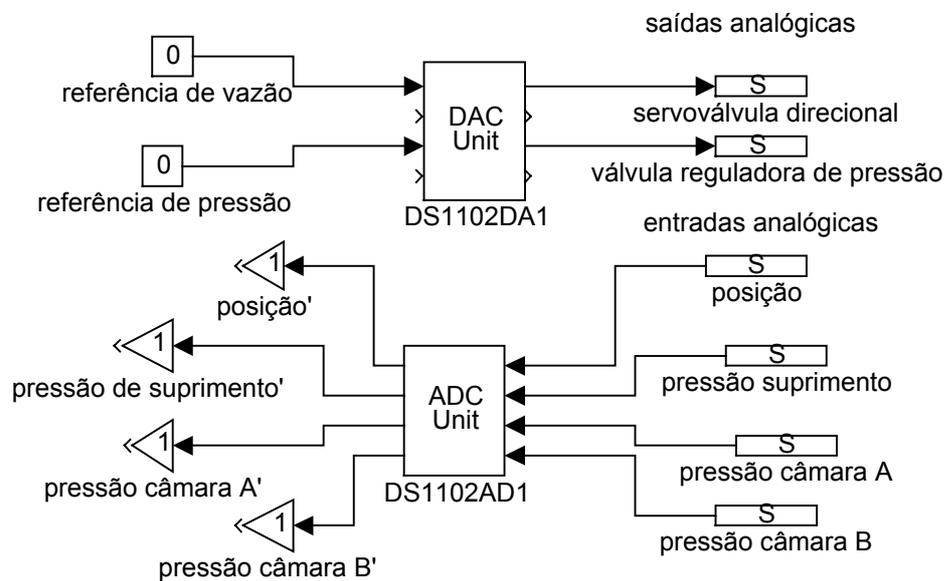
C.6 - Diagrama de blocos para determinação da abertura relativa efetiva da conexão 4



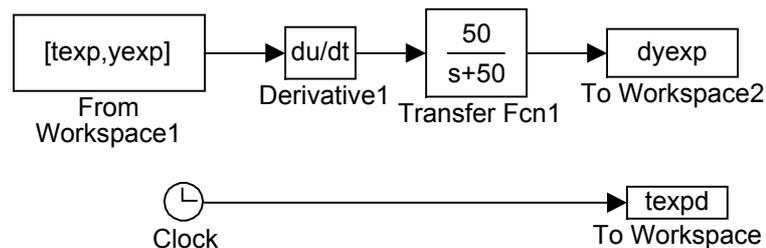
APÊNDICE D - SISTEMA DE POSICIONAMENTO EM MALHA ABERTA

ABERTA

D.1 - Modelo do simulink para geração do programa para Aquisição e Geração de dados da malha aberta



D.2 - Modelo do simulink para determinação experimental da velocidade



D.3 - Lista dos arquivos para determinação do comportamento do sistema físico em malha aberta

arquivo	M	$U_{ini.}$	$U_{fin.}$	variáveis
ma1	0,3	6	4,75	t, x, PA, PB, Psm, Ur
ma2	0,3	6	4,5	t, x, PA, PB, Psm, Ur
ma3	0,3	6	4	t, x, PA, PB, Psm, Ur
ma4	0,3	6	4	t, x, PA, PB, Psm, Ur
ma5	0,3	6	3,75	t, x, PA, PB, Psm, Ur
ma6	0,3	6	3,5	t, x, PA, PB, Psm, Ur
ma7	0,3	6	3,25	t, x, PA, PB, Psm, Ur
ma8	0,3	6	3,0	t, x, PA, PB, Psm, Ur
ma9a	3,3	6	4,75	t, x, PA, PB, Psm, Ur
ma9b	3,3	6	4,75	t, x, PA, PB, Psm, Ur
ma10	3,3	6	4,5	t, x, PA, PB, Psm, Ur
ma11	3,3	6	4,25	t, x, PA, PB, Psm, Ur
ma12	3,3	6	4,0	t, x, PA, PB, Psm, Ur
ma13	3,3	6	3,75	t, x, PA, PB, Psm, Ur
ma14	3,3	6	3,5	t, x, PA, PB, Psm, Ur
ma15	3,3	6	3,25	t, x, PA, PB, Psm, Ur
ma16	3,3	3,5	5,0	t, x, PA, PB, Psm, Ur
ma17	3,3	3,5	5,125	t, x, PA, PB, Psm, Ur
ma18	3,3	3,5	5,25	t, x, PA, PB, Psm, Ur
ma19	3,3	3,5	5,5	t, x, PA, PB, Psm, Ur
ma20	3,3	3,5	5,75	t, x, PA, PB, Psm, Ur
ma21	3,3	3,5	6,0	t, x, PA, PB, Psm, Ur
ma22	3,3	3,5	6,25	t, x, PA, PB, Psm, Ur
ma23	0,3	3,5	5,0	t, x, PA, PB, Psm, Ur
ma24	0,3	3,5	5,125	t, x, PA, PB, Psm, Ur
ma25	0,3	3,5	5,25	t, x, PA, PB, Psm, Ur
ma26	0,3	3,5	5,5	t, x, PA, PB, Psm, Ur
ma27	0,3	3,5	5,75	t, x, PA, PB, Psm, Ur
ma28	0,3	3,5	6,0	t, x, PA, PB, Psm, Ur
ma29	0,3	3,5	6,25	t, x, PA, PB, Psm, Ur

variável medida	Sistema de medição empregado		
	Transdutor	Bastidor ALFA	Condicionador
t - tempo	não se aplica		
x - posição do êmbolo do atuador	não se aplica		
PB - pressão na câmara B do atuador e na conexão 4 da servoválvula	P8AP-03	763	5104 (CANAL 3)
PA - pressão na câmara A do atuador e na conexão 2 da servoválvula	P8AP-02	763	5103 (CANAL 2)
Psm - pressão de suprimento da servoválvula	HBM PD1	1215	7073 (CANAL 0)
Ur - tensão de referência aplicada à servoválvula direcional	não se aplica		

D.4 - Rotina para seleção de dados "ajustma.m"

```
function [P1,P2,P1ini,P2ini,y1,y2,tepx,yexp] = ajust(nome,td,tfim,sentido)

% seleciona parte dos dados obtidos experimentalmente, para permitir
% a comparação com os dados obtidos através de simulação matemática
% baseado no tempo em que ocorre o sinal de comando
%
% parâmetros de entrada >> nome do arquivo // tempo desejado p/ degrau
%                               tempo máximo // sentido
%                               p/ avanço >> sentido = a
%                               p/ retorno >> sentido = r
% parâmetros de retorno
%   retorno do atuador >> Pa Ps ymin ymax tepx yexp
%   avanço do atuador >> Ps Pa PBini PAini ymax ymin tepx yexp
%
% exemplo de utilização
%   [Ps,Pa,PBini,PAini,ymax,ymin,tepx,yexp]=ajustma('ma5',.1,1,'a')
%   [Pa,Ps,PBini,PAini,ymin,ymax,tepx,yexp]=ajustma('ma20',.1,1.6,'r')

load(nome)           % CARREGA OS DADOS ARMAZENADOS NO ARQUIVO

x =trace_x;          % TEMPO DE SIMULAÇÃO - T

y1=trace_y(1,:); % posição
y2=trace_y(2,:); % pressão P2
y3=trace_y(3,:); % pressão P4
y4=trace_y(4,:); % pressão PS
y5=trace_y(5,:); % sinal para a SVD

% DETERMINA O TEMPO EM QUE OCORREU
% A VARIAÇÃO EM DEGRAU NO SINAL DA
% SERVOVÁLVULA DIRECIONAL - td
```

```

[nada,n] = size(x);
for i = 2:n
    a = y5(i);
    b = y5(i-1);
    if sentido == 'r'
        if a > b
            td = i;           % TEMPO EM QUE OCORRE O DEGRAU
            i = n;
        end
    end
    if sentido == 'a'
        if a < b
            td = i;           % TEMPO EM QUE OCORRE O DEGRAU
            i = n;
        end
    end
end

td
dt=x(2)-x(1);
tdd=round(tdd/dt);
ti = td-tdd;
tfim = round(tfim/dt);
tf = tfim;
ni=tf;

% OS COMANDOS A SEGUIR SELECIONAM PARTE DOS
% DADOS EXPERIMENTAIS A PARTIR DO INSTANTE
% INICIAL ATÉ O TEMPO FINAL DESEJADOS

for i = 1:ni,

    te(i) = dt *(i-1);
    texp(i,1) = te(i);
    p2e(i) = y2(i+ti)*1e6;
    p4e(i) = y3(i+ti)*1e6;
    svd(i) = y5(i+ti);
    ye(i) = y1(i+ti);
    yexp(i,1) = ye(i);
    Ff(i) = (p2e(i)-p4e(i))*4.91e-4;
end

% OS COMANDO A SEGUIR PLOTAM O TRECHO DE
% INTERESSE DAS DIVERSAS VARIÁVEIS ARMAZENADAS
% NO ARQUIV

for n=1:(ni/10)

    ter(n) = te(n*10);
    p2er(n) = p2e(n*10);
    p4er(n) = p4e(n*10);
    svdr(n) = svd(n*10);
    yer(n) = ye(n*10);

end
size(ter)
figure(1)
hold on
plot(ter,yer,'r')
plot(ter,svdr,'r')
%grid on
%title('referência e posição')

figure(2)
hold on
plot(ter,p2er,'r')
plot(ter,p4er,'r')

```

```
%title('pressões')
%grid on

figure(3)
hold on
plot(te,Ff,'r')
%title('diferencial de pressões x área')
%grid on

P2 = p2e(1);
P1 = p4e(1);
P1ini = P1;
P2ini = P2;

y2 = ye(1);
y1 = ye(ni);
```

D.5 - Rotina para visualização dos dados obtidos experimentalmente "vema.m"

```
figure(1)
plot(t,y,cor)

figure(2)
hold on
plot(t,pa,cor)
plot(t,pb,cor)

figure(7)
%plot(t,Ff,cor)

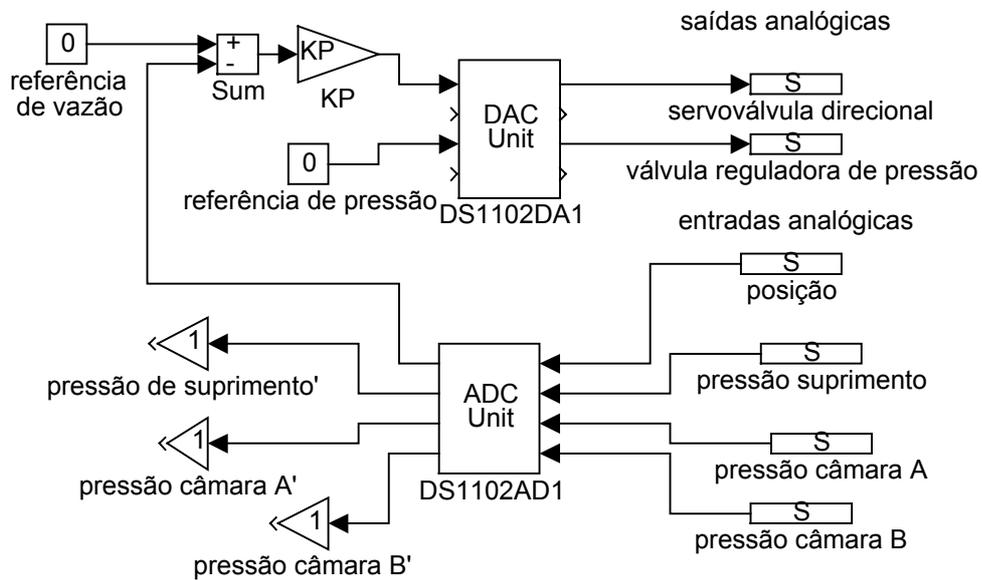
figure(4)
plot(t,dy,cor)
hold on

figure(9)
hold on
plot(t,ddy,cor)

figure(10)
hold on
plot(t,pa-pb,cor)
```

APÊNDICE E - SISTEMA DE POSICIONAMENTO EM MALHA FECHADA

E.1 - Modelo do simulink para geração do programa para Aquisição e Geração de dados da malha fechada



E.2 - Lista dos arquivos para determinação do comportamento do sistema físico em malha fechada

arquivo	xini.	xfin.	Massa	ganho P	variáveis
mf1	0,2	0,8	0,3	1	t, x, PA, PB, Psm, Ur
mf2	0,8	0,2	0,3	1	t, x, PA, PB, Psm, Ur
mf3	0,5	0,8	0,3	1	t, x, PA, PB, Psm, Ur
mf4	0,8	0,5	0,3	1	t, x, PA, PB, Psm, Ur
mf5	0,5	0,2	0,3	1	t, x, PA, PB, Psm, Ur
mf6	0,2	0,5	0,3	1	t, x, PA, PB, Psm, Ur
mf7	0,2	0,8	0,3	2	t, x, PA, PB, Psm, Ur
mf8	0,8	0,2	0,3	2	t, x, PA, PB, Psm, Ur
mf9	0,5	0,8	0,3	2	t, x, PA, PB, Psm, Ur
mf10	0,8	0,5	0,3	2	t, x, PA, PB, Psm, Ur
mf11	0,5	0,2	0,3	2	t, x, PA, PB, Psm, Ur
mf12	0,2	0,5	0,3	2	t, x, PA, PB, Psm, Ur
mf13	0,2	0,8	3,3	1	t, x, PA, PB, Psm, Ur
mf14	0,8	0,2	3,3	1	t, x, PA, PB, Psm, Ur
mf15	0,5	0,8	3,3	1	t, x, PA, PB, Psm, Ur
mf16	0,8	0,5	3,3	1	t, x, PA, PB, Psm, Ur
mf17	0,5	0,2	3,3	1	t, x, PA, PB, Psm, Ur
mf18	0,2	0,5	3,3	1	t, x, PA, PB, Psm, Ur
mfb1	0,2	0,8	0,3	1	t, x, PA, PB, Psm, Ur
mfb3	0,2	0,8	0,3	1	t, x, PA, PB, Psm, Ur
mfb5	0,2	0,8	0,3	1	t, x, PA, PB, Psm, Ur
mfb7	0,2	0,8	0,3	1	t, x, PA, PB, Psm, Ur
mfb9	0,2	0,8	0,3	1	t, x, PA, PB, Psm, Ur
mfb2	0,8	0,2	0,3	1	t, x, PA, PB, Psm, Ur
mfb4	0,8	0,2	0,3	1	t, x, PA, PB, Psm, Ur
mfb6	0,8	0,2	0,3	1	t, x, PA, PB, Psm, Ur
mfb8	0,8	0,2	0,3	1	t, x, PA, PB, Psm, Ur

variável medida	Sistema de medição empregado		
	Transdutor	Bastidor ALFA	Condicionador
t - tempo	não se aplica		
x - posição do êmbolo do atuador	não se aplica		
PB - pressão na câmara B do atuador e na conexão 4 da servoválvula	P8AP-03	763	5104 (CANAL 3)
PA - pressão na câmara A do atuador e na conexão 2 da servoválvula	P8AP-02	763	5103 (CANAL 2)
Psm - pressão de suprimento da servoválvula	HBM PD1	1215	7073 (CANAL 0)
Ur - tensão de referência aplicada à servoválvula direcional	não se aplica		

E.3 Rotina para seleção de dados "ajustmf.m"

```

function [yini,texp,yexp] = ajustmf(nome,tdd,tfim,sentido)

% seleciona parte dos dados obtidos experimentalmente, para permitir
% a comparação com os dados obtidos através de simulação matemática
% baseado no tempo em que ocorre o sinal de comando
%
% parâmetros de entrada >> nome do arquivo // tempo desejado p/ degrau
%                               tempo máximo // sentido
%                               p/ avanço >> sentido = a
%                               p/ retorno >> sentido = r
% parâmetros de retorno
%   retorno do atuador >> Pa Ps ymin ymax texp yexp
%   avanço do atuador >> Ps Pa ymax ymin texp yexp
%
% exemplo de utilização
%   [yini,texp,yexp]=ajustmf('mf1',.1,1,'a')

load(nome)          % CARREGA OS DADOS ARMAZENADOS NO ARQUIVO

x =trace_x;         % TEMPO DE SIMULAÇÃO - T
y1=trace_y(1,:); % referência
y2=trace_y(2,:); % erro = posição real - referência
y3=trace_y(3,:); % posição real
y4=trace_y(4,:); % pressão Pa
y5=trace_y(5,:); % pressão Pb
y6=trace_y(6,:); % pressão Ps
y7=trace_y(7,:); % sinal p/ SVD

% DETERMINA O TEMPO EM QUE OCORREU
% A VARIAÇÃO EM DEGRAU NO SINAL DA
% SERVOVÁLVULA DIRECIONAL - td

[nada,n] = size(x);
for i = 2:n
    a = y1(i);
    b = y1(i-1);
    if sentido == 'r'
        if a < b
            td = i;          % TEMPO EM QUE OCORRE O DEGRAU
            i = n;
        end
    end
    if sentido == 'a'
        if a > b
            td = i;          % TEMPO EM QUE OCORRE O DEGRAU
            i = n;
        end
    end
end

end

td;
dt=x(2)-x(1);
tdd=round(tdd/dt);
ti = td-tdd;
tfim = round(tfim/dt);
tf = tfim;

```

```

ni=tf;

% OS COMANDOS A SEGUIR SELECIONAM PARTE DOS
% DADOS EXPERIMENTAIS A PARTIR DO INSTANTE
% INICIAL ATÉ O TEMPO FINAL DESEJADOS

for i = 1:ni,

    te(i) = dt *(i-1);
    texp(i,1) = te(i);
    ref(i) = y1(i+ti);
    erro(i) = y2(i+ti);
    ye(i) = y3(i+ti);
    yexp(i,1) = ye(i);
    pae(i) = y4(i+ti)*1e6;
    pbe(i) = y5(i+ti)*1e6;
    svd(i) = y7(i+ti);
    dp(i) = (pae(i)-pbe(i))*4.91e-4;
end

% OS COMANDO A SEGUIR PLOTAM O TRECHO DE
% INTERESSE DAS DIVERSAS VARIÁVEIS ARMAZENADAS
% NO ARQUIV

for n=1:(ni/10)

    ter(n) = te(n*10);
    paer(n) = pae(n*10);
    pber(n) = pbe(n*10);
    svdr(n) = svd(n*10);
    yer(n) = ye(n*10);
    refr(n) = ref(n*10);

end

yexp(1,1)=yexp(2,1);
figure(1)
hold on
title('referência e posição real')
plot(ter,yer,'r')
plot(ter,refr,'r')
grid on

figure(2)
hold on
title('pressões nas câmaras do atuador')
plot(ter,pae,'r')
pause
plot(ter,pbe,'r')
grid on

figure(3)
hold on
title('referência e tensão de referência')
plot(ter,ref,'r')
plot(ter,svd,'r')
grid on

figure(4)

figure(5)

figure(6)
hold on
plot(ter,(paer-pber)*4.91e-4);
grid on

Paini=3.85e5;
Pbini=3.85e5;
yini=ye(1);

```

E.4 Rotina para visualização de dados "vemf.m"

```
ni= size(t)
for n=1:(ni/10)
    tr(n) = t(n*10);
    dyr(n) = dy(n*10);
    Ffr(n) = Ff(n*10);
end
figure(1)
plot(t,y,cor)

figure(2)
hold on
plot(t,pa,cor)
plot(t,pb,cor)

figure(3)
hold on
plot(t,Ur/10,cor)

figure(4)
plot(tr,dyr,cor)
hold on

figure(5)
hold on
%plot(t,ddy,cor)
grid

figure(6)
hold on
title('força de atrito')
plot(tr,Ffr,cor)
grid

figure(7)
hold on
title('vazões')
plot(t,m2,cor)
plot(t,m4,cor)

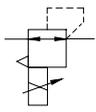
grid
```

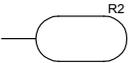
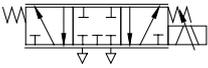
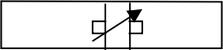
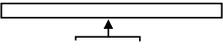
APÊNDICE F - EQUIPAMENTOS UTILIZADOS NA BANCADA EXPERIMENTAL

F.1 - Sistemas de medição

Grandeza Medida	Trasndutor	Unidade de tratamento de sinais		Incerteza de Medição
Pressão absoluta	P8AP-01	763	4960 (CANAL 1)	0,13 bar 1,3%VFE
Pressão absoluta	P8AP-02	763	5103 (CANAL 2)	0,04 bar 0,43%VFE
Pressão absoluta	P8AP-03	763	5104 (CANAL 3)	0,03 bar 0,23%VFE
Pressão manométrica	HBM PD1	1215	7073 (CANAL 0)	0,02 bar 0,23%VFE
Posição	FESTO POT-1000-TLF	-		não disponível

F.2 - Componentes pneumáticos

Esquema	Descrição
	Suprimento de ar comprimido
	Unidade de filtragem composta de um filtro de 10µm (LF-1/2-D FESTO) e outro de 0,01µm (LFM-3/4-C FESTO)
	Válvula proporcional reguladora de pressão (MPPE-3-1/2 FESTO)
	Reservatório de ar - volume interno $50 \cdot 10^{-3} \text{m}^3$

	Reservatório de ar - volume interno $1,21 \cdot 10^{-3} \text{m}^3$
	Servoválvula 5/3 (MPYE-5-1/8 FESTO)
	Sistema de medição de pressão
	Atuador linear sem haste com transmissão de movimento por fita (DGPL-1000 FESTO)
	Sistema de medição de posição