

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

POSICIONADOR ELETRO-HIDRÁULICO CONTROLADO POR VÁLVULA
PROPORCIONAL DIRECIONAL

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

Pedro Luís Andrighetto

Florianópolis, abril de 1996.

POSICIONADOR ELETRO-HIDRÁULICO CONTROLADO POR VÁLVULA
PROPORCIONAL DIRECIONAL

PEDRO LUÍS ANDRIGHETTO

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



Prof. Arno Bollmann, Dr.-Ing.
Orientador



Prof. Antônio Fábio Carvalho da Silva, Dr. Eng.
Coordenador do Curso

Banca Examinadora:



Prof. Raul Guenther, D. Sc.
Presidente



Prof. ~~Victor Juliano De Negri~~, Dr. Eng.



Prof. Czesław L. Barczak, Dr. Eng.

Florianópolis, 25 de abril de 1996.

A meus pais Waldir e Erna

À Luisa

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Arno Bollmann pela orientação e confiança neste trabalho.

Ao CNPq e ao PADCT pelo financiamento.

Ao amigo Eduardo Alves Portela Santos pelo incentivo, discussão de dúvidas e boa vontade para ajudar no que for preciso.

Ao amigo Mauro Notarnicola Madeira pelo auxílio no uso de programas de computador, apoio na montagem da parte elétrica da bancada e sugestões durante a escrita desta dissertação.

Ao amigo Carlos André Brenner da Silveira pelo apoio e disponibilidade na discussão de dúvidas.

À Maria Leda Roberto pela atenção e apoio.

Ao Eng. Agnelo Denis Vieira pelo auxílio na montagem da bancada experimental.

Aos Prof. Victor Juliano De Negri, Prof. Raul Guenter e Prof. Irlan von Linsingen pelas sugestões, apoio e incentivo durante o trabalho.

Aos acadêmicos Cláudio Bacarin, João Renato Padula Castro, Luís Augusto de Freitas Cordeiro, Cristiano de Verano e Ricardo Borba pelo auxílio na montagem da bancada experimental.

Ao acadêmico Alessandro Taciro pelo auxílio na montagem dos circuitos eletrônicos.

Ao acadêmico Richardi Fonseca pelo auxílio na simulação computacional de modelos de sistemas mecânicos e discussão de assuntos relacionados ao Controle.

Ao Labsolda, Grante e Laboratório de Projeto pelo empréstimo de equipamentos e instrumentos.

Ao Labmetro pelo empréstimo do sistema de aquisição de dados e calibração dos transdutores.

Ao NUMA pelo conserto dos equipamentos avariados na enchente de dezembro de 1995.

À Hennings Vedações Hidráulicas e Pneumáticas (Blumenau SC), Ragi Equipamentos Hidráulicos e Pneumáticos (Criciúma SC) e ICO Comercial (Palhoça SC) pelo bom atendimento e assistência ao cliente.

SUMÁRIO

1 - INTRODUÇÃO	1
1.1 - Preliminares	1
1.2 - Justificativas e motivação	1
1.3 - Metodologia	2
1.4 - Organização da dissertação	3
2 - SOLENÓIDES PROPORCIONAIS	5
2.1 - Introdução	5
2.2 - Princípios de operação	6
2.3 - Controle da válvula em malha aberta	10
2.4 - Controle da válvula em malha fechada	12
2.5 - Conclusões	14
3 - VÁLVULAS PROPORCIONAIS HIDRÁULICAS	15
3.1 - Introdução	15
3.2 - Zona morta	16
3.3 - Histerese	20
3.4 - Saturação	24
3.5 - Equação da vazão através de orifícios	26
3.6 - Balanças de Pressão	27
3.7 - Tipos de carretéis	31
3.8 - Geradores de rampa	35
3.9 - Limites de utilização	37
3.10 - Conclusões	38
4 - COMPARAÇÃO ENTRE SERVOVÁLVULAS E VÁLVULAS PROPORCIONAIS	39
4.1 - Introdução	39
4.2 - Terminologia e definições	39
4.3 - Funcionamento de servoválvulas	41
4.4 - Comparação entre os custos das válvulas	44
4.5 - Sensibilidade a contaminantes	45
4.6 - Diferença de pressão na válvula	47
4.7 - Vazamentos internos	47
4.8 - Valores típicos para histerese, resposta em frequência e zona morta	49
4.9 - Conclusões	50
5 - MODELAGEM DE VÁLVULAS PROPORCIONAIS HIDRÁULICAS	51
5.1 - Introdução	51
5.2 - Modelo do solenóide	52

5.3 - Modelo do carretel	59
5.4 - Correntes de Eddy	61
5.5 - Conclusões	62
6 - MODELOS LINEARES DE SERVOMEKANISMOS HIDRÁULICOS	63
6.1 - Introdução	63
6.2 - Necessidade de modelos de sistemas hidráulicos	63
6.3 - Modelo linear de 3ª ordem	64
6.4 - Modelo linear de 5ª ordem	69
6.5 - Modelos descritos em termos das variáveis de estado	71
6.6 - Modelo utilizando realimentação de estados	72
6.7 - Servomecanismo eletro-hidráulico descrito por equações dinâmicas	74
6.8 - Adequação do modelo a parâmetros disponíveis em catálogos	78
6.9 - Equações Dinâmicas	81
6.10 - Erro em regime permanente	82
6.11 - Conclusões	85
7 - MODELOS NÃO-LINEARES DE SERVOMEKANISMOS HIDRÁULICOS	86
7.1 - Introdução	86
7.2 - Modelo considerando a zona morta e o ganho de vazão não-linear	86
7.3 - Modelo considerando a saturação, zona morta, ganho de vazão não linear e pressão na carga	90
7.4 - Modelo linearizado com parâmetros variáveis	96
7.5 - Modelo para posicionador eletro-hidráulico com válvula proporcional	100
7.6 - Atritos no movimento de translação	107
7.6.1 - Atrito viscoso	108
7.6.2 - Atrito estático	108
7.6.3 - Atrito de Coulomb	109
7.7 - Consideração do atrito estático e de Coulomb ... na modelagem de atuadores hidráulicos e carga	110
7.8 - Conclusões	115
8 - BANCADA EXPERIMENTAL E OBTENÇÃO DOS PARÂMETROS DO SISTEMA	116
8.1 - Bancada experimental	116
8.2 - Obtenção dos parâmetros do sistema	117
8.2.1 - Coeficiente de vazão-pressão	117
8.2.2 - Volume total	120
8.2.3 - Massa total	120
8.2.4 - Cálculo teórico do coeficiente de atrito viscoso	120

8.2.5 - Determinação experimental do coeficiente de atrito viscoso	121
8.2.6 - Módulo de elasticidade volumétrica	124
8.2.7 - Ganho do transdutor de deslocamento	125
8.3 - Relação dos parâmetros do sistema	125
9 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS	126
9.1 - Introdução	126
9.2 - Resultados experimentais	126
9.2.1 - Ajustes preliminares no modelo	126
9.2.2 - Experimentos com pressão de suprimento 63 bar	127
9.2.3 - Experimentos com pressão de suprimento 100 bar	133
9.2.4 - Experimentos com pressão de suprimento 160 bar	136
9.2.5 - Análise dos resultados experimentais	137
9.3 - Pressões de suprimento e na primeira câmara do cilindro	140
9.4 - Modelagem linear e avaliação experimental	141
9.4.1 - Modelo linear	141
9.4.2 - Avaliação experimental do modelo linear	144
9.4.3 - Análise dos resultados do modelo linear	147
9.5 - Alteração no modelo	147
9.6 - Considerações sobre o amortecimento causado pelos vazamentos no cilindro	151
9.7 - Conclusões	152
10 - CONCLUSÃO	154
ANEXO I - PROGRAMAS DE SIMULAÇÃO DINÂMICA	157
I.I - Modelo não linear	157
I.II - Modelo não linear com modificações	158
I.III - Modelo linear	160
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	162

Tabelas e Figuras

Tabelas

Tabela 1 - Comparação entre os preços das válvulas proporcionais e servoválvulas.....	...44
Tabela 2 - Valores típicos de parâmetros para válvulas proporcionais e servoválvulas.....	...49
Tabela 3 - Elementos do vetor de estados, vetor de entradas e vetor de parâmetros.....	...94
Tabela 4 - Valores para as variáveis auxiliares.....	...95
Tabela 5 - Valores experimentais de diferença de pressão, velocidade e atrito viscoso.....	..124
Tabela 6 - Resultados da posição em regime permanente para $P_s = 63$ bar.....	..133
Tabela 7 - Resultados da posição em regime permanente para o modelo simplificado.....	..151

Figuras

Figura 2.1 - Solenóide típico (VAUGHAN e GAMBLE, 1990).	7
Figura 2.2 - Curva força/deslocamento para um solenóide convencional (HARDWICK, 1984).	7
Figura 2.3 - Curva força/deslocamento para um solenóide proporcional (HARDWICK, 1984).	8
Figura 2.4 - Ângulo de intersecção entre as curvas do solenóide (linha horizontal) e da mola (HARDWICK, 1984).	10
Figura 2.5 - Válvula proporcional hidráulica com controle em malha aberta (SHIMOO, 1992).	11
Figura 2.6 - Válvula proporcional hidráulica com controle em malha fechada (SHIMOO, 1992).	13
Figura 3.1 - Sobreposição positiva do carretel (MANNESMANN REXROTH GMBH, 1987).	17
Figura 3.2 - Zona Morta (CULLMAN, 1995, IKEO et al., 1993 e TONYAN, 1985).	17
Figura 3.3 - Compensação da zona morta (IKEO et al., 1993).	20
Figura 3.4 - Histerese (TONYAN, 1985).	21
Figura 3.5 - Repetitividade (TONYAN, 1985).	22

Figura 3.6 - Curvas de histerese para válvulas com e sem controle de posição do carretel e com dither (HARDWICK, 1984).	23
Figura 3.7 - Saturação.	25
Figura 3.8 - Comportamento do ganho em sistemas com saturação (FRANKLIN et al., 1986).	25
Figura 3.9 - Balança de pressão de 2 vias - representação esquemática (TONYAN, 1985)	29
Figura 3.10 - Balança de pressão de duas vias - Princípio de funcionamento (MANNESMANN REXROTH GMBH, 1987).	30
Figura 3.11 - Influência dos entalhes nos ressaltos do carretel na curva de vazão da válvula proporcional (ROBERT BOSCH GMBH, 1989).	32
Figura 3.12 - Carretel com entalhes em "V" (TONYAN, 1985).	33
Figura 3.13 - Ajuste de rampa (MANNESMANN REXROTH GMBH, 1987).	36
Figura 3.14 - Gerador de rampa (MANNESMANN REXROTH GMBH, 1987).	36
Figura 3.15 - Dependência do tempo de rampa com o sinal de entrada (TONYAN, 1985).	37
Figura 3.16 - Limites de utilização de válvulas proporcionais (ROBERT BOSCH GMBH, 1989 e 1992).	38
Figura 4.1 - Válvula proporcional de segunda geração e sobreposição nula do carretel (BANGERT, 1992 e SHIMOO, 1992).	41
Figura 4.2 - Primeiro estágio típico de servoválvulas: a) bocal-palheta ou b) bico-injetor (MERRIT, 1967).	42
Figura 4.3 - Servoválvula de dois estágios típica (CARD e PARKER, 1984).	42
Figura 4.4 - Relação desempenho x custo para válvulas eletro-hidráulicas (SUGITA e TANAKA, 1994).	45
Figura 5.1 - Modelo linear do solenóide (VAUGHAN e GAMBLE, 1990).	53
Figura 5.2 - Curva de magnetização do solenóide (VAUGHAN e GAMBLE, 1990).	55
Figura 5.3 - Modelo não linear do solenóide (VAUGHAN e GAMBLE, 1990).	57
Figura 5.4 - Modelo do carretel (VAUGHAN e GAMBLE, 1990).	60
Figura 6.1 - Servomecanismo eletro-hidráulico (NIEMAS JR., 1977a).	65
Figura 6.2 - Diagrama de blocos (BOLLMANN, 1985).	68
Figura 6.3 - Diagrama de blocos do modelo de 5ª ordem (MANNESMANN REXROTH GMBH, 1987).	70

Figura 6.4 - Diagrama de blocos (VIRTANEN, 1993).	73
Figura 6.5 - Servomecanismo eletro-hidráulico.	74
Figura 6.6 - Diagrama de blocos com as equações (6.11) a (6.18) (DE NEGRI, 1988).	79
Figura 6.7 - Diagrama de blocos com as equações (6.19) a (6.21).	80
Figura 6.8 - Diagrama de blocos simplificado.	83
Figura 7.1 - Servoposicionador eletro-hidráulico (PIETOLA e VILENIUS, 1986).	87
Figura 7.2 - Diagrama de blocos (PIETOLA e VILENIUS, 1986).	88
Figura 7.3 - Diagrama de blocos de um servomecanismo eletro-hidráulico considerando-se a elasticidade da estrutura mecânica (K_c) (PIETOLA e VILENIUS, 1988).	89
Figura 7.4 - Servomecanismo eletro-hidráulico considerando-se o efeito da elasticidade das estruturas mecânicas (K_c) (PIETOLA e VILENIUS, 1988).	90
Figura 7.5 - Diagrama de blocos - Modelo não-linear (PIETOLA e VILENIUS, 1989 e 1991).	93
Figura 7.6 - Servoposicionador hidráulico utilizando-se válvula proporcional.	101
Figura 7.7 - Curva característica da válvula proporcional Bosch NG 6 (ROBERT BOSCH GMBH, 1992).	102
Figura 7.8 - Diagrama de blocos representando a válvula proporcional.	104
Figura 7.9 - Diagrama de blocos.	106
Figura 7.10 - Relação das forças de atrito lineares e não lineares com a velocidade. (a) - Atrito viscoso; (b) - Atrito estático e (c) - Atrito de Coulomb (KUO, 1985).	109
Figura 7.11 - Atrito estático e de Coulomb relacionados à velocidade (MARCHIS e VATTA, 1985 e MERRIT, 1967). ...	111
Figura 7.12 - Massa M sob a ação da força F_A (MARCHIS e VATTA, 1985).	112
Figura 7.13 - Força de atrito (F) para cilindros hidráulicos utilizados em servomecanismos em função do diâmetro (mm) e da pressão (ROBERT BOSCH GMBH STUTTGART, 1994).	113
Figura 7.14 - Diagrama de blocos de um servoposicionador eletro-hidráulico considerando-se o atrito estático (F_R) (MANNESMANN REXROTH GMBH, 1989).	114
Figura 8.1 - Bancada experimental	117
Figura 8.2 - Sensibilidade à pressão para uma servoválvula com os pórticos bloqueados (MERRIT, 1967).	119
Figura 8.3 - Pistão concêntrico ao cilindro (DE NEGRI, 1987, MERRIT, 1967).	121

Figura 8.4 - Diferença de pressão nas câmaras do cilindro.	122
Figura 8.5 - Velocidade do cilindro.	122
Figura 8.6 - Posição do cilindro.	123
Figura 9.1 - Posição para $K_a=4,00$, degrau de 8 V e P_s 63 bar.	128
Figura 9.2 - Velocidade com $K_a=4,00$, degrau de 8 V e P_s 63 bar.	128
Figura 9.3 - Posição para $K_a=6,00$, degrau de 8 V e P_s 63 bar.	129
Figura 9.4 - Velocidade com $K_a=6,00$, degrau de 8 V e P_s 63 bar.	129
Figura 9.5 - Posição para $K_a=4,00$, degrau de 4 V e P_s 63 bar.	130
Figura 9.6 - Velocidade com $K_a=4,00$, degrau de 4 V e P_s 63 bar.	131
Figura 9.7 - Posição para $K_a=6,00$, degrau de 4 V e P_s 63 bar.	131
Figura 9.8 - Velocidade com $K_a=6,00$, degrau de 4 V e P_s 63 bar.	132
Figura 9.9 - Posição para $K_a=4,00$, degrau de 8 V e P_s 100 bar.	134
Figura 9.10 - Velocidade com $K_a=4,00$, degrau de 8 V e $P_s=100$ bar.	134
Figura 9.11 - Posição para $K_a=6,00$, degrau de 8 V e P_s 100 bar.	135
Figura 9.12 - Velocidade com $K_a=6,00$, degrau 8 V e P_s 100 bar.	135
Figura 9.13 - Posição para $K_a=4,00$, degrau de 8 V e P_s 160 bar.	136
Figura 9.14 - Velocidade com $K_a=4,00$, degrau de 8 V e $P_s=160$ bar.	137
Figura 9.15 - Lugar das raízes para o modelo linear, sem considerar a dinâmica da válvula.	139
Figura 9.16 - P_s (linha contínua) e P_1 (tracejado).	140
Figura 9.17 - Velocidade experimental com $K_a=4,00$, degrau de 8 V e $P_s=160$ bar.	141
Figura 9.18 - Lugar das raízes.	143
Figura 9.19 - Informações do lugar das raízes da Figura 9.18.	143
Figura 9.20 - Posição para o modelo linear e experimental com $K_a=4,00$ e degrau de 8 V.	145
Figura 9.21 - Velocidade para o modelo linear e resultados experimentais, com $K_a=4,00$ e degrau de 8 V.	145

Figura 9.22 - Posição para o modelo linear e experimental com $K_a=6,00$ e degrau de 8 V.	146
Figura 9.23 - Velocidade para o modelo linear e experimental com $K_a=6,00$ e degrau de 8 V.	146
Figura 9.24 - Posição para $K_a=4,00$, degrau de 8 V para a válvula modelada com ganho linear.	148
Figura 9.25 - Velocidade para $K_a=4,00$, degrau de 8 V para a válvula modelada com ganho linear.	149
Figura 9.26 - Posição para $K_a=6,00$, degrau de 8 V para a válvula modelada com ganho linear.	149
Figura 9.27 - Velocidade para $K_a=6,00$, degrau de 8 V para a válvula modelada com ganho linear.	150
Figura 9.28 - Velocidade para $K_a=4,00$, degrau de 8 V e $P_s= 63$ bar, agora com $CF= 6,7 \cdot 10^{-12}$ m ³ /s/Pa.	152

SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

- A área do circuito magnético;
- A pórtico de saída da válvula para o cilindro;
- A_o área de um orifício;
- A_p área do pistão;
- A_1 área de regulagem;
- A_1 área do pistão;
- A_2 área do pistão sem a área da haste;
- A_1 e A_2 áreas das tubulações de pressão;
- B densidade de fluxo magnético;
- B pórtico de saída da válvula para o cilindro;
- B_c coeficiente de atrito viscoso;
- c termo de atrito de Coulumb;
- C capacitância;
- C_d coeficiente de descarga;
- C_e coeficiente de vazamentos externos;
- C_F coeficiente de fugas;
- C_F coeficiente de vazamento total no cilindro;
- C_{in} coeficiente de vazamentos internos;
- C_R folga radial;
- d diâmetro do carretel;
- D diâmetro do pistão;
- e_a tensão sobre a bobina;
- e_i sinal de comando;
- e_o tensão correspondente à posição x_a ;

f_i coeficiente da função de reposição;
 f_{ij} coeficiente da função de reposição;
 F força;
 F_A força externa;
 F_c força de atrito de Coulumb;
 F_f força de atrito;
 F_p força no pistão;
 F_R força de atrito;
 F_s força de atrito estático;
 F_{SUM} somatório das forças externas;
 g_i coeficiente da função de dissipação;
 g_{ij} coeficiente da função de dissipação;
 h zona morta;
 h_i coeficiente da relação entre força e fluxo;
 h_{ij} coeficiente da relação entre força e fluxo;
 H intensidade de campo magnético;
 H curso total do cilindro;
 i corrente;
 $i_{COMANDO}$ corrente de comando;
 i_d corrente de dissipação;
 i_r corrente de reposição;
 I corrente de entrada no solenóide;
 I_b corrente na bobina;
 I_i corrente de entrada no solenóide;
 I_m corrente aplicada;
 k rigidez da mola;

K ganho;

K_A ganho de aceleração;

K_a ganho proporcional;

K_C elasticidade das estruturas mecânicas;

K_{co} coeficiente de vazão pressão;

K_{cv} coeficiente de vazão pressão;

K_d ganho do transdutor de deslocamento;

K_{eq} ganho total equivalente;

K_H constante da servoválvula;

K_I ganho de regime permanente relacionando o deslocamento do carretel da servoválvula à corrente de comando;

K_L ganho do transdutor de deslocamento;

K_m coeficiente de mola;

K_p ganho de posição;

K_p sensibilidade à pressão;

K_q ganho de vazão da servoválvula;

K_U coeficiente que representa a geometria do orifício e o coeficiente de descarga;

K_v ganho de velocidade;

K_v ganho da servoválvula;

$K_v \cdot K_q$ ganho total da servoválvula;

l comprimento do circuito magnético;

L comprimento do ressalto do pistão;

L indutância;

L variável auxiliar;

L_I posição desejada;

LVDT transdutor de deslocamento indutivo;

m massa;

m_p massa;

M massa;

M_a massa das partes móveis do atuador;

M_c massa da carga;

M_f massa efetiva do fluido hidráulico;

M_{fc} massa do fluido contido no cilindro;

M_t massa total;

M_1 e M_2 massa do fluido hidráulico nas tubulações de pressão;

N número de voltas na bobina do solenóide;

N valor máximo de uma variável de saída;

N pólo norte magnético;

p pré-carga da mola;

P pórtico de entrada de pressão na válvula;

P_c pressão na carga;

P_s pressão de suprimento;

P_1 pressão de entrada na válvula proporcional;

Q vazão da válvula ou através de um orifício;

Q_c vazão de controle;

Q_{cx} vazão total da válvula;

Q_f vazão de fugas;

Q_{nom} vazão à queda de pressão nominal;

Q_x vazão na válvula;

R resistência;

R_b resistência da bobina;
 s deslocamento do carretel;
 s operador de Laplace;
 S entrada que causa saturação na saída;
 S pólo sul magnético;
SAT variável representando a saturação no controlador;
 t tempo;
 T portico de saída da válvula para o tanque;
 \vec{u} vetor de entradas;
 U entrada de um sistema;
 U_a tensão de saída;
 U_a tensão de comando negativa máxima da válvula para ela permitir passagem de vazão;
 U_b tensão de comando positiva mínima da válvula para ela permitir passagem de vazão;
 U_e tensão de comando da válvula ou sinal de entrada;
 U_1 posição do carretel referida em unidades de tensão;
 V variável auxiliar;
 V_L componente indutiva da tensão de entrada;
 V_m tensão aplicada em cada bobina;
 V_o volume em cada câmara do cilindro e tubulação;
 V_{omin} valor infinitesimal;
 V_R componente resistiva da tensão de entrada;
 V_s tensão de entrada;
 V_t volume total de óleo sob pressão;
 V_{up} volume inicial do cilindro;

V_1 volume de óleo entre o cilindro e a válvula;
 w gradiente de área;
 W variável auxiliar;
 x deslocamento;
 x deslocamento do carretel;
 x_e erro na posição;
 x_i variável de estado;
 x_v deslocamento do carretel da servoválvula;
 X saída de dreno;
 \vec{X} vetor de estados;
 X_a deslocamento do pistão;
 Y deslocamento do pistão;
 Y variável de saída;
 Y saída de dreno;
 Y_0 deslocamento do carretel;
 Z variável auxiliar;
 Z deformação longitudinal equivalente à deformação global;
 $\vec{\alpha}$ vetor de parâmetros;
 α_n parâmetro;
 β_e módulo de elasticidade volumétrica;
 ε valor infinitesimal;
 ΔP queda de pressão;
 ΔP_{nom} queda de pressão nominal na válvula;
 ΔP_x queda de pressão na válvula;

Φ fluxo magnético;

λ fluxo concatenado;

μ viscosidade absoluta;

π número pi;

ρ massa específica;

τ constante de tempo;

τ_1 constante de tempo do amplificador da válvula;

τ_2 constante de tempo da válvula;

υ coeficiente de atrito viscoso;

ω_h frequência natural hidráulica;

ω_v frequência natural hidráulica;

ζ índice de amortecimento;

ζ_v índice de amortecimento da servoválvula;

RESUMO

Este trabalho consiste na apresentação de um modelo não linear para um servomecanismo hidráulico e sua validação experimental. Ele inicia pelo estudo das válvulas proporcionais direcionais hidráulicas, abrangendo seu princípio de operação e não linearidades típicas. As válvulas proporcionais hidráulicas podem ser usadas em situações onde tradicionalmente são aplicadas servoválvulas. Para facilitar a escolha de uma ou outra válvula, são analisados alguns fatores importantes na sua seleção como custo e sensibilidade a contaminantes. Com o objetivo de aplicar mais adequadamente as válvulas proporcionais em servomecanismos hidráulicos, são revisados os principais modelos lineares e não lineares disponíveis na literatura. Também foi proposto um modelo matemático não linear para aplicação em um servoposicionador eletro-hidráulico controlado por uma válvula proporcional. Este servomecanismo foi construído e os resultados experimentais foram comparados com os resultados teóricos do modelo, para a sua validação experimental.

ABSTRACT

This work presents a non-linear model to an electrohydraulic position servo system and its experimental confirmation. It begins with proportional hydraulic valve study, and it covers valve operation principle and typical non-linearities. Hydraulic proportional valves can be used in situations where servovalves are commonly utilised. To make easier valve type selection, important features of both valves are analysed, such as cost and contaminant sensitivity. To apply proportional valves in hydraulic servo systems the already developed background of linear and non-linear models was be studied. It was also presented a non-linear model of a proportional valve and its use in a position servo system. This system was built and experimental results were compared with simulation particular model results to obtain the experimental confirmation.

1 - INTRODUÇÃO

1.1 - Preliminares

Os sistemas hidráulicos são utilizados para o controle de grandes potências com confiabilidade, rapidez e eficiência. Através de sinais de baixa potência é possível exercer o controle da velocidade, posição ou força de um atuador hidráulico.

Os componentes eletro-hidráulicos capazes de realizar o controle de atuadores são as servoválvulas e as válvulas proporcionais. Quando usadas com controladores eletrônicos, fornecem um alto nível de controle, que era impossível de ser alcançado em sistemas hidráulicos mais antigos (GRAEBERT, 1991).

1.2 - Justificativas e motivação

- O alto custo de sistemas utilizando servoválvulas deixou um espaço vago na faixa das aplicações médias da hidráulica, estimulando o emprego de válvulas proporcionais (THOMPSON, 1987);

- As válvulas proporcionais são mais baratas e menos sensíveis a contaminantes (LAI e CHEN, 1992);

- As válvulas proporcionais com tecnologia mais recente podem ser aplicadas satisfatoriamente em sistemas de controle

em malha fechada, mas isto exige um projeto mais cuidadoso (HENKE, 1987);

- Grande carência de artigos publicados tratando do desenvolvimento e aplicações de válvulas proporcionais (LAI e CHEN, 1992). Nacionalmente, as únicas informações sobre este assunto são apresentadas pelos fabricantes, havendo falta de pessoal especializado nesta tecnologia;

- A maior presença de não linearidades nas válvulas proporcionais é um fator que dificulta o projeto de controladores. O estudo destas não linearidades torna-se necessário para se realizar uma melhor modelagem da válvula;

- Necessidade de modelos matemáticos não lineares de fácil aplicação, com parâmetros diretamente obtidos de catálogos, para simplificar a escolha da tecnologia a ser usada (servo ou proporcional), a seleção da válvula e o projeto do controlador.

1.3 - Metodologia

A metodologia empregada neste trabalho passa por:

- estudo do funcionamento e particularidades das válvulas proporcionais;

- modelagem matemática de uma válvula proporcional e simulação computacional utilizando o programa SIMNOM¹ (SSPA SYSTEMS, 1993);

- Avaliação experimental dos resultados da modelagem.

¹ Os programas usados para simulação dinâmica no SIMNOM estão descritos no Anexo I.

1.4 - Organização da dissertação

No Capítulo 2 são discutidos os princípios de operação dos solenóides proporcionais e solenóides convencionais aplicados em válvulas hidráulicas. Também são comparadas as válvulas proporcionais com controle da posição do carretel em malha aberta e em malha fechada.

No Capítulo 3 são estudadas as principais não linearidades das válvulas proporcionais hidráulicas. Também estuda-se o princípio da compensação de pressão, utilizado para tornar a vazão da válvula independente da pressão na carga. O capítulo prossegue com o estudo das configurações dos carretéis das válvulas proporcionais e o funcionamento dos geradores de rampa disponíveis em suas cartelas eletrônicas.

No Capítulo 4 realiza-se uma comparação entre as principais características das válvulas proporcionais e servoválvulas, iniciando pela apresentação das diferentes terminologias empregadas na literatura. Esta comparação torna-se necessária pela possibilidade de empregar válvulas proporcionais em situações onde tradicionalmente são empregadas servoválvulas. Fatores como diferença nos custos e sensibilidade a contaminantes são importantes na seleção das válvulas.

No Capítulo 5 é apresentado um modelo não linear para válvulas proporcionais hidráulicas, proposto por VAUGHAN e

GAMBLE (1990). Este modelo é aplicado para o projeto e desenvolvimento das válvulas e seus controladores.

Nos Capítulos 6 e 7 são revisados os principais modelos lineares e não lineares de servomecanismos hidráulicos disponíveis na literatura. No Capítulo 7 também é proposto um modelo matemático não linear para aplicação em um servoposicionador eletro-hidráulico controlado por válvula proporcional.

No Capítulo 8 é descrita a bancada experimental construída para a validação do modelo proposto e formas de obtenção e cálculo dos parâmetros do sistema.

No Capítulo 9 são analisados os resultados experimentais através da comparação com os resultados obtidos da simulação do posicionador com o modelo matemático não linear. O posicionador também foi modelado linearmente e foram propostas modificações no modelo não linear original.

2 - SOLENÓIDES PROPORCIONAIS

2.1 - Introdução

Grande parte das válvulas usadas em sistemas hidráulicos e pneumáticos usa solenóides para realizar o deslocamento de uma parte móvel interna e modificar os caminhos para passagem de fluido sob pressão através da válvula (HARDWICK, 1984).

Os solenóides podem ser do tipo **on-off** (solenóide convencional, do tipo liga-desliga) ou proporcionais. Quando energizados, os solenóides do tipo liga-desliga caracterizam-se por deslocarem o carretel da válvula para sua posição final. Uma mola fornece a força mecânica necessária para que o carretel retorne à posição inicial quando o solenóide for desligado. Conseqüentemente, as válvulas atuadas por estes solenóides são digitais: elas funcionam ou totalmente abertas ou totalmente fechadas (HARDWICK, 1984). Os solenóides convencionais podem ser alimentados com corrente contínua ou alternada (NOWICKI e OLIVETO, 1994).

Os solenóides proporcionais, por sua vez, podem tomar posições intermediárias entre seus pontos extremos, dependendo da intensidade do sinal elétrico de acionamento. Este tipo de solenóide tornou mais fácil o desenvolvimento de válvulas analógicas que modulam vazão ou pressão e que, combinadas com controle eletrônico adequado, fornecem uma alternativa de baixo custo às tradicionais servoválvulas (HARDWICK, 1984). Os

solenóides proporcionais devem ser de corrente contínua pois os solenóides de corrente alternada precisam atingir rapidamente sua posição final, devido ao seu consumo de corrente em função do curso (MANNESMANN REXROTH GMBH, 1987).

Uma válvula proporcional é tipicamente operada por um solenóide proporcional que gera uma força eletromagnética para acionar o carretel da válvula diretamente. O solenóide (Figura 2.1) é projetado de tal modo que a força eletromagnética seja proporcional ao sinal de entrada, tornando possível o controle contínuo da posição do carretel. Uma mola é conectada ao carretel da válvula para fornecer uma força contrária à força magnética (LAI e CHEN, 1992).

A ação direta de um solenóide sobre um carretel pode ser a interface eletromecânica mais simples se o deslocamento de sua armadura for proporcional a um sinal de tensão e se ele for capaz de gerar força suficiente para deslocar este carretel (HENKE, 1984).

2.2 - Princípios de operação

Com um solenóide convencional, a uma dada corrente de entrada (ou tensão), a força desenvolvida aumenta com a diminuição da lacuna de ar ou do curso (Figura 2.2a) (HARDWICK, 1984, HENKE, 1984 e WARNER e KING-UNDERWOOD, 1985). Ao variar-se a corrente de entrada (ou tensão), obtém-se uma família de curvas (Figura 2.2b). Se a curva de uma mola é

sobreposta a esta família de curvas (Figura 2.2c), pode-se notar que há um número limitado de pontos de intersecção entre a curva da mola e as curvas do solenóide. Para as correntes (ou tensões) mais altas, a força do solenóide excede a força da mola e o solenóide atinge a posição de máximo deslocamento (HARDWICK, 1984).

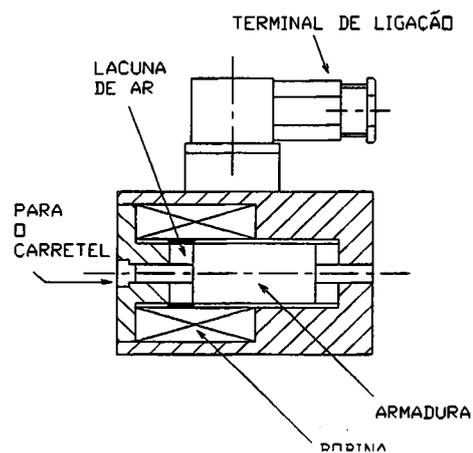


Figura 2.1 - Solenóide típico (VAUGHAN e GAMBLE, 1990).

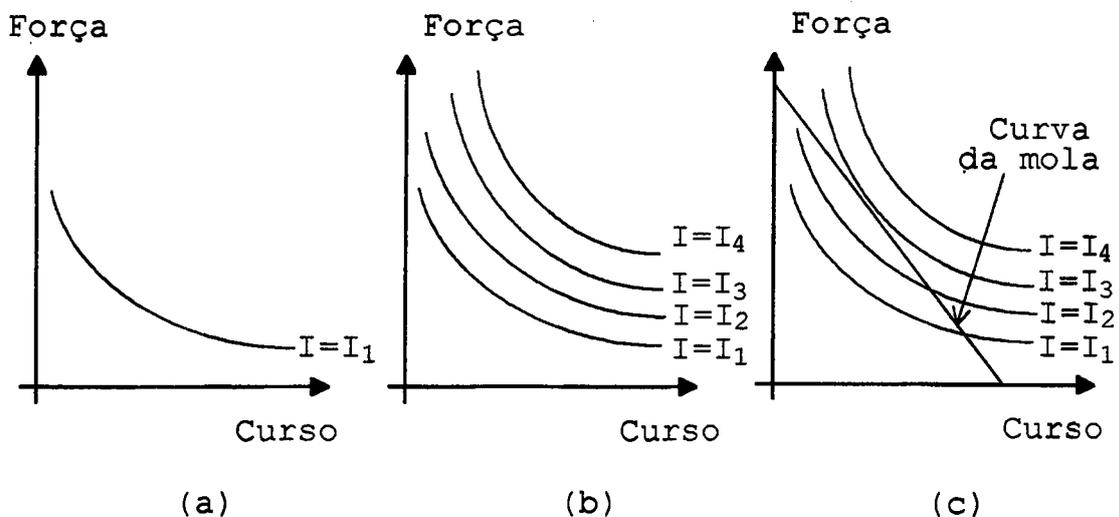


Figura 2.2 - Curva força/deslocamento para um solenóide convencional (HARDWICK, 1984).

Para um solenóide proporcional, a curva relacionando a força ao deslocamento (Figura 2.3a) apresenta uma porção crescente (ou zona de aproximação) e uma porção horizontal (ou zona de controle) (HARDWICK, 1984, HENKE, 1984 e WARNER e KING-UNDERWOOD, 1985). Correntes (ou tensões) de entrada diferentes geram uma série de zonas de controle paralelas e horizontais (Figura 2.3b). Ao superpor-se a mesma curva de mola da Figura 2.2c nesta família de curvas (Figura 2.3c), obtém-se vários pontos de intersecção onde as forças do solenóide e da mola são iguais. Variando-se a corrente (ou tensão) de entrada de forma incremental, o solenóide pode ser parado e mantido nestas posições intermediárias (HARDWICK, 1984). O curso do solenóide situa-se entre 3 a 5 mm, conforme o tamanho construtivo (MANNESMANN REXROTH GMBH, 1987 e TONYAN, 1985).

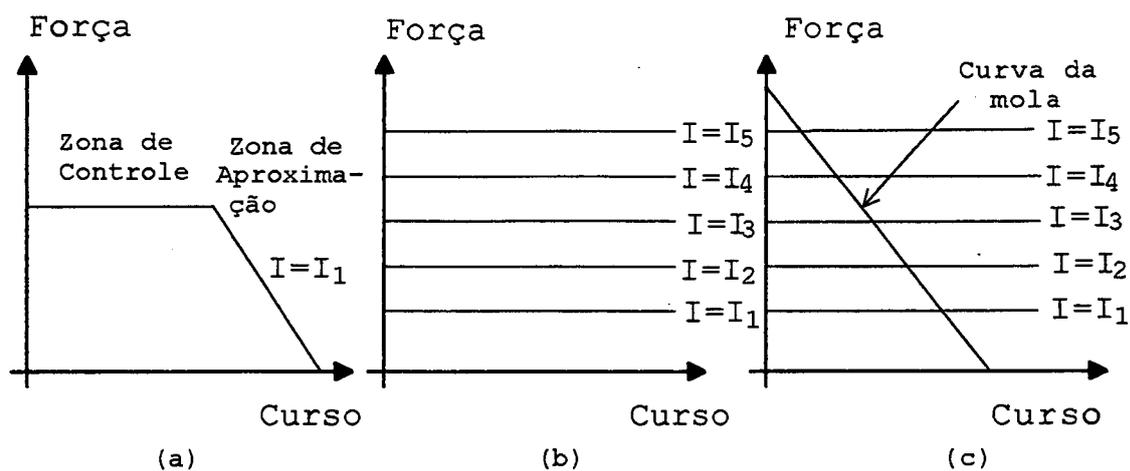


Figura 2.3 - Curva força/deslocamento para um solenóide proporcional (HARDWICK, 1984).

A precisão e a estabilidade da válvula depende agora de vários fatores, tais como a estabilidade do sinal elétrico, a precisão da força resultante do solenóide e o efeito de forças externas sobre o carretel da válvula (forças criadas pelo escoamento de fluido) (WARNER e KING-UNDERWOOD, 1985).

O ângulo de intersecção entre as curvas do solenóide e da mola é extremamente importante na proporcionalidade do conjunto. Se o ângulo é pequeno (Figura 2.4a), por exemplo, um deslocamento de 1,270 mm (0,05 in) é necessário para gerar uma diferença de força de 1 oz (0,278 N). Se a curva da mola é mais inclinada (Figura 2.4b), o mesmo diferencial de força será gerado por um deslocamento menor (por exemplo, 0,254 mm ou 0,01 in) (HARDWICK, 1984). Então constantes de mola maiores, quando usadas com solenóides proporcionais, geralmente fornecem mais estabilidade ao sistema, mas têm a desvantagem de exigir correntes maiores para produzir a força necessária ao solenóide, podendo levar a problemas de superaquecimento (HARDWICK, 1984 e MATTEN, 1993).

Válvulas proporcionais diretamente atuadas pelo solenóide usualmente são de tamanho nominal pequeno, pois o solenóide deve superar todas as forças para mover o carretel, tais como as decorrentes do atrito, inércia e escoamento do fluido. Para possibilitar que a vazão seja a maior possível, o solenóide tem de fornecer uma alta força estática. Isto é alcançado se o solenóide incorporar alta indutância e armaduras com alto teor de ferro. Além disso, as forças das molas de centragem deveriam

ser mantidas com o menor valor possível. A combinação destes fatores leva a partes móveis com alta inércia, reduzindo-se a frequência natural e aumentando-se os tempos de resposta (MATTEN, 1993).

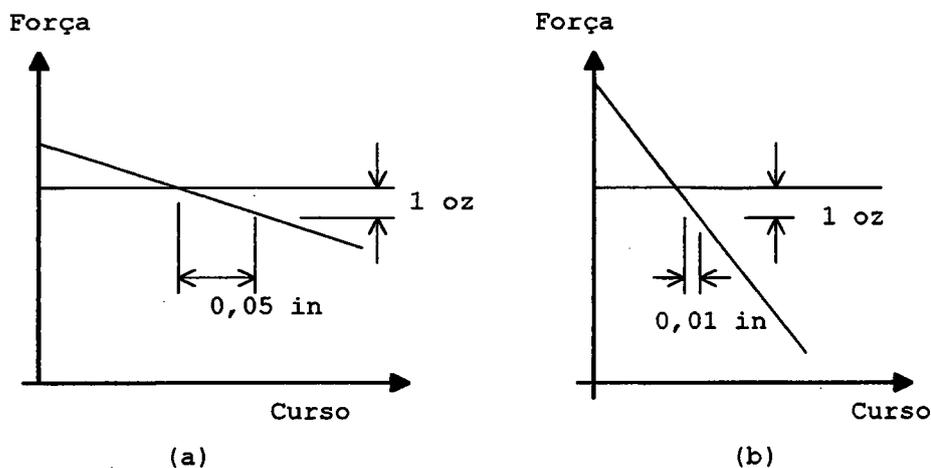


Figura 2.4 - Ângulo de intersecção entre as curvas do solenóide (linha horizontal) e da mola (HARDWICK, 1984).

Do ponto de vista da dinâmica, solenóides com baixas indutâncias e molas de maior rigidez são desejáveis, resultando em uma situação de compromisso no projeto da válvula. Devido a estes critérios contraditórios, o desenvolvimento de válvulas tem de ser feito iterativamente e com a utilização da simulação computacional para possibilitar a economia de tempo e recursos (MATTEN, 1993).

2.3 - Controle da válvula em malha aberta

Válvulas proporcionais que contam unicamente com o sinal de comando aplicado para efetuar o posicionamento do carretel

são denominadas válvulas com controle em malha aberta (WARNER e KING-UNDERWOOD, 1985). Ao fornecer-se uma tensão de comando à válvula, ela é transformada em corrente no seu amplificador, acionando o solenóide proporcional. Este gera uma força proporcional à corrente no solenóide. Esta força move o carretel contra a reação da mola (Figura 2.5). O carretel pára na posição em que a força da mola iguala-se à força do solenóide (SHIMOO, 1992).

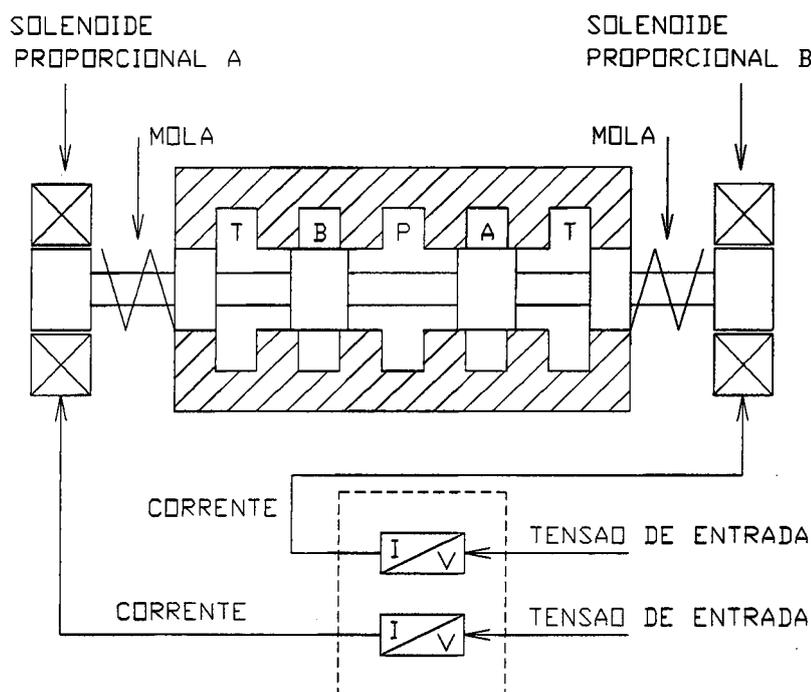


Figura 2.5 - Válvula proporcional hidráulica com controle em malha aberta (SHIMOO, 1992).

A forma mais simples de atingir o controle elétrico é controlar a tensão, mas a válvula poderá ter seu desempenho reduzido consideravelmente. Isto ocorre porque a força do solenóide é diretamente proporcional à corrente aplicada e,

portanto, se a fonte de tensão for controlada, qualquer mudança na resistência da bobina devido a temperatura afetará inversamente a corrente (segundo a lei de Ohm), resultando em uma mudança na força do solenóide e, conseqüentemente, no deslocamento do carretel contra a mola. Para evitar esta situação no controle em malha aberta é necessário utilizar um controlador de corrente mas, mesmo assim, não é possível contrapor a variação das forças externas atuando sobre o carretel. A aplicação de válvulas com controle em malha aberta tem de levar este fato em consideração (WARNER e KING-UNDERWOOD, 1985).

2.4 - Controle da válvula em malha fechada

A adição de uma malha elétrica de realimentação empregando um transdutor de posição para medir o deslocamento do carretel melhora muito a precisão, o desempenho e a estabilidade da válvula, atenuando o efeito de perturbações (ROBERT BOSCH GMBH, 1992, TONYAN, 1985 e WARNER e KING-UNDERWOOD, 1985). O transdutor é usualmente um LVDT (transdutor de deslocamento indutivo) que fornece um sinal de realimentação para ser comparado com o sinal de comando (Figura 2.6). O sinal de erro resultante é usado para ajustar a posição do carretel. Com esta malha de controle interna é agora possível usar controle por tensão ao invés de controle por corrente, compensando as mudanças na resistência da bobina, posicionando o carretel

independentemente de forças externas atuando sobre ele e alcançando-se maior precisão e menor histerese (WARNER e KING-UNDERWOOD, 1985).

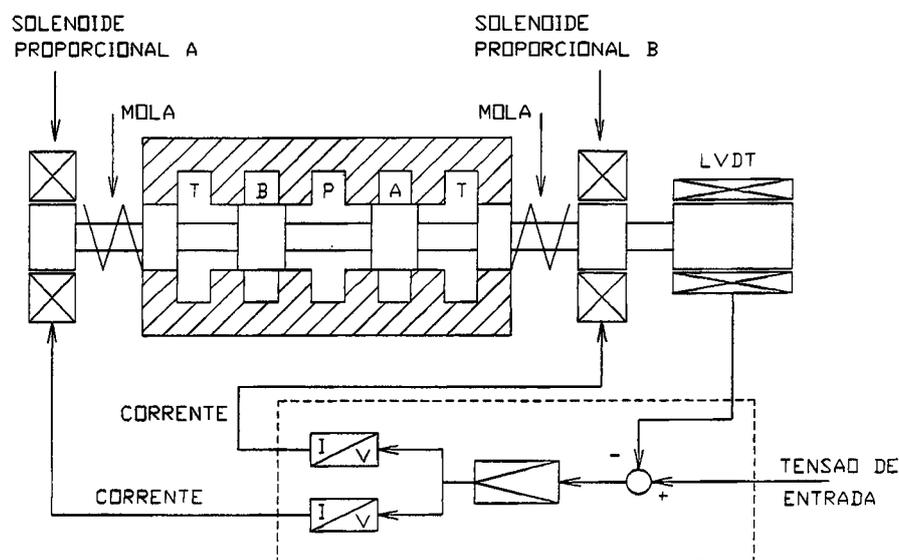


Figura 2.6 - Válvula proporcional hidráulica com controle em malha fechada (SHIMOO, 1992).

Como todo solenóide está sujeito ao atrito, com a realimentação de posição do carretel consegue-se a sua compensação atingindo-se baixa histerese e boa repetibilidade. Esta é outra característica importante dos solenóides com posição controlada (TONYAN, 1985).

As válvulas proporcionais com controle de posição do carretel são mais caras, mas oferecem desempenho e repetibilidade maiores que os apresentados pelas válvulas sem o controle de posição (BANGERT, 1992).

Também a adição de um LVDT para controlar a posição do carretel de válvulas proporcionais melhora sua resposta em frequência de tal modo a torná-la semelhante à apresentada por muitas servoválvulas (AU, 1994b).

2.5 - Conclusões

A utilização de solenóides proporcionais facilitou o desenvolvimento das válvulas proporcionais que se tornaram uma alternativa de baixo custo às tradicionais servoválvulas em diversas aplicações.

As válvulas proporcionais podem ter a posição do seu carretel controlada em malha aberta ou em malha fechada. A válvula com controle em malha fechada tem seu desempenho melhorado a tal ponto de se equiparar ao apresentado por muitas servoválvulas. Por este motivo, uma válvula proporcional deste tipo será usada na parte experimental deste trabalho.

3 - VÁLVULAS PROPORCIONAIS HIDRÁULICAS

3.1 - Introdução

As válvulas proporcionais hidráulicas são classificadas de acordo com a sua função em (MANNESMANN REXROTH GMBH, 1987 e ROBERT BOSCH GMBH, 1992):

- Válvulas proporcionais de pressão;
- válvulas proporcionais de vazão;

e

- válvulas proporcionais direcionais.

Este trabalho estudará com maior ênfase as válvulas proporcionais direcionais hidráulicas. Uma válvula deste tipo possui carretel continuamente posicionável, fazendo que o orifício na válvula seja continuamente variável. Isto torna a válvula capaz de controlar a vazão como uma função da posição do carretel, mas dependente também da diferença de pressão nela aplicada (HENKE, 1984).

As válvulas proporcionais de controle direcional de quatro vias são as mais versáteis entre as válvulas proporcionais. Elas assemelham-se às válvulas direcionais convencionais, mas a configuração do seu carretel é modificada para fornecer controle preciso desta vazão nas vias de entrada e saída da válvula (TONYAN, 1985), além de permitir o controle do sentido do movimento do atuador (HENKE, 1984). Este tipo de válvula pode controlar vazão de óleo em ambas as direções, e quando

usada adequadamente, as quedas de pressão em ambos os lados da válvula permanecem relativamente iguais, permitindo boa controlabilidade de cilindros e motores (TONYAN, 1985).

As válvulas proporcionais hidráulicas apresentam não linearidades típicas, tais como zona morta, histerese, saturação e ganho de vazão não-linear (LAI e CHEN, 1992).

3.2 - Zona morta

A zona morta caracteriza-se por uma faixa em que, mesmo havendo tensão aplicada no solenóide da válvula, não há passagem de vazão nela. Somente passará vazão quando a tensão de comando for maior que um determinado valor, necessário para o carretel descobrir os pórticos da válvula (Figuras 3.1 e 3.2) (CULLMAN, 1995).

O projeto do carretel é um fator importante no desempenho das válvulas proporcionais. Uma válvula proporcional com centro fechado tem uma grande área de sobreposição que cobre completamente os pórticos de saída A e B. Em uma válvula com sobreposição de 20%, os primeiros 10% do movimento do carretel (Y_0 , Figura 3.1), dirigindo-se do centro para qualquer um dos lados não permitem que haja vazão de óleo na saída da válvula (Figura 3.2) (CAPUTO, 1994). Com este tipo de projeto consegue-se reduzir os custos de produção das válvulas proporcionais pois as tolerâncias internas serão menos críticas. A zona morta resultante poderá não ser simétrica, ou

seja, ela poderá ser diferente para um comando positivo e para um comando negativo (CULLMAN, 1995).

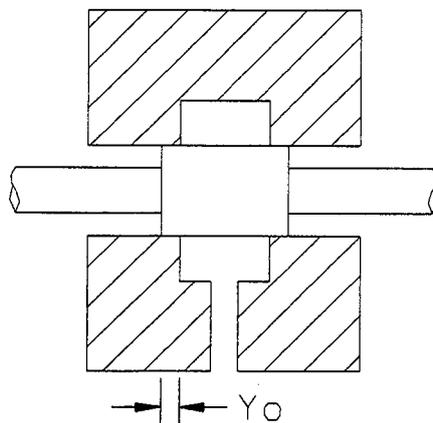


Figura 3.1 - Sobreposição positiva do carretel (MANNESMANN REXROTH GMBH, 1987).

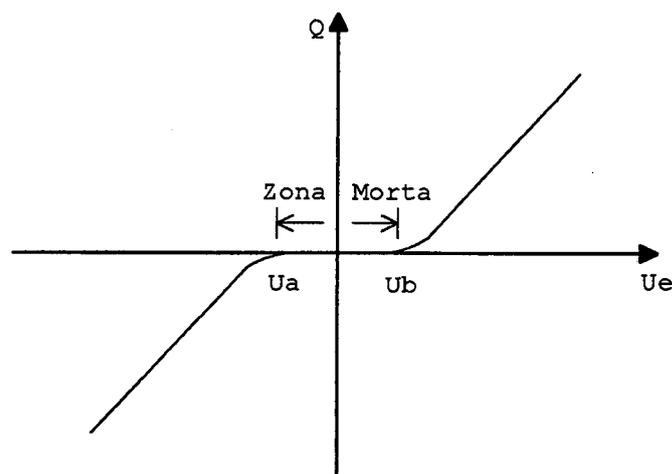


Figura 3.2 - Zona Morta (CULLMAN, 1995, IKEO et al., 1993 e TONYAN, 1985).

Além da sobreposição positiva do carretel, as causas principais da presença da zona morta são o atrito do solenóide e a pré-carga nas molas de centragem do carretel (TONYAN,

1985), já que para haver o deslocamento do carretel o solenóide proporcional precisa vencer a pré-carga nessas molas e o atrito.

A função matemática que descreve a zona morta (Figura 3.2) é (OGATA, 1982):

$$\begin{aligned} Q &= -f(U_e) & \text{para} & & U_e < U_a \\ Q &= 0 & \text{para} & & U_a \leq U_e \leq U_b \\ Q &= f(U_e) & \text{para} & & U_e > U_b \end{aligned} \quad (3.1)$$

onde Q é a vazão da válvula e U_e é a tensão de comando da válvula.

A zona morta pode causar erros estacionários e instabilidade no sistema de posicionamento (BEERCHECK, 1985, IKEO et al., 1993 e OGATA, 1982).

Os amplificadores das válvulas usam circuitos de eliminação da zona morta para deslocar o carretel para o ponto onde a vazão pode iniciar imediatamente quando um pequeno sinal de comando é dirigido ao amplificador (CAPUTO, 1994 e ROBERT BOSCH GMBH, 1989). A compensação da zona morta torna-se obrigatória se o usuário deseja utilizar a válvula em sistemas com realimentação (PIETOLA e VILENIUS, 1986). Os ajustes da zona morta na cartela do amplificador permitem ao usuário escolher a quantidade da zona morta a ser compensada (CAPUTO,

1994), permitindo inclusive que a zona morta seja compensada assimetricamente (CULLMANN, 1995 e ROBERT BOSCH GMBH, 1992).

IKEO *et al.* (1993) propõem um método para cancelar a zona morta a partir do conhecimento preciso de sua largura, melhorando assim a precisão de posicionamento do atuador. O procedimento para tal compensação é:

1 - Obter-se o valor das tensões U_a e U_b na curva $Q=f(U_e)$ (Figura 3.3) através da mudança da tensão de comando sobre a válvula em degraus de 0,01 V.

2 - Fazer-se o ponto U_b (Figura 3.3) a nova origem.

3 - Quando a válvula recebe uma tensão de entrada menor que a tensão U_b , então deve-se subtrair dela a tensão correspondente à largura da zona morta e tomar o valor encontrado como a nova entrada.

Este método de compensação consiste em fazer uma translação da curva característica (Figura 3.3) para entradas menores que U_a para a direita, em um valor correspondente à largura da zona morta (Figura 3.3).

Através de verificação experimental, IKEO *et al.* (1993) verifica que o tamanho da zona morta não se mantém constante, mas varia de acordo com a pressão ou a temperatura do óleo hidráulico. Como a zona morta apresenta tendência a sofrer mudanças durante a operação da válvula, não se pode esperar que se mantenha uma boa precisão ao longo do tempo (IKEO *et al.*, 1993).

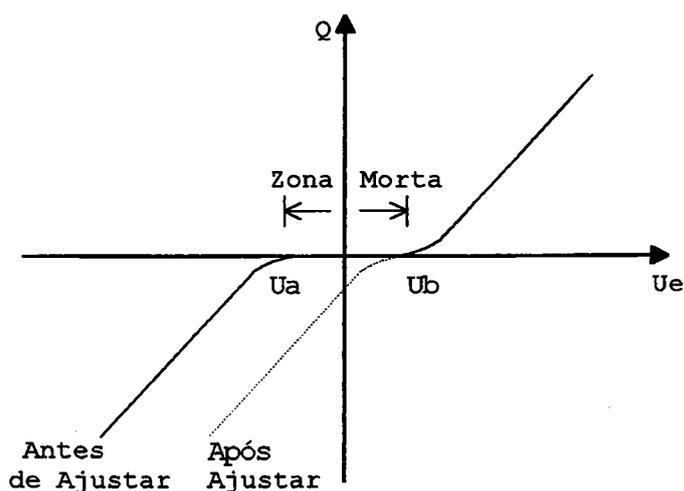


Figura 3.3 - Compensação da zona morta (IKEO et al., 1993).

Até mesmo repetindo-se experimentos às mesmas condições (à mesma temperatura e mesma pressão), ocorriam variações leves na posição e largura da zona morta, implicando que outros fatores que não puderam ser identificados precisamente também afetavam as características da válvula (IKEO et al., 1993).

3.3 - Histerese

Ao selecionar uma válvula proporcional hidráulica deve-se levar em consideração a sua histerese (CAPUTO, 1994). A histerese é a diferença na vazão de saída quando a válvula é comandada lentamente por um sinal de entrada crescente e um sinal decrescente (CAPUTO, 1994 e TONYAN, 1985). Passando esta definição para o carretel de uma válvula proporcional direcional, a histerese é definida como a diferença na posição do carretel quando ele se aproxima da posição desejada vindo de

duas direções opostas (Figura 3.4) (TONYAN, 1985). Basicamente, a histerese é o erro que pode ser esperado da válvula em resposta a um dado comando (CAPUTO, 1994).

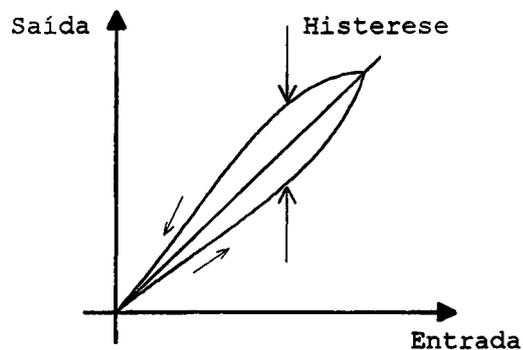


Figura 3.4 - Histerese (TONYAN, 1985).

A repetitividade de uma válvula proporcional é freqüentemente usada para descrever as características de desempenho da válvula. Ela é definida como o erro na saída quando o carretel se aproxima do ponto desejado vindo de uma mesma direção, ou seja, ao ser deslocada duas vezes na mesma direção, a válvula nunca atingirá exatamente o mesmo ponto. A repetitividade é freqüentemente metade da histerese e nunca será pior que ela (Figura 3.5) (TONYAN, 1985).

Valores típicos da histerese em uma válvula sem realimentação da posição do carretel situam-se em $\pm 4\%$ da vazão total (CAPUTO, 1994). Por exemplo, uma válvula com vazão de 37,85 l/min (10 gpm) com histerese de $\pm 4\%$ controlará a vazão em uma faixa de $\pm 1,51$ l/min ($\pm 0,4$ gpm). Por isso, válvulas com altos valores de histerese não deveriam ser usadas quando se

necessita controlar precisamente baixas velocidades em atuadores hidráulicos (CAPUTO, 1994).

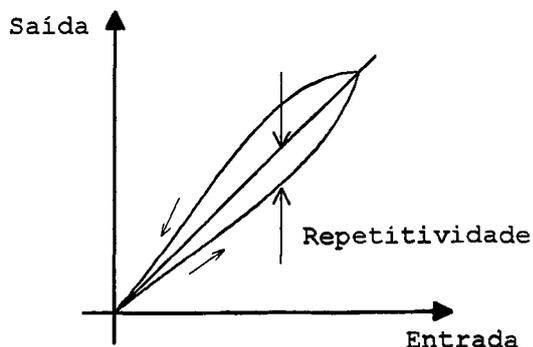


Figura 3.5 - Repetitividade (TONYAN, 1985).

Nas válvulas proporcionais, a histerese é causada pelo atrito, seja no solenóide, carretel ou em um assento (**poppet**) (TONYAN, 1985).

A compensação da histerese elimina a diferença na resposta durante a extensão ou retração. Uma das formas de redução da histerese é melhorar os pontos de apoio (mancais) do solenóide da válvula para reduzir o atrito (HARDWICK, 1984).

Outra maneira de conseguir a redução da histerese é adicionar um **dither** ao sinal de comando da válvula (AU, 1994a, BARTOS, 1992, HARDWICK, 1984 e TONYAN, 1985). **Dither** é um sinal de alta frequência (aproximadamente 400 Hz) e baixa amplitude superposto ao sinal de comando do solenóide. Assim, mantém-se o carretel sempre em movimento, minimizando-se o efeito do atrito e impedindo-se o depósito de contaminantes (AU, 1994a e INOUE, 1984).

Conforme já discutido, a histerese também é reduzida através do sistema de controle em malha fechada do carretel da válvula proporcional. Assim, consegue-se reduzir a histerese a níveis mais aceitáveis (menos que 1%) e também consegue-se a melhoria do controle da vazão (CAPUTO, 1994).

A Figura 3.6 permite comparar a histerese em válvulas com o controle de posição do carretel (malha fechada), sem a realimentação de posição (malha aberta) e com a adição de um **dither** (malha aberta com **dither**).

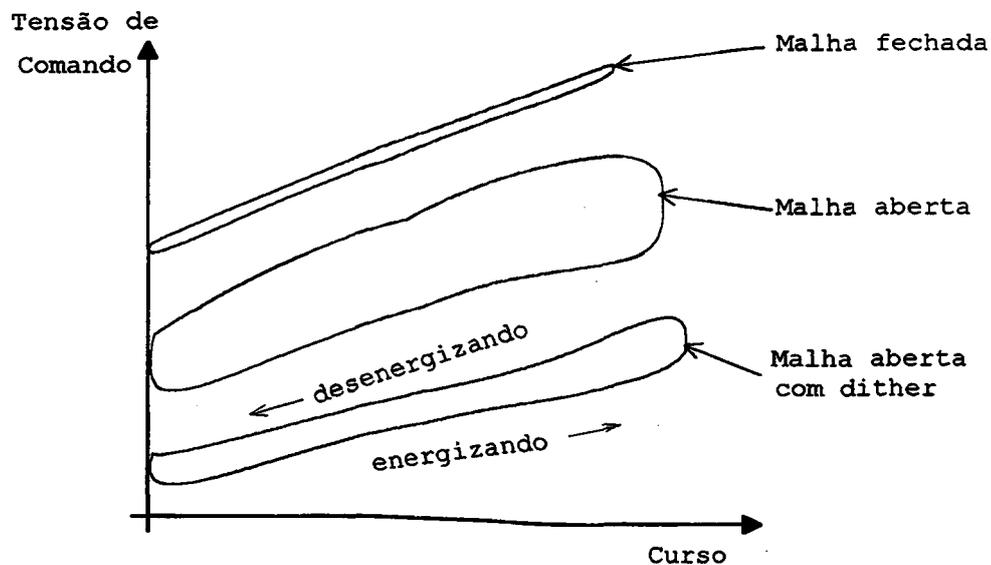


Figura 3.6 - Curvas de histerese para válvulas com e sem controle de posição do carretel e com **dither** (HARDWICK, 1984).

3.4 - Saturação

A saturação é causada pela limitação física da válvula proporcional e dos circuitos eletrônicos no seu amplificador, delimitando a faixa de atuação da válvula (ANDERSON, 1988).

Esta não-linearidade apresenta uma curva relacionando a entrada à saída conforme a Figura 3.7. A partir desta figura, obtém-se a descrição matemática da saturação (FRANKLIN et al., 1986):

$$\begin{aligned}
 Y &= -N && \text{para} && U < -S \\
 Y &= \frac{N \cdot U}{S} && \text{para} && -S \leq U \leq S \\
 Y &= N && \text{para} && U > S
 \end{aligned}
 \tag{3.2}$$

onde

Y é a variável de saída;

U é o sinal de entrada;

S é a entrada máxima sem ocorrer a saturação;

e

N é o valor máximo para a variável de saída.

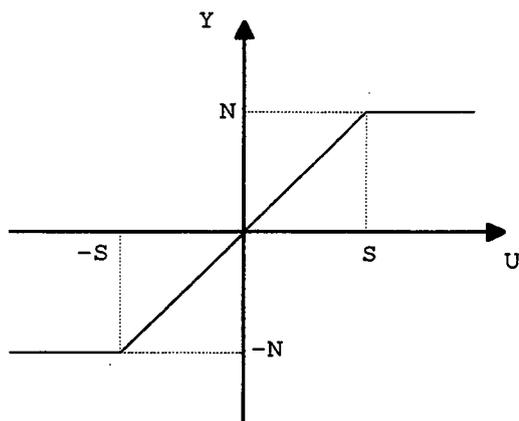


Figura 3.7 - Saturação.

Para sinais de entrada com valor absoluto menor que S , o sistema terá comportamento linear (ganho N/S). Contudo, para sinais de entrada maiores que S , a saída será limitada por N . A relação saída entrada é cada vez menor e a saturação apresenta seus ganhos de acordo com a Figura 3.8 (FRANKLIN et al., 1986).

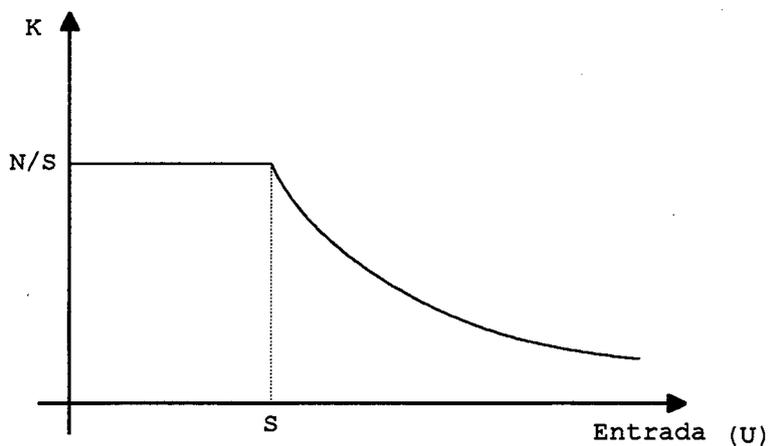


Figura 3.8 - Comportamento do ganho em sistemas com saturação (FRANKLIN et al., 1986).

3.5 - Equação da vazão através de orifícios

Os orifícios são uma das formas usuais para o controle de fluidos em válvulas (MERRIT, 1967). A consideração chave é que a vazão através de um orifício relaciona-se com a queda de pressão através dele por meio de uma relação quadrática (ANDERSON, 1988, HENKE, 1981 e MERRIT, 1967). A equação da vazão através de um orifício é

$$Q = C_d \cdot A_o \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}} \quad (3.3)$$

onde

C_d é o coeficiente de descarga no orifício;

A_c é a área do orifício;

ΔP é a queda de pressão no orifício;

e

ρ é a massa específica do fluido.

Para o controle da vazão através de uma válvula proporcional, as áreas dos orifícios têm de ser variadas pelo deslocamento do carretel (HENKE, 1981). A área do orifício pode ser calculada por

$$A_o = w \cdot x \quad (3.4)$$

onde w é o gradiente de área e x é o deslocamento do carretel. Para válvulas com carretel aberto em toda a periferia com diâmetro d , w pode ser calculado por:

$$w = \pi \cdot d \quad (3.5)$$

Usualmente em catálogos de fabricantes a vazão nominal das válvulas proporcionais é expressa por curvas características relacionando a vazão à tensão, referidas a uma queda de pressão constante (nominal) na válvula (por exemplo, 8 bar) (ROBERT BOSCH GMBH, 1989).

Como a vazão é dependente da queda de pressão na válvula, ela pode ser calculada para outras pressões pela expressão (ROBERT BOSCH GMBH, 1989)

$$Q_x = Q_{nom} \cdot \sqrt{\frac{\Delta P_x}{\Delta P_{nom}}} \quad (3.6)$$

onde

Q_{nor} é a vazão à queda de pressão nominal;

ΔP_{nor} é o valor da queda de pressão nominal na válvula;

ΔP_x é a nova queda de pressão na válvula;

e

Q_x é a vazão na válvula à nova queda de pressão.

Na prática, para manter-se a queda de pressão na válvula constante deve-se usar balanças de pressão (MANNESMANN REXROTH GMBH, 1987 e ROBERT BOSCH GMBH, 1989).

3.6 - Balanças de Pressão

As válvulas proporcionais eletro-hidráulicas, principalmente as que dispõem de melhor tecnologia, são bastante eficientes para regular vazão ou taxa de variação de

vazão, com boa resposta dinâmica. Para um dado nível de entrada, a válvula altera somente a área do seu orifício (TONYAN, 1985), permanecendo a vazão através deste orifício dependente da raiz quadrada da queda de pressão nele. Se o circuito exigir controle preciso da velocidade, torna-se necessário fornecer compensação da queda de pressão no orifício através de uma balança de pressão (TONYAN, 1985).

O princípio da compensação de pressão é simples: mantém-se uma queda de pressão constante através dos orifícios da válvula proporcional, regulando-se a pressão na entrada do orifício, de modo a manter constante a diferença de pressão através dele (TONYAN, 1985).

Uma balança de pressão que funciona assim consiste em uma válvula do tipo sanduíche que pode ser montada diretamente entre uma subplaca e uma válvula proporcional direcional. A compensação de pressão é alcançada sem linhas piloto externas.

A balança de pressão de duas vias, simbolizada na Figura 3.9, compõem-se basicamente de carcaça, carretel, mola com assento e tampa com uma válvula alternadora incorporada (MANNESMANN REXROTH GMBH, 1987 e TONYAN, 1985).

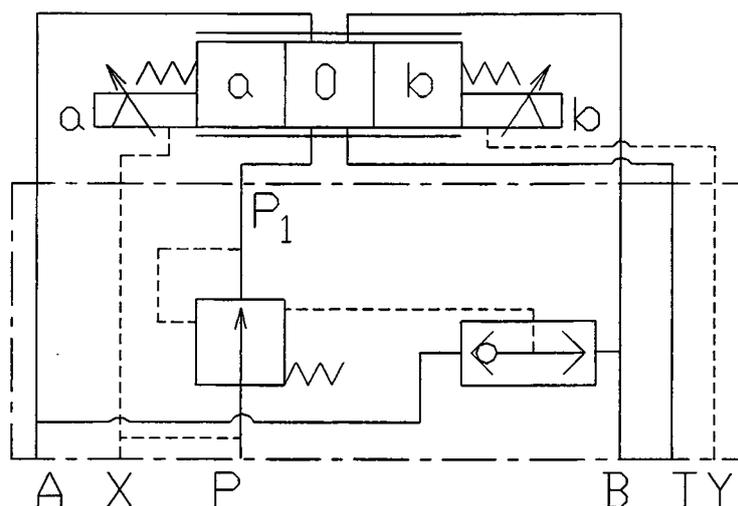


Figura 3.9 - Balança de pressão de 2 vias - representação esquemática (TONYAN, 1985)

Na Figura 3.10² visualiza-se mais facilmente o princípio de funcionamento das balanças de pressão. A mola (com força correspondente a 8,3 bar neste exemplo) atua sobre o carretel que conecta P à P₁. O carretel de compensação de pressão só pode alterar a área de regulação (A₁) quando a força da mola for superada. Assim, a regulação da vazão só ocorre quando a diferença externa de pressão superar a pressão correspondente à força da mola (MANNESMANN REXROTH GMBH, 1987). Se a pressão na carga aumentar, o carretel da balança de pressão desloca-se no sentido de aumentar a pressão na entrada da válvula e reestabelecer o diferencial de pressão. A diminuição da pressão na carga causará o fechamento do carretel da balança de pressão, mantendo constante a queda de pressão (TONYAN, 1985).

² Nesta figura a válvula alternadora está representada fora da carcaça da balança de pressão.

As balanças de pressão de 3 vias diferenciam-se somente pela execução do seu carretel³ (MANNESMANN REXROTH GMBH, 1987).

Através da compensação de carga utilizando-se uma balança de pressão, consegue-se que a válvula funcione em uma "malha aberta melhorada", diminuindo o efeito de perturbações na carga sobre a vazão da válvula (VALDO, 1994).

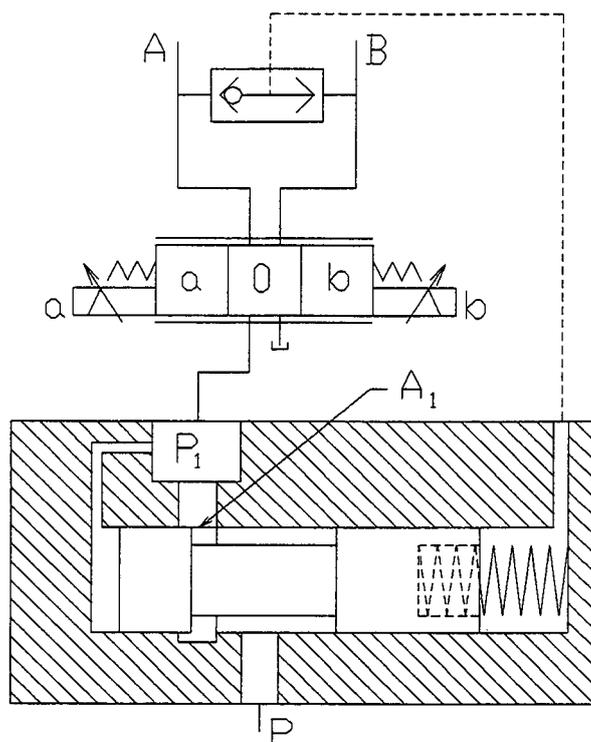


Figura 3.10 - Balança de pressão de duas vias - Princípio de funcionamento (MANNESMANN REXROTH GMBH, 1987).

³ Devido às limitações na extensão deste trabalho, as balanças de pressão de 3 vias não serão abordadas aqui. Detalhes sobre o seu funcionamento são encontrados em MANNESMANN REXROTH GMBH (1987).

3.7 - Tipos de carretéis

A folga radial entre a camisa e o carretel de uma válvula proporcional está na faixa de 3 a 4 μm . Esta pequena folga mantém os vazamentos em valores mínimos e permite que a sobreposição do carretel seja mantida no menor valor possível (TONYAN, 1985).

Os carretéis para válvulas proporcionais direcionais de quatro vias são projetados para fornecer controle de vazão em ambas direções de fluxo (TONYAN, 1985).

O formato da curva relacionando a vazão (Q) ao deslocamento do carretel (s) (Figura 3.11) depende da forma geométrica da área variável responsável pelo controle da vazão na válvula proporcional (ROBERT BOSCH GMBH, 1989).

As áreas variáveis de controle estão na forma de entalhes no carretel ou janelas na camisa da válvula (ROBERT BOSCH GMBH, 1989).

Normalmente cada ressalto do carretel possui oito entalhes para controle de fluido cortados simetricamente em torno de sua periferia, fornecendo áreas iguais em ambas direções. O número dos entalhes variará dependendo da aplicação (TONYAN, 1985).

Entre os formatos dos entalhes empregados nos ressaltos dos carretéis, encontram-se com formato em "V" (triangular) e circular (tipo em meia lua) (CAPUTO, 1994 e ROBERT BOSCH GMBH, 1989). Também há carretéis com entalhes de formato retangular (ROBERT BOSCH GMBH, 1989 e TONYAN, 1985) e também com a

combinação de dois retângulos de tamanhos diferentes (ROBERT BOSCH GMBH, 1989), conforme a Figura 3.11.

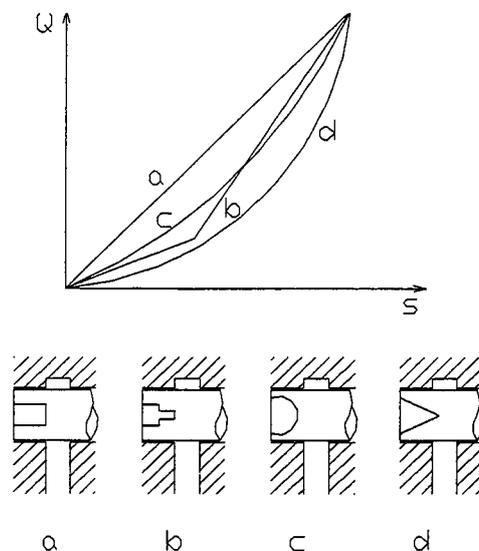


Figura 3.11 - Influência dos entalhes nos ressaltos do carretel na curva de vazão da válvula proporcional (ROBERT BOSCH GMBH, 1989).

Os entalhes com forma circular produzem ganhos de vazão maiores, tornando o controle de vazões pequenas mais difícil pois um pequeno movimento do carretel terá um impacto grande sobre a vazão de saída (CAPUTO, 1994).

Entalhes com formato em "V" produzem ganhos de vazão menores quando a válvula está controlando vazões pequenas. Este tipo de carretel fornece controle excelente de velocidades baixas (CAPUTO, 1994).

A Figura 3.12 ilustra um carretel com centro fechado e com entalhes em forma de "V" nos ressaltos (TONYAN, 1985). Quando o carretel é deslocado em qualquer uma das direções, os entalhes

em "V" nunca abrem completamente os pórticos da válvula, mas sempre mantêm uma função de controle da vazão (TONYAN, 1985). Como nas válvulas direcionais comuns, o carretel primeiro move-se através de uma zona morta e depois permite a passagem de fluido para o cilindro (TONYAN, 1985).

Através da compensação no amplificador eletrônico, a zona morta da válvula é reduzida significativamente, conforme já discutido. Como este carretel possui áreas de abertura iguais, as quedas de pressão de P para A ou P para B (Figura 3.12) permanecem praticamente iguais, fornecendo boa controlabilidade (TONYAN, 1985).

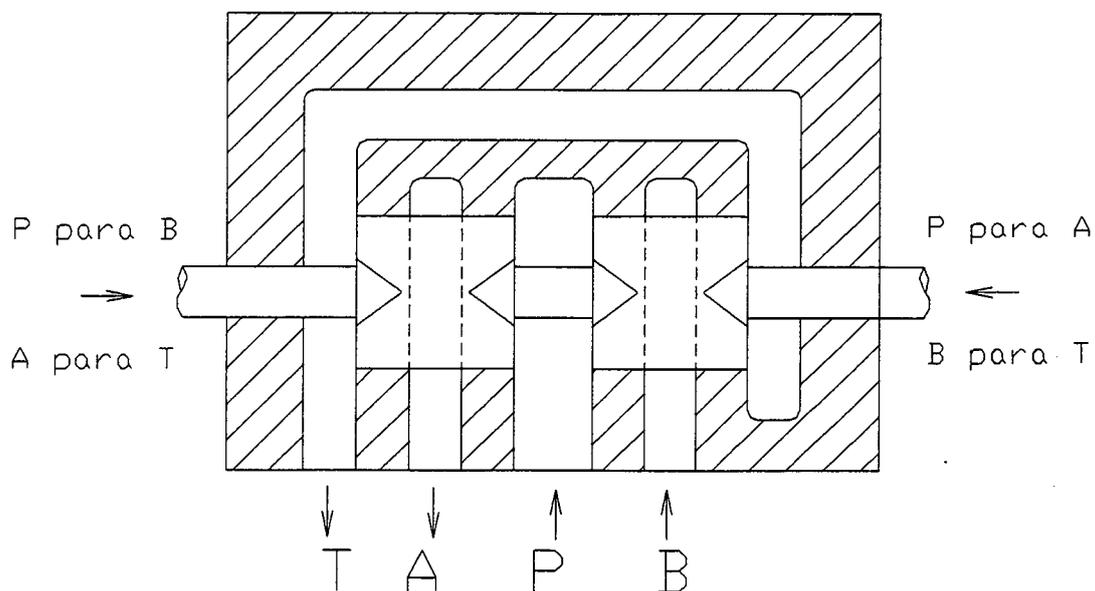


Figura 3.12 - Carretel com entalhes em "V" (TONYAN, 1985).

Os fabricantes de válvulas oferecem muitas configurações diferentes para o carretel, dependendo da aplicação. A última inovação em válvulas proporcionais foi a introdução de

carretéis com sobreposição nula, adequados a aplicações que exigem posicionamento preciso (CAPUTO, 1994).

Por outro lado, quando é feita a seleção de uma válvula proporcional para atuar cilindros com relação de áreas de 2:1 (ou outra), o projetista deve considerar vários fatores (TONYAN, 1985).

Neste caso a vazão nas câmaras é diferente. A vazão que sai (ou entra) na câmara do lado da haste do cilindro é o dobro da que entra (ou sai) o lado que não possui haste. Se uma válvula com centro fechado e carretel com áreas de passagem iguais for usada para controlar um cilindro com estas características, a queda de pressão na válvula não será a mesma nas duas direções, podendo levar a sérios problemas de controlabilidade (TONYAN, 1985).

Para evitar esta situação, deve-se especificar um carretel com área de passagem que permita a passagem de metade da vazão por um lado do carretel em comparação com o outro (TONYAN, 1985). Isto é conseguido eliminando-se metade dos entalhes em um dos ressaltos, mantendo-se o outro com o mesmo número. Assim, a área em um dos entalhes será a metade do outro, tornando a queda de pressão total na válvula praticamente igual, proporcionando boa controlabilidade para cilindros com relação de áreas 2:1 (TONYAN, 1985).

Se um carretel com relação de áreas 1:1 for usado com um cilindro com relação de áreas 2:1 surgirão efeitos de cavitação e contrapressão (TONYAN, 1985).

3.8 - Geradores de rampa

Em circuitos com alta vazão e alta pressão a mudança da posição do carretel da válvula de forma rápida pode resultar em choques e vibrações que causam falhas em componentes, tubulações e reduzem o tempo de vida útil de ferramentas e dispositivos de fixação (CAPUTO, 1994).

As válvulas solenóides tradicionais não dispõem de meios para modular a velocidade de deslocamento do seu carretel, que se desloca de uma condição à outra em tempos que variam de 8 a 40 ms, de acordo com a válvula, podendo surgir os problemas acima citados (CAPUTO, 1994).

Os amplificadores eletrônicos das válvulas proporcionais permitem ao usuário ajustar o tempo de deslocamento do carretel da válvula. Um potenciômetro de ajuste (ajuste de rampa) fornece controle para que o tempo de mudança de posição ocorra em até cinco segundos (Figura 3.13), reduzindo os picos de pressão e fornecendo ao usuário um controle mais preciso da aceleração e desaceleração do atuador (CAPUTO, 1994 e TONYAN, 1985).

O gerador de rampa funciona com o circuito da Figura 3.14. O capacitor C é carregado de maneira retardada, fazendo que a tensão de saída correspondente a um sinal de entrada em degrau cresça de maneira lenta e constante (Figura 3.13), (MANNESMANN REXROTH GMBH, 1987).

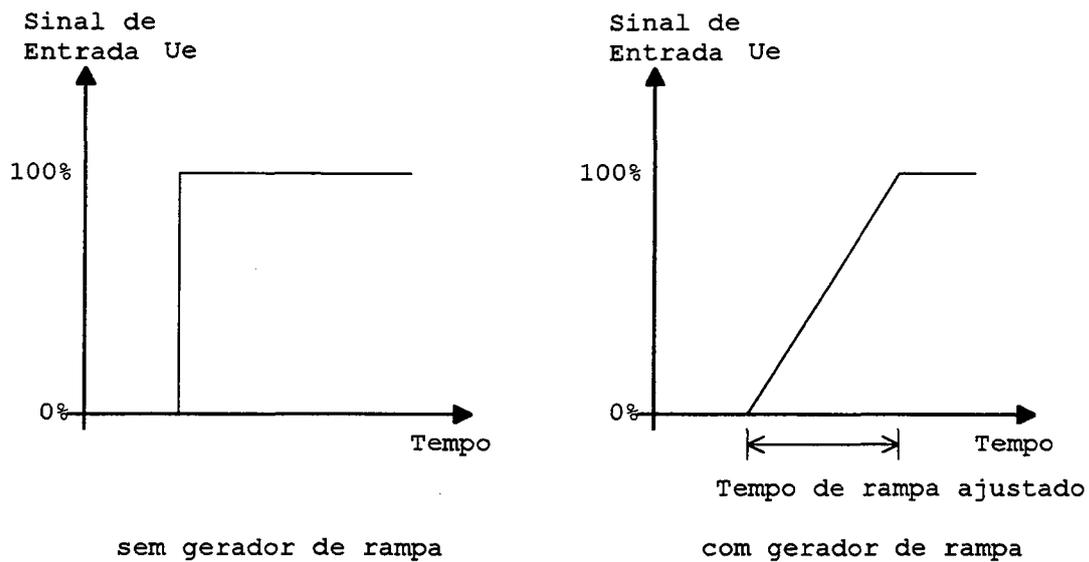


Figura 3.13 - Ajuste de rampa (MANNESMANN REXROTH GMBH, 1987).

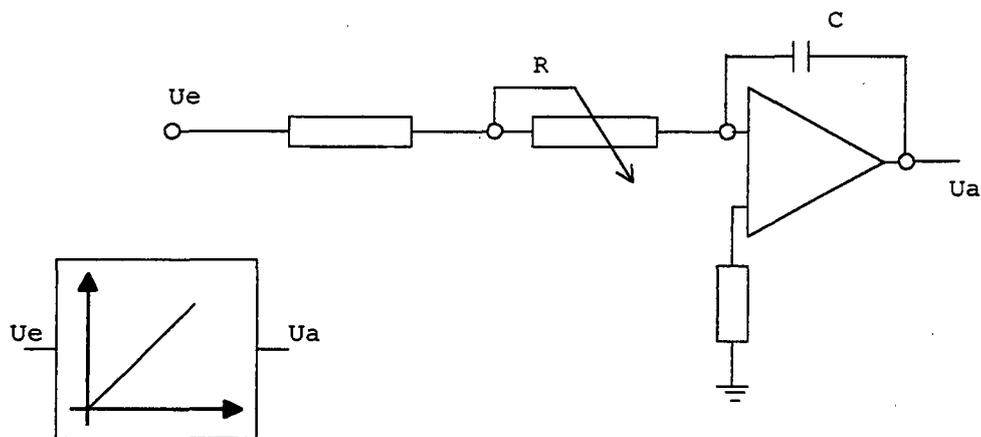


Figura 3.14 - Gerador de rampa (MANNESMANN REXROTH GMBH, 1987).

O tempo de rampa baseia-se sempre em 100% do valor de referência ajustado (valor máximo da tensão de comando). O tempo máximo de cinco segundos é alcançado somente se a válvula receber 100% da tensão de comando. Se o sinal de comando for menor (50%, por exemplo), o tempo de rampa alcançado será menor

(2,5 s neste exemplo), conforme a Figura 3.15 (MANNESMANN REXROTH GMBH, 1987 e TONYAN, 1985).

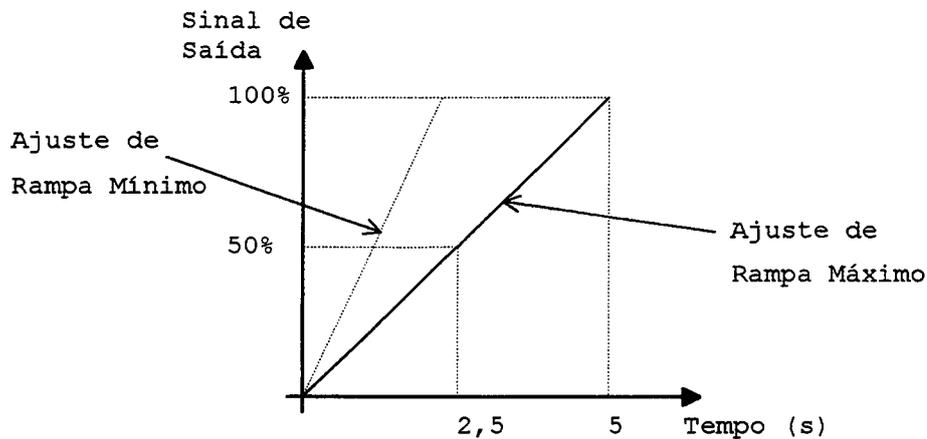


Figura 3.15 - Dependência do tempo de rampa com o sinal de entrada (TONYAN, 1985).

3.9 - Limites de utilização

A operação de válvulas proporcionais hidráulicas direcionais sem compensadores de pressão a uma pressão de suprimento grande e cargas pequenas torna as válvulas sujeitas a uma diferença de pressão aplicada muito grande, surgindo uma vazão muito elevada pela válvula.

Nestas situações as forças no carretel causadas pela vazão do fluido superam as forças de posicionamento, tornando a válvula incontrolável (ROBERT BOSCH GMBH, 1989 e 1992).

Os valores permissíveis para a vazão (Q) e a queda de pressão na válvula (Δp) podem ser obtidos através de diagramas denominados limites de utilização da válvula (Figura 3.16).

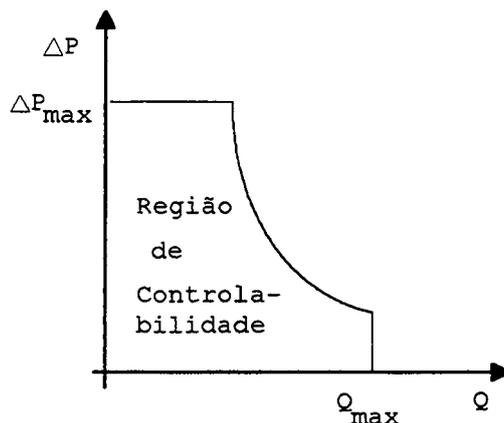


Figura 3.16 - Limites de utilização de válvulas proporcionais
(ROBERT BOSCH GMBH, 1989 e 1992).

3.10 - Conclusões

A histerese, zona morta, saturação e ganho de vazão não-linear são não-linearidades típicas de válvulas proporcionais hidráulicas. O seu conhecimento permite que modelos destas válvulas sejam aprimorados e representem adequadamente o comportamento da válvula.

No modelo proposto no Capítulo 7 deste trabalho são considerados o ganho de vazão não-linear, a zona morta e a saturação como não-linearidades. O controle da posição em malha fechada do carretel da válvula reduz muito a histerese, a ponto dela ser desconsiderada nesta modelagem.

4 - COMPARAÇÃO ENTRE SERVOVÁLVULAS E VÁLVULAS PROPORCIONAIS

4.1 - Introdução

As aplicações de sistemas hidráulicos em malha fechada para o controle de posição, velocidade ou pressão são tradicionalmente realizadas com servoválvulas (BANGERT, 1992). Porém, o desenvolvimento tecnológico atual possibilita o emprego de válvulas proporcionais nestas situações. O projetista deve selecionar a válvula que melhor atenda suas necessidades através da comparação de parâmetros como: custo, sensibilidade à contaminação, diferença de pressão aplicada à válvula, vazamentos internos e características de desempenho, tais como zona morta e histerese.

4.2 - Terminologia e definições

A denominação válvula proporcional adquiriu um sentido ambíguo desde que, devido ao seu alto desempenho, suas características comportamentais aproximaram-se das apresentadas por servoválvulas (DE CLERQ, 1993).

DE CLERQ (1993) define válvulas proporcionais como "válvulas que produzem uma saída proporcional à sua entrada e que pode ser ajustada remotamente a partir de comandos elétricos".

Para distinguir entre servoválvulas e válvulas proporcionais, DE CLERQ (1993) assume que as últimas são acionadas através de um solenóide proporcional, enquanto que as primeiras são acionadas através de um motor força ou um motor torque.

Com o crescente desenvolvimento tecnológico, as válvulas proporcionais foram sendo aperfeiçoadas, originando as chamadas válvulas reguladoras (ou válvulas proporcionais de segunda geração) (DE NEGRI et al., 1991 e PIETOLA e VILENIUS, 1986). Tais válvulas mantêm o acionamento direto do carretel pelo solenóide (Figura 4.1), mas conseguem alto desempenho possuindo usualmente sobreposição nula do carretel, realimentação da posição do carretel e menor sensibilidade a contaminantes quando comparadas às servoválvulas.

BANGERT (1992) define as válvulas proporcionais de segunda geração como servoválvulas solenóide (**servo solenoid valves**). Por sua vez, SHIMOO (1992) define tais válvulas como servoválvulas diretamente operadas com realimentação da posição do carretel (**direct operated servo valves with spool position feedback control**). ROBERT BOSCH GMBH (1989) as define como válvulas proporcionais para aplicação em malha fechada (**closed loop control valves**).

Neste trabalho será usada a definição proposta por DE CLERQ (1993) para distinguir entre servoválvulas e válvulas proporcionais.

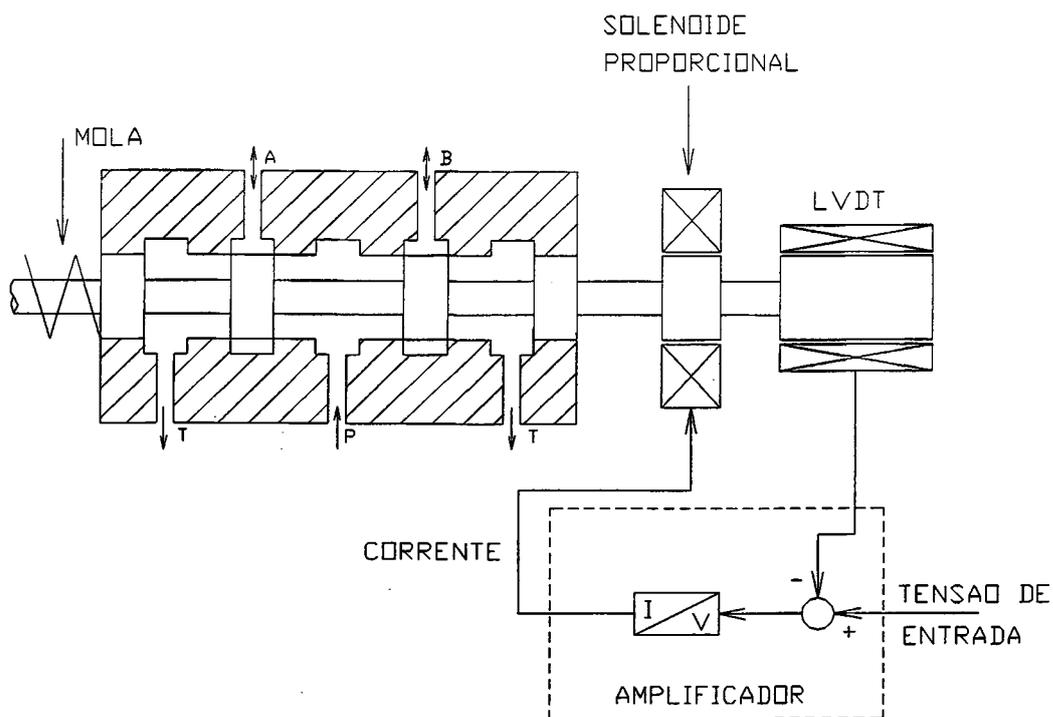


Figura 4.1 - Válvula proporcional de segunda geração e sobreposição nula do carretel (BANGERT, 1992 e SHIMOO, 1992).

4.3 - Funcionamento de servoválvulas

Tipicamente as servoválvulas são compostas por um primeiro estágio (tipo bocal-palheta ou bico-injetor, Figura 4.2) que aciona um segundo estágio (carretel principal) através de uma pressão diferencial (Figura 4.3). O primeiro estágio é acionado por um motor torque. A posição do carretel é realimentada⁴ para se obter proporcionalidade entre o sinal de entrada e o deslocamento do carretel (BANGERT, 1992).

⁴ A realimentação pode ser mecânica, hidráulica ou elétrica (MANNESMANN REXROTH GMBH, 1987).

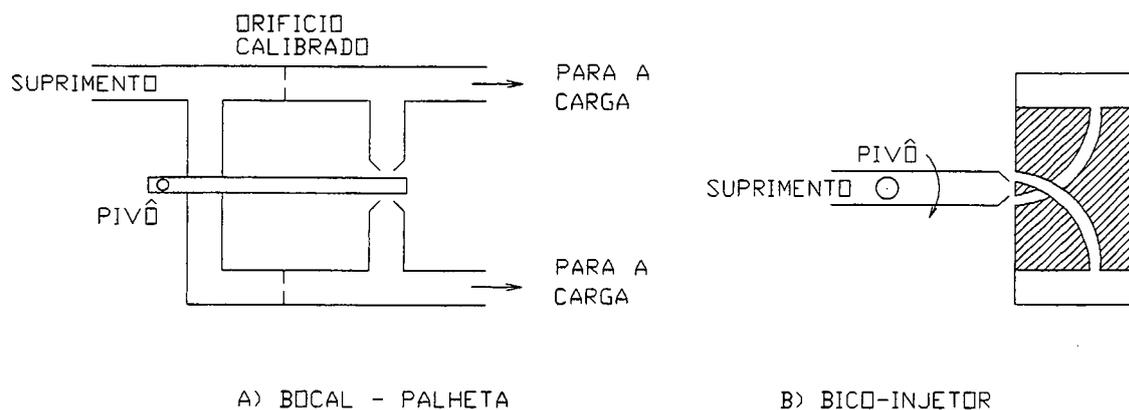


Figura 4.2 - Primeiro estágio típico de servoválvulas: a) bocal-palheta ou b) bico-injetor (MERRIT, 1967).

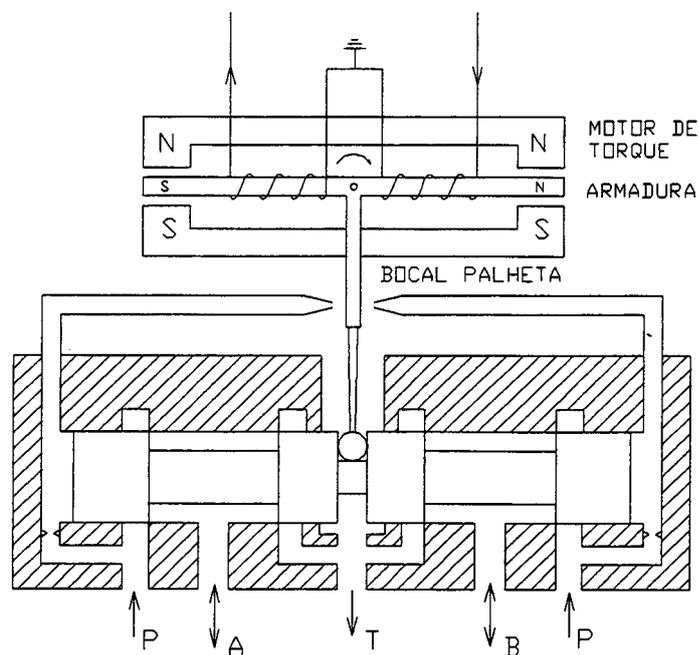


Figura 4.3 - Servoválvula de dois estágios típica (CARD e PARKER, 1984).

Esta forma construtiva permite que as servoválvulas operem como elementos de alta dinâmica, mas com as seguintes limitações (BANGERT, 1992):

- alta sensibilidade a contaminantes;
- grandes vazamentos internos;
- alta histerese [sic];
- sensibilidade a picos de contrapressão na linha de retorno do sistema;

e

- ausência de proteção contra falhas.

As válvulas proporcionais também apresentam desvantagens originárias de sua forma construtiva:

- sobreposição positiva considerável do carretel, necessitando de compensação eletrônica para serem usadas em sistemas com malha fechada (BEERCHECK, 1985);
- dinâmica mais lenta (LAI e CHEN, 1992);

e

- maior presença de não linearidades na válvula, como histerese e ganho de vazão não linear (LAI e CHEN, 1992).

Estas limitações devem ser consideradas no momento da seleção de uma servoválvula ou de uma válvula proporcional. Contudo, o desempenho das válvulas proporcionais melhorou a tal ponto que elas podem ser usadas como uma alternativa de menor custo e sem os inconvenientes apresentados pelas servoválvulas em determinadas aplicações (BANGERT, 1992).

4.4 - Comparação entre os custos das válvulas

O alto custo das servoválvulas dificulta a sua aplicação industrial (TANAKA, 1994). As válvulas proporcionais hidráulicas são uma alternativa de menor custo em relação às servoválvulas em muitas aplicações (LAI e CHEN, 1992). DE NEGRI *et al.* (1991) e PIETOLA e VILENIUS (1986) apresentam uma tabela comparativa entre os custos destas válvulas (Tabela 1).

Tabela 1 - Comparação entre os preços das válvulas proporcionais e servoválvulas

	Servoválvulas	Válvulas Proporcionalis	Válvulas Proporcionalis de 2ª geração
Preço (Base Comparativa)	2 a 3	1	2

Fonte: DE NEGRI *et al.* (1991) e PIETOLA e VILENIUS (1986).

A Figura 4.4 relaciona o custo dos diferentes tipos de válvulas eletro-hidráulicas ao seu desempenho (SUGITA e TANAKA, 1994). A partir dela observa-se uma grande diferença entre os custos individuais de cada classe de válvulas, tornando-os um fator importante no projeto do sistema hidráulico (SUGITA e TANAKA, 1994).

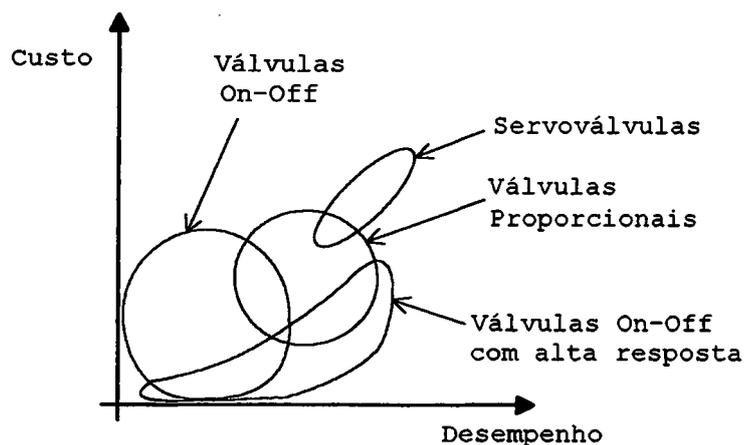


Figura 4.4 - Relação desempenho x custo para válvulas eletro-hidráulicas (SUGITA e TANAKA, 1994).

4.5 - Sensibilidade a contaminantes

Os projetistas de sistemas hidráulicos têm o conhecimento prático de que a contaminação por partículas no fluido hidráulico causa mudanças drásticas no desempenho das válvulas proporcionais e nos outros tipos de válvulas hidráulicas. A tolerância à contaminação é um parâmetro crítico necessário para manter a segurança na operação da válvula e aumentar a sua vida útil (INOUE, 1984).

As folgas e tolerâncias necessárias na fabricação são menos rigorosas para válvulas proporcionais (HENKE, 1981). Devido à maior folga diametral entre o carretel e a camisa, muitos projetistas assumem que as válvulas proporcionais são

muito mais tolerantes à contaminação em relação às servoválvulas (JACOBS, 1991 e PIETOLA e VILENIUS, 1986).

Esta afirmativa é válida, mas não se deve descuidar no controle da contaminação em sistemas com válvulas proporcionais. Geralmente filtros de pressão de 10 a 20 μm absolutos são suficientes para tais válvulas. Para servoválvulas recomenda-se filtros de 3 μm absolutos e até mesmo menores (HENKE, 1981). A utilização de bocal-palheta ou bico injetor em servoválvulas torna-as menos tolerantes à contaminação (BANGERT, 1992), dificultando a sua aplicação industrial (TANAKA, 1994). A filtragem necessária para o funcionamento correto da válvula deve ser obtida através de informações fornecidas pelo fabricante.

O descuido com a contaminação causa aderência excessiva do carretel à camisa, sendo a maior causa de possíveis falhas. Quando o carretel adere à camisa, as bobinas do solenóide sobreaquecem e tornam-se inoperantes (JACOBS, 1991 e NOWICKI e OLIVETO, 1994).

CAPUTO (1994) recomenda que as válvulas proporcionais trabalhem com um nível de contaminação de acordo com a classe ISO 16/13 (ou classe 4 segundo a SAE) e as servoválvulas de acordo com a classe ISO 14/11 (classe 2 segundo a SAE), podendo exigir a classe ISO 13/10 (Classe 1 segundo a SAE) (MANNESMANN REXROTH GMBH, 1987).

4.6 - Diferença de pressão na válvula

A diferença de pressão na válvula é definida como "a pressão de suprimento da válvula subtraída da pressão no retorno da válvula e da queda de pressão na carga" (NIEMAS JR., 1977a). Tipicamente a diferença de pressão em válvulas proporcionais hidráulicas situa-se entre 8,6 a 10,3 bar (125 a 150 psi) à vazão máxima, enquanto que a diferença de pressão aplicada em servoválvulas é cerca de 70 bar (1000 psi) (AU, 1994a). Isto sugere que um sistema com válvula proporcional pode realizar mais trabalho em relação ao mesmo sistema empregando uma servoválvula operando à mesma pressão de suprimento (AU, 1994a e b).

Por outro lado, as válvulas com maior diferença de pressão têm uma faixa mais ampla onde a relação entre o sinal de entrada e a vazão de saída é linear, simplificando o controle do sistema (AU, 1994a).

4.7 - Vazamentos internos

As servoválvulas, por funcionarem através de bocal-palheta ou bico-injetor (Figura 4.2) apresentam consideráveis vazamentos internos.

Do ponto de vista da resposta em frequência e sensibilidade a contaminantes, são desejáveis vazamentos altos

(NIEMAS JR., 1977c). Isto permite reduzir os custos de fabricação das válvulas.

Contudo, vazamentos maiores tornam a vida útil da válvula menor devido ao desgaste por erosão, reduzem o ganho de pressão e aumentam o consumo de energia (NIEMAS JR., 1977b e 1977c).

A contaminação do fluido hidráulico pode afetar desfavoravelmente os vazamentos internos, pois eles aumentam com o desgaste da válvula devido à erosão causada por níveis de contaminação elevados (NIEMAS JR., 1977b).

As válvulas proporcionais possuem sobreposição positiva do carretel para minimizar os vazamentos internos, que atingem valores muito menores que os apresentados por servoválvulas (BANGERT, 1992). Já as válvulas proporcionais de segunda geração têm um projeto diferente das válvulas proporcionais comuns, utilizando corpo em ferro fundido com uma camisa de aço para melhorar a resistência ao desgaste, onde o carretel é ajustado à camisa para obter uma folga radial ótima e sobreposição nula. Esta configuração reduz drasticamente os vazamentos internos quando comparada a uma servoválvula de tamanho equivalente (BANGERT, 1992).

Valores típicos para os vazamentos internos em servoválvulas variam de acordo com a aplicação e com o tamanho da válvula. Servoválvulas para uso industrial apresentam valores para vazamento na faixa de 14% da vazão nominal (NIEMAS JR., 1977c). Em servoválvulas utilizadas na aviação, este índice sobe a 73% e para servoválvulas usadas em mísseis, cai a

4% (NIEMAS JR., 1977c). Em válvulas proporcionais, esta relação é inferior a 1% (ROBERT BOSCH GMBH, 1992).

4.8 - Valores típicos para histerese, resposta em frequência e zona morta

Na Tabela 2 visualiza-se valores típicos para histerese, resposta em frequência e sobreposição no carretel típicos em servoválvulas e válvulas proporcionais.

Tabela 2 - Valores típicos de parâmetros para válvulas proporcionais e servoválvulas

	Válvulas prop. sem realim. da posição do carretel	Válvulas prop. com realim. da posição do carretel	Servoválvulas	Válvulas proporcionais de segunda geração
Histerese (%)	3 a 7	0,1 a 1	0,1 a 0,5	0,2 a 0,5
Frequência limite (Hz)	10	10 a 70	100 a 200	50 a 150
Sobreposição do carretel (%)	+/-5 a 20	+/-5 a 20	Zero	Zero

Fonte: ROBERT BOSCH GMBH (1989).

A histerese de uma válvula é um parâmetro importante porque, se ela for muito alta, a válvula não pode ser utilizada para o controle preciso de velocidades baixas em atuadores hidráulicos (CAPUTO, 1994).

A sobreposição positiva do carretel causa zona morta na válvula, podendo trazer erros e instabilidade nos sistemas de posicionamento⁵ (BEERCHECK, 1985).

Define-se o termo frequência limite (Tabela 2) como a frequência em que o atraso de fase é 90° no diagrama de Bode ou gráfico da resposta em frequência (ROBERT BOSCH GMBH, 1989).

4.9 - Conclusões

As válvulas proporcionais hidráulicas podem ser usadas satisfatoriamente em servomecanismos, de acordo com as exigências de projeto. Considerações de preço, sensibilidade a contaminantes, manutenibilidade e simplicidade de uso justificam a inclusão das válvulas proporcionais como uma possível solução. A utilização de modelos matemáticos adequados é de grande importância pois servirá de apoio a quem tem de decidir pelo emprego de uma servoválvula ou uma válvula proporcional.

⁵ Maiores explicações sobre a histerese e a zona morta são encontradas no Capítulo 3 deste trabalho.

5 - MODELAGEM DE VÁLVULAS PROPORCIONAIS HIDRÁULICAS

5.1 - Introdução

Uma forma de melhorar as características dinâmicas e estáticas de uma válvula proporcional hidráulica é fazê-la operar como um sistema em malha fechada, através do controle da posição do seu carretel (WARNER e KING-UNDERWOOD, 1985 e TONYAN, 1985). O comportamento dinâmico não linear do solenóide torna o projeto do controlador difícil, sendo que o desenvolvimento de um modelo preciso para o solenóide é o primeiro passo para o projeto de controladores mais eficientes para a válvula (VAUGHAN e GAMBLE, 1990).

Apresenta-se aqui um modelo para válvulas proporcionais hidráulicas proposto por VAUGHAN e GAMBLE (1990). A válvula é composta por dois subsistemas, o solenóide proporcional e o carretel, modelados separadamente.

O solenóide é modelado como uma combinação não linear de um resistor e um indutor, cujos parâmetros de indutância são variáveis com o deslocamento e a corrente. As características magnéticas do solenóide são modeladas através de técnicas de ajuste de curvas experimentais.

O carretel é modelado como um sistema massa, mola e amortecedor. A inércia e efeitos amortecedores da armadura são incorporados ao modelo do carretel.

5.2 - Modelo do solenóide

Trabalhos anteriores sobre a modelagem de solenóides para aplicações em válvulas ou assumiram que o solenóide pode ser precisamente representado por um modelo linear de 1ª ordem (PREST e VAUGHAN, citado por VAUGHAN e GAMBLE, 1990) ou então concentraram esforços na simulação das linhas de fluxo no núcleo do solenóide usando o método dos elementos finitos (LEQUESNE e YAMADA *et al.*, citados por VAUGHAN e GAMBLE, 1990). A primeira abordagem não descreve precisamente os efeitos de histerese e saturação causados por perdas no núcleo de ferro e a segunda, enquanto descreve precisamente as características magnéticas, não está numa forma adequada para o desenvolvimento do projeto do controlador (VAUGHAN e GAMBLE, 1990).

O modelo mais simples de um solenóide é um resistor em série com um indutor linear (Figura 5.1). As relações entre tensão e corrente são facilmente obtidas equacionando-se a tensão no circuito:

$$V_s = V_R + V_L = iR + L \frac{di}{dt} \quad (5.1)$$

Não há necessidade de modelar as características magnéticas deste circuito desde que o fluxo em um indutor linear seja proporcional à corrente. Neste caso a constante de proporcionalidade pode ser incorporada na relação corrente/força.

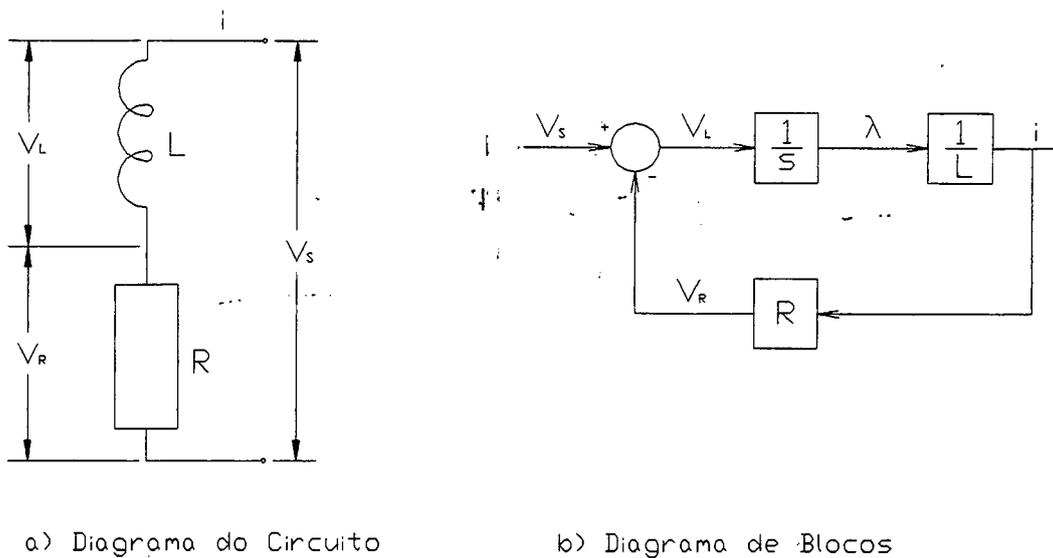


Figura 5.1 - Modelo linear do solenóide (VAUGHAN e GAMBLE, 1990).

Porém, na realidade a indutância do solenóide não é linear pois as perdas no núcleo de ferro produzem saturação magnética e efeitos de histerese. Em CHUA e STROMSMOE (1970) é apresentado um modelo para a histerese que consiste de um resistor em série com um indutor não linear onde a corrente é descrita por

$$i = i_r + i_d = f(\lambda) + g(V_L) \quad (5.2)$$

onde

i_r é a corrente de reposição;

i_d é a corrente de dissipação;

λ é o fluxo concatenado;

e

$f(\lambda)$ e $g(V_L)$ são funções estritamente monotônicas⁶.

A corrente i_r representa uma medida da energia armazenada no circuito magnético e i_d representa uma medida da energia perdida por histerese. As funções $f(\lambda)$ e $g(V_L)$ podem ser imaginadas como termos de reposição e dissipação de energia, que juntos definem as características magnéticas do solenóide, como apresentado na Figura 5.2.

As características magnéticas são normalmente expressas através de uma curva relacionando a densidade de fluxo magnético B e a intensidade de campo magnético H , que são difíceis de medir na prática. Para uma bobina simples, tem-se

$$H = \frac{Ni}{l} \quad (5.3)$$

$$B = \frac{\lambda}{A.N} \quad (5.4)$$

onde

N é o número de voltas na bobina do solenóide;

i é a corrente;

l é comprimento do circuito magnético;

λ é o fluxo concatenado;

e

A é a área do circuito magnético.

⁶ Uma função monotônica é aquela que o resultado sempre aumenta ou decai, mas não oscila em valor relativo. Cada membro de uma sequência monotônica crescente é maior que ou igual ao membro anterior. Se for uma sequência monotônica decrescente, cada membro é menor ou igual ao membro anterior.

Para um solenóide, N , l e A são constantes, mas difíceis de medir. Por isso a curva de λ em relação a i é uma versão em outra escala da curva de magnetização relacionando B e H onde, ao contrário destes, i e λ podem ser facilmente obtidos. A primeira através de medição direta e a segunda através da Lei de Faraday, onde Φ é o fluxo magnético:

$$V_L = N \frac{d\Phi}{dt} = \frac{d\lambda}{dt} \quad (5.5)$$

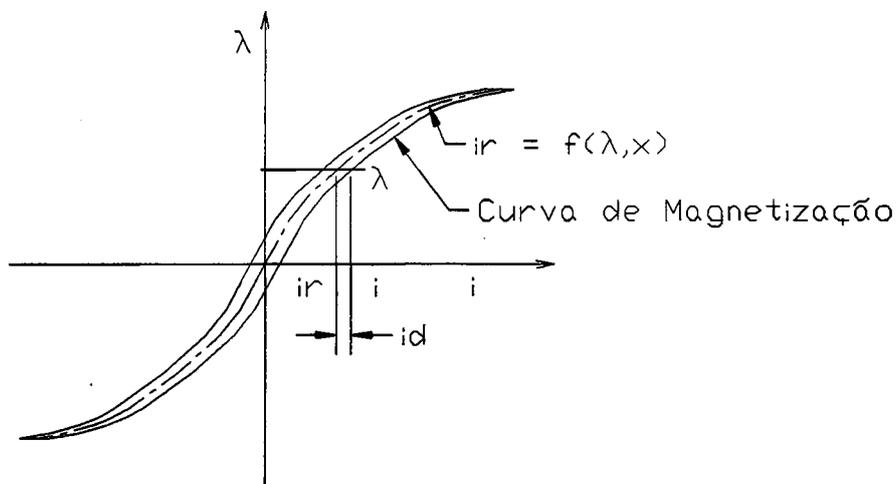


Figura 5.2 - Curva de magnetização do solenóide (VAUGHAN e GAMBLE, 1990).

A Equação 5.2 somente aplica-se quando o solenóide está sujeito a entradas de tensão contínuas. Quando uma entrada de tensão descontínua é aplicada, a equação 5.2 permite que a função de dissipação cresça instantaneamente, fato que não

acontece na prática (VAUGHAN e GAMBLE, 1990). CHUA e BASS (1972) apresentam uma versão generalizada da Equação 5.2, válida para todas entradas e que também pode ser usada para modelar efeitos de histerese não elétricos. Obtém-se uma versão simplificada desta equação incluindo-se uma constante de tempo τ na função de dissipação:

$$i_d = g(V_L) - \tau \frac{di_d}{dt} \quad (5.6)$$

A Equação 5.6 somente descreve as características elétricas sendo, então, necessária a inclusão de uma relação entre fluxo e força ao modelo. A força gerada por um solenóide ideal é proporcional ao quadrado da densidade de fluxo (HAWES citado por VAUGHAN e GAMBLE, 1990), mas devido a efeitos de borda, esta lei não é válida para valores baixos de fluxo. Novamente as medidas da densidade de fluxo são difíceis então, da Equação 5.4, a relação força/fluxo foi modelada em termos do fluxo concatenado, obtendo-se a Equação 5.7, onde $h(\lambda^2)$ é o ganho não linear da relação fluxo/força.

$$F = h(\lambda^2) \quad (5.7)$$

O modelo completo do solenóide está apresentado na forma de diagrama de blocos na Figura 5.3. O deslocamento da armadura, x , foi introduzido nas relações de força/fluxo e na função de reposição pois ele modifica a lacuna de ar entre as peças do pólo alterando, conseqüentemente, as características

do circuito magnético. Em um modelo linear, os efeitos da mudança na lacuna de ar poderiam ser considerados pela inclusão da taxa de variação na indutância na Equação 5.1:

$$V_s = iR + L \frac{di}{dt} + \frac{dL}{dt} \quad (5.8)$$

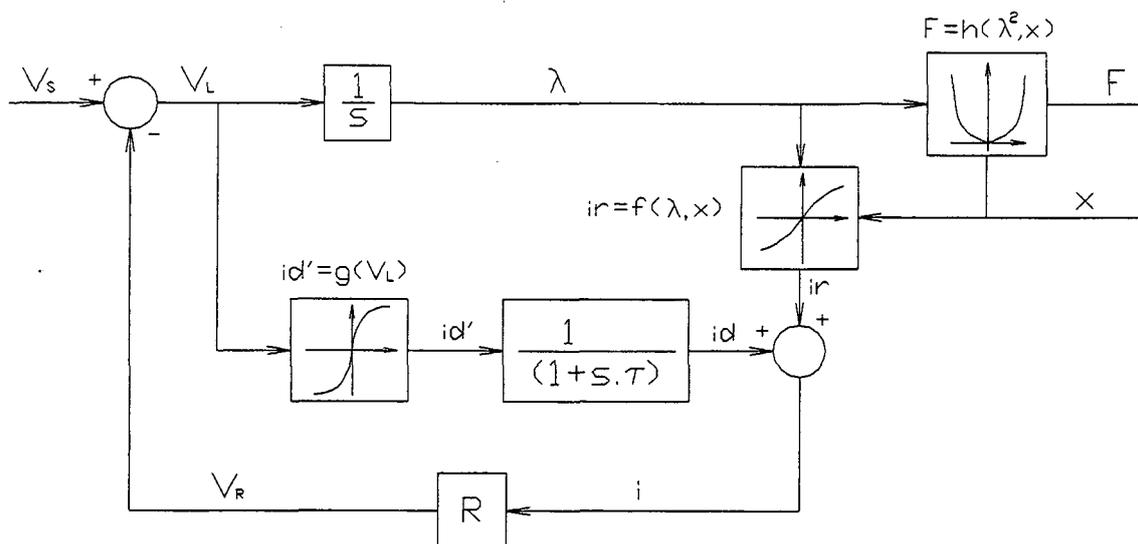


Figura 5.3 - Modelo não linear do solenóide (VAUGHAN e GAMBLE, 1990).

No modelo não linear descrito pela Equação 5.2, L está implicitamente contido dentro das funções de dissipação e de reposição, o que pode ser visto comparando-se as Figuras 5.3 e 5.1. Então, as funções de reposição, dissipação e a relação fluxo/força são dependentes do deslocamento do carretel.

A identificação dos coeficientes das Equações 5.6 e 5.7 baseia-se em técnicas de ajuste de curvas empíricas devido aos complexos efeitos do material e da construção física sobre as

características magnéticas. As características magnéticas transientes do solenóide podem ser obtidas a partir da análise de resultados experimentais ou a partir de curvas resultantes de simulação pelo método dos elementos finitos (YAMADA *et al.*, citados por VAUGHAN e GAMBLE, 1990).

As funções nas Equações 5.2, 5.6 e 5.7 são identificadas após fixar a armadura em uma posição e aplicar um degrau de tensão na bobina do solenóide, obtendo-se curvas de tensão (componente indutiva), corrente e força.

VAUGHAN e GAMBLE (1990) encontraram as seguintes funções para o cálculo dos coeficientes das Equações 5.6 e 5.7

$$i_r = f_3 \cdot \lambda^3 + f_1 \cdot \lambda \quad (5.9)$$

onde f_1 e f_3 são coeficientes que dependem do deslocamento, obtidos por

$$f_1 = f_{11} \cdot x + f_{10} \quad (5.10)$$

$$f_3 = f_{33} \cdot x^3 + f_{32} \cdot x^2 + f_{31} \cdot x + f_{30} \quad (5.11)$$

Os coeficientes das Equações 5.10 e 5.11 foram obtidos a partir de curvas de f_1 e f_3 em relação ao deslocamento x .

A Equação 5.9 foi obtida da curva de magnetização, representando o centro do ciclo de histerese (Figura 5.2).

Através da função de reposição, i_d é calculada por meio de dados experimentais, utilizando-se a Equação 5.2. A função $g(V_L)$ é calculada por

$$g(V_L) = g_{11} \cdot |V_L|^{g_{12}} \cdot \text{sgn}(V_L) \quad \text{para } |V_L| \leq 2,0V \quad (5.12)$$

$$g(V_L) = g_{21} \cdot |V_L|^{g_{22}} \cdot \text{sgn}(V_L) \quad \text{para } |V_L| > 2,0V \quad (5.13)$$

A constante de tempo da função de dissipação foi ajustada para dar uma boa concordância com os resultados experimentais obtidos por VAUGHAN e GAMBLE (1990).

A relação entre fluxo e força foi obtida pela equação da forma:

$$F = h_3 \cdot \lambda^6 + h_2 \cdot \lambda^4 + h_1 \cdot \lambda^2 \quad (5.14)$$

Os coeficientes da Equação 5.14 são obtidos através de

$$h_1 = h_{12} \cdot x^2 + h_{11} \cdot x + h_{10} \quad (5.15)$$

$$h_2 = h_{23} \cdot x^3 + h_{22} \cdot x^2 + h_{21} + h_{20} \quad (5.16)$$

$$h_3 = h_{33} \cdot x^3 + h_{32} \cdot x^2 + h_{31} \cdot x + h_{30} \quad (5.17)$$

As curvas experimentais e os parâmetros utilizados nas equações obtidas experimentalmente estão descritas em VAUGHAN e GAMBLE (1990).

5.3 - Modelo do carretel

O conjunto carretel/armadura foi modelado como um sistema massa-mola-amortecedor com parâmetros concentrados.

$$F = M \frac{d^2x}{dt^2} + v \frac{dx}{dt} + c \operatorname{sgn}\left(\frac{dx}{dt}\right) + kx + p \quad (5.18)$$

onde

F é a força do solenóide;

M é a massa do carretel e da armadura;

x é o deslocamento do conjunto armadura/carretel;

v é o coeficiente de atrito viscoso;

c é o termo de atrito de Coulumb;

k é a rigidez resultante das molas do carretel e da armadura;

e

p é a pré-carga das molas do carretel e da armadura.

O sistema é representado pelo diagrama de blocos na Figura

5.4.

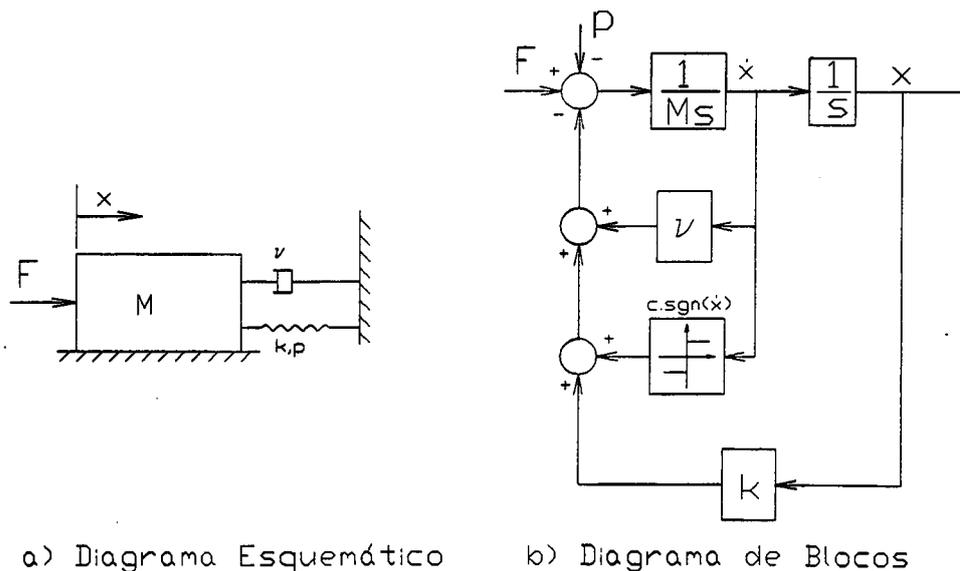


Figura 5.4 - Modelo do carretel (VAUGHAN e GAMBLE, 1990).

5.4 - Correntes de Eddy

Nesta modelagem possíveis perdas por correntes de Eddy não foram consideradas. Tomando-se como exemplo um solenóide acionado por uma fonte de 24 V, e com armadura e núcleo não laminados, as Correntes de Eddy podem ocasionar perdas significativas (VAUGHAN e GAMBLE, 1990). Então um modelo simples das Correntes de Eddy pode ser incluído ao aqui apresentado (PREST e VAUGHAN, citados por VAUGHAN e GAMBLE, 1990).

Tão logo inicia o movimento da armadura do solenóide são induzidas Correntes de Eddy que diminuem a força magnética desenvolvida. Quanto mais rápido a armadura se move, mais fortes são estas correntes, limitando a aceleração do solenóide, ocasionando atrasos no movimento do carretel e diminuindo o desempenho dinâmico da válvula (MATTEN, 1993).

Após a aplicação de uma corrente no solenóide, o movimento é determinado pelo aumento da força magnética, até ela superar as forças mecânicas (forças de inércia, da mola e de atrito). Contudo, o crescimento da força não acontece simultaneamente com o aumento da corrente. Este atraso é causado principalmente pelas Correntes de Eddy e é maior se o solenóide não está previamente magnetizado (MATTEN, 1993).

5.5 - Conclusões

Segundo VAUGHAN e GAMBLE (1990), este modelo representa precisamente o deslocamento de um solenóide proporcional a uma entrada em tensão. Embora a modelagem tenha sido realizada através de métodos empíricos, consegue-se representar precisamente a dinâmica do solenóide. Isto é importante porque o solenóide é um fator de limitação para aumentar-se a resposta dinâmica das válvulas proporcionais (MATTEN, 1993).

As aplicações deste modelo concentram-se basicamente para o projeto e aperfeiçoamento de válvulas, bem como o desenvolvimento de seus controladores.

A vantagem deste modelo é que as relações não lineares entre a força e a corrente estão precisamente representadas e por isso permite uma avaliação muito melhor da aplicação de novos métodos de controle à válvula. Se as não linearidades não forem consideradas no modelo, a simulação sempre levará a resultados falsos (MATTEN, 1993).

Uma desvantagem deste modelo é a necessidade de resultados experimentais para a obtenção de seus parâmetros ou então identificá-los através de simulação pelo método dos elementos finitos.

6 - MODELOS LINEARES DE SERVOMECANISMOS HIDRÁULICOS

6.1 - Introdução

As vantagens da análise linear de sistemas, combinadas com programas computacionais adequados, são o pequeno tempo necessário para a análise e a flexibilidade para estudar o sistema no domínio do tempo ou no domínio da frequência, permitindo projetar rapidamente o controlador (ANDERSON, 1988). O modelo linear de um sistema é uma ferramenta muito poderosa para verificação de seu desempenho durante o projeto (VIRTANEN, 1993).

Neste capítulo descreve-se sucintamente os principais modelos lineares para servomecanismos hidráulicos e estuda-se o erro em regime permanente em um servoposicionador causado por forças de perturbação na carga.

6.2 - Necessidade de modelos de sistemas hidráulicos

A crescente complexidade e a otimização do controle torna necessária a simulação de sistemas hidráulicos. O desempenho do sistema poderá ser estudado adequadamente com os modelos matemáticos do comportamento dinâmico dos acionamentos de servosistemas hidráulicos e o uso de programas de simulação. A simulação é uma ferramenta importante no projeto e

desenvolvimento de sistemas hidráulicos (FRANKENFIELD e STAVROU, 1993).

Os modelos matemáticos que representam satisfatoriamente as características dinâmicas das válvulas proporcionais hidráulicas e das servoválvulas são de extrema importância pois servem de apoio a quem tem de decidir pelo emprego de uma servoválvula ou se o uso de uma válvula proporcional atenderá às necessidades do projeto. A escolha da válvula de controle correta não é somente questão de resposta em frequência ou preço. O projetista deve fazer uma seleção ótima através do uso de modelos matemáticos adequados (PIETOLA e VILENIUS, 1986).

6.3 - Modelo linear de 3ª ordem

A Figura 6.1 apresenta o servomecanismo eletro-hidráulico responsável pelo posicionamento da massa M a uma distância correspondente ao valor do sinal de comando. Este, subtraído do sinal de realimentação (posição atual da massa M) passa pelo controlador e comanda a servoválvula eletro-hidráulica.

A válvula (Figura 6.1) recebe fluido hidráulico à pressão de suprimento e direciona-o ao atuador hidráulico com vazão proporcional à corrente na sua bobina. A vazão no atuador desloca a massa M. A posição atual da massa M é medida pelo transdutor de posição, gerando o sinal de realimentação. A aproximação da massa de sua posição desejada torna o sinal de realimentação cada vez maior, produzindo um sinal de erro cada

vez menor e fechando progressivamente a servoválvula. Quando a massa M atingir a posição desejada, o sinal de erro é nulo e a tensão sobre a servoválvula também será nula. A válvula fecha-se e mantém a massa M nesta posição até que o sinal de comando varie.

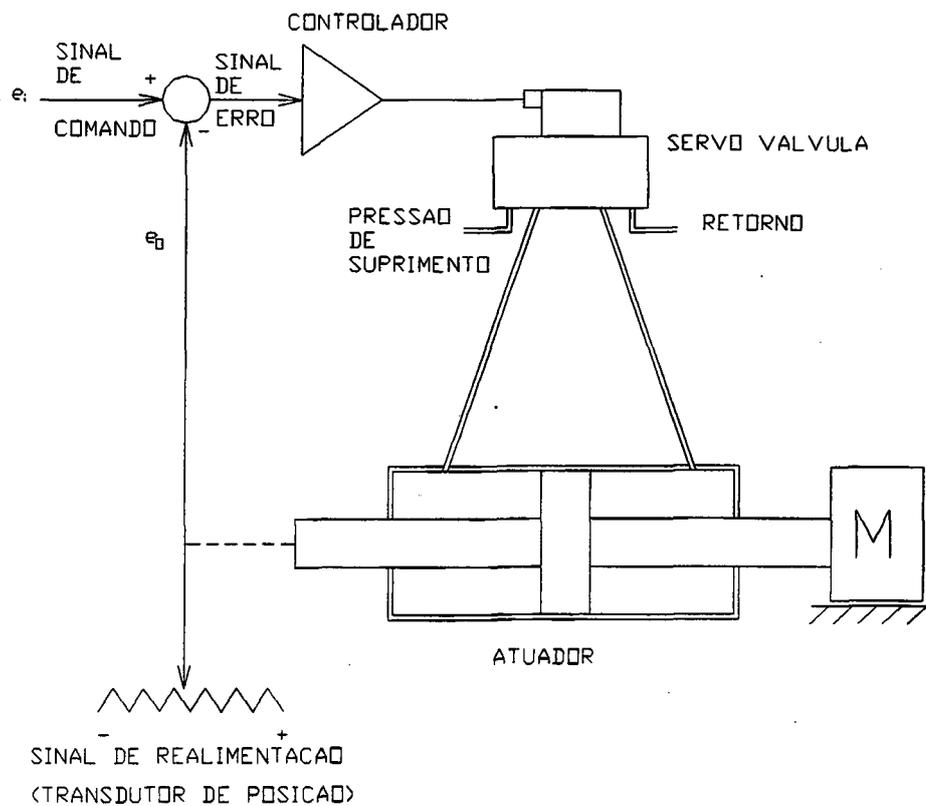


Figura 6.1 - Servomecanismo eletro-hidráulico (NIEMAS JR., 1977a).

BOLLMANN (1985) apresenta um modelo matemático linear para este sistema, que permite o projeto rápido do controlador do servomecanismo através de técnicas da teoria clássica de controle.

As equações dos componentes do sistema são (BOLLMANN, 1985):

a) equação da servoválvula e cilindro hidráulico

A relação entre o valor do deslocamento do carretel da servoválvula e o deslocamento da massa é (STRINGER, 1976)

$$\frac{x_a}{x_v} = \frac{\frac{K_q}{A_p}}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta}{\omega_h} s + 1 \right)} \quad (6.1)$$

onde

K_q é o ganho de vazão da servoválvula devido ao deslocamento do seu carretel;

A_p é a área da coroa do pistão (área do pistão menos a área da sua haste);

x_a é o deslocamento do cilindro e da massa M ;

x_v é o deslocamento do carretel da servoválvula;

s é o operador de Laplace;

ω_h é a frequência natural do sistema hidráulico;

e

ζ é o índice de amortecimento do sistema.

A frequência natural do cilindro hidráulico de haste dupla é calculada por

$$\omega_h = \sqrt{\frac{4 \cdot \beta_e \cdot A_p^2}{V_t \cdot M}} \quad (6.2)$$

onde

β_e é o inverso da compressibilidade do fluido hidráulico (módulo de elasticidade volumétrica);

A_p é a área da coroa do pistão;

V_t é o volume total do óleo sob pressão em ambos os lados (volume do cilindro somado ao volume das canalizações ligando-o à servoválvula;

e

M é a massa movimentada pelo cilindro.

b) comando da servoválvula eletro-hidráulica

O deslocamento do carretel principal da servoválvula (x_v) é proporcional à corrente I_b através da bobina:

$$x_v = K_I \cdot I_b \quad (6.3)$$

A corrente I_b é obtida a partir da tensão e_a sobre a resistência R_b da bobina:

$$I_b = \frac{e_a}{R_b} \quad (6.4)$$

A relação entre x_v e e_a é:

$$x_v = \frac{K_I}{R_b} \cdot e_a \quad (6.5)$$

c) transdutor de posição

$$e_o = K_d \cdot x_a \quad (6.6)$$

onde K_d é o ganho do transdutor de deslocamento [V/m] e e_o é a tensão correspondente à posição x_a .

d) somador e controlador proporcional

Segundo VIRTANEN (1993), atualmente o controlador do tipo proporcional é ainda o mais usado. A função de transferência⁷, juntamente com o somador é

$$e_a = K_a.(e_i - e_o) \quad (6.7)$$

onde K_a é o ganho proporcional e e_i é o sinal de comando.

O diagrama de blocos do sistema (Figura 6.2) é obtido a partir das equações acima descritas.

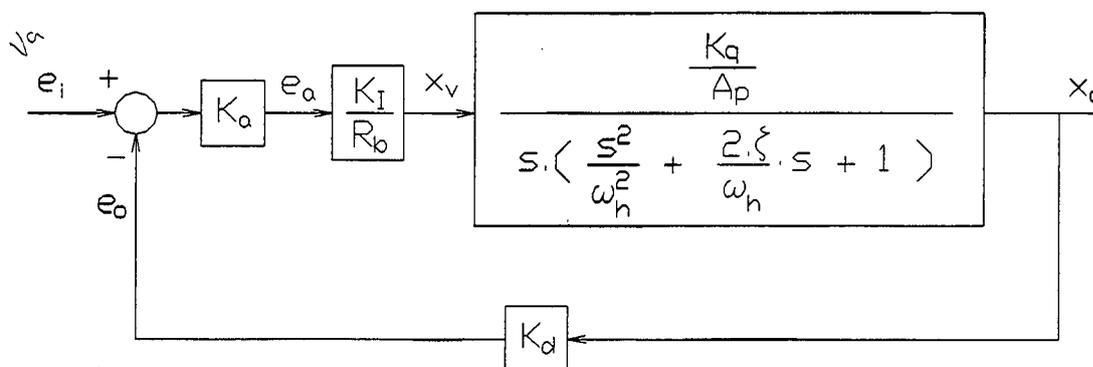


Figura 6.2 - Diagrama de blocos (BOLLMANN, 1985).

Fechando-se a malha de controle, a função de transferência relacionando x_a a e_i é

⁷ Para outro tipo de controlador, substitui-se K_a pela função de transferência do novo controlador.

$$\frac{x_a}{e_i} = \frac{\frac{K_{eq}}{A_p}}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta}{\omega_h} s + 1 \right) + \frac{K_{eq}}{A_p}} \quad (6.8)$$

onde $K_{eq} = \frac{K_a}{R_b} \cdot K_d \cdot K_I \cdot K_q$

Aplicando-se o critério de Routh-Hurwitz (FRANKLIN et al., 1986) obtém-se uma relação entre os principais parâmetros do servomecanismo, que fornece a condição necessária para sua estabilidade:

$$\zeta > \frac{\frac{K_{eq}}{A_p}}{2 \cdot \omega_h} \quad (6.9)$$

6.4 - Modelo linear de 5ª ordem

Quando a frequência natural da servoválvula é bem maior que a frequência natural hidráulica ($\omega_v \geq 3 \cdot \omega_h$), pode-se desprezar a dinâmica da servoválvula (subsistema com dinâmica mais rápida) sendo, então, o modelo do sistema é reduzido à 3ª ordem (MANNESMANN REXROTH GMBH, 1987), como o modelo descrito na Seção 6.3 (BOLLMANN, 1985).

Quando a frequência natural da servoválvula é menor que o triplo da frequência natural hidráulica, é necessário considerar a dinâmica da servoválvula. Usualmente as válvulas direcionais hidráulicas são representadas como sistemas de 2ª ordem (MATTEN, 1993 e NIEMAS JR., 1977b), surgindo então um modelo de 5ª ordem (MANNESMANN REXROTH GMBH, 1987). Geralmente

o desempenho dinâmico de servoválvulas é expresso através de curvas de resposta em frequência (NIEMAS JR., 1977a). Delas obtém-se facilmente a função de transferência da servoválvula para ser usada na análise do sistema completo (VILENIUS e VIVALDO, 1976).

STRINGER (1976) descreve como obter a frequência natural ω_v e o índice de amortecimento ζ_v das servoválvulas a partir do diagrama de resposta em frequência. A frequência natural é a frequência em que o atraso de fase é -90° . Igualando-se a razão de amplitudes na frequência natural a $\frac{1}{2\zeta_v}$, obtém-se o índice de amortecimento da válvula.

O diagrama de blocos considerando a dinâmica da válvula é apresentado na Figura 6.3.

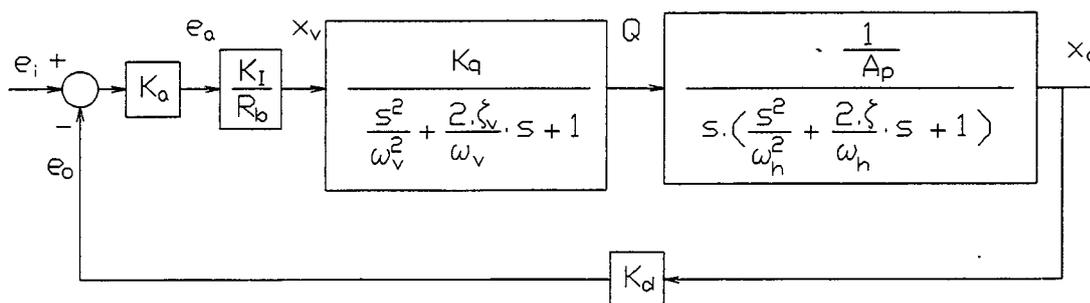


Figura 6.3 - Diagrama de blocos do modelo de 5ª ordem
(MANNESMANN REXROTH GMBH, 1987).

6.5 - Modelos descritos em termos das variáveis de estado

A descrição por equações dinâmicas (teoria moderna de controle) baseia-se na álgebra linear e na teoria das matrizes (DE NEGRI, 1987), sendo aplicável para sistemas de múltiplas entradas e múltiplas saídas que podem ser lineares ou não lineares, invariantes ou variantes no tempo (OGATA, 1982). A teoria moderna de controle emprega a descrição das equações do sistema em termos de n equações diferenciais de primeira ordem, que podem ser combinadas em uma equação diferencial vetorial-matricial de primeira ordem (FRANKLIN *et al.*, 1986 e OGATA, 1982).

A teoria moderna de controle é essencialmente uma abordagem no domínio de tempo, enquanto que na teoria clássica de controle a abordagem é realizada no domínio da frequência complexa (OGATA, 1982). A descrição por equações dinâmicas apresenta as seguintes vantagens (ANDERSON, 1988, DE NEGRI, 1987, FRANKLIN *et al.*, 1986 e OGATA, 1982):

- Permite o acesso a um grande número de variáveis no domínio tempo, além da variável de saída, permitindo a visualização de possíveis oscilações ou instabilidades internas ocultadas pela descrição pelos métodos de controle clássico;

- Pode-se realizar análises mais precisas com maior número de variáveis que na teoria clássica;

- Apresenta facilidades quanto à simulação computacional;

- Permite a inclusão de condições iniciais de projeto;

- O método do espaço dos estados permite também a análise de sistemas digitais e sistemas compostos por partes analógicas e digitais. O controlador por espaço dos estados é muito adequado e fácil para implementar em microprocessadores (VIRTANEN, 1993).

6.6 - Modelo utilizando realimentação de estados

VIRTANEN (1993) apresenta um modelo linear para servomecanismos hidráulicos semelhante ao proposto por BOLLMANN (1985). A diferença situa-se na realização do controle através de um microprocessador, permitindo a aplicação de técnicas de controle mais sofisticadas, como o controle por espaço dos estados (VIRTANEN, 1993).

Na Figura 6.4 apresenta-se o diagrama de blocos deste sistema. A posição do atuador é realimentada, juntamente com sua velocidade e aceleração.

A equação característica do sistema é

$$s^3 + (2\zeta\omega_h + K_A K_q \omega_h^2) s^2 + (\omega_h^2 + K_v K_q \omega_h^2) s + K_p K_q \omega_h^2 = 0 \quad (6.10)$$

onde

s é o operador de Laplace;

ζ é o índice de amortecimento hidráulico;

ω_h é a frequência natural hidráulica;

K_A é o ganho de aceleração;

K_q é o ganho da servoválvula;

K_v é o ganho de velocidade;

e

K_p é o ganho de posição.

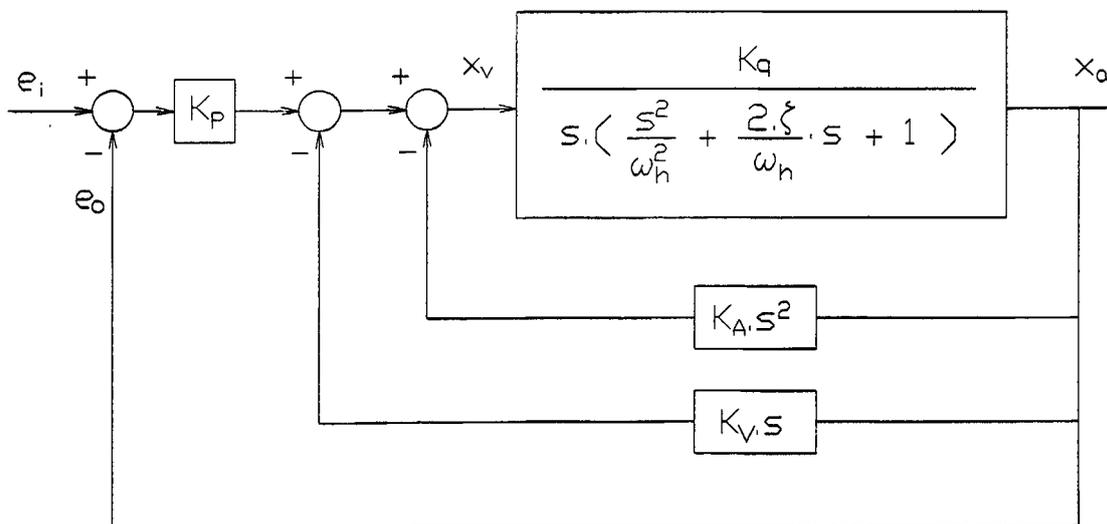


Figura 6.4 - Diagrama de blocos (VIRTANEN, 1993).

Da equação característica VIRTANEN (1993) conclui que a realimentação da aceleração afeta o amortecimento e a realimentação da velocidade afeta a rapidez do sistema.

VIRTANEN (1993) descreve dois métodos para obtenção dos sinais de realimentação de velocidade e aceleração: a construção de um observador ou a diferenciação direta.

onde

s é o operador de Laplace;

ω_v é a frequência natural da servoválvula;

ζ_v é o índice de amortecimento da servoválvula;

x_v é o deslocamento do carretel da servoválvula;

K_v é o ganho da servoválvula;

e

I_m é a corrente aplicada.

Desprezando-se o atraso da corrente em relação à tensão (efeito indutivo da bobina), tem-se para equação da tensão

$$V_m = \frac{R_b}{2} \cdot I_m \quad (6.12)$$

onde R_b é a resistência elétrica de cada bobina e V_m é a tensão aplicada em cada bobina.

A equação da vazão da servoválvula é

$$Q_c = K_q \cdot x_v - K_{co} \cdot P_c \quad (6.13)$$

onde

Q_c é a vazão de controle;

K_q é o ganho de vazão;

K_{co} é o coeficiente vazão-pressão;

e

P_c é a pressão na carga.

A equação da continuidade aplicada a cilindros hidráulicos não diferenciais (DE NEGRI, 1987) é

$$Q_c = \frac{V_t}{4\beta_e} \frac{dP_c}{dt} + \left(C_{in} + \frac{C_e}{2} \right) P_c + A_p \frac{dx_a}{dt} \quad (6.14)$$

onde

V_t é o volume total de óleo sob pressão em ambos os lados;

β_e é o módulo de elasticidade volumétrica;

C_{in} é o coeficiente de vazamentos internos;

C_e é o coeficiente de vazamentos externos para a câmara;

A_p é a área do pistão;

e

x_a é o deslocamento do pistão.

DE NEGRI (1988) despreza os vazamentos no cilindro.

A equação do movimento para o cilindro hidráulico e a carga é

$$A_p P_c = M_t \frac{d^2 x_a}{dt^2} + B_c \frac{dx_a}{dt} + K_m x_a + F \quad (6.15)$$

onde

M_t é a massa total;

B_c é o coeficiente de atrito viscoso;

K_m é o coeficiente de mola;

e

F é uma força atuando sobre a carga.

DE NEGRI (1988) não considera K_m e F no seu modelo. O valor de M_t é obtido por (STRINGER, 1976)

$$M_t = M_a + M_c + M_f \quad (6.16)$$

onde

M_a é a massa total das partes móveis do atuador;

M_c é a massa da carga;

e

M_f é a massa efetiva do fluido hidráulico.

A massa efetiva do fluido hidráulico é determinada por

$$M_f = \frac{M_1}{A_1^2} \cdot A_p^2 + \frac{M_2}{A_2^2} \cdot A_p^2 + M_{fc} \quad (6.17)$$

onde

M_1 e M_2 são as massas de fluido hidráulico nas tubulações de pressão;

A_1 e A_2 são as áreas nas tubulações de pressão;

e

M_{fc} é a massa de fluido contida no cilindro.

A massa efetiva do fluido hidráulico inclui o efeito de sua aceleração e aplica-se para:

- tubulações longas;
- tubulações com área da seção transversal pequena;
- modelagem interna de válvulas de dois estágios;

e

- massa de carga pequena.

A equação do somador, transdutor de posição e controlador

é

$$V_m = K_a \cdot (K_L \cdot L_I - K_d \cdot x_a) \quad (6.18)$$

onde

V_m é a tensão em cada bobina da servoválvula;

K_a é o ganho do servoamplificador;

K_d é o ganho do transdutor de deslocamento;

e

L_I é a posição desejada.

Combinando-se as equações (6.11) a (6.18) tem-se o diagrama de blocos da Figura 6.6.

6.8 - Adequação do modelo a parâmetros disponíveis em catálogos

Normalmente a relação da vazão com o deslocamento do carretel da servoválvula não está disponível nos catálogos dos seus fabricantes. A vazão é relacionada à sua tensão de comando pela equação (6.19) que substitui a equação (6.13):

$$Q_c = K_q \cdot K_v \cdot U_1 - K_{co} \cdot P_c \quad (6.19)$$

A equação da servoválvula (6.11) torna-se:

$$U_e = U_1 \cdot \left(\frac{s^2}{\omega_v^2} + \frac{2\zeta_v}{\omega_v} + 1 \right) \quad (6.20)$$

A função de transferência do sinal de realimentação e o sinal de referência (equação 6.18) torna-se:

$$U_e = (U - K_d \cdot x_a) \cdot K_a \quad (6.21)$$

Utilizando-se as equações (6.19), (6.20) e (6.21), obtém-se o diagrama de blocos da Figura 6.7.

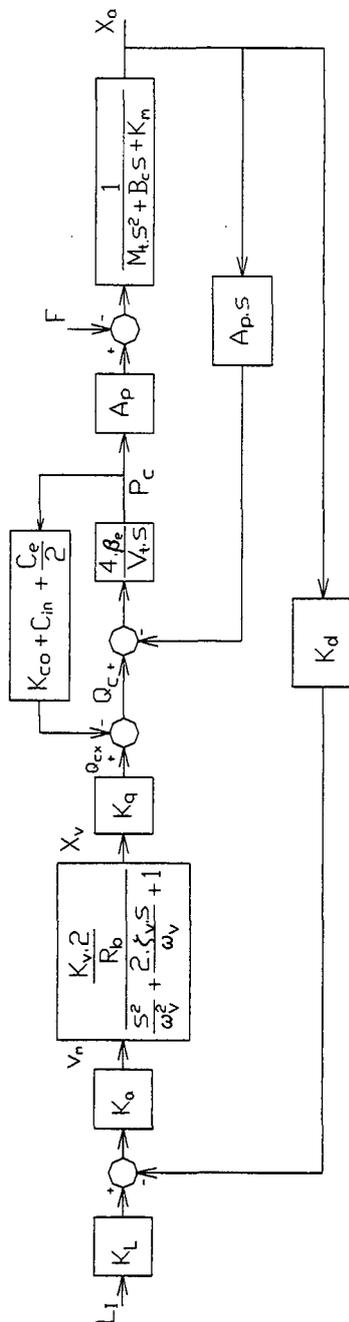


Figura 6.6 - Diagrama de blocos com as equações (6.11) a (6.18)
(DE NEGRI, 1988).

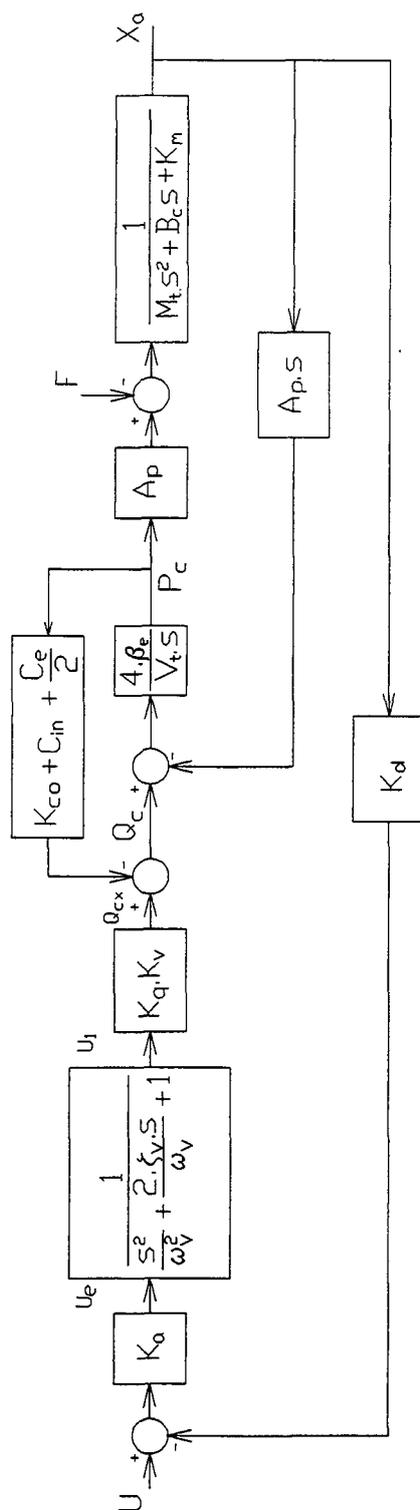


Figura 6.7 - Diagrama de blocos com as equações (6.19) a (6.21).

6.9 - Equações Dinâmicas

Para simulação computacional do sistema da Figura 6.7, é necessário escolher um conjunto de variáveis de estado. Segundo DORF (1990), é prática comum escolher variáveis que podem ser facilmente medidas (ou o maior número de variáveis que podem ser medidas). Assim, as variáveis de estado escolhidas são:

$$\begin{aligned}
 x_1 &= Q_{cx} && \left[\frac{m^3}{s} \right] \\
 x_2 &= \dot{Q}_{cx} && \left[\frac{m^3}{s^2} \right] \\
 x_3 &= P_c && [Pa] \\
 x_4 &= x_a && [m] \\
 x_5 &= \dot{x}_a && \left[\frac{m}{s} \right]
 \end{aligned} \tag{6.22}$$

Através do diagrama de blocos da Figura 6.7 e as equações (6.14), (6.15), (6.19), (6.20), (6.21) e (6.22) obtém-se as equações dinâmicas

$$\dot{x}_1 = x_2 \tag{6.23}$$

$$\dot{x}_2 = (U - K_d \cdot x_4) \cdot K_a \cdot K_q \cdot K_v \cdot \omega_v^2 - 2 \cdot \zeta_v \cdot x_2 \cdot \omega_v - x_1 \cdot \omega_v^2 \tag{6.24}$$

$$\dot{x}_3 = \frac{4.\beta_e}{V_t} \left[x_1 - \left(K_{co} + C_{in} + \frac{C_e}{2} \right) . x_3 - A_p . x_5 \right] \quad (6.25)$$

$$\dot{x}_4 = x_5 \quad (6.26)$$

$$\dot{x}_5 = \frac{A_p . x_3 - B_c . x_5 - K_m . x_4 - F}{M_t} \quad (6.27)$$

6.10 - Erro em regime permanente

Relacionando as equações (6.14), (6.15) e (6.19) e fazendo $C_F = C_{in} + \frac{C_e}{2}$ tem-se

$$Q_{cx} = \left(K_1 . s^3 + K_2 . s^2 + K_3 . s + K_4 \right) . x_a + \left(K_5 . s + K_6 \right) . F \quad (6.28)$$

onde

$$K_1 = \frac{V_t . M_t}{4 . \beta_e . A_p} \quad ; \quad (6.29)$$

$$K_2 = \frac{V_t . B_c}{4 . \beta_e . A_p} + \frac{M_t . K_{co}}{A_p} + \frac{C_F . M_t}{A_p} \quad ; \quad (6.30)$$

$$K_3 = A_p + \frac{V_t . K_m}{4 . \beta_e . A_p} + \frac{B_c . K_{co}}{A_p} + \frac{C_F . B_c}{A_p} \quad ; \quad (6.31)$$

$$K_4 = \frac{K_m . K_{co} + C_F . K_m}{A_p} \quad ; \quad (6.32)$$

$$K_5 = \frac{V_t}{4 . \beta_e . A_p} \quad ; \quad (6.33)$$

e

$$K_6 = \frac{K_{co} + C_F}{A_p} \quad (6.34)$$

A função de transferência entre Q_{cx} e x_a , incluindo a perturbação, é:

$$x_a = \frac{Q_{cx} - (K_5.s + K_6).F}{(K_1.s^3 + K_2.s^2 + K_3.s + K_4)} \quad (6.35)$$

A partir da equação (6.35) obtém-se o diagrama de blocos simplificado do sistema (Figura 6.8). O erro é:

$$x_e = x_R - x_a \quad (6.36)$$

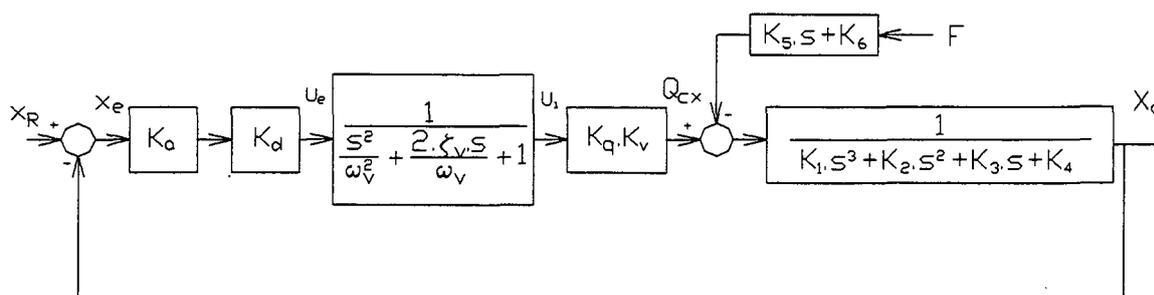


Figura 6.8 - Diagrama de blocos simplificado.

A função de transferência entre o erro e Q_{cx} é:

$$Q_{cx} = \frac{K_a.K_d.K_q.K_v.x_e}{\frac{s^2}{\omega_v^2} + \frac{2.\xi_v}{\omega_v} + 1} \quad (6.37)$$

Substituindo a equação (6.28) em (6.37) e fazendo $x_R=0$, tem-se

$$x_e = -x_a \quad (6.38)$$

e

$$x_a = \frac{-(K_5.s + K_6).F}{\frac{K_a.K_d.K_q.K_v}{\frac{s^2}{\omega_v^2} + \frac{2.\zeta_v}{\omega_v} + 1} + (K_1.s^3 + K_2.s^2 + K_3.s + K_4)} \quad (6.39)$$

Aplicando o Teorema do Valor Final (KREIDER et al., 1972) à equação (6.39), tem-se:

$$x_{e\infty} = \lim_{s \rightarrow 0} \frac{s[-(K_5.s + K_6).F]}{\frac{K_a.K_d.K_q.K_v}{\frac{s^2}{\omega_v^2} + \frac{2.\zeta_v.s}{\omega_v} + 1} + (K_1.s^3 + K_2.s^2 + K_3.s + K_4)} \quad (6.40)$$

Quando F é um degrau de valor F_1 , tem-se:

$$F(s) = \frac{F_1}{s} \quad (6.41)$$

Substituindo (6.41) em (6.40) e calculando o limite, obtém-se:

$$x_{e\infty} = \frac{-K_6.F_1}{K_a.K_d.K_q.K_v + K_4} \quad (6.42)$$

Para a análise do erro em regime permanente com um controlador diferente do apresentado acima, deve-se substituir K_a pela função de transferência do novo controlador na equação (6.40) e calcular o valor do limite.

6.11 - Conclusões

A modelagem linear de um sistema é uma ferramenta muito poderosa para o projeto do seu controlador. Os modelos lineares para servomecanismos eletro-hidráulicos disponíveis na literatura são descritos por funções de transferência ou através de equações dinâmicas.

A descrição por equações dinâmicas permite aprimorar o modelo linear a partir da inclusão de não-linearidades, técnica usada na modelagem proposta na seção 7.5.

7 - MODELOS NÃO-LINEARES DE SERVOMECANISMOS HIDRÁULICOS

7.1 - Introdução

Os servomecanismos hidráulicos têm suas variáveis relacionadas através de equações não-lineares, como a equação da vazão através de orifícios e a zona morta na válvula. Os procedimentos para análise de sistemas não-lineares são geralmente complexos. Usualmente eles são analisados a partir da linearização, válida para uma faixa de operação limitada, resultando num modelo mais simples mas ainda adequado para o projeto do controlador (FRANKLIN et al., 1986). Quando o modelo linearizado não representa adequadamente o sistema é necessário estudá-lo a partir de suas equações não-lineares.

7.2 - Modelo considerando a zona morta e o ganho de vazão não-linear

PIETOLA e VILENIUS (1986) apresenta um modelo aplicado a um servoposicionador hidráulico (Figura 7.1) que utiliza essencialmente equações lineares nos cálculos matemáticos, considerando somente a não-linearidade do ganho de vazão que, em regime permanente, é o parâmetro mais importante da válvula. O ganho de vazão não linear modifica-se em função da corrente (ou tensão) de comando da válvula. O diagrama de blocos do

modelo utilizando-se um controlador proporcional (P) está disposto conforme a Figura 7.2.

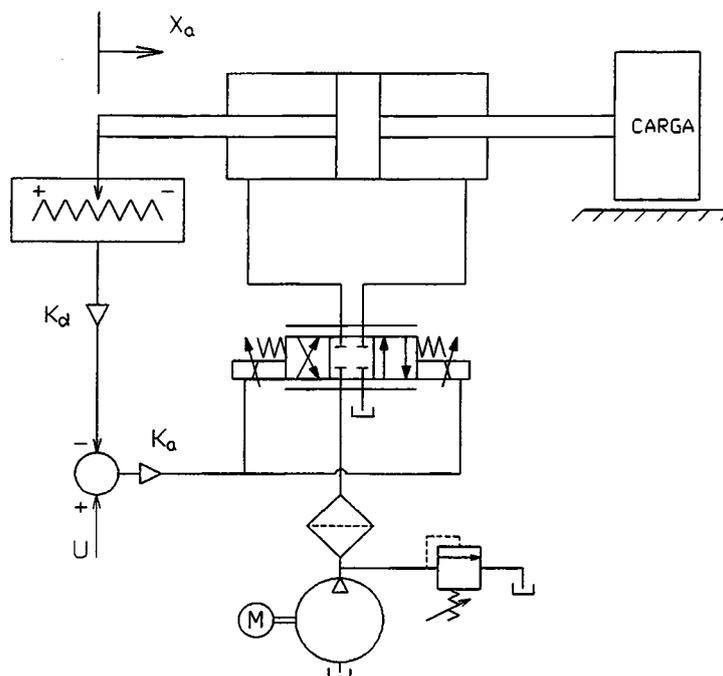


Figura 7.1 - Servoposicionador eletro-hidráulico (PIETOLA e VILENIUS, 1986).

O bloco I (Figura 7.2) representa o amplificador da válvula. K_a é o ganho proporcional do controlador e τ_1 é a constante de tempo do amplificador, um fator muito importante quando se trabalha com válvulas proporcionais (PIETOLA e VILENIUS, 1986).

Os blocos II e III (Figura 7.2) representam a válvula. A constante de tempo τ_2 é obtida da resposta em frequência da válvula. O bloco III apresenta a zona morta (h) e o ganho de vazão ($K_v K_q$) da válvula. O ganho de vazão é não linear e é aproximado em duas partes. A zona morta é grande em válvulas

proporcionais, mas compensada eletronicamente. A compensação é tomada em consideração na modelagem (PIETOLA e VILENIUS, 1986).

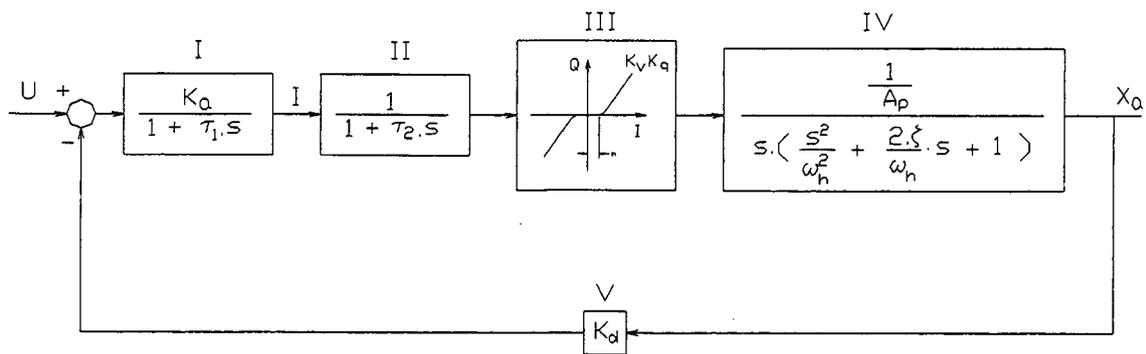


Figura 7.2 - Diagrama de blocos (PIETOLA e VILENIUS, 1986).

O bloco IV (Figura 7.2) representa o cilindro. A área do pistão é representada por A_p e s é a variável de Laplace. ω_h é a frequência natural hidráulica e ζ é o índice de amortecimento.

O bloco V (Figura 7.2) representa o transdutor de deslocamento, com ganho K_d .

A partir do diagrama de blocos (Figura 7.2) obtém-se as equações diferenciais⁸ do modelo (PIETOLA e VILENIUS, 1986), podendo-se realizar a simulação computacional.

PIETOLA e VILENIUS (1988) aprimora este modelo matemático considerando novos fatores, como vazamentos no cilindro e a elasticidade da estrutura mecânica (representada por K_c , Figuras 7.3 e 7.4), importante quando se trabalha com cargas

⁸ Originalmente, elas não são apresentadas por PIETOLA e VILENIUS (1986).

inerciais muito grandes. Agora o diagrama de blocos do sistema é representado em forma adequada para a obtenção das equações de estado do sistema⁹ (Figura 7.3).

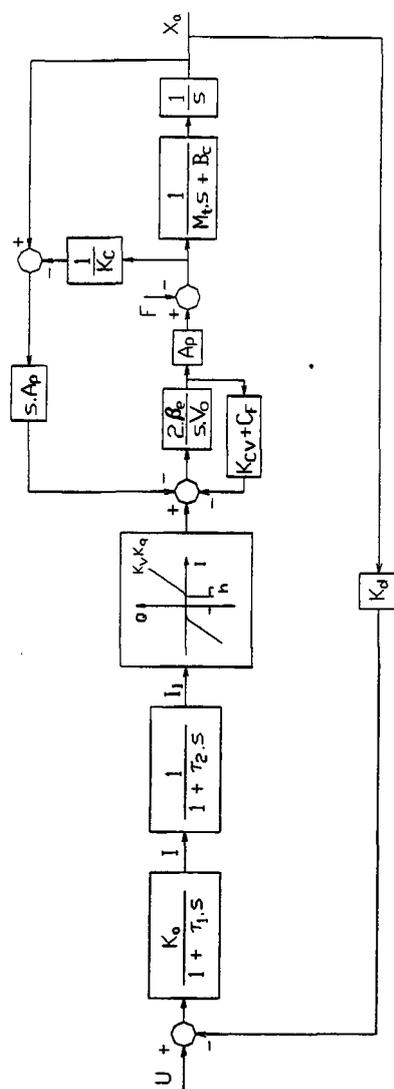


Figura 7.3 - Diagrama de blocos de um servomecanismo eletro-hidráulico considerando-se a elasticidade da estrutura mecânica (K_C) (PIETOLA e VILENIUS, 1988).

⁹Elas também não são apresentadas por PIETOLA e VILENIUS (1988).

Na Figura 7.3, β_e representa o módulo de elasticidade volumétrica do sistema; V_0 é o volume de óleo em cada câmara do cilindro e tubulação; K_{cv} é o ganho de vazão-pressão na válvula; C_f é o coeficiente de vazamentos; M_t é a massa e B_c é o coeficiente de atrito viscoso no pistão e na carga. Os demais termos correspondem aos listados após a Figura 7.1.

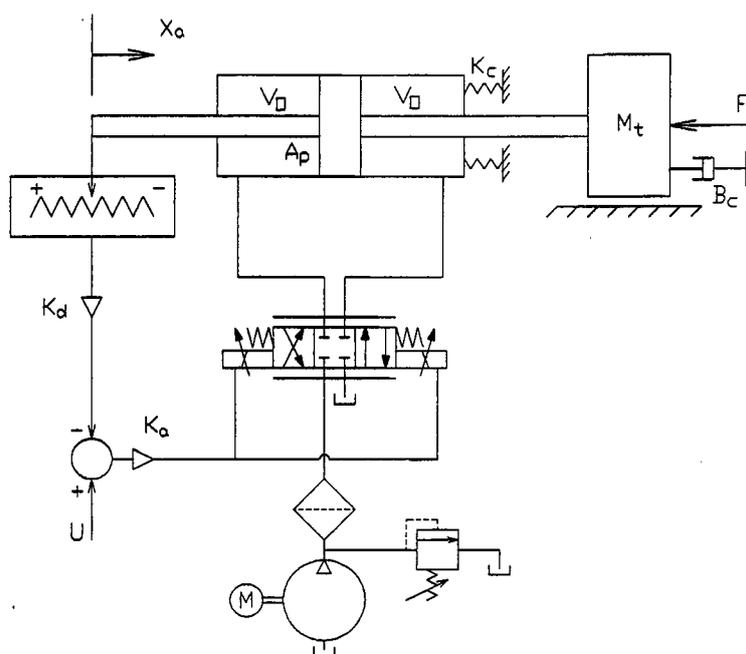


Figura 7.4 - Servomecanismo eletro-hidráulico considerando-se o efeito da elasticidade das estruturas mecânicas (K_c) (PIETOLA e VILENIUS, 1988).

7.3 - Modelo considerando a saturação, zona morta, ganho de vazão não linear e pressão na carga

PIETOLA e VILENIUS (1989 e 1991) apresenta um modelo matemático para servomecanismos eletro-hidráulicos considerando

a elasticidade das estruturas do sistema e as não-linearidades causadas pela zona morta (h) e a saturação na válvula. A não-linearidade causada pela pressão na carga está incluída na equação da vazão da válvula, sendo extremamente importante na modelagem de sistemas com cargas inerciais muito grandes e flexibilidade estrutural. Neste caso, o uso de modelos lineares traz resultados muito afastados da realidade (PIETOLA e VILENIUS, 1989).

PIETOLA e VILENIUS (1989 e 1991) desenvolve este modelo¹⁰ para aplicação com controladores Proporcionais (P), MRC (**Model Reference Control**) e P + PID/x¹¹.

O servomecanismo considerando-se a elasticidade estrutural (Figura 7.4) e com controle proporcional é representado pelo diagrama de blocos da Figura 7.5.

A dinâmica da válvula e do amplificador é descrita a partir de duas constantes de tempo (τ_2 e τ_1).

A equação da vazão na válvula é (PIETOLA e VILENIUS, 1989)

$$Q = K_U \cdot x_v \sqrt{P_s - P_c} \quad \text{para } x_v \geq 0$$

(7.1)

$$Q = K_U \cdot x_v \sqrt{P_s + P_c} \quad \text{para } x_v < 0$$

onde

¹⁰ Neste trabalho será descrito apenas o modelo para controle proporcional. O MRC é raramente utilizado e o P + PID/x é um método de controle com realimentação de estados, que apresenta bons resultados e empregado para reduzir oscilações.

¹¹ Composto por realimentação de velocidade e um PID em laço interno.

K_U é o coeficiente incluindo a geometria do orifício, massa específica do fluido e o coeficiente de descarga;

x_v é o deslocamento do carretel da válvula;

P_s é a pressão de suprimento;

e

P_c é a pressão na carga.

A equação da continuidade para o cilindro hidráulico não diferencial é (PIETOLA e VILENIUS, 1989)

$$Q = A_p \dot{x}_a + C_F P_c + \frac{V_0}{2\beta_e} \dot{P}_c + A_p \dot{Z} \quad (7.2)$$

onde

A_p é a área do pistão;

x_a é o deslocamento do pistão;

C_F é o coeficiente de vazamentos;

V_0 é a metade do volume de óleo no cilindro e nas tubulações sob pressão;

Z é a deformação longitudinal do cilindro equivalente à deformação global;

e

β_e é o módulo de elasticidade volumétrica.

V_0 é calculado por

$$V_0 = \frac{A_p H}{2} + \frac{V_1}{2} \quad (7.3)$$

onde H é o curso total do cilindro e V_1 é o volume de óleo entre o cilindro e a válvula.

A equação do movimento para o cilindro é

$$A_p P_c = K_c Z \quad (7.4)$$

A equação da força para o pistão é

$$A_p \cdot P_c = M_t \cdot \frac{d^2 x_a}{dt^2} + B_c \cdot \frac{dx_a}{dt} \quad (7.5)$$

onde M_t é a massa e B_c é o coeficiente de atrito viscoso no pistão e na carga.

O vetor de estados \vec{X} , o vetor de entradas \vec{u} e o vetor de parâmetros $\vec{\alpha}$ estão representados na Tabela 3.

Tabela 3 - Elementos do vetor de estados, vetor de entradas e vetor de parâmetros.

Elementos do vetor de estados	Elementos do vetor de entradas	Elementos do vetor de parâmetros
$x_1 = x_p$	$u_1 = U$	$\alpha_1 = B_c$
$x_2 = \dot{x}_p$		$\alpha_2 = M_t$
$x_3 = P_c$		$\alpha_3 = C_F$
$x_4 = U_v$		$\alpha_4 = A_p$
$x_5 = U_w$		$\alpha_5 = \frac{1}{\frac{V_0}{2 \cdot \beta_e} + \frac{A_p^2}{K_c}}$
		$\alpha_6 = P_s$
		$\alpha_7 = K_U$
		$\alpha_8 = \tau_2$
		$\alpha_9 = \tau_1$

Fonte: (PIETOLA e VILENIUS, 1989 e 1991).

Na Tabela 4 estão apresentadas as não linearidades da válvula através das variáveis auxiliares L, W, Z e V.

Tabela 4 - Valores para as variáveis auxiliares

Intervalos	Valores das variáveis auxiliares
$x_v \geq 0$	$V = 1$
$x_v < 0$	$V = -1$
$x_4 < -h$	$L = 1$ e $Z = -1$
$-h \leq x_4 \leq h$	$L = 0$ e $Z = 1$
$h \leq x_4$	$L = 1$ e $Z = 1$
$x_4 \geq U_{v,max}$	$W = 10$
$x_4 \leq U_{v,min}$	$W = -10$
$U_{v,min} \leq x_4 \leq U_{v,max}$	$W = L.(x_4 - Z.h)$

Fonte: (PIETOLA e VILENIUS, 1989 e 1991).

As equações de estado para o modelo são (PIETOLA e VILENIUS, 1989 e 1991)

$$\frac{d\vec{x}}{dt} = \vec{f}(\vec{x}, \vec{u}, \vec{\alpha}) = [f_1 \ f_2 \ f_3 \ f_4 \ f_5]^T \quad (7.6)$$

onde

$$\vec{x} = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5]^T \quad (7.7)$$

$$\vec{u} = [U_1] \quad (7.8)$$

$$\vec{\alpha} = [\alpha_1 \ \alpha_2 \ \alpha_3 \ \alpha_4 \ \alpha_5 \ \alpha_6 \ \alpha_7 \ \alpha_8 \ \alpha_9]^T \quad (7.9)$$

e

$$f_1 = x_2$$

$$f_2 = \frac{\alpha_4}{\alpha_2} x_3 - \frac{\alpha_1}{\alpha_2} x_2$$

$$f_3 = -\alpha_5 \alpha_4 x_2 - \alpha_5 \alpha_3 x_3 + \alpha_5 \alpha_7 W \sqrt{\alpha_6 - V x_3} \quad (7.10)$$

$$f_4 = \frac{x_5}{\alpha_8} - \frac{x_4}{\alpha_8}$$

$$f_5 = \left(u_1 - K_d x_1 \right) \frac{K_p K_a}{\alpha_9} - \frac{x_5}{\alpha_9}$$

7.4 - Modelo linearizado com parâmetros variáveis

Modelos linearizados de servomecanismos hidráulicos com parâmetros fixos são válidos para definir os estados do sistema modelado em uma zona estreita próxima de um ponto de trabalho (ou em uma pequena faixa de mudança na pressão da carga) (VUKOBRATOVIC *et al.*, 1987). Em muitas aplicações, tais como controle de trajetória em robôs manipuladores, exige-se uma grande mudança da pressão na carga, tornando-se necessário a aplicação de modelos mais complexos com coeficientes variáveis que dependem de variáveis de estado (VUKOBRATOVIC *et al.*, 1987).

O comportamento dinâmico de um servomecanismo hidráulico pode ser descrito por um modelo linear de 5ª ordem no espaço dos estados (DE NEGRI, 1988 e MERRIT, 1967). Contudo, para manipuladores industriais com velocidade na extremidade do manipulador de até 1,0 m/s, é suficiente representá-los por um

modelo de terceira ordem no espaço dos estados (BOROVAC *et al.*, citado por VUKOBRATOVIC *et al.*, 1987).

A equação da vazão da servoválvula (Q_L) é

$$Q_L = K_H \cdot i \cdot \sqrt{P_s - \frac{i}{|i|} \cdot P_c} \quad (7.11)$$

onde

K_H é a constante da servoválvula;

i é a corrente de entrada na servoválvula;

P_s é a pressão de suprimento;

e

P_c é a pressão na carga.

O coeficiente K_H é determinado pela expressão

$$K_H = \frac{C_d \cdot W}{\sqrt{\rho}} \quad (7.12)$$

onde

C_d é um coeficiente adimensional;

W é o gradiente de área da abertura da servoválvula;

e

ρ é a massa específica do óleo hidráulico.

Linearizando a equação da vazão da servoválvula em torno de um ponto de trabalho, o modelo matemático é

$$Q_L = A_p \cdot \frac{dx_a}{dt} + C_F \cdot P_c + \frac{V_t}{4 \cdot \beta_e} \cdot \frac{dP_c}{dt} \quad (7.13)$$

$$F_p = A_p \cdot P_c = M_t \cdot \frac{d^2 x_a}{dt^2} + B_c \cdot \frac{dx_a}{dt} + F \quad (7.14)$$

$$Q_L = K_q \cdot i - K_{co} \cdot P_c \quad (7.15)$$

onde

A_p é a área do pistão;
 x_a é o deslocamento do pistão;
 C_F é o coeficiente de vazamentos;
 V_t é o volume total no cilindro;
 β_e é o coeficiente de compressibilidade;
 F_p é a força do pistão;
 M_t é a massa;
 B_c é o coeficiente de atrito viscoso;
 F é a força na carga;
 K_q é o ganho de vazão;

e

K_{co} é o coeficiente de vazão-pressão.

Este modelo matemático representa o modelo linear com parâmetros do sistema fixos independentes da dinâmica do manipulador (VUKOBRATOVIC et al., 1987).

Para a trajetória do manipulador é necessário assegurar uma ampla faixa de mudança na pressão, o que exige um modelo matemático preciso. Utilizando a forma linearizada da equação da vazão (7.15), forma-se um conjunto de modelos lineares que definem o sistema num conjunto de pontos envolvendo o espaço dos estados (VUKOBRATOVIC et al., 1987). As equações do modelo tornam-se

$$Q_L = K_q \cdot i - K_{co} \cdot P_c \quad (7.16)$$

$$Q_L = A_{K1} \cdot \frac{dx_a}{dt} + C_F \cdot P_c + \frac{V_t}{4 \cdot \beta_e} \cdot \frac{dP_c}{dt} \quad (7.17)$$

$$F_p = A_{K1} \cdot P_c = M_t \cdot \frac{d^2 x_a}{dt^2} + B_c \cdot \frac{dx_a}{dt} + F - A_{K2} \cdot P_s \quad (7.18)$$

onde os parâmetros K_q , K_{co} e V_t são calculados por

$$K_q = K_H \cdot \sqrt{P_s - \frac{i}{|i|} \cdot P_c} \quad (7.19)$$

$$K_{co} = \frac{K_H \cdot i \cdot \sqrt{P_s - \frac{i}{|i|} \cdot P_c}}{2 \cdot \left(P_s - \frac{i}{|i|} \cdot P_c \right)} \quad (7.20)$$

$$V_t = V_{up} + 2 \cdot A_{K2} \cdot x_a \quad (7.21)$$

onde

$$A_{K1} = \frac{A_1 + A_2}{2} \quad (7.22)$$

onde

A_1 é a área do pistão;

A_2 é a área do pistão sem a área da haste;

$$A_{K2} = \frac{A_1 - A_2}{2} \quad (7.23)$$

e

V_{up} é o volume inicial do cilindro.

Este modelo matemático representa o modelo com parâmetros variáveis que dependem de variáveis de estado. O coeficiente K_q depende da pressão P_c , o coeficiente K_{co} depende da pressão P_c e

da corrente de entrada i . O volume V_t depende do deslocamento x_a (VUKOBRATOVIC et al., 1987).

7.5 - Modelo para posicionador eletro-hidráulico com válvula proporcional

Nesta seção é proposto um modelo não linear para uma válvula proporcional direcional hidráulica e sua aplicação a um servoposicionador hidráulico¹² (Figura 7.6). As não linearidades consideradas no modelo são o ganho de vazão não linear, a zona morta e a saturação. A não linearidade causada pela pressão na carga não está incluída no modelo.

O modelo visa empregar os parâmetros típicos disponíveis nos catálogos dos fabricantes de válvulas proporcionais hidráulicas.

Modela-se a válvula proporcional Bosch NG 6, com vazão nominal de 35 l/min a um diferencial de pressão na válvula de 8 bar (ROBERT BOSCH GMBH, 1992). A histerese nesta válvula é de apenas 0,3 % devido ao sistema de controle da posição do seu carretel (ROBERT BOSCH GMBH, 1992) e por isso, não foi considerada nesta modelagem.

A dinâmica da válvula é representada por um sistema de segunda ordem (MATTEN, 1993). O coeficiente de amortecimento e a frequência natural da válvula são obtidos através dos tempos

¹² Resultados parciais desta modelagem foram publicados em (BOLLMANN e ANDRIGHETTO, 1995)

de posicionamento do carretel, fornecidos em catálogos¹³ (ROBERT BOSCH GMBH, 1992).

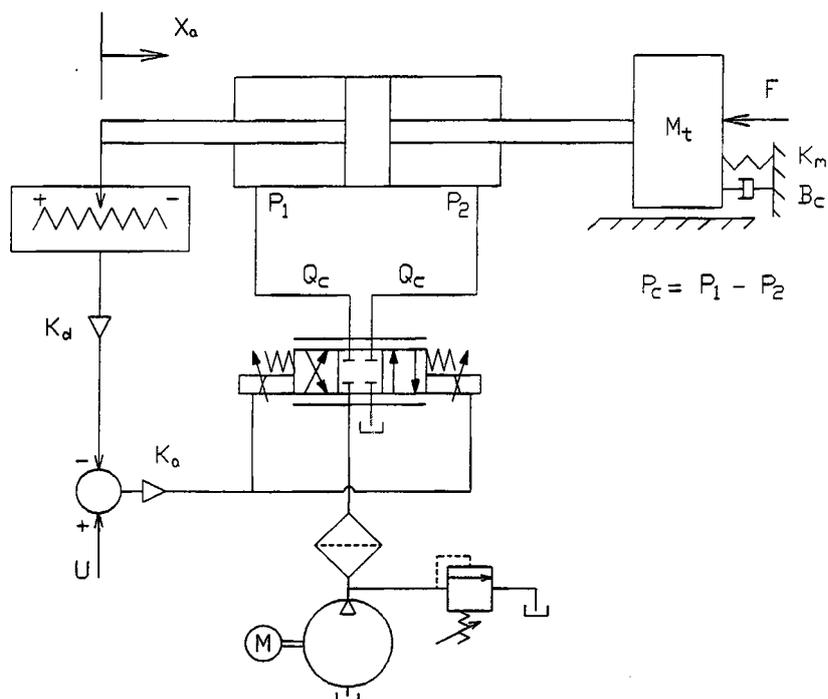


Figura 7.6 - Servoposicionador hidráulico utilizando-se válvula proporcional.

Na válvula modelada, o tempo de posicionamento do carretel para 100 % de mudança no sinal de comando é 30 ms (ROBERT BOSCH GMBH, 1992). Considerando que praticamente todos os gráficos de resposta em frequência de válvulas publicadas em catálogos dos fabricantes indicam a tendência ao amortecimento crítico, adotou-se $\zeta_v = 1,0$. Então, tem-se (DORF, 1990):

$$\omega_v t = 8 \quad (7.24)$$

Substituindo t pelo tempo de assentamento do carretel para 100 % em 7.24, obtém-se o valor de ω_v .

¹³ Se disponíveis, devem ser usados dados de gráficos de resposta em frequência.

O ganho de vazão e a zona morta foram modelados a partir da curva característica da válvula (Figura 7.7) (ROBERT BOSCH GMBH, 1992), que foi aproximada pelo conjunto de equações 7.25 para ser incluído no modelo.

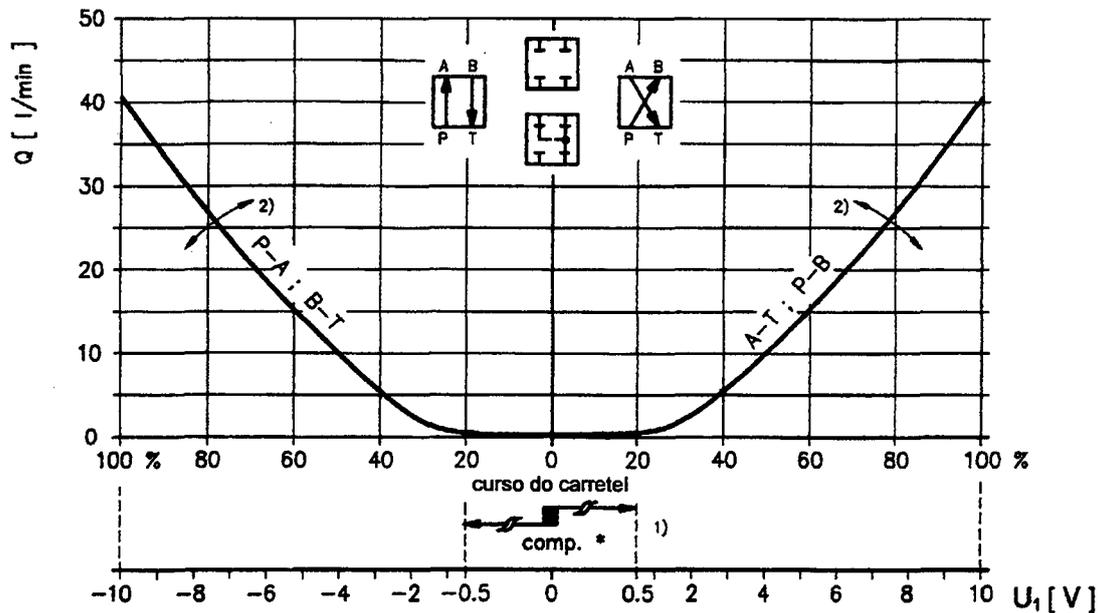


Figura 7.7 - Curva característica da válvula proporcional Bosch NG 6 (ROBERT BOSCH GMBH, 1992).

$$Q = 0 \text{ se } |U_1| \leq 0,5$$

$$Q = 0,33.U_1^2 + 0,83.|U_1| - 0,5 \text{ se } 0,5 < |U_1| \leq 3,0 \quad (7.25)$$

$$Q = 4,63.|U_1| - 8,88 \text{ se } 3,0 < |U_1| \leq 7,0$$

$$Q = 5,67.|U_1| - 16,19 \text{ se } 7,0 < |U_1| \leq 10,0$$

U_1 representa a posição do carretel referida em unidades de tensão, pois os catálogos de válvulas hidráulicas usualmente relacionam a vazão com a tensão de entrada. As posições do carretel são de acesso mais difícil (BOLLMANN e ANDRIGHETTO, 1995). A partir de uma tensão de entrada U [V], tem-se

$$U_e = 10 \text{ para } U \geq 10$$

$$U_e = U \text{ para } -10 < U < 10 \quad (7.26)$$

$$U_e = -10 \text{ para } U \leq -10$$

U_1 relaciona-se a U_e pela função de transferência

$$U_1 = \frac{U_e}{\frac{s^2}{\omega_v^2} + \frac{2\zeta_v}{\omega_v} s + 1} \quad (7.27)$$

onde

s é a variável de Laplace;

ω_v é a frequência natural da válvula proporcional;

e

ζ_v é o índice de amortecimento da válvula proporcional.

A partir de U_1 obtém-se o valor de Q [l/min] das equações

7.25. O ganho total na válvula $\left(K_q K_v, \left| \frac{m^3}{s \cdot V} \right| \right)$ é obtido por

$$K_q K_v = 0 \text{ se } |U_1| < 0,5$$

(7.28)

$$K_q K_v = \frac{Q \cdot 1,667 \cdot 10^{-5}}{|U_1|} \text{ se } |U_1| \geq 0,5$$

Relacionando-se as equações 7.25 a 7.28, obtém-se o diagrama de blocos da Figura 7.8.

Na aplicação deste modelo não linear a um posicionador eletro-hidráulico buscou-se utilizar um modelo linear com a inclusão das não linearidades acima.

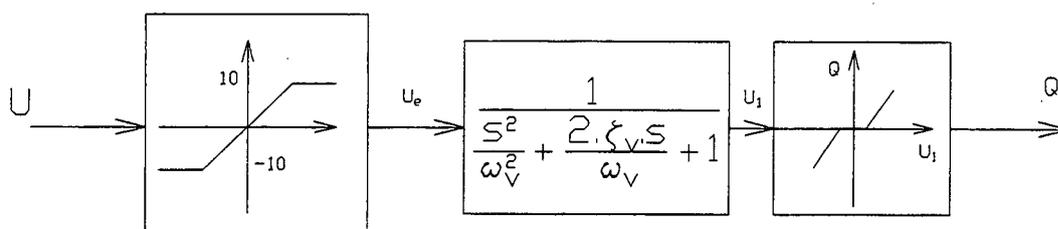


Figura 7.8 - Diagrama de blocos representando a válvula proporcional.

O modelo linear utilizado foi proposto por DE NEGRI (1988), aplicando-o a um sistema composto por servoválvula, cilindro e malha de controle de posição, sem considerar não linearidades.

O servomecanismo modelado (Figura 7.6) é composto por uma válvula proporcional direcional, sua cartela eletrônica, um cilindro de haste dupla com carga, um transdutor de deslocamento e um controlador proporcional de posição em malha fechada.

As equações da vazão para a válvula proporcional, da continuidade para o cilindro hidráulico e a equação do movimento para o atuador e a carga são:

$$Q_c = K_q \cdot K_v \cdot U_1 - K_{co} \cdot P_c$$

$$Q_c = A_p \cdot \frac{dx_a}{dt} + \frac{V_t}{4 \cdot \beta_e} \cdot \frac{dP_c}{dt} \quad (7.29)$$

$$A_p \cdot P_c = M_t \cdot \frac{d^2 x_a}{dt^2} + B_c \cdot \frac{dx_a}{dt} + K_m \cdot x_a + F$$

Manipulando as equações acima e incluindo as não linearidades (Figura 7.8), obtém-se o diagrama de blocos da Figura 7.9.

As variáveis de estado escolhidas para o sistema da Figura 6 são

$$x_1 = Q_c x \quad \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

$$x_2 = \dot{Q}_c x \quad \left[\frac{m^3}{s^2} \right]$$

$$x_3 = P_c \quad [Pa] \quad (7.30)$$

$$x_4 = x_a \quad [m]$$

$$x_5 = \dot{x}_a \quad \left[\frac{m}{s} \right]$$

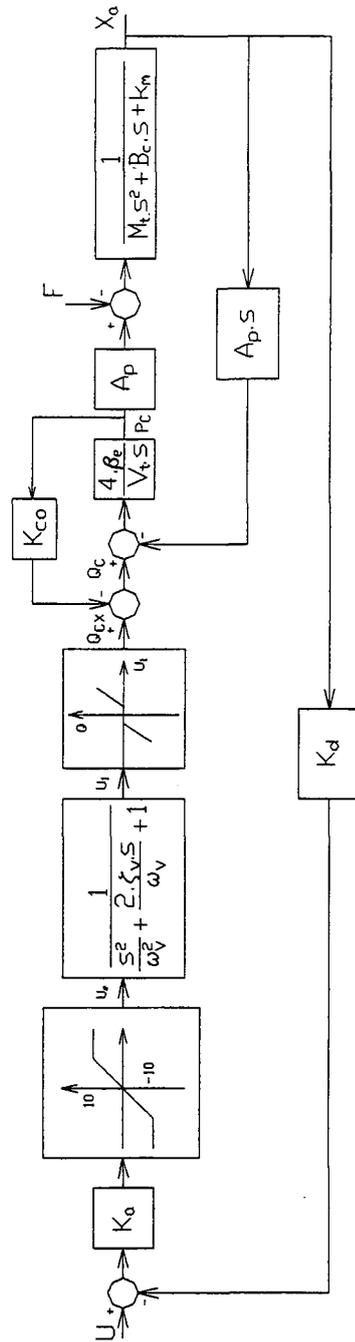


Figura 7.9 - Diagrama de blocos.

As equações dinâmicas são:

$$\dot{x}_1 = x_2$$

(7.31)

$$\dot{x}_2 = \text{SAT} \cdot K_q \cdot K_v \cdot \omega_v^2 - 2 \cdot \zeta_v \cdot \omega_v \cdot x_2 - \omega_v^2 \cdot x_1 \quad (7.32)$$

$$\dot{x}_3 = \frac{4 \cdot \beta_e}{V_t} (x_1 - K_{co} \cdot x_3 - A_p \cdot x_5) \quad (7.33)$$

$$\dot{x}_4 = x_5 \quad (7.34)$$

$$\dot{x}_5 = \frac{A_p \cdot x_3 - B_c \cdot x_5 - K_m \cdot x_4 - F}{M_t} \quad (7.35)$$

O ganho $K_q \cdot K_v$ é determinado conforme exposto acima. A variável SAT é determinada por

$$\text{SAT} = -10 \quad \text{se} \quad (U - x_4 \cdot K_d) \cdot K_a \leq -10$$

$$\text{SAT} = (U - x_4 \cdot K_d) \cdot K_a \quad \text{se} \quad -10 < (U - x_4 \cdot K_d) \cdot K_a < 10 \quad (7.36)$$

$$\text{SAT} = 10 \quad \text{se} \quad (U - x_4 \cdot K_d) \cdot K_a \geq 10$$

7.6 - Atritos no movimento de translação

Sempre que há movimento ou tendência ao movimento entre dois elementos existem forças de atrito, geralmente de natureza não linear (KUO, 1985). Para fins práticos, as forças de atrito podem ser divididas em três categorias básicas: atrito viscoso, atrito estático e atrito de Coulomb.

7.6.1 - Atrito viscoso

O atrito viscoso representa uma força de resistência ao movimento dada por uma relação linear entre a força aplicada e a velocidade (Figura 7.10a). A expressão matemática do atrito viscoso é

$$f(t) = B_c \cdot \frac{dy(t)}{dt} \quad (7.37)$$

onde B_c é o coeficiente de atrito viscoso.

7.6.2 - Atrito estático

O atrito estático representa uma força de resistência que tende a impedir o início do movimento. Ela é representada pela expressão

$$f(t) = \pm(F_s)_{\dot{Y}=0} \quad (7.38)$$

onde $(F_s)_{\dot{Y}=0}$ é definido como a força de atrito estático que existe apenas quando o corpo está parado, mas tem uma tendência a movimentar-se (Figura 7.10b). O sinal da força de atrito depende do sentido do movimento ou do sentido inicial da velocidade (KUO, 1985).

7.6.3 - Atrito de Coulomb

O atrito de Coulomb é uma força de resistência ao movimento que tem uma amplitude constante em relação à variação da velocidade, mas com sentido contrário ao sentido da velocidade (Figura 7.10c). A relação matemática para o atrito de Coulomb é dada por

$$f(t) = F_c \cdot \frac{\dot{Y}}{|\dot{Y}|} \quad (7.39)$$

onde F_c é o coeficiente de atrito de Coulomb.

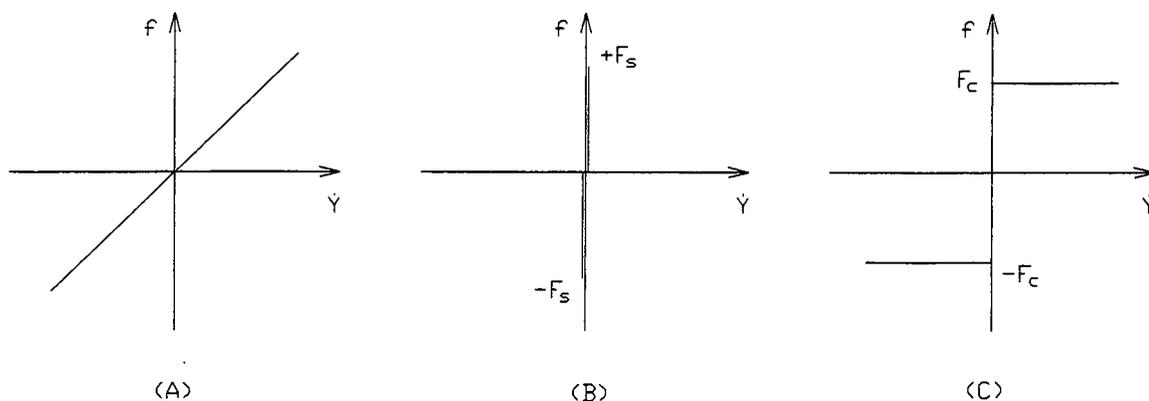


Figura 7.10 - Relação das forças de atrito lineares e não lineares com a velocidade. (a) - Atrito viscoso; (b) - Atrito estático e (c) - Atrito de Coulomb (KUO, 1985).

7.7 - Consideração do atrito estático e de Coulomb na modelagem de atuadores hidráulicos e carga

SHEARER (1983) apresenta a modelagem de um cilindro hidráulico não diferencial considerando a influência do atrito de Coulomb.

A força de atrito de Coulomb é modelada como:

- Uma força F_c constante, oposta ao movimento enquanto a massa está se movendo;

- Uma força variável, igual e oposta à soma das outras forças externas (F_{SUM}) aplicadas à massa quando o corpo está parado e $|F_{SUM}| < F_c$;

- Uma força de magnitude F_c oposta à F_{SUM} quando a velocidade da massa é desprezível e $|F_{SUM}| > F_c$.

Aplicando-se a 2ª Lei de Newton, tem-se:

$$m \cdot \frac{d^2x}{dt^2} = F_{SUM} - F_f \quad (7.40)$$

F_{SUM} é dada por

$$F_{SUM} = A_p \cdot P_c - B_c \cdot \frac{dx}{dt} \quad (7.41)$$

onde

A_p é a área do pistão;

P_c é a pressão na carga;

e

B_c é o coeficiente de atrito viscoso.

F_f é calculada por

$$F_f = F_{SUM} \text{ se } |F_{SUM}| < F_c \text{ e } |V_o| < V_{o\min}$$

$$F_f = F_c \cdot \frac{F_{SUM}}{|F_{SUM}|} \text{ se } |F_{SUM}| > F_c \text{ e } |V_o| < V_{o\min} \quad (7.42)$$

$$F_f = F_c \cdot \frac{V_o}{|V_o|} \text{ se } |V_o| > V_{o\min}$$

onde $V_{o\min}$ é um valor muito pequeno, na ordem de $0,001 \cdot V_{\max}$ (SHEARER, 1983).

MARCHIS e VATTA (1985) apresentam um modelo semelhante ao proposto por SHEARER (1983), mas considerando também a parcela do atrito estático (Figura 7.11).

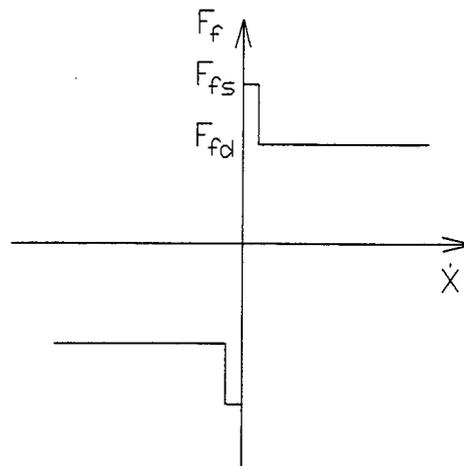


Figura 7.11 - Atrito estático e de Coulomb relacionados à velocidade (MARCHIS e VATTA, 1985 e MERRIT, 1967).

Aplicando-se a 2ª Lei de Newton à Figura 7.12, tem-se

$$m \cdot \frac{d^2x}{dt^2} + B_c \cdot \frac{dx}{dt} + K \cdot x + F_f = A_p \cdot P_c = F_a \quad (7.43)$$

onde K é o coeficiente de mola (Figura 7.12) e F_A uma força externa (neste caso proveniente da pressão do óleo hidráulico).

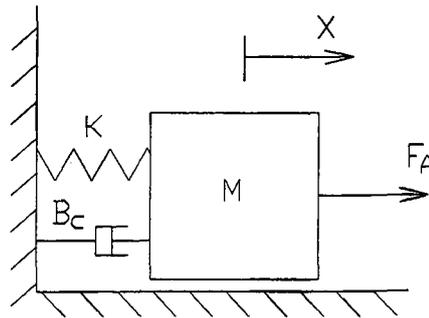


Figura 7.12 - Massa M sob a ação da força F_A (MARCHIS e VATTA, 1985).

A força de atrito F_f é determinada por

$$F_f = \begin{cases} F_{fd} \cdot \text{sgn}\left(\frac{dx}{dt}\right) & \text{se } \left|\frac{dx}{dt}\right| > \varepsilon \\ F_{fs} \cdot \text{sgn}(Kx - F_a) & \text{se } \left|\frac{dx}{dt}\right| < \varepsilon \text{ e } |F_a - Kx| > F_{fs} \end{cases} \quad (7.44)$$

$$\frac{d^2x}{dt^2} = 0 \quad \text{se } \left|\frac{dx}{dt}\right| < \varepsilon \text{ e } |F_a - Kx| \leq F_{fs} \quad (7.45)$$

onde

ε é um número pequeno suficiente de acordo com a precisão computacional;

$$\text{sgn}\left(\frac{dx}{dt}\right) = \frac{\frac{dx}{dt}}{\left|\frac{dx}{dt}\right|} \quad (7.46)$$

e

$$\text{sgn}(Kx - F_a) = \frac{Kx - F_a}{|Kx - F_a|} \quad (7.47)$$

ROBERT BOSCH GMBH STUTTGART (1994) apresenta um diagrama das forças de atrito em função da pressão e diâmetros do atuador em cilindros tipicamente utilizados em servoposicionadores hidráulicos (Figura 7.13).

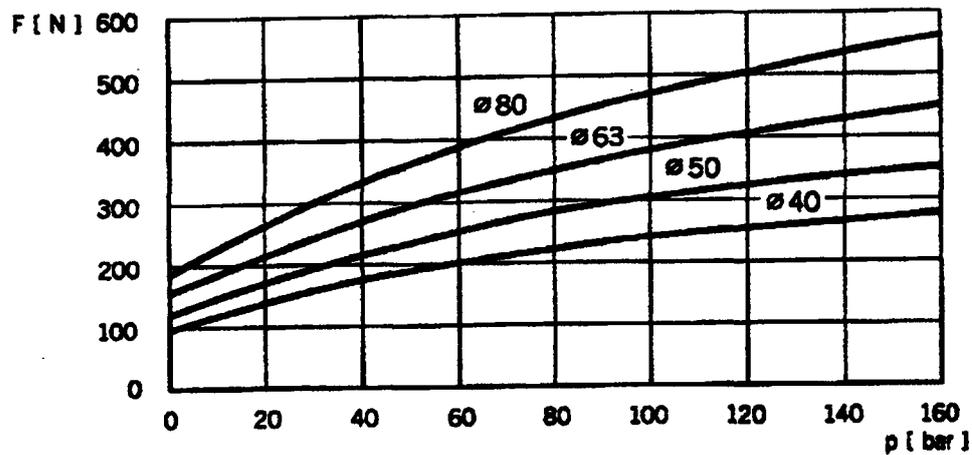


Figura 7.13 - Força de atrito (F) para cilindros hidráulicos utilizados em servomecanismos em função do diâmetro (mm) e da pressão (ROBERT BOSCH GMBH STUTTGART, 1994).

O diagrama de blocos de um servoposicionador eletro-hidráulico incluindo-se o atrito de Coulomb está representado na Figura 7.14.

7.8 - Conclusões

Analisando-se os modelos não lineares apresentados, pode-se concluir que:

- O uso de modelos lineares traz resultados consideravelmente diferentes dos obtidos na prática (PIETOLA e VILENIUS, 1989). O uso destes modelos com parâmetros fixos é válido para definir estados do sistema em uma zona estreita próxima de um ponto de trabalho (VUKOBRATOVIC *et al.*, 1987);

- Há modelos que representam muito bem o sistema, mas relacionam a vazão na válvula como função do deslocamento do carretel, o que comumente não está disponível em catálogos;

- Há parâmetros (tais como K_v no modelo proposto por PIETOLA e VILENIUS, 1989 e 1991) que são de obtenção difícil, necessitando avaliação experimental e muitas vezes são variáveis com o deslocamento do carretel.

- Os atritos viscoso e estático são difíceis de avaliar teoricamente e normalmente não estão disponíveis nos catálogos dos fabricantes de cilindros hidráulicos;

- Deve-se preferir o uso de modelos cujos parâmetros são facilmente obtidos de dados de catálogos;

- Há modelos não lineares apresentados na literatura que fornecem apenas o diagrama de blocos do sistema, sem mencionar as equações diferenciais e a representação das não linearidades necessárias à simulação computacional (PIETOLA e VILENIUS, 1986 e 1988).

8 - BANCADA EXPERIMENTAL E OBTENÇÃO DOS PARÂMETROS DO SISTEMA

8.1 - Bancada experimental

A bancada experimental (Figura 8.1) construída para validação do modelo matemático proposto na seção 5.7 é composta por

- BPVP - Bloco proporcional de controle de vazão e pressão Hidramax;

- TT - Transdutor de temperatura do tipo termopar;

- TP1 e TP4 - Transdutor de pressão manométrica Servus, faixa de operação 0 a 35 MPa (0 a 350 bar);

- TP3 - Transdutor de pressão manométrica Servus, faixa de operação 0 a 20 MPa (0 a 200 bar);

- TP2 - Transdutor de pressão diferencial HBM, com faixa de operação 0 a 10 bar;

- Válvula proporcional direcional Bosch NG 6, com vazão nominal de 35 l/min a um Δp de 8 bar e com sistema de controle de posição do carretel (ROBERT BOSCH GMBH, 1992);

- CEV - Cartela eletrônica;

- Cilindro de haste passante tipo CG 210 F, com fixação por pés, êmbolo ϕ 40 mm, haste ϕ 25 mm e curso 1000 mm (REXORTH HIDRÁULICA LTDA., 1982);

- TDR - Transdutor de deslocamento resistivo Festo, com curso total 1016 mm.

- K_A - controlador eletrônico do tipo proporcional (P).

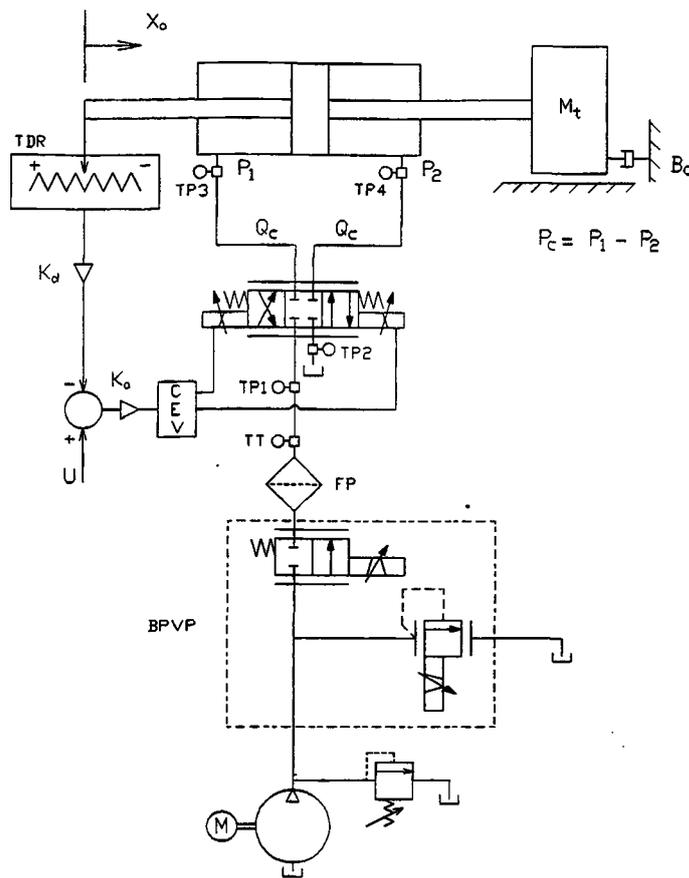


Figura 8.1 - Bancada experimental

8.2 - Obtenção dos parâmetros do sistema

8.2.1 - Coeficiente de vazão-pressão

O coeficiente de vazão-pressão (K_{co}) não é uma constante para uma mesma válvula e pressão de suprimento, mas tem o seu valor aumentado de acordo com a abertura da válvula. O seu

menor valor ocorre próximo do ponto em que o carretel tem deslocamento nulo (STRINGER, 1976).

MERRIT (1967) apresenta expressões analíticas para o cálculo de K_{co} , mas os valores calculados diferem significativamente dos valores obtidos em medições práticas. Isto ocorre porque estas equações foram determinadas considerando-se fugas por vazamento na válvula iguais a zero.

STRINGER (1976) e MERRIT (1967) sugerem que seja adotado $K_p = 3000 \frac{\text{bar}}{\text{mm}}$ (sensibilidade à pressão) quando não se dispõem de valores experimentais de K_{co} e então calcular K_{co} através da Equação 8.1.

$$K_p = \frac{K_q}{K_{co}} \quad (8.1)$$

Para servoválvulas críticas, na prática determina-se o valor mínimo de K_p através da relação (MOOG INC., 19--)

$$K_p(i) = \frac{P_s}{2 \text{ a } 3\% i_{\text{comando}}} \quad (8.2)$$

onde P_s é a pressão de suprimento e 2 a 3% i_{comando} corresponde de 2% a 3% da corrente total de comando da válvula (Figura 8.2). K_{co} é calculado pela Equação 8.1. O coeficiente K_p não variará grandemente com o desgaste da válvula, podendo se tornar de 2 a 3 vezes maior que o valor calculado através da Equação 8.2 (MERRIT, 1967 e MOOG INC., 19--).

Outra forma de se determinar o valor de K_{co} é através do conhecimento das fugas por vazamentos na válvula. Tomando-se a equação da vazão

$$Q_c = K_q U_1 - K_{co} P_c \quad (8.3)$$

Fazendo-se $U_1=0$, tem-se $Q_c = -K_{co} P_c$, equação semelhante a $Q_F = C_F P_c$. A válvula proporcional Bosch NG 6 apresenta vazamentos internos de $80 \text{ cm}^3/\text{min}$ a um diferencial de pressão de 100 bar (ROBERT BOSCH GMBH, 1992). Substituindo-se estes valores, juntamente com $U_1=0$ em 8.3, obtém-se $C_F = K_{co} = 1,333 \cdot 10^{-13} \frac{\text{m}^3}{\text{s.Pa}}$.

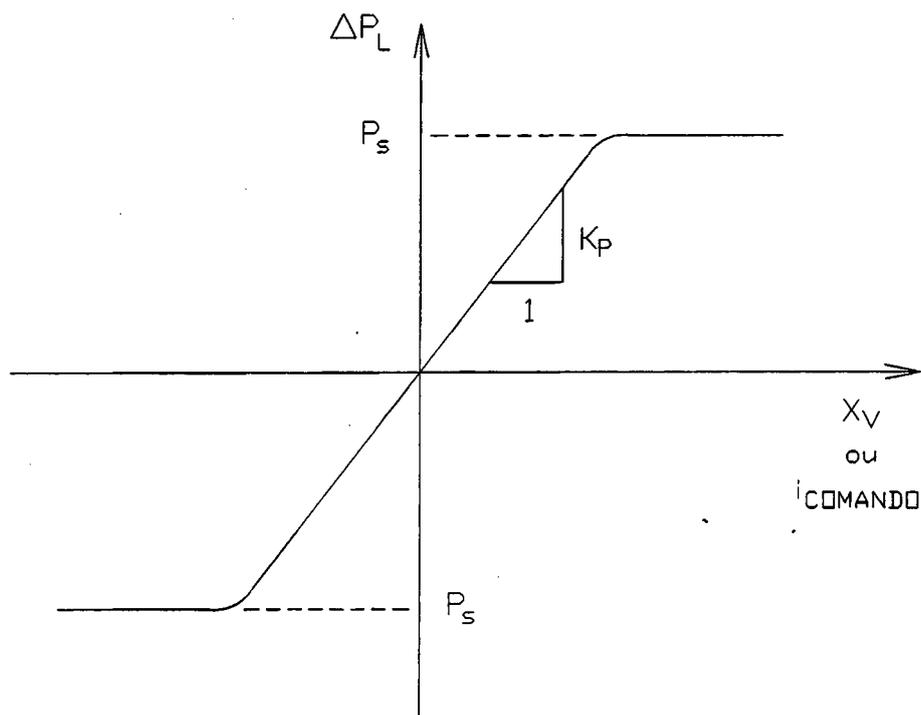


Figura 8.2 - Sensibilidade à pressão para uma servoválvula com os pórticos bloqueados (MERRIT, 1967).

Se houver necessidade de valores precisos de K_{co} , estes podem ser determinados experimentalmente pela norma ISO 6404 (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 1985).

8.2.2 - Volume total

V_t é o volume total de fluido sob pressão em ambas as câmaras (MERRIT, 1967). É obtido somando-se os volumes das canalizações de pressão (ligando a válvula ao cilindro) e o volume das câmaras do cilindro.

8.2.3 - Massa total

M_t é a massa total movida pelo atuador. É composta pela massa total das partes móveis do atuador, massa da carga e massa efetiva do fluido hidráulico¹⁴ (STRINGER, 1976).

8.2.4 - Cálculo teórico do coeficiente de atrito viscoso

Para determinação teórica de B_c , emprega-se a equação 8.4 (DE NEGRI, 1987 e MERRIT, 1967)

$$B_c = \frac{\pi \cdot D \cdot L \cdot \mu}{C_R} \quad (8.4)$$

onde

D é o diâmetro do pistão;

L é o comprimento do ressalto do pistão;

μ é a viscosidade absoluta do fluido hidráulico;

e

¹⁴ No capítulo 6 desta dissertação está descrita a importância da consideração da massa efetiva do fluido hidráulico e como calculá-la.

C_R é a folga radial entre o pistão e a camisa (Figura 8.3)

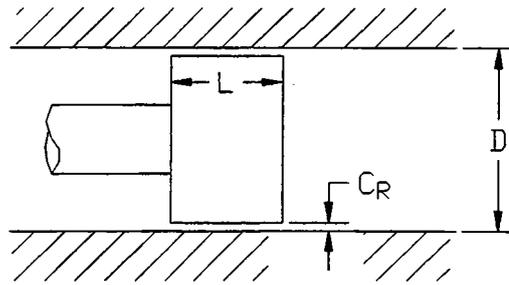


Figura 8.3 - Pistão concêntrico ao cilindro (DE NEGRI, 1987, MERRIT, 1967).

É importante ressaltar que a equação 8.4 não leva em consideração a excentricidade do pistão e os elementos de vedação dispostos sobre ele, que exercem grande influência no coeficiente de atrito viscoso.

8.2.5 - Determinação experimental do coeficiente de atrito viscoso

O coeficiente de atrito viscoso (B_c) foi determinado experimentalmente através da medição da diferença de pressão nas câmaras do atuador (Figura 8.4) movendo-se à velocidade constante. A velocidade (Figura 8.5) foi obtida através da derivação da posição do cilindro (Figura 8.6).

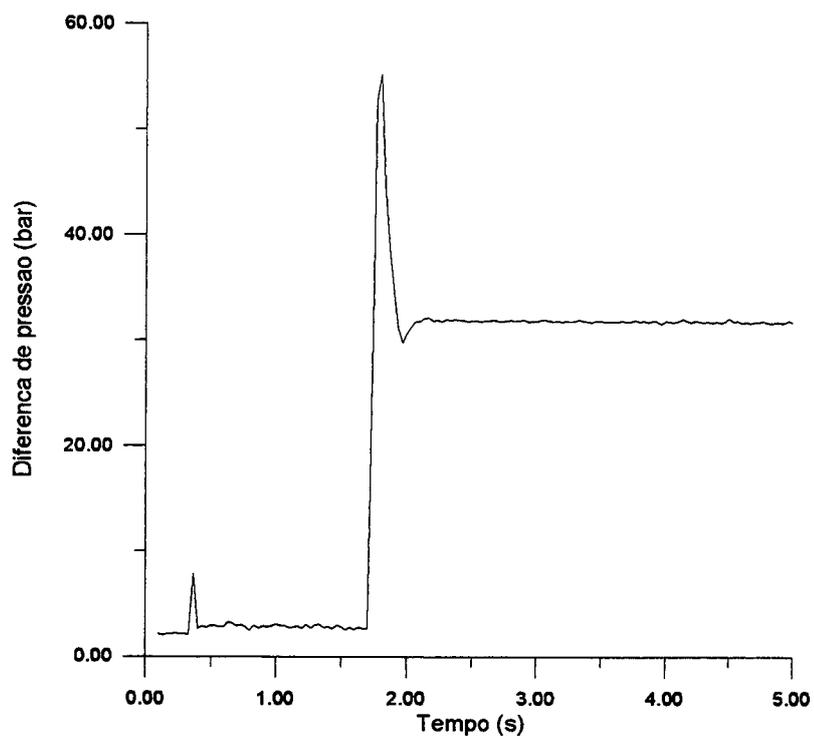


Figura 8.4 - Diferença de pressão nas câmaras do cilindro.

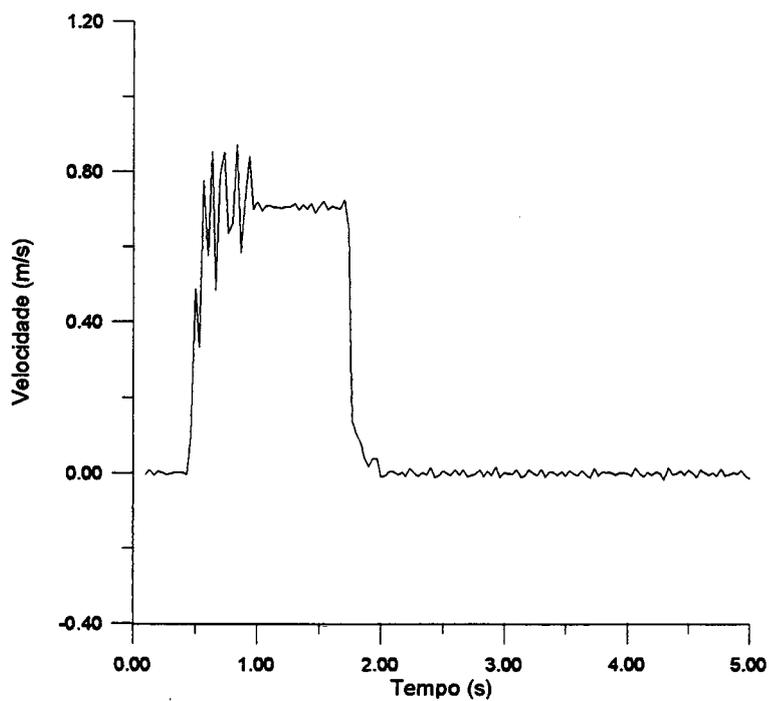


Figura 8.5 - Velocidade do cilindro.

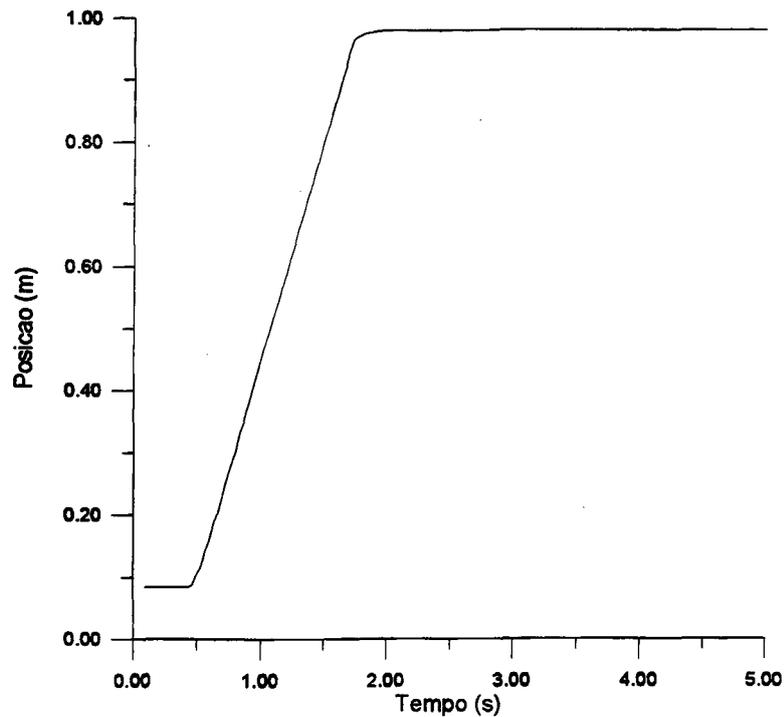


Figura 8.6 - Posição do cilindro.

Aplicando-se a 2ª Lei de Newton ao atuador, tem-se:

$$P_c \cdot A_p = m \cdot \frac{d^2x}{dt^2} + B_c \cdot \frac{dx}{dt} + K \cdot x + F \quad (8.5)$$

Com o atuador movendo-se à velocidade constante (aceleração nula), $K=0$ e $F=0$, tem-se:

$$P_c \cdot A_p = B_c \cdot \frac{dx}{dt} \quad (8.6)$$

Substituindo-se o valor dos parâmetros na equação 8.6, obtém-se o atrito viscoso no cilindro hidráulico. Repetindo-se o procedimento para outras velocidades do atuador, obteve-se a Tabela 5.

Tabela 5 - Valores experimentais de diferença de pressão, velocidade e atrito viscoso.

Velocidade (m/s)	P_c (bar)	B_c (Ns/m)
0,7083	2,8628	309,52
0,3827	1,8360	367,37
0,8845	3,4000	294,35
0,4821	2,0378	323,68
1,0296	3,9483	293,65
1,0358	4,1718	308,42

O valor médio de B_c é (Tabela 5)

$$B_c = 316,165 \frac{Ns}{m}$$

8.2.6 - Módulo de elasticidade volumétrica

O módulo de elasticidade volumétrica (β_e) do óleo hidráulico tem seu valor significativamente diminuído pela presença de ar ou pela rigidez mecânica das canalizações de pressão (MERRIT, 1967).

Na prática, o módulo de elasticidade volumétrica do fluido é de difícil determinação (MERRIT, 1967). Estima-se que exista 20% de ar misturado ao fluido à pressão atmosférica. Quando o óleo é submetido à pressão, uma parte do ar dissolve-se no óleo, não afetando o β_e . MERRIT (1967) recomenda que se adote

$\beta_e = 100000 \text{ psi}$ ($6,9 \cdot 10^8 \text{ Pa}$). São admitidos também valores de $\beta_e = 10 \cdot 10^8 \text{ Pa}$.

8.2.7 - Ganho do transdutor de deslocamento

O ganho do transdutor de deslocamento (K_d) foi determinado a partir da sua calibração.

8.3 - Relação dos parâmetros do sistema

Os parâmetros do sistema são:

$$\omega_v = 266,67 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad K_{co} = 1,333 \cdot 10^{-13} \frac{\text{m}^3}{\text{s} \cdot \text{Pa}}$$

$$F = 0 \quad \zeta_v = 1,0$$

$$A_p = 7,6576 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad B_c = 316,165 \frac{\text{Ns}}{\text{m}}$$

(8.7)

$$\beta_e = 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \quad V_t = 9,5583 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$M_t = 20,66 \text{ kg} \quad K_d = 9,82762 \frac{\text{V}}{\text{m}}$$

$$K_m = 0$$

9 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS

9.1 - Introdução

Neste capítulo o modelo proposto na seção 7.5 é avaliado experimentalmente comparando-se os resultados experimentais com simulações do modelo. O modelo considera a zona morta, saturação e ganho de vazão não linear na válvula como não-linearidades. Os experimentos foram realizados nas pressões de suprimento de 63, 100 e 160 bar, recomendadas pela norma ISO 2944 (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 1974).

O capítulo prossegue com a modelagem linear do servomecanismo e comparação com os resultados experimentais. O modelo não-linear também é simplificado através da modelagem linear do ganho de vazão da válvula e então é realizada a análise dos resultados.

9.2 - Resultados experimentais

9.2.1 - Ajustes preliminares no modelo

Através de ajustes na cartela eletrônica da válvula proporcional, conseguiu-se reduzir a sua zona morta dos anteriormente previstos 0,5 V para 0,35 V. Assim, as duas primeiras equações de 7.25 devem ser alteradas para:

$$Q=0 \text{ se } |U_1| \leq 0,35$$

(9.1)

$$Q=0,387.U_1^2 + 0,587.U_1 - 0,253 \text{ se } 0,35 \leq |U_1| \leq 3,0$$

9.2.2 - Experimentos com pressão de suprimento 63 bar

A Figura 9.1 apresenta o resultado experimental obtido para a posição do cilindro hidráulico juntamente com a posição simulada¹⁵. Nesta situação, aplicou-se um degrau na válvula de 8 V (correspondendo a um degrau da posição inicial de 101,91 mm para a posição final desejada de 918,70 mm), com ganho no controlador $K_a=4,00$. A curva da velocidade é apresentada na Figura 9.2.

Alterando-se o ganho no controlador para $K_a=6,00$ e mantendo-se as mesmas condições do experimento anterior, obtém-se a Figura 9.3 (Posição) e a Figura 9.4 (Velocidade).

¹⁵ O programa utilizado para simulação no SIMNOM está apresentado no Anexo I.

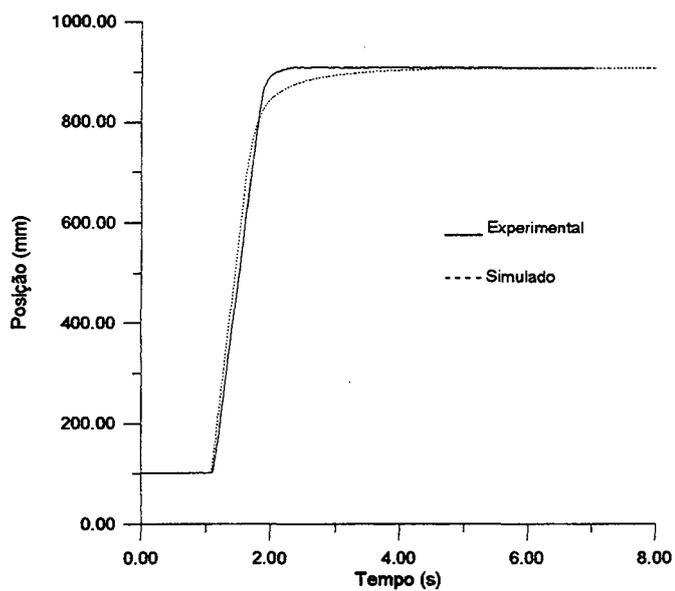


Figura 9.1 - Posição para $K_a=4,00$, degrau de 8 V e P_s 63 bar.

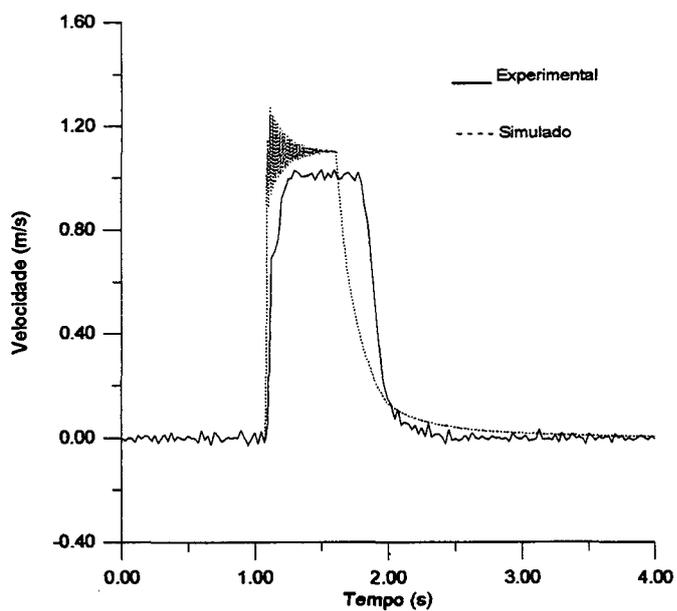


Figura 9.2 - Velocidade com $K_a=4,00$, degrau de 8 V e P_s 63 bar.

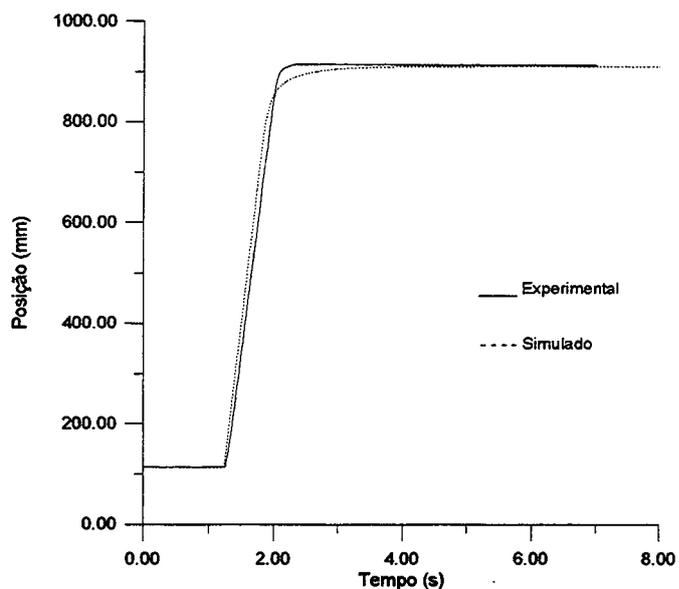


Figura 9.3 - Posição para $K_a=6,00$, degrau de 8 V e P_s 63 bar.

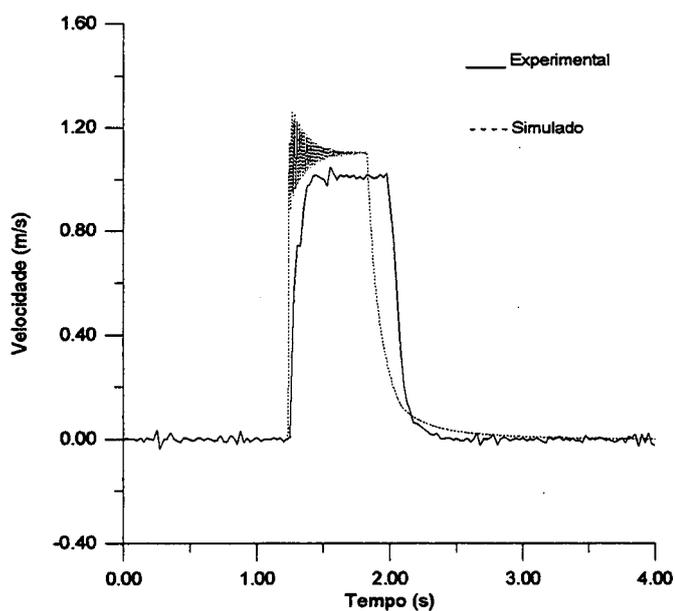


Figura 9.4 - Velocidade com $K_a=6,00$, degrau de 8 V e P_s 63 bar.

Aplicando-se um degrau de 4 V na válvula (Posição inicial= 305,0 mm e posição final desejada = 715,2 mm), com ganho no

controlador $K_a=4,00$, a posição medida experimentalmente e a obtida por simulação estão representados na Figura 9.5. A Figura 9.6 apresenta a velocidade para esta situação.

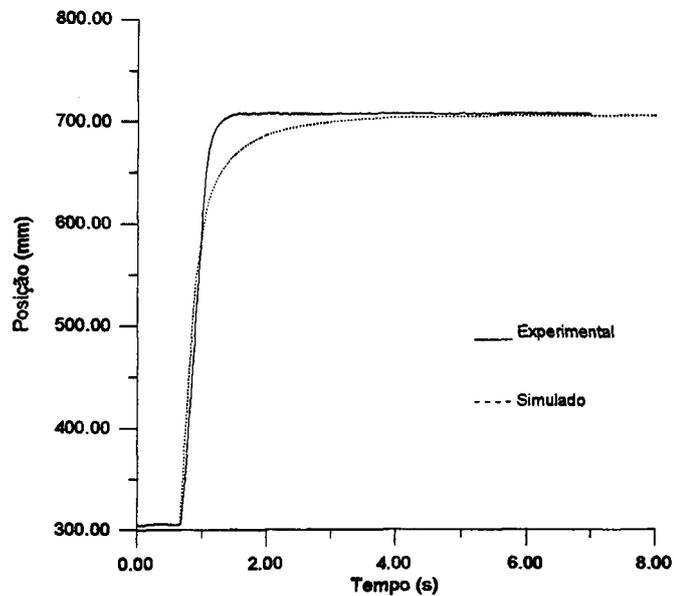


Figura 9.5 - Posição para $K_a=4,00$, degrau de 4 V e P_s 63 bar.

Alterando-se o ganho no controlador para $K_a=6,00$ e mantendo-se as mesmas condições do experimento anterior, obtém-se a Figura 9.7 (Posição) e a Figura 9.8 (velocidade).

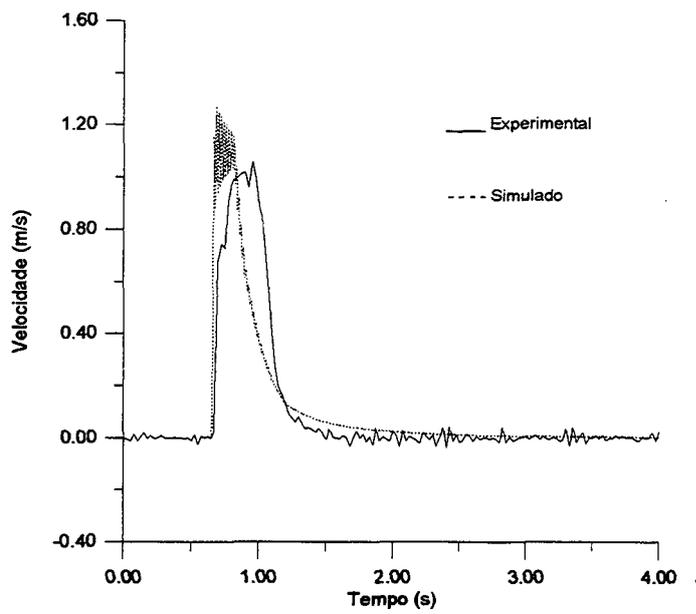


Figura 9.6 - Velocidade com $K_a=4,00$, degrau de 4 V e P_s 63 bar.

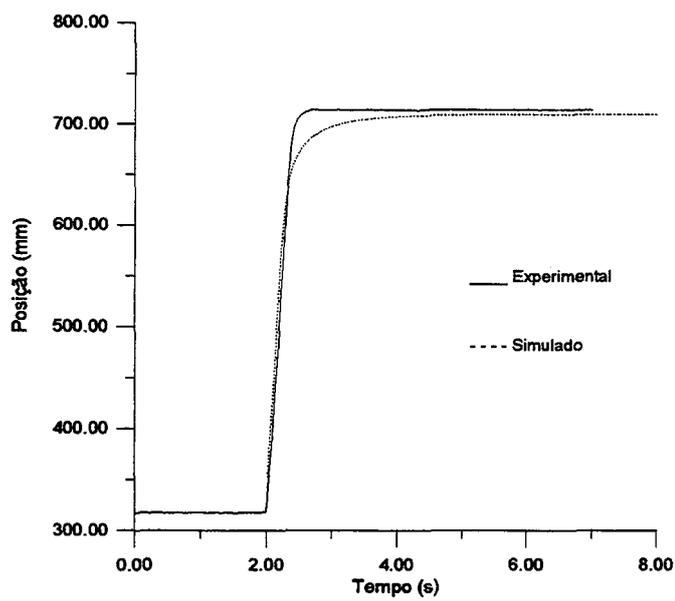


Figura 9.7 - Posição para $K_a=6,00$, degrau de 4 V e P_s 63 bar.

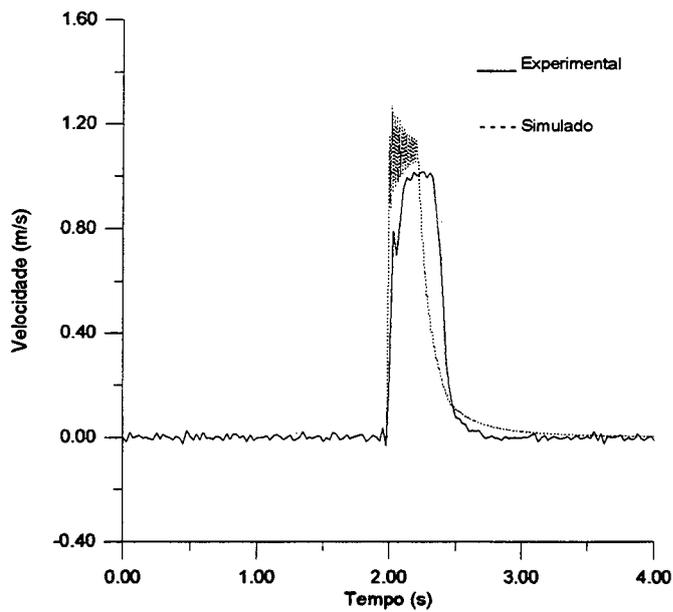


Figura 9.8 - Velocidade com $K_a=6,00$, degrau de 4 V e P_s 63 bar.

A Tabela 6 apresenta os resultados para a posição em regime permanente do cilindro hidráulico medida experimentalmente e a posição final para o cilindro após simulação computacional. Assim, são calculados os erros para a posição no experimento e na simulação.

Tabela 6 - Resultados da posição em regime permanente para $P_s =$
63 bar

Amplitu- de do degrau (V)	Ganho do K_a	Posição final desejada (mm)	Posição final simulada (mm)	Posição final experi- mental (mm)	Erro na posição final simulada (mm)	Erro na posição experi- mental (mm)
8	4	918,7	909,79	910,01	8,91	8,69
8	6	918,7	912,74	915,69	5,96	3,01
4	4	715,2	706,29	707,91	8,91	7,29
4	6	715,2	709,26	713,45	5,94	1,75
2	4	715,2	706,29	707,94	8,91	7,26
2	6	715,2	709,26	713,52	5,94	1,68

9.2.3 - Experimentos com pressão de suprimento 100 bar

A Figura 9.9 apresenta a posição do cilindro hidráulico medida experimentalmente e a posição após simulação. Este experimento foi realizado com pressão de suprimento 100 bar, ganho no controlador $K_a = 4,00$ e um degrau na válvula de 8 V (Posição inicial de 115,48 mm e posição final desejada de 918,7 mm). A Figura 9.10 apresenta a velocidade medida experimentalmente e a curva da velocidade obtida após a simulação. Alterando-se o ganho no controlador para $K_a = 6,00$ e

mantendo-se as mesmas condições do experimento anterior, obtém-se a Figura 9.11 (posição) a Figura 9.12 (velocidade).

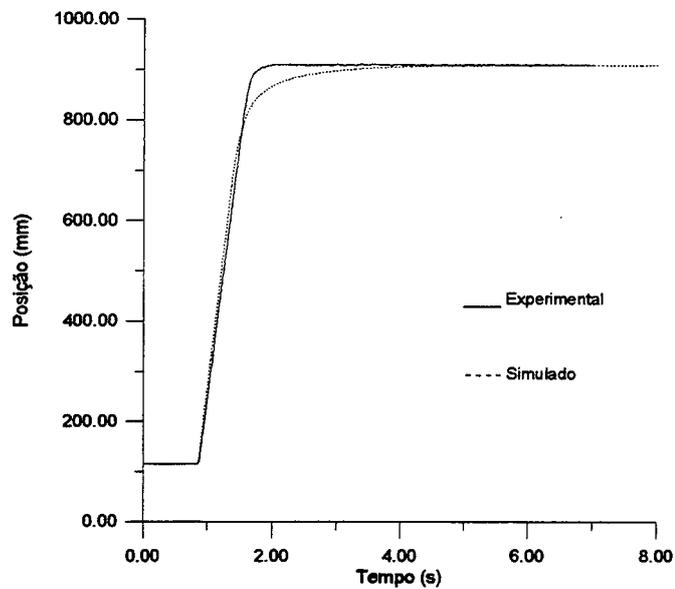


Figura 9.9 - Posição para $K_a=4,00$, degrau de 8 V e $P_s=100$ bar.

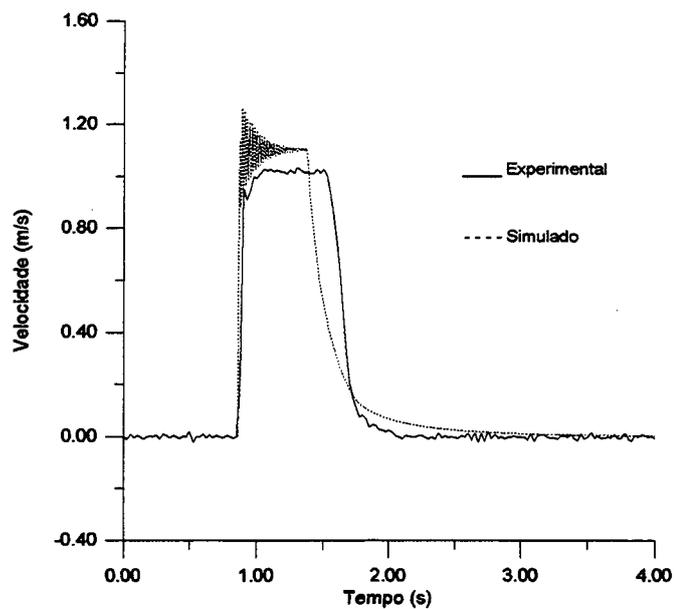


Figura 9.10 - Velocidade com $K_a=4,00$, degrau de 8 V e $P_s=100$ bar

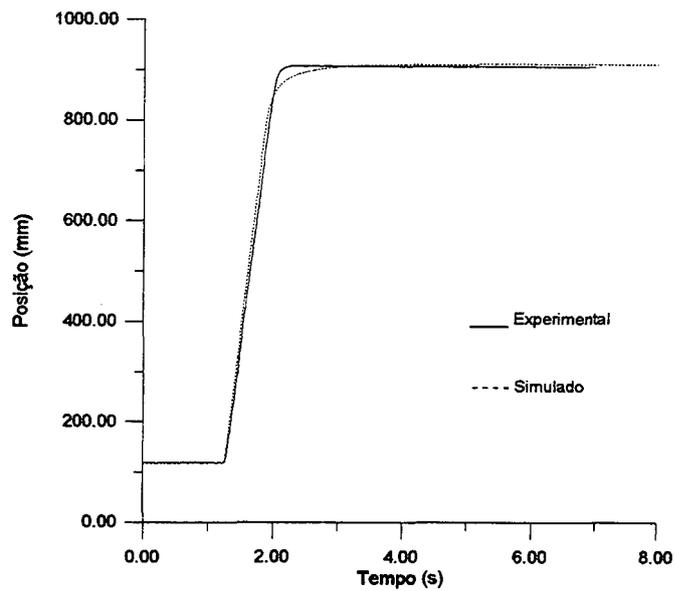


Figura 9.11 - Posição para $K_a=6,00$, degrau de 8 V e P_s 100 bar.

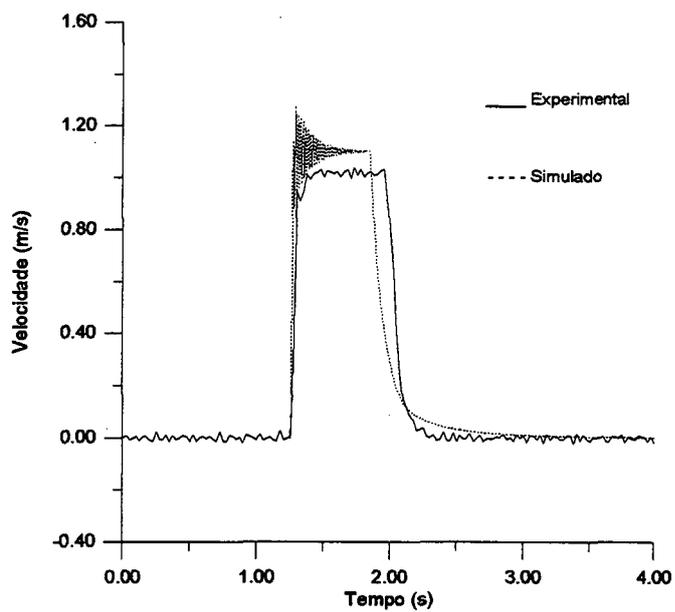


Figura 9.12 - Velocidade com $K_a=6,00$, degrau 8 V e P_s 100 bar

9.2.4 - Experimentos com pressão de suprimento 160 bar

A Figura 9.13 apresenta a posição do cilindro medida experimentalmente e a posição obtida após simulação. Este experimento foi realizado com pressão de suprimento 160 bar, aplicando-se um degrau de 8 V (107,7 mm a 918,7 mm) na válvula proporcional, com ganho no controlador $K_a=4,00$. A Figura 9.14 apresenta a velocidade do cilindro nesta situação.

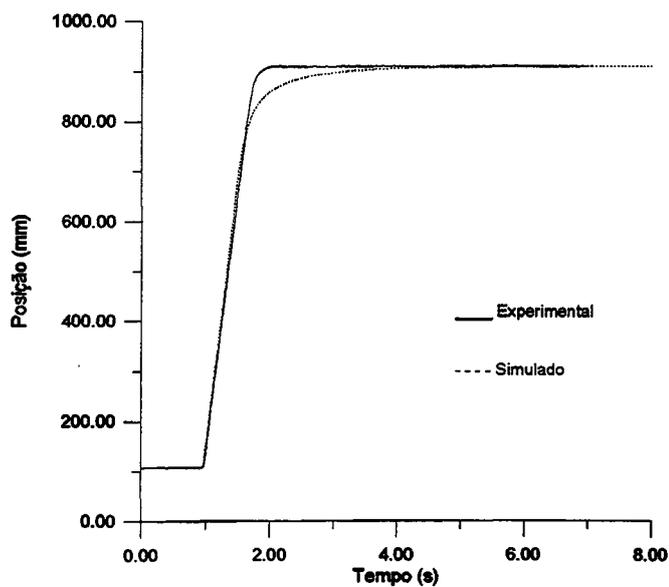


Figura 9.13 - Posição para $K_a=4,00$, degrau de 8 V e P_s 160 bar.

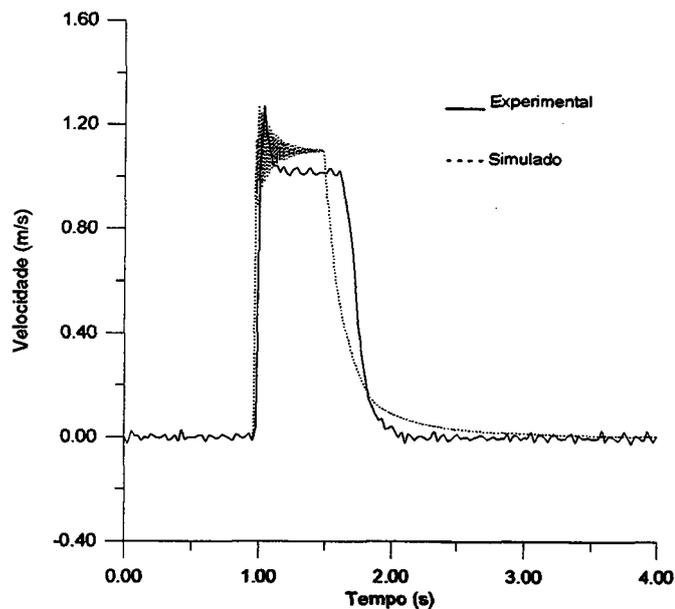


Figura 9.14 - Velocidade com $K_a=4,00$, degrau de 8 V e $P_s=160$ bar.

9.2.5 - Análise dos resultados experimentais

Analisando-se os resultados experimentais para posição e velocidade para as pressões de 63, 100 e 160 bar conclui-se que, como era esperado, a pressão de suprimento não exerce influência significativa na dinâmica do sistema sem carga, o que pode ser visto nas Figuras 9.1 e 9.2 (63 bar), 9.9 e 9.10 (100 bar) e 9.13 e 9.14 (160 bar).

Os resultados experimentais mostram um erro em regime permanente na posição, também presente nos resultados obtidos na simulação do modelo proposto na seção 7.5. Este modelo

representa bem o erro em regime permanente na posição, como é visto na Tabela 6.

A posição do pistão também é bem representada pelo modelo proposto neste trabalho, de acordo com os resultados experimentais e da simulação apresentados. Os resultados da simulação têm dinâmica mais lenta que os resultados experimentais. Também verifica-se que a posição simulada é mais amortecida que a posição experimental, principalmente quando o atuador está atingindo a posição de regime permanente.

Uma possível explicação para este fato é que isto pode ser causado pela modelagem do ganho de vazão na válvula proporcional. Para tensões de comando menores que 5 V, a válvula proporcional apresenta ganhos maiores que os modelados, ocasionando um ganho total do sistema maior.

Isto pode ser visto analisando-se os resultados de experimentos em malha aberta, usados para determinação do atrito viscoso no cilindro (Tabela 5, Capítulo 8). Com tensões de comando na válvula de 5 e 10 V, o pistão atingiu velocidades em regime permanente de 1,0296 m/s e 1,0358 m/s, respectivamente. Estas velocidades correspondem a vazões de aproximadamente 50 lpm, que é a vazão máxima da bomba do sistema.

A influência da modelagem do ganho do sistema no amortecimento é explicada através do lugar das raízes (Figura 9.15) para o servomecanismo¹⁶.

Com ganhos maiores, os pólos de malha fechada aproximam-se mais do eixo imaginário, determinando menor amortecimento do sistema. Reduzindo-se o ganho, os pólos de malha fechada ficam mais próximos dos pólos de malha aberta, tornando o sistema mais amortecido (Figura 9.15).

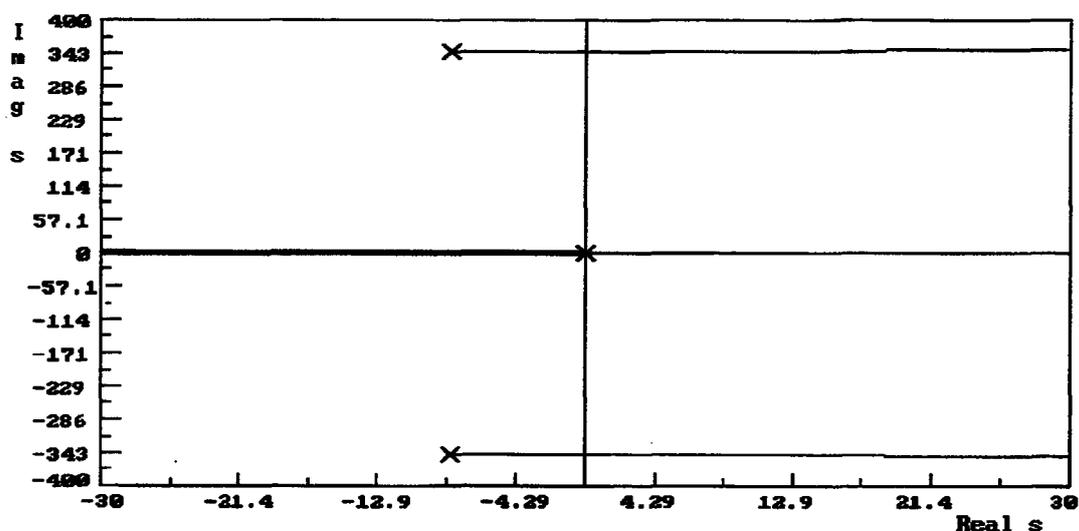


Figura 9.15 - Lugar das raízes para o modelo linear, sem considerar a dinâmica da válvula.

¹⁶ O lugar das raízes foi construído a partir da modelagem linear, usando a função de transferência 9.3, obtida da Figura 6.8. A dinâmica da válvula foi desconsiderada para simplificar a análise. Os parâmetros do modelo estão listados em 9.2. A comparação do modelo linear com os resultados experimentais é feita no item 9.4.

9.3 - Pressões de suprimento e na primeira câmara do cilindro

Na Figura 9.16 apresenta-se a variação da pressão de suprimento (P_s , medida pelo transdutor TP1, disposto como na Figura 8.1) e a pressão na primeira câmara do cilindro (P_1 , medida pelo transdutor TP3, disposto como na Figura 8.1). Este experimento foi realizado à $P_s=160$ bar, aplicando-se um degrau de 8 V, com $K_a=4,00$. A velocidade experimental é apresentada na Figura 9.17.

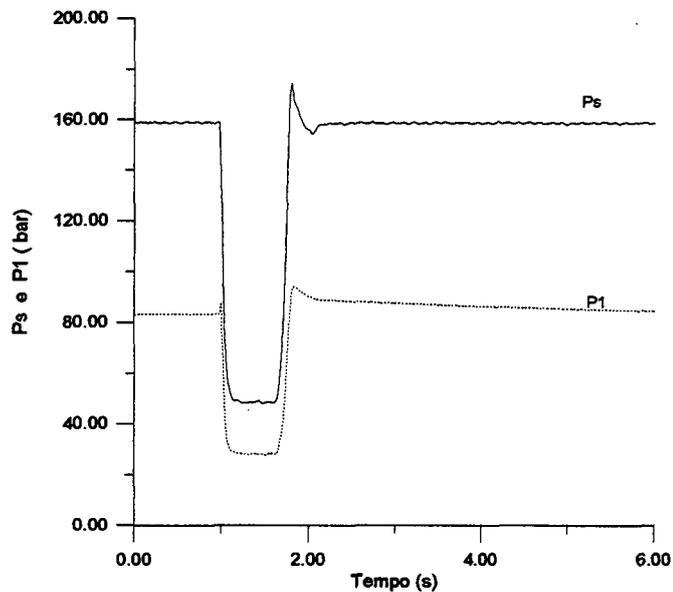


Figura 9.16 - P_s (linha contínua) e P_1 (tracejado).

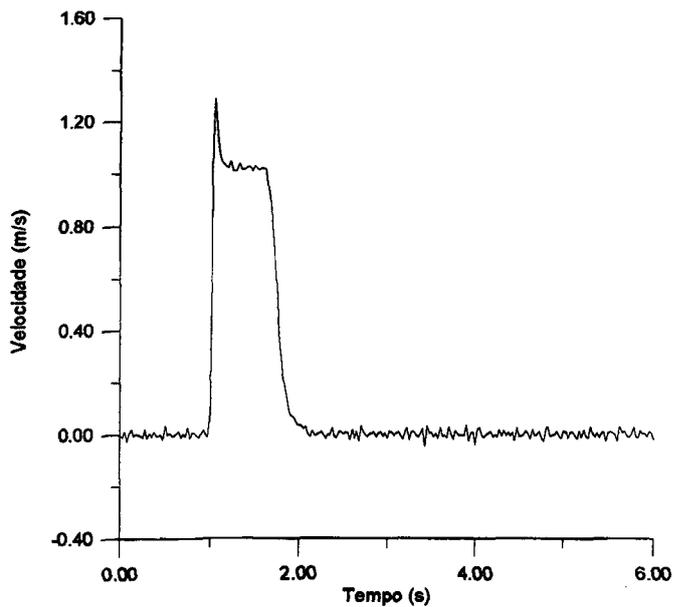


Figura 9.17 - Velocidade experimental com $K_s=4,00$, degrau de 8 V e $P_s=160$ bar.

9.4 - Modelagem linear e avaliação experimental

9.4.1 - Modelo linear

A modelagem linear do servomecanismo eletro-hidráulico (Figura 8.1) foi realizada com o objetivo de comparar o modelo linear e os resultados experimentais. O modelo linear utilizado está representado no diagrama de blocos da Figura 6.8. Os parâmetros do modelo são:

$$\omega_v = 266,67 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$\zeta_v = 1,0$$

$$K_q.K_v = 8,333.10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s.V}}$$

$$F = 0$$

$$V_t = 9,5583.10^{-4} \text{ m}^3$$

$$M_t = 20,66 \text{ kg}$$

(9.2)

$$\beta_e = 10.10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$A_p = 7,6576.10^{-4} \text{ m}^2$$

$$K_{co} = 3.10^{-13} \frac{\text{m}^3}{\text{s.Pa}}$$

$$C_F = 0$$

$$K_m = 0$$

$$B_c = 316,165 \frac{\text{Ns}}{\text{m}}$$

A função de transferência (Equação 9.3, obtida da Figura 6.8) para estes parâmetros é

$$\frac{x_a}{x_R} = \frac{K_a.K_D}{1,41.10^{-5}.s^2 + 7,5.10^{-3}.s + 1} \cdot \frac{8,333.10^{-5}}{s.(6,45.10^{-9}.s^2 + 1,068.10^{-7}.s + 7,66.10^{-4})} \quad (9.3)$$

O lugar das raízes para esta função de transferência está representado na Figura 9.18.

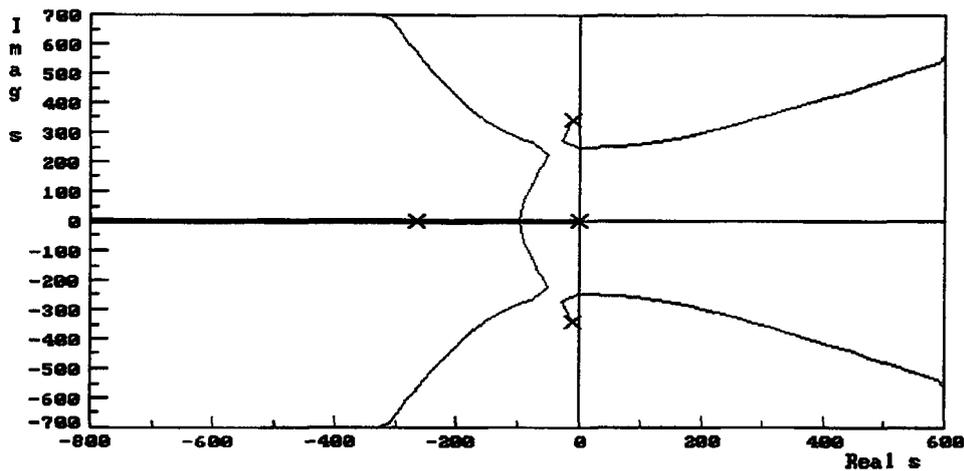


Figura 9.18 - Lugar das raízes.

Os ângulos de partida e localização dos pólos, ângulos das assíntotas e demais informações do lugar das raízes da Figura 9.18 estão representados na Figura 9.19.

Aplicando-se o Critério de estabilidade de Routh à função de transferência do sistema, tem-se que o sistema é estável para ganhos $K_a K_d$ até 2054,9.

<u>Open loop poles, Angle of departure</u>		<u>Open loop zeros, Angle of arrival</u>
0	-180	None
-266.67	0	
-266.67	0	
-8.279044 +j 344.569	-107.6	
-8.279044 -j 344.569	107.6	
<u>Center of gravity = -109.9796</u>		<u>Breakpoints, Gain</u>
<u># Asymptotic infinite patterns = 5</u>		-266.67 , 1.946662E-13
<u>Angles :-36 36 108 180 252</u>		-96.52719 , 9.784207

Figura 9.19 - Informações do lugar das raízes da Figura 9.18.

9.4.2 - Avaliação experimental do modelo linear

Para comparação dos resultados experimentais com o modelo linear, utilizou-se as equações 6.23 a 6.27 (Diagrama de blocos da Figura 6.7¹⁷) e os parâmetros listados em 9.2.

A Figura 9.20 apresenta a posição obtida por simulação¹⁸ de um degrau de 8 V (da posição inicial 101,914 mm à posição desejada 918,70 mm), com ganho no controlador $K_a=4,00$, juntamente com a posição medida experimentalmente¹⁹. A velocidade é apresentada na Figura 9.21.

Alterando-se o ganho no controlador para $K_a=6,00$ e mantendo-se as mesmas condições do experimento anterior²⁰, obtém-se as Figuras 9.22 (Posição) e 9.23 (Velocidade).

¹⁷ O diagrama de blocos da Figura 6.8 foi obtido a partir do diagrama de blocos da Figura 6.7, que é adequado para descrever o sistema através de equações dinâmicas. A Figura 6.8 é adequada para descrever o sistema através da sua função de transferência.

¹⁸ O programa para simulação do modelo linear está apresentado no Anexo I.

¹⁹ Obtidos do mesmo experimento da Figura 9.1 e 9.2

²⁰ Agora os resultados experimentais são os mesmos dos apresentados nas Figuras 9.3 e 9.4

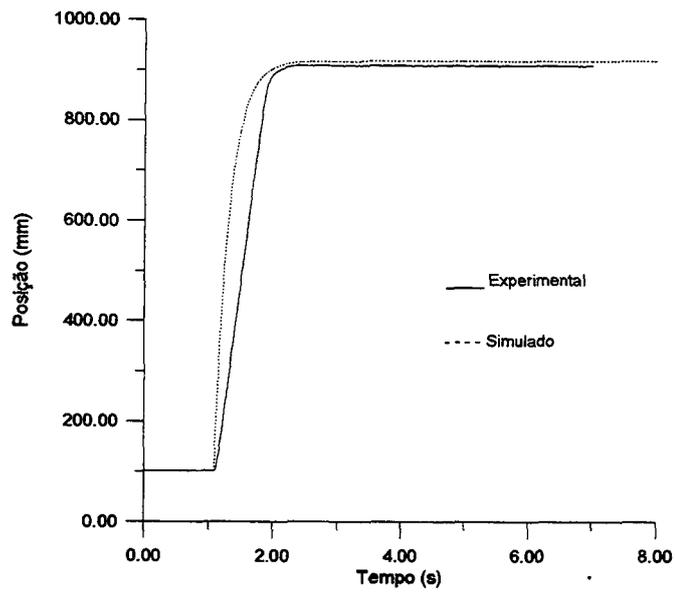


Figura 9.20 - Posição para o modelo linear e experimental com $K_a=4,00$ e degrau de 8 V.

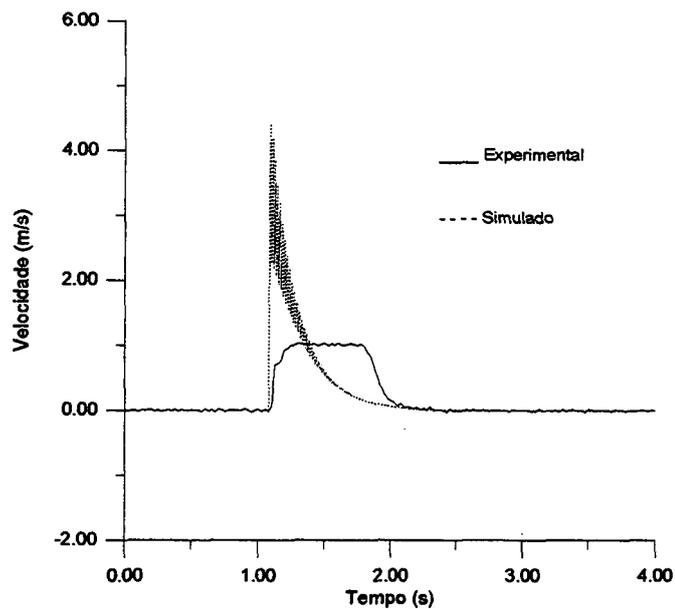


Figura 9.21 - Velocidade para o modelo linear e resultados experimentais, com $K_a=4,00$ e degrau de 8 V.

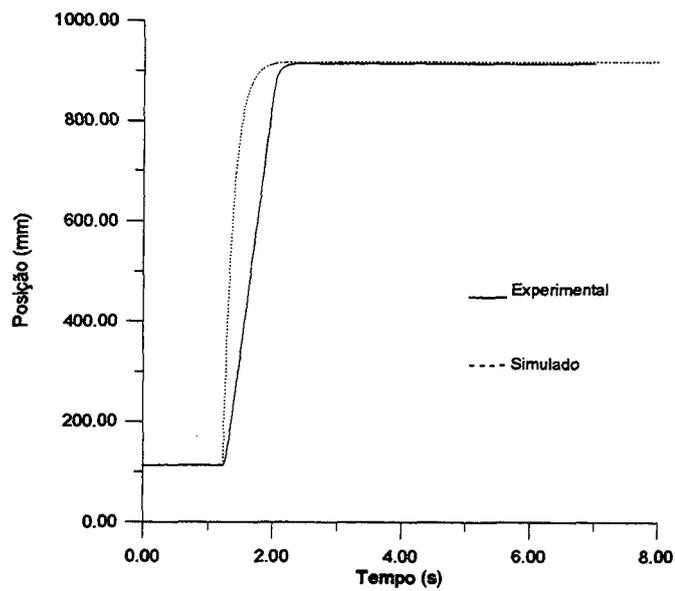


Figura 9.22 - Posição para o modelo linear e experimental com $K_a=6,00$ e degrau de 8 V.

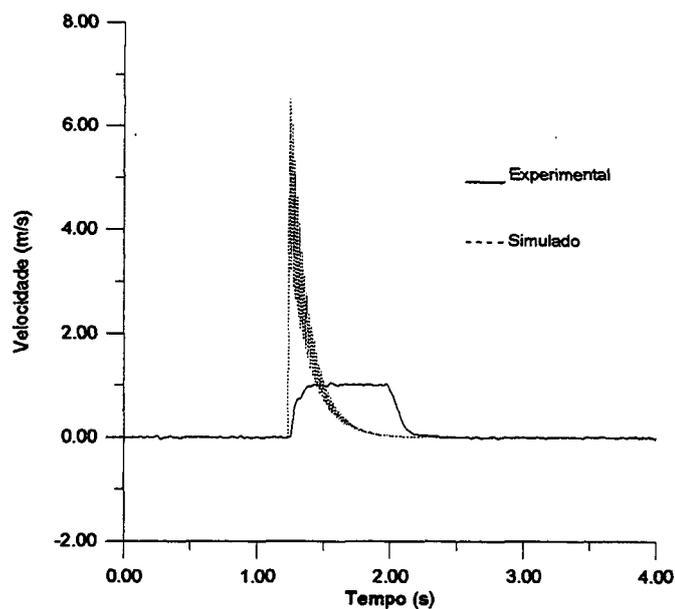


Figura 9.23 - Velocidade para o modelo linear e experimental com $K_a=6,00$ e degrau de 8 V.

9.4.3 - Análise dos resultados do modelo linear

Através da análise dos resultados da simulação linear e dos resultados experimentais, conclui-se que:

- O modelo linear apresenta resposta dinâmica mais rápida que a real e que os resultados da modelagem não linear, devido à modelagem linear no ganho de vazão e à ausência da saturação na válvula e cartela eletrônica;

- A velocidade obtida na simulação linear difere consideravelmente dos resultados experimentais devido à ausência da saturação na modelagem. O modelo não-linear descreve melhor a velocidade;

- O modelo linear é ainda adequado para o projeto do controlador, apesar de não representar o erro de regime permanente e apresentar resposta dinâmica mais rápida. A maior deficiência da modelagem linear é a não previsão do erro de regime permanente na posição causado pela zona morta na válvula.

9.5 - Alteração no modelo

Simplificando o modelo proposto no item 7.5 através da mudança na modelagem do ganho de vazão na válvula, manteve ainda com qualidade os resultados da simulação. O ganho de vazão da válvula é agora modelado linearmente, como no item

9.4, com $K_v.K_q = 8,333.10^{-5} \frac{m^3}{s.V}$. As demais não linearidades do modelo foram mantidas.

Simulando a mesma situação das Figuras 9.1 e 9.2, utilizando o modelo com ganho linear, obtém-se as Figuras 9.24 e 9.25, que apresentam também os resultados das medições experimentais para esta situação.

Alterando-se o ganho $K_a=6,00$ para o mesmo modelo e situação do experimento anterior, obtém-se as Figuras 9.26 e 9.27, que apresentam resultados experimentais e de simulação²¹.

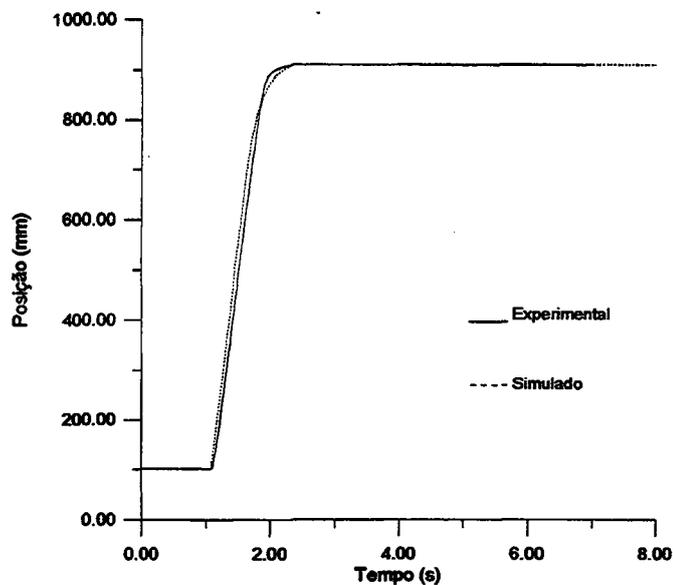


Figura 9.24 - Posição para $K_a=4,00$, degrau de 8 V para a válvula modelada com ganho linear.

²¹ O programa utilizado para a simulação do modelo não linear com alterações está apresentado no Anexo I.

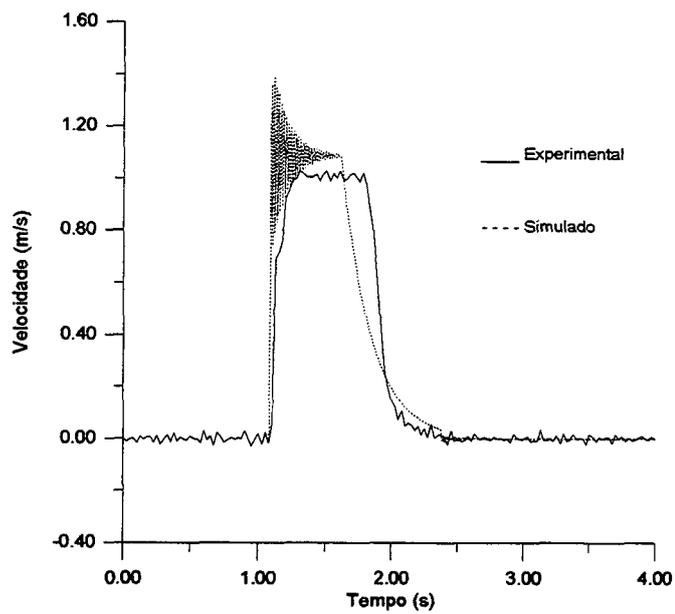


Figura 9.25 - Velocidade para $K_a=4,00$, degrau de 8 V para a válvula modelada com ganho linear.

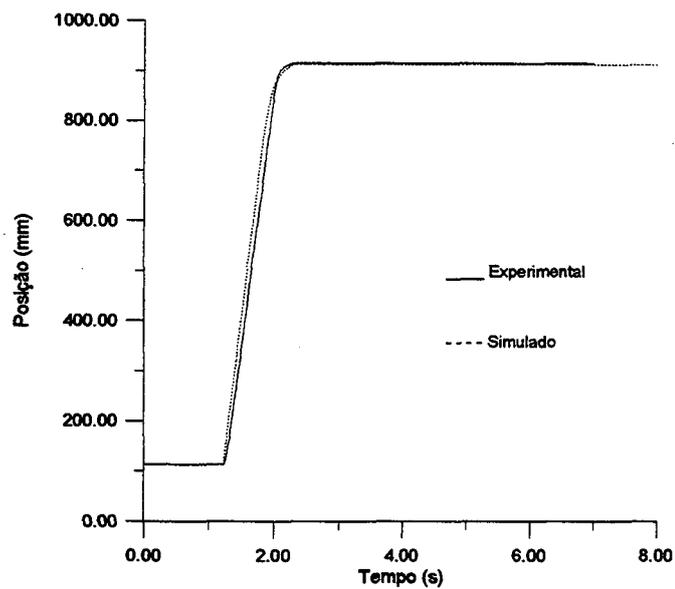


Figura 9.26 - Posição para $K_a=6,00$, degrau de 8 V para a válvula modelada com ganho linear.

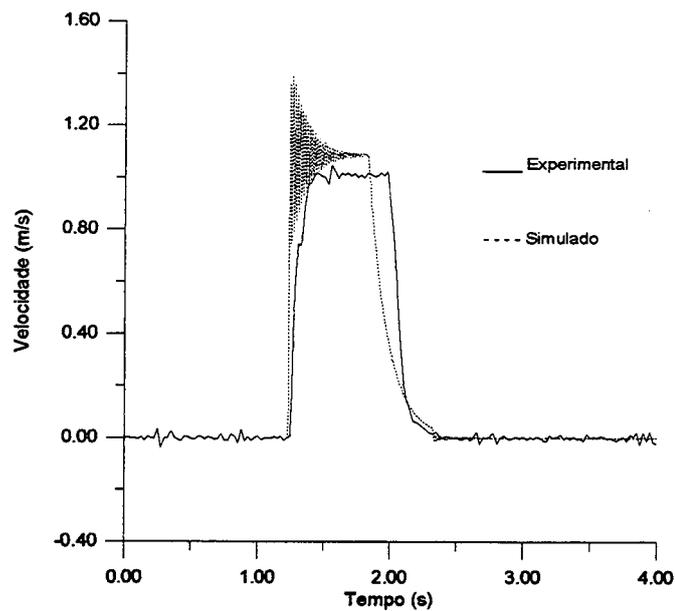


Figura 9.27 - Velocidade para $K_a=6,00$, degrau de 8 V para a válvula modelada com ganho linear.

Analisando-se o erro em regime permanente na posição, obtém-se a Tabela 7, que apresenta os valores das posições desejadas, posições finais atingidas no experimento e na simulação e o cálculo do erro em no posicionamento. Estas simulações foram realizadas com o ganho modelado linearmente.

Tabela 7 - Resultados da posição em regime permanente para o modelo simplificado

Amplitude de degrau (V)	Ganho K_a	Posição final desejada (mm)	Posição final simulada (mm)	Posição final experimental (mm)	Erro na posição final simulada (mm)	Erro na posição experimental (mm)
8	4	918,7	910,38	910,01	8,32	8,69
8	6	918,7	913,35	915,69	5,35	3,01
8	2	918,7	901,47	906,36	17,23	12,34
4	4	715,2	706,87	707,8	8,33	7,41
4	6	715,2	709,85	713,45	5,35	1,75

9.6 - Considerações sobre o amortecimento causado pelos vazamentos no cilindro

Analisando-se as curvas da velocidade obtidas experimentalmente, conclui-se que os resultados obtidos da simulação apresentam menor amortecimento (mais oscilação) que os resultados experimentais.

Simulando-se a mesma situação da Figura 9.2, agora com vazamentos no cilindro $C_F = 6,7 \cdot 10^{-12} \frac{\text{m}^3}{\text{s} \cdot \text{Pa}}$, obtém-se a Figura 9.28, juntamente com os resultados experimentais. Agora a forma da

curva simulada é bem mais próxima da experimental, apesar de ainda existirem oscilações.

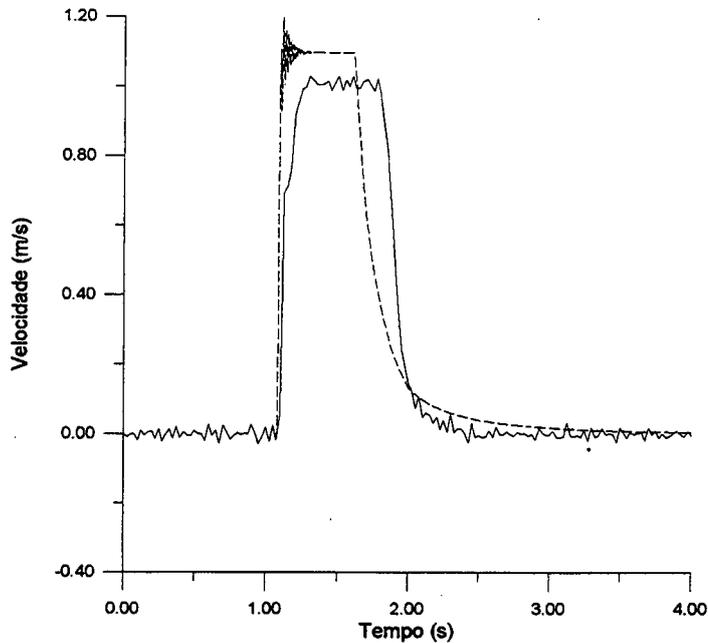


Figura 9.28 - Velocidade para $K_a=4,00$, degrau de 8 V e $P_s= 63$ bar, agora com $C_F=6,7.10^{-12} \frac{m^3}{s.Pa}$.

O coeficiente C_F é muito importante na modelagem pois influi diretamente no amortecimento do sistema, mas sua determinação é difícil, muitas vezes desencorajando a sua aplicação.

9.7 - Conclusões

A partir da análise dos resultados experimentais obtidos e comparação com os resultados da simulação do modelo proposto na seção 7.5, pode-se concluir que:

- O erro em regime permanente é razoavelmente bem previsto pelo modelo proposto na seção 7.5, com pequena melhoria se for utilizada a modelagem linear do ganho de vazão (Tabela 7);

- O modelo proposto na seção 7.5 representa adequadamente a dinâmica do sistema apesar dos resultados da simulação apresentarem tempo de subida maior que os resultados experimentais;

- Adotando-se ganho constante na válvula para simplificar o modelo, mas conservando-se a zona morta e a saturação, obteve-se ainda bons resultados.

- O modelo linear representa adequadamente o sistema, mas não prevê o erro em regime permanente e a velocidade medida difere consideravelmente da fornecida pela simulação.

10 - CONCLUSÃO

O estudo de modelos matemáticos para sistemas hidráulicos é importante para o seu projeto e desenvolvimento. Modelos de fácil aplicação são importantes como ferramenta para a seleção correta da válvula a ser usada no sistema.

As válvulas proporcionais eletro-hidráulicas são uma alternativa de menor custo e menor sensibilidade à contaminação que as tradicionais servoválvulas. O seu desenvolvimento tecnológico tornou possível aplicá-las em sistemas de controle em malha fechada. Cabe ao projetista analisar suas limitações e decidir se o desempenho final do sistema atende às suas necessidades. Este trabalho estuda as não linearidades e o peculiaridades das válvulas proporcionais, o que é necessário para o conhecimento das possibilidades deste tipo de válvula.

Na seção 7.5, após estudar os principais modelos lineares e não lineares disponíveis na literatura, apresenta-se um modelo não-linear para ser aplicado em um servomecanismo eletro-hidráulico controlado por válvula proporcional direcional. O modelo foi desenvolvido a partir de modelos lineares para sistemas utilizando servoválvulas e com a inclusão das não-linearidades na válvula, que foram o ganho de vazão não-linear, a zona morta e a saturação. A não-linearidade causada pela pressão na carga não foi incluída no modelo. A histerese também não foi considerada pois o sistema de controle de posição do carretel da válvula a reduz a apenas 0,3 %.

A parte experimental, necessária à validação do modelo teórico, mostrou que é possível construir-se um posicionador eletro-hidráulico com válvula proporcionais, com bons resultados dinâmicos, embora ocorra erro no posicionamento ocasionado por não-linearidades típicas da válvula.

O modelo apresentado na seção 7.5 representa adequadamente a dinâmica do sistema, inclusive prevendo razoavelmente bem o erro em regime permanente na posição causado pela zona morta na válvula proporcional. Modelos para sistemas utilizando servoválvulas podem ser empregados com sucesso em sistemas que usam válvulas proporcionais a partir da inclusão das não-linearidades mais importantes.

Os méritos do modelo situam-se na facilidade de aplicação, com parâmetros retirados de catálogos de fabricantes e consideração de não-linearidades importantes na modelagem de sistemas hidráulicos.

Há modelos disponíveis na literatura onde a obtenção dos parâmetros é muito difícil, desencorajando a sua aplicação. Outros autores fornecem apenas o diagrama de blocos do sistema, sem mencionar as equações diferenciais e a representação das não-linearidades necessárias à simulação computacional.

O modelo linear pode ser usado para o projeto do controlador, mas não prevê o erro em regime permanente na posição, além de fornecer uma curva para a velocidade significativamente diferente dos resultados experimentais.

Como sugestões para novos trabalhos, propõem-se que o posicionador tenha o seu desempenho analisado em um sistema com carga e sejam implementados novos tipos de controladores no posicionador eletro-hidráulico.

ANEXO I - PROGRAMAS DE SIMULAÇÃO DINÂMICA

I.I - Modelo não linear

```

continuous system vpbosf4

"Sistema não linear
"Pedro Luis Andrighetto
"26/02/1996

"Funcao de transferencia do transdutor de deslocamento:
" x (mm)=101.754*u1+2.91764

state x1 x2 x3 x4 x5 x11 x22
der dx1 dx2 dx3 dx4 dx5 dx11 dx22
"x11 e x22 sao apenas estados auxiliares
"Equacoes de estado

dx1=x2
dx2=sat*kq*wv*wv-2*tauv*wv*x2-x1*wv*wv
dx3=4*be*(x1 - kco*x3 - ap*x5)/vt
dx4=x5
dx5=(x3*ap - F - bc*x5)/mt

"Saturacao
erro=(u1-(x4-2.91764e-3)*kd)*ka
sinal= if erro <0 then -1 else 1
errol=abs(erro)
sat1= if errol>10 then 10 else errol
sat=sinal*sat1

"nao linearidade do ganho de vazao
u= (u1 - kd*(x4-2.91764e-3))*ka
"U e a tensao de entrada na valvula
uf=abs(u)
"Saturacao
ue=if uf>10 then 10 else uf
dx11=x22
dx22=wv*wv*(ue - 2*tauv*x22/wv - x11)
uel=x11
a=.3873*uel*uel + .5866*uel-.2528
b=4.625*uel-8.875
c=5.67*uel - 16.19
q=if uel<0.35 then 0 else (if uel<3 then a else (if uel<7
then b else c))

"Calculo do ganho de vazao

```

```

kq=if uel<0.35 then 0 else mult*q*1.667e-5/uel
posdes=.101754*U1+2.91764e-3
"Unidade de kq : m3/s/V

x3a=x3/1e5
x4a=x4*1000
"bar e mm
"Parametros das equacoes

be:10e8
" N/m2
ap:7.6576e-4
"cilindro Rexroth 40 mm x 25 mm
" m2
vt:9.5583e-4
" m3
mt:20.66
" kg
bc:316.165
" Ns/m
kco:1.333e-13
" m3/s/Pa
kd:9.82762
" V/m
wv:266.67
" rad/s
tauv:1.0
ka:2
ul:5
" V
f:0
" N e a forca de perturbacao
mult:1.25
end

```

I.II - Modelo não linear com modificações

```

continuous system vpbosf4a

"Modelo não linear com modificações
"Pedro Luis Andrighetto
"26/02/1996

"Funcao de transferencia do transdutor de deslocamento:
" x (mm)=101.754*u1+2.91764

state x1 x2 x3 x4 x5 x11 x22
der dx1 dx2 dx3 dx4 dx5 dx11 dx22
"x11 e x22 sao apenas estados auxiliares
"Equacoes de estado

```

```

dx1=x2
dx2=sat*kq*vw*vw-2*tauv*vw*x2-x1*vw*vw
dx3=4*be*(x1 - kco*x3 - ap*x5)/vt
dx4=x5
dx5=(x3*ap - F - bc*x5)/mt

"Saturacao
erro=(u1-(x4-2.91764e-3)*kd)*ka
sinal= if erro <0 then -1 else 1
errol=abs(erro)
sat1= if errol>10 then 10 else errol
sat=sinal*sat1

"nao linearidade do ganho de vazao
u= (u1 - kd*(x4-2.91764e-3))*ka
"U e a tensao de entrada na valvula
uf=abs(u)
"Saturacao
ue=if uf>10 then 10 else uf
dx11=x22
dx22=vw*vw*(ue - 2*tauv*x22/vw - x11)
uel=x11
posdes=.101754*U1+2.91764e-3

"Calculo do ganho de vazao
kq=if uel<0.35 then 0 else 8.333e-5

"Unidade de kq : m3/s/V

x3a=x3/1e5
x4a=x4*1000
"bar e mm
"Parametros das equacoes

be:10e8
" N/m2
ap:7.6576e-4
"cilindro Rexroth 40 mm x 25 mm
" m2
vt:9.5583e-4
" m3
mt:20.66
" kg
bc:316.165
" Ns/m
kco:1.333e-13
" m3/s/Pa
kd:9.82762
" V/m
vw:266.67

```

```

"      rad/s
tauv:1.0
ka:2
u1:5
"      V
f:0
"      N      e a forca de perturbacao
end

```

I.III - Modelo linear

```

continuous system vpboschl

"Sistema LINEAR
"PEDRO LUIS ANDRIGHETTO
"26/02/1996

state x1 x2 x3 x4 x5
der dx1 dx2 dx3 dx4 dx5

"Equacoes de estado

dx1=x2
dx2=(U1-(x4-2.91764e-3)*kd)*ka*kq*vw*vw-2*tauv*vw*x2-x1*w
v*vw
dx3=4*be*(x1 - kco*x3 - ap*x5)/vt
dx4=x5
dx5=(x3*ap - bc*x5)/mt

x3a=x3/1e5
x4a=x4*1000

"Parametros das equacoes

be:10e8
"      N/m2
ap:7.6576e-4
"      m2
vt:9.5583e-4
"      m3
mt:20.66
"      kg
bc:316.165
"      Ns/m
kco:1.333e-13
"      m3/s/Pa
kd:9.82762
"      V/m
vw:266.67
"      rad/s

```

```
tauv:1
ka:4
u1:9
"      V
kq:8.333E-5
"Vazao max da bomba para 10 V sobre a valvula = 8.333e-4
m3/s
"      m3/s/V
end
```

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ANDERSON, Wayne R. .**Controlling electrohydraulic systems**.
1.ed. New York : Marcel Dekker, 1988.
- AU, Burton K. . Closing the loop on hydraulic control.
Machine Design, Cleveland, v.66, n.18, p.93-97, Sept.
1994a.
- _____. Digital hydraulics enhance control. **Machine Design**,
Cleveland, v.66, n.20, p.63-67, Oct. 1994b.
- BANGERT, Hans. Update on proportional valve performance.
Hydraulics & Pneumatics, Cleveland, v.45, n.6, p.41-46,
June 1992.
- BARTOS, Frank J. . Proportional directional valves
approach servo-like performance. **Control Engineering**,
New York, v.39, n.12, p.52-53, Oct. 1992.
- BEERCHECK, Richard C. . Electrohydraulic valves: key links
between electronic brains and hydraulic brawn. **Machine
Design**, Cleveland, v.57, n.2, p.56-58, Jan. 1985.
- BOLLMANN, Arno. Estabilidade de um servomecanismo
eletrohidráulico. **Jornal ABHP**, São Paulo, n.42, p.6-9,
1985.
- BOLLMANN, Arno; ANDRIGHETTO, Pedro Luís. Modelagem de
válvulas proporcionais hidráulicas. In: XII CONGRESSO
BRASILEIRO E II CONGRESSO IBERO AMERICANO DE ENGENHARIA
MECÂNICA. (1995 : Belo Horizonte). **Anais...** Belo

Horizonte : ABCM - Associação Brasileira de Ciências Mecânicas, 1995. CD ROOM.

CAPUTO, D. . Electrohydraulic proportional valves increase system efficiency. **Hydraulics & Pneumatics**, Cleveland, v.47, n.11, p.41-42, Nov. 1994.

CARD G. A.; PARKER, D. W.. Electro-hydraulic servo valves. **Engineering**, June, 1984.

CHUA, L. O.; STROMSMOE, K. A..Lumped circuit models for nonlinear inductors exhibiting hysteresis loops. **IEEE Transactions on Circuit Theory**, New York, v.CT-17, n.4, p.564-574, 1970.

CHUA, L. O.; BASS, S. C.. A generalized hysteresis model. **IEEE Transactions on Circuit Theory**, New York, v.CT-19, n.1, p.36-48, 1972.

CULLMAN, Jeff. Electrohydraulic digital motion control comes of age. **Control Engineering**, New York, v.42, n.6, p.73-78, May 1995.

DE CLERQ, Roland. Electro-hydraulic control system to optimize efficiency of a windgenerator. In: 10th INTERNATIONAL CONFERENCE ON FLUID POWER - THE FUTURE FOR HYDRAULICS (1993 : Brugge, Belgium). **Anais...** London : Mechanical Engineering Publications Limited, 1993. p.65-85.

DE NEGRI, Victor Juliano. **Modelagem de servomecanismos hidráulicos e simulação de um servomecanismo**

mecânico-hidráulico. Florianópolis, 1987. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina.

_____. **Estudo do comportamento dinâmico de sistemas hidráulicos.** Florianópolis : Fundação do Ensino da Engenharia em Santa Catarina - Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos - LASHIP - UFSC, 1988.

DE NEGRI, Victor Juliano; MARCONDES, Francisco; BOLLMANN, Arno. Experimentação e análise de uma válvula proporcional tipo elemento lógico. In: 9º SEMINÁRIO DE INSTRUMENTAÇÃO (1991 : Rio de Janeiro). **Anais...** Rio de Janeiro : Instituto Brasileiro do Petróleo, 1991. p.87-98.

DORF, Richard C.. **Modern control systems.** 5.ed. Reading, Massachusetts: Addison-Wesley Publishing Company, 1990.

FRANKENFIELD, Tom; STAVROU, Paul. Developing trends in hydraulics tied to electronic controls. **Control Engineering**, New York, v.40, n.5, p.62-66, Apr. 1993.

FRANKLIN, Gene F.; POWELL, J. David; EMAMI-NAEINI, Abbas. **Feedback control of dynamic systems.** 1.ed. Reading, Massachusetts : Addison-Wesley Publishing Company, 1986.

- GRAEBERT, Eric. Electrohydraulics: motion control alternative for today and tomorrow. **Control Engineering**, New York, v.38, n.2, p.66-73, Feb. 1991.
- HARDWICK, D. R. . Understanding proportional solenoids. **Hydraulics & Pneumatics**, Cleveland, v.37, n.8, p.58-60, Aug. 1984.
- HENKE, Russ. Proportional hydraulic valves offer power, flexibility. **Control Engineering**, New York, v.28, n.4, p.68-71, Apr. 1981.
- _____. Proportional valves are versatile. **Hydraulics & Pneumatics**, Cleveland, v.37, n.4, p.62-65, June 1984.
- _____. All-fluid or electrofluid - that is the question. **Control Engineering**, New York, v.34, n.6, p.63-67, June 1987.
- IKEO, S.; TAKAHASHI, T.; TAKAHASHI, K.; Application of the adaptive control theory to the electrohydraulic servo system including proportional control valve. In: THE THIRD SCANDINAVIAN INTERNATIONAL CONFERENCE ON FLUID POWER (1993 : Linköping, Sweden). **Anais...**, Linköping : Linköping University, 1993, p.175-192.
- INOUE, R. . Contaminant effects: look what happens to proportional valves. **Hydraulics & Pneumatics**, Cleveland, v.37, n.11, p.156-159, Nov.1984.

- INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **Fluid Power systems and components - Nominal pressures - International standart ISO 2944.** Switzerland, 1974.
- _____. **Hydraulic Fluid Power - Servovalves - Test methods - International standart ISO 6404.** Switzerland, 1985.
- JACOBS, E. . Proportional valves: versatile additions to the designer's arsenal. **Hydraulics & Pneumatics**, Cleveland, v.44, n.9, p.32-38, Sept.1991.
- KREIDER, Donald; KULLER, Robert C.; OSTBERG, Donald R.; PERKINS, Fred W. . **Introdução à análise linear - equações diferenciais lineares, v.1** . 1.ed. Rio de Janeiro : Ao Livro Técnico S. A., 1972.
- KUO, Benjamim C.. **Sistemas de controle automático.** 4.ed. Rio de Janeiro: Prentice/Hall do Brasil, 1985.
- LAI, Jiing-Yih; CHEN, Yuan-Rong. Adaptive flow rate control of a hydraulic proportional valve. **JSME International Journal**, Tokyo, v.35, n.4, Series III, p.582-590, Dec.1992.
- MANNESMANN REXROTH GMBH. **Treinamento hidráulico, volume 2.** São Paulo : Centro de Treinamento Rexroth, 1987.
- _____. **Hydrostatic drives with control of the secondary unit - The hydraulic trainer - Volume 6.** Lohr am Main: Mannesmann Rexroth Gmbh, 1989.
- MARCHIS, V.; VATTA, F.. A numerical approach on the combined viscous and Coulumb friction motion. **Mechanism**

- and Machine Theory**, Great Britain, v.20, n.3, p.171-180, 1985.
- MATTEN, Nicholas. Measures to significantly improve the dynamics of proportional directional valves. In: THE THIRD SCANDINAVIAN INTERNATIONAL CONFERENCE ON FLUID POWER (1993 : Linköping, Sweden). **Anais...**, Linköping : Linköping University, 1993, p.177-197.
- MERRIT, Herbert E. **Hydraulic control systems**. 1.ed. New York : John Wiley & Sons, 1967.
- NIEMAS JR., F. J. . Understanding servovalves and using them properly. **Hydraulics & Pneumatics**, Cleveland, v.30, n.10, p.152-157, Oct.1977a.
- _____. Understanding servovalves and using them properly. **Hydraulics & Pneumatics**, Cleveland, v.30, n.11, p.75-79, Nov.1977b.
- _____. Understanding servovalves and using them properly. **Hydraulics & Pneumatics**, Cleveland, v.30, n.12, p.72-76, Dec.1977c.
- MOOG INC. **Type 30 flow control servovalves**. New York, [19--]. Nota de catálogo.
- NOWICKI, H.; OLIVETO, C. . Solenoids link electronics to hydraulics. **Hydraulics & Pneumatics**, Cleveland, v.47, n.5, p.33-35, May 1994.
- OGATA, Katsuhiko. **Engenharia de controle moderno**. 1.ed. Rio de Janeiro : Editora Prentice/Hall do Brasil, 1982.

PIETOLA, M. T. ; VILENIUS, M. J. . The effect of a control valve on position servo characteristics. **Power International**, England, v.32, n.375, p.69-71, Mar.1986.

_____. Velocity feedback improves performance of flexible position control servos. **Power International**, England, v.34, n.393, p.50-52, Mar. 1988.

_____. Theoretical and experimental study of the effect of varying load on the dynamics of a P, MRC or P+PID/x controlled electrohydraulic position servo system. **Proc. Instn. Mech. Engrs. Part C: Journal of Mechanical Engineering Science**, England, v.203, p.267-274, 1989.

_____. Sensitivity of a position servo system to variations in the constructive parameters in transient and steady state. **Mechanism and Machine Theory**, Great Britain, v.26, n.3, p.261-274, 1991.

REXROTH HIDRÁULICA LTDA.. **Catálogo geral**. Diadema: Rexroth Hidráulica Ltda., 1982. Nota de catálogo.

ROBERT BOSCH GMBH. **Electrohydraulic proportional valves and closed loop control valves - theory and applications**. Stuttgart, 1989.

_____. **Proportional control valves without/with integrated amplifier - NG 6,10**. Stuttgart, 1992. Nota de catálogo.

ROBERT BOSCH GMBH STUTTGART. **Hydraulic servo cylinder**. Stuttgart, 1994. Nota de catálogo.

- SHEARER, J. L..Digital simulation of a Coulumb-damped hydraulic servosystem. **Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control**, New York, v.105, n.4, p.215-221, Dec.1983.
- SHIMOO, S. . **Proportional valves - JICA Training Course "Oil Hydraulic and its Applications**. Japan : JICA, 1992.
- SSPA SYSTEMS. **Simnon for windows**. Sweden, 1993. Nota de catálogo.
- STRINGER, John. **Hydraulic systems analysis - an introduction**. 1.ed. London: The Macmillan Press Ltd., 1976.
- SUGITA, Koreyoshi; TANAKA, Kazumi. High accuracy sensor equipped high precision positioning cylinder. **Techno Japan**, Tokyo, v.27, n.1, Jan.1994.
- TANAKA, Hirohisa. Fluid power control technology - present and near future. **JSME International Journal**, Tokyo, v.37, n.4, Dec. 1994.
- THOMPSON, B. V. .Proportional control techniques. **Power International**, England, v.33, n.385, Jan. 1987
- TONYAN, Michael J.. **Electronically controlled proportional valves**. 1. ed. New York : Marcel Dekker, 1985.
- VALDO, Mario Fernando. Entendendo e usando a malha fechada em sistemas hidráulicos. In: II SEMINÁRIO NACIONAL DE HIDRÁULICA E PNEUMÁTICA (1994 : São Paulo). **Anais...**

- São Paulo : Associação Brasileira de Hidráulica e Pneumática, 1994, p.1-12.
- VAUGHAN, N. D.; GAMBLE, J. B. . The modelling and simulation of a proportional solenoid valve. In: WINTER ANNUAL MEETING (1990 : Dallas). **Anais ...** New York: The American Society of Mechanical Engineers, 1990, paper 90-WA/FPST-11.
- VILENIUS, M. J.; VIVALDO, T. K. . The effect of nonlinearities on the dynamic characteristics of an electrohydraulic servovalve. **Power**, England, v.22, n.281, p.419-423, Nov.1976.
- VIRTANEN, A. . The design of state controlled hydraulic position servo system. In: THE THIRD SCANDINAVIAN INTERNATIONAL CONFERENCE ON FLUID POWER (1993 : Linköping, Sweden). **Anais...**, Linköping : Linköping University, 1993, p.193-206.
- VUKOBRATOVIC, M.; KATIC, D.; POTKONJAK, V.. Computed-assisted choice of electrohydraulic servosystems for manipulation robots using complete mathematical models. **Mechanism and Machine Theory**, Great Britain, v.22, n.5, p.431-439, 1987.
- WARNER, Tony H.; KING-UNDERWOOD, Roy. Understanding electro-hydraulics in fluid power technology. **Power**, England, v.31, n.361, p.12-15, Jan.1985.