

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

**ANÁLISE TEÓRICO-EXPERIMENTAL DO COMPORTAMENTO DAS PRESSÕES
EM POSICIONADORES HIDRÁULICOS**

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

RODRIGO SZPAK

Florianópolis, Novembro de 2008.

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

**ANÁLISE TEÓRICO-EXPERIMENTAL DO COMPORTAMENTO DAS PRESSÕES
EM POSICIONADORES HIDRÁULICOS**

RODRIGO SZPAK

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA

sendo aprovada em sua forma final.

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

Prof. Eduardo Alberto Fancello, D. Sc. – Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Prof. Edson Roberto De Pieri, Dr.

Prof. Irlan von Linsingen, Dr. Educ.

Prof. Vicente de Paulo Nicolau, Dr.

A Deus e a minha família

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais Pedro e Maria, as minhas irmãs Carla e Ana Paula, pelo apoio e carinho.

À minha namorada Bruna, pela força e carinho nesta etapa final.

Ao meu orientador Victor De Negri por tudo o que me ensinou durante o decorrer desta dissertação e por toda amizade demonstrada.

Aos amigos e colegas da Universidade Federal de Santa Catarina, principalmente à “família” LASHIP, pela amizade, ajuda, incentivo e paciência durante o desenvolvimento deste trabalho.

Aos meus companheiros de LASHIP, Alisson Dalsasso, Henri Belan, Irving Muraro, José Roberto, Yesid Asaff, e ao Cristian, pelo desenho da bancada no Solidworks, e a todos os outros amigos que me ajudaram neste projeto com idéias.

Aos meus familiares e amigos(as) de Medianeira e Florianópolis que de certa forma me ajudaram a atravessar mais essa etapa da minha vida.

Ao CNPq – Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico pela bolsa cedida e incentivo ao desenvolvimento da pesquisa acadêmica.

À Universidade Federal de Santa Catarina pela oportunidade de crescimento pessoal e profissional.

SUMÁRIO

Lista de Figuras	viii
Lista de Tabelas	v
Simbologia.....	xii
Resumo	xviii
Abstract	xviii
1. Introdução.....	18
1.1. Contextualização.....	18
1.2. Objetivos.....	19
1.2.1. Objetivo principal.....	19
1.2.2. Objetivos específicos	19
1.3. Justificativas	20
1.4. Metodologia	21
1.5. Estrutura do trabalho	22
2. Sistemas hidráulicos	23
2.1. Introdução.....	23
2.2. Atuadores hidráulicos	254
2.2.1. Cilindros hidráulicos de dupla ação.....	24
2.3. Válvulas de controle contínuo direcionais (VCCD)	26
2.3.1. Características das válvulas de controle contínuo direcionais	27
2.3.2. Válvulas simétricas e assimétricas	30
2.4. Concepções usuais do sistema de atuação	33
2.4.1. Cilindro simétrico de dupla ação + válvula proporcional simétrica de 4 vias	34
2.4.2. Válvula proporcional de 3 vias + cilindro assimétrico de dupla ação	35
2.4.3. Válvula proporcional assimétrica de 4 vias + cilindro assimétrico de dupla ação	36
2.5. Considerações finais.....	37
3. Modelagem do sistema de atuação	38
3.1. Cilindros hidráulicos	41
3.1.1. Forças atuantes (equação do movimento)	41
3.1.2. Equação da vazão em cilindros (equação da continuidade).....	44
3.2. Válvulas de controle contínuo	48
3.2.1 Válvula carretel de 4 vias	48
3.2.2 Equação do movimento	50
3.2.3 Equação da vazão de controle.....	50
3.2.4 Coeficiente de vazão da válvula.....	51
3.2.5 Modelos da equação da vazão na válvula com vazamento.....	54

3.3. Modelagem dos Dutos	57
3.3.1. Equação da continuidade do duto	61
3.3.2. Equação da continuidade da câmara do cilindro	61
3.3.3. Conservação da energia: perda de carga em tubulações	62
3.3.4. Equação da aceleração do fluido em dutos.....	64
3.3.5. Massa efetiva do fluido	67
3.4. Considerações finais.....	67
4. Aparato experimental.....	69
4.1. Bancada de estudo	69
4.2. Bancada de trabalho	70
4.2.1. Sistema de carregamento	77
4.2.2. Molas	77
4.3. Levantamento de parâmetros	78
4.3.1. UPCH.....	79
4.3.2. Válvulas direcionais proporcionais	79
4.3.3. Cilindros	79
4.3.4. Transdutor de posição	80
4.4. Coeficiente de atrito viscoso variável	80
4.4.1. Modelo de coeficiente de atrito viscoso variável.....	80
4.4.1.1. Cilindros simétricos	82
4.4.1.2. Cilindros assimétricos	84
4.5. Levantamento da perda de carga (C).....	87
4.5.1. Determinação do coeficiente de perda de carga nos dutos.....	87
4.5.2. Determinação do coeficiente de perda de carga mangueira	88
4.6. Conclusões	89
5. Análise dos resultados.....	90
5.1. Validação do modelo não-linear com massa aparente.....	90
5.2. Condições críticas das pressões nas câmaras do cilindro	94
5.2.1. Válvula simétrica com cilindro simétrico de dupla ação	97
5.2.2. Válvula assimétrica com cilindro simétrico de dupla ação	106
5.2.3. Válvula simétrica com cilindro assimétrico de dupla ação	111
5.2.4. Válvula assimétrica com cilindro assimétrico de dupla ação	115
5.3. Comparação dos resultados da simulação entre diferentes concepções de válvulas e cilindros	118
5.3.1. Válvula simétrica e válvula assimétrica com cilindro assimétrico.....	118
5.3.2. Válvula simétrica e válvula assimétrica com cilindro simétrico	119
5.4. Considerações finais.....	121

6.Conclusão.....	123
Referências Bibliográficas	1224
Apêndice A – Especificações dos componentes utilizados	127
A.1. UPCH	127
A.2. VXI	128
A.3. Válvula Servosolenóide OBE (Eletrônica embarcada)	128
A.4. Válvula proporcional direcional, diretamente operada, com feedback elétrico de posição	129
A.5. Cilindro hidráulico simétrico	131
A.6. Cilindro hidráulico assimétrico	131
A.7. Experimentos do modelo de atrito viscoso variável	132
A.7.1. Cilindro hidráulico simétrico	132
A.7.2. Cilindro hidráulico assimétrico	133
A.8. Transdutor de posição	134
A.9. Transmissor de pressão	134
Apêndice B – Sistema de carregamento.....	135
B.1. Características construtivas da mola e da sua estrutura de fixação	135
B.2. Características construtivas da estrutura de fixação da mola.	136
Apêndice C – Parâmetros do modelo usados na simulação	138

LISTA DE FIGURAS

Figura 2. 1 - Estrutura básica de um circuito hidráulico (adaptado de BOSCH (1989)).....	24
Figura 2. 2 - Cilindros hidráulicos de dupla ação (a), (d) Simétricos e (b), (e) Assimétricos.	26
Figura 2. 3 – Forças de atrito em componentes hidráulicos (DE NEGRI, 2001).	27
Figura 2. 4 – Tipos de válvulas (a) 2 vias, (b) 3 vias, (c) 4 vias.....	28
Figura 2. 5 – Queda de pressão por par de vias ou total (a) $x^{VP} > 0$, (b) $x^{VP} < 0$	29
Figura 2. 6 – Tipos de centro em válvulas direcionais (DE NEGRI, 2007)	30
Figura 2. 7 - Tipos de centro em válvulas direcionais 4/3, (a) Centro aberto, (b) Centro fechado.....	31
Figura 2. 8 – Tipos de orifícios em válvulas direcionais, (a) Orifícios simétricos, (b) Orifícios casados (DE NEGRI, 2007).....	32
Figura 2. 9 - Figura esquemática válvula proporcional simétrica de 4/3 (REXROTH, 2007)	33
Figura 2. 10 – Válvula proporcional direcional assimétrica de 4/3 (REXROTH, 2007)	33
Figura 2. 11 – Gráficos de curva de vazão para válvula (a) Simétrica, (b) Assimétrica.....	34
Figura 2. 12 - Interconexão dos elementos do sistema (adaptado de WATTON (1989)).....	34
Figura 2. 13 – Controle de posição com válvula de 4 vias simétrica e cilindro simétrico de dupla ação (adaptado de DE NEGRI et al, 2004).	36
Figura 2. 14 – Controle de posição com válvula de 3 vias e cilindro assimétrico (adaptado de DE NEGRI et al, 2004).	37
Figura 2. 15 – Controle de posição com válvula de 4 vias assimétrica e cilindro assimétrico (adaptado de DE NEGRI et al, 2004).....	38
Figura 3. 1 - Modelo do sistema de atuação	39
Figura 3. 2 - Diagrama de blocos do modelo não linear com vazamento.....	41
Figura 3. 3 - Forças atuantes no cilindro.....	42
Figura 3. 4 - Diagrama de blocos da equação do movimento (segunda lei de Newton).....	44
Figura 3. 5 – Cilindro de haste passante simétrico de dupla ação	45
Figura 3. 6 – Cilindro assimétrico de dupla ação	46
Figura 3. 7 - Diagrama de blocos da equação da continuidade câmara A	48
Figura 3. 8 - Diagrama de blocos da equação da continuidade câmara B	48
Figura 3. 9 – Válvula carretel de 4 vias com 3 ressaltos (DE NEGRI, 2001).....	49
Figura 3. 10 - Válvula carretel de 4 vias com 4 ressaltos (DE NEGRI, 2001).....	49
Figura 3. 11 – Curva da Vazão - Tensão da válvula assimétrica (BOSCH REXROTH, 2007).	52
Figura 3. 12 – Diagrama de blocos da equação da vazão na câmara A da válvula considerando vazamento interno	56

Figura 3. 13 – Diagrama de blocos da equação da vazão na câmara B da válvula considerando vazamento interno.....	57
Figura 3. 14 – Diagrama esquemático dos dutos A e B entre válvula e cilindro.....	59
Figura 3. 15 – Diagrama de blocos Subsistema Hidráulico.....	60
Figura 3. 16 - Diagrama de blocos da equação da continuidade da câmara A do duto.....	61
Figura 3. 17 - Diagrama de blocos do coeficiente de perda de carga dos dutos (a) A e (b) B.....	63
Figura 3. 18 - Diagrama esquemático da aceleração da massa nos dutos A e B.....	64
Figura 3. 19 - Diagrama de blocos da equação da aceleração no duto A.....	66
Figura 4. 1 – Plataforma de Hidráulica Proporcional (RAMOS FILHO, 2006)I.....	68
Figura 4. 2 – Bancada de estudos com dutos.....	69
Figura 4. 3 – Bancada de estudos com mangueiras.....	70
Figura 4. 4 - Exemplo circuito hidráulico utilizado na bancada de estudos CS+VS (a) Diagrama esquemático, (b) Diagrama funcional.....	70
Figura 4. 5 – Exemplo circuito hidráulico utilizado na bancada de estudos CD+VA (a) Diagrama esquemático, (b) Diagrama funcional.....	71
Figura 4. 6 - Circuito elétrico para aquisição de sinais.....	74
Figura 4. 7 – Circuito elétrico para alimentação dos transmissores de pressão.....	74
Figura 4. 8 – Sistema de carregamento com pré-carga na mola.....	75
Figura 4. 9 – Bancada de Estudos para sistemas de posicionamento hidráulico.....	76
Figura 4. 10 - Trajetórias do modelo de atrito (MACHADO, 2003).....	79
Figura 4. 11 – Coeficiente de atrito viscoso variável x velocidade experimental do cilindro simétrico.....	80
Figura 4. 12 – Mapa estático do atrito para o cilindro simétrico.....	81
Figura 4. 13 – Coeficiente de atrito viscoso variável x velocidade experimental do cilindro assimétrico.....	82
Figura 4. 14 – Mapa estático do atrito para o cilindro assimétrico.....	83
Figura 4. 15 - Modelo do atrito dos cilindros.....	84
Figura 4. 16 - Desenho esquemático perda de carga duto experimental.....	85
Figura 5.1 – Respostas com modelo não linear massa efetiva x massa aparente 1,75m (a) CS+VS, (b) CS+VA.....	89
Figura 5.2 – Respostas com modelo não linear com massa efetiva x massa aparente duto 1,75m (a) CD+VS e (b) CD+VA.....	90
Figura 5.3 – Respostas com modelo não linear com massa efetiva x massa aparente duto 6m (a) CS+VS, (b) CS+VA.....	91

Figura 5.4 – Respostas com modelo não linear com massa efetiva x massa aparente duto 6m (a) CD+VS e (b) CD+VA.	91
Figura 5.5 – Movimento de avanço e retorno do cilindro, aceleração e os comportamentos das pressões nas câmaras do cilindro (a) avanço (b) retorno.....	93
Figura 5.6 – Resposta do sistema real com mangueiras x modelo não linear simulado com mangueiras para CS+VS. (a) Posição, (b) Pressão e (c) Ampliação das pressões	96
Figura 5.7 – Resposta do sistema real com dutos x modelo não linear simulado com dutos para CS+VS. (a) Posição, (b) Pressão e (c) Ampliação das pressões.....	97
Figura 5.8 – Respostas do sistema real com dutos x modelo não linear simulado com dutos para CS+VS. (a) Pré-carga nula, (b) Fpré-carga 643N e (c) Fpré-carga 965N.....	99
Figura 5.9 – Resposta do sistema real com massa aparente para CS+VS. (a) Pré-carga nula, (b) Fpré-carga 643N e (c) Fpré-carga 965N.....	101
Figura 5.10 – Resposta do sistema real com massa aparente para CS+VS. (a) Posição (b) Pressão (c) Ampliação das pressões entre 1,86 e 1,95s (d) Ampliação das pressões entre 1,88 e 1,89s.....	102
Figura 5.11 – Resposta do modelo não linear simulado com as três diferentes molas sem pré-carga para CS+VS. (a) Posição (b) Pressão (c) Ampliação posição retorno (d) Ampliação das pressões retorno.	103
Figura 5.12 – Resposta do modelo não linear simulado com as três diferentes molas com pré-carga de 262N para CS+VS (a) Posição (b) Pressão (c) Ampliação posição retorno (d) Ampliação das pressões retorno.	103
Figura 5.13 – Resposta do sistema real com dutos x modelo não-linear simulado com dutos para CS+VA. (a) Posição (b) Pressão	105
Figura 5.14 – Resposta do modelo não linear simulado com dutos com as três diferentes molas para CS+VA. (a) Posição (b) Pressão (c) Ampliação das pressões entre 1,9 e 2,6s.....	106
Figura 5.15 – Resposta do modelo não linear simulado com massa aparente para CS+VA. (a) Posição (b) Pressão (c) Ampliação das pressões entre 1,9 e 2,6s.....	107
Figura 5.16 – Resposta do modelo não linear simulado com massa aparente para CS+VA. (a) Posição (b) Pressão.....	107
Figura 5.17 – Resposta do sistema real com mangueiras x modelo não linear simulado com mangueiras para CD+VS. (a) Posição (b) Pressão.....	109
Figura 5.18 – Resposta do sistema real com dutos x modelo não-linear simulado com dutos para CD+VS. (a) Posição (b) Pressão	110
Figura 5.19 – Resposta do modelo não linear simulado com dutos com as três diferentes molas para CD+VS. (a) Posição (b) Pressão (c) Posição no avanço e (d) Pressão no avanço.....	111

Figura 5.20 – Resposta do modelo não linear simulado com massa aparente para CD+VS. (a) Posição e Pressão no avanço (b) Posição e Pressão no retorno.	112
Figura 5.21 – Resposta do sistema real com dutos x modelo não-linear simulado com dutos para CD+VA. (a) Posição (b) Pressão	113
Figura 5. 22 – Resposta do modelo não linear simulado com dutos com as três diferentes molas para CD+VA. (a) Posição (b) Pressão (c) Ampliação da pressão entre 1,9 e 2,5s.	114
Figura 5.23 – Resposta do modelo não linear simulado com massa aparente para CD x VA. (a) Posição (b) Pressão (c) Ampliação da pressão entre 1,9 e 2,5s.	115
Figura 5.24 – Resposta do modelo não linear comparação CD+VS x CD+VA. (a) Posição (b) Pressão (c) Posição no retorno e (d) Pressão no retorno.	116
Figura 5. 25 – Resposta do modelo não linear comparação CD+VS x CD+VA. (a) Avanço (b) Retorno.....	117
Figura 5.26 – Resposta do modelo não linear comparação CS+VS x CS+VA. (a) Avanço (b) Retorno.....	118
Figura 5.27 – Resposta do modelo não linear comparação CS+VS x CS+VA. (a) Posição (b) Pressão (c) Ampliação da pressão entre 2 e 2.3s	119

APÊNDICE

Figura A.1 – Esquema da válvula servosolenóide OBE	126
Figura A.2 – Diagrama de Bode da válvula simétrica	127
Figura A.3 – Esquema da válvula proporcional direcional assimétrica.....	127
Figura A. 4 – Gráfico do fluxo de vazamento da válvula assimétrica, com o carretel na posição central.	128
Figura A. 5 – Diagrama de Bode da válvula assimétrica.....	128
Figura A.6 – Cilindro simétrico Bosch Rexroth MS2.....	129
Figura A.7 – Cilindro assimétrico Bosch Rexroth MS2.....	129
Figura A. 8 – Transdutor de posição Balluf BTL5 A11	132
Figura A. 9 - Transmissor de pressão HBM.....	132
 Figura B.1 - Estrutura de fixação da mola.....	 135
Lista de tabelas	
 Tabela 4. 1 - Especificação dos componentes do circuito hidráulico.	 71
Tabela 4. 2 - Equação característica dos sensores	73
Tabela 4. 3 - Dados molas.....	75

Tabela 4. 4 - Dados válvulas	77
Tabela 4. 5 - Dados válvulas 2.....	77
Tabela 4. 6 - Dados cilindros	78
Tabela 4. 7 - Parâmetros cilindro simétrico CGT3 MS2 25 18 200	81
Tabela 4. 8 - Parâmetros cilindro assimétrico CDT3 MS2 25 18 200.....	83
Tabela 4. 9 - Coeficiente de perda de carga (CI) experimental duto 1.75m	86
Tabela 4. 10 - Coeficiente médio de perda de carga experimental dos dutos.....	86
Tabela 4. 11 - Coeficiente de perda de carga (CI) experimental mangueiras.....	87
Tabela 5.1 – Comprimento do duto x massa aparente	89
Tabela 5.2 – Parâmetros dos componentes do sistema	94
Tabela 5.3 – Máximos valores de massa em que ocorre cavitação. Resultados de simulações sem perda de carga e com válvula simétrica e cilindro simétrico	104
Tabela 5.4 – Máximos valores de massa em que ocorre cavitação. Resultados de simulações sem perda de carga e com válvula assimétrica e cilindro simétrico	108
Tabela 5.5 – Máximos valores de massa em que ocorre cavitação. Resultados de simulações sem perda de carga e com válvula simétrica e cilindro assimétrico	112
Tabela 5.6 – Máximos valores de massa em que ocorre cavitação. Resultados de simulações sem perda de carga e com válvula assimétrica e cilindro assimétrico.....	115
Tabela 5.7 - Tabela valores máximos de massa para diferentes concepções de válvulas e cilindros	120

APÊNDICES

Tabela A.1 – Dados do experimento de atrito viscoso variável do cilindro simétrico.....	130
Tabela A.2 – Dados do experimento de atrito viscoso variável do cilindro assimétrico	131
Tabela B.1 - Dados mola 1	133
Tabela B.2 - Dados mola 2	134
Tabela B.3 - Dados mola 3	134

SIMBOLOGIA

PARÂMETROS E VARIÁVEIS

Alfabeto Latino:

$A_{1,2...}^V$ Área equivalente ao orifício de controle da válvula 1, 2, 3...

$A_{1,2}^A$ Área das câmaras do atuador.

A_h^A Área da haste do atuador.

A^A Área do atuador.

A_A^A Área da seção transversal da câmara A do atuador.

A_B^A Área da seção transversal da câmara B do atuador.

A_{Ain}^D Área interna do duto.

a_{max} Aceleração máxima.

B Coeficiente de atrito viscoso.

cd Coeficiente de descarga nos orifícios de controle.

Cin Constante do vazamento interno do atuador.

Cl Coeficiente de perda de carga no duto.

Fat Força de atrito presente em atuadores.

Fc Força da carga.

F_H Força hidráulica.

Fm Força de mola.

F_{PreC} Força de pré-carga.

Fu Força útil aplicada a carga.

Kv Coeficiente de vazão.

K_{vin} Coeficiente de vazamento interno da válvula.

K_{vinA} Coeficiente de vazamento interno da câmara A da válvula.

K_{vinB} Coeficiente de vazamento interno da câmara B da válvula.

K_{vinP} Coeficiente de vazamento interno parcial da válvula.

K_{Si} Ganho transdutor de posição.

Kv_A Coeficiente de vazão parcial na via A da válvula.

Kv_B Coeficiente de vazão parcial na via B da válvula.

$K_{V_{CAT}}$	Coeficiente de vazão da válvula do catálogo.
K_{V_p}	Coeficiente de vazão parcial.
K_x	Constante elástica da mola.
L	Comprimento da tubulação.
M_c	Massa da carga.
M_{Ain}^D	Massa de fluido interna no duto.
M_e	Massa do embolo do cilindro.
M_f	Massa efetiva do fluido.
M_t	Massa total.
$P_{A,B}^A$	Pressão das câmaras A e B do atuador.
p_{Ain}^D	Pressão interna no duto A.
$p_{A,B}$	Pressão na linha A ou B.
p_c	Pressão de carga.
p_t	Pressão de retorno.
p_s	Pressão de suprimento.
p_A^V	Pressão na saída da válvula.
qm	Vazão mássica.
qv	Vazão.
qv_{in}	Vazamento interno no atuador.
qv_{Ain}^D	Vazão interna da tubulação duto A.
qv_A^A	Vazão que entra na câmara A do cilindro.
qv_B^A	Vazão que sai da câmara B do cilindro.
$qv_{1,2,3...}^V$	Vazão no orifício de controle da válvula 1, 2, 3...
qv_c	Vazão de controle.
qv_{Cn}	Vazão de controle nominal.
qv_{ex}	Vazamento externo do atuador.
qv_n	Vazão de nominal.
qv_p	Vazão na linha de suprimento.
qv_{vin}	Vazamento interno entre as câmaras A e B do cilindro.

\dot{Q}_C	Fluxo de calor pela superfície de controle.
R	Raio interno da tubulação.
r_A^A	Razão das áreas do atuador.
r_A^V	Razão das áreas da válvula.
U_C	Tensão de comando.
U	Tensão.
U_n	Tensão nominal.
v_{\max}	Velocidade máxima.
V	Volume.
V_A^A	Volume da câmara A do atuador.
V_{A0}^A	Volume inicial da câmara A do atuador.
V_B^A	Volume da câmara B do atuador.
V_{B0}^A	Volume inicial da câmara B do atuador.
V_T^A	Volume total do atuador.
V_f	Volume total de fluido nas câmaras do cilindro.
V_t	Volume total contido em ambas as linhas.
V_A^V	Volume da válvula.
x^A	Deslocamento linear do atuador.
x^{A+}	Deslocamento linear positivo do atuador.
x^{A-}	Deslocamento linear negativo do atuador.
x_{Ain}^D	Deslocamento interno do fluido no duto.A.
x_{Bin}^D	Deslocamento interno do fluido no duto.B.
x^V	Deslocamento do carretel da válvula.
x^{VP}	Deslocamento do carretel da válvula proporcional.
ϕ_e	Diâmetro embolo.
ϕ_h	Diâmetro haste.

Alfabeto Grego:

ξ Razão de amortecimento.

β	Módulo de elasticidade efetivo.
β_e	Módulo de compressibilidade efetivo.
ω_n	Freqüência natural não amortecida.
Δp	Diferença de pressão.
Δp_n	Diferença de pressão nominal.
$\Delta p_{parcial}$	Diferença de pressão parcial.
Δp_t	Diferença de pressão total.
Δp_m	Diferença de pressão total nominal.
$\Delta p_{P \rightarrow A}$	Diferença de pressão entre as vias P e A.
$\Delta p_{B \rightarrow T}$	Diferença de pressão entre as vias B e T.
μ	Viscosidade.
τ	Constante de tempo.
ρ	Massa específica.

ABREVIATURAS

VCCD	Válvulas de controle contínuo direcional.
VCCP	Válvulas de controle contínuo de pressão.
VCCV	Válvulas de controle contínuo de vazão.

SUPER ÍNDICE

CD	Cilindro diferencial.
CS	Cilindro simétrico.
SV	Servoválvulas.
VA	Válvula assimétrica.
VS	Válvula simétrica.
VD	Válvula distribuidora.
VP	Válvula proporcional.
VC	Volume de controle.

RESUMO

Esta dissertação trata do estudo teórico-experimental do comportamento dinâmico das pressões nas câmaras de cilindros em posicionadores hidráulicos com carregamento, visando o auxílio na escolha da combinação de válvulas simétricas e assimétricas e atuadores hidráulicos simétricos e assimétricos. Este estudo é fundamentado na análise comportamental das condições críticas de pressões nas câmaras do cilindro, sob diferentes carregamentos, verificando ocorrência de pontos críticos que são prejudiciais ao sistema.

Portanto, os resultados alcançados por meio desse estudo sobre o comportamento das pressões atuantes no sistema de atuação levam à identificação das características estáticas e dinâmicas requeridas para os componentes de posicionadores hidráulicos nas mais diversas configurações. O estudo foi conduzido empregando ferramentas computacionais de análise dinâmica e a validação experimental por meio do equipamento denominado Plataforma Hidráulica Proporcional (PHP). Foi utilizado o efeito de massa aparente causado por aceleração de fluido por dutos de pequeno diâmetro para alcançar um maior efeito inercial no sistema, necessário para as experiências em questão. As simulações computacionais geradas no Matlab/Simulink, por terem sido validadas pelos experimentos, permitiram a obtenção de resultados com carregamentos que não teriam sido possíveis com a bancada disponível, permitindo avaliar situações limites de utilização de conjuntos válvula proporcional e cilindro.

Com isso, este estudo permite conhecer melhor os efeitos de cavitação para algumas configurações de válvula e cilindros hidráulicos sob diferentes carregamentos, fornecendo dados para auxiliar a escolha da combinação mais adequada para o projeto de posicionadores eletro-hidráulicos.

ABSTRACT

This research deals of the theoretical and experimental study of the dynamic behavior of the cylinder chambers pressures in loaded hydraulic position systems, focusing on helping in the choice of the combination of symmetric and asymmetric valves with symmetric and asymmetric cylinders. This study is based on the behavioral analysis of the critical pressure conditions in the cylinder chambers, with different loads, analyzing the occurrence of critical points that can cause damages to the system.

The results obtained can lead to the identification of the static and dynamic characteristics required for the hydraulic positioner components in several configurations. The study was conducted using computational tools of dynamic analysis and experimental validation through the equipment Proportional Hydraulic Plataform (PHP). It was used the apparent mass effect caused by acceleration of fluid through ducts of little diameter to reach a higher inertial effect in the system, needed during the experiments. The computational simulations generated in Matlab/Simulink were experimentally validated and were used to study limit situations with loads over the equipment capacity.

Finally, this study allowed a better understanding of the effects of cavitation in some configurations of valves and cylinders with different loads, supporting the choice of the most adequate alternative for the electro-hydraulic position systems design.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

Sistemas hidráulicos são utilizados pela civilização desde os primórdios do desenvolvimento de máquinas para auxílio no trabalho, mas são claros os enormes avanços observados nos mesmos desde então. Atualmente, com o grande avanço tecnológico, há interação de diversas áreas da ciência com o desenvolvimento dos sistemas hidráulicos. Entretanto, uma área ainda não explorada da hidráulica, e que ainda não dispõe de indicações formais na literatura, é o resultado de diferentes combinações entre válvulas e cilindros simétricos e assimétricos, com o intuito de observar pontos críticos que geram fenômenos indesejados ao sistema de atuação. Com isso em vista, essa dissertação busca relatar os diferentes fenômenos observados nas diferentes iterações auxiliando o projetista na escolha certa da combinação de válvula e cilindro para o desenvolvimento de sistemas de melhor desempenho.

Segundo (MANRING, 2005), atualmente parece haver um ressurgimento de interesse no meio acadêmico a respeito da ciência e tecnologia dos sistemas de controle hidráulicos. Sem dúvida, muito desse interesse é devido à crescente presença de microprocessadores de alta velocidade e à crescente popularidade do campo da mecatrônica – um campo de controle envolvendo a avançada interface de computadores com sistemas mecânicos.

Juntamente com a área de controle, o complicado contexto em que sistemas de controle hidráulico operam provou ser rico território também para a pesquisa de projetos de máquinas. Portanto, com a crescente demanda no campo da engenharia vem uma maior necessidade de entendimento dos sistemas de controle hidráulico, por isso, a indústria tem-se voltado para o campo acadêmico para a busca de novas soluções. O projetista de sistemas hidráulicos é constantemente confrontado com o fascinante desafio de integrar projeto de componentes, interação de componentes, teoria de controle, instrumentação e controle. (MANRING, 2005; WATTON, 1989)

Há uma enorme aplicabilidade nos mais diversos campos da engenharia do projeto de sistemas de controle de posicionadores hidráulicos que empregam válvulas proporcionais e servoválvulas. Esses têm sido destinados principalmente para o controle de grandes potências onde sejam requeridas confiabilidade, rapidez e eficiência. Porém, os problemas no dimensionamento e na seleção do sistema de atuação (válvula e cilindro), mesmo com o avanço tecnológico já alcançado, ainda não estão suficientemente resolvidos, principalmente em face da necessidade da interligação de componentes com princípios tecnológicos diversos

O termo “sistemas de posicionamento” caracteriza aqueles que deslocam e mantêm uma determinada massa em um local definido por uma coordenada. Esta localização pode ser fixa ou variável no tempo e, neste último caso, os sistemas de posicionamento são algumas vezes denominados de seguidores. São nas iterações entre componentes desse tipo de sistema que o estudo dessa dissertação se baseia (CUNHA *et al.*, 2002 e GUENTHER e PERONDI, 2004).

Os sistemas de posicionadores hidráulicos podem ser vistos sob a ótica de sistemas de controle, já que é considerado um sistema de controle qualquer sistema que exista com a finalidade de regular ou controlar o fluxo de energia, informação, matéria ou outras quantidades (BROGAN, 1982).

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo principal

Esta dissertação tem como objetivo principal a análise teórico-experimental das condições operacionais críticas entre válvulas (simétricas e assimétricas) e cilindros (simétricos e assimétricos) que constituem um sistema de controle de posição hidráulico. Para tal fez-se necessário a obtenção de um modelo que permita a simulação do comportamento de um sistema de posicionamento hidráulico sob efeito de um carregamento, de modo que seus resultados sejam adequados para uma análise comportamental das condições críticas das pressões nas câmaras do cilindro auxiliando, portanto, nos ensaios práticos. Com isso, busca-se disponibilizar informações que auxiliem na escolha da configuração entre válvulas e cilindros que garanta uma maior eficiência do sistema.

1.2.2 Objetivos específicos

Para que o objetivo principal seja alcançado, os seguintes objetivos específicos devem ser obtidos:

- Determinação das equações que representam o comportamento dos diferentes componentes do sistema de posicionamento hidráulico;
- Obtenção de um modelo mais detalhado que represente adequadamente o comportamento dos componentes do sistema de posicionamento hidráulico, para diferentes configurações de válvulas e cilindros;
- Levantamento dos parâmetros do sistema de referência;

- Incorporar ao modelo o efeito da massa aparente no sistema, com o intuito de gerar o efeito da cavitação nas câmaras dos cilindros e determinar as condições mais propícias para sua ocorrência;
- Incorporar o efeito de perda de carga dos dutos e dos engates rápidos ao modelo, a fim de tornar o modelo tão similar quanto possível do sistema real;
- Realizar experimentos a fim de compreender o comportamento das pressões e a sua dependência em relação a parâmetros construtivos dos componentes te a forma de carregamento;
- Comprovar, comparar e analisar os resultados obtidos experimentalmente com os da simulação.

1.3 JUSTIFICATIVAS

Crescentes demandas de desempenho estão tornando cada vez mais complexo o projeto de sistemas hidráulicos, exigindo do projetista um maior conhecimento tanto do comportamento fluido-mecânico quanto do eletrônico, ambos sob uma visão dinâmica. A crescente sofisticação dos componentes fabricados pelas empresas de equipamentos hidráulicos é um dos fatores determinantes desta complexidade.

Segundo (ANDRIGHETTO, 1996), apesar do avanço tecnológico, o emprego de válvulas proporcionais ainda demanda um esforço adicional no ajuste de controladores e na obtenção de melhores comportamentos dinâmicos, principalmente em função de significativas não-linearidades. Este conceito, apesar de ter sido descrito por Andriguetto em 96, continua sendo verdade atualmente.

Esses sistemas, apesar de terem seu uso muito difundido, apresentam problemas de controle que ainda são grandes desafios, sendo de particular importância, de muitos dos componentes, as características não-lineares que influenciam os comportamentos estático e dinâmico dos sistemas hidráulicos (CUNHA, 2001).

Um fato notável em relação à configuração dos posicionadores hidráulicos é a combinação, sem justificativa, de válvulas simétricas com cilindros assimétricos em quase a totalidade das pesquisas acadêmicas consultadas, como nos trabalhos de Virvalo (2000), que trata do ambiente de hardware de malha fechada para projeto, afinação e teste de controlador de sistema servo; de Kim e Won (2001), que lidam com a modelagem e controle para um sistema hidráulico com atuador assimétrico de suspensão ativa; de Habibi et al. (1994), que fazem uma análise de atuador hidráulico para controle multivariável de robô industrial. Todos esses trabalhos mencionados e muitos outros utilizam a combinação acima mencionada apesar dos fabricantes de equipamentos hidráulicos não recomendarem essa prática.

Dentro do contexto acima, fica clara a importância de um estudo sobre a escolha da combinação entre válvula e cilindro, visto que ainda é um assunto não muito explorado ou compreendido. Este mestrado trabalha com modelos matemáticos e experimentos num sistema de atuação para controle de posição (composto de válvula e cilindro), de forma a contribuir no critério de escolha destes, descobrindo a influência das pressões para uma determinada configuração entre válvulas e cilindros.

1.4 METODOLOGIA

Realizado no LASHIP – Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos¹ do Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, este projeto contou com o uso de laboratório, equipamentos e biblioteca pertencentes ao mesmo.

Iniciou-se a pesquisa com uma revisão bibliográfica que se constituiu em uma seleção da literatura considerada importante para a obtenção do modelo avaliado. A mesma foi realizada utilizando a biblioteca do LASHIP, a internet, a base de dados da Capes, o banco de teses e dissertações da *home page* do LASHIP e a biblioteca da UFSC. Também foram aceitas sugestões de integrantes do LASHIP.

A seguir, uma extensa experimentação foi feita em laboratório para a obtenção dos parâmetros dos componentes do sistema de posicionamento e para a validação do modelo final. Foi avaliado, então, o desempenho esperado das condições críticas das pressões sob efeito de carregamento, o que permitiu um melhor conhecimento dos efeitos de cavitação para diversas configurações de válvulas e cilindros hidráulicos.

Tendo como base os aspectos descritos acima, estabeleceu-se como um dos objetivos deste trabalho estudar e construir um modelo mais detalhado que descrevesse o efeito da cavitação nas câmaras de cilindros e realizar o estudo dos casos críticos quanto à escolha de válvulas e cilindros. Para isso, realizou-se ensaios práticos com o intuito de compreender melhor o comportamento das pressões nas câmaras do cilindro quanto à sua dependência em relação à simetria da válvula e cilindro, e à forma de carregamento que o cilindro é submetido.

¹ O LASHIP atua desde 1977 no ensino de graduação e desde 1984 no de pós-graduação e na pesquisa tecnológica de componentes e circuitos hidráulicos e pneumáticos. Ocupa uma área de 440 m² no Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, sendo 220 m² de laboratórios de pneumática, de hidráulica e de instrumentação. www.laship.ufsc.br

1.5 ESTRUTURA DO TRABALHO

Para um melhor entendimento, a estrutura desse trabalho está organizada da seguinte forma:

No Capítulo 1 é apresentada a descrição e importância do trabalho no contexto de posicionadores hidráulicos, tendo em vista que a interação entre diferentes válvulas e cilindros ainda não é muito conhecida. Estão definidos também os objetivos, justificativas e a metodologia.

No Capítulo 2 mostra-se o contexto de sistemas hidráulicos, atuadores hidráulicos, servoválvulas e válvulas de controle contínuo direcionais, com o intuito de familiarizar o leitor com esses componentes, mostrando suas características e peculiaridades. Também são apresentadas algumas concepções usuais de válvulas e cilindros.

No Capítulo 3 apresenta-se o modelo de posicionadores hidráulicos, isto é, as equações dos componentes de atuação, descrevendo as características estáticas e dinâmicas de válvulas e cilindros.

No Capítulo 4 é apresentada a bancada de estudos, seu circuito hidráulico e seus componentes com válvulas, cilindros, sensores, sistema controle e aquisição de dados.

No Capítulo 5 mostra-se a validação do modelo não-linear de um sistema de atuação, implementado no *software MAT-LAB-Simulink*, em comparação com dados experimentais obtidos com o sistema de aquisição apresentado no Capítulo 4. O modelo validado é empregado para a análise do comportamento de diversas concepções de sistemas de posicionamento frente à aplicação da força de carga externa.

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

CAPÍTULO 2

SISTEMAS HIDRÁULICOS

2.1 INTRODUÇÃO

Por definição, tem-se que sistema hidráulico é: “um conjunto de elementos físicos convenientemente associados que, utilizando um fluido como meio de transferência de energia, permite a transmissão e controle de forças e movimentos” (LINSINGEN, 2001).

De Negri (1987) divide um circuito hidráulico em dois; a saber, o circuito de atuação que engloba as partes que promovem a atuação sobre a carga (onde tem-se as válvulas direcionais e cilindros e/ou motores), e o circuito da unidade de potência: responsável pelo suprimento de energia hidráulica para os circuitos de atuação (onde tem-se o reservatório, bomba, válvula de alívio e o filtro).

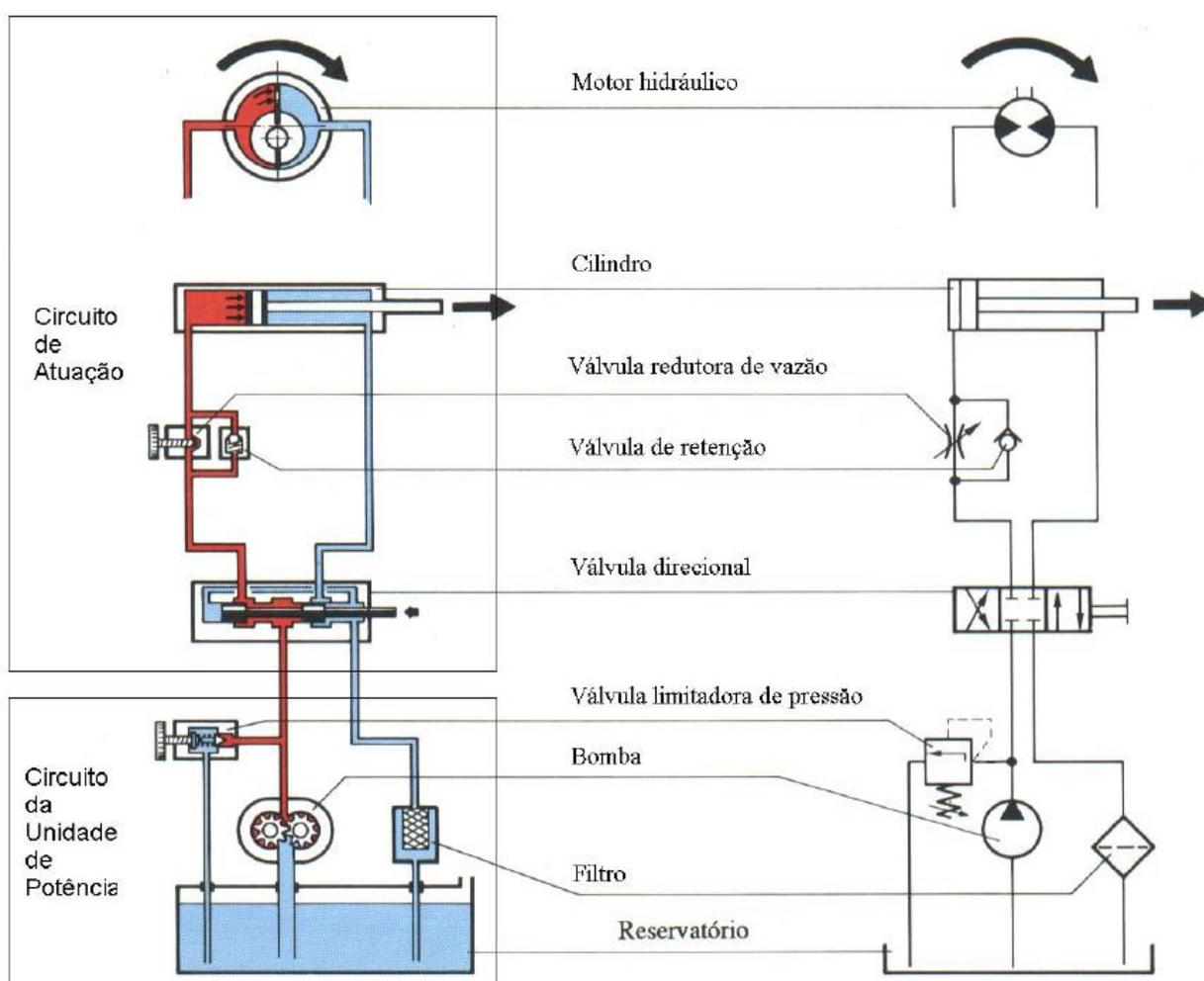


Figura 2. 1 - Estrutura básica de um circuito hidráulico (adaptado de BOSCH (1989))

A Figura 2. 1 mostra esquematicamente os componentes principais de um sistema hidráulico completo. Como pode ser visto, a primeira parte engloba válvulas e cilindro e/ou motor rotativo enquanto a segunda é a responsável pelo suprimento de energia hidráulica para os circuitos de atuação, constituindo-se basicamente de reservatório, bomba, válvula de alívio e filtro.

Os componentes de um circuito podem variar conforme as necessidades do projeto, a fim de ajustá-los às mais diversas aplicações. O foco deste trabalho é no circuito de atuação, onde se realiza o controle do atuador hidráulico.

Dessa forma, este capítulo pretende evidenciar os componentes de atuação utilizados no presente trabalho a fim de familiarizar o leitor com os mesmos.

2.2 ATUADORES HIDRÁULICOS

Atuadores hidráulicos são componentes cuja função é transformar energia hidráulica em energia mecânica para realizar um determinado trabalho. Apresentam excelentes características de relação peso/potência, e são bastante utilizados quando grandes cargas inerciais precisam ser manipuladas. Todavia, esses atuadores apresentam características dinâmicas e não linearidades que dificultam seu controle em malha fechada de aplicações que requerem alto desempenho.

De acordo com (LINSINGEN, 2001), cilindros hidráulicos podem ser classificados conforme sua forma de ação (dupla ou simples), tipo construtivo (tirante ou flanges) e pela forma de fixação (eixo basculante, fixação dianteira, traseira, flange, fixação por pés, etc.). Estas características são importantes no estabelecimento de critérios que compõem os requisitos de projeto, sendo que cada tipo construtivo é adequado a uma determinada condição de operação.

Há no mercado uma grande diversidade de cilindros simétricos e assimétricos, com retorno por mola, com amortecimento de fim de curso, com diversos tipos de fixação e mecanismos associados. Neste trabalho, serão utilizados 2 tipos de cilindros:

- ✓ Cilindro hidráulico de dupla ação assimétrico;
- ✓ Cilindro hidráulico de dupla ação com haste passante simétrico

2.2.1 Cilindros hidráulicos de dupla ação

Nos cilindros de duplo efeito (dupla ação) o trabalho efetivo de tração ou compressão pode ser realizado em ambos os sentidos do movimento da haste (avanço e retorno). Nestes a potência hidráulica é efetiva nas duas câmaras do cilindro, permitindo um melhor controle do movimento. A Figura 2. 2 mostra dois tipos de cilindro de duplo efeito.

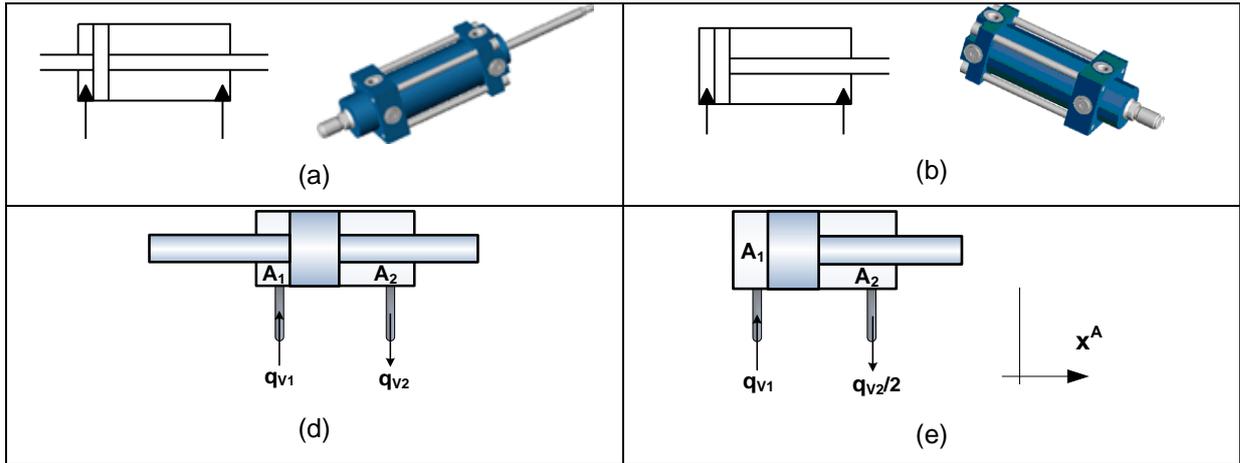


Figura 2. 2 - Cilindros hidráulicos de dupla ação (a), (d) Simétricos e (b), (e) Assimétricos.

Segundo (LINSINGEN, 2001), nos cilindros de dupla ação e haste dupla com o mesmo diâmetro (cilindros simétricos), Figura 2. 2a e a Figura 2. 2d, as forças de atuação e velocidades são iguais para carga e vazão de suprimento constantes em ambos os sentidos do movimento. A igualdade entre as vazões de suprimento e induzida constitui uma característica importante para a utilização conjunta com servoválvulas eletro-hidráulicas em funções de controle (sistema de controle hidráulico), uma vez que a melhor característica operacional dessas válvulas está vinculada à igualdade na perda de carga e forças de escoamento em ambas as direções do escoamento (simetria do escoamento). Por essa razão os sistemas de controle hidráulicos utilizam principalmente os cilindros simétricos.

Porém, em diversas aplicações de controle hidráulico, devido à falta de espaço para fixação de cilindros de haste dupla simétricos, utilizam-se cilindros de dupla ação assimétricos de haste simples (Figura 2. 2b) com válvulas direcionais assimétricas ou compensações na malha de controle para tentar eliminar o efeito da assimetria das áreas, que resultam em diferentes perdas de carga (VIRVALO, 2002).

Segundo (LINSINGEN, 2001), o tipo mais comum de um cilindro de dupla ação é o de haste simples esquematizado na Figura 2.2b, também chamado de cilindro diferencial devido à diferença entre as áreas do pistão no lado da haste e da câmara do fundo. Em função disto, a vazão (ou velocidade) e a força para ambos os sentidos do movimento são relacionadas pela razão de áreas do pistão. Para uma razão de áreas $r_A^A = 2$, onde $r_A^A = A_1^A / A_2^A$ e $A_2^A = (A_1^A - A_h^A) \rightarrow$ área do pistão no lado da haste, e vazão de suprimento constante, a velocidade de avanço (dx^{A+}) é a metade da velocidade de retorno, conforme Figura 2. 2e.

O cilindro é o componente do atuador hidráulico onde as forças de atrito têm maior influência. O atrito é um fenômeno não-linear multifacetado que exhibe diversas características não-lineares. Essas características não-lineares são compostas pelos bem conhecidos

e clássicos atrito estático, atrito de Coulomb, atrito de *Stribeck* e atrito viscoso vistos na Figura 2. 3.

Segundo MACHADO (2003), havendo lubrificante entre as superfícies, assim que o corpo parte do repouso ocorre uma rápida redução da força de atrito conhecida como efeito de *Stribeck*. Esta curva apresenta uma alta não-linearidade em baixas velocidades.

Também pode ser observado nesta mesma Figura que a combinação do atrito estático, de Coulomb, viscoso e de Stribeck resulta numa função não-linear que representa a força de atrito (F_a) versus a velocidade em regime permanente. É importante acrescentar também que as características de atrito são, em geral, dependentes da velocidade, da temperatura, do sentido do movimento, da lubrificação e do desgaste entre as superfícies, da posição e até mesmo da história do movimento (VALDIERO, 2005).

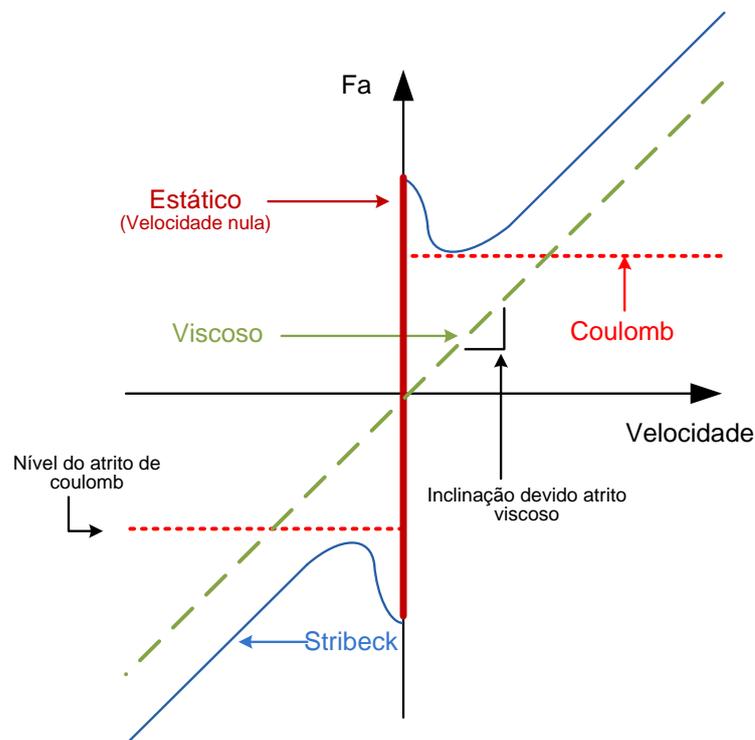


Figura 2. 3 – Forças de atrito em componentes hidráulicos (DE NEGRI, 2001).

2.3 VÁLVULAS DE CONTROLE CONTÍNUO DIRECIONAIS (VCCD)

As *servoválvulas* e *válvulas direcionais proporcionais* são componentes análogos em um circuito hidráulico, ambos promovem o direcionamento do fluido com uma vazão proporcional a um sinal de acionamento (comando). Estas válvulas podem ser classificadas como *válvulas de controle contínuo direcional* (VCCD) e o sinal de acionamento pode ser na forma mecânica (alavanca, pedal, etc.), pilotagem pneumática ou hidráulica ou, seguindo a tendência atual, de natureza elétrica em corrente ou tensão. (DE NEGRI, 2001).

Conforme Norma ISO/CD 5598 (1997), as válvulas de controle contínuo (VCC) são aquelas que controlam o fluxo de energia de um sistema de modo contínuo, em resposta a um sinal de entrada também contínuo. As válvulas comercialmente conhecidas como *servo-válvulas (SV)* e *válvulas proporcionais (VP)* estão inseridas nesta categoria. Dependendo da função desempenhada pela válvula dentro do sistema de atuação, pode-se categorizá-las de acordo com a grandeza controlada como *válvulas de controle contínuo direcional (VCCD)*, *válvulas de controle contínuo de vazão (VCCV)* e *válvulas de controle contínuo de pressão (VCCP)*.

2.3.1 Características das válvulas de controle contínuo direcionais

A principal diferença entre as válvulas de controle contínuo direcional e as válvulas convencionais está no tipo de sinal de entrada. Enquanto na válvula convencional tem-se apenas dois estados estáveis (ativado / desativado, aberto / fechado) dado pelo acionamento mecânico ou solenóide comum, a válvula proporcional recebe um sinal de acionamento (sinal de entrada) contínuo, que possibilita um controle sobre os efeitos decorrentes da variação de área dos orifícios (vazão, pressão) e dos modos de acionamento (rápido, lento). Alterações na vazão e/ou pressão, modificam significativamente o comportamento das variáveis mecânicas do sistema, tais como velocidade, posição e força.

A descrição destas válvulas pode ser feita pelo seu número de vias (2, 3 ou 4) conforme a Figura 2. 4, e pela configuração do tipo de centro (supercrítico, crítico e subcrítico) como visto posteriormente na Figura 2. 6. O número de vias de uma válvula está relacionado ao número de conexões de ligação entre o sistema de potência (bomba e reservatório) e os atuadores hidráulicos (cilindros e motores). A decisão sobre o número de vias dependerá da função atribuída ao sistema de atuação, ou seja, controle de posição, velocidade ou pressão.

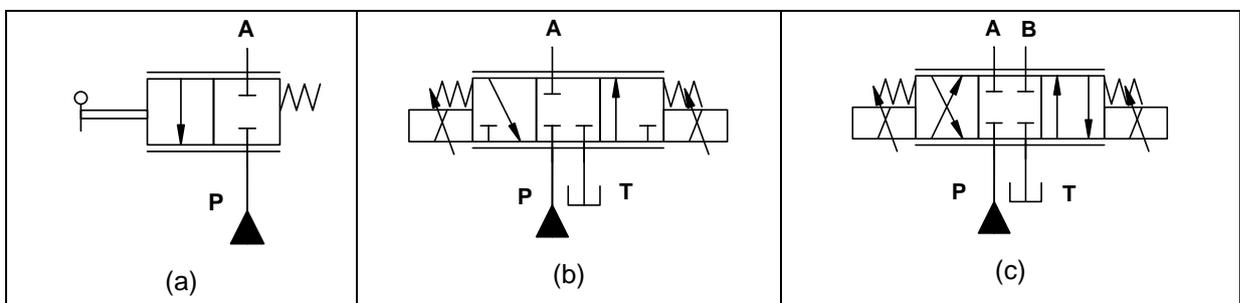


Figura 2. 4 – Tipos de válvulas (a) 2 vias, (b) 3 vias, (c) 4 vias.

Segundo (FURST e DE NEGRI, 2002), geralmente, catálogos de fabricantes reportam-se ao Δp da válvula sem deixar claro se este parâmetro se refere à válvula como um todo ou a um par de vias. Para um melhor entendimento, denomina-se Δp_i , como a soma

da perda de carga nas vias ($P \rightarrow A$ e $B \rightarrow T$) ou ($P \rightarrow B$ e $A \rightarrow T$), e $\Delta p_{parcial}$ como a perda de carga por par de vias, isto é, nas vias ($P \rightarrow A$) ou ($B \rightarrow T$) ou ($P \rightarrow B$) ou ($A \rightarrow T$).

Observando a Figura 2. 5a pode-se identificar que, quando $x^{VP} > 0$, o carretel se desloca para a esquerda e tem-se vazão no sentido de $P \rightarrow A$ e $B \rightarrow T$. De forma análoga, se o carretel for movimentado no sentido oposto, ou seja, $x^{VP} < 0$, haverá uma vazão no sentido oposto, isto é $P \rightarrow B$ e $A \rightarrow T$, como pode ser visto na Figura 2. 5b.

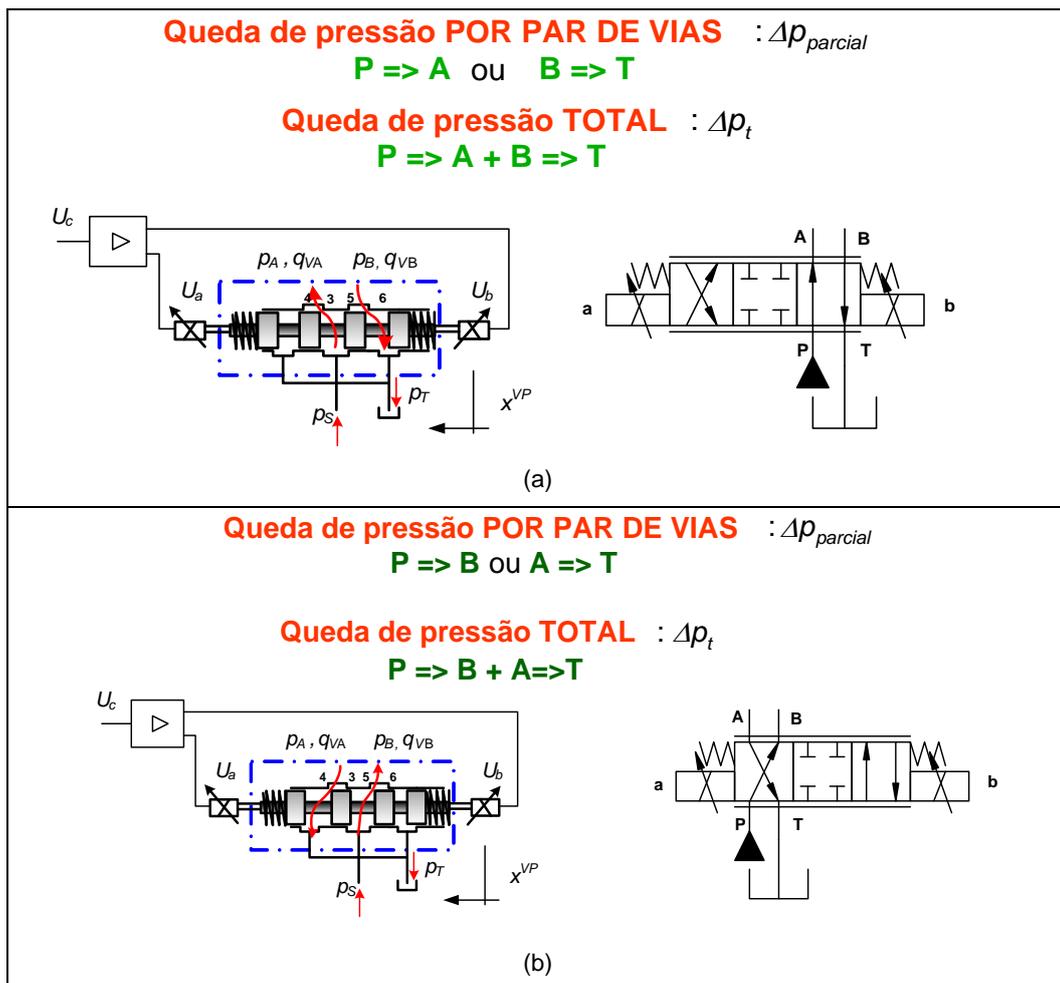


Figura 2. 5 – Queda de pressão por par de vias ou total (a) $x^{VP} > 0$, (b) $x^{VP} < 0$.

O tipo de centro das válvulas é outra importante característica construtiva das mesmas. Este se baseia na relação da sobreposição do carretel em relação ao pórtico da válvula, que está diretamente ligado ao ganho de vazão. Essa sobreposição afeta a curva de resposta da válvula e tem influência direta no vazamento interno da mesma. Na Figura 2. 6 ilustra-se os três tipos de centros que podem ser encontrados, os com sobreposição positiva (supercrítico), os com sobreposição nula (crítico) e os com sobreposição negativa (sub-

crítico). Essas características influenciam significativamente o comportamento do sistema de atuação (MERRITT, 1967; LINSINGEN 2001 e DE NEGRI).

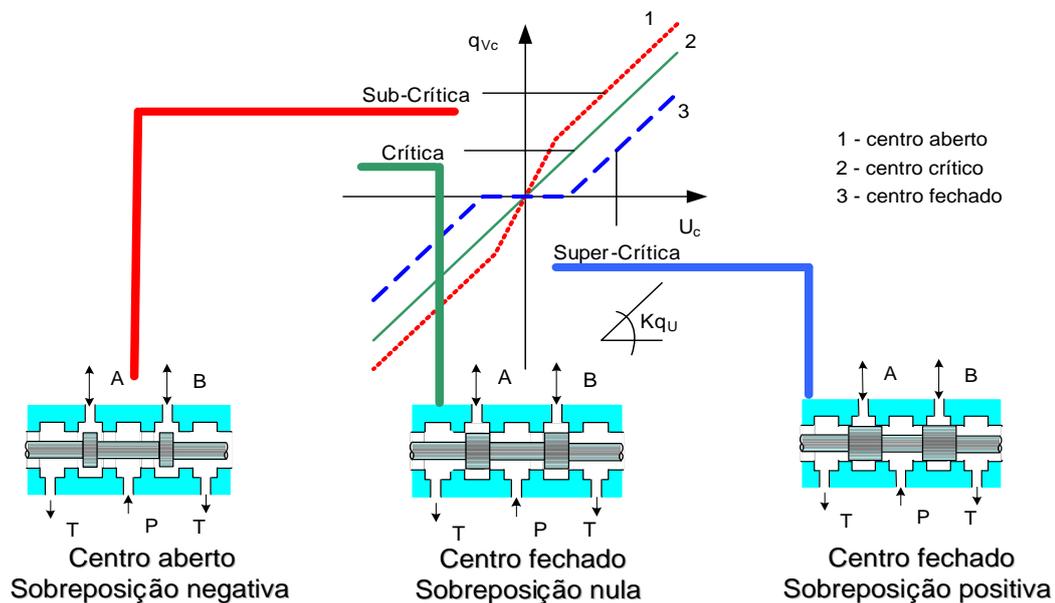


Figura 2. 6 – Tipos de centro em válvulas direcionais (DE NEGRI, 2007)

GÖTZ (1989) relata que a sobreposição nula da válvula proporcional com realimentação interna é um pré requisito essencial para a sua aplicação num ciclo de controle de posição. Uma sobreposição positiva resulta numa zona morta do elemento de controle e tem um efeito de perturbação. Por outro lado, nos resultados recentes de estudos realizados no LASHIP, vê-se que o uso de válvula supercrítica utilizando-se compensação de zona morta, apresenta um desempenho plenamente adequado para diversas aplicações de controle de posição. Em contrapartida, uma sobreposição negativa leva a um aumento no vazamento de óleo. Referente à sobreposição, válvulas proporcionais e válvulas proporcionais com realimentação diferem consideravelmente.

Ainda quanto às características construtivas dessas válvulas, estão descritas abaixo válvulas de centro aberto e válvulas de centro fechado.

As válvulas de *centro aberto* (Figura 2. 7a) promovem um *by-pass* da bomba na posição neutra, isto é, um desvio da vazão da bomba ao reservatório, e minimiza a ocorrência de choque hidráulico durante a comutação de posições. São usadas em aplicações que requerem uma vazão contínua evitando o desvio por válvulas de alívio e, conseqüentemente, minimizando o aumento de temperatura do fluido. A maior desvantagem de válvulas de centro aberto é o aumento do ganho de vazão na posição central. Por causa disso, sistemas utilizando tais válvulas devem ser ajustados para estabilidade nesta posição, sendo o

desempenho do sistema de controle reduzido fora deste mesmo ponto por causa do ganho menor (MERRITT, 1967 ; LINSINGEN 2001 ; FURST e DE NEGRI, 2002).

Nas válvulas de centro fechado (Figura 2. 7b), todas as vias são bloqueadas na posição neutra. Isso implica, ao contrário das válvulas de centro aberto, na impossibilidade de movimentação do atuador associado à válvula quando a mesma não está acionada. Estas válvulas não são desejáveis por causa da zona morta, que resulta em erro de regime e, em alguns casos, pode causar *backlash* (folga) que pode resultar em problemas de estabilidade. Entretanto, em aplicações onde o sistema hidráulico utiliza acumuladores, as válvulas de centro fechado são mais adequadas, pois evitam que as bombas tenham que operar continuamente para manter a pressão de suprimento e, neste caso, a característica não linear da zona morta pode ser compensada no projeto dos controladores. (MERRITT, 1967; LINSINGEN, 2001; FURST e DE NEGRI, 2002).

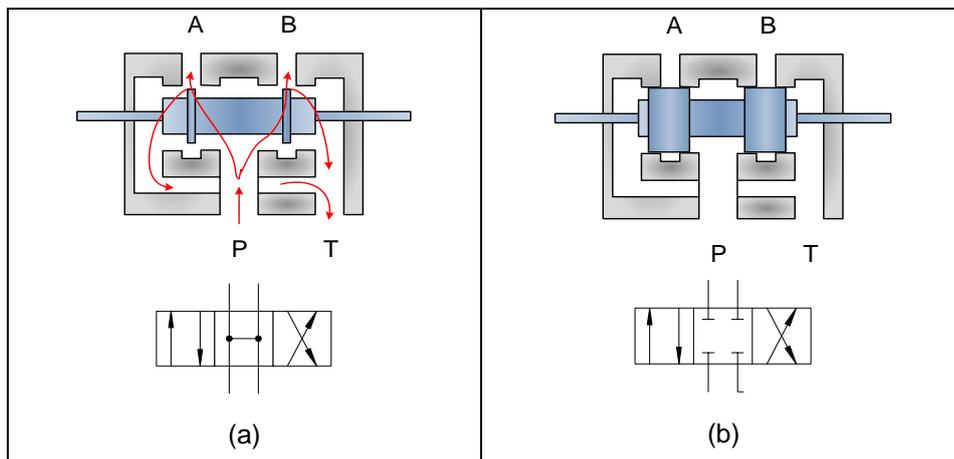


Figura 2. 7 - Tipos de centro em válvulas direcionais 4/3, (a) Centro aberto, (b) Centro fechado.

2.3.2 Válvulas simétricas e assimétricas

Em relação à simetria, as válvulas podem ser classificadas como simétricas ou assimétricas. As válvulas simétricas fornecem o mesmo valor de vazão independentemente se o sinal de entrada for positivo ou negativo, e seu emprego está associado a cilindros também simétricos. Já as válvulas assimétricas diferem na vazão fornecida de acordo com o sinal de entrada, positivo ou negativo, e seu emprego está associado a cilindros assimétricos, onde a relação de área da válvula deve ser igual à relação de área do cilindro (FURST; DE NEGRI, 2002).

São denominadas válvulas simétricas aquelas que tenham orifícios simétricos e casados e seu emprego está normalmente associado a atuadores também simétricos (não diferenciais). Já em válvulas assimétricas (diferenciais), com orifícios não-simétricos e não-

casados, as relações de área do cilindro e da válvula devem ser iguais, com isso empregam-se usualmente cilindros assimétricos.

Uma válvula com orifícios de controle simétricos (Figura 2. 8a) gera a mesma abertura dos orifícios de controle quando acionada para ambos os lados, independente do sinal de entrada aplicado, positivo ou negativo, fornecendo sempre o mesmo valor de vazão. Nas válvulas com orifícios casados (Figura 2. 8b), a partir de um mesmo sinal de entrada, positivo ou negativo, os orifícios apresentam a mesma área equivalente proporcionando, assim, vazões iguais em todos os pares de vias.

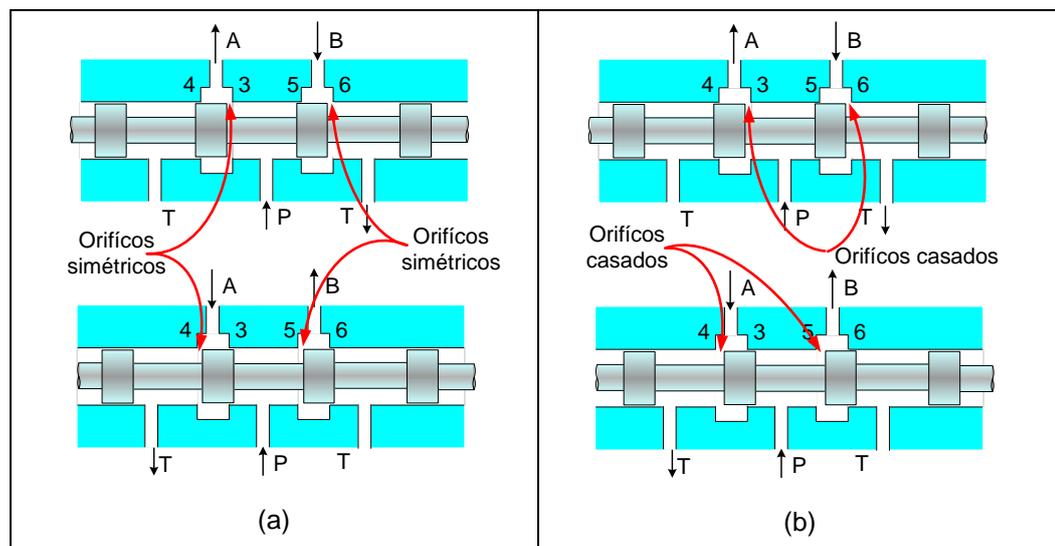


Figura 2. 8 – Tipos de orifícios em válvulas direcionais, (a) Orifícios simétricos, (b) Orifícios casados
(DE NEGRI, 2007)

Nesta dissertação, serão utilizados 2 tipos de válvulas de 4 vias:

- ✓ Válvula proporcional assimétrica com eletrônica embarcada;
- ✓ Válvula proporcional direcional simétrica;

Abaixo, na Figura 2. 9, tem-se uma válvula proporcional com eletrônica integrada e com realimentação elétrica de posição, que pode ser vista em maior detalhe no apêndice A.3. Esta é uma válvula simétrica, como pode ser observado posteriormente na Figura 2. 11a, que tem uma mesma curva de vazão tanto para sinais de entrada positivos quanto negativos.

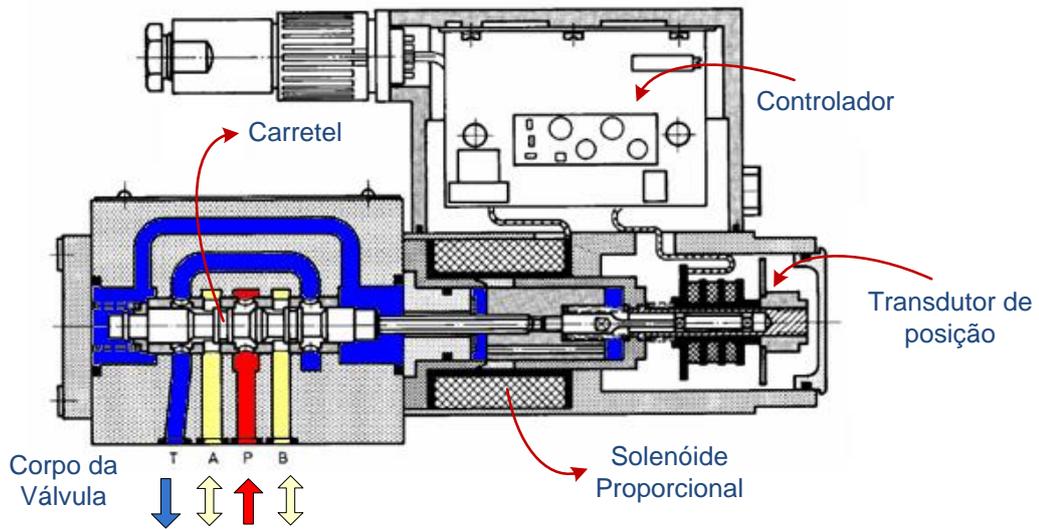


Figura 2. 9 - Figura esquemática válvula proporcional simétrica de 4/3 (REXROTH, 2007)

A seguir, a Figura 2. 10 apresenta uma válvula proporcional direcional diretamente operada com realimentação elétrica de posição e comando de eletrônica integrado que pode ser vista em maior detalhe no apêndice A.4.

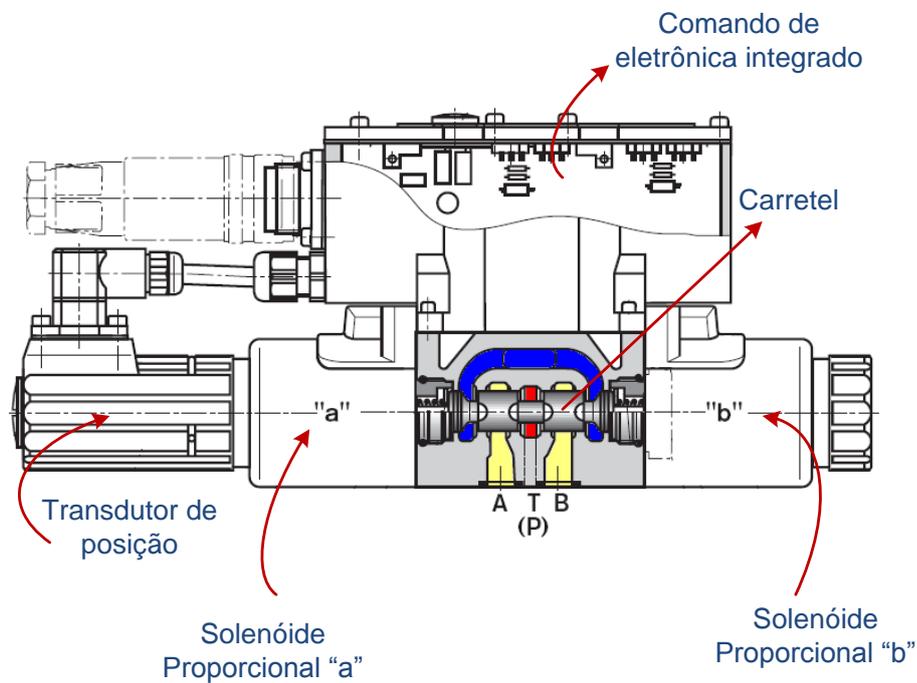


Figura 2. 10 – Válvula proporcional direcional assimétrica de 4/3 (REXROTH, 2007)

Esta é uma válvula assimétrica $r_A^V = 2$, onde $r_A^V = K_{v_A} / K_{v_B}$, cujo exemplo de curva de vazão pode ser visto na Figura 2. 11b.

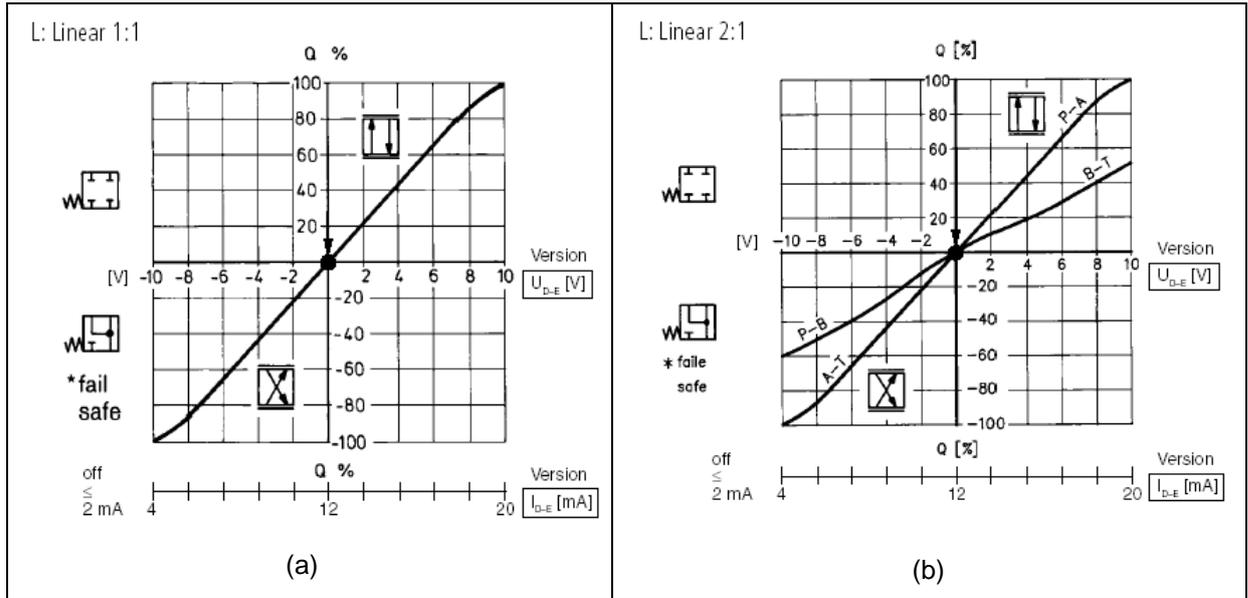


Figura 2. 11 – Gráficos de curva de vazão para válvula (a) Simétrica, (b) Assimétrica.

2.4 CONCEPÇÕES USUAIS DO SISTEMA DE ATUAÇÃO

Segundo (WATTON, 1989), um sistema de controle hidráulico normalmente consiste num arranjo padrão de elementos interconectados como mostrado na Figura 2. 12.

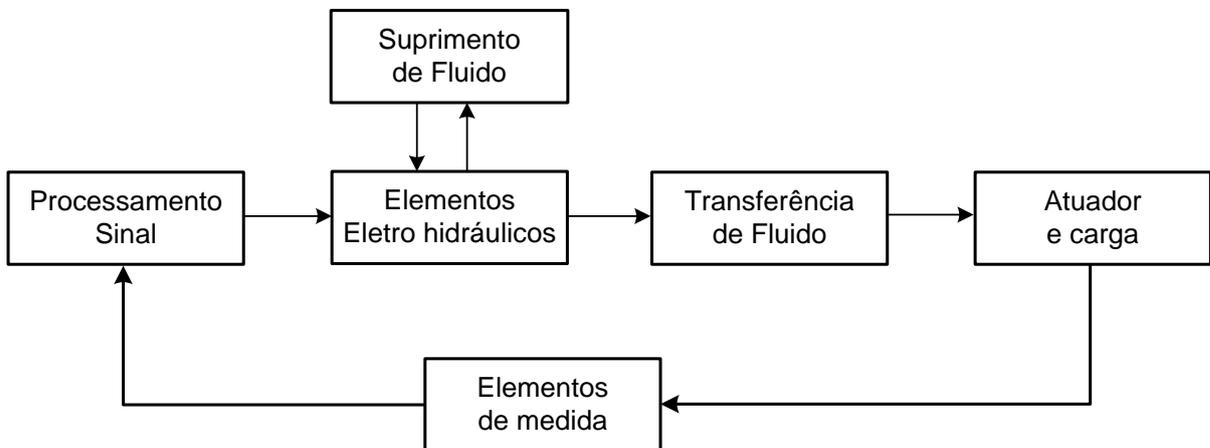


Figura 2. 12 - Interconexão dos elementos do sistema (adaptado de WATTON (1989))

Os sistemas de atuação constituem nesse conjunto de componentes que cumprem uma função de ação sobre uma carga no meio externo. Especificamente, os sistemas hidráulicos de posicionamento são constituídos da interligação de elementos eletro hidráulicos (válvulas de controle contínuo) com o atuador e a carga, através de um duto por onde ocorre a transferência de fluido, combinados com um sensor de posição e um controlador. O posicionamento de grandes massas, normalmente contra grandes forças externas, é a fun-

ção principal desses sistemas, sendo que o deslocamento da massa é proporcional a um sinal de referência de entrada. (WATTON, 1989; DE NEGRI *et al.*, 2004).

Para uma melhor compreensão das combinações mais usuais de circuitos para controle de posição, apresenta-se a seguir 3 exemplos bastante representativos nas diversas áreas onde se emprega hidráulica para controle, a saber:

- 1- **Cilindro simétrico de dupla ação com uma válvula simétrica 4/3.**
- 2- **Cilindro assimétrico de dupla ação com uma válvula assimétrica 4/3;**
- 3- **Cilindro assimétrico de dupla ação com uma válvula 3/3;**

Neste trabalho serão mostrados em detalhes os dois primeiros circuitos acima descritos.

2.4.1 Cilindro simétrico de dupla ação + válvula proporcional simétrica de 4 vias

A Figura 2. 13, mostra uma válvula simétrica de 4 vias controlando um cilindro simétrico. As pressões p_A e p_B são obtidas através do deslocamento do carretel da válvula.

Para $x^A > 0$, o cilindro se movimenta na direção de avanço, e a pressão de suprimento fornecida através da via A (P → A) provoca um aumento na pressão de controle na câmara A (p_A). Com o desequilíbrio de forças gerado por esse aumento de pressão, o êmbolo do cilindro desloca-se gerando uma vazão qv_A , assim, da mesma forma, na câmara de controle B (p_B) o fluido hidráulico é comprimido e forçado a sair pela via B (B → T) em direção à válvula e, subseqüentemente, ao reservatório, com uma vazão qv_B .

Para $x^A < 0$, o sentido de movimento do cilindro é de recuo, e a pressão de suprimento, dessa vez através da via B (P → B), provoca um acréscimo da pressão de controle na câmara B (p_B). O desequilíbrio das forças causa um deslocamento do êmbolo do cilindro no sentido x^{A-} , assim, da mesma forma, na câmara de controle A (p_A) o fluido hidráulico é comprimido e forçado a sair pela via A da válvula (A → T) em direção ao reservatório. Então, a pressão de carga (p_c) é definida como a diferença de pressão entre as câmaras A e B, e a queda de pressão total na válvula Δp_t é a soma das quedas de pressão de ambas as vias, ou seja, $\Delta p_{P \rightarrow A}$ e $\Delta p_{B \rightarrow T}$.

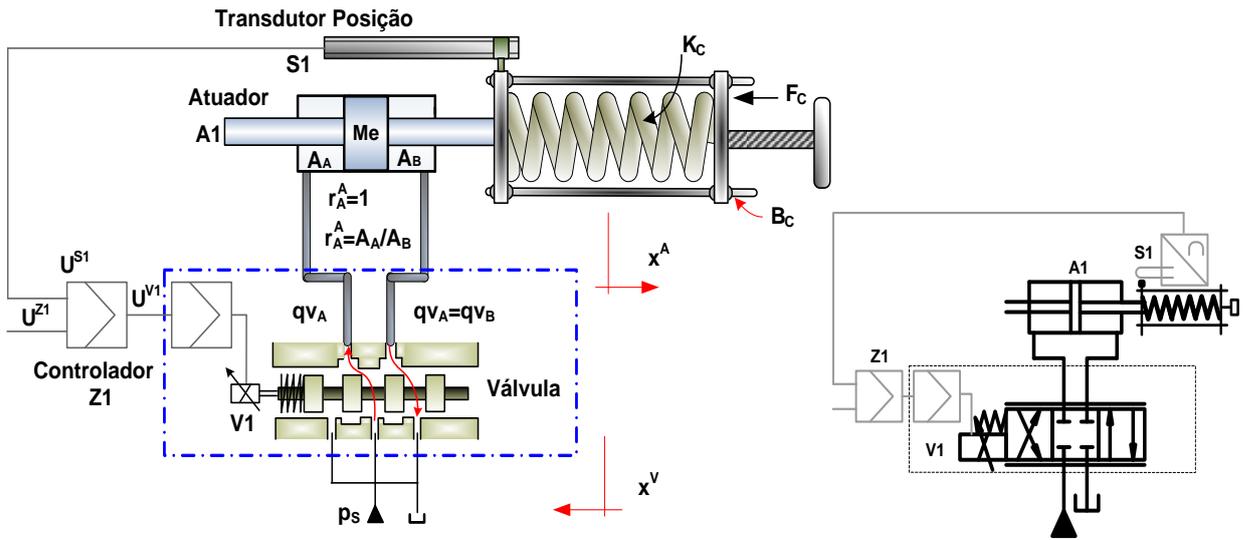


Figura 2. 13 – Controle de posição com válvula de 4 vias simétrica e cilindro simétrico de dupla ação (adaptado de DE NEGRI et al, 2004).

2.4.2 Válvula proporcional de 3 vias + cilindro assimétrico de dupla ação:

Tem-se como exemplo o controle de posição através de uma válvula proporcional de 3 vias com cilindro assimétrico (diferencial com relação de áreas $r_A^A = 2$).

Observa-se na Figura 2. 14 que o lado da haste do cilindro está ligado à linha de suprimento e o lado do êmbolo (câmara de controle) está ligado a uma das vias da válvula. Assim, os movimentos do cilindro serão dados pelo deslocamento do carretel da válvula, ou seja:

Para $x^A > 0$, o sentido de avanço do movimento do cilindro, a linha de suprimento é ligada ao lado do êmbolo do cilindro, gerando deslocamento do carretel da válvula no sentido avançar (x^{A+}).

Para $x^A < 0$, o sentido de recuo do movimento do cilindro, a câmara de controle é ligada ao reservatório gerando deslocamento do carretel da válvula no sentido contrário (x^{A-}).

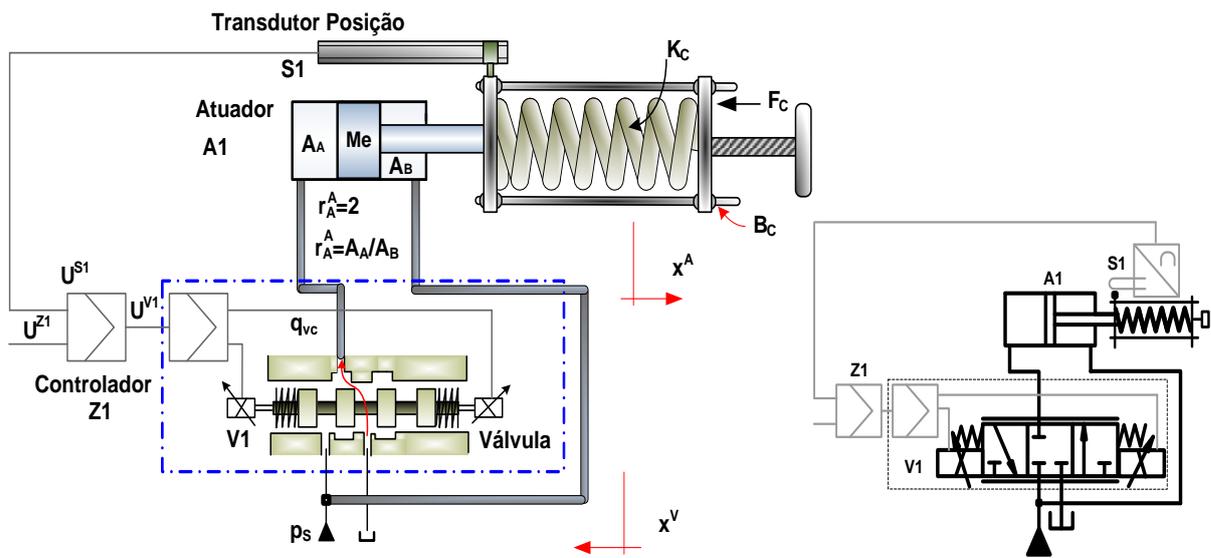


Figura 2. 14 – Controle de posição com válvula de 3 vias e cilindro assimétrico (adaptado de DE NEGRI et al, 2004).

Neste circuito, a pressão de carga (pc) é definida como $p_A - ps/r_A^A$, sendo r_A^A a relação entre as áreas do cilindro ($A_A = A_B \cdot r_A^A$);

2.4.3 Válvula proporcional assimétrica de 4 vias + cilindro assimétrico de dupla ação:

Apresenta-se na Figura 2. 15 uma válvula proporcional de 4 vias assimétrica com relação de área dos orifícios de controle $r_A^V = 2$, controlando um cilindro assimétrico diferencial com relação de área $r_A^A = 2$. O princípio de funcionamento é o mesmo do sistema válvula e cilindro simétricos mostrado anteriormente.

No entanto, neste circuito, a pressão de carga (pc) é definida como $p_A - p_B / r_A^A$, sendo r_A^A a relação entre as áreas do cilindro ($A_A = A_B \cdot r_A^A$), correspondente também à relação entre as áreas dos orifícios de controle da válvula ($P \rightarrow A$) e ($B \rightarrow T$).

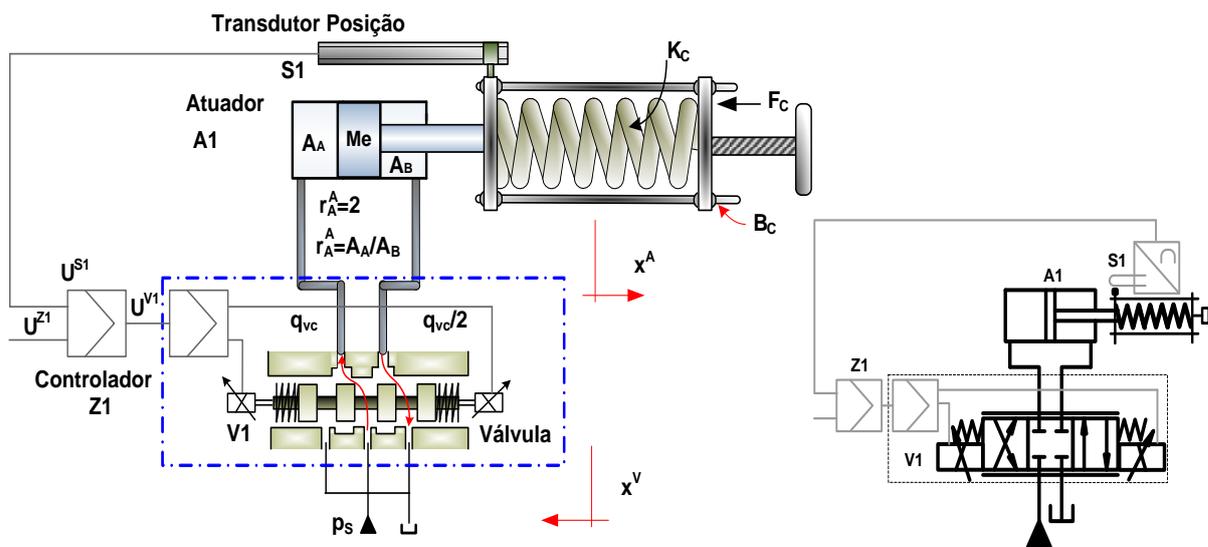


Figura 2. 15 – Controle de posição com válvula de 4 vias assimétrica e cilindro assimétrico (adaptado de DE NEGRI *et al*, 2004).

2.5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste capítulo foram apresentadas as três concepções mais comuns em circuitos de posicionadores hidráulicos, mostrando algumas das possibilidades de combinações entre válvulas e cilindros, visando o estudo das mesmas, já que, como visto anteriormente, não há estudo ou indicação formal na literatura de como se fazer essas escolhas corretamente.

Por sua vez, observa-se que vários trabalhos de pesquisa adotam concepções não recomendadas na bibliografia de hidráulica, ainda não sendo conhecidos estudos mais específicos para controle de posição.

No próximo capítulo serão apresentados os modelos matemáticos dos componentes de um sistema de controle de posição hidráulico.

CAPÍTULO 3

MODELAGEM DO SISTEMA DE ATUAÇÃO

Um modelo consiste num conjunto de equações que rege o comportamento dinâmico dos subsistemas elétrico, mecânico e hidráulico, combinadas através de operações lógicas e matemáticas de acordo com as características dos componentes do mesmo.

O estudo dos modelos matemáticos e dos componentes hidráulicos é importante para que o projetista possa analisar e selecionar corretamente os componentes da instalação. O projetista, baseando-se em dados de catálogos de fabricantes, atribui valores aos parâmetros dos modelos construídos para executar a simulação e assim, comparar os resultados obtidos com as especificações do projeto.

Este capítulo trata de um modo geral da modelagem de sistemas de posicionadores hidráulicos. A Figura 3. 1 mostra o desenho esquemático de uma configuração de um sistema de atuação utilizada nesta dissertação, isto é, o conjunto formado pela válvula proporcional simétrica acoplada ao cilindro hidráulico simétrico através de um duto, cuja função é gerar um efeito de massa aparente. O cilindro é conectado ao sistema de carregamento, uma mola com uma pré-carga ajustável.

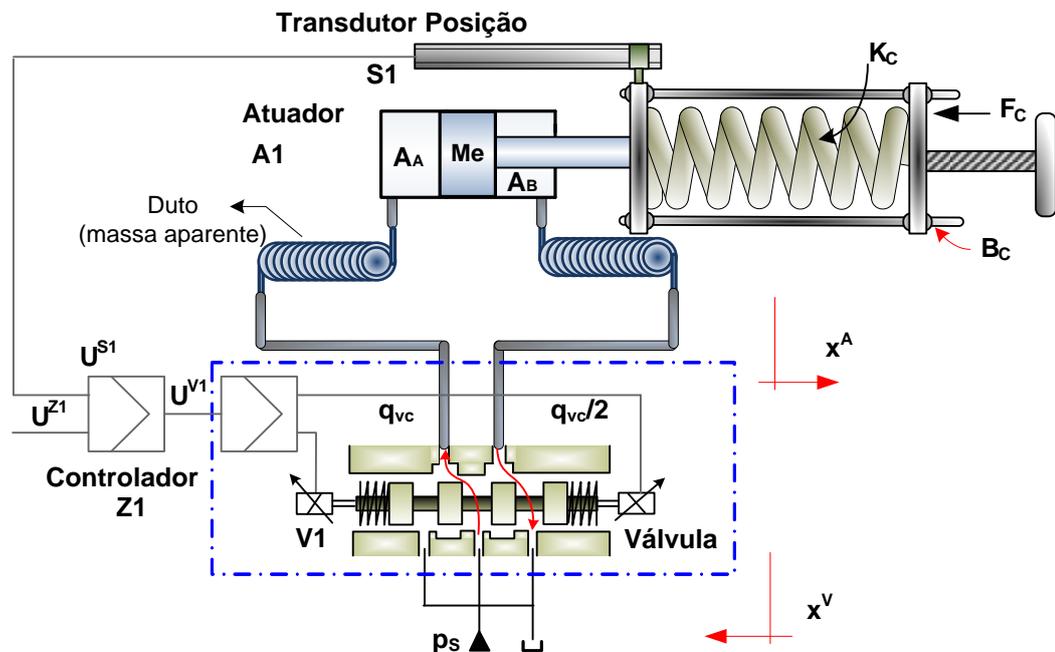


Figura 3. 1 - Modelo do sistema de atuação

No decorrer deste capítulo é descrito o modelo não linear de um sistema de atuação considerando o vazamento da válvula. Portanto serão apresentados os modelos matemáticos que descrevem as características estáticas e dinâmicas e seus respectivos diagramas de blocos.

Para obter o modelo não-linear do sistema de atuação hidráulico, a válvula proporcional e o cilindro são modelados separadamente de acordo com as equações que regem seu comportamento. A união dos dois modelos resulta no modelo do sistema de atuação hidráulico.

A Figura 3. 2 mostra o diagrama de blocos do modelo não linear de um sistema de atuação hidráulico considerando o vazamento, com objetivo de dar uma visão geral da modelagem adotada. Podemos observar os ganhos do controlador, a função transferência da válvula, o subsistema mecânico, e o subsistema hidráulico. Os blocos que referenciam os subsistemas mecânico e hidráulico serão posteriormente detalhados.

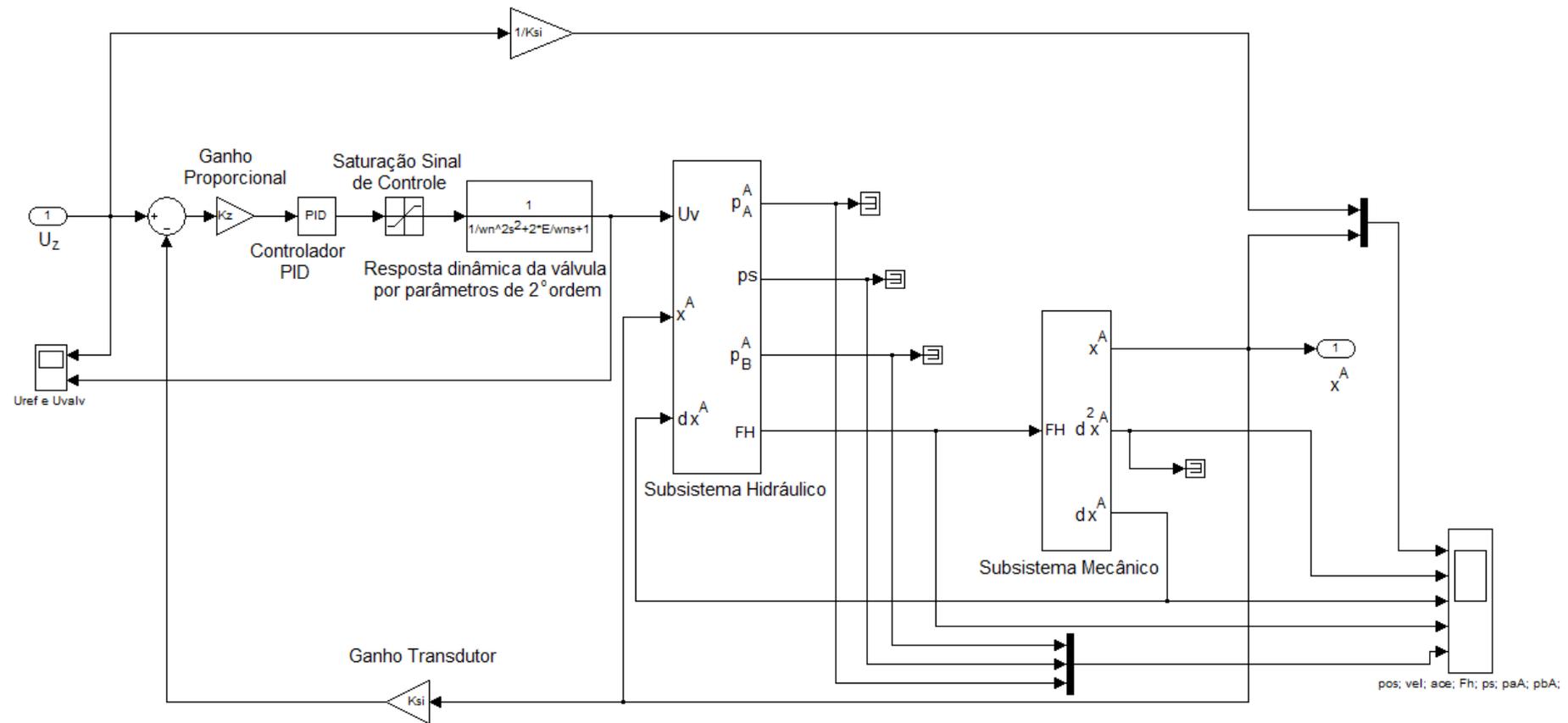


Figura 3. 2 - Diagrama de blocos do modelo não linear com vazamento

3.1 CILINDROS HIDRÁULICOS

Os sistemas hidráulicos podem ser submetidos a condições operacionais tanto em situações de regime permanente, onde a velocidade é constante e a pressão não sofre variação temporal significativa, como em situações nas quais a inércia das partes móveis, que são o êmbolo, a haste e a massa associada, a elasticidade dos elementos constituintes e a compressibilidade do fluido afetam o seu comportamento e devem, portanto, ser considerados no projeto e análise de sistemas hidráulicos.

Os cilindros hidráulicos, também conhecidos como atuadores lineares, são os componentes que realizam o trabalho útil associado ao movimento linear. Para sua modelagem utilizam-se duas equações: a equação do movimento (2º Lei de Newton) e a equação da continuidade, obtida pelo princípio da conservação da massa (FURST e DE NEGRI, 2002)

Nesta seção serão descritas as equações que modelam o comportamento dos cilindros, possibilitando a análise dos mesmos.

3.1.1 Forças atuantes (equação do movimento)

Conforme mostra a Figura 3. 3, as principais forças atuantes no cilindro são: força de inércia decorrente da aceleração da massa do conjunto (Mt); força hidráulica (F_H) devido às pressões atuantes em cada lado do êmbolo ($F_H = (p_A^A \cdot A_A^A) - (p_B^A \cdot A_B^A)$); força de pré-carga (F_{PreC}); força de atrito (Fat) e força da mola ($Fm = Kx \cdot x^A$).

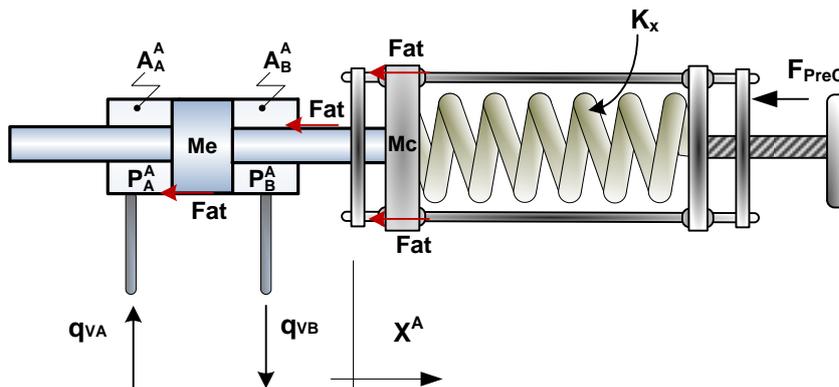


Figura 3. 3 - Forças atuantes no cilindro

Assim, pela segunda lei de Newton tem-se:

$$(p_A^A \cdot A_A^A) - (p_B^A \cdot A_B^A) = Mt \cdot \frac{d^2 x^A}{dt^2} + Kx \cdot x^A + Fat + F_{PreC} \quad (3.1)$$

Onde:

$(p_A^A \cdot A_A^A) \rightarrow$ é a força aplicada na área A_A^A devida a pressão p_A^A na câmara A;

$(p_B^A \cdot A_B^A) \rightarrow$ é a força aplicada na área A_B^A devida a pressão p_B^A na câmara B;

F_{at} \rightarrow é a força de atrito presente no cilindro e nas guias da bancada de carregamento [N];

F_{PreC} \rightarrow é a força de pré-carga da mola [N];

$Mt \rightarrow (Me + Mc + Mf) \rightarrow$ é a massa total [Kg];

$Me \rightarrow$ é a massa do embolo do cilindro [Kg];

$Mc \rightarrow$ é a massa da carga [Kg];

$Mf \rightarrow$ é a massa efetiva do fluido [Kg];

$Kx \rightarrow$ Constante elástica da mola [N m⁻¹].

1- Cilindro Simétrico de haste passante de dupla ação:

Em um cilindro de haste passante simétrico as áreas são iguais ($A_A^A = A_B^A = A^A$) e, neste caso, adota-se uma pressão de carga (pc) que é igual à diferença de pressão das câmaras do cilindro ($pc = p_A^A - p_B^A$) que configura a pressão útil para vencer as cargas presentes.

$$F_H = A^A \cdot pc = Mt \cdot \frac{d^2 x^A}{dt^2} + Kx \cdot x^A + Fat + F_{PreC} \quad (3.2)$$

2- Cilindro Assimétrico de Dupla Ação:

No caso de um cilindro assimétrico de dupla ação as áreas são desiguais ($A_A^A \neq A_B^A$) e a pressão de carga 'pc' depende da relação entre as câmaras do cilindro. Já que para uma relação entre as áreas do cilindro temos $r_A^A = A_A^A / A_B^A$, com $r_A^A = 2$ temos $A_A^A = 2 \cdot A_B^A$ e assim, a pressão de carga é dada por $pc = p_A^A - 1/2 p_B^A$. Conseqüentemente a equação 4.1 pode ser escrita como:

$$F_H = \left(p_A^A - \frac{p_B^A}{2} \right) \cdot A_A^A = Mt \cdot \frac{d^2 x^A}{dt^2} + Kx \cdot x^A + Fat + F_{PreC} \quad (3.3)$$

A Figura 3. 4 mostra o diagrama de blocos que representa a equação (4.1) do movimento do atuador hidráulico, que detalha o bloco do subsistema mecânico da Figura 3. 2.

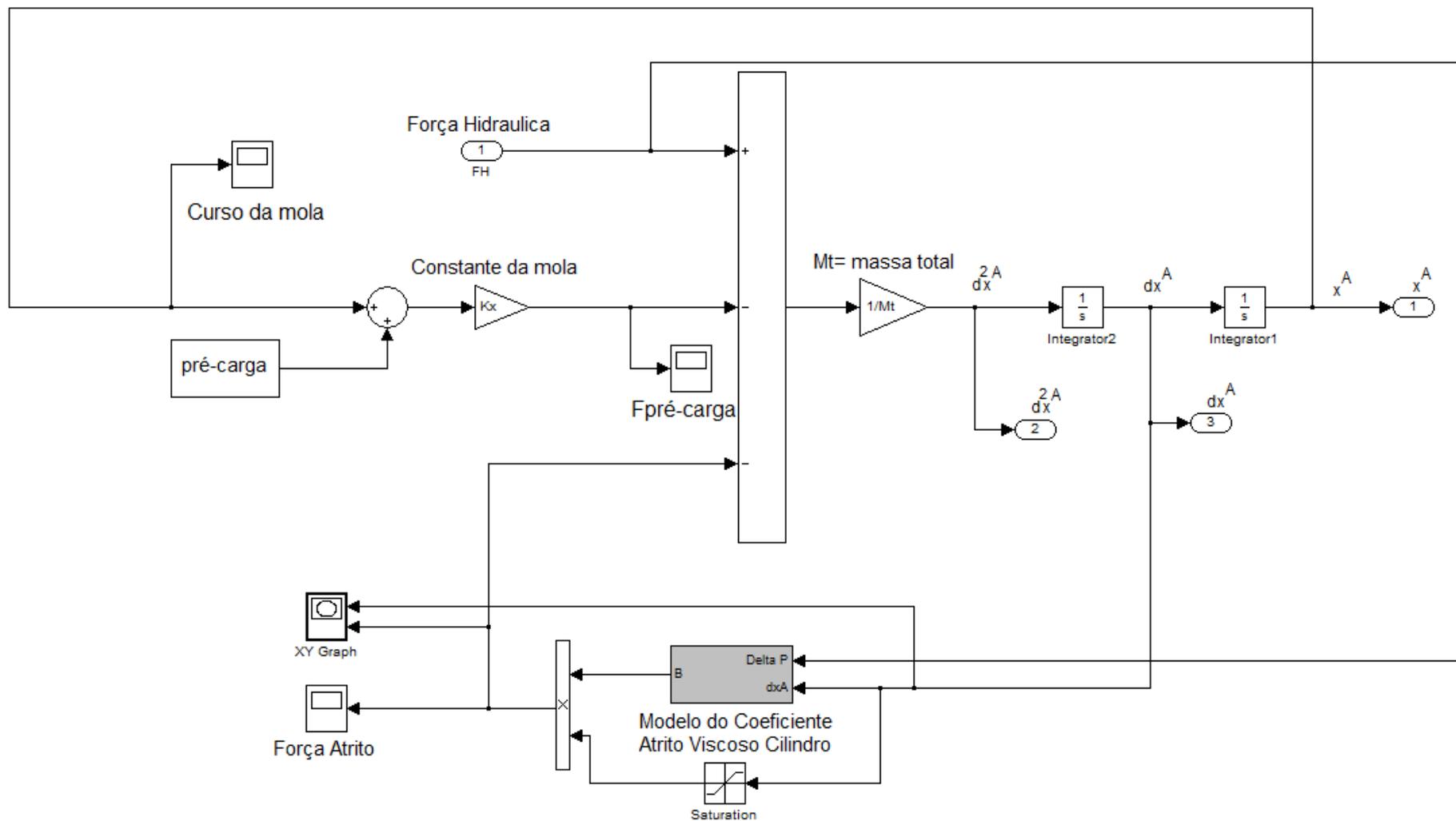


Figura 3. 4 - Diagrama de blocos da equação do movimento (segunda lei de Newton)

3.1.2 Equação da vazão em cilindros: (equação da continuidade)

A equação 3.4 determina que a diferença entre a vazão de entrada e vazão de saída em um dado volume de controle (VC) é igual à taxa de variação do volume com o tempo somada à parcela que corresponde à expansão ou compressão do fluido neste VC.

$$qv_1 - qv_2 = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\beta} \cdot \frac{dp}{dt} \tag{3.4}$$

O módulo de elasticidade (β) compensa o efeito da pressão na variação da massa específica do fluido. No entanto, destaca-se o emprego do módulo de elasticidade efetivo (β_e) em diversas situações reais, já que o mesmo considera o efeito da dilatação de tubulações e paredes do cilindro e a presença de ar no fluido hidráulico.

Em seguida serão apresentadas as equações para os dois modelos de cilindros utilizados nesta dissertação.

1- Cilindro simétrico de dupla ação:

Para o caso de um cilindro de haste passante simétrico, as vazões qv_A^A e qv_B^A serão iguais em regime permanente, uma vez que suas áreas A_A^A e A_B^A são iguais, conforme pode ser visto na Figura 3. 5 abaixo.

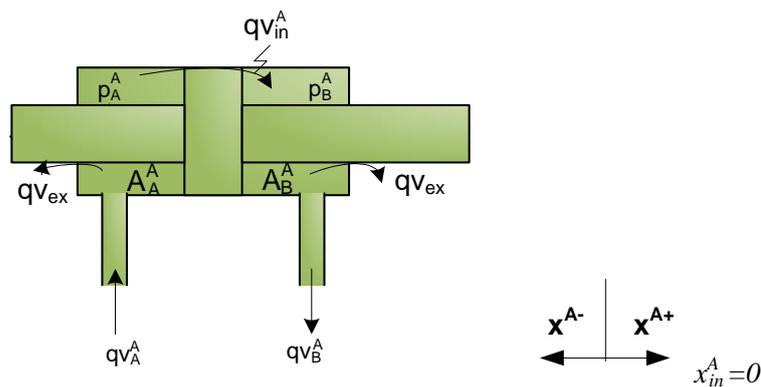


Figura 3. 5 – Cilindro de haste passante simétrico de dupla ação

Considerando-se que o cilindro de haste passante simétrico tenha uma posição inicial onde os volumes de ambas as câmaras sejam iguais (incluindo tubulações), tem-se que

$$V_A^A = V_B^A = V_T^A / 2.$$

2- Cilindro Assimétrico de dupla ação:

Para o caso de um cilindro assimétrico de dupla ação as vazões qv_A^A e qv_B^A não serão iguais em regime permanente uma vez que suas áreas A_A^A e A_B^A são diferentes.

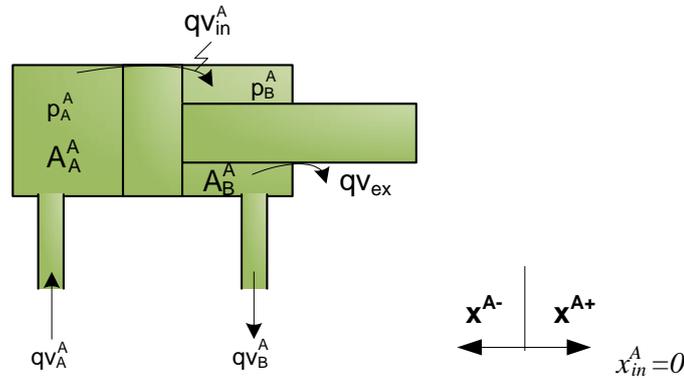


Figura 3. 6 – Cilindro assimétrico de dupla ação

Deste modo, referindo-se à Figura 3.5 e à Figura 3.6, a vazão que entra no cilindro é dada pela equação da continuidade:

$$qv_A^A = qv_{in}^A + \frac{dV_A^A}{dt} + \frac{V_A^A}{\beta e} \cdot \frac{dp_A^A}{dt} \quad (3.5)$$

A equação 3.5 representa a vazão que entra na câmara A do cilindro e é composta por uma parcela decorrente da velocidade (variação do volume), uma parcela advinda da compressibilidade (βe é o módulo de compressibilidade efetivo) e uma parcela devido ao vazamento interno. Da mesma forma a vazão que sai da câmara B do cilindro é dada por:

$$qv_B^A = qv_{in}^A + \frac{dV_B^A}{dt} - \frac{V_B^A}{\beta e} \cdot \frac{dp_B^A}{dt} \quad (3.6)$$

Segundo MERRITT (1967), o vazamento interno entre as câmaras A e B do cilindro é um parâmetro que contribui no aumento do amortecimento (ξ) do sistema. O vazamento interno é expresso como uma função linear que varia proporcionalmente à diferença de pressão entre as câmaras do cilindro, ou seja:

$$qv_{in}^A = C_{in} \cdot (p_A^A - p_B^A) \quad (3.7)$$

Onde:

C_{in} = constante de vazamento interno do cilindro [m^3/Pa]

qv_{in}^A = vazamento interno entre as câmaras A e B do cilindro [m^3/s]

Portanto a vazão que entra na câmara A do cilindro é dada por:

$$qv_A^A = C_{in} \cdot (p_A^A - p_B^A) + A_A^A \frac{dx^A}{dt} + \frac{V_A^A}{\beta e} \cdot \frac{dp_A^A}{dt} \quad (3.8)$$

$$\frac{dp_A^A}{dt} = \frac{\beta e}{V_A^A} \left(-A_A^A \cdot \frac{dx^A}{dt} - C_{in} \cdot (p_A^A - p_B^A) + qv_A^A \right)$$

A vazão que sai da câmara B do cilindro é dada por:

$$qv_B^A = C_{in} \cdot (p_A^A - p_B^A) + A_B^A \frac{dx^A}{dt} - \frac{V_B^A}{\beta e} \cdot \frac{dp_B^A}{dt} \quad (3.9)$$

$$\frac{dp_B^A}{dt} = \frac{\beta e}{V_B^A} \left(+A_B^A \cdot \frac{dx^A}{dt} + C_{in} \cdot (p_A^A - p_B^A) - qv_B^A \right)$$

Os volumes internos podem ser expressos como:

$$V_A^A = V_{A0}^A + A_A^A \cdot x^A \quad (3.10)$$

$$V_B^A = V_{B0}^A - A_B^A \cdot x^A \quad (3.11)$$

Despreza-se então o vazamento interno por ser, normalmente, muito pequeno quando comparado à vazão que entra no cilindro. Portanto a vazão que entra na câmara A do cilindro é:

$$qv_A^A = A_A^A \frac{dx^A}{dt} + \frac{V_{A0}^A + A_A^A \cdot x^A}{\beta e} \cdot \frac{dp_A^A}{dt} \quad (3.12)$$

$$\frac{dp_A^A}{dt} = \frac{\beta e}{V_{A0}^A + A_A^A \cdot x^A} \left(-A_A^A \cdot \frac{dx^A}{dt} + qv_A^A \right)$$

A vazão que sai da câmara B do cilindro é dada por:

$$qv_B^A = A_B^A \frac{dx^A}{dt} - \frac{V_{B0}^A - A_B^A \cdot x^A}{\beta e} \cdot \frac{dp_B^A}{dt} \quad (3.13)$$

$$\frac{dp_B^A}{dt} = \frac{\beta e}{V_{B0}^A - A_B^A \cdot x^A} \left(+A_B^A \cdot \frac{dx^A}{dt} - qv_B^A \right)$$

Onde:

- V_A^A → é o volume de cada câmara A do cilindro [m^3];
- V_B^A → é o volume de cada câmara B do cilindro [m^3];
- A_A^A → é a área útil da câmara B do cilindro [m^2];
- A_B^A → é a área útil da câmara B cilindro [m^2];
- x^A → é o deslocamento do cilindro [m];
- V_{A0}^A, V_{B0}^A → é o Volume inicial nas linhas A e B do cilindro [m^3 / s];
- qv_A^A → é a vazão que entra na câmara A do cilindro [m^3 / s];
- qv_B^A → é a vazão que sai da câmara B do cilindro [m^3 / s];
- βe → Módulo de elasticidade do fluido [Pa].

A Figura 3. 7 e a Figura 3. 8 mostram o diagrama de blocos da equação da continuidade das câmaras A e B implementadas.

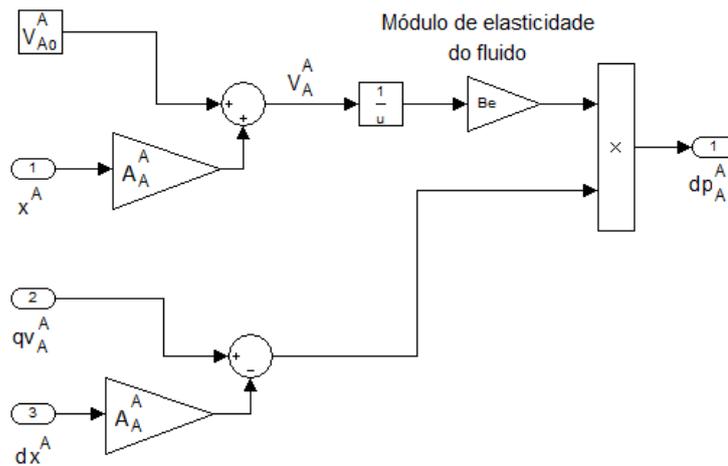


Figura 3. 7 - Diagrama de blocos da equação da continuidade câmara A

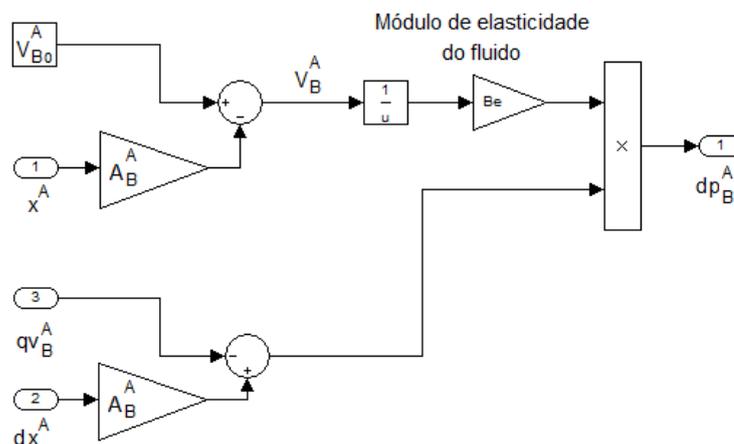


Figura 3. 8 - Diagrama de blocos da equação da continuidade câmara B

3.2 VÁLVULAS DE CONTROLE CONTÍNUO

Será apresentada abaixo a modelagem das válvulas de controle contínuo (VCC). Conforme descrito na seção 2.3, são aquelas que controlam o fluxo de energia de um sistema de modo contínuo, em resposta a um sinal de entrada também contínuo. Nesta categoria estão inseridas as válvulas utilizadas nessa dissertação, comercialmente conhecidas como *servoválvulas (SV)* e *válvulas proporcionais (VP)*.

Para a descrição do comportamento estático (regime permanente) e dinâmico (regime transiente) da válvula são utilizadas as seguintes equações: mecânica dos fluidos, mecânica clássica e eletrotécnica, incluindo ainda balanço de forças (segunda lei de Newton), conservação da massa, equação da vazão em orifícios (não linear) e conservação da quantidade de movimento, aplicadas posteriormente em válvulas de 4 vias.

3.2.1 Válvula carretel de 4 vias:

Segundo (DE NEGRI, 2001), as válvulas carretel de 4 vias assumem duas formas construtivas, com 3 ressaltos ou 4 ressaltos, conforme a Figura 3. 9 e a Figura 3. 10.

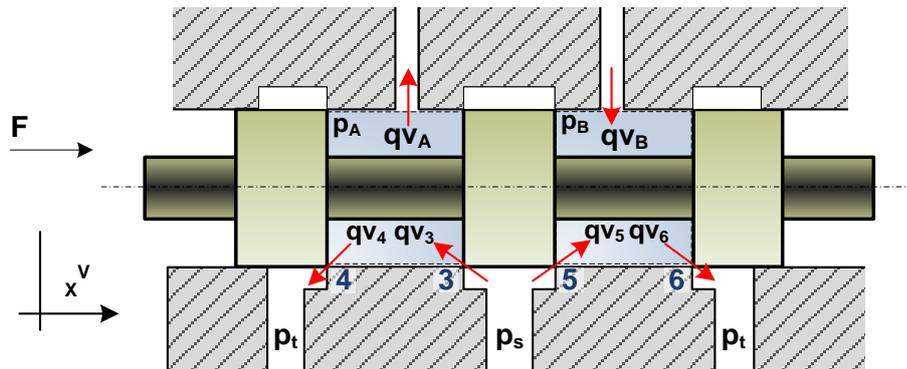


Figura 3. 9 – Válvula carretel de 4 vias com 3 ressaltos (DE NEGRI, 2001)

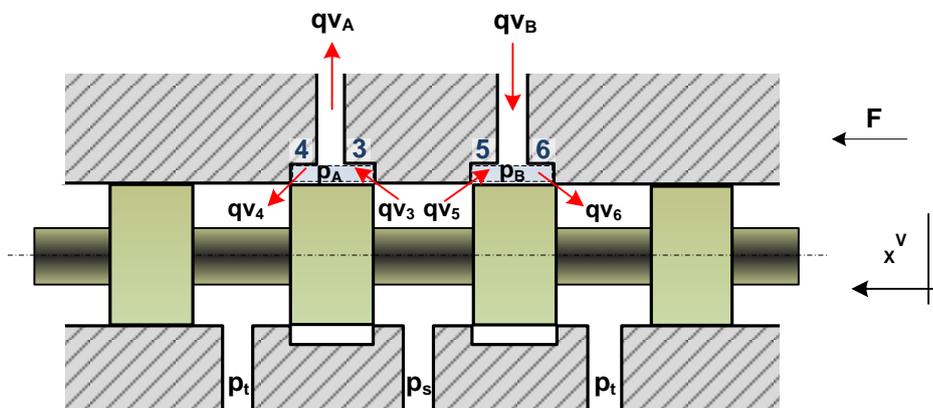


Figura 3. 10 - Válvula carretel de 4 vias com 4 ressaltos (DE NEGRI, 2001)

Quando o carretel da válvula se desloca para a direita ($x^V > 0$), ocorre a comunicação da linha submetida à pressão de suprimento (p_s) com a conexão para a câmara A de um cilindro conectado à válvula. Ocorre também a comunicação da linha submetida à pressão de retorno (p_t) com a conexão para a câmara B do cilindro. Sendo que a pressão de suprimento é maior que a pressão de retorno, a pressão p_A da câmara A do cilindro será maior que a pressão p_B da câmara B, surgindo uma força disponível para movimentar a carga. Este aumento de pressão de carga ($p_c = p_A - p_B$) faz com que ocorra o movimento do pistão, ao mesmo tempo, aparecerá uma vazão de controle ‘ qv_c ’.

Observando a Figura 3. 9 e a Figura 3. 10, pode-se identificar que quando $x^V > 0$, o fluido hidráulico passa pelos orifícios de controle 3 de um lado e 6 de outro. De forma análoga, se o carretel for movimentado no sentido oposto, ou seja, $x^V < 0$, haverá uma vazão ‘ qv_c ’ no sentido oposto, bem como o movimento do cilindro acontecerá também no sentido oposto. Vale observar que, quando $x^V < 0$, a vazão de fluido hidráulico passa pelos orifícios 4 de um lado e 5 de outro.

Nestas válvulas os orifícios que controlam a passagem de fluido são definidos pelo deslocamento do carretel, movimentando os ressaltos em relação aos respectivos pórticos.

3.2.2 Equação do movimento:

Dinâmica da válvula de 1ª ordem:

$$K_{RP}.U_c = \tau. \frac{dx^V}{dt} + x^V \quad (3.14)$$

Isolando x^V tem-se:

$$x^V = \frac{K_{RP}}{(\tau s + 1)}.U_c \quad (3.15)$$

Dinâmica da válvula de 2ª ordem:

$$K_{RP}.U_c = \frac{1}{\omega_n^2} \cdot \frac{d^2 x^V}{dt^2} + \frac{2\xi}{\omega_n} \cdot \frac{dx^V}{dt} + x^V \quad (3.16)$$

Isolando x^V e dividindo por ω_n^2 tem-se:

$$x^V = \frac{K_{RP}}{\left(\frac{1}{\omega_n^2} s^2 + \frac{2\xi}{\omega_n} s + 1\right)}.U_c \quad (3.17)$$

Os parâmetros da constante de tempo (τ), frequência natural (ω_n) e coeficiente de amortecimento (ξ) são obtidos em catálogos de fabricantes. A frequência natural ω_n corresponde à largura de passagem.

3.2.3 Equação da vazão de controle:

Para representar a equação de vazão em orifícios faz-se uso da equação de Bernoulli. Ela estabelece que a energia ao longo de um escoamento se conserva, podendo haver a conversão entre as energias cinética, de pressão e potencial.²

Esta equação é de natureza não-linear e aplicada para estudo de válvulas de controle. Nestas válvulas os orifícios que controlam a passagem de fluido são definidos pelo deslocamento do carretel, movimentando os ressaltos em relação aos respectivos pórticos.

Para: $x^V \geq 0$

$$qv_A^V = cd \cdot A_3^V \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (ps - p_A^V)} - cd \cdot A_4^V \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_A^V - pt)} \quad (3.18)$$

$$qv_B^V = cd \cdot A_6^V \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_B^V - pt)} - cd \cdot A_5^V \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (ps - p_B^V)} \quad (3.19)$$

Para: $x^V \leq 0$

$$qv_A^V = cd \cdot A_4^V \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_A^V - pt)}{\rho}} - cd \cdot A_3^V \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (ps - p_A^V)}{\rho}} \quad (3.20)$$

$$qv_B^V = cd \cdot A_5^V \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (ps - p_B^V)}{\rho}} - cd \cdot A_6^V \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_B^V - pt)}{\rho}} \quad (3.21)$$

Onde:

qv_A^V = vazão que sai da linha A da válvula [m³/s];

qv_B^V = vazão que entra na linha B da válvula [m³/s];

cd = coeficiente de descarga nos orifícios de controle;

$A_{3,4,5,6...}^V$ = área dos orifícios de passagem da válvula [m²];

ρ = massa específica do óleo [Kg/m³];

ps = pressão de suprimento [Pa];

p_A^V = pressão na linha A da válvula [Pa];

²Maiores detalhes sobre o equacionamento detalhado da equação de Bernoulli pode ser encontrado em (DE NEGRI, 2001) e LINSUNGEN (2002).

p_B^V = pressão na linha B da válvula [Pa];

p_t = pressão de retorno [Pa];

3.2.4 Coeficiente de vazão da válvula (K_V)

De acordo com (DE NEGRI e FURST, 2002), parâmetros como cd e $A_{3,4,5,6...}^V$, não são obtidos nos catálogos de fabricantes, além de não haver uma forma unificada de caracterização de seus produtos. Para solucionar esse problema, a equação da vazão da válvula é reescrita, dessa vez com dados de fácil extração do catálogo. Assim, com o gráfico da Curva Vazão-Tensão fornecido pelo catálogo do fabricante (Figura 3. 11), é possível obter o parâmetro do coeficiente de vazão da válvula.

Vazão nominal de 8 L/min à 10 bar de diferencial de pressão na válvula

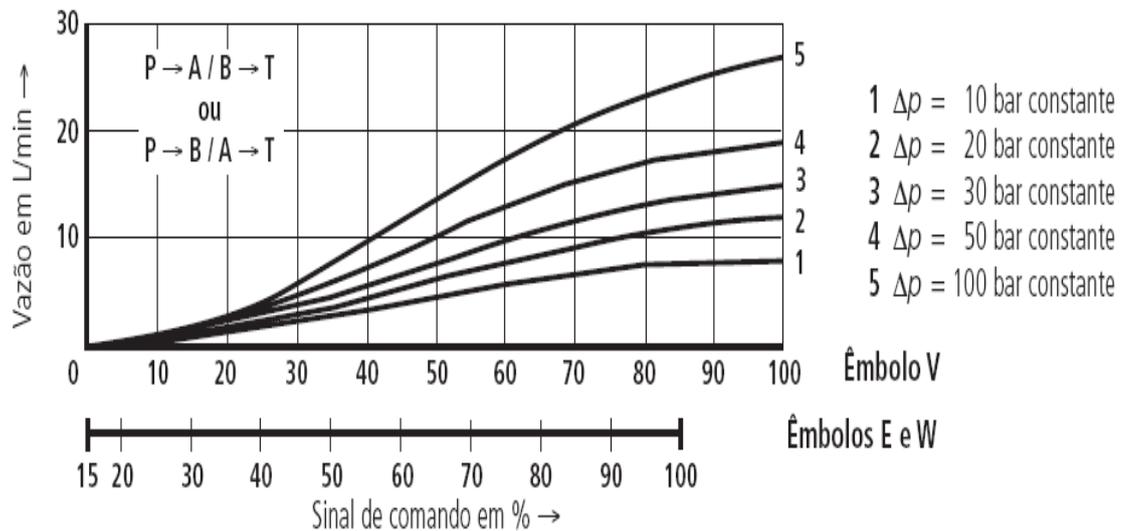


Figura 3. 11 – Curva da Vazão - Tensão da válvula assimétrica (BOSCH REXROTH, 2007).

Como descrito anteriormente, os catálogos fornecem gráficos como o exposto acima. A partir do gráfico apresentado na Figura 3. 11, referente às válvulas Rexroth utilizadas, extrai-se a vazão nominal da válvula ' qv_{Cn}^V ', para uma dada diferença de pressão ' Δp_m '. Assim é possível calcular o coeficiente de vazão ' $K_{V_{CAT}}$ ' a partir da equação (3.22).

$$K_{V_{CAT}} = \frac{qv_{Cn}^V}{\sqrt{\Delta p_m}} \tag{3.22}$$

Onde:

Kv_{CAT} = coeficiente de vazão total [(m³/s)/(Pa)^{1/2}];

qv_{Cn}^V = vazão de controle nominal da válvula [m³/s];

Δp_m = diferença de pressão total nominal na válvula [Pa].

Como descrito na seção 2.3.1, para um melhor entendimento denomina-se ' Δp_t ' como a soma da perda de carga nas vias ou a diferença de pressão total da válvula e ' $\Delta p_{parcial}$ ' como a perda de carga por par de vias ou a diferença de pressão parcial na válvula. Desta forma, a vazão que passa pelo orifício de controle da válvula pode ser descrita como:

$$qv_C = Kv_{CAT} \cdot \frac{U}{U_n} \cdot \sqrt{\Delta p_t} = Kv_P \cdot \frac{U}{U_n} \cdot \sqrt{\Delta p_{parcial}} \quad (3.23)$$

Onde:

qv_C = vazão de controle [m³/s];

Kv_P = coeficiente de vazão parcial [(m³/s)/(Pa)^{1/2}];

Δp_t = diferença de pressão total na válvula [Pa];

$\Delta p_{parcial}$ = diferença de pressão parcial na válvula [Pa];

Segundo (DE NEGRI e FURST, 2002), a relação entre Δp_t e $\Delta p_{parcial}$ é de $\Delta p_t = 2 \cdot \Delta p_{parcial}$, portanto a partir da equação 3.23 encontra-se a relação entre o coeficiente parcial Kv_P e o total Kv_{CAT} , que é dado por:

$$Kv_P = Kv_{CAT} \cdot \sqrt{2} \quad (3.24)$$

Onde:

Kv_P = coeficiente de vazão (parcial) da válvula;

Tem-se então, que as equações (3.18), (3.19), (3.20) e (3.21) podem ser reescritas utilizando o coeficiente de vazão Kv_P , que pode ser calculado a partir de dados de catálogos como descrito anteriormente. Este representa a relação da vazão para uma entrada em posição nominal, tensão (U_n) com uma pressão de teste considerada nominal.

Assim, pode-se reescrever a equação da vazão parcial por via como:

Para $x^V \geq 0$:

$$qv_A^V = Kv_A \cdot \frac{U}{U_n} \cdot \sqrt{ps - p_A^V} \quad (3.25)$$

$$qv_B^V = Kv_B \cdot \frac{U}{U_n} \cdot \sqrt{p_B^V - pt} \quad (3.26)$$

Para $x^V \leq 0$:

$$qv_A^V = Kv_A \cdot \frac{U}{U_n} \cdot \sqrt{p_A^V - pt} \quad (3.27)$$

$$qv_B^V = Kv_B \cdot \frac{U}{U_n} \cdot \sqrt{ps - p_B^V} \quad (3.28)$$

Onde:

Kv_A = coeficiente de vazão parcial na via A da válvula [(m³/s)/(Pa)^{1/2}];

Kv_B = coeficiente de vazão parcial na via B da válvula [(m³/s)/(Pa)^{1/2}].

U = sinal de tensão de entrada da válvula [V];

Un = tensão nominal [V];

Assim para:

Válvula simétrica: $qv_A^V = qv_B^V \rightarrow Kv_A = Kv_B \quad (3.29)$

Válvula assimétrica (relação 2:1): $qv_A^V = 2 \cdot qv_B^V \rightarrow Kv_A = 2 \cdot Kv_B \quad (3.30)$

Válvula assimétrica (relação 4:3): $qv_A^V = 1,33 \cdot qv_B^V \rightarrow Kv_A = 1,33 \cdot Kv_B \quad (3.31)$

3.2.5 Modelos da equação da vazão na válvula com vazamento:

Segundo (VIRVALO, 1999), o vazamento interno na válvula é uma importante característica, influenciando na dinâmica das pressões na posição central e no amortecimento. Portanto, esse fator é inserido na equação da vazão da válvula com o intuito de melhor descrever o comportamento do sistema real.

O vazamento interno em válvulas direcionais é determinado segundo a norma ISO 10770-1, onde as vias A e B da válvula são bloqueadas e a vazão de suprimento é medida em função da variação do sinal de entrada em toda a sua faixa. Porém, geralmente o valor fornecido pelos catálogos é apenas o máximo vazamento interno, obtido quando o sinal de entrada é nulo ($U_c = 0$) e o carretel está centrado.

Levando-se em consideração o vazamento interno, o modelo, derivado das equações (3.25) a (3.28), descreve o sistema durante a abertura de orifícios de controle em função do deslocamento do carretel. Os vazamentos na válvula, decorrentes de folgas internas, são escritos como dependentes da diferença de pressão e independentes do deslocamento do carretel. Assim, têm-se as seguintes expressões para válvulas de 4 vias:

Para $x^V \geq 0$:

$$\begin{aligned} qv_A^V &= qv_3^V - qv_4^V \\ qv_A^V &= \left(K_{vA} \frac{U_C}{U_n} + K_{vinA} \right) \cdot \sqrt{ps - p_A^V} - K_{vinA} \sqrt{p_A^V - pt} \end{aligned} \quad (3.32)$$

$$\begin{aligned} qv_B^V &= qv_6^V - qv_5^V \\ qv_B^V &= \left(K_{vB} \frac{U_C}{U_n} + K_{vinB} \right) \cdot \sqrt{p_B^V - pt} - K_{vinB} \sqrt{ps - p_B^V} \end{aligned} \quad (3.33)$$

Para $x^V \leq 0$:

$$\begin{aligned} qv_A^V &= -qv_4^V + qv_3^V \\ qv_A^V &= - \left(K_{vA} \frac{|U_C|}{U_n} + K_{vinA} \right) \cdot \sqrt{p_A^V - pt} + K_{vinA} \sqrt{ps - p_A^V} \end{aligned} \quad (3.34)$$

$$\begin{aligned} qv_B^V &= -qv_5^V + qv_6^V \\ qv_B^V &= - \left(K_{vB} \frac{|U_C|}{U_n} + K_{vinB} \right) \cdot \sqrt{ps - p_B^V} + K_{vinB} \sqrt{p_B^V - pt} \end{aligned} \quad (3.35)$$

Onde:

K_{vinA} = coeficiente de vazamento interno na via A [$m^3/(sPa^{0,5})$]

K_{vinB} = coeficiente de vazamento interno na via B [$m^3/(sPa^{0,5})$]

A Figura 3. 12 mostra o diagrama de blocos referente à equação da vazão na câmara A da válvula considerando o vazamento interno, tanto para $x^V \geq 0$ como demonstrado na equação (4.32), quanto para $x^V < 0$ (4.34).

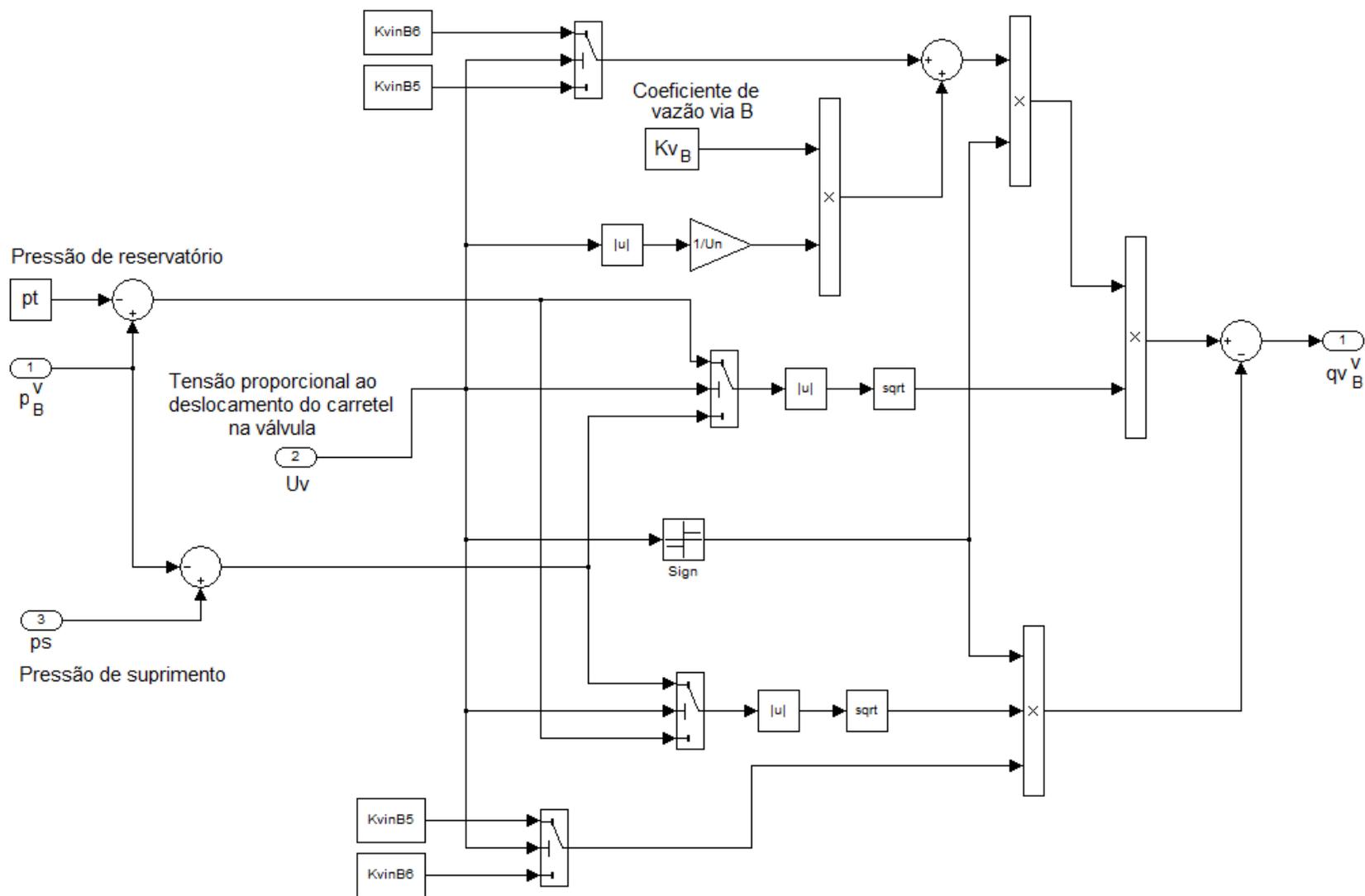


Figura 3. 13 – Diagrama de blocos da equação da vazão na câmara B da válvula considerando vazamento interno

Da mesma forma, a Figura 3. 13 acima apresenta o diagrama de blocos da equação da vazão na câmara B da válvula, onde para $x^V \geq 0$ tem-se a equação (4.33) e para $x^V < 0$ a equação (4.35).

Tendo como base as equações (3.32) a (3.35), a vazão na linha de suprimento é descrita como:

$$qv_p = qv_3^V + qv_5^V \quad (3.36)$$

Para $x^V \geq 0$:

$$qv_p = \left(Kv_A \frac{U_c}{U_n} + K_{vinA} \right) \cdot \sqrt{ps - p_A^V} - K_{vinB} \sqrt{ps - p_B^V} \quad (3.37)$$

Para $x^V \leq 0$:

$$qv_p = \left(Kv_B \frac{|U_c|}{U_n} + K_{vinB} \right) \cdot \sqrt{ps - p_B^V} - K_{vinA} \sqrt{ps - p_A^V} \quad (3.38)$$

Quando $U_c = 0$ temos:

$$qv_p = K_{vinA} \cdot \sqrt{ps - p_A^V} + K_{vinB} \cdot \sqrt{ps - p_B^V} \quad (3.39)$$

Além disso com as vias A e B da válvula bloqueadas tem-se que $p_A^V = p_B^V = ps/2$ e supondo que $K_{vinA} = K_{vinB} = K_{vinP}$.

$$K_{vinP} = \frac{qv_p}{\sqrt{2 \cdot ps}} \quad (3.40)$$

Onde, K_{vinP} = coeficiente de vazamento interno parcial e qv_p , nesse caso, é o vazamento interno fornecido no catálogo a uma pressão ps ;

3.3 MODELAGEM DOS DUTOS

Segundo (LINSINGEN, 2001), cavitação refere-se à formação e colapso de cavidades no fluido, provocadas pelas mudanças de fase: líquido | vapor | líquido. A vaporização de óleo mineral a 40°C ocorre tipicamente a uma pressão de 0,06 Pa_{abs} (6x10⁻⁷ bar_{abs}).

Assim, quando a pressão no sistema é reduzida ao valor da pressão de vapor do fluido há a mudança de fase. Com um aumento de pressão à temperatura constante, o vapor previamente formado se condensa rapidamente e as partículas líquidas são aceleradas contra as paredes do sistema.

Neste contexto, a análise das condições propícias de redução de pressão nas câmaras de um cilindro é importante para indicar ao projetista os limites operacionais do sistema

ou determinar quais as melhores combinações de componentes no sistema de controle de posição.

Com o intuito de realizar experimentos onde houvesse situações próximas às de cavitação nos cilindros hidráulicos, ou seja, pressões manométricas nas câmaras do cilindro abaixo de zero, verificou-se experimentalmente que seria necessária uma massa razoável a ser acelerada. A aplicação desta, devido às características físicas da bancada, tornou-se inviável. Optou-se então, pela implementação de um sistema de dutos entre a válvula e o cilindro, para que com diâmetros pequenos e comprimentos grandes ocorresse uma aceleração no fluido, assim, conseqüentemente, fornecendo uma força que possibilita a cavitação no cilindro.

A Figura 3. 14 apresenta o desenho esquemático da configuração utilizada para a modelagem dos dutos.

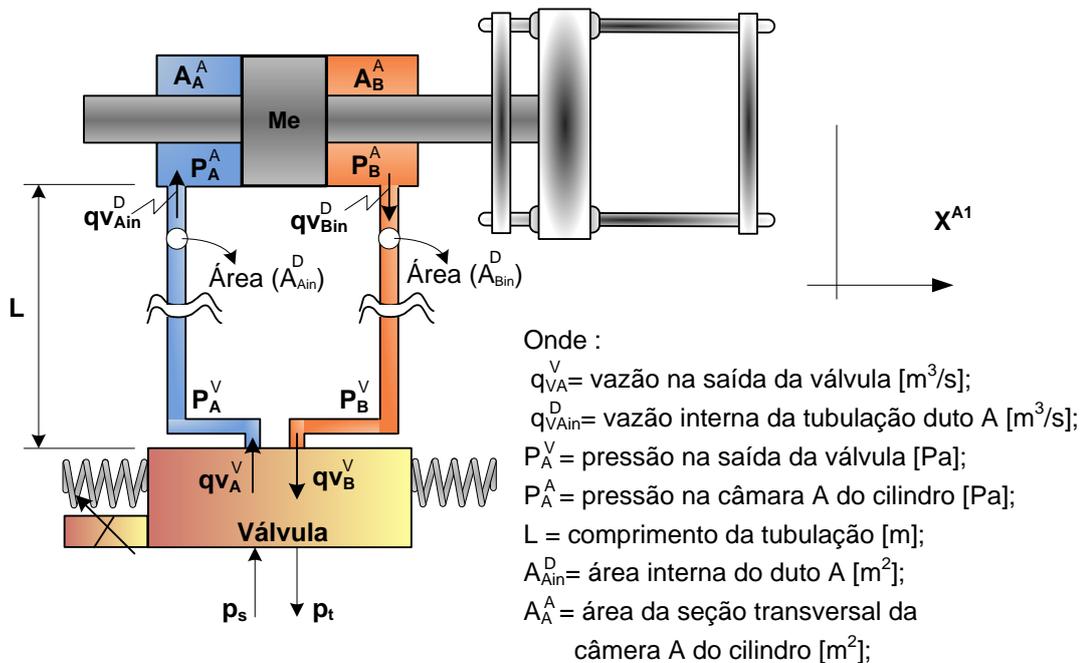


Figura 3. 14 – Diagrama esquemático dos dutos A e B entre válvula e cilindro

A Figura 3. 15 dá uma idéia geral do modelo do duto para esta aplicação, que encontra-se dentro do subsistema hidráulico mostrado na Figura 3. 2. Esse modelo, que simula o efeito de massa aparente, encontra-se entre o subsistema da equação da vazão da válvula e da equação da continuidade do atuador.

A seguir será apresentado o modelo detalhado dos dutos, bem como os modelos matemáticos que descrevem o seu comportamento e seus respectivos diagramas de blocos.

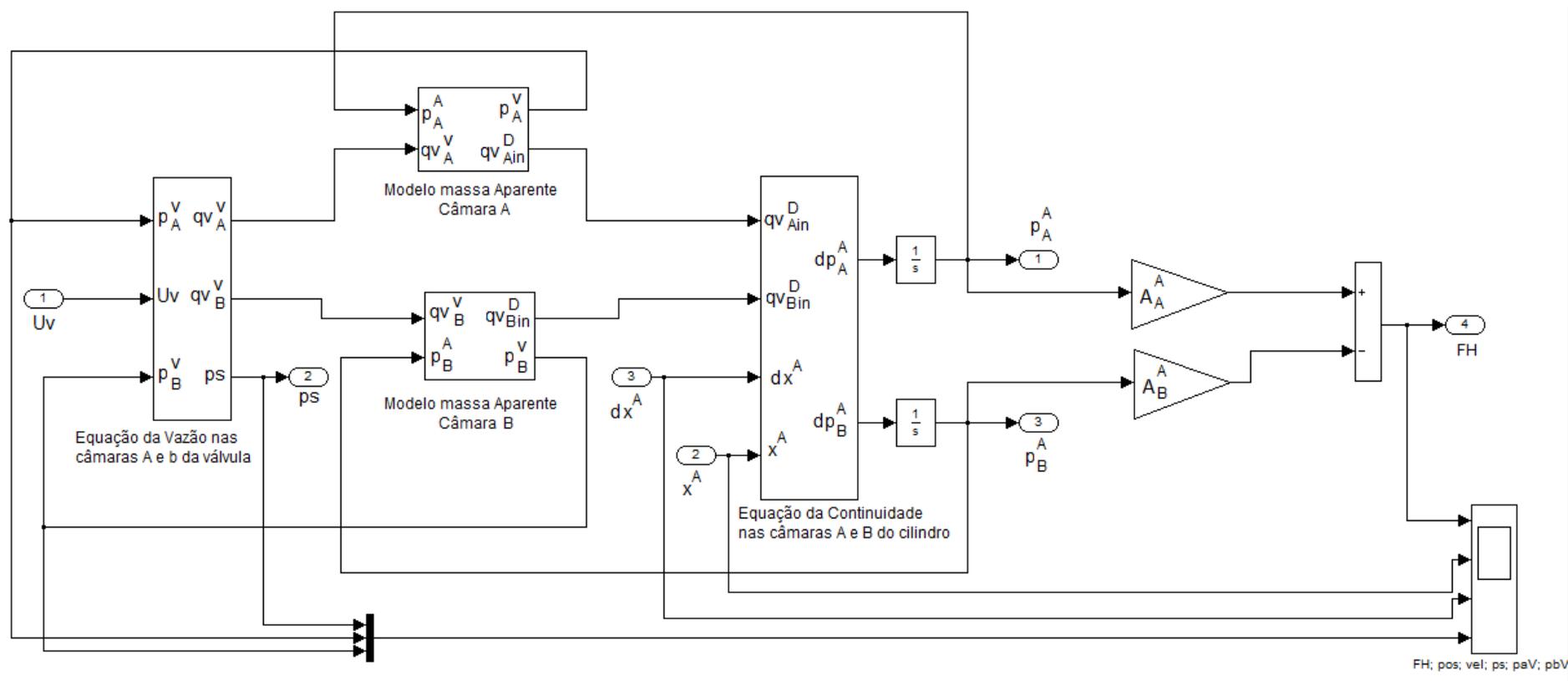


Figura 3. 15 – Diagrama de blocos Subsistema Hidráulico

Partindo-se do modelo acima ilustrado, a seguir serão relacionadas as equações utilizadas no duto A para criar o efeito de massa aparente desejada. O cálculo para o duto B é equivalente a esse.

3.3.1 Equação da continuidade do duto:

$$qv_A^V = qv_{Ain}^D + \frac{V_A^V}{\beta e} \cdot \frac{dp_A^V}{dt} \tag{3.41}$$

Onde:

qv_A^V = vazão na saída da válvula [m^3 / s];

qv_{Ain}^D = vazão interna da tubulação duto A [m^3 / s];

V_A^V = volume da válvula [m^3];

p_A^V = Pressão na saída da válvula [Pa];

βe = módulo de compressibilidade efetivo do fluido hidráulico [Pa].

A Figura 3. 16 ilustra o diagrama de blocos da equação 3.41 acima, que representa a equação da continuidade no lado A do duto.

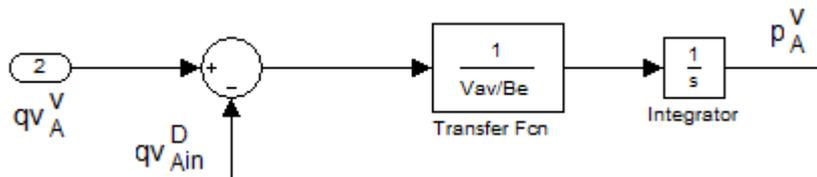


Figura 3. 16 - Diagrama de blocos da equação da continuidade da câmara A do duto

3.3.2 Equação da continuidade da câmara do cilindro:

$$qv_{Ain}^D = A_A^A \cdot \frac{dx^A}{dt} + \frac{V_A^A}{\beta e} \cdot \frac{dp_A^A}{dt} \tag{3.42}$$

Onde:

A_A^A = área da seção transversal da câmara A do cilindro [m^2];

V_A^A = volume da seção transversal da câmara A do cilindro [m^3];

P_A^A = pressão na câmara A do cilindro [Pa].

3.3.3 Conservação da energia: Perda de carga em tubulações

Segundo (LINSINGEN,2001), a variação da energia cinética é nula para um tubo reto de seção constante, de modo que a pressão por unidade de massa no trecho considerado corresponde ao aumento de energia interna no fluido e à transferência de calor através das fronteiras do escoamento. Esta “perda” de energia está relacionada ao atrito, e dessa forma:

$$\Delta u - \dot{Q}_c / qm = \Delta p / \rho \quad (3.43)$$

Onde:

\dot{Q}_c = fluxo de calor pela superfície controlada [*watts*];

qm = vazão mássica [*Kg / s*];

Δu = variação de energia interna específica [*J / Kg*].

Essa equação representa a perda de carga no duto, sendo igual à queda de pressão por unidade de massa $\Delta p / \rho$.

A perda de carga em sistemas de canalizações ou circuitos é subdividida em perdas contínuas, que ocorrem em trechos de canalização reta, e perdas localizadas, que surgem em acessórios. Este projeto detalha apenas as perdas contínuas, pois como se usa um duto longo, a perda de carga nesse será de maior influência frente à perda de carga localizada dos engates rápidos. O coeficiente de perda de carga foi obtido experimentalmente conforme a seção 4.7.

1-Cálculo do coeficiente de perda de carga interna do duto Cl :

LINSINGEN (2001) afirma que a distribuição de velocidade e vazão (equação de Hagen-Poiseuille) estabelece a relação entre a vazão e a queda de pressão para o escoamento linear viscoso, incompressível em regime permanente plenamente desenvolvido num duto circular.

$$qv = \frac{\pi.R^4}{8.\mu.L} . (p_1 - p_2) \quad (3.44)$$

Onde:

qv = vazão volumétrica [*m³ / s*];

L = comprimento da tubulação [m];

μ = viscosidade dinâmica [m.Pa.s] a 40°C;

R = raio interno da tubulação [*m²*];

$$(p_1 - p_2) = \Delta p = \text{diferença de pressão [Pa]}.$$

A partir da equação 3.44 define-se o coeficiente de perda de carga (Cl) como o termo que multiplica $(p_1 - p_2)$.

Logo:

$$Cl = \frac{(\pi.Dd^4)}{128.\mu.L} \tag{3.45}$$

Assim, como pode ser observado na Figura 3. 17, a constante de perda de carga interna do duto no lado A e B é dada por:

$$qv_{Ain}^D \cdot \frac{1}{Cla} = (p_{Ain}^D - p_A^A) \tag{3.46}$$

Onde:

V_A^A = volume da seção transversal da câmara A do cilindro [m^3];

p_A^A = pressão na câmara A do cilindro [Pa];

p_{Ain}^D = pressão interna no duto A [Pa];

μ = viscosidade dinâmica [m.Pa.s] à 40°C;

Cla = coeficiente de perda de carga no duto A [$\frac{m^3 / s}{Pa}$];

Logo para o duto no lado A e B temos:

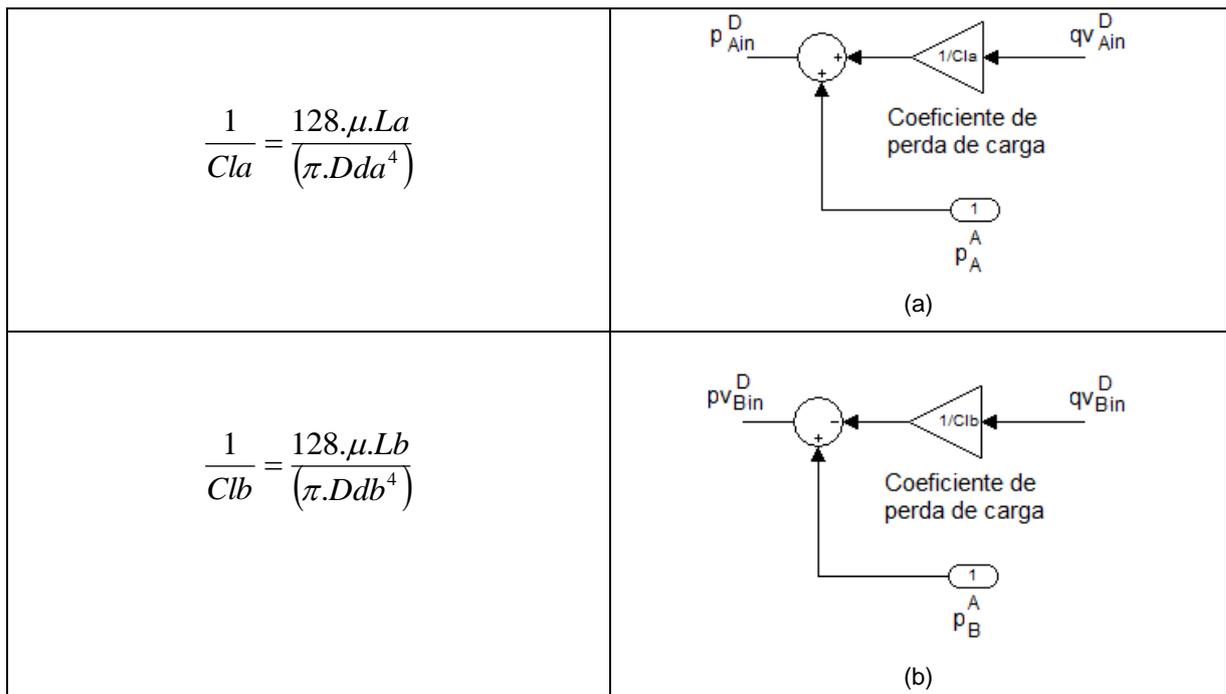


Figura 3. 17 - Diagrama de blocos do coeficiente de perda de carga dos dutos (a) A e (b) B

3.3.4 Equação da aceleração do fluido em dutos:

Segundo (STRINGER, 1976), em dutos de pequenos diâmetros, altos índices de aceleração podem estar envolvidos e, apesar da massa de óleo ser pequena, seu efeito sobre a aceleração do cilindro não é desprezível.

Considera-se como exemplo um cilindro assimétrico de dupla ação como ilustrado na Figura 3. 18. A porta à esquerda está conectada por um duto à válvula com fluido submetido à pressão constante p_A^V , e a porta à direita conectada por um duto à válvula com fluido submetido à pressão p_B^V .

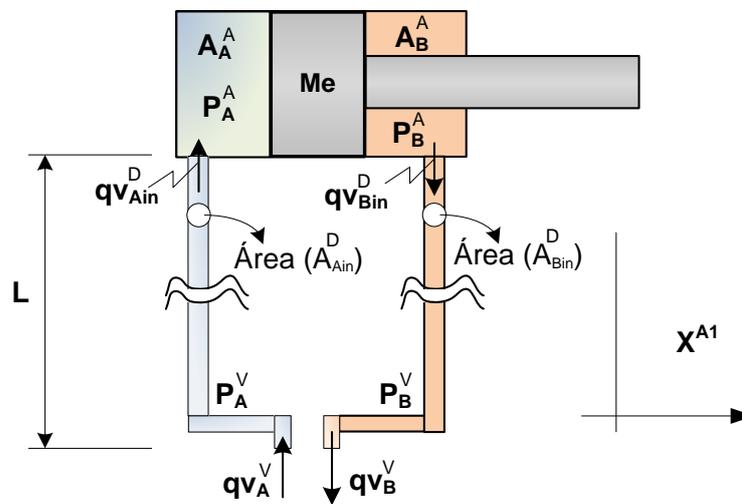


Figura 3. 18 - Diagrama esquemático da aceleração da massa nos dutos A e B

Despreza-se o atrito e o vazamento para uma maior clareza neste exemplo. Tem-se então que:

$$A_A^A \cdot p_A^A - A_B^A \cdot p_B^A = M_e \cdot \frac{d^2 x^A}{dt^2} \tag{3.47}$$

Um valor aproximado das pressões pode ser obtido, considerando-se que o óleo no duto se move como um bastão rígido. Para um duto de área A_{Ain}^D contendo uma massa total M_{Ain}^D de óleo acelerando num ritmo $\frac{d^2 x_{Ain}^D}{dt^2}$, para o lado A do duto tem-se:

$$A_{Ain}^D \cdot (p_A^V - p_A^A) = M_{Ain}^D \cdot \frac{d^2 x_{Ain}^D}{dt^2} \tag{3.48}$$

Isolando P_A^A :

$$p_A^A = -\frac{M_{Ain}^D}{A_{Ain}^D} \cdot \frac{d^2 x_{Ain}^D}{dt^2} + p_A^V \quad (3.49)$$

Da mesma forma para o lado B do duto tem-se:

$$A_{Bin}^D \cdot (p_B^A - p_B^V) = M_{Bin}^D \cdot \frac{d^2 x_{Bin}^D}{dt^2} \quad (3.50)$$

Isolando P_B^A tem-se:

$$p_B^A = \frac{M_{Bin}^D}{A_{Bin}^D} \cdot \frac{d^2 x_{Bin}^D}{dt^2} + p_B^V \quad (3.51)$$

Substituídas as equações 3.49 e 3.51 na equação 3.47 tem-se:

$$\begin{aligned} A_A^A \left(-\frac{M_{Ain}^D}{A_{Ain}^D} \cdot \frac{d^2 X_{Ain}^D}{dt^2} + p_A^V \right) - A_B^A \left(\frac{M_{Bin}^D}{A_{Bin}^D} \cdot \frac{d^2 X_{Bin}^D}{dt^2} + p_B^V \right) &= Me \cdot \frac{d^2 X^A}{dt^2} \\ A_A^A \cdot p_A^V - A_B^A \cdot p_B^V &= Me \cdot \frac{d^2 X^A}{dt^2} + M_{Ain}^D \cdot \frac{A_A^A}{A_{Ain}^D} \frac{d^2 X_{Ain}^D}{dt^2} + M_{Bin}^D \cdot \frac{A_B^A}{A_{Bin}^D} \frac{d^2 X_{Bin}^D}{dt^2} \end{aligned} \quad (3.52)$$

Assim, o fluido no duto move-se e acelera-se $\frac{A_A^A}{A_{Ain}^D}$ vezes o índice do fluido no cilin-

dro. Desconsidera-se o atrito do fluido e os efeitos de compressibilidade, portanto tem-se que:

$$\begin{aligned} q_{VA} &= A_A^A \cdot v_A^A = A_{Ain}^D \cdot v_{Ain}^D \\ \frac{d}{dt} &= \left(A_A^A \cdot \frac{dx^A}{dt} \right) = \left(A_{Ain}^D \cdot \frac{dx_{Ain}^D}{dt} \right) \\ \frac{d^2 x_{Ain}^D}{dt^2} &= \frac{A_A^A}{A_{Ain}^D} \cdot \frac{d^2 x^A}{dt^2} \end{aligned} \quad (3.53)$$

$$\begin{aligned}
 q_{VB} &= A_B^A \cdot v_B^A = A_{Bin}^D \cdot v_{Bin}^D \\
 \frac{d}{dt} &= \left(A_B^A \cdot \frac{dx^A}{dt} \right) = \left(A_{Bin}^D \cdot \frac{dx_{Bin}^D}{dt} \right) \\
 \frac{d^2 x_{Bin}^D}{dt^2} &= \frac{A_B^A}{A_{Bin}^D} \cdot \frac{d^2 x^A}{dt^2}
 \end{aligned}
 \tag{3.54}$$

Substituindo a equação 3.53 e 3.54 na equação 3.52 tem-se

$$A_A^A \cdot p_A^V - A_B^A \cdot p_B^V = Me \cdot \frac{d^2 x^A}{dt^2} + M_{Ain}^D \cdot \frac{(A_A^A)^2}{(A_{Ain}^D)^2} \frac{d^2 x^A}{dt^2} + M_{Bin}^D \cdot \frac{(A_B^A)^2}{(A_{Bin}^D)^2} \frac{d^2 x^A}{dt^2}
 \tag{3.55}$$

Esta pode ser reescrita como:

$$A_A^A \cdot p_A^V - A_B^A \cdot p_B^V = \left\{ Me + M_{Ain}^D \cdot \frac{(A_A^A)^2}{(A_{Ain}^D)^2} + M_{Bin}^D \cdot \frac{(A_B^A)^2}{(A_{Bin}^D)^2} \right\} \cdot \frac{d^2 x^A}{dt^2}
 \tag{3.56}$$

Como pode ser visto na equação 3.56, a massa que se move e causa efeito no lado A do duto é $Me + \left(\frac{A_A^A}{A_{Ain}^D} \right)^2 \cdot M_{Ain}^D$ e a relação $\left(\frac{A_A^A}{A_{Ain}^D} \right)^2$ pode ter um valor extremamente alto.

Por exemplo, com um cilindro de diâmetro de 75mm e um duto de 15mm, desconsiderando a área do êmbolo, tem-se que para $\left(\frac{A_A^A}{A_{Ain}^D} \right) = \left(\frac{75}{15} \right) = 25$ e para $\left(\frac{A_B^A}{A_{Bin}^D} \right) = \left(\frac{75}{15} \right) = 25$.

Então, o efeito causado por 0.2kg de fluido na tubulação é o mesmo efeito de uma massa fixada ao pistão de 125kg.

Baseado no exemplo acima apresentado tem-se que a equação da aceleração em um duto é dada pela equação 3.57 e pelo diagrama de blocos da Figura 3. 19:

$$\rho \cdot \frac{V_{Ain}^D}{A_{Ain}^D} \cdot \frac{dq_{VAin}^D}{dt} = A_{Ain}^D \cdot p_A^V - A_{Ain}^D \cdot p_{Ain}^D
 \tag{3.57}$$

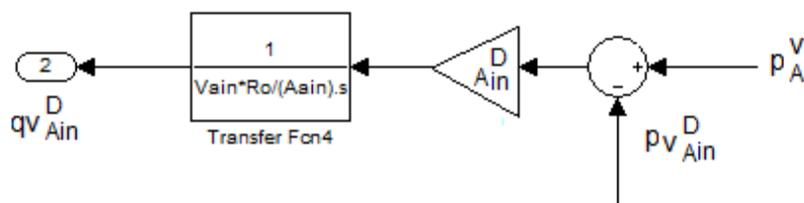


Figura 3. 19 - Diagrama de blocos da equação da aceleração no duto A

3.3.5 Massa efetiva do fluido:

A equação abaixo fornece o valor da massa efetiva que está sendo gerada pelos dutos, isto é, a força de carga que está sendo aplicada no cilindro. Esta tem o mesmo efeito de uma massa adicionada ao pistão do cilindro.

$$M_f = \rho \cdot V_{Ain}^D \cdot \left(\frac{A_A^A}{A_{Ain}^D} \right)^2 + \rho \cdot V_{Bin}^D \cdot \left(\frac{A_B^A}{A_{Bin}^D} \right)^2 \quad (3.58)$$

Onde:

A_{Ain}^A = área interna da tubulação [m^2] linha A;

V_{Ain}^D = volume interno da tubulação [m^3] na linha A;

ρ = massa específica [$\frac{Kg}{m^3}$];

A_A^A = área da seção transversal da câmara A do cilindro [m^2];

A_B^A = área da seção transversal da câmara B do cilindro [m^2];

3.4 Considerações finais

Neste capítulo foram apresentadas as equações utilizadas na modelagem do sistema de posicionamento hidráulico, que representam matematicamente o comportamento estático e dinâmico dos componentes desse sistema.

Foram apresentadas as equações do efeito de massa aparente gerado através de grandes acelerações do fluido por dutos de pequeno diâmetro, que permitiu a obtenção de um sistema com grande carga mesmo quando a configuração da bancada não o permitia. A perda de carga do sistema também foi equacionada, levando em consideração que o novo sistema adotado utiliza mangueiras e engates rápidos.

Esse estudo matemático é de grande importância para o projeto do sistema, pois permite o correto dimensionamento dos componentes para que se atinja o objetivo desejado. Através da soma desses diversos efeitos é possível a obtenção de um modelo matemático relativamente próximo ao sistema real, sendo possível, assim, prever qual será o comportamento do mesmo.

A seguir será apresentada a bancada de estudos onde foram efetuados os experimentos práticos para o modelo de sistema de posicionamento anteriormente descrito.

CAPITULO 4

APARATO EXPERIMENTAL

A implementação experimental foi realizada no laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos (LASHIP) do departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina. Para isso utilizou-se como base uma bancada para estudos documentada em Souza (2004), sendo implementadas algumas modificações para atender às necessidades específicas do projeto.

4.1 BANCADA DE ESTUDO

A Plataforma de Hidráulica Proporcional (PHP)³, que pode ser vista na Figura 4. 1, foi projetada e construída pelo LASHIP com o propósito de estudar e projetar sistemas de hidráulica proporcional. A mesma é composta por:

- ✓ UPCH (Unidade de Potência e Condicionamento Hidráulico);
- ✓ Bancada de trabalho;
- ✓ Sistema de aquisição VXI;
- ✓ Computadores com o software LabVIEW;
- ✓ Cilindros Simétricos e Assimétricos;
- ✓ Válvulas Simétricas e Assimétricas;
- ✓ Transdutores de pressão e posição;
- ✓ Um Sistema de carregamento.

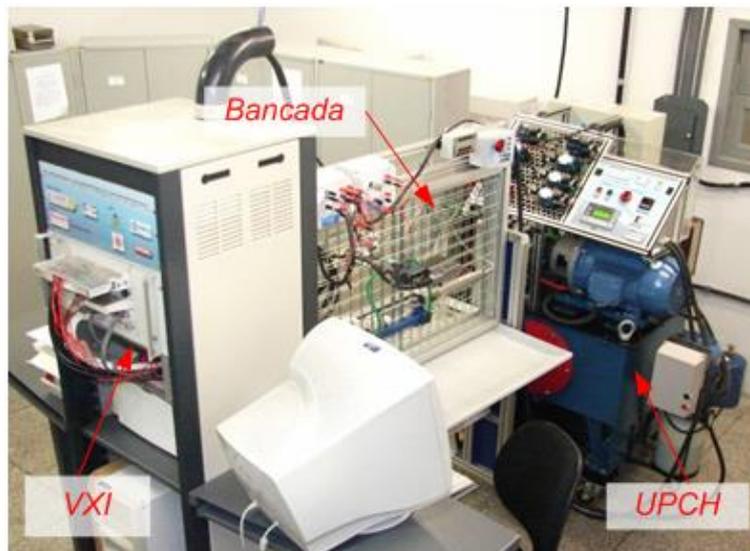


Figura 4. 1 – Plataforma de Hidráulica Proporcional (RAMOS FILHO, 2006)

³ Maiores detalhes podem ser obtidos em (SOUZA, 2005; RAMOS FILHO 2006)

4.2 BANCADA DE TRABALHO

Foi utilizada nos experimentos uma bancada hidráulica projetada pela Bosch Rexroth, simétrica e com duas estações de trabalho. Foram realizadas algumas alterações em sua configuração original, como a adição dos painéis de controle da UPCH e das caixas de contatos da instrumentação da VXI. Nesta bancada foram montados os componentes do sistema utilizados para realizar os ensaios práticos e validar o modelo proposto.

A fim de tornar o sistema mais flexível, foram criados blocos com engates rápidos para as válvulas, transmissores de pressão, mangueiras, dutos e cilindros, tornando possível montar com maior rapidez e eficiência um determinado circuito a ser estudado. A Figura 4.1 abaixo mostra uma configuração de sistema estudado, composta por: um cilindro simétrico de dupla ação, uma válvula proporcional simétrica, uma válvula redutora de pressão, um transmissor de pressão, uma UPCH, e dutos para gerar uma massa aparente ao sistema.

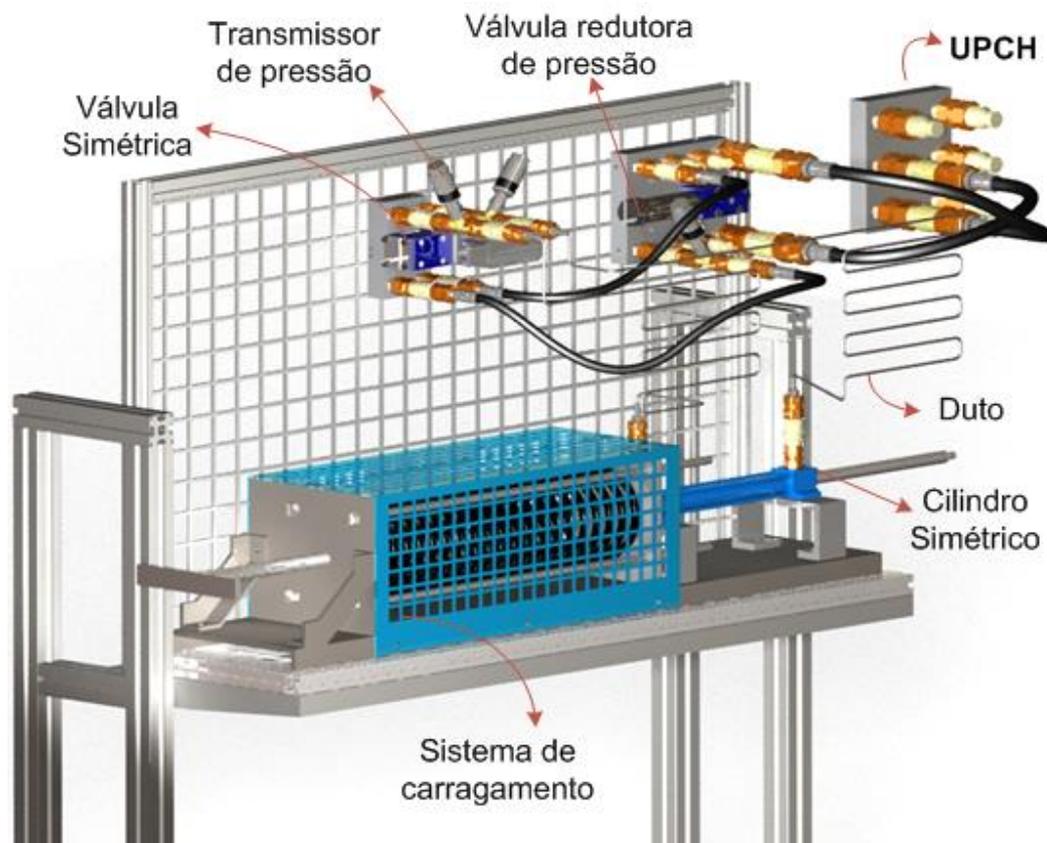


Figura 4.2 – Bancada de estudos com dutos

Já na Figura 4.3, a configuração do sistema conta com um cilindro assimétrico, uma válvula assimétrica, e mangueiras, além dos outros componentes em comum com a configuração anterior

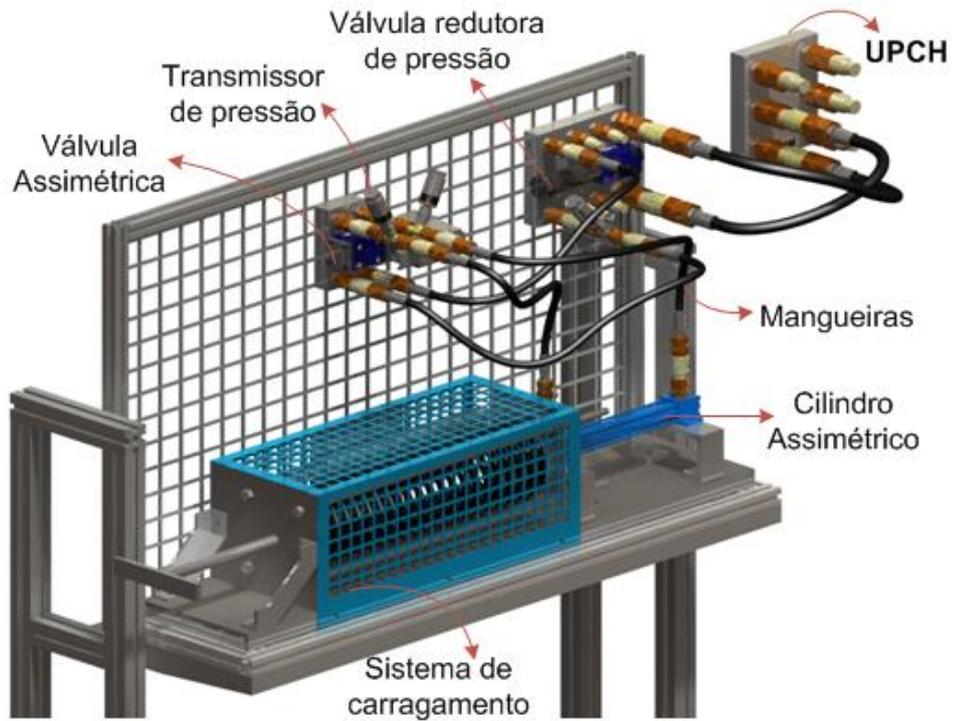


Figura 4. 3 – Bancada de estudos com mangueiras

.Na Figura 4. 4 tem-se o diagrama funcional e esquemático da configuração observada na Figura 4. 2 de um cilindro simétrico acoplado a uma válvula simétrica.

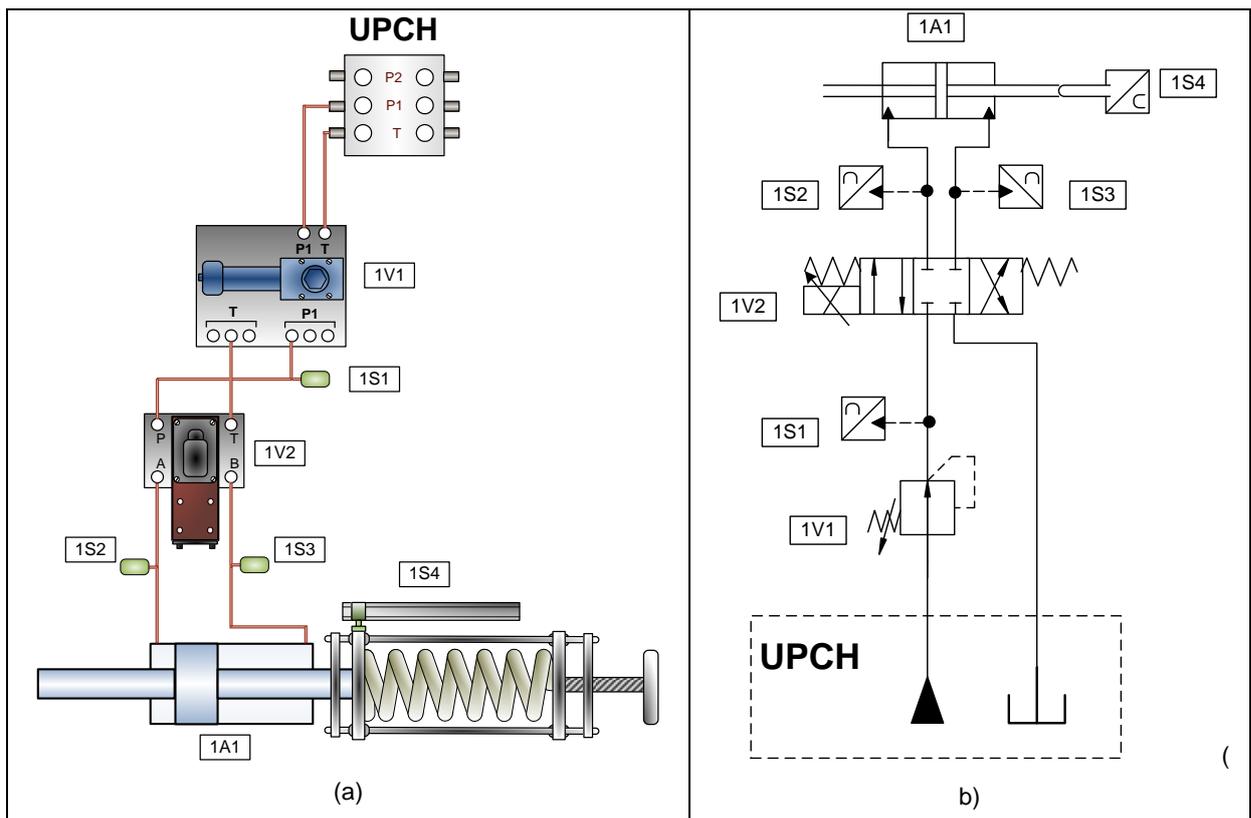


Figura 4. 4 - Exemplo circuito hidráulico utilizado na bancada de estudos CS+VS (a) Diagrama esquemático, (b) Diagrama funcional.

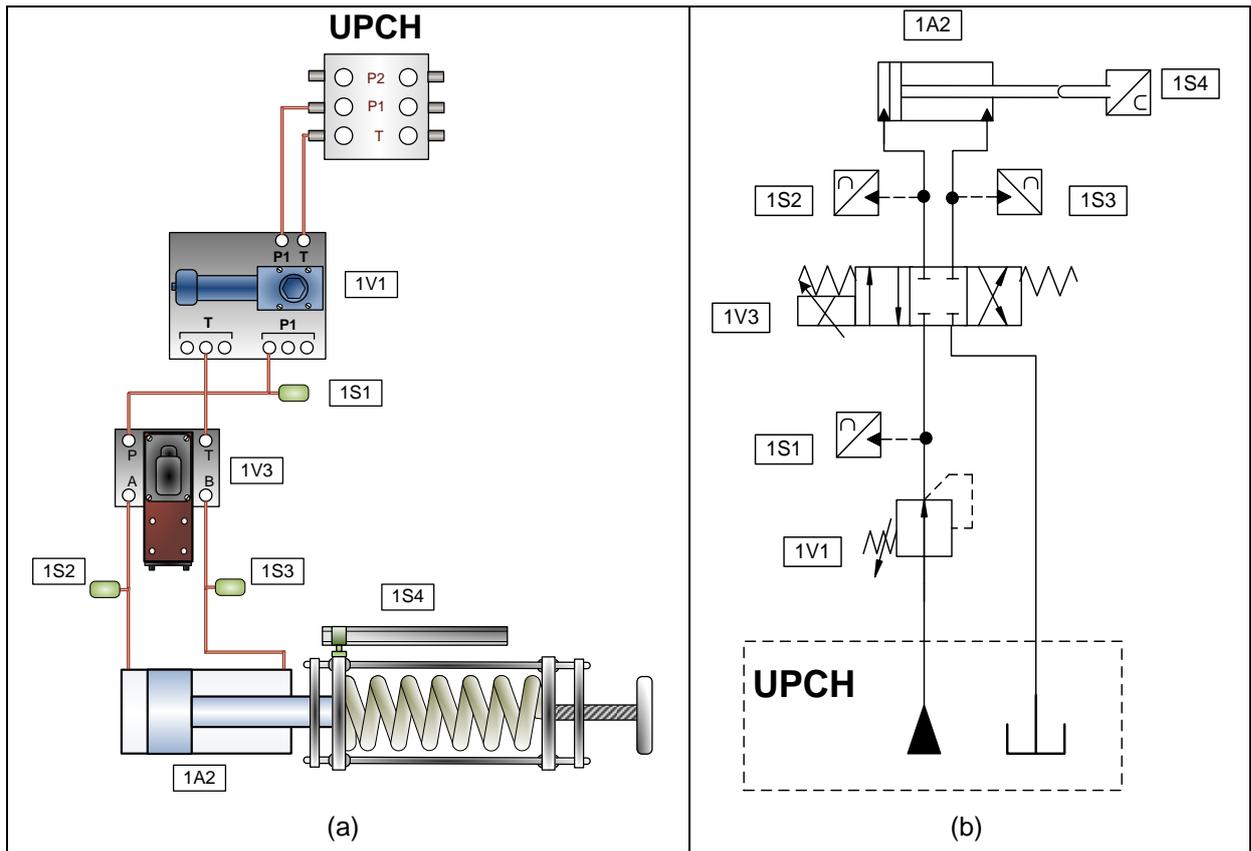


Figura 4. 5 – Exemplo circuito hidráulico utilizado na bancada de estudos CD+VA (a) Diagrama esquemático, (b) Diagrama funcional

A Tabela 4. 1 abaixo contém as especificações dos componentes do sistema da Figura 4. 54 e da Figura 4. 5.

Tabela 4. 1 - Especificação dos componentes do circuito hidráulico.

Descrição	Código do componente
Válvula redutora de pressão diretamente operada, fabricante Bosch Rexroth, modelo: DR6DP7-5X/75YM.	1V1
Válvula Servosolenóide Simétrica OBE, com eletrônica embarcada 4/3, fabricante Bosch Rexroth Modelo: 4WRPEH 6 C3B12L-2X/G24K0/A1M, vazão nominal: 12@70bar por via, sinal de entrada $\pm 10V$.	1V2
Válvula Proporcional Assimétrica Direcional Diretamente Operada, com realimentação elétrico de posição 4/3, fabricante Bosch Rexroth, modelo: 4WREE 6 E1-08-22/G24K31/A1V, vazão nominal: 8@10bar, sinal de entrada $\pm 10V$.	1V3

Cilindro Simétrico de haste passante de dupla ação, fabricante Bosch Rexroth, modelo: CGT3MS2/25/18/200Z-1X/B1CHDTWW, diâmetro do embolo de 25mm, diâmetro da haste 18mm, curso de 200mm.	1A1
Cilindro Assimétrico de dupla ação, fabricante Bosch Rexroth, modelo: CDT3MS2/25/18/200Z-1X/B1CHDTWW, diâmetro do embolo de 25mm, diâmetro da haste 18mm, curso de 200mm.	1A2
Transmissor de pressão P2VA1 200bar, faixa de medição de 0 a 200bar, incerteza de medição $\pm 0,2$ bar, sinal de entrada 0.5 a10V.	1S1
Transmissor de pressão P2VA1 200bar, faixa de medição de 0 a 200bar, incerteza de medição $\pm 0,2$ bar, sinal de entrada 0.5 a10V.	1S2
Transmissor de pressão P2VA1 200bar, faixa de medição de 0 a 200bar, incerteza de medição $\pm 0,2$ bar, sinal de entrada 0.5 a10V.	1S3
Transdutor de posição, fabricante: Balluf, modelo: BTL5 A11 M0200 PS32, faixa de medição de 0 a 200mm, ganho de 50V/m e resolução 4 μ m.	1S4

A seguir serão brevemente descritos os componentes da PHP utilizados neste projeto.⁴

A UPCH cumpre a função de fornecimento de potência hidráulica para uma bancada da PHP. A mesma tem a capacidade de manter níveis adequados de vazão, pressão e temperatura do fluido para a bancada PHP, além de direcionar o fluido hidráulico para as duas estações de trabalho existentes na bancada sem comprometer a especificação da potência de suprimento (RAMOS FILHO, 2007).

O sistema VXIbus, elaborado pela National Instruments, é composto por uma plataforma para implementação de sistemas de instrumentação. Sua arquitetura é aberta, possibilitando o aproveitamento das últimas tecnologias em termos de computação. (SOUZA, 2004).

A VXI pode suportar diversos tipos de instrumentos graças às diversas opções de condicionamento de sinais, que suportam um amplo conjunto de transdutores. Um módulo VXI pode substituir vários instrumentos em um sistema, e pode realizar a aquisição e geração de ondas, interfaceamento digital, geração de pulso, medições de tensões estáticas e dinâmicas, análise de transientes, geração de relatório de dados e contador de frequência.

Utilizando o LabVIEW (*Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench*) desenvolvido pela National Instruments Corporation, Souza (2004) desenvolveu um aplicativo

⁴ Maiores informações podem ser obtidas em: SOUZA (2005) e RAMOS FILHO (2006).

para realizar a aquisição dos dados do sistema de posicionamento hidráulico e realizar o controle do mesmo, gerando o sinal de comando para a válvula proporcional. Este aplicativo foi utilizado nos ensaios práticos para acionar o sistema.

A bancada de teste permite acoplar na haste do cilindro o sistema de carregamento, que consiste numa mola com a possibilidade de ajuste de uma pré-carga, sendo que a força de carga pode ser aplicada através de molas de constante elástica Kx . Estas podem ser retiradas ou colocadas com facilidade. Maiores detalhes sobre as características construtivas da bancada e sua estrutura são apresentados no Apêndice B.

Os transmissores de pressão 1S1, 1S2 e 1S3 são usados para medir respectivamente a pressão de suprimento e as pressões nas câmaras A e B do cilindro. O sensor 1S4 é utilizado para medir o deslocamento da haste do cilindro. Ambos necessitam de condicionadores externos para o tratamento de sinais de saída. A seguir serão mostradas na Tabela 4. 2 as equações características de resposta dos sensores utilizados. Tais equações foram implementadas no software do sistema de aquisição de dados para converter os sinais de tensão nas respectivas unidades de medida.

Tabela 4. 2 - Equação característica dos sensores

Sensor	Sinal medido [Volts]	Equação característica	Unidade
Transmissor de pressão 1S1 (ps)	0,5 a 10V	$(U_n - 0,5) \cdot \frac{200}{9,5} \cdot 10^5$	Pa
Transmissor de pressão 1S2 (pa)	0,5 a 10V	$(U_n - 0,5) \cdot \frac{200}{9,5} \cdot 10^5$	Pa
Transmissor de pressão 1S3 (pb)	0,5 a 10V	$(U_n - 0,5) \cdot \frac{200}{9,5} \cdot 10^5$	Pa
Transdutor de desloca- mento 1S4	0 a 10V	50V / m	V / m

O sistema de aquisição de dados inclui o condicionador de sinais, os sensores de posição e os sensores de pressão nas câmaras A e B do cilindro e na linha de suprimento, que é controlada pela válvula redutora de pressão. Os sinais são medidos e enviados para a VXI onde está implementado o algoritmo de controle anteriormente descrito. Para avaliar o comportamento desses sinais, foram inseridos os transmissores de pressão e o transdutor de posição vistos na Figura 4. 4 e na Figura 4. 5, cuja representação do circuito de aquisição de sinais e de alimentação dos transmissores de pressão encontra-se na Figura 4.6 e na Figura 4. 7. Para a aquisição de sinais foi usada uma placa de aquisição de sinais da marca AQX e modelo AQ-USB 4350.

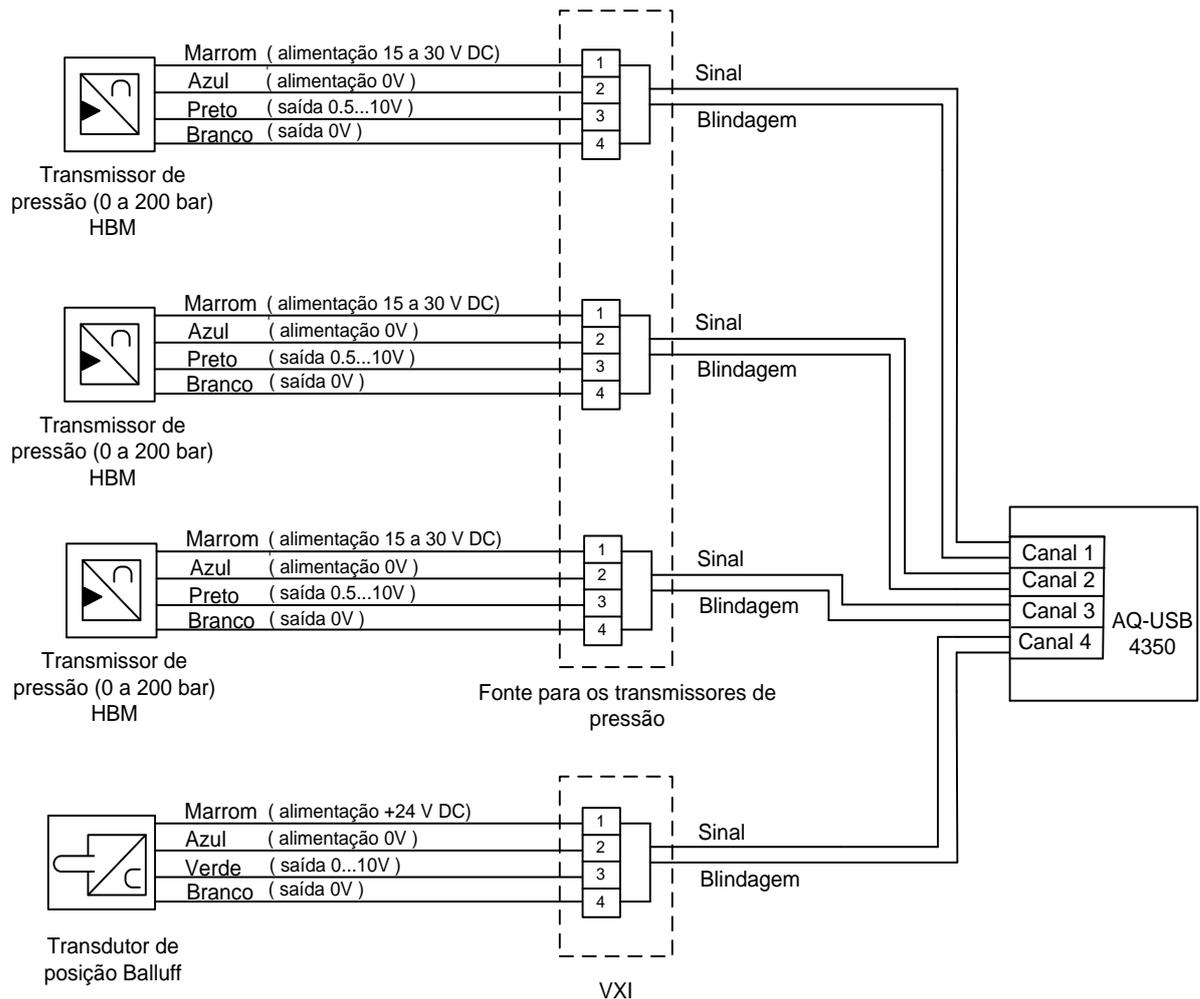


Figura 4. 6 - Circuito elétrico para aquisição de sinais

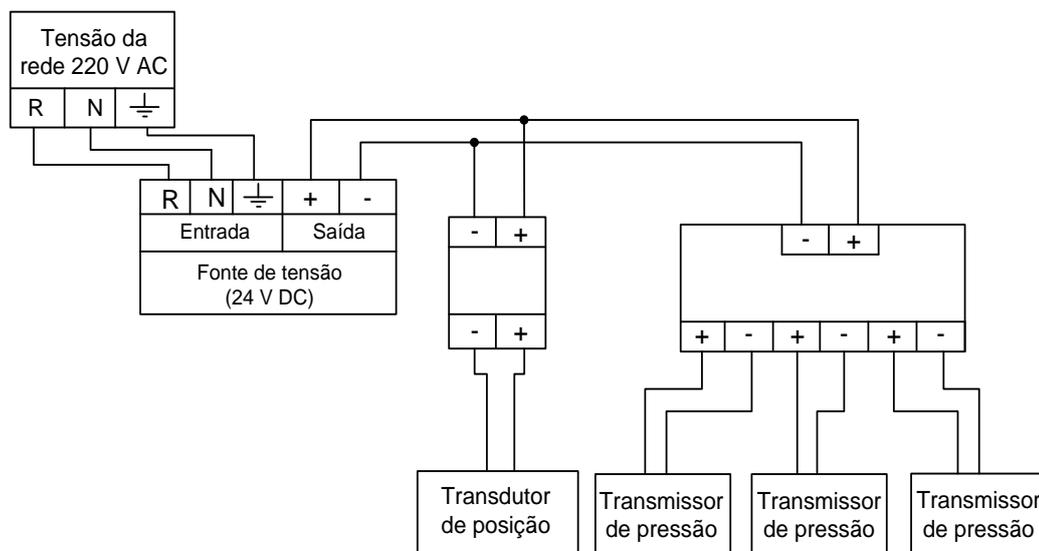


Figura 4. 7 – Circuito elétrico para alimentação dos transmissores de pressão

4.2.1 Sistema de carregamento

O sistema de carregamento, mostrado na Figura 4. 8, permite regular diferentes pré-cargas na mola através de um sistema rosca que desloca a base da estrutura, comprimindo

a mola. A maior pré-carga corresponde a uma força de 3216,6 N, que corresponde à compressão da mola 3 em 200 mm.

Para reduzir o atrito na base superior deslizante da bancada, utilizam-se guias de esferas recirculantes.

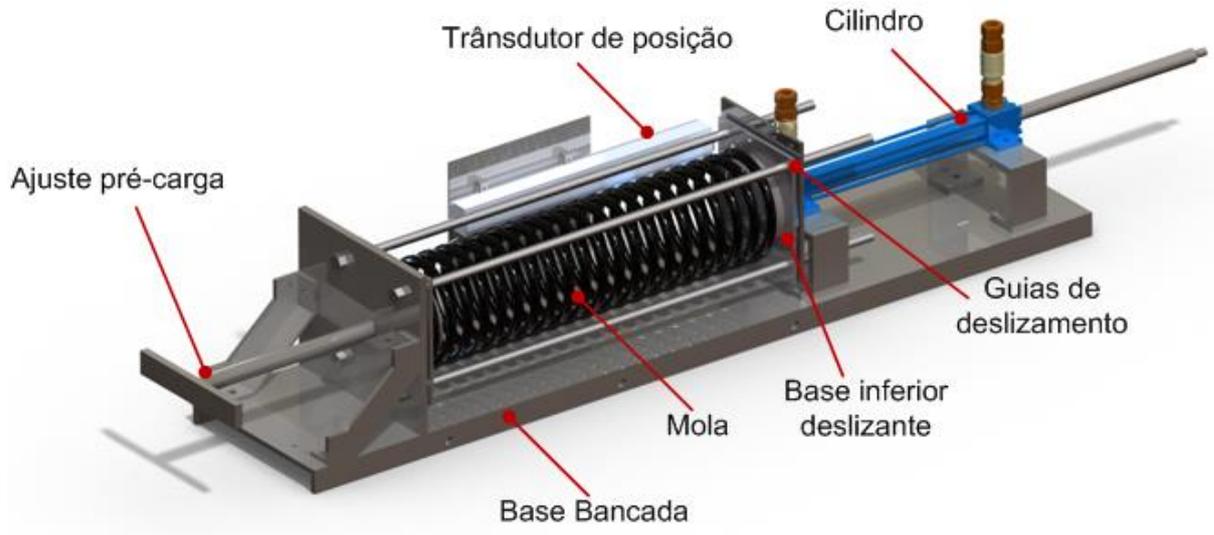


Figura 4. 8 – Sistema de carregamento com pré-carga na mola

4.2.2 Molas

O sistema de carregamento é disposto de três de molas, descritas na tabela abaixo:

Tabela 4. 3 - Dados molas

MOLAS	Kx [<i>Kgf / mm</i>]	$Fm = Kx.X^A$ [<i>Kgf</i>]
Mola 1	0,267	67,5
Mola 2	0,610	154,9
Mola 3	1,64	392,8

A bancada de estudo para o sistema de posicionamento eletro-hidráulico com os componentes acima descritos e especificados é apresentada na Figura 4. 9, cujos detalhes podem ser encontrados nos Apêndice A e B.

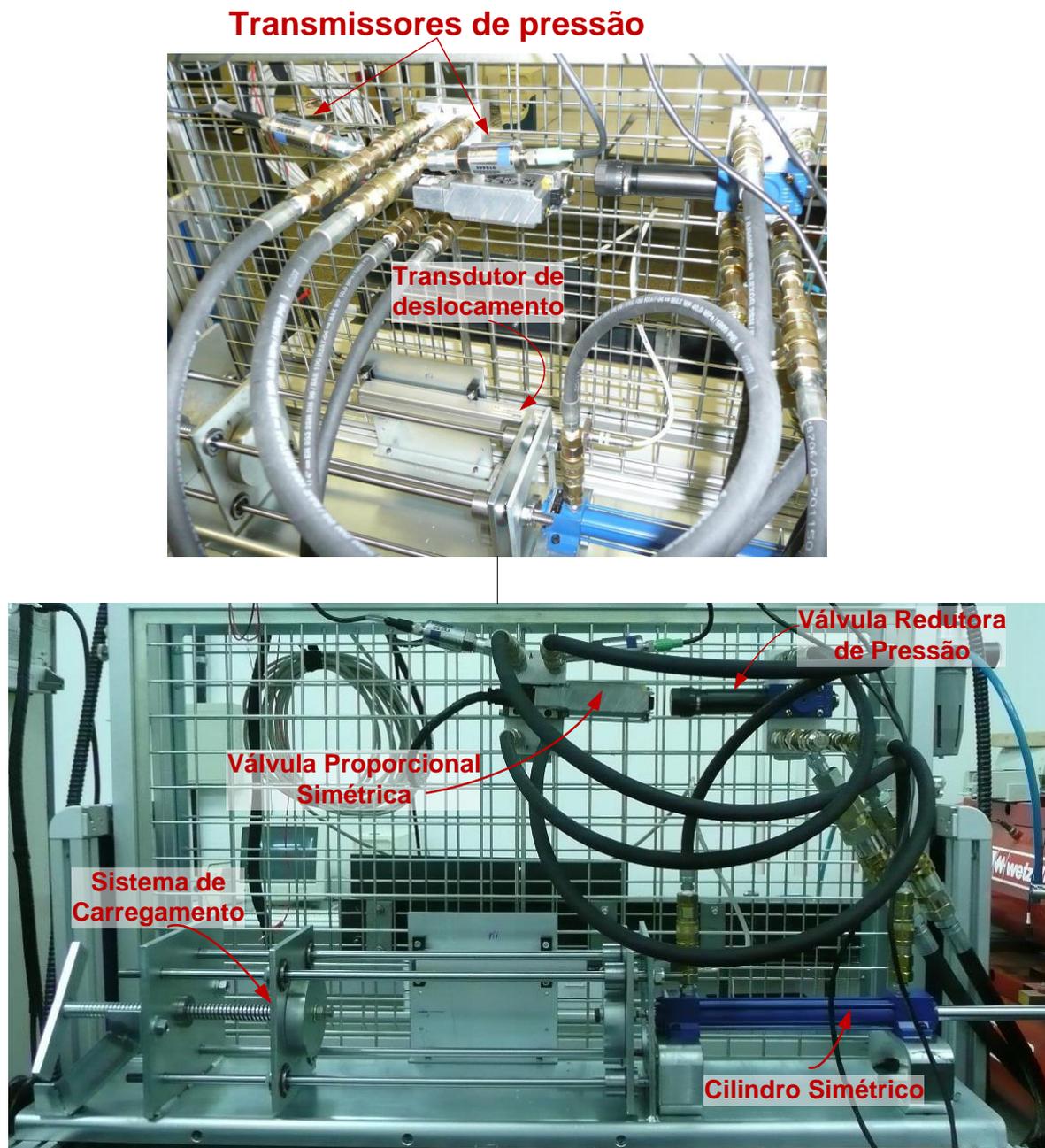


Figura 4. 9 – Bancada de Estudos para sistemas de posicionamento hidráulico

4.3 LEVANTAMENTO DE PARÂMETROS

Como exposto anteriormente, alguns parâmetros não puderam ser obtidos diretamente dos dados fornecidos no catálogo de cada componente. Nestes casos, a aplicação de equações matemáticas sobre os dados fornecidos, a leitura de curvas e a realização de experimentos em laboratório foram necessárias.

4.3.1 UPCH

Para a execução deste trabalho, a UPCH foi configurada para operar à:

Pressão máxima: 8 MPa

Temperatura: 45 °C

Vazão da bomba fixa: 14 lpm

Vazão da bomba variável: 16 lpm

Acumulador

4.3.2 Válvulas direcionais proporcionais

Os parâmetros das válvulas foram obtidos a partir de dados de seus catálogos (REXROTH, 2007) e das equações da revisão bibliográfica. Os valores obtidos são:

Tabela 4. 4 - Dados válvulas

Válvula	$U_n = \pm [V]$	$q_{nom} [lpm]$	$q_{vin} [cm^3 / min]$	$\omega_n [rad / s]$	ξ
Simétrica 4WRPEH 6 C3B12L	10	12	300	439.8	0,7
Assimétrica 4WREE 6 E1-08-22	10	8	500	439.8	0,8

A partir dos valores acima foi possível obter os parâmetros necessários ao modelo, observando-se as unidades utilizadas no mesmo. Usando a equação (3.22) obtém-se o $K_{V_{CAT}}$ e com a (3.40) o K_{vin} que estão na tabela abaixo:

Tabela 4. 5 - Dados válvulas 2

Válvula	$p_s [bar]$	$K_{V_{CAT}} [m^3 / s \cdot \sqrt{Pa}]$	$K_{vin} [m^3 / s \cdot \sqrt{Pa}]$
Simétrica	70	7.559e-8	7.9e-10
Assimétrica	10	1.333e-7	3.73e-10

4.3.3 Cilindros

Os dados obtidos do catálogo do cilindro utilizado são:

Tabela 4. 6 - Dados cilindros

Cilindro	ϕ_e [mm]	ϕ_h [mm]	L [mm]	A [m ²]	M [kg]	V [m ³]
Simétrico CGT3MS22518200	25	18	200	$A_A = A_B$ $A_A = 2,37e-4$	2.86	$V_A = V_B$ $V_A = 4,74e-5$
Assimétrico CGT3MS22518200	25	18	200	$A_A = 4,91e-4$ $A_B = 2,37e-4$	2.3	$V_A = 9,82e-4$ $V_B = 4,74e-5$

4.3.4 Transdutor de posição

Obteve-se do catálogo do transdutor o parâmetro:

$$K_{si} = 50 [V/m]$$

4.4 COEFICIENTE DE ATRITO VISCOSO VARIÁVEL

Devido à complexa natureza do atrito e a sua grande influência no comportamento dinâmico do cilindro, é necessário levantar experimentalmente os parâmetros necessários para os modelos de atrito utilizados. Para tal, aplica-se um sinal de onda triangular ao sistema de posicionamento hidráulico para medir o tempo, o deslocamento, e as pressões nas câmaras A e B. Com estes dados é possível obter a velocidade de deslocamento e a diferença de pressão entre as câmaras. (MACHADO, 2004)

Para o sistema em malha fechada, aplicando um sinal de entrada triangular que varia de 0,01 Hz a 1,8 Hz, foram escolhidas trajetórias de subida e descida com velocidade constante, considerando que nestas condições o sistema deve vencer apenas a força de atrito para continuar em movimento. E para determinar a força de atrito estático, utilizou-se o sistema em malha aberta, aplicando-se degraus na válvula que causam o avanço ou retorno do cilindro, gerando mudanças de sentido, onde se pode avaliar a máxima força de atrito estático positiva no avanço e negativa no retorno. Com isto obteve-se as tabelas da seção 7 do Apêndice A.

Percebe-se então que para velocidades muito baixas as não linearidades tornam os dados não confiáveis, devido a fenômenos como o *stick-slip*, e para frequências muito altas, os dados ficaram semelhantes devido à saturação da válvula utilizada no experimento.

4.4.1 Modelo do coeficiente de atrito viscoso variável

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

1. No modo “*stick*” a força aplicada é menor ou igual à força de atrito estático;
2. No modo “*slip*” a força aplicada é maior do que a força de atrito estático.

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

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

No Modelo do Coeficiente de Atrito Viscoso Variável, a força de atrito para velocidades acima da velocidade limite é obtida a partir do mapa estático para o atrito, que define a relação entre a força de atrito e a velocidade relativa entre as superfícies em contato (curva “A” da Figura 4. 10).

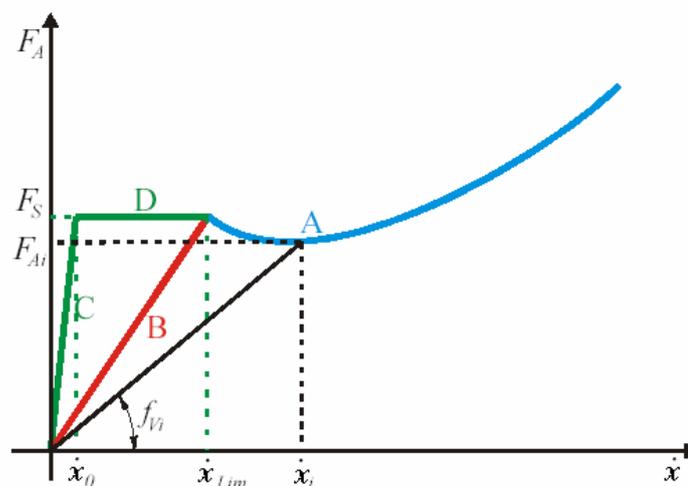


Figura 4. 10 - Trajetórias do modelo de atrito (MACHADO, 2003).

Para velocidades abaixo da velocidade limite, a força de atrito é representada pelas trajetórias “B”, “C” e “D”. No modo “*slip*” a força de atrito se comporta de acordo com a trajetória “B” e no modo “*stick*” de acordo com as trajetórias “C” e “D”.

Para obter os resultados experimentais referentes aos cilindros utilizados, foram realizados vários ensaios. Nestes procedimentos aplica-se um sinal tipo triangular ao sistema e mede-se o tempo, o deslocamento, a pressão na câmara A e a pressão na câmara B. Assim, com estes dados é possível obter as velocidades e a diferença de pressão entre as câmaras. O sinal utilizado possui as seguintes características:

Freqüências: 0,015 Hz, 0,025 Hz, 0,035 Hz, 0,05 Hz, 0,075 Hz, 0,095 Hz, 0,15 Hz, 0,19 Hz, 0,25 Hz, 0,3 Hz, 0,4 Hz, 0,5 Hz, 0,6 Hz, 0,7 Hz, 0,8 Hz, 0,9 Hz, 1 Hz, 1,2 Hz, 1,4 Hz, 1,6 Hz, 1,8 Hz

Offset = 5 V ; Amplitude = 4 V

Da resposta do sistema foram obtidos 1000 pontos a cada segundo. Foram então escolhidas as trajetórias de subida e descida com velocidade constante, posto que nestas condições o sistema deve vencer apenas a força de atrito para continuar em movimento.

Foram excluídos, portanto, os dados das freqüências 0,01 Hz a 0,05 Hz e 1,4 Hz a 1,8 Hz, pois, como já descrito, para velocidades muito baixas as não linearidades tornavam os dados não confiáveis devido ao fenômeno *stick-slip*, e para freqüências muito altas os dados ficaram semelhantes devido à saturação da válvula utilizada no experimento.

4.4.1.1 Cilindros simétricos

A Figura 4. 11 mostra como o coeficiente de atrito viscoso varia em relação à velocidade do deslocamento do êmbolo do cilindro.

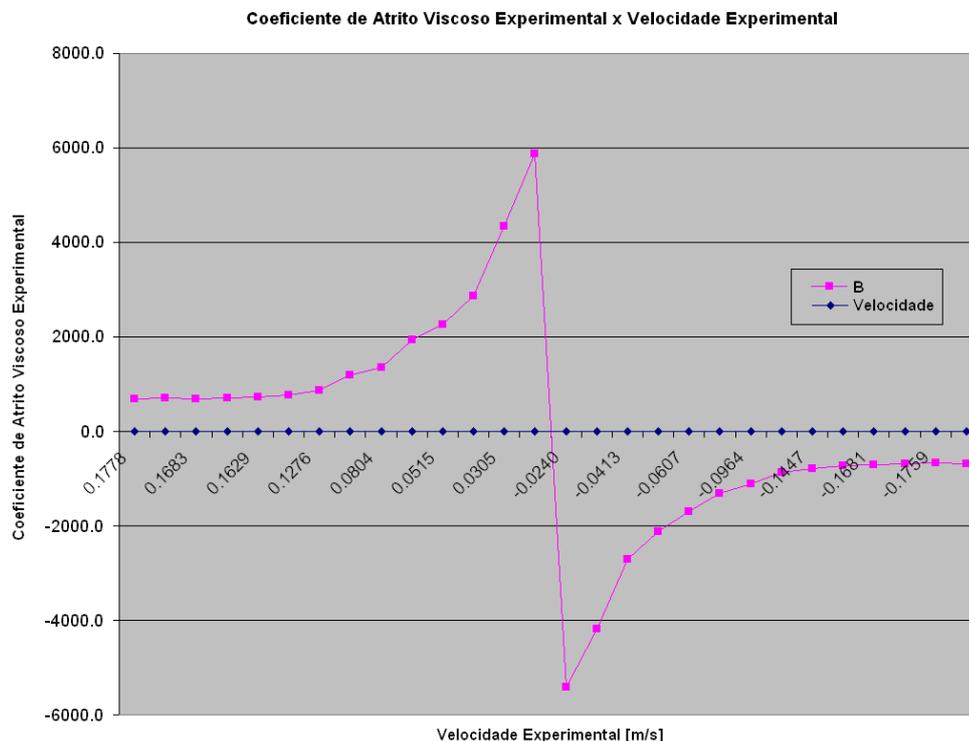


Figura 4. 11 – Coeficiente de atrito viscoso variável x velocidade experimental do cilindro simétrico

O mapa estático de atrito, da qual se extrai os parâmetros de atrito de Coulomb, é construído medindo a força aplicada para a realização de um movimento em velocidade constante, e apresenta a relação entre a força de atrito e a velocidade relativa entre as superfícies em contato.

Estes dados foram convertidos para o formato do MatLab e transformados em uma função polinomial utilizando o comando “Polyfit”. Polinômios de 1ª a 5ª ordem foram experimentados, no entanto a resposta que melhor se ajustou foi a do polinômio de 2ª ordem, conforme pode ser observado na Figura 4. 12.

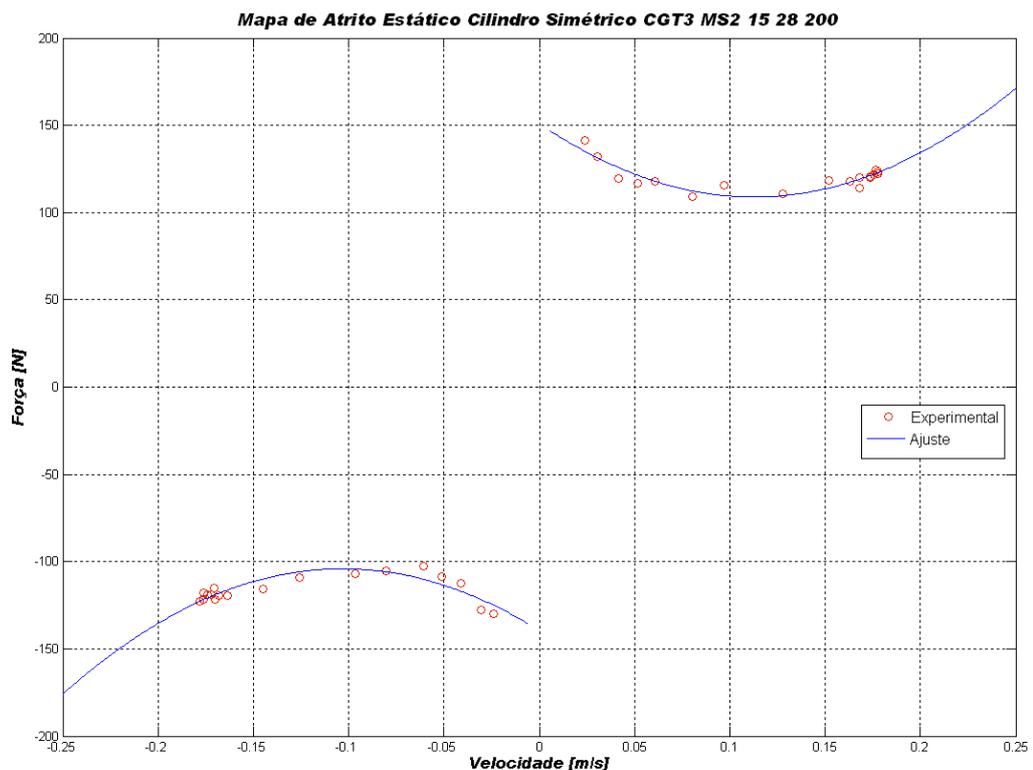


Figura 4. 12 – Mapa estático do atrito para o cilindro simétrico

Portanto, os polinômios e os parâmetros utilizados para os cilindros hidráulicos são apresentados na Tabela 4. 7:

Tabela 4. 7 - Parâmetros cilindro simétrico CGT3 MS2 25 18 200

Cilindro Simétrico CGT3 MS2 25 18 200		
Polyp = [3,3138e ³ -0,7469e ³ +0,1510e ³] para o sentido positivo		
Polyn = [-3,3402e ³ -0,6895e ³ -0,1398e ³] para o sentido negativo		
Parâmetro	Valor	Unidade

FSP → Nível máximo da força de atrito estático positivo	191,5798	[N]
FSN → Nível máximo da força de atrito estático negativo	182,213	[N]
$\dot{x}_{lim p}$ → Velocidade limite no sentido positivo do movimento	0,002454	[m / s]
$\dot{x}_{lim n}$ → Velocidade limite no sentido negativo do movimento	0,002454	[m / s]
dx_{0p} → Velocidade de <i>stick</i> positiva	0,002454*0.95	[m / s]
dx_{0n} → Velocidade de <i>stick</i> negativa	0,002454*0.95	[m / s]

4.4.1.2 Cilindros assimétricos

Da mesma forma foram realizados os experimentos para o cilindro assimétrico obtendo assim os gráficos da Figura 4. 12.e da Figura 4. 13 e os parâmetros da Tabela 4. 8.

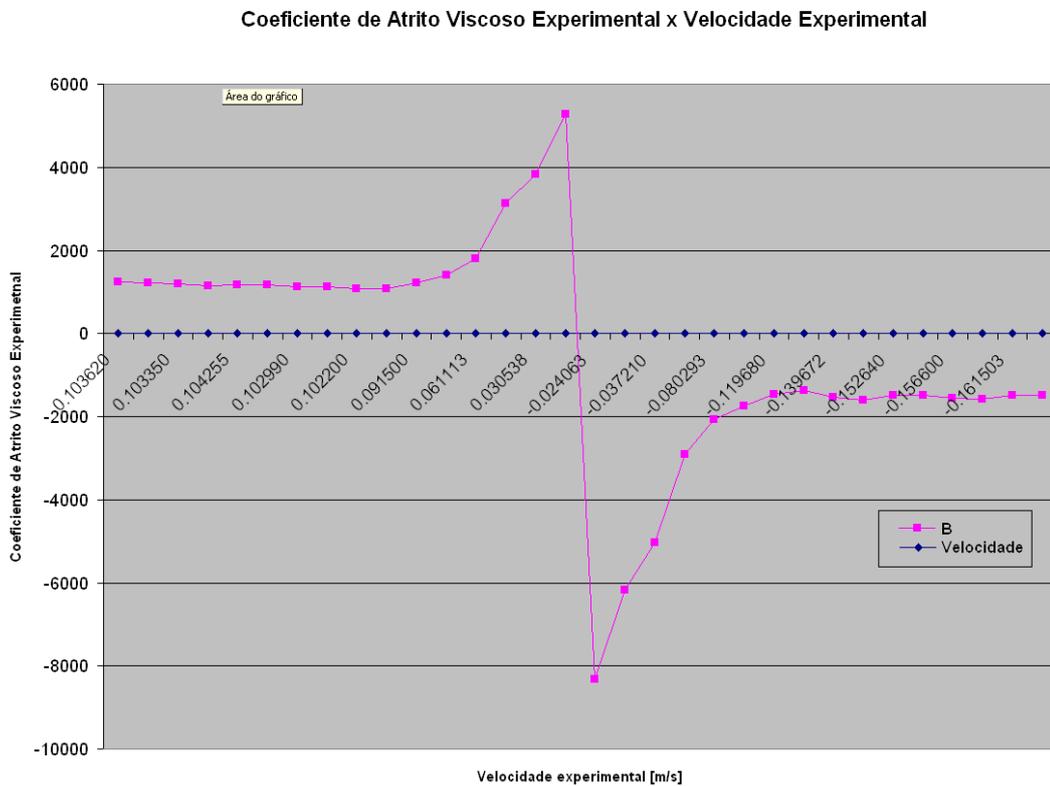


Figura 4. 13 – Coeficiente de atrito viscoso variável x velocidade experimental do cilindro assimétrico

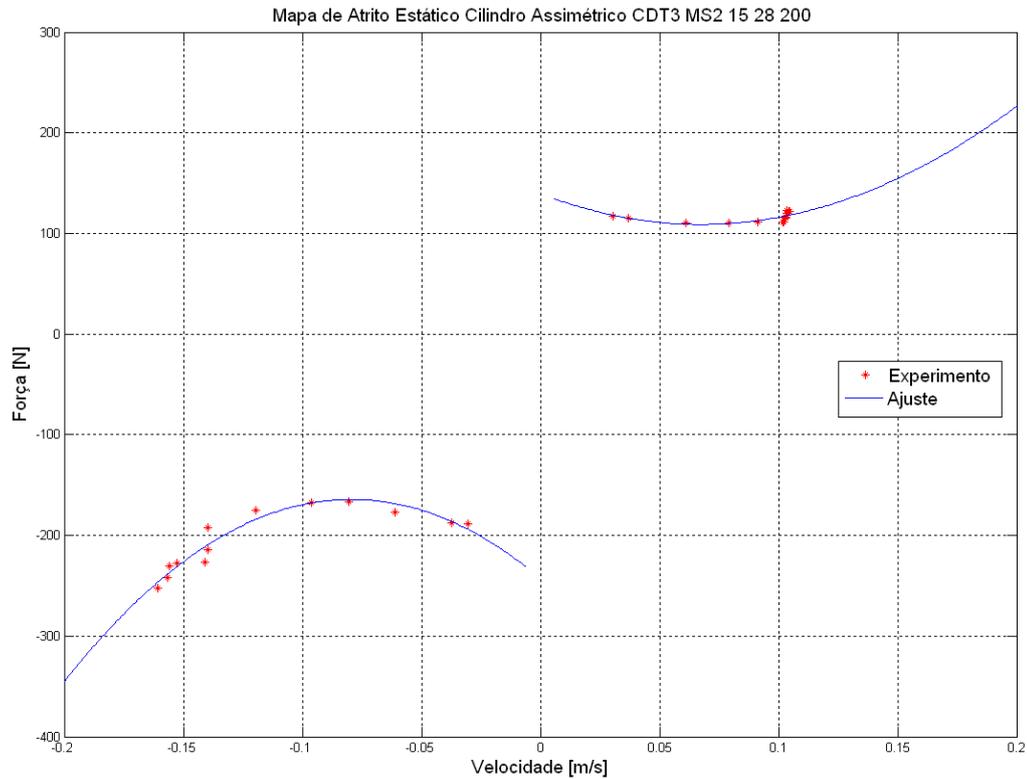


Figura 4. 14 – Mapa estático do atrito para o cilindro assimétrico

Tabela 4. 8 - Parâmetros cilindro assimétrico CDT3 MS2 25 18 200

Cilindro Assimétrico CDT3 MS2 25 18 200		
Polyp = [9,3322e ³ -1,2358e ³ +0,1489e ³] para o sentido positivo		
Polyn = [-1,058e ⁴ -0,1668e ⁴ -0,0233e ⁴] para o sentido negativo		
Parâmetro	Valor	Unidade
FSP → Nível máximo da força de atrito estático positivo	296,351	[N]
FSN → Nível máximo da força de atrito estático negativo	232,6396	[N]
$d\dot{x}_{limp}$ → Velocidade limite no sentido positivo do movimento	0,00432	[m / s]
$d\dot{x}_{limn}$ → Velocidade limite no sentido negativo do movimento	0,001853	[m / s]
dx_{0p} → Velocidade de <i>stick</i> positiva	0,00432*0.95	[m / s]
dx_{0n} → Velocidade de <i>stick</i> negativa	0,001853*0.95	[m / s]

A Figura 4. 15 mostra o diagrama de blocos do mapa estático de atrito.

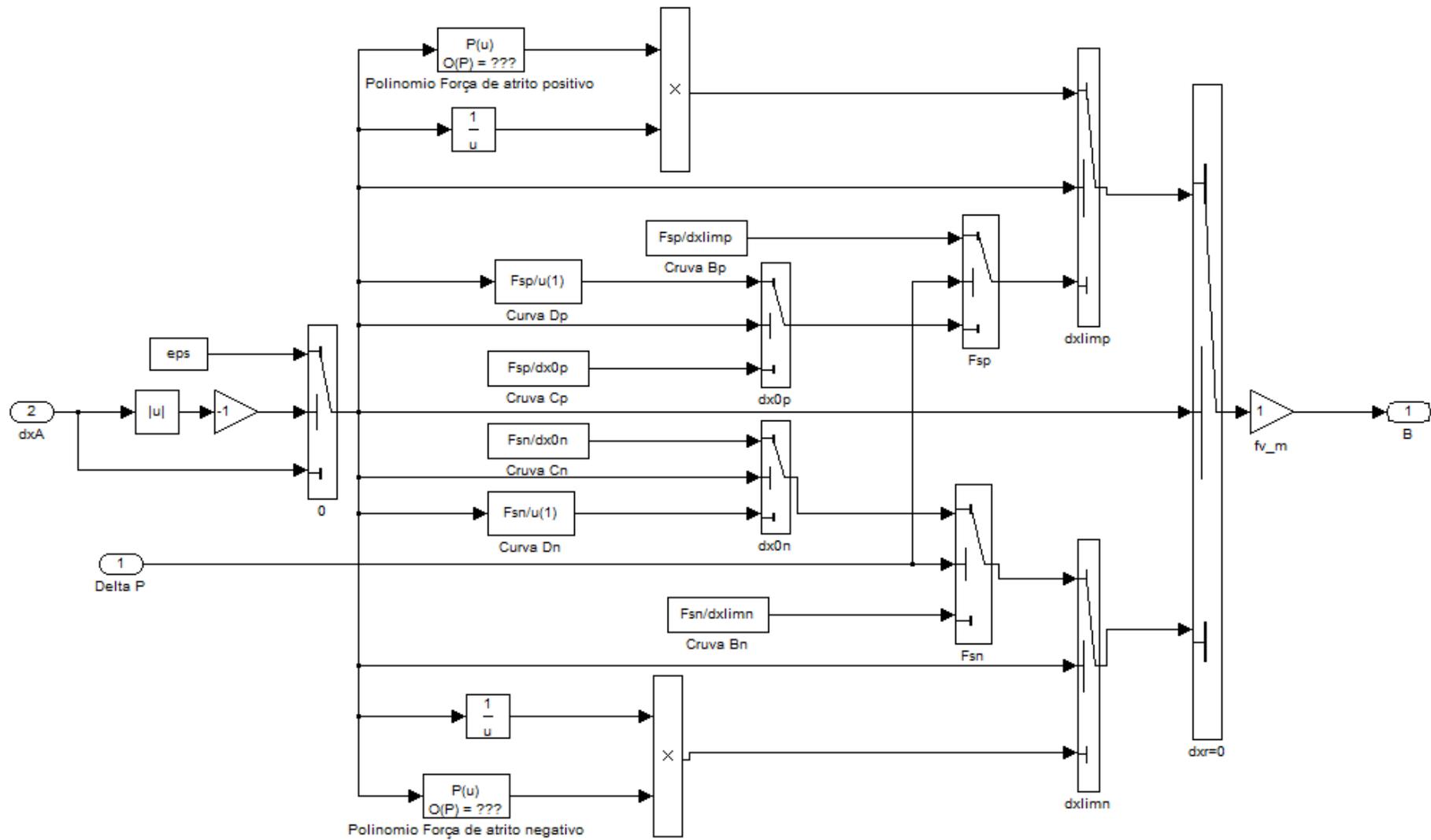


Figura 4. 15 - Modelo do atrito dos cilindros

4.5 LEVANTAMENTO DA PERDA DE CARGA (Cl)

4.5.1 Determinação do coeficiente de perda de carga nos dutos

Para obter experimentalmente (Cl), mede-se a diferença de pressão entre a entrada p_A^V e a saída p_A^A do duto e a velocidade do fluido em regime permanente, isto é, a vazão que entra no cilindro quando o mesmo está em regime permanente. A Figura 4. 16 mostra um desenho esquemático do mesmo.

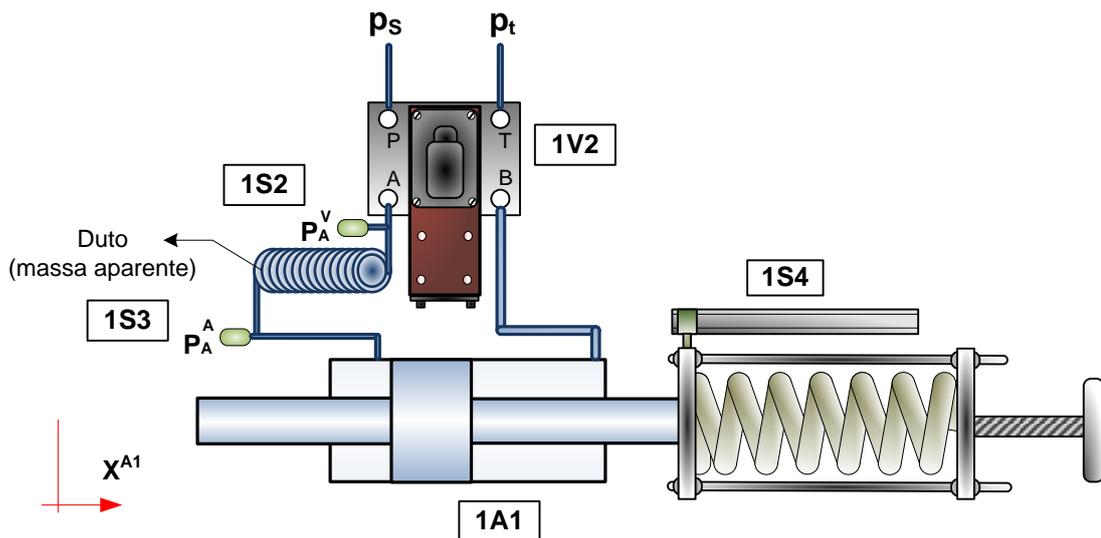


Figura 4. 16 - Desenho esquemático perda de carga duto experimental

Assim, variando a frequência ter-se-á:

$$\Delta p = p_A^V - p_A^A$$

$$v_{média} = \frac{\Delta_{posição}}{\Delta_{tempo}}$$

$$qv_{Ain}^D = v_{média} \cdot A_{Ain}^D$$

Portanto, conhecendo-se os valores de Δp e qv_{Ain}^D pode-se obter o valor do coeficiente de perda de carga experimental, dado pela equação mostrada no Capítulo 3:

$$Cl = \frac{qv_{Ain}^D}{\Delta p}$$

Os dados obtidos experimentalmente foram importados para o Excel, onde foram tratados para obtenção do coeficiente de perda de carga experimental e também para comprovar que o sistema atua no regime laminar. Adota-se assim o coeficiente de perda de carga como $1,2e^{-11}$, média dos valores da Tabela 4. 9, obtidos experimentalmente para um duto de 1,75m de comprimento.

Tabela 4. 9 - Coeficiente de perda de carga (Cl) experimental duto 1.75m

<i>Freq.</i> [Hz]	$\Delta p(+)$ [MPa]	$\Delta p(-)$ [MPa]	$v(+)$ [m/s]	$v(-)$ [m/s]	$Cl(+)$ [m ³ / s.Pa]	$Cl(-)$ [m ³ / s.Pa]
0,4	29,72	29,91	0,11612	-0,11772	9,26e ⁻¹²	-9,32800 e ⁻¹²
0,5	27,58	27,73	0,1215	-0,1211	1,04410 e ⁻¹¹	-1,03500 e ⁻¹¹
0,75	26,87	27,07	0,123	-0,123	1,08600 e ⁻¹¹	-1,07770 e ⁻¹¹
0,9	25,92	26,13	0,1246	-0,1247	1,13400 e ⁻¹¹	-1,13100 e ⁻¹¹
1	25,35	25,5	0,12657	-0,126	1,18340 e ⁻¹¹	-1,16790 e ⁻¹¹
1,5	24,06	24,33	0,1307	-0,128	1,28800 e ⁻¹¹	-1,25020 e ⁻¹¹
1,75	23,29	23,53	0,1313	-0,1301	1,33630 e ⁻¹¹	-1,31100 e ⁻¹¹
2	23,08	23,29	0,133	-0,1315	1,36300 e ⁻¹¹	-1,33600 e ⁻¹¹

Da mesma maneira, na Tabela 4. 10 abaixo encontram-se os valores médios obtidos para outros comprimentos de dutos.

Tabela 4. 10 - Coeficiente médio de perda de carga experimental dos dutos

<i>Cl(médio)</i> [m ³ / s.Pa]	
Duto 1 m	7,1e ⁻¹²
Duto 1,75m	1,2e ⁻¹¹
Duto 2,5m	1,9e ⁻¹¹
Duto 4,5m	3,1e ⁻¹¹

4.5.2 Determinação do coeficiente de perda de carga mangueira

Da mesma forma que foi feito para dutos, a perda de carga experimental das mangueiras também foi obtida da maneira descrita, gerando os dados abaixo relacionados na Tabela 4. 11, adotando-se então o coeficiente de perda de carga de $5,5x10^{-9}$, média dos valores obtidos experimentalmente.

Tabela 4. 11 - Coeficiente de perda de carga (Cl) experimental mangueiras

<i>Freq.</i> [Hz]	$\Delta p(+)$ [MPa]	$\Delta p(-)$ [MPa]	$v(+)$ [m/s]	$v(-)$ [m/s]	$Cl(+)$ [m ³ /s.Pa]	$Cl(-)$ [m ³ /s.Pa]
0,4	2,972	2,991	0,11612	-0,11772	9,26E-12	-9,32800E-12
0,5	2,758	2,773	0,1215	-0,1211	1,04410E-11	-1,03500E-11
0,75	2,687	2,707	0,123	-0,123	1,08600E-11	-1,07770E-11
0,9	2,592	2,613	0,1246	-0,1247	1,13400E-11	-1,13100E-11
1,0	2,535	2,55	0,12657	-0,126	1,18340E-11	-1,16790E-11
1,5	2,406	2,433	0,1307	-0,128	1,28800E-11	-1,25020E-11
1,75	2,329	2,353	0,1313	-0,1301	1,33630E-11	-1,31100E-11
2,0	2,308	2,329	0,133	-0,1315	1,36300E-11	-1,33600E-11

4.6 CONCLUSÕES

Fez-se no presente capítulo, a é feita a apresentação da bancada de estudos, e de seus componentes, utilizados nas combinações entre válvula e cilindro. Foram também expostos os dados técnicos dos componentes obtidos através dos catálogos e calculados com base nas equações obtidas da revisão bibliográfica. Com o levantamento desses dados pode-se realizar a simulação dos modelos a serem estudados e assim executar os ensaios experimentos com o intuito de validar o modelo teórico e analisar as condições críticas expostas a seguir.

CAPITULO 5

ANÁLISE DOS RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos através de simulações e na bancada experimental. Os resultados experimentais foram utilizados na validação do modelo matemático teórico apresentado, além de mostrar a importância do estudo da combinação entre válvulas simétricas e assimétricas e cilindros simétricos e assimétricos, uma vez que há ocorrência de pontos críticos em diferentes momentos devido à variação de massa e forças externas. Para a solução do conjunto de equações foi utilizado o Software MATLAB SIMULINK como demonstrado no Capítulo 3.

Como já visto, a estrutura física da bancada não permite acoplar grandes massas reais, por isso utilizou-se de outros meios para aplicação de forças equivalentes na mesma. Teve-se alteração na massa aplicada no atuador hidráulico por meio de aceleração do fluido através de dutos de pequeno diâmetro gerando grandes massas aparentes e também através de uma mola elástica de rigidez K_x , onde pode ser aplicada uma pré-carga gerando uma força de carregamento, permitindo assim o estudo do comportamento do sistema em diferentes situações.

Neste caso a resposta das válvulas é considerada como de segunda ordem com saturação no sinal de entrada de -10 a +10 volts. O efeito de perda de carga do sistema real (C) devido à utilização de dutos, engates rápidos e das mangueiras, que geram uma perda de carga considerável também foi levado em consideração.

Primeiramente será apresentada a validação do modelo com massa aparente comparado ao modelo com massa efetiva, seguida por gráficos do sistema com diferentes comprimentos de dutos, observando o comportamento dos mesmos. Em cada subseção da seção 5.2 estão relatados os experimentos para cada caso específico.

Na seção 5.1 está apresentada a validação do modelo não-linear com dutos para efeito de massa aparente. Na seção 5.2 são descritas as condições críticas das pressões nas câmaras do cilindro, e nas suas subseções, as condições específicas de cada caso.

5.1 VALIDAÇÃO DO MODELO NÃO-LINEAR COM MASSA APARENTE

A fim de validar o modelo teórico da aceleração do fluido através de dutos de pequeno diâmetro, foram realizadas simulações com diferentes massas aparentes e comparados os resultados dessas com um modelo do sistema com uma massa efetiva somada ao êmbolo do cilindro. Nesse estudo foram utilizados dutos com os comprimentos relacionados na Tabela 5.1 que geram para cada câmara do atuador as massas aparentes ali relacionadas, calculadas a partir da equação 3.58.

Tabela 5.1 – Comprimento do duto x massa aparente

Comprimento do Duto	Massa Aparente			
	Cilindro simétrico		Cilindro assimétrico	
	$A_A^A = 2,37 \times 10^{-4}$ [m ²]	$A_B^A = 2,37 \times 10^{-4}$ [m ²]	$A_A^A = 4,91 \times 10^{-4}$ [m ²]	$A_B^A = 2,37 \times 10^{-4}$ [m ²]
1,0 m	16 kg	16 kg	66 kg	16 kg
1,75 m	28 kg	28 kg	116 kg	28 kg
2,5 m	39 kg	39 kg	167 kg	39 kg
4,5 m	70 kg	70 kg	301 kg	70 kg
6,0 m	93 kg	93 kg	402 kg	93 kg

A Tabela 5.1a e a Tabela 5.1b mostram os resultados das simulações do modelo não linear para uma massa efetiva de 56 kg, comparando-os aos resultados obtidos numa simulação com dutos de 1,75m de comprimento em cada lado, validando o modelo de massa aparente para cilindros simétricos (CS). As válvulas simétricas são designadas por (VS) e as assimétricas por (VA). Nesse caso desconsiderou-se força de pré-carga da mola e o efeito de perda de carga gerado pelos dutos.

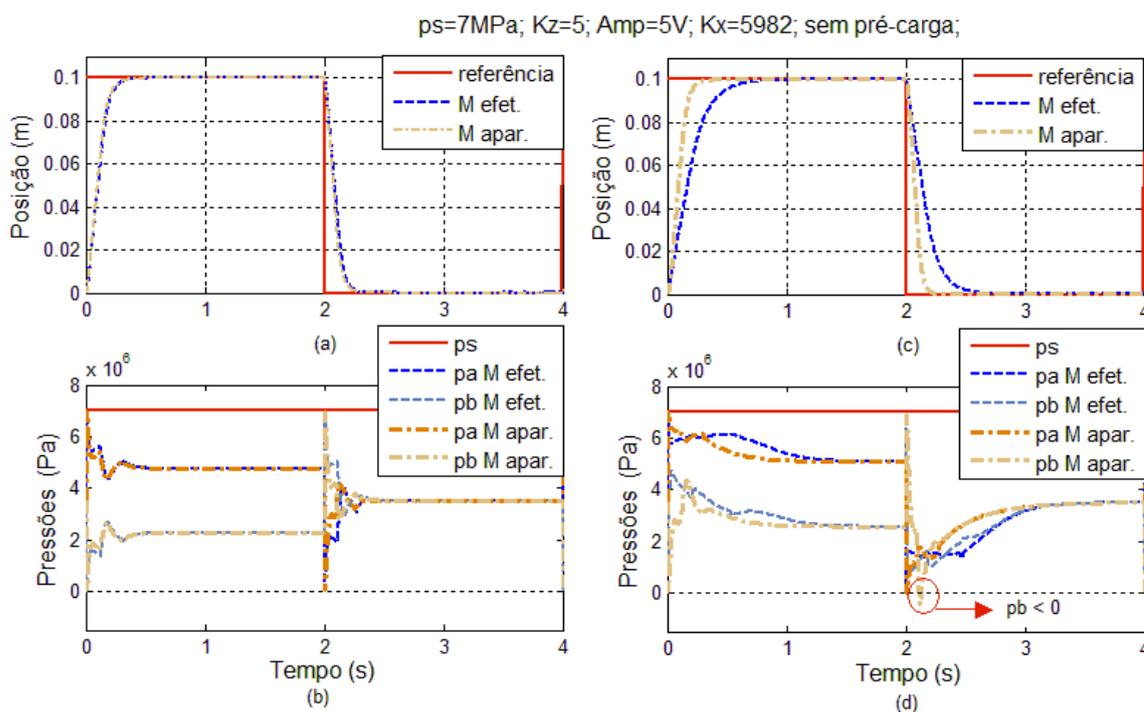


Figura 5.1 – Respostas com modelo não linear massa efetiva x massa aparente 1,75m (a) CS+VS, (b) CS+VA

Da mesma maneira, para cilindros assimétricos (cilindros diferenciais) (CD) foi feita a validação do modelo, como mostrado na Figura 5.2a e na Figura 5.2b abaixo.

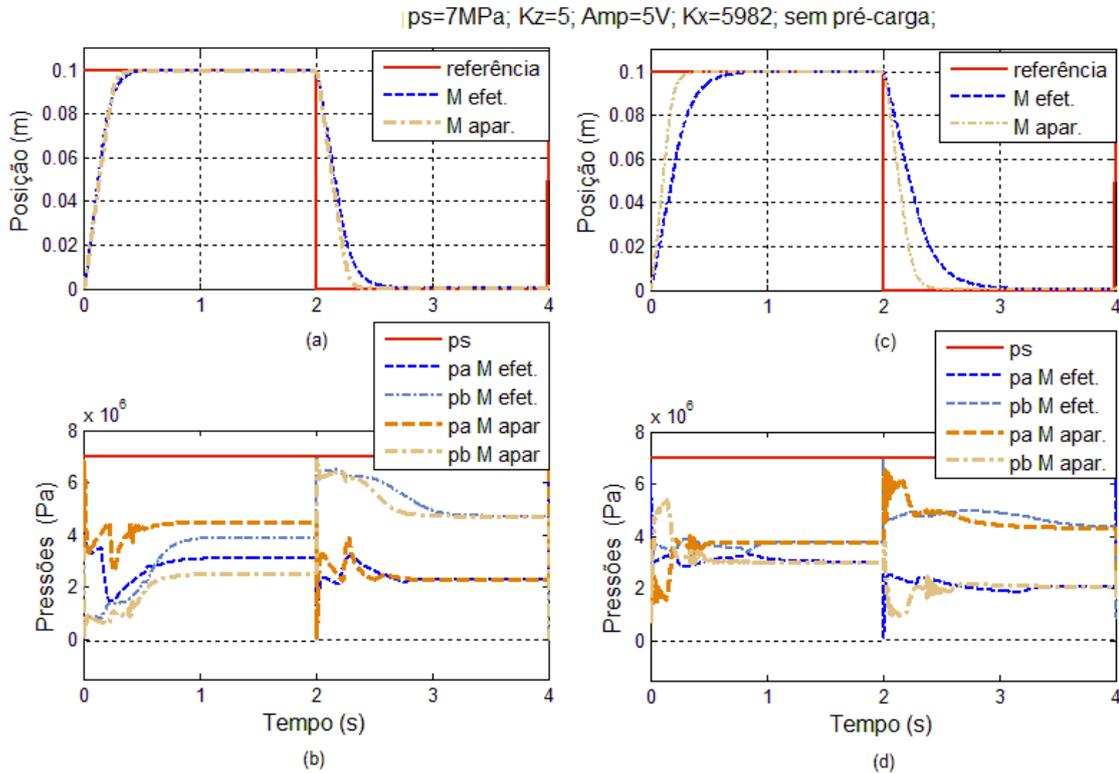


Figura 5.2 – Respostas com modelo não linear com massa efetiva x massa aparente duto 1,75m (a) CD+VS e (b) CD+VA.

A comparação demonstrou, além da equivalência da massa aparente com a massa efetiva, a validade do modelo matemático que representa o efeito de massa aparente.

A Figura 5.3 e a Figura 5.4 mostram que mesmo variando a massa aparente aplicada ao sistema, as respostas continuam sendo equivalentes. No caso da Figura 5.3 abaixo, os resultados das simulações do modelo não linear para uma massa efetiva de 186 kg são comparados aos resultados obtidos numa simulação com dutos de 6m de comprimento. Pode ser visto na Figura 5.3a e na Figura 5.3b que as pressões nas câmaras do cilindro alcançam valores abaixo de zero em ambas as simulações, possibilitando a ocorrência de cavitação no cilindro, um dos problemas principais a ser analisado nessa dissertação.

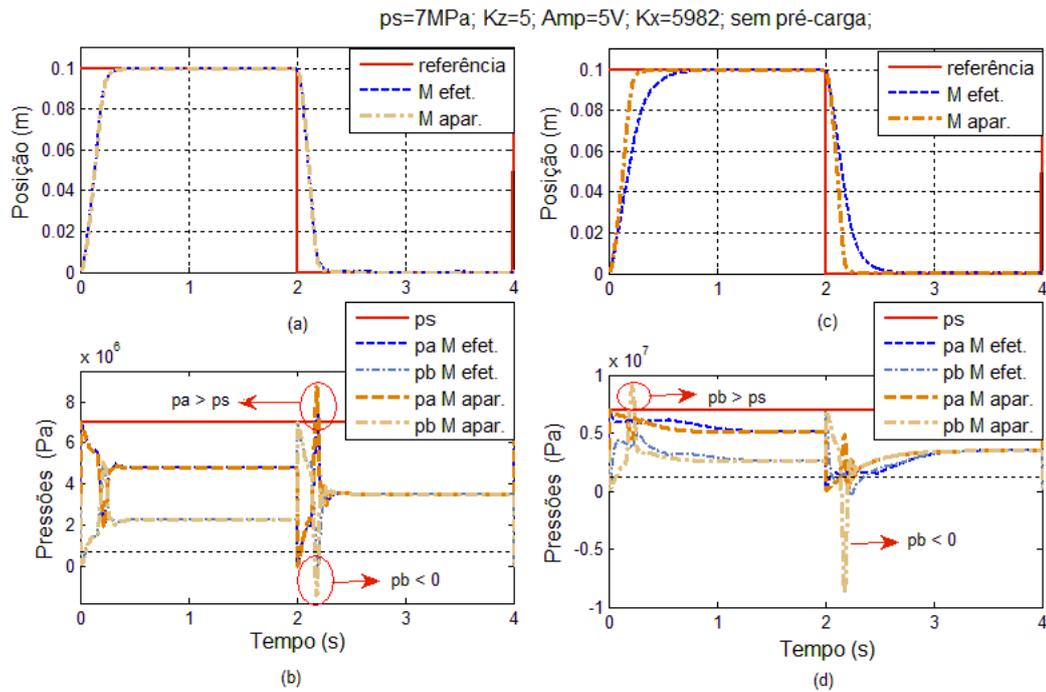


Figura 5.3 – Respostas com modelo não linear com massa efetiva x massa aparente duto 6m (a) CS+VS, (b) CS+VA

Com o mesmo comprimento de duto, a massa aparente gerada nos cilindros assimétricos é de 495 kg e nesse caso a pressão não atinge valores críticos como visto na Figura 5.4, demonstrando a importância do conhecimento dos diferentes fenômenos e suas variações de acordo com os parâmetros do sistema.

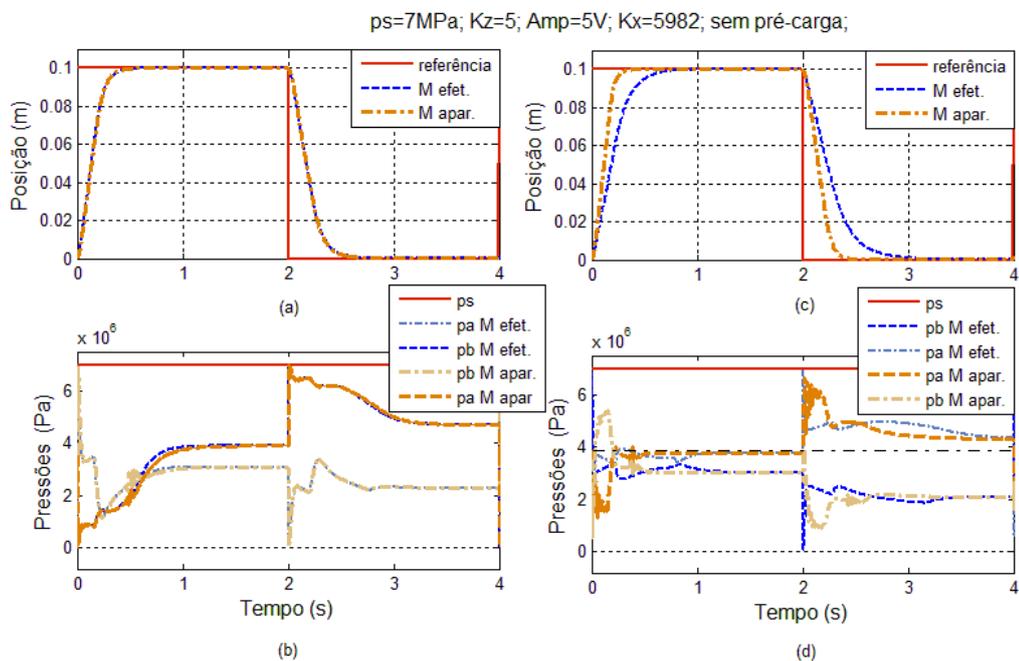


Figura 5.4 – Respostas com modelo não linear com massa efetiva x massa aparente duto 6m (a) CD+VS e (b) CD+VA.

Observa-se nas Figuras 5.1 a 5.4 que, para todos os casos, o comportamento das pressões e as respostas do sistema são equivalentes. É validado então o sistema, comprovando a equivalência do modelo não linear com dutos que geram uma massa aparente, com o modelo não linear com massa efetiva.

Na próxima seção será estudado com mais detalhes o comportamento da pressão nas câmaras do cilindro identificando assim suas possíveis condições críticas.

5.2 CONDIÇÕES CRÍTICAS DAS PRESSÕES NAS CÂMARAS DO CILINDRO:

Através das várias simulações realizadas no Matlab/Simulink para as diferentes configurações entre válvulas e cilindro, foi possível detectar que as condições críticas ocorrem em dois momentos específicos, que são quando a aceleração atinge seu máximo valor tanto para o avanço do cilindro como para o seu retorno. Dependendo da força aplicada e da configuração do sistema, podem ocorrer pressões nas câmaras dos cilindros acima da pressão de suprimento (p_s) e pressões abaixo de zero, possibilitando a ocorrência de cavitação no cilindro (observação: quando se refere à pressão abaixo de zero, refere-se à pressão manométrica, ou seja, igual ou abaixo da pressão atmosférica). Essas condições foram determinadas para se verificar como são essas relações das pressões das câmaras com diferentes concepções de válvula e cilindro e diferentes valores de massa e força de carga da mola.

Os momentos acima mencionados são de aceleração máxima positiva ($a_{MAX}(+)$), que ocorre no início do movimento de avanço e no final do movimento de retorno do cilindro e onde p_B atinge o valor mínimo, muitas vezes próximo ou abaixo de zero, e p_A atinge o valor máximo, podendo superar a pressão de suprimento p_s . Nos momentos de aceleração máxima negativa ($a_{MAX}(-)$) ocorre uma inversão do descrito acima, tendo p_B o seu valor máximo naquele momento, podendo ultrapassar a pressão de suprimento p_s , e p_A valores próximos ou abaixo de zero.

A Figura 5.5 abaixo ilustra a relação das pressões nas câmaras com o movimento de avanço do cilindro, visando uma melhor compreensão do comportamento do sistema. Nessa simulação, tem-se uma combinação de uma válvula simétrica com um cilindro simétrico com uma massa de 156 kg, desconsiderando força de pré-carga da mola e perda de carga do sistema. Vê-se a resposta a um sinal de entrada em degrau, além dos picos de pressão em p_A e p_B .

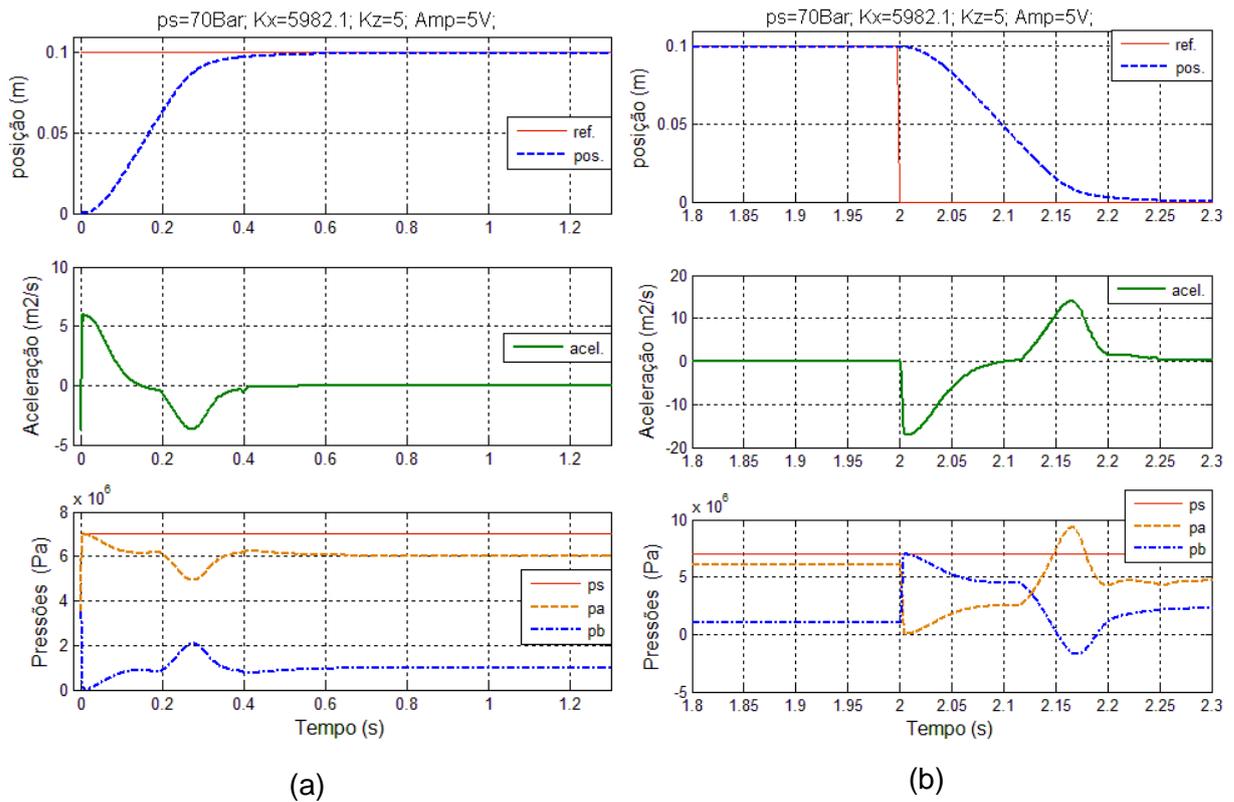


Figura 5.5 – Movimento de avanço e retorno do cilindro, aceleração e os comportamentos das pressões nas câmaras do cilindro (a) avanço (b) retorno

Na Figura 5.5a e na Figura 5.5b acima mostradas observa-se o seguinte comportamento das pressões p_A e p_B .

- No avanço:

- p_A é máximo, quando o cilindro tem $a_{MAX}(+)$;
- p_B é mínimo, quando o cilindro tem $a_{MAX}(+)$;
- p_A é mínimo, quando o cilindro tem $a_{MAX}(-)$;
- p_B é máximo, quando o cilindro tem $a_{MAX}(-)$

- No retorno:

- p_A é mínimo, quando o cilindro tem $a_{MAX}(-)$;
- p_B é máximo, quando o cilindro tem $a_{MAX}(-)$
- $p_A > ps$, quando o cilindro tem $a_{MAX}(+)$;
- $p_B < 0$, quando o cilindro tem $a_{MAX}(+)$

Portanto, através dessas simulações verifica-se a importância de examinar cuidadosamente o efeito das pressões e da aceleração nos pontos de valores extremos.

Nas seções a seguir serão apresentados os estudos sobre as diferentes combinações entre válvulas e cilindros, observando como se comportam as pressões nas câmaras para diferentes valores de massa e diferentes valores de forças aplicadas ao sistema. Tem-se o intuito de verificar em que configurações podem ocorrer pressões abaixo de zero no sistema, auxiliando, desta forma, na escolha de uma combinação que atenda às necessidades sem que ocorram esses pontos críticos.

Os parâmetros dos componentes do sistema estão relacionados na Tabela 5.2 abaixo. Os parâmetros usados para cada combinação são os correspondentes aos componentes utilizados.

Tabela 5.2 – Parâmetros dos componentes do sistema

Parâmetros do Sistema Geral		
Parâmetros	Valor	Unidade
p_s	70.10 ⁵ ; 80.10 ⁵	Pa
β	1.10 ⁹	Pa
K_z	5; 10; 15	Adm
U_n	10	V
K_{si}	50	V/m
K_x	2618; 5982; 16083	N/m
Válvula Simétrica		
q_{nom}	12@70bar	lpm
ω_n	439.8	rad/s
ξ	0,7	Adm
$K_{v_{in}}$	7,9.10 ⁻¹⁰	m ³ / s.Pa
K_{v_A}	1,07.10 ⁻⁷	m ³ / s.√Pa
K_{v_B}	1,07.10 ⁻⁷	m ³ / s.√Pa
Válvula Assimétrica		
q_{nom}	8@10bar	lpm
ω_n	439.8	rad/s
ξ	0,7	Adm

Kv_{in}	$3,73 \cdot 10^{-10}$	$m^3 / s.Pa$
Kv_A	$1,89 \cdot 10^{-7}$	$m^3 / s.\sqrt{Pa}$
Kv_B	$9,42 \cdot 10^{-8}$	$m^3 / s.\sqrt{Pa}$
Cilindro simétrico		
A_A	$2,37 \cdot 10^{-4}$	m^2
A_B	$2,37 \cdot 10^{-4}$	m^2
Mt	2,86	kg
Cilindro assimétrico		
A_A	$4,91 \cdot 10^{-4}$	m^2
A_B	$2,37 \cdot 10^{-4}$	m^2
Mt	2,33	kg

As configurações estudadas são:

- 1- **Cilindro simétrico de dupla ação com uma válvula simétrica;**
- 2- **Cilindro simétrico de dupla ação com uma válvula assimétrica;**
- 3- **Cilindro assimétrico de dupla ação com uma válvula simétrica;**
- 4- **Cilindro assimétrico de dupla ação com uma válvula assimétrica;**

5.2.1 – Válvula simétrica com cilindro simétrico de dupla ação

1- Validação do modelo através da comparação do sistema real com mangueiras x modelo não linear simulado com mangueiras

A fim de verificar o comportamento da simulação do sistema com mangueira, o gráfico da Figura 5.6 compara a resposta do sistema real com a mola 2 e sem pré-carga, com a simulação gerada com os mesmos parâmetros, já levando em consideração a perda de carga obtida experimentalmente demonstrada na seção 4.7. Um dos problemas para este caso da mangueira é a brusca queda de pressão de suprimento no retorno do cilindro. Portanto, a simulação foi realizada tendo como dado de entrada para a simulação a pressão de suprimento real, a fim de obter os resultados simulados mais próximos do sistema real. Observa-se que as respostas do sistema apresentam equivalência. Na Figura 5.6b pode-se verificar melhor o comportamento das pressões.

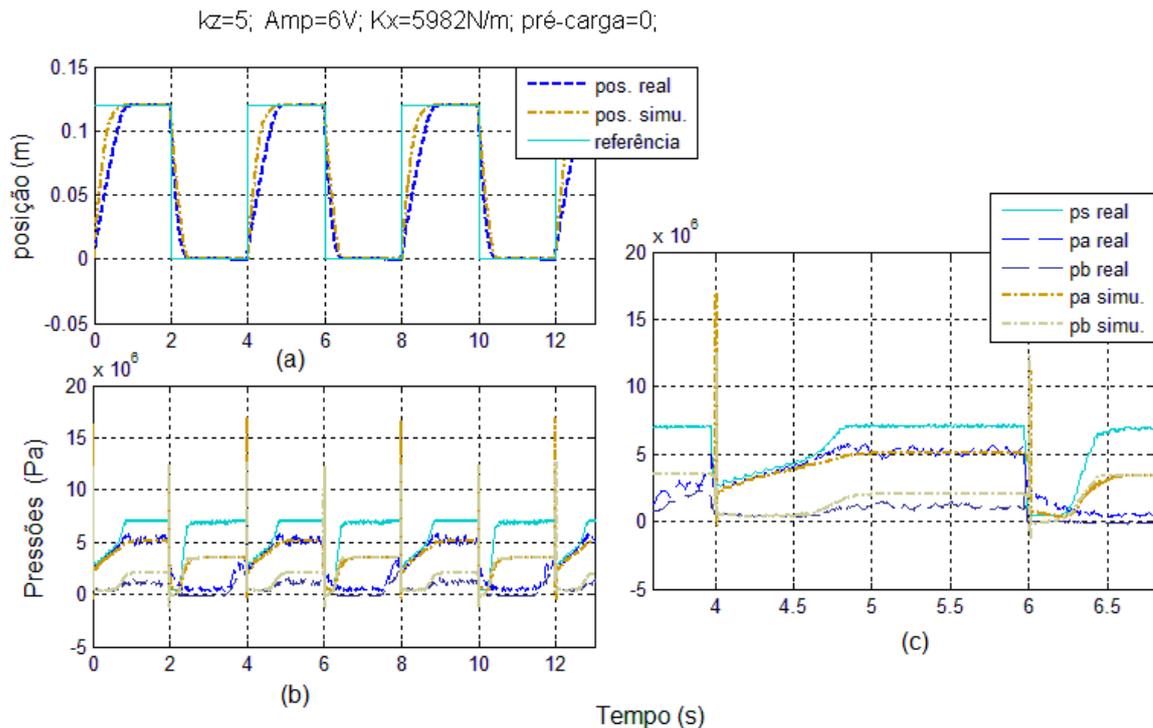


Figura 5.6 – Resposta do sistema real com mangueiras x modelo não linear simulado com mangueiras para CS+VS. (a) Posição, (b) Pressão e (c) Ampliação das pressões

2– Validação do modelo através da comparação do sistema real com dutos x modelo não linear simulado com dutos

Da mesma forma, para validar experimentalmente o modelo com dutos, apresenta-se abaixo a comparação dos resultados experimentais com os obtidos em simulação para uma massa aparente de 66 kg, que corresponde a um duto de 1,75m acoplado à câmara A e de 2,5m à câmara B do cilindro. Tem-se como dado de entrada a pressão de suprimento real. Na ampliação do intervalo entre 4 e 7 segundos na Figura 5.7c pode-se observar melhor a resposta das pressões.

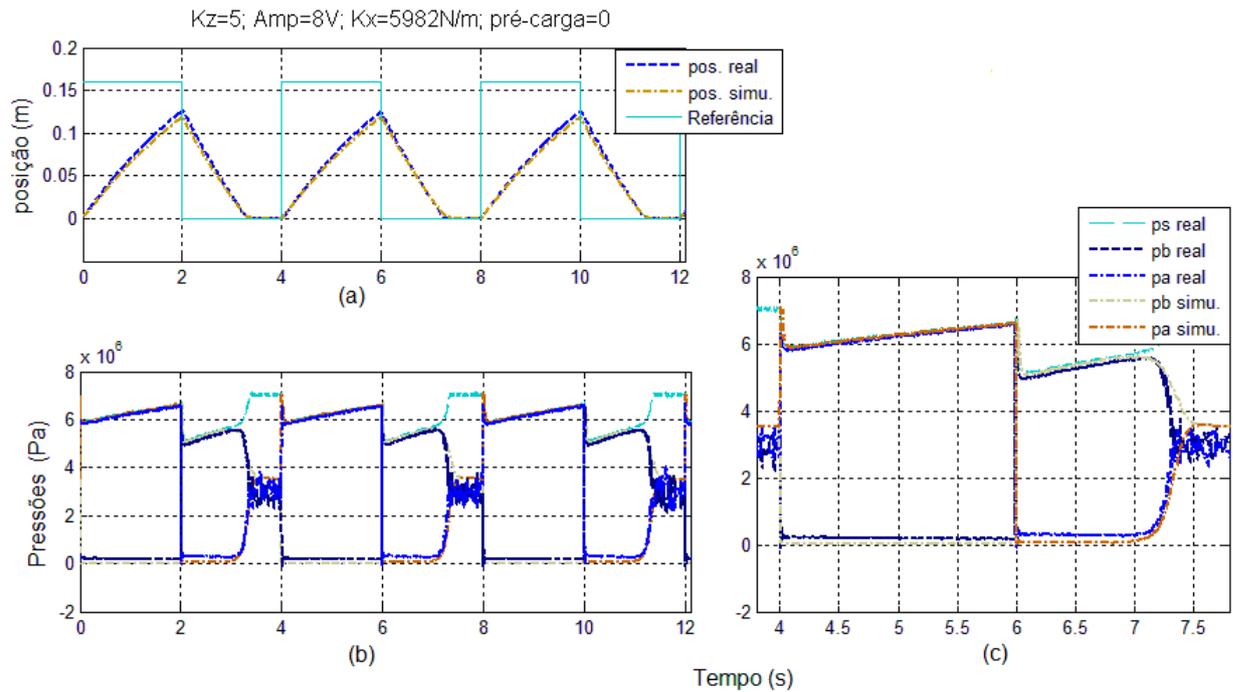
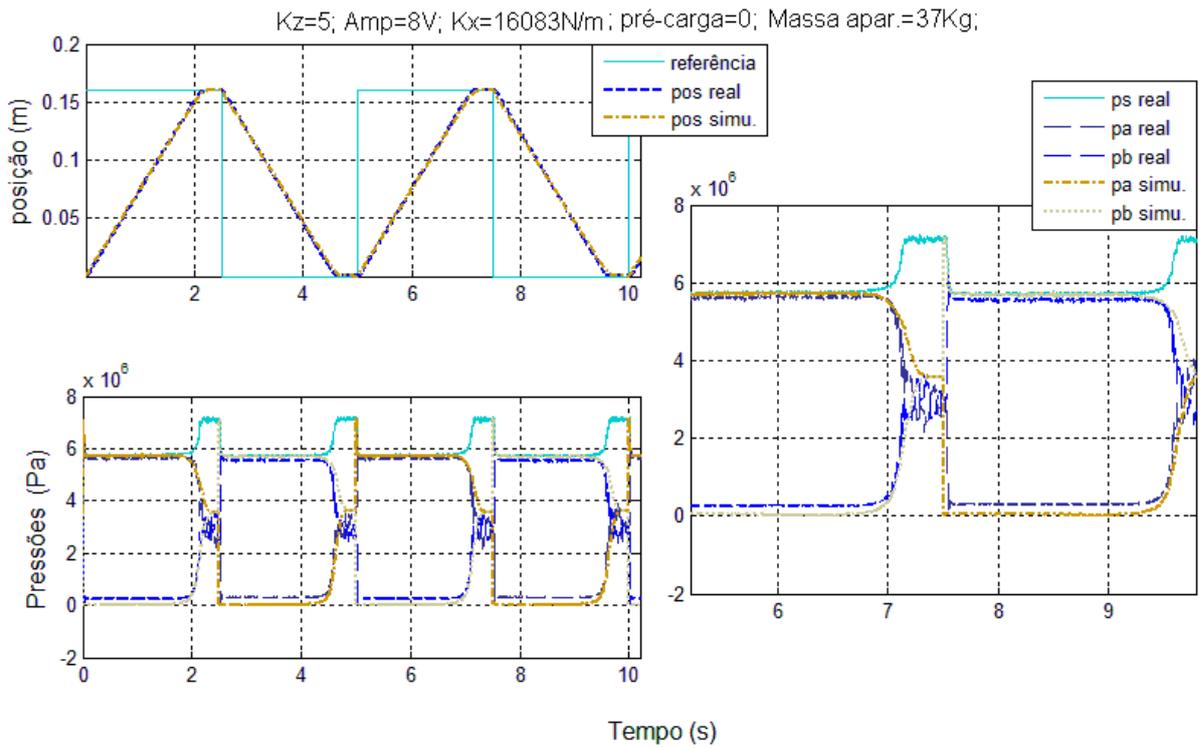


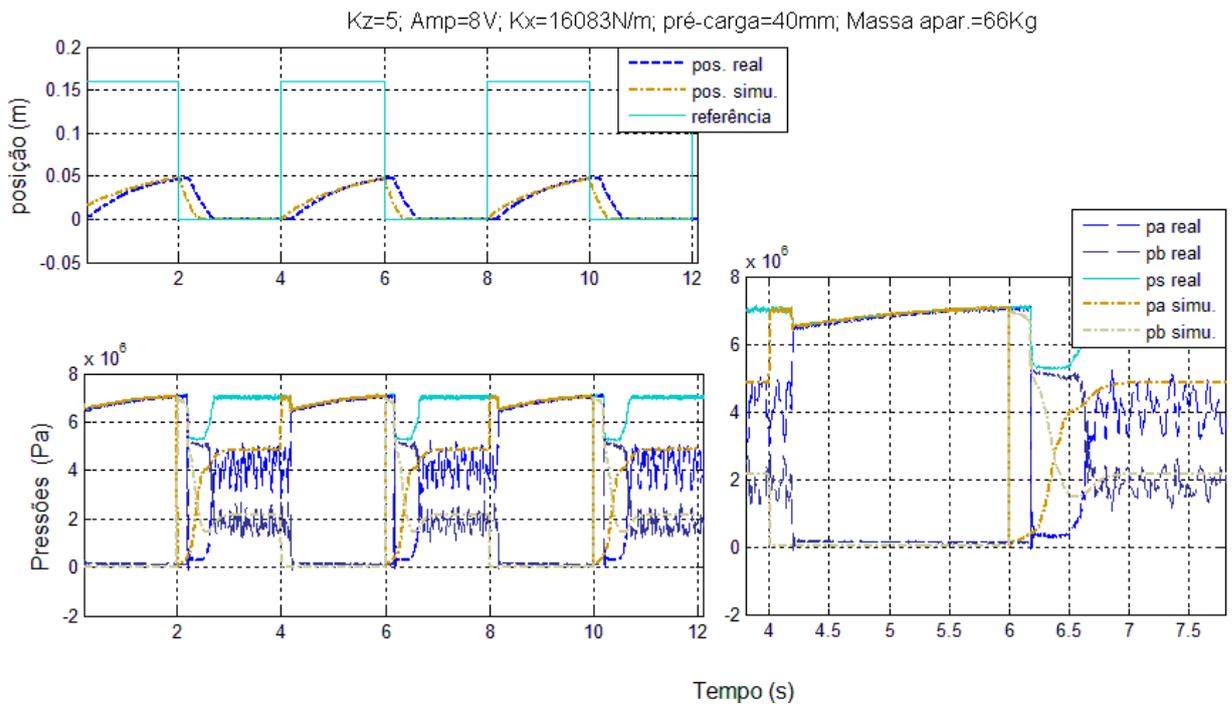
Figura 5.7 – Resposta do sistema real com dutos x modelo não linear simulado com dutos para CS+VS. (a) Posição, (b) Pressão e (c) Ampliação das pressões

3- Comparação do sistema real com dutos x modelo não linear simulado com dutos – Análise do comportamento observado para diferentes parâmetros

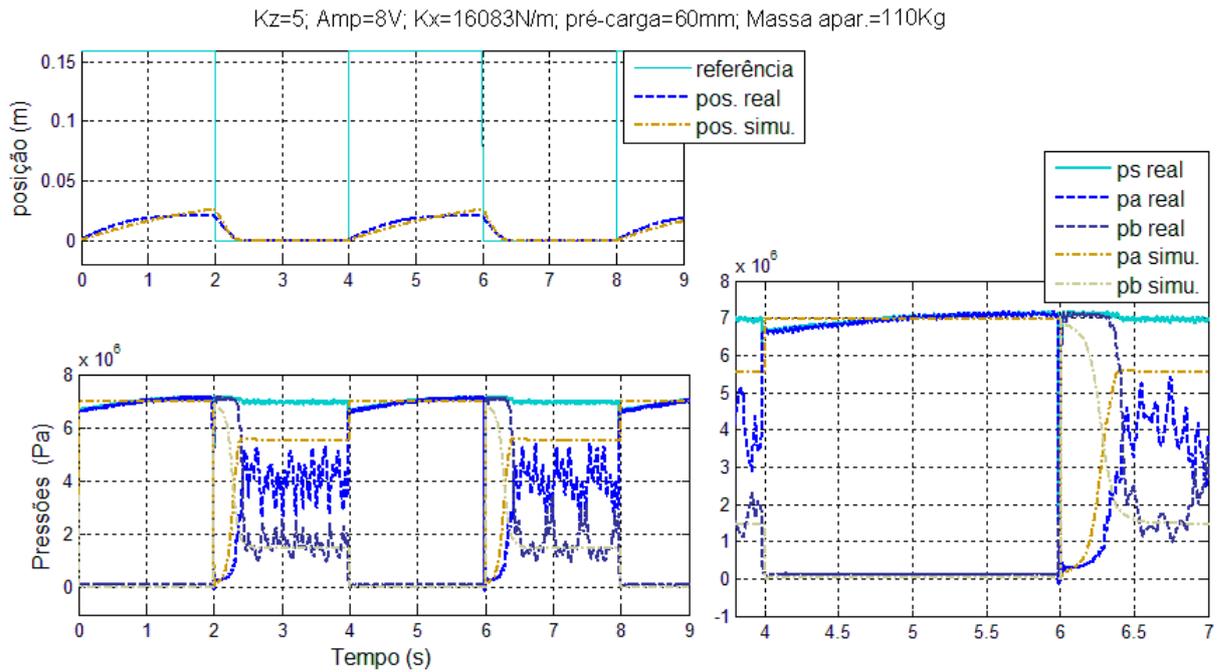
Nas Figura 5.8a, Figura 5.8b e Figura 5.8c percebe-se que mesmo alterando os valores de massa aparente, constante e pré-carga da mola, as respostas da simulação continuam sendo equivalentes às respostas obtidas experimentalmente.



(a)



(b)



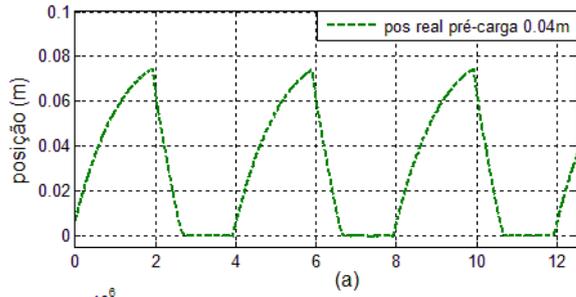
(c)

Figura 5.8 – Respostas do sistema real com dutos x modelo não linear simulado com dutos para CS+VS. (a) Pré-carga nula, (b) Fpré-carga 643N e (c) Fpré-carga 965N

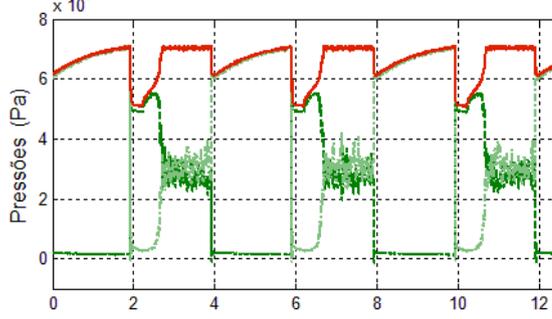
4– Análise do comportamento do sistema real para diferentes valores de pré-carga.

A fim de verificar a influência que a força de carregamento tem sobre o sistema real, a Figura 5.9 mostra os resultados experimentais para os mesmos parâmetros, alterando-se apenas a força de pré-carga da mola.

Na Figura 5.9a, percebe-se que o comportamento das pressões do sistema é mais estável. Consegue-se perceber o efeito que o aumento da força de pré-carga tem sobre o sistema na Figura 5.9b e na Figura 5.9c, onde se vê que à medida que se aumenta a força de pré-carga, as pressões se aproximam das condições críticas.

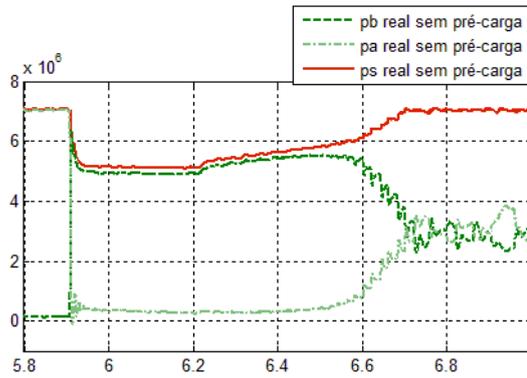


(a)



(b)

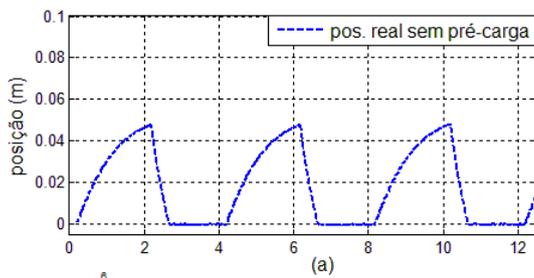
$K_z=5$; $Amp=8V$; $K_x=16083N/m$



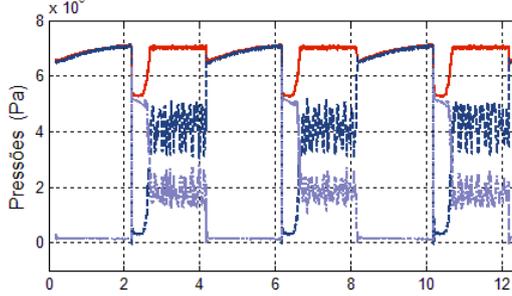
(c)

Tempo (s)

(a)

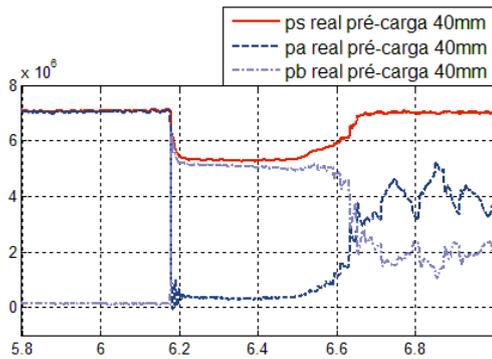


(a)



(b)

$K_z=5$; $Amp=8V$; $K_x=16083N/m$



(c)

Tempo (s)

(b)

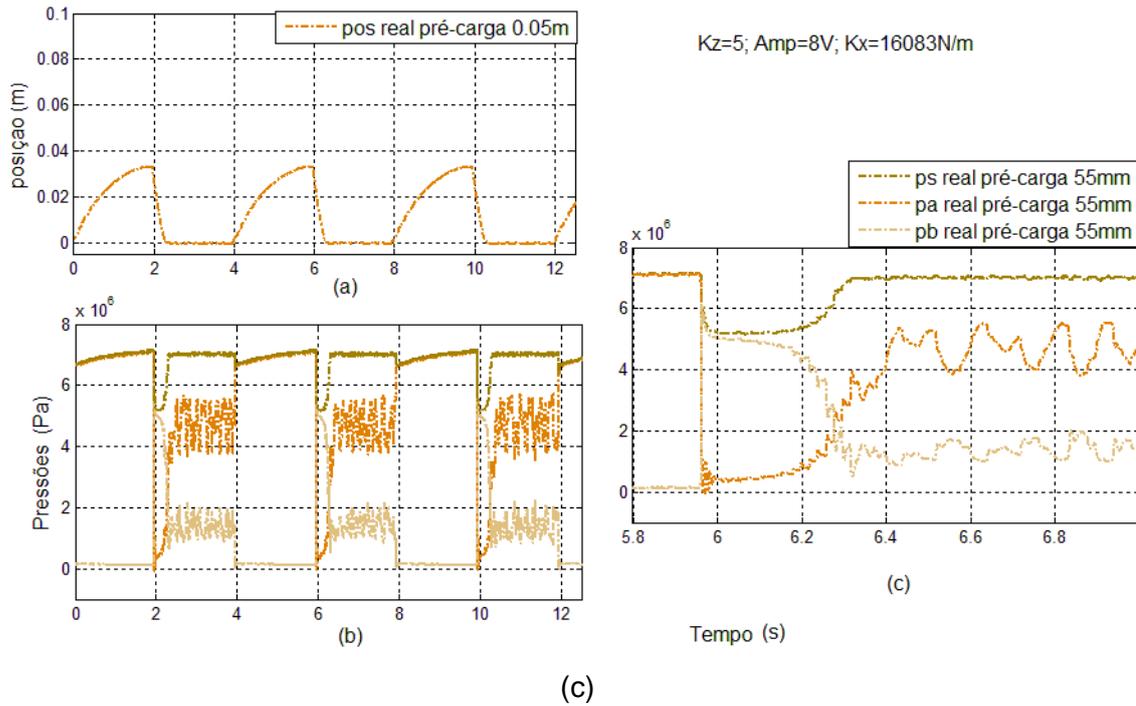


Figura 5.9 – Resposta do sistema real com massa aparente para CS+VS. (a) Pré-carga nula, (b) Fpré-carga 643N e (c) Fpré-carga 965N

5– Exemplo de experimento com ocorrência de possíveis pontos críticos

A Figura 5.10 mostra o comportamento do sistema para um experimento real com massa aparente de 110 kg. Pode-se observar na mesma, no início do retorno, um pico de pressão negativa em p_B , onde a pressão chega próxima ou abaixo de zero. Na Figura 5.10d pode-se observar com mais detalhe o comportamento de p_B no intervalo de 1,88 a 1,89 s.

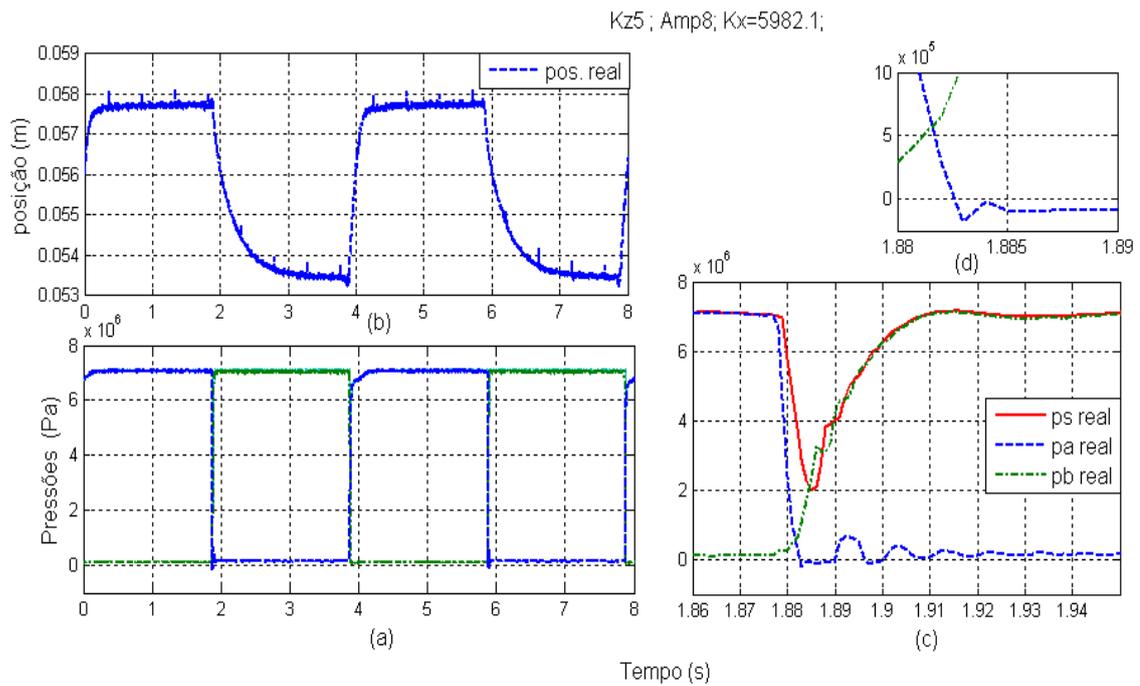


Figura 5.10 – Resposta do sistema real com massa aparente para CS+VS. (a) Posição (b) Pressão (c) Ampliação das pressões entre 1,86 e 1,95s (d) Ampliação das pressões entre 1,88 e 1,89s

6– Comparação da resposta obtida do modelo simulado com cada tipo de mola – Análise do efeito gerado pela variação da constante da mola

Para essa combinação de válvula e cilindro observa-se nas simulações que, quanto maior a constante da mola, maior facilidade de ocorrência de pontos críticos. Na Figura 5.11, observa-se que com uma massa de 155 kg, ocorrem pressões abaixo de zero apenas no caso da mola 3. Já na Figura 5. 12, ao se acrescentar uma força de pré-carga de 262N, já se observam pressões críticas com a mola 1 e 2. A pressão p_A atinge valores abaixo de zero e p_B supera a pressão de suprimento.

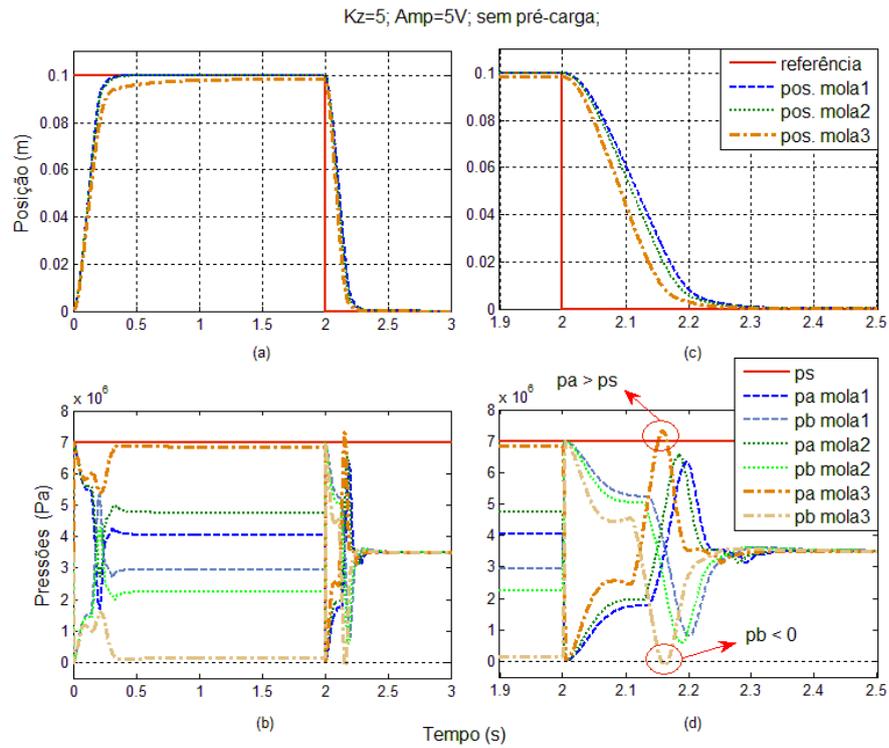


Figura 5.11 – Resposta do modelo não linear simulado com as três diferentes molas sem pré-carga para CS+VS. (a) Posição (b) Pressão (c) Ampliação posição retorno (d) Ampliação das pressões retorno.

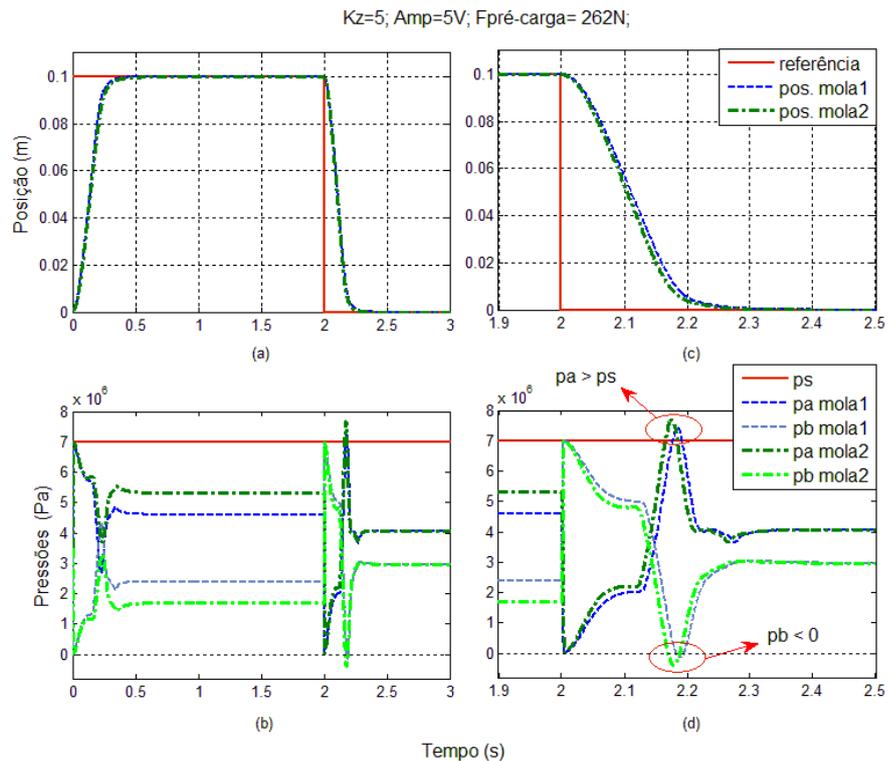


Figura 5. 12 – Resposta do modelo não linear simulado com as três diferentes molas com pré-carga de 262N para CS+VS (a) Posição (b) Pressão (c) Ampliação posição retorno (d) Ampliação das pressões retorno.

Compilando os dados observados nas simulações realizadas com o modelo desconsiderando a perda de carga do sistema; pode-se identificar os máximos valores de massa que fazem com que as pressões alcancem valores iguais ou abaixo de zero, os quais estão indicados na Tabela 5.3. Para esta tabela, as seguintes considerações são válidas:

Mola 1 → Constante da mola $K_x = 2618.4 [N/m]$;

Mola 2 → Constante da mola $K_x = 5982.1 [N/m]$;

Mola 3 → Constante da mola $K_x = 16083 [N/m]$;

F_{PreC} → Força de pré-carga da mola $[N]$;

M_1 → Mínimo valor de massa para possível ocorrência de cavitação (modelo desconsiderando a perda de carga do sistema);

Tabela 5.3 – Máximos valores de massa em que ocorre cavitação. Resultados de simulações sem perda de carga e com válvula simétrica e cilindro simétrico

RESULTADOS SIMULADOS VÁLVULA SIMÉTRICA X CILINDRO SIMÉTRICO			
Mola 1	$F_{PreC} = 0 \text{ N}$	$F_{PreC} = 216.84 \text{ N}$	$F_{PreC} = 523.68 \text{ N}$
$M_1 [Kg]$	186	150	120
Mola 2	$F_{PreC} = 0 \text{ N}$	$F_{PreC} = 598,21 \text{ N}$	$F_{PreC} = 1196.42 \text{ N}$
$M_1 [Kg]$	176	108	-
Mola 3	$F_{PreC} = 0 \text{ N}$	$F_{PreC} = 1608,3 \text{ N}$	$F_{PreC} = 3216.6 \text{ N}$
$M_1 [Kg]$	151	-	-

Alguns conjuntos de parâmetros tiveram erros de simulação no MATLAB/SIMULINK devido à resoluções numéricas. Experimentalmente constatou-se que para esses valores o atuador não se movimenta devido à força de carregamento aplicada no sistema. As configurações com esse problema não possuem valor nas tabelas.

Para a válvula simétrica com cilindro simétrico, a força de carregamento e a constante da mola são fatores que contribuem para o aumento das condições críticas das pressões nas câmaras do cilindro. Quanto maiores, mais as pressões nas câmaras se aproximam de situações críticas. Essa combinação mostrou-se apropriada nos casos estudados até um valor de massa limite de 186 kg, com a mola 1, e sem pré-carga.

5.2.2 – Válvula assimétrica com cilindro simétrico de dupla ação

1– Validação do modelo através da comparação do sistema real com dutos x modelo não linear simulado com dutos

Para validar o modelo com a combinação de válvula assimétrica com cilindro simétrico de dupla ação, a Figura 5.13 apresenta a simulação feita com dutos de 2,5m e 4,5m, gerando uma massa aparente de 110 kg, comparada à experiência feita com os mesmos parâmetros.

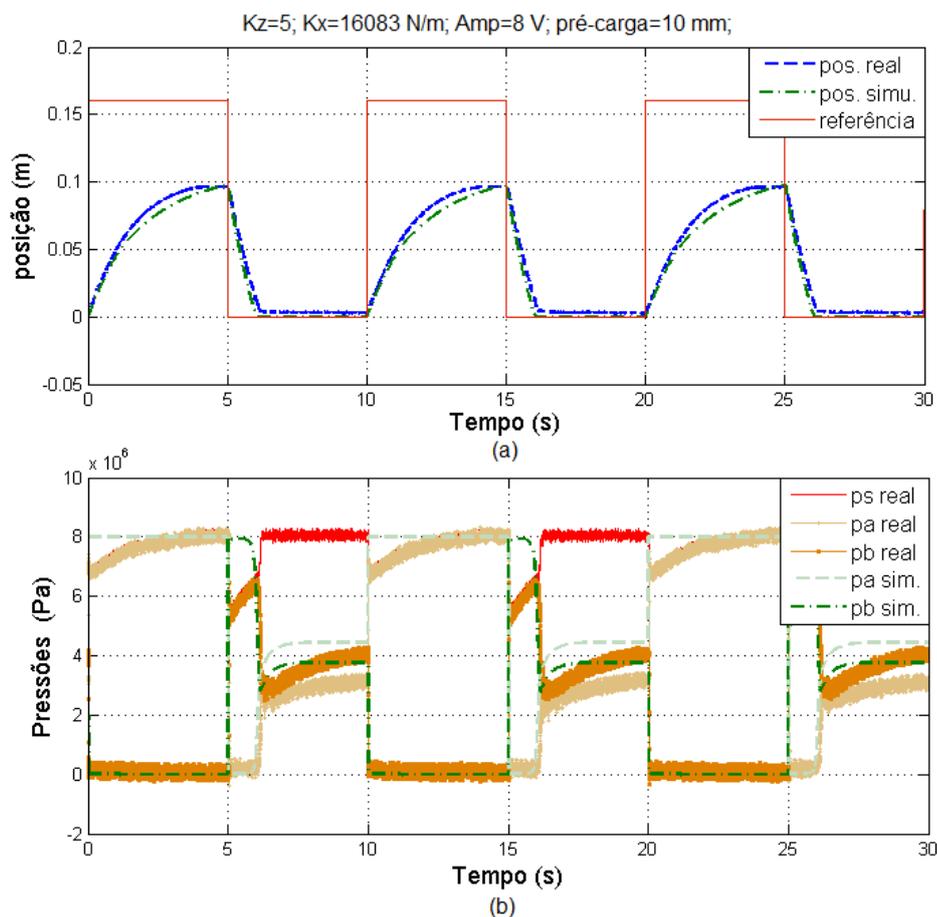


Figura 5.13 – Resposta do sistema real com dutos x modelo não-linear simulado com dutos para CS+VA. (a) Posição (b) Pressão

2 – Comparação da resposta obtida do modelo simulado com cada tipo de mola – Análise do efeito gerado pela variação da constante da mola

A Figura 5.14 mostra o comportamento do sistema simulado com dutos gerando uma massa aparente de 55 kg, com cada uma das três diferentes molas utilizadas e com pré-carga nula. Comparando-se as curvas vê-se que, para essa combinação, com o aumento da rigidez da mola, aumentam os picos de pressão mínima, tornando o quadro ainda mais

crítico. Na Figura 5.14c tem-se uma ampliação entre 1,9 e 2,5 segundos mostrando apenas a pressão na câmara B do cilindro. Nela observa-se que os pontos críticos ocorrem no retorno do cilindro, onde com a mola 3 o sistema apresenta valores abaixo de zero.

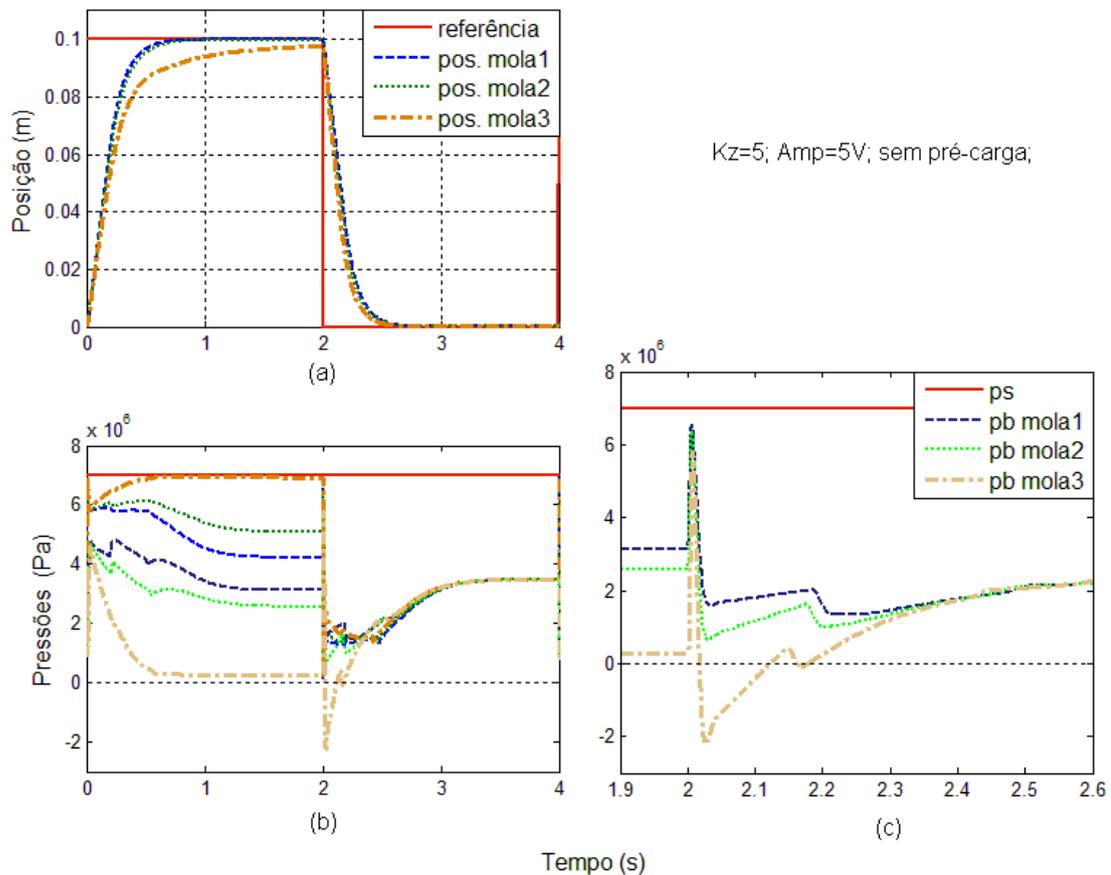


Figura 5.14 – Resposta do modelo não linear simulado com dutos com as três diferentes molas para CS+VA. (a) Posição (b) Pressão (c) Ampliação das pressões entre 1,9 e 2,6s.

3 – Comparação do sistema real com dutos x modelo não linear simulado com dutos – Análise do comportamento observado para diferentes valores de pré-carga.

Outro fator a ser considerado por também influenciar na resposta do sistema é a pré-carga da mola. A Figura 5.15 abaixo mostra as respostas obtidas das simulações geradas com massa aparente de 55kg e a mola 2, variando apenas a força de pré-carga. Observa-se nesse caso que, quanto maior a força de pré-carga da mola, mais críticos ficam os valores das pressões. Nesse caso com a mola 2, sem pré-carga não ocorrem pontos críticos, mas, ao se acrescentar uma força de pré carga de 240N ou 478N, p_B atinge valores abaixo de zero no retorno do cilindro como pode ser visto na Figura 5.15c.

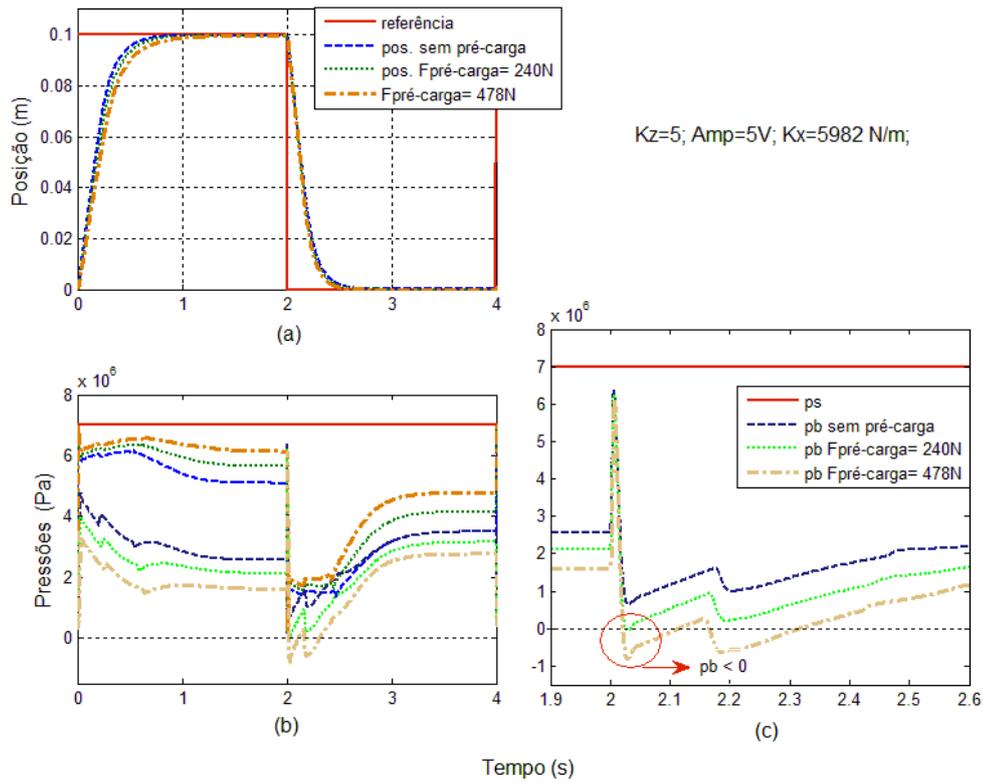


Figura 5.15 – Resposta do modelo não linear simulado com massa aparente para CS+VA. (a) Posição (b) Pressão (c) Ampliação das pressões entre 1,9 e 2,6s.

Na Figura 5.16 observa-se que com a mola 3 sem força de pré-carga e desconsiderando a perda de carga, mesmo sem massa o sistema já apresenta pontos críticos onde p_B tem valores abaixo de zero.

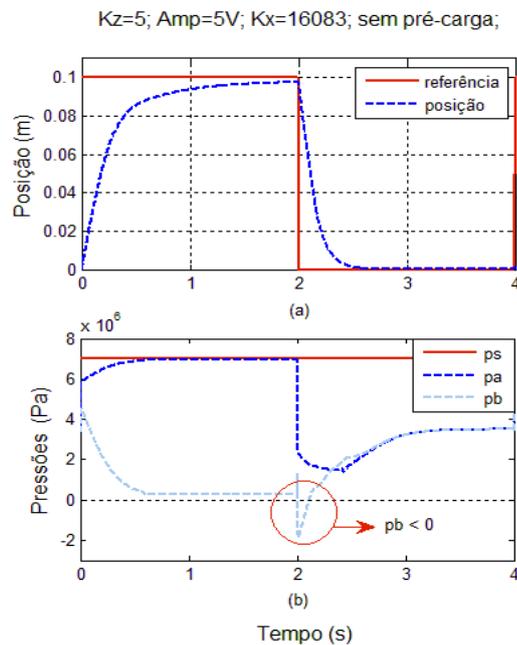


Figura 5.16 – Resposta do modelo não linear simulado com massa aparente para CS+VA. (a) Posição (b) Pressão.

Com base nos efeitos dos parâmetros já analisados, obtém-se a tabela abaixo, que relaciona os valores de massa onde começam a haver pontos críticos para cada mola e pré-carga para situações onde a perda de carga é desconsiderada.

Tabela 5.4 – Máximos valores de massa em que ocorre cavitação. Resultados de simulações sem perda de carga e com válvula assimétrica e cilindro simétrico

RESULTADOS SIMULADOS VÁLVULA ASSIMÉTRICA X CILINDRO SIMÉTRICO			
Mola 1	$F_{PreC} = 0 \text{ N}$	$F_{PreC} = 216.84 \text{ N}$	$F_{PreC} = 523.68 \text{ N}$
$M_1 \text{ [Kg]}$	199	99	0
Mola 2	$F_{PreC} = 0 \text{ N}$	$F_{PreC} = 598,21 \text{ N}$	$F_{PreC} = 1196.42 \text{ N}$
$M_1 \text{ [Kg]}$	157	0	-
Mola 3	$F_{PreC} = 0 \text{ N}$	$F_{PreC} = 1608,3 \text{ N}$	$F_{PreC} = 3216.6 \text{ N}$
$M_1 \text{ [Kg]}$	0	-	-

A combinação de cilindro simétrico com válvula assimétrica mostrou-se ser uma combinação que apresentou problemas críticos com todas as molas e até mesmo sem massa acoplada ao sistema, gerando quase na totalidade dos casos analisados, pontos críticos de pressão.

5.2.3 – Válvula simétrica com cilindro assimétrico de dupla ação

1 – Validação do modelo através da comparação do sistema real com mangueiras x modelo não linear simulado com mangueiras

Para a validação do modelo com válvula simétrica e cilindro assimétrico, mostra-se a comparação da resposta do modelo não-linear com mangueira simulado com os resultados obtidos experimentalmente com os mesmos parâmetros, vistos na Figura 5.17.

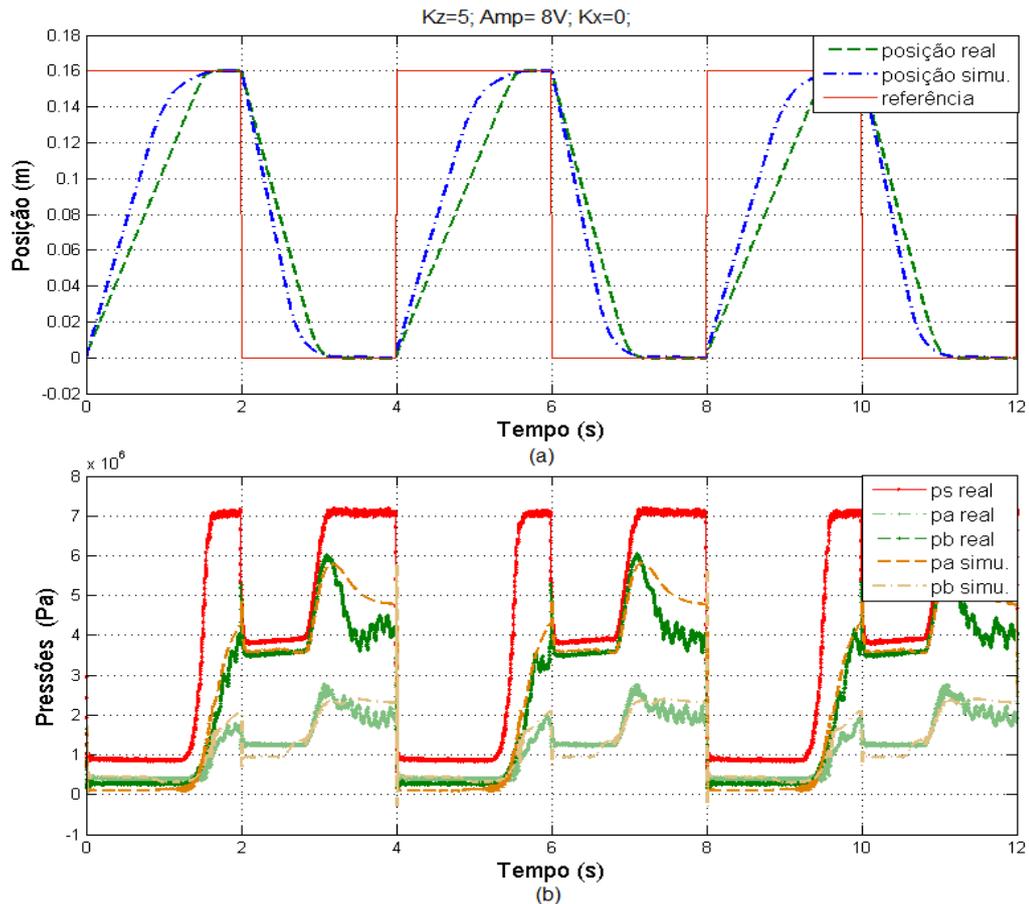


Figura 5.17 – Resposta do sistema real com mangueiras x modelo não linear simulado com mangueiras para CD+VS. (a) Posição (b) Pressão

2 – Validação do modelo através da comparação do sistema real com dutos x modelo não linear simulado com dutos

Para a validação do modelo com válvula simétrica e cilindro assimétrico com dutos, mostra-se na Figura 5.18 abaixo a comparação das respostas obtidas no modelo não linear simulado com as respostas obtidas no experimento real, ambos com os mesmos parâmetros. Para esse caso foram utilizados dutos gerando uma massa aparente de 155 kg.

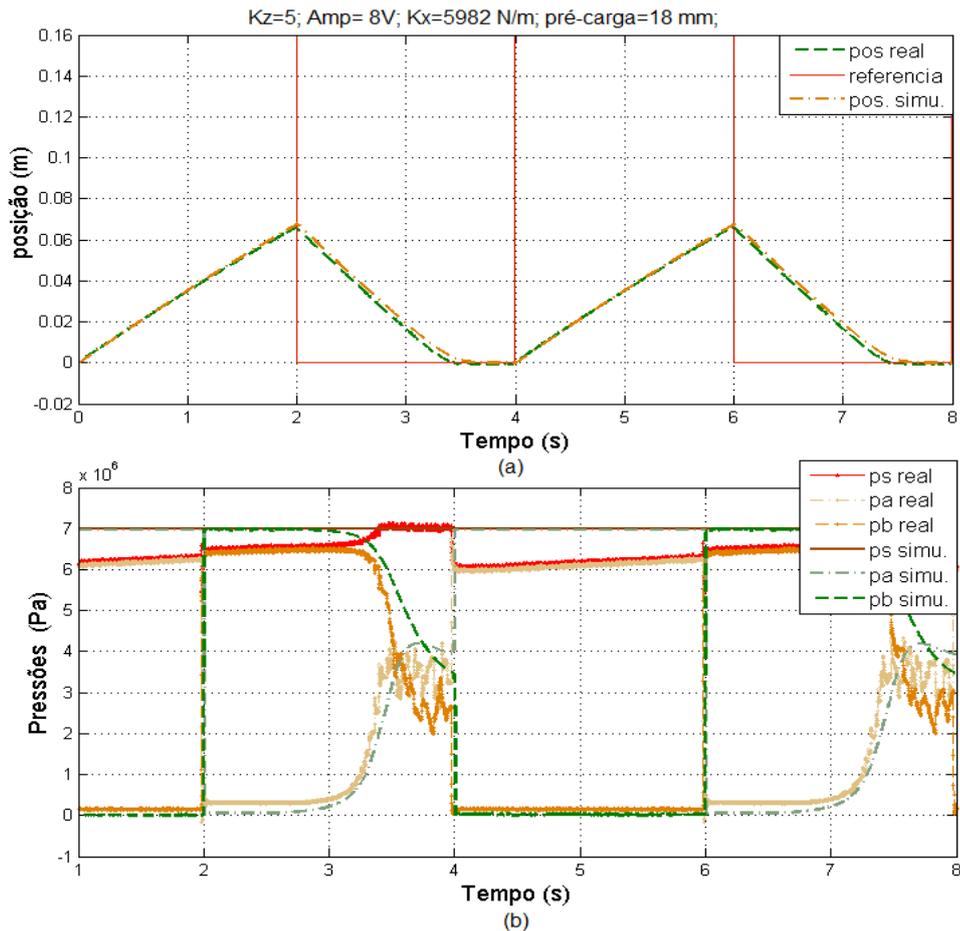


Figura 5.18 – Resposta do sistema real com dutos x modelo não-linear simulado com dutos para CD+VS. (a) Posição (b) Pressão

3 – Comparação da resposta obtida do modelo simulado com cada tipo de mola – Análise do efeito gerado pela variação da constante da mola

Na Figura 5.19, simulação com uma massa de 300 kg, observa-se o efeito causado ao se utilizar molas de diferente rigidez. Quanto maior a rigidez da mola, menor o pico de pressão e menor a probabilidade de ocorrência de pontos críticos onde pode ocorrer cavitação. Também pode se observar na Figura 5.19b, que é uma ampliação entre 3,9 e 4,6 segundos da resposta observada na Figura 5.19a mostrando apenas a pressão da câmara A do cilindro, que é no momento de avanço do cilindro onde ocorrem os picos de pressão do sistema.

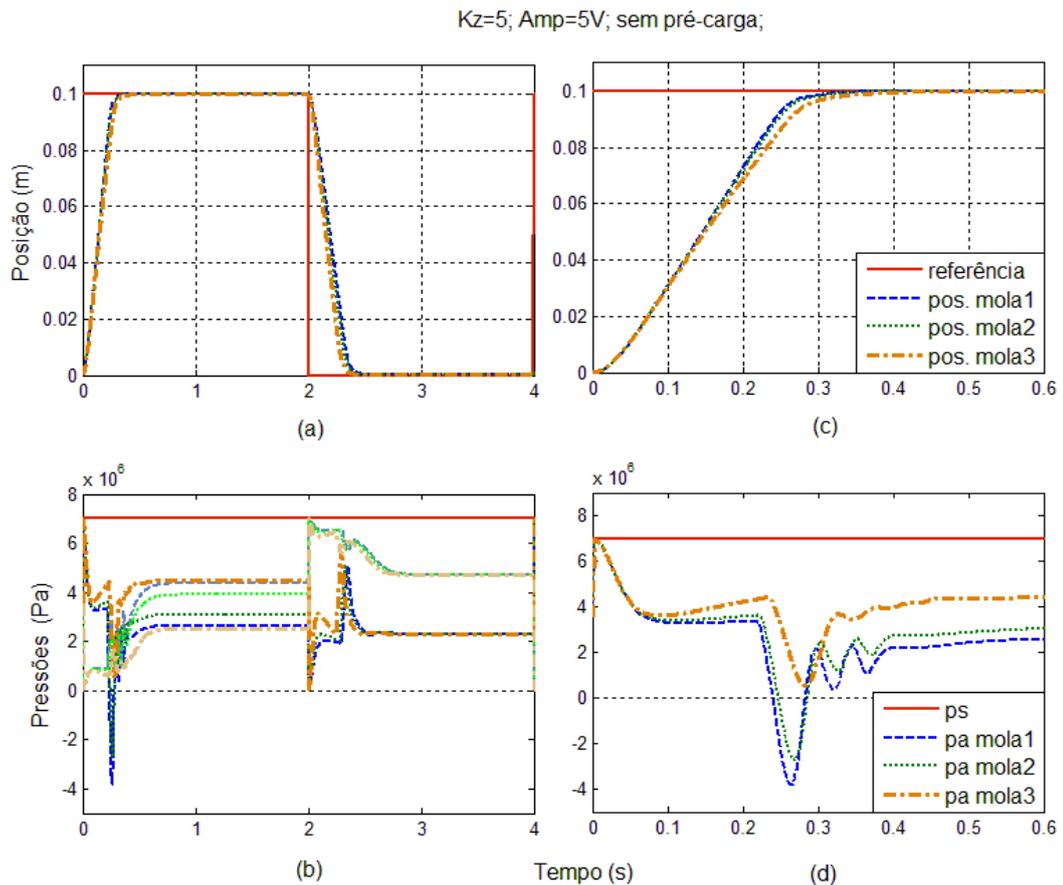


Figura 5.19 – Resposta do modelo não linear simulado com dutos com as três diferentes molas para CD+VS. (a) Posição (b) Pressão (c) Posição no avanço e (d) Pressão no avanço.

4 – Comparação do sistema real com dutos x modelo não linear simulado com dutos – Análise do comportamento observado para diferentes valores de pré-carga.

Foi também analisado o efeito causado ao se aumentar a força de pré-carga da mola. Observa-se na Figura 5.20 que, no caso de uma combinação de válvula simétrica com cilindro assimétrico, ao aumentar-se a pré-carga da mola, a pressão p_A tende a ultrapassar p_s no retorno, e a atingir valores abaixo de zero no avanço.

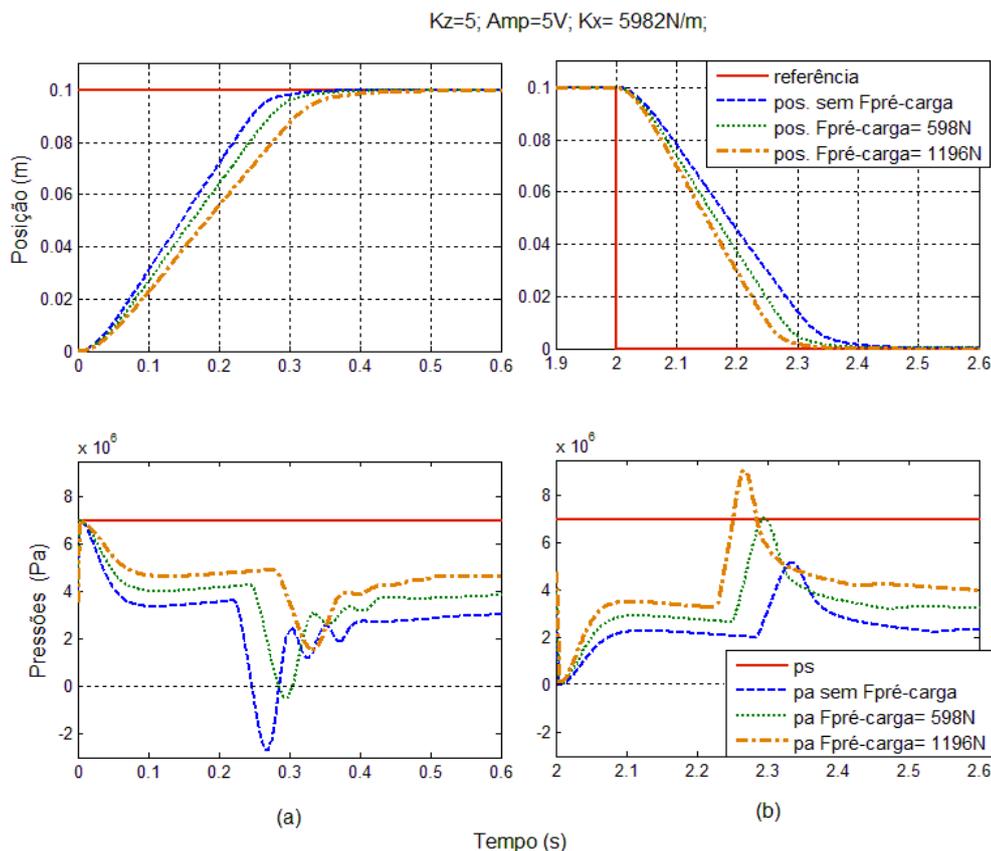


Figura 5.20 – Resposta do modelo não linear simulado com massa aparente para CD+VS. (a) Posição e Pressão no avanço (b) Posição e Pressão no retorno.

Na Tabela 5.5 abaixo são compilados os resultados obtidos para esta combinação de válvula e cilindro, onde pode se observar que, ao se aumentar a força de pré-carga e a rigidez da mola, aumenta também a carga que o sistema pode suportar sem que haja ocorrência de pontos críticos.

Tabela 5.5 – Máximos valores de massa em que ocorre cavitação. Resultados de simulações sem perda de carga e com válvula simétrica e cilindro assimétrico

RESULTADOS SIMULADOS VÁLVULA SIMÉTRICA X CILINDRO ASSIMÉTRICO			
Mola 1	$F_{Préc} = 0 \text{ N}$	$F_{Préc} = 216.84 \text{ N}$	$F_{Préc} = 523.68 \text{ N}$
$M_1 [Kg]$	277	351	434
Mola 2	$F_{Préc} = 0 \text{ N}$	$F_{Préc} = 598,21 \text{ N}$	$F_{Préc} = 1196.42 \text{ N}$
$M_1 [Kg]$	354	561	875
Mola 3	$F_{Préc} = 0 \text{ N}$	$F_{Préc} = 1608,3 \text{ N}$	$F_{Préc} = 3216.6 \text{ N}$
$M_1 [Kg]$	635	2116	-

Observa-se então que, para essa combinação, o sistema apresenta boas condições de operação sem ocorrência de pontos críticos de pressão para diversos coeficientes de rigidez de mola e pré-cargas, mesmo com cargas mais elevadas do que as observadas nas outras combinações.

5.2.4 – Válvula assimétrica com cilindro assimétrico de dupla ação

1 – Validação do modelo através da comparação do sistema real com dutos x modelo não linear simulado com dutos

Para a validação do modelo com essa combinação de válvula e cilindro, observa-se na Figura 5.21 abaixo a comparação da resposta obtida na simulação do modelo não-linear com a obtida experimentalmente com os mesmos parâmetros. Nesse caso foi utilizada uma massa aparente de 237 kg.

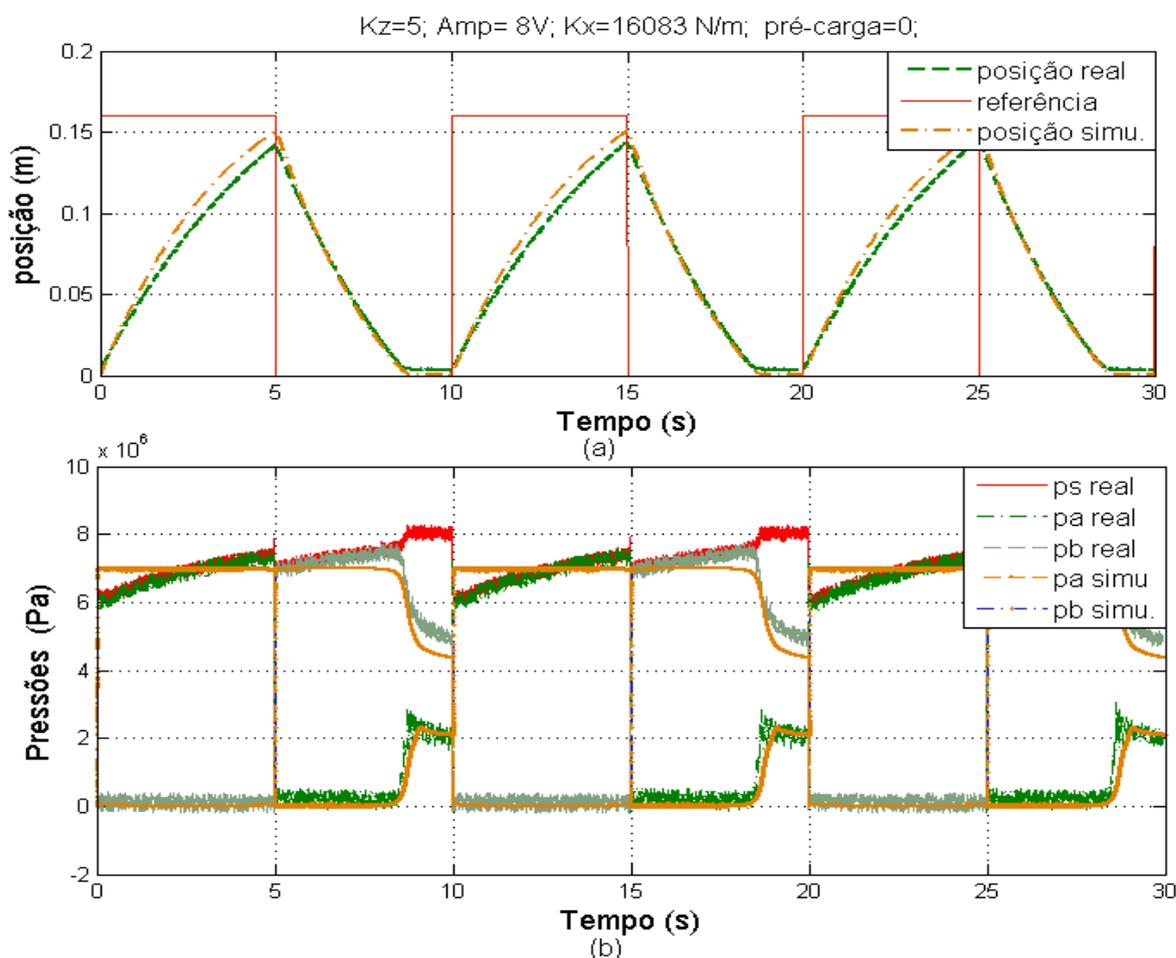


Figura 5.21 – Resposta do sistema real com dutos x modelo não-linear simulado com dutos para CD+VA. (a) Posição (b) Pressão

2 – Comparação da resposta obtida do modelo simulado com cada tipo de mola – Análise do efeito gerado pela variação da constante da mola

Para essa combinação, a diferença no coeficiente de rigidez de mola atua a favor do sistema com influência não muito significativa, mas, quanto maior o coeficiente de rigidez da mola, maior a carga necessária para que ocorram pontos críticos de pressão no sistema, como pode ser observado na Figura 5. 22 abaixo. No caso dessa simulação foi utilizada uma massa aparente de 750 kg.

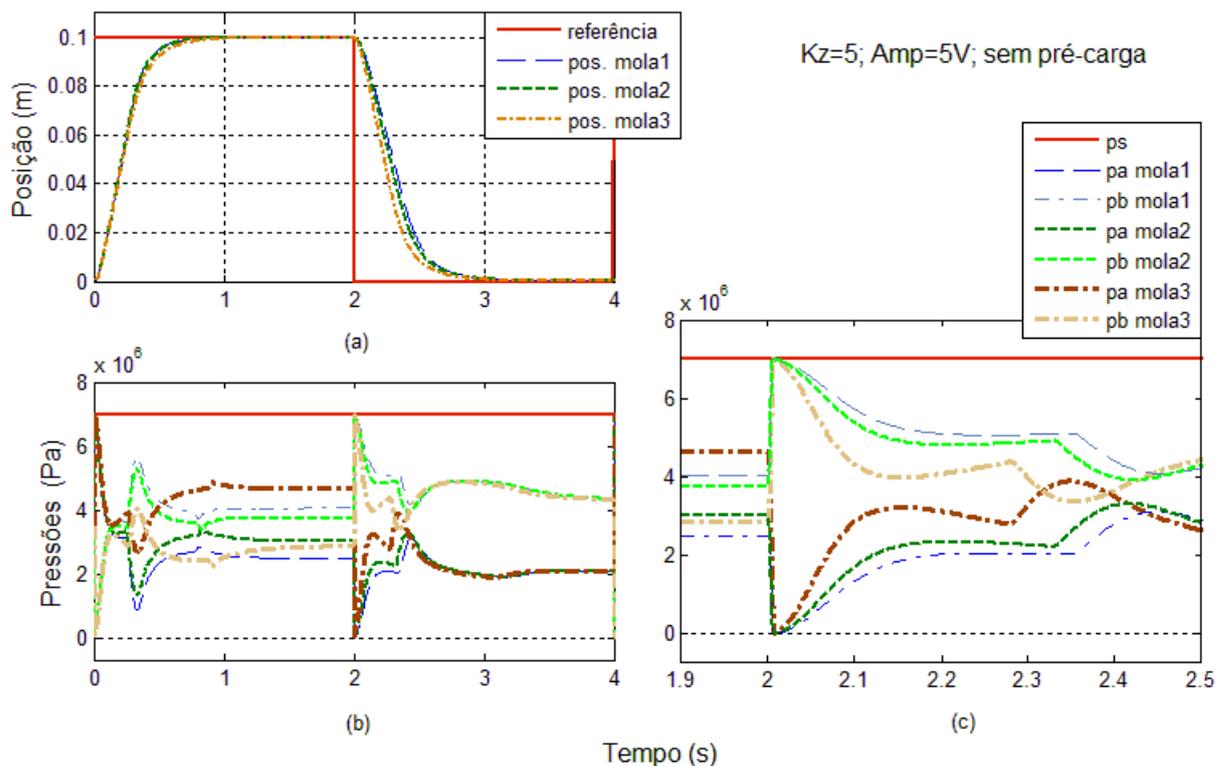


Figura 5. 22 – Resposta do modelo não linear simulado com dutos com as três diferentes molas para CD+VA. (a) Posição (b) Pressão (c) Ampliação da pressão entre 1,9 e 2,5s.

3 – Comparação do sistema real com dutos x modelo não linear simulado com dutos – Análise do comportamento observado para diferentes valores de pré-carga.

Na análise do efeito de pré-carga para essa combinação de válvula e cilindro, a Figura 5.23 abaixo mostra como, ao acrescentar uma pré-carga, o sistema passa a apresentar pressões mais oscilatórias, e dependendo do valor de pré-carga, o sistema pode apresentar pressões próximas ou abaixo de zero e pressões acima da pressão de suprimento.

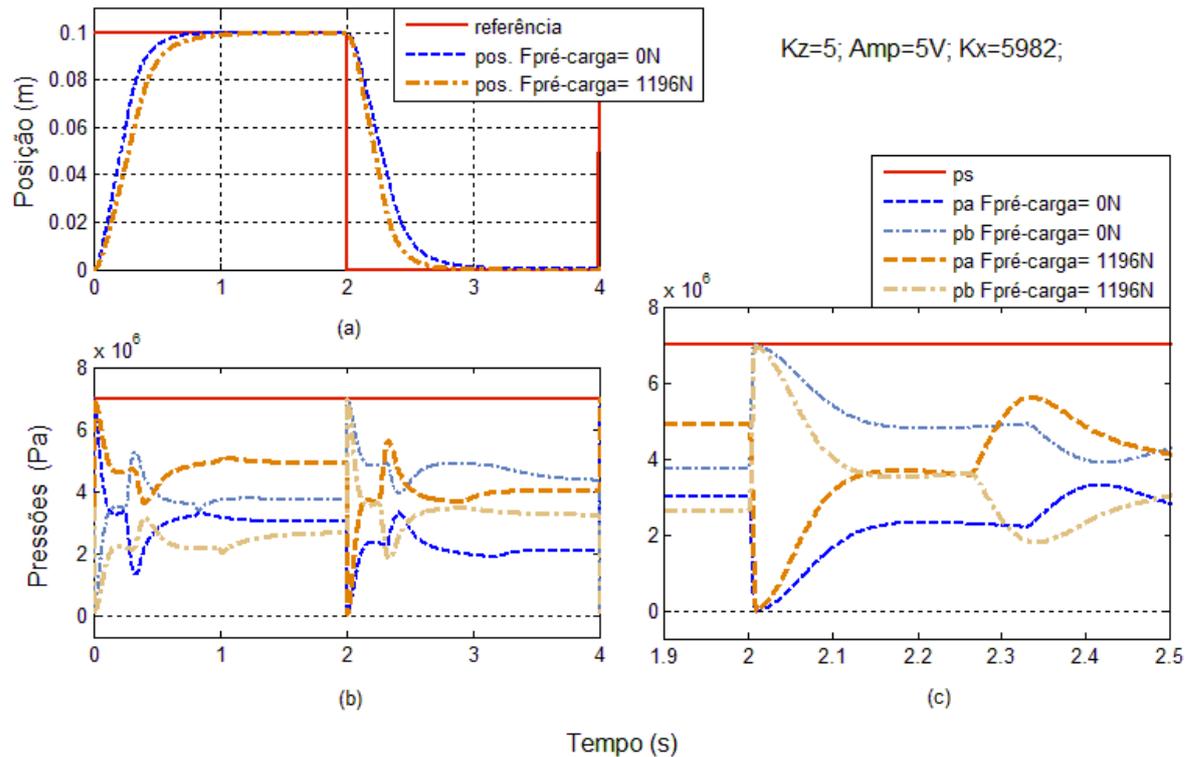


Figura 5.23 – Resposta do modelo não linear simulado com massa aparente para CD x VA. (a) Posição (b) Pressão (c) Ampliação da pressão entre 1,9 e 2,5s.

Tabela 5.6 – Máximos valores de massa em que ocorre cavitação. Resultados de simulações sem perda de carga e com válvula assimétrica e cilindro assimétrico

RESULTADOS SIMULADOS VÁLVULA ASSIMÉTRICA X CILINDRO ASSIMÉTRICO			
Mola 1	$F_{Préc} = 0 \text{ N}$	$F_{Préc} = 216.84 \text{ N}$	$F_{Préc} = 523.68 \text{ N}$
$M_1 \text{ [Kg]}$	1024	1229	1471
Mola 2	$F_{Préc} = 0 \text{ N}$	$F_{Préc} = 598,21 \text{ N}$	$F_{Préc} = 1196.42 \text{ N}$
$M_1 \text{ [Kg]}$	1227	1848	-
Mola 3	$F_{Préc} = 0 \text{ N}$	$F_{Préc} = 1608,3 \text{ N}$	$F_{Préc} = 3216.6 \text{ N}$
$M_1 \text{ [Kg]}$	1975	-	-

Para essa combinação, os valores de massa suportados sem que haja ocorrência de pontos críticos são também mais elevados, sendo que diversos coeficientes de mola e pré-cargas podem ser aplicados também sem a ocorrência de problemas.

5.3 COMPARAÇÕES DOS RESULTADOS DA SIMULAÇÃO ENTRE DIFERENTES CONCEPÇÕES DE VÁLVULAS E CILINDROS

Após analisados os comportamentos de cada concepção separadamente, a seguir serão comparadas, para um mesmo conjunto de parâmetros, os resultados da simulação com diferentes concepções de válvula e cilindro, a fim de verificar qual a melhor escolha a ser feita para um determinado conjunto de parâmetros.

5.3.1 Válvula simétrica e válvula assimétrica com cilindro assimétrico

A Figura 5.24 mostra a comparação do comportamento da posição no avanço e no retorno um cilindro simétrico (CS) e um cilindro diferencial (CD) comandados por uma válvula simétrica (VS), ambos com uma massa de 400 kg, com a mola 1 e com uma força de pré-carga de 524N. Desconsidera-se o efeito de perda carga. Percebe-se que a resposta da concepção CD+VS é mais rápida tanto no avanço quanto no retorno que a da CD+VA conforme visto na Figura 5.24a. No entanto, ao se comparar o comportamento das pressões nas câmaras dos sistemas comandados por uma VA e por uma VS, percebe-se maiores oscilações nas pressões p_A e p_B durante o regime transiente com CD+VS, como visto na Figura 5.24b e na Figura 5.24c.

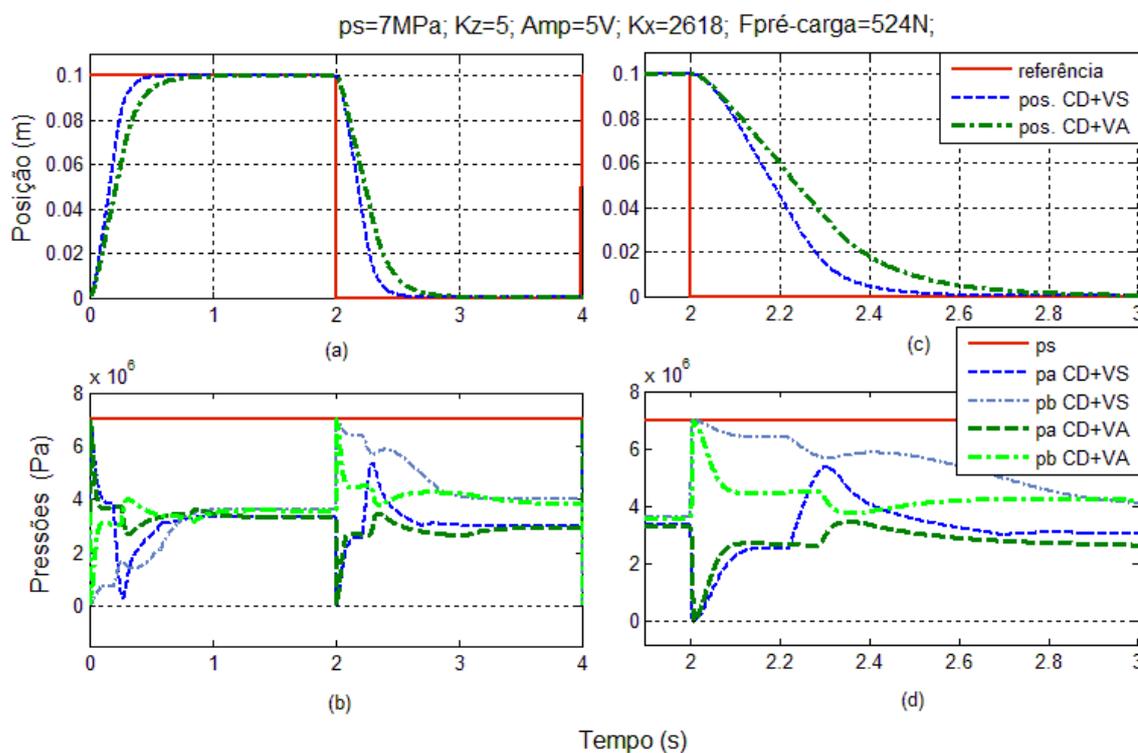


Figura 5.24 – Resposta do modelo não linear comparação CD+VS x CD+VA. (a) Posição (b) Pressão (c) Posição no retorno e (d) Pressão no retorno.

A Figura 5. 25 abaixo mostra que, para a mesma comparação, mas sem força de pré-carga, p_A atinge valores abaixo de zero no avanço do cilindro com o emprego da válvula simétrica, criando assim possibilidade de ocorrência de cavitação conforme visto na Figura 5. 25a. Outro fator observado são as oscilações das pressões p_A e p_B as quais são significativamente superiores no sistema com VS, como visto na Figura 5. 25a e na Figura 5. 25b. Portanto verifica-se com base no comportamento das pressões que, para uma massa de 400 kg e sem pré-carga, desconsiderando-se o efeito de perda de carga, o sistema poderia operar sem ocorrência de pontos críticos apenas com VA. Em regime permanente não ocorrem diferenças significativas entre essas concepções.

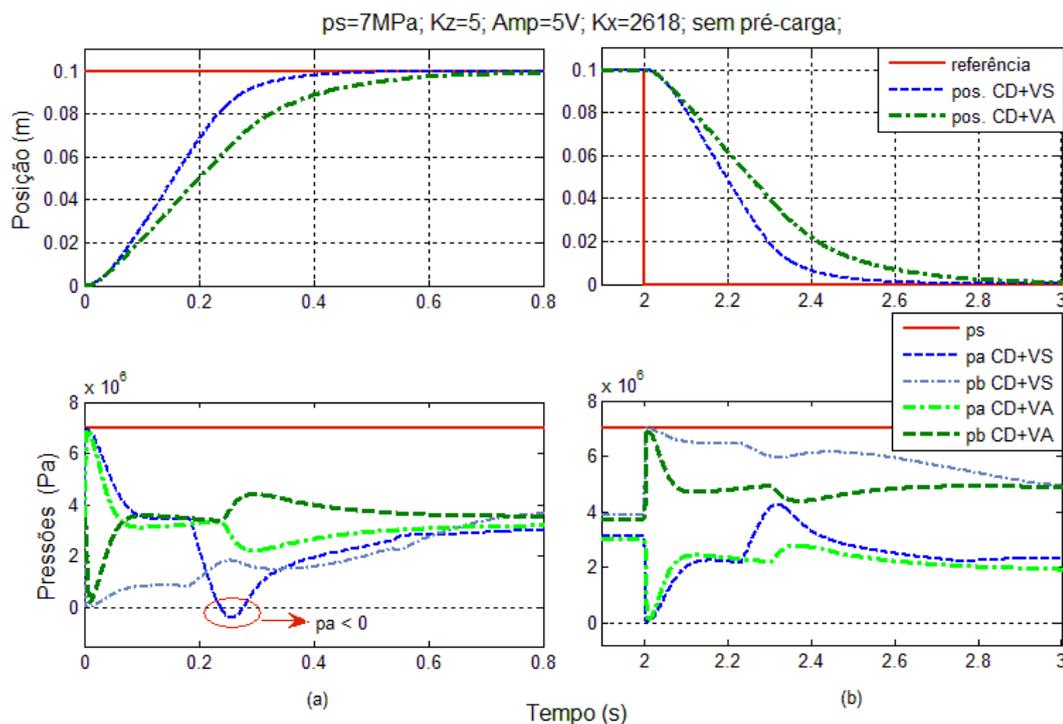


Figura 5. 25 – Resposta do modelo não linear comparação CD+VS x CD+VA. (a) Avanço (b) Retorno

5.3.2 Válvula simétrica e válvula assimétrica com cilindro simétrico

A Figura 5.26 mostra os comportamentos da posição tanto no avanço (Figura 5.26a) como no retorno (Figura 5.26b) de um CS comandado por uma VS comparado ao de uma VA comandando um CS, ambos com uma massa de 150 kg e sem pré-carga. Desconsidera-se o efeito de perda de carga nesta simulação. Observa-se, pelos resultados, que a resposta mais rápida é do sistema com uma VS, tanto no avanço como no retorno. Também observa-se, em regime transiente, oscilações muito significativas de p_A e p_B em ambas

concepções. Portanto, na comparação entre VS+CS e VA+CS, pode-se afirmar que a concepção VS+CS é melhor para o controle de posição no avanço e no retorno, mas não há aparentemente nenhum impedimento para utilização da concepção VA+CS.

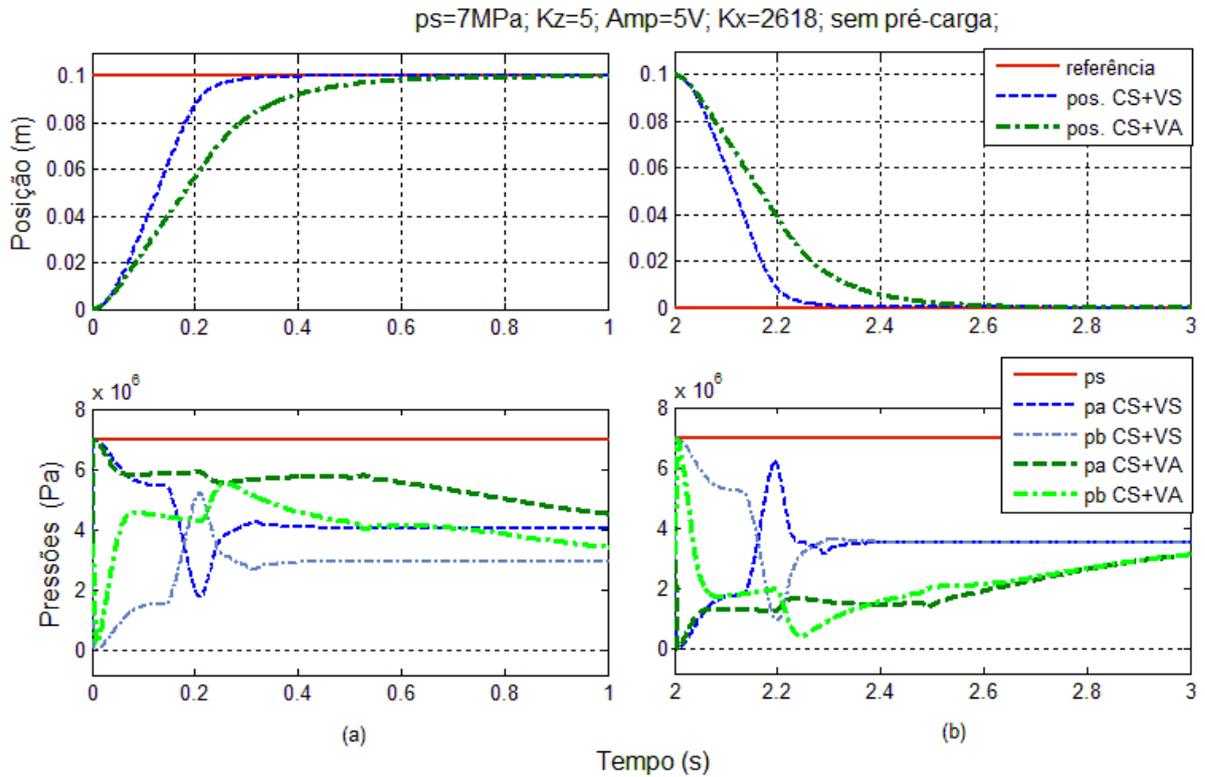


Figura 5.26 – Resposta do modelo não linear comparação CS+VS x CS+VA. (a) Avanço (b) Retorno

A Figura 5.27 abaixo mostra que para os mesmos parâmetros acima descritos, ao ser aplicada no sistema uma força de pré-carga de 524N, as pressões podem atingir condições críticas em ambas configurações.

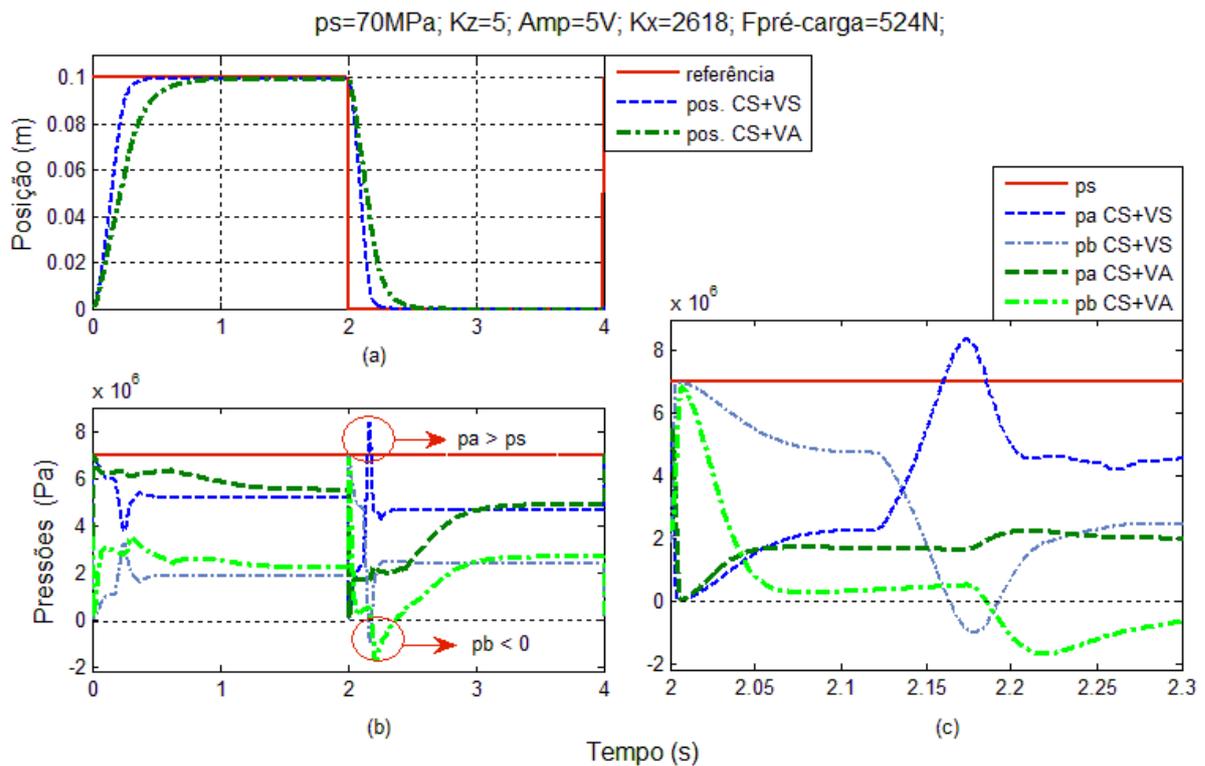


Figura 5.27 – Resposta do modelo não linear comparação CS+VS x CS+VA. (a) Posição (b) Pressão (c) Ampliação da pressão entre 2 e 2.3s

5.4 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Para os mesmos parâmetros de sistema, a simples alteração na combinação entre válvulas e cilindros pode gerar ou não ocorrência de pontos críticos. A Tabela 5.7 mostra as faixas máximas de carregamento possíveis de utilização para as diferentes concepções de válvulas e cilindros descritas anteriormente sem que ocorram pontos críticos com pressões abaixo de zero que possam gerar cavitação. Ela apresenta as diferentes concepções submetidas a diferentes pré-cargas, e qual o valor máximo de massa que pode ser acoplada ao sistema para que não ocorra cavitação em cada caso. A válvula simétrica é indicada por VS, a válvula assimétrica por VA, o cilindro simétrico por CS e o cilindro assimétrico (diferencial) por CD. No topo das colunas estão indicadas a mola utilizada e a força de pré-carga nela aplicada, e nos quadros estão inscritos os valores máximos em kg de massa para que não ocorra cavitação.

Tabela 5.7 - Tabela valores máximos de massa para diferentes concepções de válvulas e cilindros

VALOR MÁXIMO DA MASSA PARA CONCEPÇÕES DE VÁLVULAS E CILINDROS									
	Mola 1			Mola 2			Mola 3		
F_{PreC} [N]	0	217	524	0	598	1196	0	1608	3217
VS+CS	186	150	120	176	108	-	151	-	-
VS+CD	277	351	434	354	561	875	635	2116	-
VA+CS	199	99	0	157	0	-	0	-	-
VA+CD	1024	1229	1471	1227	1848	-	1227	1848	-

Os limites impostos para a utilização de uma determinada concepção foram resultado da observação do comportamento das pressões geradas em simulação. Em cada situação buscou-se o valor limite em que não haja ocorrência de pressão na câmara do cilindro abaixo de zero, que possibilitaria a ocorrência de pontos críticos.

As comparações feitas com simulações com mesmos parâmetros com diferentes concepções mostraram, ainda mais claramente, o cuidado necessário na escolha de uma concepção, uma vez que, com alteração de apenas parâmetros como pré-carga e constante da mola, escolhas antes adequadas passam a apresentar problemas.

CAPÍTULO 6

CONCLUSÃO

A simulação computacional é uma grande ferramenta de auxílio aos projetistas na execução de projetos hidráulicos complexos com maior eficiência, maior precisão e maior rapidez. Assim, essa análise comportamental do sistema representado por modelos matemáticos dos componentes que o compõe, foca no critério da escolha da combinação de válvulas e cilindro e, principalmente, na correlação com as condições operacionais.

Para os mesmos parâmetros de sistema, com massa efetiva e carregamento, a simples alteração na combinação entre válvulas e cilindros pode gerar ou não ocorrência de pontos críticos e a falta de dados para auxiliar a correta escolha dessa combinação pode gerar um problema para o projeto de posicionadores hidráulicos.

Os limites que delimitam a utilização de uma determinada concepção estão associados à observação do comportamento das pressões geradas em simulação. Para cada caso, buscou-se o valor limite em que não houvesse ocorrência de pressões na câmara do cilindro abaixo de zero que possibilitariam a ocorrência de pontos críticos.

Observou-se que a concepção VA+CS (válvula assimétrica e cilindro simétrico) mostrou-se o caso mais crítico dos estudados, tendo os menores limites de carga possível de ser aplicada sem que ocorra cavitação, e para diversos parâmetros havendo cavitação sem qualquer massa aplicada.

Outro fato observado é que a concepção que alcançou os melhores resultados em sistemas de posicionadores hidráulicos foi VA+CD (válvula assimétrica e cilindro assimétrico/diferencial), permitindo, em quase todas as situações de pré-carga simuladas, que sejam acopladas massas efetivas acima de uma tonelada, em alguns casos chegando a quase duas, sendo assim considerado um sistema mais robusto.

Esses resultados teórico-experimentais permitiram conhecer melhor os efeitos de cavitação para algumas configurações de válvula e cilindros hidráulicos sob diferentes carregamentos, fornecendo dados para a escolha da combinação mais adequada para o projeto de posicionadores eletro-hidráulicos.

Há perspectiva para um futuro desenvolvimento de uma metodologia que permita uma melhor análise dos fatores que influenciam na escolha das combinações possíveis de válvulas e cilindros.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANDRIGHETTO, P. **Posicionador Eletro-Hidráulico Controlado por Válvula Proporcional Direcional**. 170 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1996.

ANDRIGHETTO, Pedro L., VALDIERO, Antonio Carlos, CARLOTTO, Leonardo. **Study of the Friction Behavior in Industrial Pneumatic Actuators**. COBEM 2005 – 18th International Congress of Mechanical Engineering, Ouro Preto, Brazil, 2005.

ASAFF, Y. E. M. **Desenvolvimento de um Sistema Servo-Pneumático para Regulação de Velocidade de Turbinas em pequenas Centrais Hidrelétricas**. 2006. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

DE NEGRI, V. **Modelagem de servomecanismos hidráulicos e simulação de um servomecanismo mecânico-hidráulico**. 141 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1987.

DE NEGRI, V. **Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos para Automação e Controle – Parte III**. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2001. (Apostila do curso de pós-graduação).

DE NEGRI, V. **Caracterização dos Posicionadores Hidráulicos**. Notas de aula da disciplina EMC 6627 – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2007.

CUNHA, M. A. B. **Controle em Cascata de um Atuador Hidráulico: Contribuições Teóricas e Experimentais**. 177 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2001.

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

FRANKLIN, G.; POWELL, J.; EMAMI-NAEINI, A. **Feedback control of dynamic systems**. 3th ed. Reading: Addison Wesley, 1995. 778 p.

FURST, F. **Sistematização do projeto preliminar de circuitos hidráulicos com controle de posição**. 2001. 132 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

FURST, F.; DE NEGRI, V. **Projeto de Sistemas Hidráulicos de Controle de Posição**. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2002. (Apostila do curso de pós-graduação).

GÖTZ, Werner. – **Elethrohydraulic Proportional Valves And Closed Loop Control Valves. – Theory and Application**. Stuttgart. Robert Bosch GmbH, 1989.

HABIBI S. R.; RICHARDS, R. J.; GOLDENBERG, A. A. **Hydraulic actuator analysis for industrial robot multivariable control**. Proceedings of the American Control Conference. Baltimore, Maryland. 1994.

INÁCIO PEREIRA, P. I. **Análise Teórico-Experimental de Controladores para Sistemas Hidráulicos**. 2006. 163 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

KIM, W.; WON, S. **Modeling and Control for an Asymmetric Hydraulic Active Suspension System**. JSME International Journal. Series C, v. 44, n.2, 2001.

LINSINGEN, I. **Fundamentos de Sistemas Hidráulicos**. Florianópolis: Editora da UFSC, 2001. 386 p.

MACHADO, Cláudio L. d'L. **Compensação de atrito em atuadores hidráulicos utilizando redes neurais**. 2004. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

MANNESMANN REXROTH. **Treinamento hidráulico: tecnologia das válvulas proporcionais e servoválvulas**. São Paulo: Centro de Treinamento Rexroth, 1986. v. 2.

MANRING, NOAD. **Hydraulic Control Systems**, New Jersey: John & Sons, 2005.

MERRITT, H. E. **Hydraulic Control Systems**. 1. ed. New York: John Wiley & Sons, 1967. 358 p.

RAMOS FILHO, José R. B. **Unidade de Potência e Condicionamento Hidráulico - Implementação**. Florianópolis – DAS/UFSC, 2006. (Relatório de estágio)

REXROTH. **Servo solenoid valves with on-board electronics (OBE)**. Catálogo RA29035/01.05. Obtido em www.rexroth.com em 16/05/2007

REXROTH. **Proportional directional valves direct operated, with electrical position feedback**. Catálogo RA29061/02.03. Obtido em www.rexroth.com em 16/05/2007

REXROTH. **Cilindro Hidráulico tipo CDT3 / CGT3**. Catálogo RS/E/P 17 032/05.00 Obtido em www.rexroth.com em 16/05/2007

SOUZA, Alisson D. C. de. **Desenvolvimento de um Sistema para Dimensionamento e Controle de Posicionadores Hidráulicos**. 2005, 147 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

STRINGER, J. **Hydraulic Systems Analysis**. London: The Macmillan Press, 1976.

THE INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION – ISO. **ISO 10770-1**. Hydraulic fluid power – Electrically modulated hydraulic control valves – Test methods for four-way directional flow control valves. Switzerland, 1998. 29 p.

VALDIERO, A. **Controle de robôs hidráulicos com compensação de atrito**. 2004. 188 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

VIRVALO, Tapio. **PI and PID controllers in a hydraulic position servo system – what it is all about**. ICFP 2001 - Fifth International Conference on Fluid Power Transmission and Control, Hangzhou, China, 2001.

WALSKI, T. M. **Advanced Water Distribution Modeling and Management**. Haestad Press, 1st ed., 2003. 751 p. ISBN: 0971414122.

WATTON, J. **Fluid Power Systems**, London: Prentice Hall, 1989.

APÊNDICE A - ESPECIFICAÇÕES DOS COMPONENTES UTILIZADOS:

A.1 UPCH

Os principais recursos presentes na UPCH são:

- 01 Bomba de deslocamento variável (palhetas) com vazão máxima de 16 litros;
- 01 Bomba de deslocamento fixo (engrenagens) com vazão máxima de 14 litros;
- 02 Válvulas de alívio de pressão, uma para cada bomba;
- 01 Motor 15 Cv 1750 rpm para acionar ambas as bombas;
- Sistema de controle de temperatura com resistência de aquecimento e trocador de calor com compressor acionados por controlador de processos;
- Duas vias de suprimento (P1 e P2) e uma via de retorno para cada estação de trabalho;
- Sistema de controle de pressão do acumulador acionado por controlador de processos;
- CLP CL151 Bosch para o controle do comportamento da UPCH.

Estas duas bombas e o acumulador são compartilhados pelas as estações de trabalho da bancada da PHP, sendo que um mesmo componente não pode ser utilizado pelas duas estações ao mesmo tempo, para garantir a vazão e a pressão especificadas. Para direcionar adequadamente o fluido de maneira a atender as condições acima, o CLP recebe comandos de dois painéis (um em cada estação de trabalho) e atua sobre válvulas direcionais, informando os usuários sobre o uso de seus componentes através de LED's instalados nos painéis. A temperatura, a pressão de operação das bombas e a pressão de preenchimento do acumulador devem ser ajustadas na própria UPCH, e podem ser conferidas em seus controladores de processos e manômetros analógicos (RAMOS FILHO, 2007 J).

A.2 VXI

Resolução: $61 \mu V$, ± 20 bits, 6 dígitos p/ $T = 20 ms$

Computador:

- Processador Pentium IV 3GHz
- Memória RAM: 2 GB

A.3 VÁLVULA SERVOSOLENÓIDE OBE (ELETRÔNICA EMBARCADA)

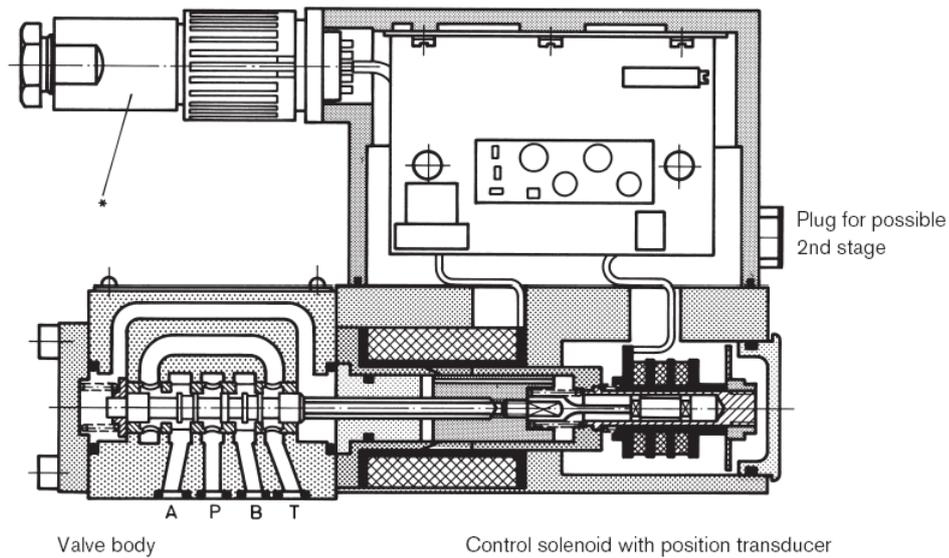


Figura A.1 – Esquema da válvula servosolenóide OBE

Fabricante: Bosch Rexroth

Válvula Simétrica 4/3

Modelo: 4WRPEH 6 C3B12L-2X/G24K0/A1M - 0811404601

Catálogo: RA 29035/01.05

Tamanho: 6

Vazão nominal: 12 *lpm* a 35 *bar* por via

Vazamento a 100 bar : < 300 cm^3 / min

Tensão de entrada: 0-10V

Frequência natural:

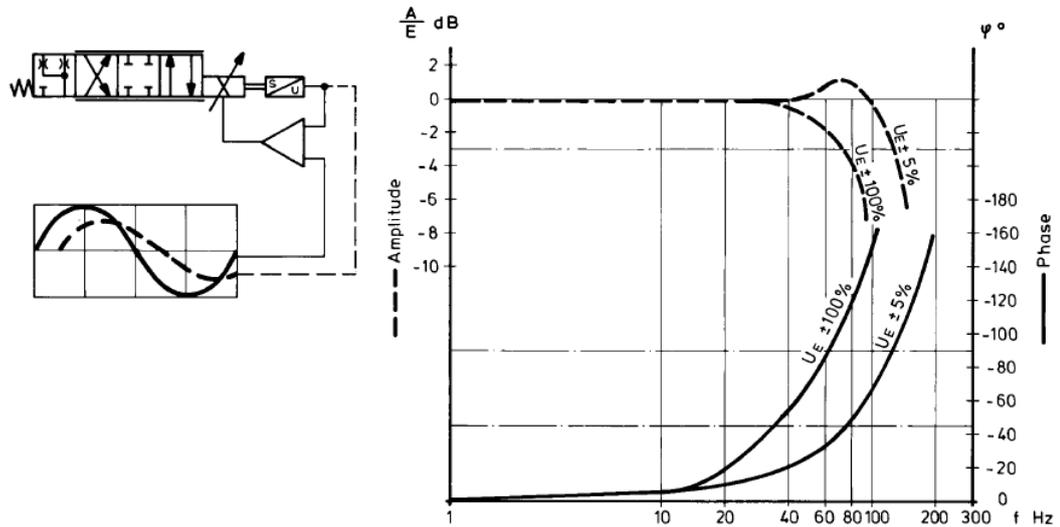


Figura A.2 – Diagrama de Bode da válvula simétrica

A.4 VÁLVULA PROPORCIONAL DIRECIONAL, DIRETAMENTE OPERADA, COM FEEDBACK ELÉTRICO DE POSIÇÃO.

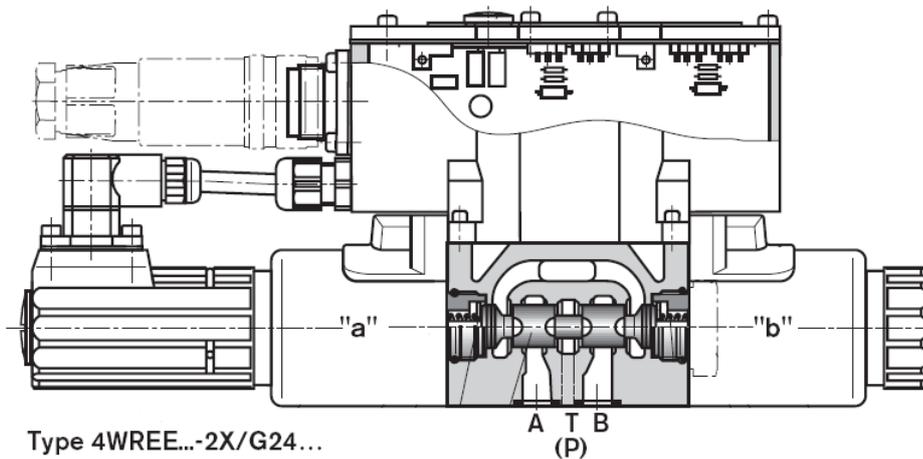


Figura A.3 – Esquema da válvula proporcional direcional assimétrica

Válvula Assimétrica 4/3
 Fabricante: Bosch Rexroth
 Modelo: 4WREE 6 E1-08-22/G24K31/A1V
 Catálogo: RP29061/02.03
 Tamanho: 6
 Vazão nominal: 8 lpm @ 10 bar
 Tensão de entrada: 0-10V
 Vazamento a 100 bar :

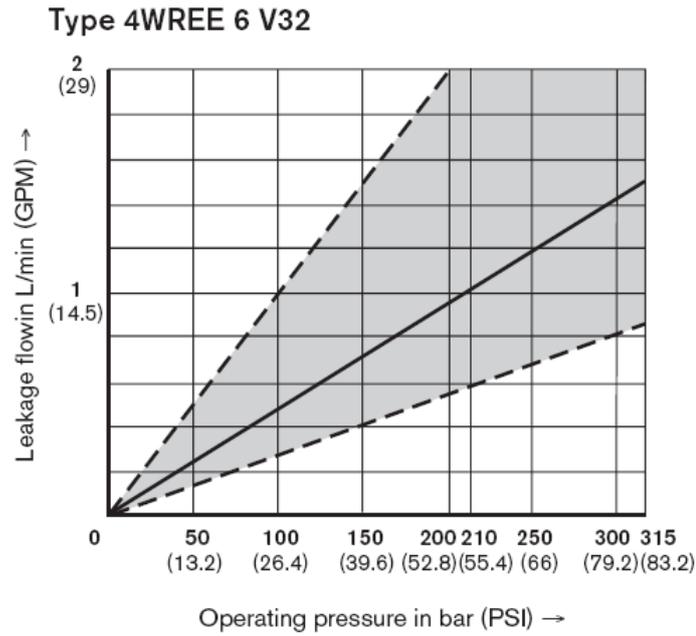


Figura A. 4 – Gráfico do fluxo de vazamento da válvula assimétrica, com o carretel na posição central.

Frequência natural:

4/3 valve version

Spool symbol "V"

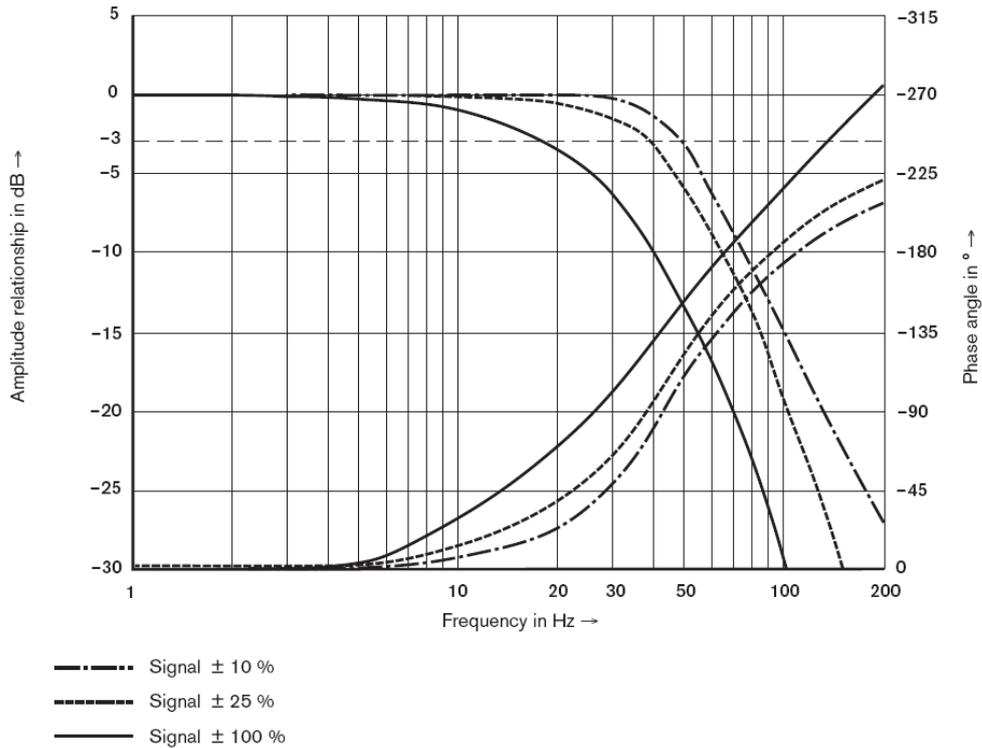


Figura A. 5 – Diagrama de Bode da válvula assimétrica

A.5 CILINDRO HIDRÁULICO SIMÉTRICO

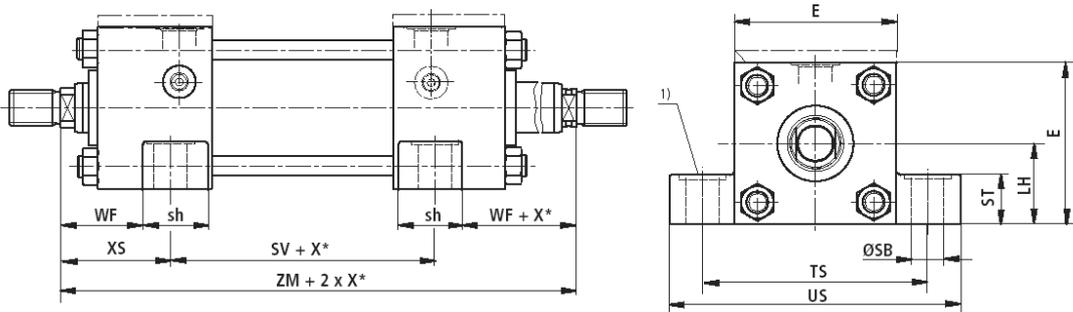


Figura A.6 – Cilindro simétrico Bosch Rexroth MS2

Cilindro Simétrico de haste passante de dupla ação

Fabricante: Bosch Rexroth

Modelo: CGT3MS2/25/18/200Z-1X/B1CHDTWW

Catálogo: 1- RS/E/P17 032/05.00

A.6 CILINDRO HIDRÁULICO ASSIMÉTRICO

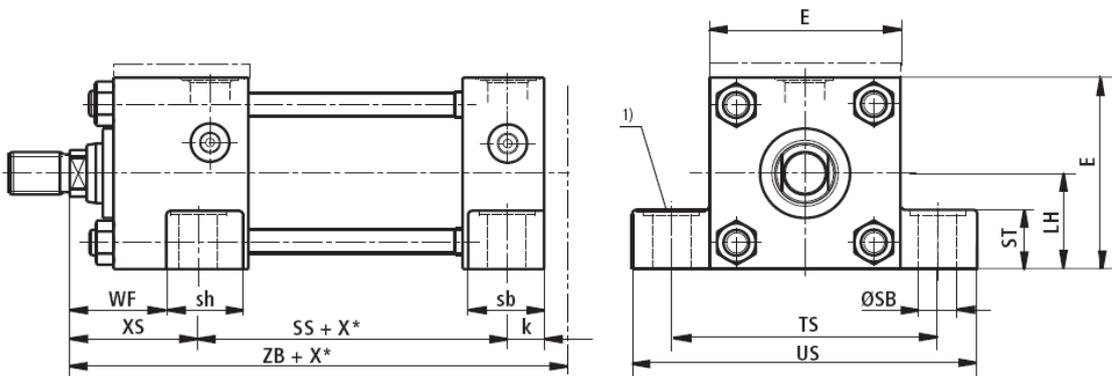


Figura A.7 – Cilindro assimétrico Bosch Rexroth MS2

Cilindro Assimétrico de dupla ação

Fabricante: Bosch Rexroth

Modelo: CDT3MS2/25/18/200Z-1X/B1CHDTWW

Catálogo: 1- RS/E/P17 032/05.00

A.7 EXPERIMENTOS DO MODELO DE ATRITO VISCOZO VARIÁVEL

A.7.1 Cilindro hidráulico simétrico:

Tabela A.1 – Dados do experimento de atrito viscoso variável do cilindro simétrico

Velocidade real x Coeficiente de At. Viscoso		
Frequencia (Hz)	Velocidade (m/s)	B
2	0.17387	689.44100
1.8	0.17581	692.08700
1.6	0.177714	686.92680
1.4	0.1737013	693.08600
1.2	0.17778	695.08630
1	0.176747	704.81200
0.9	0.16825	679.09230
0.8	0.16825	712.42560
0.6	0.162904	723.23421
0.5	0.1519471	777.63742
0.4	0.1276323	867.08890
0.3	0.09681	1193.83951
0.25	0.080368	1356.43790
0.19	0.060835	1937.04290
0.16	0.05147584	2272.45460
0.13	0.0415145	2875.44351
0.095	0.03047614	4337.36031
0.075	0.0240388	5888.55130
0.075	-0.0240481	-5407.96570
0.095	-0.030494	-4181.96320
0.13	-0.04131332	-2716.92970
0.16	-0.051203321	-2121.97020
0.19	-0.060724	-1687.92531
0.25	-0.0801423	-1313.11100
0.3	-0.096434	-1109.23100
0.4	-0.125724	-868.16100
0.5	-0.144741	-797.51100
0.6	-0.16364	-730.10380
0.8	-0.16812	-711.90580
0.9	-0.17608	-690.44000
1	-0.17592	-671.35370
1.2	-0.17799	-688.32000
1.4	-0.17193	-692.92800
1.6	-0.17072	-675.86800
1.8	-0.17033	-713.70300
2	-0.174002	-683.43650

Velocidade real x Força de At. Viscoso		
Frequencia (Hz)	Velocidade (m/s)	FB
2	0.17387	119.8731067
1.8	0.17581	121.6758155
1.6	0.177714	122.0765093
1.4	0.1737013	120.3899392
1.2	0.17778	123.5724424
1	0.176747	124.5734066
0.9	0.16825	114.2572795
0.8	0.16825	119.8656072
0.6	0.162904	117.8177457
0.5	0.1519471	118.1597508
0.4	0.1276323	110.6685506
0.3	0.09681	115.575603
0.25	0.080368	109.0142011
0.19	0.060835	117.8400048
0.16	0.05147584	116.9765094
0.13	0.0415145	119.3725996
0.095	0.03047614	132.186
0.075	0.0240388	141.553707
0.075	-0.0240481	-130.05130
0.095	-0.030494	-127.52479
0.13	-0.04131332	-112.24539
0.16	-0.051203321	-108.65192
0.19	-0.060724	-102.49758
0.25	-0.0801423	-105.23574
0.3	-0.096434	-106.96758
0.4	-0.125724	-109.14867
0.5	-0.144741	-115.43254
0.6	-0.16364	-119.47419
0.8	-0.16812	-119.68560
0.9	-0.17608	-121.57268
1	-0.17592	-118.10454
1.2	-0.17799	-122.51408
1.4	-0.17193	-119.13511
1.6	-0.17072	-115.38418
1.8	-0.17033	-121.56503
2	-0.174002	-118.91932

A.7.2 Cilindro hidráulico assimétrico:

Tabela A.2 – Dados do experimento de atrito viscoso variável do cilindro assimétrico

Velocidade real x Coeficiente de At. Viscoso		
Frequencia (Hz)	Velocidade (m/s)	B
2	0.10124	1257.48800
1.8	0.10355	1243.46000
1.6	0.1036	1233.06000
1.4	0.10343	1221.90600
1.2	0.10335	1186.04800
1	0.103461	1158.13980
0.9	0.104255	1169.27980
0.8	0.104625	1161.02300
0.7	0.10299	1121.04100
0.6	0.1031	1126.81400
0.8	0.1022	1086.87200
0.4	0.101931	1090.06500
0.3	0.0915	1218.83900
0.25	0.079284	1394.75800
0.19	0.0611128	1807.43200
0.115	0.037014	3120.53200
0.095	0.0305383	3839.13400
0.075	0.0240019	5274.19253
0.075	-0.024063	-8317.37700
0.095	-0.03051	-6180.83300
0.115	-0.03721	-5032.94100
0.19	-0.0609	-2900.96000
0.25	-0.080293	-2072.66500
0.3	-0.09603	-1742.21200
0.4	-0.11968	-1462.96200
0.5	-0.139521	-1377.71300
0.6	-0.139672	-1536.88300
0.7	-0.14101	-1605.99100
0.8	-0.15264	-1493.76730
0.9	-0.155997	-1476.72970
1	-0.1566	-1545.59700
1.2	-0.16064	-1574.27000
1.4	-0.161503	-1481.63000
1.6	-0.16316	-1490.10500
1.8	-0.1623	-1676.66100
2	-0.1601	-1670.71000

Velocidade real x Força de At. Viscoso		
Frequencia (Hz)	Velocidade (m/s)	FB
2	0.10124	127.3080851
1.8	0.10355	128.760283
1.6	0.1036	127.745016
1.4	0.10343	126.3817376
1.2	0.10335	122.5780608
1	0.103461	119.8223018
0.9	0.104255	121.9032655
0.8	0.104625	121.4720314
0.7	0.10299	115.4560126
0.6	0.1031	116.1745234
0.8	0.1022	111.0783184
0.4	0.101931	111.1114155
0.3	0.0915	111.5237685
0.25	0.079284	110.5819933
0.19	0.0611128	110.4572303
0.115	0.037014	115.5033714
0.095	0.0305383	117.2406258
0.075	0.0240019	126.5906417
0.075	0.0240019	-200.1410428
0.095	0.0305383	-188.5772148
0.115	0.037014	-187.2757346
0.19	0.0611128	-176.668464
0.25	0.079284	-166.4204908
0.3	0.0915	-167.3046184
0.4	0.101931	-175.0872922
0.5	0.1022	-192.2198955
0.6	0.1031	-214.6595224
0.7	0.10299	-226.4607909
0.8	0.104625	-228.0086407
0.9	0.104255	-230.365403
1	0.103461	-242.0404902
1.2	0.10335	-252.8907328
1.4	0.10343	-239.2876899
1.6	0.1036	-243.1255318
1.8	0.10355	-272.1220803
2	0.10124	-267.480671

A.8 TRANSDUTOR DE POSIÇÃO

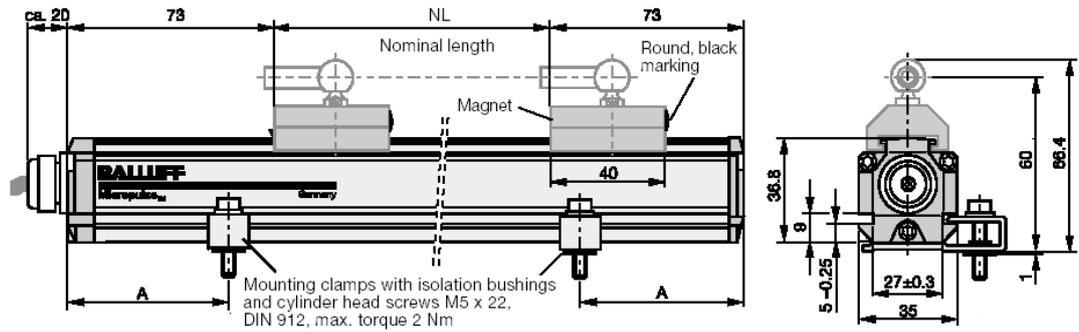


Figura A. 8 – Transdutor de posição Balluf BTL5 A11

Fabricante: Balluf

Modelo: Micropulse Linear Transducer Profile Style BTL5 A11 M0200 PS32

Catálogo: 810937 Balluf BTL5 A11

Interface analógica

Saída: 0-10V

$$K_s = 50 \text{ V/m}$$

Resolução: 4 μm

A.9 TRANSMISSOR DE PRESSÃO

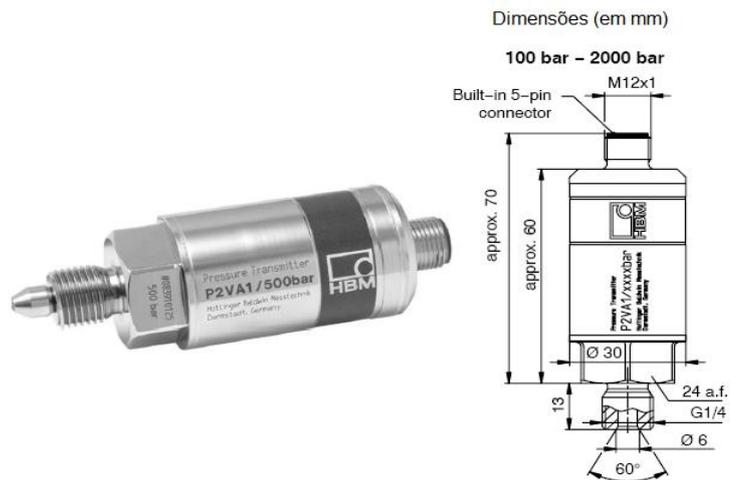


Figura A. 9 - Transmissor de pressão HBM

Fabricante: HBM

Modelo: Pressure transmitter P2VA2 200bar

$$\text{Função transferência: } P_{abs} = (U_{out} - 0.5V) \cdot \frac{P_{nom}}{9.5V}$$

Saída: 0-10V

Resolução: 2 Bar

APÊNDICE B - SISTEMA DE CARREGAMENTO

B.1 CARACTERÍSTICAS CONSTRUTIVAS DA MOLA E DA SUA ESTRUTURA DE FIXAÇÃO

As molas utilizadas nesse trabalho foram projetadas para sofrer carregamento dinâmico e ter vida infinita. A seguir são descritas as características construtivas das molas:

Tabela B.1 - Dados mola 1

Mola 1	
<ul style="list-style-type: none"> - Mola helicoidal de compressão paralela e seção circular - Diâmetro Interno – 110 mm - Diâmetro Médio – 120 mm - Diâmetro do fio – 10 mm - Comprimento: - 488 ± 5 mm - Espiras úteis – 22 espiras - Espiras totais – 24 espiras - Material - DIN 17223/B - K = 2626 N/m - Extremidades em esquadro e esmerilhadas -Acabamento - Oleado 	

Tabela B.2 - Dados mola 2

Mola 2	
<ul style="list-style-type: none"> - Mola helicoidal de compressão paralela e seção circular - Diâmetro Interno – 110 mm - Diâmetro Médio – 122 mm - Diâmetro do fio – 12 mm - Comprimento: - 500 ± 5 mm - Espiras úteis – 19 espiras - Espiras totais – 21 espiras - Material - DIN 17223/B - K = 6010 N/m - Extremidades em esquadro e esmerilhadas - Acabamento - Oleado 	

Tabela B.3 - Dados mola 3

Mola 3	
<ul style="list-style-type: none"> - Mola helicoidal de compressão paralela e seção circular - Diâmetro Interno – 110 mm - Diâmetro Médio – 124 mm - Diâmetro do fio – 14 mm - Comprimento: - 449 mm - Espiras úteis – 12,5 espiras - Espiras totais – 14,5 espiras - Material – SAE 5160 - K = 16120 N/m - Extremidades em esquadro e esmerilhadas - Acabamento – Oleado 	

B.2 CARACTERÍSTICAS CONSTRUTIVAS DA ESTRUTURA DE FIXAÇÃO DA MOLA

A estrutura de fixação mostrada na Figura B.1 foi projetada para permitir o encaixe da mola de forma segura e prática na bancada de estudo. Tal estrutura permite regular diferentes pré-cargas na mola através de mecanismo de ajuste que desloca a base inferior da estrutura, comprimindo a mola.

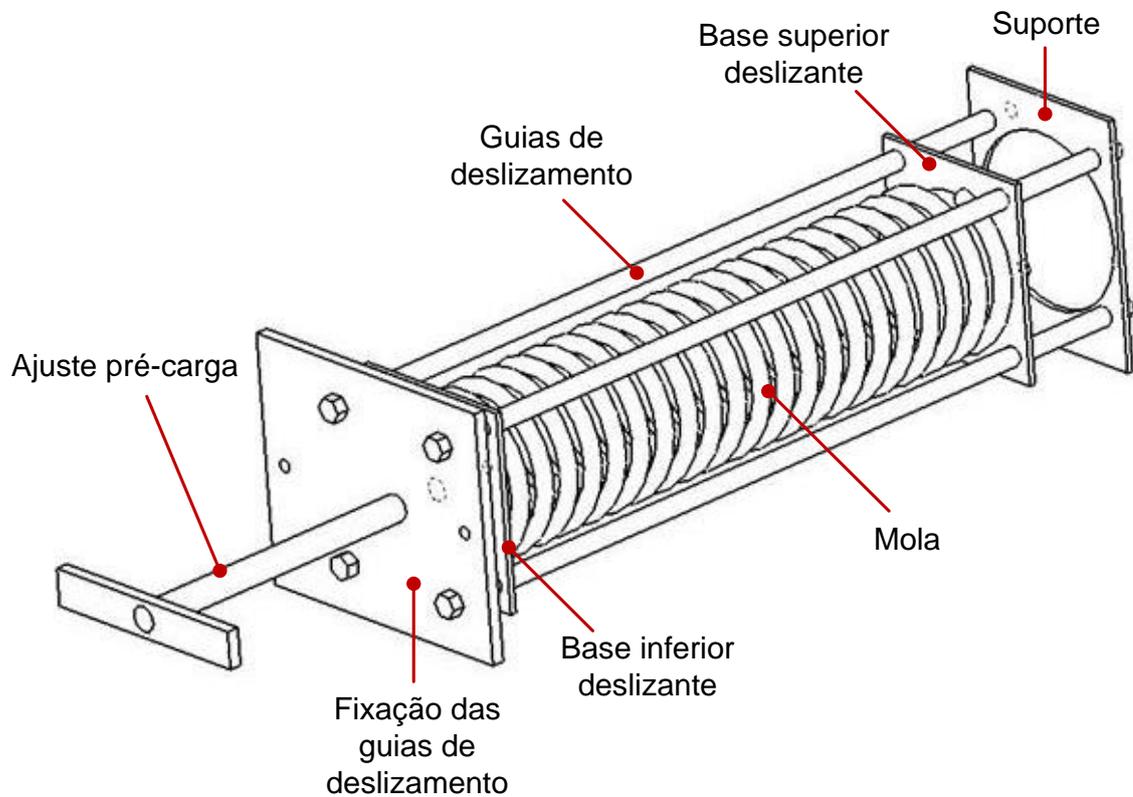


Figura B.1 - Estrutura de fixação da mola

Para reduzir o atrito na base superior deslizante durante a ciclagem da mola, utilizam-se guias de esferas recirculantes.

APÊNDICE C - PARÂMETROS DO MODELO USADOS NA SIMULAÇÃO

Parâmetros Modelo Não Linear

Parâmetros do Sistema de Atuação Hidráulico

Óleo Hidráulico DTE24 Móbil

Utilizando todos os valores do coeficiente de atrito viscoso

PARÂMETROS DA UNIDADE DE POTENCIA HIDRÁULICA

$p_s=70e5; 80e5;$ Pressão de suprimento (Pa)
 $p_t=0e5;$ Pressão de retorno (Pa)
 $p_c=0;$ Pressão de carga
 $B_{ef}=0.8e9;$ Modulo de elasticidade do fluido hidráulico [Pa]

PARAMETROS DA CARGA (MOLA)

$K_x=0;$
 $K_x=2618.4;$ Constante da mola 1 (N/m)
 $K_x=5982.1;$ Constante da mola 2 (N/m)
 $K_x=16083;$ Constante da mola 3 (N/m)
 $PreCarga=0;$ Pré-carga da mola (m)

Parâmetros do controlador

$K_z=5;$ Ganho Proporcional

PARÂMETROS DO TRANSDUTOR DE POSIÇÃO

$K_{si}=50;$ Ganho do transdutor (V/m)

PARÂMETROS DA VÁLVULA SIMÉTRICA

$U_n=10;$ Tensão nominal
 $Q_n=12;$ Vazão nominal da válvula (dado de catálogo) (lpm), onde 12 é a vazão p/ 35 bar por via
 $\omega_n=439.8;$ Freqüência natural da válvula (rad/s)
 $E=0.7;$ Razão de amortecimento na válvula (Adm)
 $K_{vin}=7.9e-10;$ Coeficiente de vazamento interno ($m^3/s \cdot Pa$)
 $K_v=7.6e-8;$ Coeficiente de vazão $1,434l/min \cdot (bar^{1/2})$ p 70 bar

Válvula simétrica $q_{va}=q_{vb}$, assim $K_{va}=K_{vb}$

$K_{via}=K_v \cdot \sqrt{2};$

$$K_{va}=K_{via};$$

$$K_{vb}=K_{via};$$

PARÂMETROS DA VÁLVULA ASSIMÉTRICA

$$U_n=10; \quad \text{Tensão nominal}$$

$$\omega_n=439.8; \quad \text{Freq. natural da válvula (rad/s)}$$

$$E=0.7; \quad \text{Razão de amortecimento na válvula (Adm)}$$

$$Q_n=8; \quad \text{Vazão nominal da válvula, dado de catálogo [lpm]; com } \Delta P=10\text{Bar}$$

$$K_{vin}=3.73e-10; \quad \text{Coeficiente de vazamento interno (m}^3\text{/s*Pa)}$$

$$K_v=1.33e-7; \quad \text{Coeficiente de vazão}$$

Válvula simétrica $q_{va}=q_{vb}/2$, assim $K_{va}=K_{vb}/2$

$$K_{via}=K_v*\sqrt{2};$$

$$K_{va}=K_{via};$$

$$K_{vb}=K_{via}/2;$$

PARÂMETROS DO CILINDRO SIMÉTRICO

$$D_e=0.0025; \quad \text{Diâmetro do embolo [m]}$$

$$D_h=0.0018; \quad \text{Diâmetro da Haste [m]}$$

$$L=0.2; \quad \text{Curso total haste cilindro [m]}$$

$$A_a=2.37e-4; \quad \text{Área da seção transversal da câmara A do cilindro [m}^2\text{]}$$

$$A_b=2.37e-4; \quad \text{Área da seção transversal da câmara B do cilindro [m}^2\text{]}$$

$$V_t=4.68e-5; \quad \text{Volume total do atuador (m}^3\text{)}$$

$$V_{a0}=(A_a*0.1)*L; \quad \text{Volume inicial Câmara A, acrescido do volume das tubulações que ligam a esta a saída da válvula [m}^3\text{]}$$

$$V_{b0}=(A_b*0.9)*L; \quad \text{Volume inicial Câmara B, acrescido do volume das tubulações que ligam a esta a saída da válvula [m}^3\text{]}$$

$$M_t=2.86; \quad \text{Massa do embolo do atuador, carga e fluido (Kg) } \rightarrow \text{ parte fixa } 1,5 \text{ Kg} + 1,36 \text{ Kg parte móvel.}$$

PARÂMETROS DO CILINDRO ASSIMÉTRICO

$$D_e=0.0025; \quad \text{Diâmetro do embolo [m]}$$

$$D_h=0.0018; \quad \text{Diâmetro da Haste [m]}$$

$$L=0.2; \quad \text{Curso total haste cilindro [m]}$$

$$A_b=2.37e-4; \quad \text{Área da seção transversal da câmara A do cilindro [m}^2\text{]}$$

$$A_a=4.91e-4; \quad \text{Área da seção transversal da câmara B do cilindro [m}^2\text{]}$$

$V_{a0}=(A_a*0.1)*L;$	Volume inicial Câmara A, acrescido do volume das tubulações que ligam a esta a saída da válvula [m ³]
$V_{b0}=(A_b*0.9)*L;$	Volume inicial Câmara B, acrescido do volume das tubulações que ligam a esta a saída da válvula [m ³]
$M_t=2.3;$	Massa do embolo do atuador, carga e fluido (Kg) → parte fixa 1,3 Kg + 1,0 Kg parte móvel.

PARÂMETROS DUTO

$P_i=3.1415926535;$	
$D_{da}=0.002;$	Diâmetro interno da tubulação [m ²]- DUTO Câmara A
$A_{ain}=(P_i*D_{da}^2)/4;$	Área interna da tubulação [m ²]- DUTO Câmara A
$L_a=3.35;$	Comprimento da tubulação [m]- DUTO Câmara A
$V_{ain}=A_{ain}*L_a;$	Volume interno da tubulação [m ³]- DUTO Câmara A
$R_o=873;$	Massa específica [Kg/m ³]
$D_{db}=0.002;$	Diâmetro interno da tubulação [m ²]- DUTO Câmara A
$A_{bin}=(P_i*D_{db}^2)/4;$	Área interna da tubulação [m ²]- DUTO Câmara A
$L_b=3.35;$	Comprimento da tubulação [m]- DUTO Câmara A
$V_{bin}=A_{bin}*L_b;$	Volume interno da tubulação [m ³]- DUTO Câmara A

CÁLCULO DO COEFICIENTE DE PERDA DE CARGA NO DUTO

$\mu_i=2.703;$	Viscosidade [mPas] à 40 graus celsius
$C_{la}=(P_i*D_{da}^4)/(128*\mu_i*L_a)$	Coefficiente de perda de carga duto A [(m ³ /s)/Pa]
$C_{lb}=(P_i*D_{db}^4)/(128*\mu_i*L_b)$	Coefficiente de perda de carga duto B [(m ³ /s)/Pa]

PARÂMETROS DE ATRITO PARA O CILINDRO SIMÉTRICO

$Polyp=[-101.4728 \ 220.2902 \ 80.0469];$	Coefficiente do polinômio de 2ra ordem referente ao comportamento de atrito para valores de velocidade maiores, em modulo que $dxlimp$ [Kg/s]
$Polyn=[269.6566 \ 300.9122 \ -48.6287];$	Coefficiente do polinômio de 2ra ordem referente ao comportamento de atrito para valores de velocidade maiores, em modulo que $dxlimn$ [Kg/s]

Fsp=140.53;	Força de atrito estático no sentido positivo do movimento [N]
Fsn=-120.01;	Força de atrito estático no sentido negativo do movimento [N]
dxlimp=0.0159;	Velocidade limite no sentido positivo do movimento [m/s]
dxlimn=-0.0159;	Velocidade limite no sentido negativo do movimento [m/s]
dx0p=0.0159*0.95;	Velocidade "stick" no sentido positivo do deslocamento [m/s]
dx0n=-0.0159*0.95;	Velocidade "stick" no sentido negativo do deslocamento [m/s]

PARÂMETROS DE ATRITO PARA O CILINDRO ASSIMÉTRICO

Polyp=[9.3322e3 -1.2358e3 0.1498e3]; Coeficiente do polinômio de 2ª ordem referente ao comportamento de atrito para valores de velocidade maiores, em módulo que dxlimp [Kg/s]

Polyn=[-1.058e4 -0.1668e4 -0.0233e4]; Coeficiente do polinômio de 3ª ordem referente ao comportamento de atrito para valores de velocidade maiores, em módulo que dxlimn [Kg/s]

Fsp=296.35;	Força de atrito estático no sentido positivo do movimento [N]
Fsn=-232.64;	Força de atrito estático no sentido negativo do movimento [N]
dxlimp=0.0043;	Velocidade limite no sentido positivo do movimento [m/s]
dxlimn=-0.0019;	Velocidade limite no sentido negativo do movimento [m/s]
dx0p=0.0043*0.95;	Velocidade "stick" no sentido positivo do deslocamento [m/s]
dx0n=-0.0019*0.95;	Velocidade "stick" no sentido negativo do deslocamento [m/s]