

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM

ENGENHARIA MECÂNICA

MODELAGEM E ANÁLISE DE VÁLVULAS-CARTUCHO

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

RAFAEL RIVELINO DA SILVA BRAVO

Florianópolis, agosto de 2002

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

MODELAGEM E ANÁLISE DE VÁLVULAS-CARTUCHO

RAFAEL RIVELINO DA SILVA BRAVO

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

MESTRE EM ENGENHARIA
ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA
sendo aprovada em sua forma final.

Victor Juliano De Negri, Dr. Eng. - Orientador

José Antônio Bellini da Cunha Neto, Dr. Eng. - Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Arno Bollmann, Dr. Eng

Jonny Carlos da Silva, Dr. Eng.

Raul Guenther, Dr. Sc.

Irlan von Linsingen, M. Sc.

**“Para que seus corações sejam confortados e vinculados juntamente em amor,
e tenham toda a riqueza da forte convicção do entendimento,
para compreenderem plenamente o mistério de Deus, Cristo
em quem todos os tesouros da sabedoria e do conhecimento estão ocultos.”**

Colossenses 2: 2-3

A minha família

AGRADECIMENTOS

A Deus, por planejar e guiar o meu caminho, suprimindo as necessidades e concedendo a oportunidade de crescimento pessoal e identificação profissional junto aos colegas de trabalho.

A minha família pelo apoio, incentivo, cuidado e carinho prestados em todos os momentos.

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

Aos amigos e colegas da Universidade Federal de Santa Catarina, principalmente aos amigos do LASHIP pela amizade, incentivo, paciência e colaboração durante o desenvolvimento do trabalho.

A empresa BOSCH REXROTH GROUP pela colaboração e financiamento prestados.

A instituição pela oportunidade de crescimento pessoal e profissional .

SUMÁRIO

| | |
|------------------------|-----|
| ÍNDICE | vi |
| LISTA DE FIGURAS | x |
| LISTA DE TABELAS | xiv |
| SIMBOLOGIA | xv |
| RESUMO | xiv |
| ABSTRACT | xx |

ÍNDICE

| | |
|---|----|
| 1 – INTRODUÇÃO | 1 |
| 1.1 – Contextualização..... | 1 |
| 1.2 – Objetivos e metodologia..... | 3 |
| 1.3 – Justificativas | 3 |
| 1.4 – Estrutura do trabalho..... | 4 |
| 2 – COMPONENTES HIDRÁULICOS: válvulas-cartucho | 5 |
| 2.1 – Válvulas-cartucho | 5 |
| 2.2 – Válvula direcional..... | 10 |
| 2.3 – Válvula de controle de vazão..... | 16 |
| 3 – FENÔMENOS COMUNS EM COMPONENTES HIDRÁULICOS | 22 |
| 3.1 – Força de escoamento..... | 22 |
| 3.2 – Perda de carga..... | 25 |
| 3.3 – Cavitação | 28 |
| 3.3.1 – Introdução | 28 |
| 3.3.2 – O fenômeno da cavitação..... | 28 |
| 3.3.3 – Cavitação em orifícios e válvulas | 29 |
| 3.3.4 – Erosão da cavitação | 32 |
| 3.4 – Forças de atrito | 34 |

| | |
|---|----|
| 3.4.1 – Atrito de Coulomb | 34 |
| 3.4.2 – Atrito estático..... | 35 |
| 3.4.3 – Atrito viscoso..... | 36 |
| 3.4.3.1 – Lubrificação hidrodinâmica..... | 36 |
| 3.4.3.2 – Coeficiente de atrito viscoso..... | 38 |
| 3.4.5 – Conclusão | 39 |
| 3.5 – Módulo de compressibilidade efetivo..... | 40 |
| 3.6 – Conclusão | 41 |
| 4 – MODELAGEM MATEMÁTICA | 42 |
| 4.1 – Válvula direcional..... | 42 |
| 4.1.1 – Introdução | 42 |
| 4.1.2 – Modelagem das câmaras da válvula | 44 |
| 4.1.2.1 – Câmara A..... | 44 |
| 4.1.2.1.1 – Cálculo de área A_A do orifício de controle..... | 45 |
| 4.1.2.2 – Câmara B | 49 |
| 4.1.2.3 – Câmaras internas da válvula: câmaras do solenóide..... | 49 |
| 4.1.2.3.1 – Equação da vazão e obtenção dos coeficientes das câmaras .. | 52 |
| 4.1.3 – Modelagem do atuador eletromagnético | 54 |
| 4.1.3.1 – Equação da Tensão | 55 |
| 4.1.3.2 – Equação do Movimento do solenóide: | 55 |
| 4.1.4 – Equação do Movimento da Válvula: | 55 |
| 4.1.4.1 – Força de escoamento..... | 56 |
| 4.2 – Válvula de controle de vazão de três vias..... | 63 |
| 4.2.1 – Introdução | 63 |
| 4.2.2 – Canais e câmaras internas da válvula | 65 |
| 4.2.2.1 – Câmara A..... | 65 |
| 4.2.2.2 – Canal secundário B..... | 65 |

| | |
|---|-----|
| 4.2.2.2.1 – Cálculo da área A_b do orifício de controle | 66 |
| 4.2.2.3 – Câmara C | 68 |
| 4.2.2.4 – Câmara da mola | 71 |
| 4.2.3 – Equação da conservação da quantidade do movimento | 72 |
| 4.2.3.1 – Equação da quantidade do movimento | 72 |
| 4.2.3.2 – Força de escoamento | 73 |
| 5 – DESCRIÇÃO DO EXPERIMENTO | 77 |
| 5.1 – Válvula direcional | 77 |
| 5.1.1 – Modificações do experimento | 81 |
| 5.1.2 – Procedimento de teste | 82 |
| 5.2 – Válvula de controle de vazão | 85 |
| 5.2.1 – Procedimento do teste | 85 |
| 6 – ANÁLISE DOS RESULTADOS | 87 |
| 6.1 – Válvula direcional | 87 |
| 6.1.1 – Obtenção dos parâmetros do sistema em regime permanente | 87 |
| 6.1.1.1 – Coeficiente de descarga | 87 |
| 6.1.1.2 – Curva da vazão <i>versus</i> abertura do êmbolo | 89 |
| 6.1.1.3 – Curva da vazão <i>versus</i> queda de pressão | 90 |
| 6.1.1.4 – Força de escoamento | 91 |
| 6.1.1.5 – Força de acionamento da válvula | 93 |
| 6.1.2 – Resposta Dinâmica | 94 |
| 6.1.3 – Conclusões | 100 |
| 6.2 – Válvula de controle de vazão | 102 |
| 6.2.1 – Regime Permanente | 102 |
| 6.2.2 – Regime transiente | 105 |
| 6.2.3 – Conclusão | 109 |

| | |
|---|-----|
| 7 – CONCLUSÃO | 110 |
| 8 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS | 112 |
| APÊNDICE A – EQUAÇÕES FUNDAMENTAIS da mecânica dos fluidos | 117 |
| A.1 – Equação da vazão..... | 117 |
| A.2 – Equação da conservação da massa: equação da continuidade..... | 118 |
| A.3 – Equação da conservação da quantidade de movimento..... | 118 |
| APÊNDICE B –PARÂMETROS USADOS NA SIMULAÇÃO | 120 |
| B.1 VÁLVULA DIRECIONAL | 120 |
| B.2 VÁLVULA DE CONTROLE DE VAZÃO | 123 |
| B.3 VÁLVULA DE CONTROLE DE VAZÃO | 126 |
| B.4 VÁLVULA DE CONTROLE DE VAZÃO | 129 |
| APÊNDICE C – DIAGRAMA DE BLOCOS DAS VÁLVULAS | 132 |
| C.1 – VÁLVULA DIRECIONAL..... | 133 |
| C2 – VÁLVULA DE CONTROLE DE VAZÃO | 142 |

LISTA DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1– Circuito hidráulico de potência e de atuação (BOSCH, 1989). | 2 |
| Figura 2 – Modelos de blocos usados em sistemas hidráulicos. | 6 |
| Figura 3 – Elementos de válvulas-cartucho..... | 8 |
| Figura 4 – Modelos de válvulas-cartucho tipo <i>screw-in</i> | 8 |
| Figura 5 – Configuração da válvula-cartucho posicionada na cavidade do bloco | 9 |
| Figura 6 – Válvula direcional tipo cartucho em corte (a) Disposição dos furos simetricamente na bucha da válvula (b)..... | 11 |
| Figura 7 – Exemplo típico de aplicação da válvula direcional..... | 14 |
| Figura 8 – Orifício de diâmetro fixo..... | 16 |
| Figura 9 – Válvula de controle de vazão de três vias (von LINSINGEN, 2001) | 16 |
| Figura 10 – Válvula de controle de vazão tipo cartucho em corte (a) e bucha externa (b). | 18 |
| Figura 11 – Orifício com canto vivo (RACINE HIDRÁULICA, 1994)..... | 19 |
| Figura 12 – Exemplo de aplicação da válvula de controle de vazão de três vias..... | 20 |
| Figura 13 – Geometria arredondada do pistão de abertura da válvula. | 24 |
| Figura 14 –Compensação da força de escoamento (LATOURE, 1995)..... | 25 |
| Figura 15 – Comportamento do Coeficiente de descarga (VIALI e ZHANG, 2000) | 27 |
| Figura 16 – Processo da cavitação (KOIVULA, 2000)..... | 29 |
| Figura 17 – Distribuição de pressão no escoamento em regime permanente (McCLOY e MARTIN, 1973). | 30 |
| Figura 18 – Efeito potencial da cavitação em relação à resistência ao escoamento (RIEDEL, H.-P. citado por GEIBLER, 2000) | 31 |
| Figura 19 – Formas geométricas para comparação do efeito da cavitação: pistão normal (a), pistão truncado (b). | 33 |
| Figura 20 – Curva de Stribeck (CZICHOS, 1986) | 37 |
| Figura 21 – Válvula direcional: (a) descrição dos elementos, (b) parâmetros da válvula..... | 43 |
| Figura 22 – Desenho esquemático: apresentação das variáveis (a), parâmetros (b) | 44 |

| | |
|---|----|
| Figura 23 – Região de escoamento no orifício de controle em função da abertura | 46 |
| Figura 24 – Detalhe da área A_A de escoamento no assento da válvula..... | 46 |
| Figura 25 – Comprimento de influência da seção cônica do êmbolo..... | 47 |
| Figura 26 – Cálculo da área do orifício de controle para $x_v \geq L_{cônico}$ | 48 |
| Figura 27 – Componentes internos da válvula: (a) pino de acionamento (b) núcleo móvel | 51 |
| Figura 28 – Força de escoamento em um volume de controle (a), convenção adotada (b). | 57 |
| Figura 29 – Proposta de compensação da força de escoamento..... | 61 |
| Figura 30 – Descrição da válvula de controle de vazão (a) e (b) partes internas, (c) orifício de amortecimento, (d) gicleur. | 63 |
| Figura 31 – Segmento de seção circular..... | 67 |
| Figura 32 – Coeficiente de descarga para um segmento de seção circular segundo LEWIS e STERN citados por McCLOY e MARTIN (1973) | 68 |
| Figura 33 – Esquema do gicleur na válvula de controle de vazão com canto vivo..... | 69 |
| Figura 34 – Volume de controle selecionado para o cálculo da força de escoamento (a) convenção adotada (b)..... | 73 |
| Figura 35 – Protótipos usados nos experimentos | 77 |
| Figura 36 – Circuito hidráulico usado no teste da válvula direcional | 78 |
| Figura 37 – Laboratório de sistemas hidráulicos..... | 80 |
| Figura 38 – Modificações do protótipo: abertura manual | 81 |
| Figura 39 – Circuito elétrico para aquisição de sinais..... | 83 |
| Figura 40 – Circuito elétrico para comando das válvulas eletrohidráulicas..... | 84 |
| Figura 41 – Circuito hidráulico utilizado no teste da válvula de controle de vazão..... | 86 |
| Figura 42 – Coeficiente de descarga C_d em função da raiz de Reynolds Re | 88 |
| Figura 43 – Coeficiente de descarga C_d em função da abertura da válvula | 88 |
| Figura 44 – Curva de vazão <i>versus</i> abertura do êmbolo..... | 89 |
| Figura 45 – Resposta estática da válvula: curva de vazão $q_v \times$ queda de pressão Δp | 90 |
| Figura 46 – Gráfico da força de escoamento em função da vazão | 91 |

| | |
|---|-----|
| Figura 47 – Coeficiente da Força de Escoamento em função do Número de Reynolds | 92 |
| Figura 48 – Coeficiente da Força de Escoamento em função da abertura da válvula | 92 |
| Figura 49 – Somatório das forças externas para a abertura da válvula | 93 |
| Figura 50 – Resposta dinâmica: comparação dos resultados durante a abertura da válvula | 95 |
| Figura 51 – Resposta dinâmica experimental: fechamento da válvula (sem mola) | 96 |
| Figura 52 – Resposta dinâmica experimental: tempo de abertura com a mola | 97 |
| Figura 53 – Resposta dinâmica experimental: tempo de fechamento com a mola..... | 97 |
| Figura 54 – Resposta dinâmica das pressões na válvula | 98 |
| Figura 55 – Resposta dinâmica: força de escoamento..... | 99 |
| Figura 56 – Força de atrito na válvula..... | 100 |
| Figura 57 – Comportamento da pressão $p_c \times$ vazão q_{ves} no canal prioritário: Resultados teóricos e experimentais | 102 |
| Figura 58 – Comportamento da pressão $p_c \times$ vazão q_b no canal secundário B: Resultados teóricos e experimentais | 103 |
| Figura 59 – Resposta dinâmica: compensação de vazão para 10 lpm no canal prioritário | 105 |
| Figura 60 – Resposta dinâmica: compensação de vazão para 20 lpm no canal prioritário | 106 |
| Figura 61 – Resposta dinâmica: compensação de vazão para 30 lpm no canal prioritário | 106 |
| Figura 62 – Resposta dinâmica teórica da pressão na câmaras da válvula..... | 107 |
| Figura 63 – Força de escoamento | 108 |
| Figura 64 – Escoamento em um orifício (DE NEGRI, 2001) | 117 |
| Figura 65 – Válvula direcional: entrada principal..... | 133 |
| Figura 66 – Válvula direcional: câmara B..... | 134 |
| Figura 67 – Válvula direcional: área do orifício de controle..... | 135 |
| Figura 68 – Válvula direcional: câmara 2 | 136 |
| Figura 69 – Válvula direcional: câmara 3 | 137 |
| Figura 70 – Válvula direcional: equação do movimento..... | 138 |
| Figura 71 – Válvula direcional: força de escoamento | 139 |

| | |
|--|-----|
| Figura 72 – Válvula direcional: força de atrito..... | 140 |
| Figura 73 – Válvula direcional: módulo de compressibilidade efetivo..... | 141 |
| Figura 74 – Válvula de controle de vazão: entrada principal do sistema..... | 142 |
| Figura 75 – Válvula de controle de vazão: câmara A..... | 143 |
| Figura 76 – Válvula de controle de vazão: câmara C..... | 144 |
| Figura 77 – Válvula de controle de vazão: modelo da restrição no canal prioritário..... | 145 |
| Figura 78 – Válvula de controle de vazão: câmara da mola..... | 146 |
| Figura 79 – Válvula de controle de vazão: canal secundário B..... | 147 |
| Figura 80 – Válvula de controle de vazão: área do orifício de controle do canal B..... | 148 |
| Figura 81 – Válvula de controle de vazão: equação do movimento..... | 149 |
| Figura 82 – Válvula de controle de vazão: força de escoamento em regime permanente | 150 |
| Figura 83 – Válvula de controle de vazão: força de escoamento em regime transiente..... | 151 |
| Figura 84 – Válvula de alívio | 152 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|---|-----|
| Tabela 1 – Componentes do circuito hidráulico | 15 |
| Tabela 2 – Componentes do circuito hidráulico | 21 |
| Tabela 3 – Ângulo do jato do fluido em função do ângulo da seção do êmbolo (IKEO e HANYA, 1986) | 59 |
| Tabela 4 – Coeficiente de contração do escoamento do fluido (IKEO e HANYA, 1986)..... | 60 |
| Tabela 5 – Valores do coeficiente de resistência do gicleur (IDELCHIK, 1994)..... | 70 |
| Tabela 6 – Componentes do sistema hidráulico de ensaio | 79 |
| Tabela 7 – Relação entre a temperatura e a viscosidade | 85 |
| Tabela 8 – Componentes do sistema hidráulico de ensaio | 86 |
| Tabela 9 – Dados experimentais obtidos do canal prioritário | 103 |
| Tabela 10 – Pressão mínima de operação da válvula para realizar compensação..... | 104 |
| Tabela 11 – Valores máximos e mínimos da vazão no canal prioritário..... | 104 |

SIMBOLOGIA

Alfabeto Grego

| | | |
|------------|--|-----------------------|
| β | módulo de compressibilidade do óleo isento de ar | [Pa] |
| β_e | módulo de compressibilidade do fluido efetivo | [Pa] |
| δ | ângulo da seção cônica do êmbolo em relação à direção vertical | [graus] |
| Δp | diferença de pressão à montante e à jusante da restrição | [Pa] |
| γ | taxa de calor específico para o ar | |
| μ_o | viscosidade dinâmica à pressão atmosférica | [Pa.s] |
| μ | viscosidade absoluta ou dinâmica | [N.s/m ²] |
| φ | ângulo do jato do fluido | [graus] |
| μ_f | coeficiente de atrito | [adim] |
| ν | viscosidade cinemática | [m ² /s] |
| θ | ângulo que a direção do jato do fluido forma com a direção axial | [graus] |
| ρ | massa específica | [kg/ m ³] |
| ζ | coeficiente de resistência | [adim] |

Alfabeto Latino

| | | |
|-----------|---|---------------------|
| A | área | [m ²] |
| A_2 | área na câmara 2 do solenóide da VD | [m ²] |
| A_3 | área na câmara 3do solenóide da VD | [m ²] |
| A_A | área de atuação da pressão de suprimento na porta A | [m ²] |
| A_a | área da porta de entrada A | [m ²] |
| A_B | área correspondente a saída B | [m] |
| A_{bt} | área da restrição em B | [m ²] |
| A_c | área da câmara C | [m ²] |
| A_{cm} | seção transversal da câmara da mola | [m ²] |
| A_{csi} | área inicial de passagem do fluido na saída da câmara C | [m ²] |
| A_o | área na seção plana do orifício de controle | [m ²] |
| A_p | área do pino de acionamento | [m ²] |
| B_v | coeficiente de atrito viscoso | [N.s/m] |
| c | constante que depende do tipo do fluido | [adim] |
| c_1 | coeficiente de variação do volume das bolhas de ar devido à variação da relação de entrada de ar livre e de ar dissolvido no óleo | [Pa ⁻¹] |

| | | |
|------------|---|------------------------|
| C_c | coeficiente de contração | [adim] |
| C_d | coeficiente de descarga | [adim] |
| C_{v2} | coeficiente de vazamento | [Pa.m ³ /s] |
| C_{v3} | coeficiente de vazamento | [Pa.m ³ /s] |
| d_{bt} | diâmetro da restrição inserida na saída da porta B | [m] |
| d_{ce} | diâmetro do giclê | [m] |
| d_{cm} | diâmetro do orifício de amortecimento da câmara da mola da VRV | [m] |
| d_{cs} | diâmetro da porta de saída da câmara C | [m] |
| d_e | diâmetro variável do êmbolo na seção cônica | [m] |
| D_e | diâmetro do assento | [m] |
| D_{em} | diâmetro médio do êmbolo na seção cônica | [m] |
| D_h | diâmetro hidráulico | [m] |
| d_h | diâmetro da haste do êmbolo | [m] |
| D_p | diâmetro externo médio do pino de acionamento | [m] |
| F | força | [N] |
| F_a | força de superfície correspondente a entrada A | [N] |
| F_c | coeficiente de atrito de Coulomb | [N] |
| F_{cm} | força de superfície correspondente à pressão da câmara da mola | [N] |
| F_{es} | coeficiente de atrito estático | [N] |
| F_{escp} | força de escoamento em regime permanente | [N] |
| F_{esct} | força de escoamento em regime transiente | [N] |
| F_f | força de atrito | [N] |
| F_M | força de massa | [N] |
| F_m | força total disponível no núcleo móvel devido à entrada de corrente | [N] |
| F_N | carga normal | [N] |
| F_p | força que a parede exerce sobre o fluido | [N] |
| f_r | folga radial | [m] |
| F_R | força de reação que o fluido exerce sobre a parede | [N] |
| F_S | forças de superfície | [N] |
| F_v | força para movimentar o êmbolo | [N] |
| h_o | camada mínima de espessura do fluido | [m] |
| I_m | corrente elétrica | [A] |
| K_{cav} | número de cavitação | [adim] |
| K_{es} | rigidez tangencial de contato | [N/m] |

| | | |
|-----------|--|---------------------|
| K_{esc} | coeficiente da força do escoamento | [adim] |
| K_f | ganho do solenóide | [N/A] |
| K_{ga} | ganho geométrico | [m] |
| K_{gb} | ganho geométrico | [m] |
| K_{gcs} | ganho geométrico | [m] |
| K_v | coeficiente de rigidez da mola | [N/m] |
| L, l | comprimento | [m] |
| L_b | indutância da bobina | [H] |
| L_c | comprimento de amortecimento | [m] |
| L_p | comprimento do pino | [m] |
| L_z | comprimento da seção de passagem para a câmara 3 | [m] |
| M_e | massa do êmbolo | [kg] |
| M_m | massa da mola | [kg] |
| M_n | massa do núcleo móvel | [kg] |
| M_v | massa total | [kg] |
| p | pressão | [Pa] |
| p_2 | pressão na câmara 2 do solenóide | [Pa] |
| p_3 | pressão na câmara 3 do solenóide | [Pa] |
| p_a | pressão de suprimento na entrada A | [Pa] |
| p_b | pressão na câmara B | [Pa] |
| p_c | pressão na câmara C | [Pa] |
| p_{cm} | pressão na câmara da mola | [Pa] |
| p_d | pressão à jusante do orifício de controle | [Pa] |
| p_{Kd} | valor crítico da pressão à jusante | [Pa] |
| p_t | pressão no interior da tubulação | [Pa] |
| p_u | pressão à montante do orifício de controle | [Pa] |
| p_v | pressão de evaporação do fluido | [Pa] |
| q_v | vazão volumétrica | [m ³ /s] |
| q_{v1} | vazamento para a câmara 1 da válvula direcional | [m ³ /s] |
| q_{v2} | vazamento para a câmara 2 da válvula direcional | [m ³ /s] |
| q_{v3} | vazamento para a câmara 3 da válvula direcional | [m ³ /s] |
| q_{va} | vazão de suprimento na entrada A | [m ³ /s] |
| q_{vb} | vazão volumétrica na saída B | [m ³ /s] |
| q_{vbt} | vazão na saída da restrição variável em B | [m ³ /s] |

| | | |
|----------------|--|----------------------|
| q_{vce} | vazão através do giclê | [m ³ / s] |
| q_{vcm} | vazão da câmara da mola | [m ³ / s] |
| q_{vcs} | vazão de saída da câmara C | [m ³ / s] |
| q_{vt} | vazão na saída da restrição variável | [m ³ / s] |
| R | raio | [m] |
| R_b | resistência da bobina | [Ω] |
| R_e | número de Reynolds | [adim] |
| R_t | número de Reynolds de transição | [adim] |
| u | somatório das forças externas | [N] |
| v, \dot{x}_v | velocidade | [m/ s] |
| V_2 | volume da câmara 2 do solenóide da VD | [m ³] |
| V_3 | volume da câmara 3 do solenóide na VD | [m ³] |
| V_a | volume na câmara A | [m ³ / s] |
| V_b | volume da câmara B | [m ³] |
| V_{bt} | volume interno da tubulação antes da restrição | [m ³] |
| V_c | volume da câmara C | [m ³] |
| V_{cm} | Volume da câmara da mola | [m ³] |
| V_m | tensão aplicada na bobina | [V] |
| V_t | volume interno da tubulação | [m ³] |
| w | dimensão do lado da seção quadrada do canal | [m] |
| W | quantidade de ar por volume de óleo, à pressão atmosférica | (%) |
| \dot{x}_s | velocidade característica relativa ao atrito de Stribeck | [m/ s] |
| x_v | deslocamento linear do êmbolo | [m] |
| x_{vi} | pré-carga da mola | [m] |
| Z | constante adotada | [adim] |

RESUMO

Neste trabalho apresenta-se o estudo de dois protótipos de válvulas-cartucho: a primeira é uma válvula de controle direcional e a segunda, uma válvula de controle de vazão com compensação de pressão. Os protótipos foram fornecidos pela empresa BOSCH REXROTH GROUP, a qual mantém parceria com o Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina.

O trabalho inicia com a apresentação das válvulas-cartucho, abrangendo seu princípio de operação e as características pertinentes. A importância das válvulas-cartucho deve-se ao fato de proporcionarem sistemas compactos com redução no custo e no tempo de instalação do sistema, podendo substituir válvulas mais tradicionais como a válvula de carretel deslizante para certas faixas de operação.

Um modelo matemático não-linear é proposto para cada protótipo sendo empregados para obtenção dos resultados teóricos através de simulação numérica. Complementarmente são apresentados determinados fenômenos físicos que exercem influência significativa no projeto e desempenho dos componentes hidráulicos.

Por meio de uma bancada de testes valida-se o modelo estático e dinâmico da válvula direcional, possibilitando a obtenção dos coeficientes e a avaliação de aspectos específicos do componente. Por sua vez, os resultados teóricos para a válvula de controle de vazão são analisados e comparados com os resultados experimentais para três faixas distintas de operação na condição de regime permanente. A análise dos resultados possibilita a identificação e a determinação da influência dos principais parâmetros.

ABSTRACT

This work presents the study of two prototypes of cartridge valves: the first one is a directional valve and the second is a flow control valve with pressure compensation. The prototypes were supplied by the BOSCH REXROTH GROUP company through a partnership with the Hydraulic and Pneumatic Systems Laboratory of the Federal University of Santa Catarina.

The work begins with the presentation of cartridge valves, including operational principles and associated characteristics. The cartridge valves are useful considering that they generate compact systems with reduction of cost and time of installation, being possible to substitute more traditional valves as spool valves.

A non linear mathematical model is proposed for each prototype, they were applied to give theoretical results through numerical simulation. In addition, are presented some phenomena that have significant influence in the design and performance of fluid power components.

By a test bench is done the validation of static and dynamic model of the directional valve, allowing to obtain the coefficients and to evaluate of specific aspects of the component. The theoretical results for the flow control valve are analyzed and compared with the experimental results for three operational ranges, considering steady state conditions. The analysis of the results allows the identification and determination of the influence of the main parameters.

1 – INTRODUÇÃO

1.1 – Contextualização

Um sistema hidráulico pode ser definido como “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” (von LINSINGEN, 2001). Por sua vez, é considerado 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).

Os sistemas hidráulicos são utilizados para o controle de grandes potências com confiabilidade, rapidez e eficiência. Através de sinais de baixa potência é possível exercer o controle da velocidade, posição ou força de um atuador hidráulico. As partes do circuito que promovem atuação sobre a carga compõe o circuito hidráulico, que normalmente inclui válvula direcional e cilindro ou motor. O circuito da unidade de potência é o responsável pelo suprimento de energia hidráulica para os circuitos de atuação e constitui-se fundamentalmente de reservatório, bomba, válvula de alívio e filtro. Os componentes do circuito podem variar de acordo com a aplicação, incluindo outros tipos de válvula e também sensores para medição de variáveis como temperatura, pressão, vazão, deslocamento, etc. (DE NEGRI, 2001). A Figura 1 mostra o esquema básico de um circuito hidráulico, correlacionando-o com uma representação diagramática segundo a ISO 1219-1 e ISO 1219-2.

As válvulas são empregadas geralmente para desempenhar a função de comando no circuito. Segundo MARTIN (1995), a principal função das válvulas é o controle das variáveis de saída do circuito hidráulico. A partir desta função principal, abstraem-se duas funções fundamentais de controle que são realizadas pelas válvulas: direcionar o fluxo de energia no circuito e modificar o nível de energia do fluido.

Para exercer estas funções, o projeto das válvulas deverá considerar certas características peculiares do domínio hidromecânico de modo que estes componentes possam atuar sob as mais variadas condições, desde que estas condições estejam limitadas para uma faixa operacional preestabelecida no decorrer do projeto. Porém, o projeto de componentes hidráulicos é complexo, requerendo a inclusão de não linearidades para representar suas características. Segundo MERRIT (1967), a atividade de projeto envolve a modelagem e análise necessárias à seleção e dimensionamento de elementos físicos para formar um componente ou sistema.

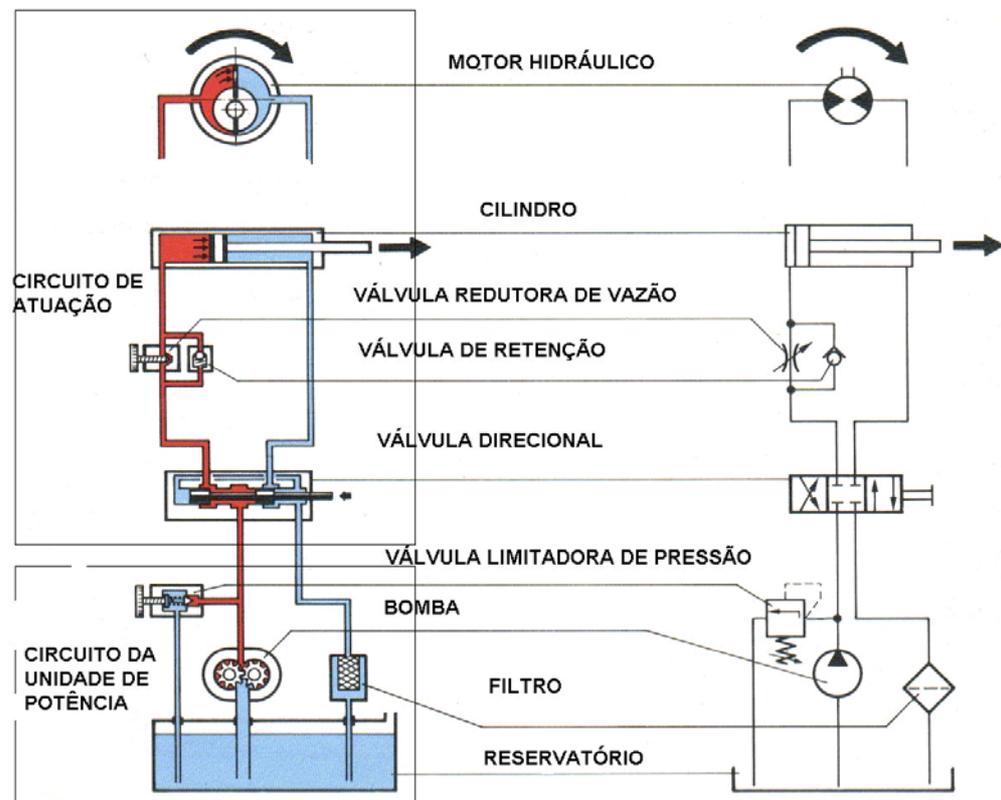


Figura 1– Circuito hidráulico de potência e de atuação (BOSCH, 1989).

Neste contexto, este trabalho trata do projeto de válvulas-cartucho, descrevendo suas características físicas por meio da modelagem matemática. Dentre as diversas configurações existentes, dois protótipos serão o foco do estudo: uma válvula direcional e uma válvula de controle de vazão com compensação de pressão.

Os resultados do modelo são obtidos mediante simulação computacional, a partir da qual é realizada a análise do comportamento estático e dinâmico das válvulas. A modelagem possibilita alterações nos parâmetros do componente de modo fácil e versátil e com grande economia de tempo e custo, uma vez que os modelos dos protótipos são apenas virtuais. Assim, nesta etapa procura-se encontrar os parâmetros adequados no intuito de aprimorar os resultados da simulação visando alcançar a configuração que melhor atenda aos requisitos de projeto. Uma vez encontrados estes parâmetros, propostas para modificações e melhorias no protótipo são realizadas, possibilitando sua reconstrução para posterior análise dos novos resultados.

A criação dos modelos depende do estudo e análise de fenômenos que estão presentes e determinam o comportamento do sistema físico. Para tanto, são apresentados alguns fenômenos comuns em projetos de componentes hidráulicos.

Para completar o trabalho, os protótipos são analisados experimentalmente com o objetivo de levantar ganhos e parâmetros empíricos das equações e também efetuar comparações entre os resultados teóricos e experimentais. Correções e a conseqüente validação do modelo teórico possibilitam que o mesmo seja usado em outros modelos de componentes com características similares.

1.2 – Objetivos e metodologia

O objetivo deste trabalho é a modelagem matemática das válvulas utilizando equações fundamentais da mecânica clássica e da mecânica dos fluidos, visando realizar a descrição física e a análise comportamental dos componentes bem como a obtenção dos coeficientes e parâmetros significativos para as condições de regime permanente e transiente. A comparação e a validação dos modelos por meio de testes experimentais possibilita apontar as imperfeições e propor as melhorias necessárias a serem executadas nos protótipos.

1.3 – Justificativas

O vasto campo de aplicação para as válvulas-cartucho motiva a exploração e estudo destes componentes cuja tendência é aumentar sua participação no mercado de produtos hidráulicos, em decorrência das inúmeras vantagens oferecidas em relação à outros componentes de uso mais tradicional porém, com funções similares. As válvulas-cartucho são caracterizadas por sua simplicidade construtiva, viabilizando os projetos com custos relativamente baixos com a possibilidade de desenvolvimento de novas configurações com geometria semelhante.

Outro aspecto a ser ressaltado provém da integração entre a análise teórica dos modelos e a realização de testes experimentais com os protótipos em desenvolvimento, cujo benefício manifesta-se através da redução de tempo e custo do projeto global e na otimização dos resultados alcançados.

1.4 – Estrutura do trabalho

De forma geral, este trabalho será apresentado na seguinte forma:

No capítulo primeiro é apresentada a descrição do trabalho enfocando os objetivos, justificativa e a estrutura da dissertação.

No capítulo dois são apresentados alguns aspectos gerais relativos à tecnologia das válvulas-cartucho. Também é descrito o princípio de funcionamento das válvulas, destacando as características inerentes de cada modelo.

O capítulo três apresenta importantes fenômenos que exercem influência significativa no projeto e desempenho dos componentes hidráulicos.

A proposição dos modelos é apresentada no capítulo quatro, onde realiza-se a descrição matemática e a análise das particularidades de cada componente. Para tanto, faz-se o uso das ferramentas disponíveis no *software* MATLAB 6.0, para fins de simulação computacional.

O capítulo cinco trata da descrição dos testes e do aparato experimental, abordando os detalhes de cada teste e as alterações efetuadas, necessárias à execução do experimento.

O capítulo seis faz-se a análise comparativa dos resultados teóricos e experimentais alcançados. Na seqüência, são apresentadas as conclusões pertinentes para cada válvula separadamente.

O capítulo 7 finaliza o presente estudo com as conclusões gerais e propostas para trabalhos futuros.

2 – COMPONENTES HIDRÁULICOS: VÁLVULAS-CARTUCHO

2.1 – Válvulas-cartucho

Por volta de 1970, a tecnologia para as válvulas-cartucho começou a ser desenvolvida no oeste europeu e muitas pesquisas advindas desse trabalho têm sido publicadas pelo Instituto para hidráulica e pneumática na cidade de Aachen – IFAS (Institut für Fluidtechnische Antriebe und Steuerungen der RWTH Aachen). Estas válvulas têm sido empregadas em circuitos que requerem alta velocidade de resposta e controle acurado em sistemas de potência elevada (IKEO *et al.*, 1986).

O comando de acionamento encarregado pela abertura e fechamento das válvulas-cartucho é determinado pela pressão do fluido hidráulico nas portas de entrada e saída, por intermédio de um circuito de pilotagem ou ainda através de um solenóide eletromagnético. Dependendo do modelo da válvula, esta poderá ser usada como válvula de controle direcional, controle de pressão e controle de vazão. Seu campo de aplicação pode ser tanto o industrial quanto o móbil, proporcionando uma ampla variedade de configurações para controle em sistemas hidráulicos e sistemas mais compactos (circuitos integrados) a um custo reduzido, quando comparado a circuitos convencionais. Os circuitos hidráulicos podem integrar várias válvulas cartucho e outros componentes por meio de um bloco. A válvula-cartucho é projetada para ser montada em uma cavidade normalizada do bloco, individualmente ou em conjunto com outros componentes hidráulicos, de maneira que estes componentes desempenhem uma função predefinida de acordo com a exigência do sistema. A Figura 2 ilustra modelos de blocos (*manifolds*) usados freqüentemente em sistemas hidráulicos



Figura 2 – Modelos de blocos usados em sistemas hidráulicos.

Dentre as vantagens das válvulas-cartucho, citam-se ainda (ESPOSITO, 2000; WILKIE, 1986 e SUN, 1993):

- a) Reduzido número de ajustes para conectar as linhas hidráulicas;
- b) Redução no vazamento e contaminação do óleo devido a menor necessidade de ajustes;
- c) Alta confiabilidade e taxa de vazamento reduzida;
- d) Redução no tempo e custo de instalação do sistema;
- e) Redução no tempo de manutenção, desde que as válvulas cartucho com problemas possam ser facilmente substituídas;
- f) Menor espaço requerido para instalação do sistema;
- g) Melhoria na confiabilidade, desempenho e controle em relação a válvulas carretel convencionais;
- h) Maior tolerância à contaminação.

As válvulas cartucho possuem uma ampla gama de aplicações, as quais determinam as formas e características próprias em termos de aspectos construtivos. Sendo assim, tais componentes podem ser utilizados em aplicações tais como:

- ❑ Válvula de alívio e regulação de pressão;
- ❑ Válvula de seqüência;
- ❑ Válvula redutora de pressão;
- ❑ Válvula de retenção;
- ❑ Válvula reguladora de vazão;
- ❑ Válvula divisora;
- ❑ Válvula direcional;
- ❑ Elemento lógico;

Como pode ser observado, as válvulas-cartucho podem executar a maioria das funções realizadas por outras válvulas hidráulicas com configurações construtivas totalmente diferentes, ocasionalmente, a um custo inferior e com melhor eficiência. Atualmente, são fabricadas válvulas cartucho com maior número de vias, viabilizando a que uma válvula desempenhe mais de uma função.

As válvulas-cartucho do tipo deslizar (*slip-in*) são utilizadas em sistemas hidráulicos de alta potência operando em vazões que se situam entre 200 a 7000 lpm. Nesta categoria, estão incluídos os chamados elementos lógicos. A Figura 3 ilustra os principais elementos de uma válvula cartucho tipo *slip-in*. Por sua vez, as válvulas cartucho do tipo aparafusar (*screw-in*) estão disponíveis geralmente em modelos cuja capacidade é estabelecida para determinada faixa de vazão *versus* pressão de trabalho, operando em vazões de 2 a 140 lpm, a pressão contínua variando em torno de 350 bar e a pressões intermitentes oscilando por volta dos 420 bar. Este modelo é aplicado em baixas e médias vazões sendo requerido seu uso para controles precisos. A Figura 4 mostra o exemplo de válvulas do tipo *screw-in*.

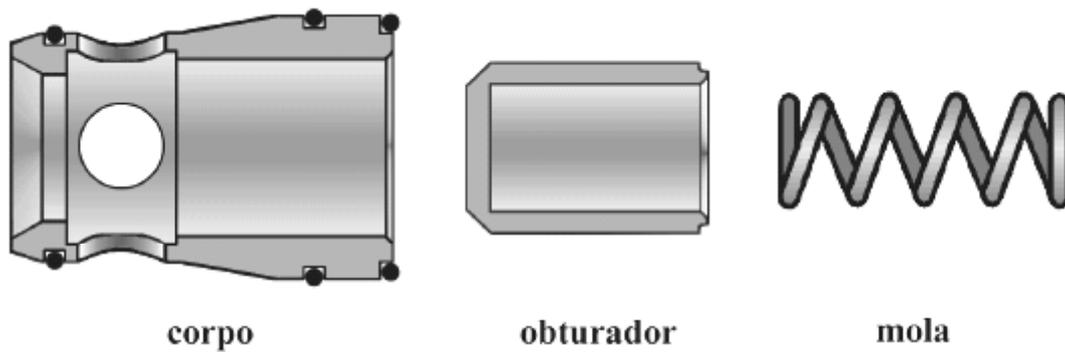


Figura 3 – Elementos de válvulas-cartucho

Estas válvulas são projetadas com um fator de segurança com relação de 2:1 a 4:1, dependendo do fabricante. Isto significa que a pressão mínima de ruptura é pelo menos de duas a quatro vezes superior à pressão de trabalho. Os dados apresentados nos catálogos dos fabricantes derivam dos ensaios realizados em laboratórios, sob certas condições controladas.

Figura 4 – Modelos de válvulas-cartucho tipo *screw-in*

A válvula de aparafusar é composta por duas partes distintas: uma externa e fixa, a qual está inserida na cavidade do bloco e outra interna, onde estão localizados os elementos de trabalho, os quais realizam movimento relativo em relação à parte fixa (deslocamentos de abertura e fechamento) a fim de executarem sua função. A cavidade que incorpora a válvula contribui em alguns aspectos importantes, a saber: a localização de ressaltos devidamente

posicionados, os quais servirão de guia, o filete de rosca encarregado do encaixe e protensão da válvula e os canais de acesso das portas de entrada e saída, conforme mostrado na Figura 5.

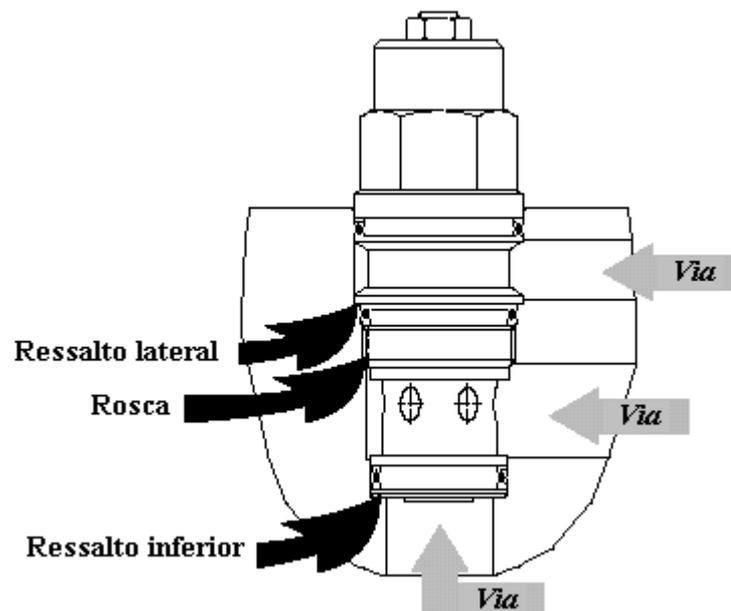


Figura 5 – Configuração da válvula-cartucho posicionada na cavidade do bloco

A configuração externa da válvula-cartucho é projetada para ser inserida somente em uma cavidade normalizada de tamanho compatível. Devido a que todos os mecanismos de trabalho estão localizados no interior da válvula, nenhum esforço de montagem é imposto sobre os mesmos. Em outras palavras, o momento torçor aplicado com o intuito de efetuar o aperto de fixação da válvula na cavidade não é transmitido às partes internas da válvula. Conseqüentemente, é remota a possibilidade dela emperrar durante a operação, em decorrência da montagem. Os princípios de projeto adotados para as válvulas-cartucho fazem com que os componentes sejam produzidos com folgas estreitas entre as partes fixas e móveis. As partes móveis, na maioria dos casos, são fabricadas em aço temperado e as fixas são cobertas com uma camada de zinco a fim de protegê-las contra corrosão. Em virtude das pequenas tolerâncias (da ordem de 5 à 15 μm), estas válvulas apresentam histerese e taxa de vazamento consideravelmente reduzida, conferindo ainda ao produto alta confiabilidade funcional.

Outra particularidade a mencionar é o fato deste modelo de válvulas não ser projetado para ser desmontado e reparado no local de trabalho. Os fabricantes simplesmente recomendam que a válvula seja desconectada da cavidade do bloco e, após esta tarefa, um profissional da área de manutenção faça o diagnóstico em relação a possíveis defeitos. A mesma recomendação é válida para os casos de substituição e limpeza dos componentes. Já

existem em alguns catálogos recomendações de manutenção e seqüência de passos a serem cumpridos para averiguação e localização de defeitos.

Quando várias válvulas-cartucho são combinadas no mesmo bloco, cria-se um circuito compacto simplificando os cuidados e requisitos com a canalização. Em vista disto, a quantidade de óleo sob pressão é reduzida no sistema em operação, resultando em circuitos hidráulicos que apresentam respostas mais rápidas, pois o efeito da compressibilidade do fluido torna-se menos expressivo. O projetista tem ainda a alternativa em trabalhar com pré-pacotes ofertados pelos fabricantes, os quais dispõem suas válvulas e acessórios montados em blocos ou combinadas em forma de sanduíche. Esses pacotes são concebidos para aplicações específicas, aplicações estas de uso em circuitos hidráulicos mais comuns. É importante salientar que existe ampla variedade de aplicações de controle hidráulico à disposição do usuário, requerendo um estudo adequado a fim de chegar-se aos resultados desejados com o menor custo possível. Portanto, o engenheiro de projetos poderá incorporar várias válvulas-cartucho em um único bloco, assumindo que tal prática poderá proporcionar a simplificação do circuito hidráulico, a redução nos custos com tubulações e acessórios, o ajuste do sistema em locais restritos e/ ou confinados, ou ainda obter soluções para os problemas ocorridos na montagem.

2.2 – Válvula direcional

Sob o conceito *válvula direcionais* estão incluídas as válvulas que comandam a partida, parada e alteração do sentido da vazão de um fluido (MANNESMANN REXROTH, 1991). Portanto são válvulas que têm por função promover a interligação (ou interrupção) entre as diversas linhas do circuito e estabelecer várias possibilidades de comandos pré-ordenados visando cumprir uma seqüência de operação. Tratar-se-á, neste estudo, de uma válvula direcional de assento, com atuação direta por solenóide e retorno do êmbolo realizado pela ação de uma mola. A válvula opera em apenas duas posições: aberta e fechada, sendo que a vazão do fluido pode ocorrer em ambos os sentidos. A Figura 6a apresenta a válvula-cartucho direcional.

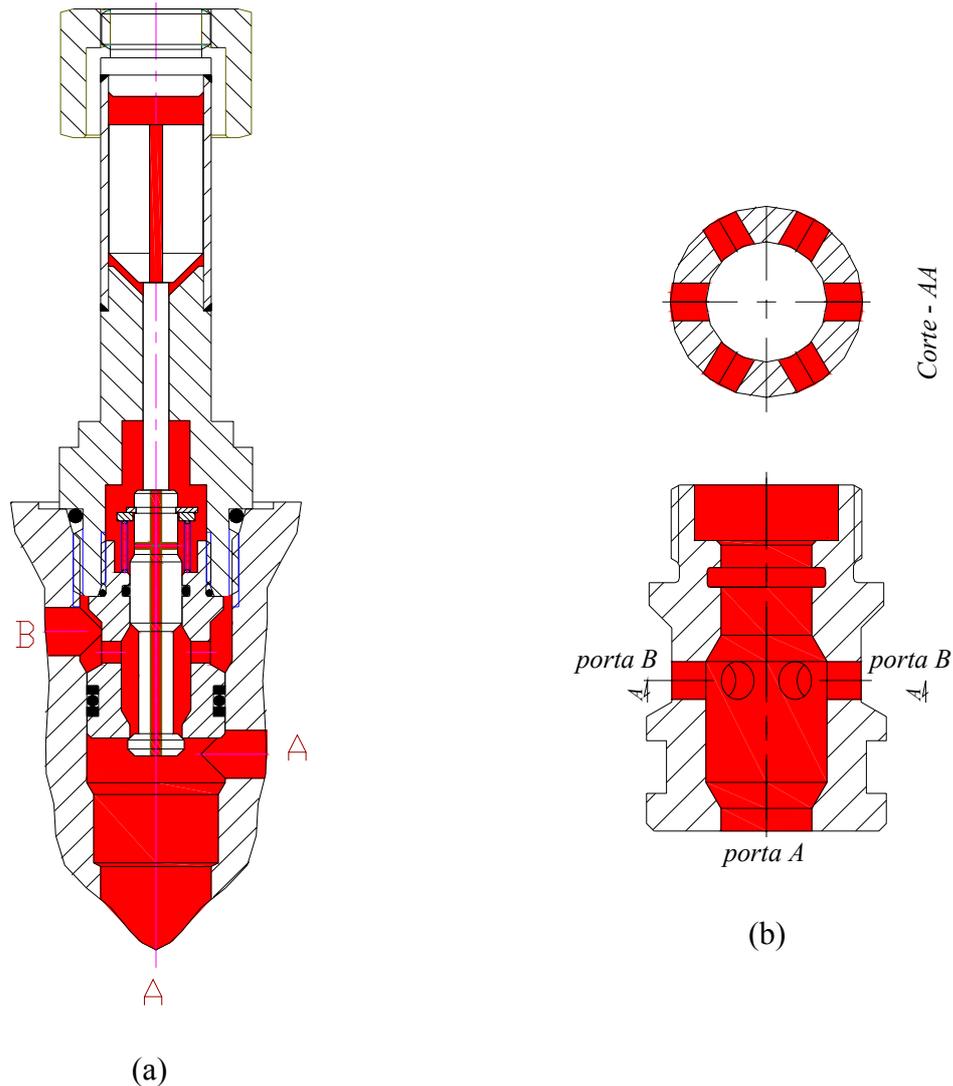


Figura 6 – Válvula direcional tipo cartucho em corte (a) Disposição dos furos simetricamente na bucha da válvula (b)

O princípio de operação é o seguinte: quando o solenóide é energizado, uma força de intensidade equivalente à corrente elétrica é gerada, deslocando o núcleo móvel e conseqüentemente o êmbolo da válvula, desbloqueando a passagem de A para B ou de B para A, conforme o projeto do circuito. Quando o solenóide é desenergizado, a força resultante (da mola somada à força de escoamento e à força decorrente da pressão estática) age sobre o êmbolo bloqueando a passagem $A \leftrightarrow B$ da válvula, caracterizando esta versão como normalmente fechada. Este modelo é especialmente usado em aplicações onde é requerido um fechamento sem vazamentos (positivo) em ambos os sentidos de escoamento, como é o caso das linhas de suprimento e retorno de cilindros de duplo efeito. A força lateral decorrente da pressão estática na porta B não exerce influência quanto à abertura ou fechamento da válvula,

em razão do cancelamento das forças radiais decorrente da simetria dos furos na bucha da válvula (Figura 6b).

Observa-se no desenho (Figura 6a) que o êmbolo possui um furo concêntrico, permitindo a passagem do fluido para o interior da válvula proporcionando a lubrificação dos elementos internos, inclusive do próprio solenóide, o qual, nesta versão é do tipo solenóide em banho de óleo. Este tipo de solenóide se caracteriza por ter o pino de acionamento e o núcleo móvel imersos no fluido hidráulico que circula através da válvula, estando a bobina e o núcleo fixo isolados do fluido. Com esta concepção, é permitido um escoamento contínuo do óleo hidráulico em torno do núcleo móvel, melhorando a dissipação do calor gerado na bobina. O problema de vazamentos é minimizado, tendo em vista que nesta concepção é utilizada uma vedação estática entre a válvula e o bloco, a qual apresenta características de vedação muito superiores à vedação dinâmica utilizada em solenóides a seco. O pino de acionamento é o encarregado para forçar o êmbolo a abrir a válvula, pois este serve de intermediador entre o solenóide e o êmbolo, como também serve para empurrar o núcleo móvel para a posição inicial de repouso após a desenergização do solenóide. A compensação de pressão é realizada através do orifício que permite a passagem do fluido para a face superior do êmbolo, permitindo uma redução ou mesmo o cancelamento das forças de pressão atuantes, após a abertura da válvula. Assim, a força de acionamento será bastante reduzida em função da compensação. Na configuração apresentada, o orifício concêntrico mencionado anteriormente, cumpre este papel.

A válvula direcional tipo cartucho realiza o controle de energia em sistemas hidráulicos normalmente pelo princípio referenciado como controle resistivo, ou seja, aquele cuja ação de limitação e/ou controle está associada à dissipação de energia. Esta válvula pertence a classe das válvulas de assento, conforme mencionado anteriormente. Conforme esta configuração, o movimento do êmbolo acontece no plano normal ao plano do orifício de abertura e, portanto, paralelo às forças exercidas pela pressão estática através da válvula. Válvulas de assento são caracterizadas por terem na extremidade do êmbolo um elemento de vedação, na forma de esfera, cone ou prato, o qual é o encarregado do fechamento da passagem do fluido de circulação. Observa-se que um aumento de pressão (câmara A) sobre o êmbolo, quando a válvula está na posição fechada, pressiona o êmbolo no sentido de estancar ainda mais a saída da vazão, fazendo com que as características construtivas deste modelo de válvulas sejam consideradas hermeticamente estanques (MANNESMANN REXROTH, 1991). Esta característica de vedação positiva contra vazamentos internos, a qualquer diferença de pressão está também presente nos elementos na forma de êmbolo cônico,

ênfoque deste estudo. Para ângulos grandes do cone (acima de 60°), o ganho de área é elevado, ou seja, pequenos deslocamentos do êmbolo produzem grandes variações da área do orifício. Para ângulos dos cones menores, tipicamente abaixo de 50° , este tipo de elemento é largamente empregado em válvulas de controle de pressão, pois possibilita a obtenção de comportamento relativamente estável com ganho aceitável para uma ampla faixa de controle. Já para ângulos bem menores, abaixo de 20° , o êmbolo cônico possui ganho de área pequeno, o que é interessante para ajustes precisos de vazão em sistemas de pressão constante (von LINSINGEN, 2001).

As válvulas direcionais de assento distinguem-se de outros modelos de válvulas direcionais pelas seguintes características:

- a) são isentas de vazamento;
- b) Possuem alta durabilidade, pois não há vazamentos para a linha de drenagem e folgas por onde possam entrar partículas, ou seja, estas válvulas são relativamente imunes à contaminação do fluido;
- c) Possuem a função de bloqueio, não precisando de elementos adicionais;
- d) Podem ser empregadas para altas pressões, já que não há engripamento hidráulico (deformação em função da pressão) e problemas com vazamento;
- e) Possuem dificuldade de perfeito balanceamento frente à diferença de pressão estática ao longo do êmbolo.

Segundo DIANRONG e YIQUN (2001), os maiores problemas referenciados para as válvulas tipo assento são que elas são responsáveis por uma grande dissipação de energia do sistema em seus canais internos, são grandes produtoras de ruído, além de apresentarem baixa eficiência. Segundo BLACKBURN *et al* (1960), as maiores limitações das válvulas de assento são evidenciadas principalmente em aplicações de controle (servoválvulas e válvulas proporcionais), através da acentuada não linearidade verificada nas curvas de vazão *versus* deslocamento para aberturas muito pequenas e da ocorrência de pequenos atrasos, os quais podem se tornar um impedimento em aplicações onde se requer alta velocidade de resposta. Este atraso é proveniente de um tipo particular de aderência (*stiction*), que ocorre durante paradas de operação entre o êmbolo e o assento, requerendo uma força adicional para o acionamento do componente.

As válvulas direcionais de assento são operadas direta ou indiretamente (pré-operadas). A forma de operação irá depender em primeiro lugar, da intensidade da força

exigida pelo método de acionamento e, conseqüentemente, do tamanho nominal da válvula. A Figura 7 apresenta um exemplo de aplicação da válvula direcional.

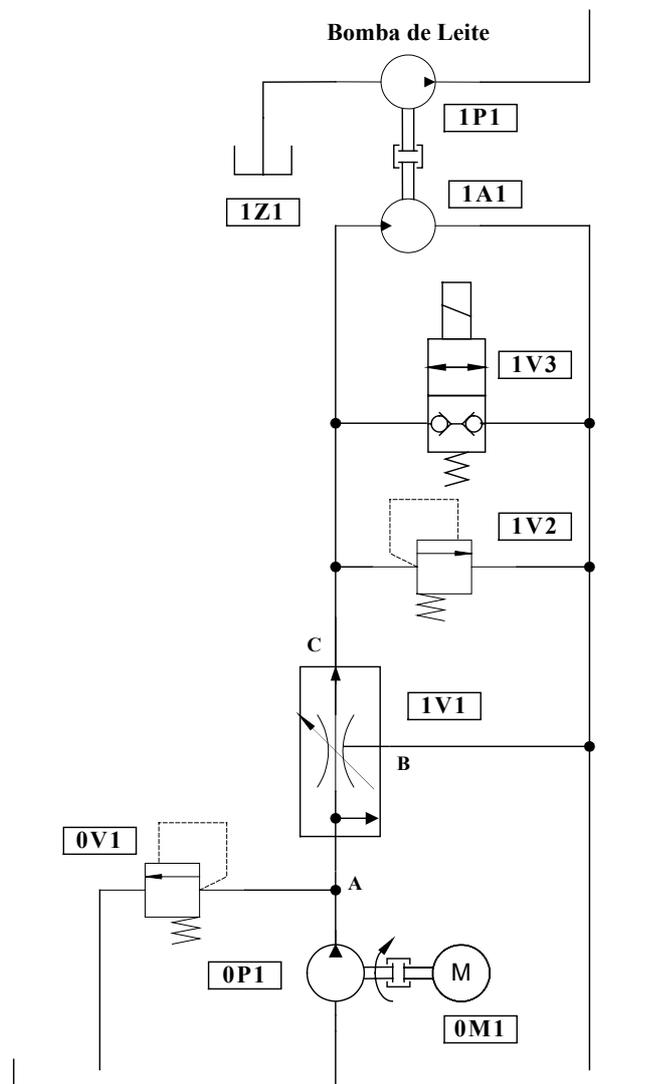


Figura 7 – Exemplo típico de aplicação da válvula direcional

Neste exemplo a válvula direcional **1V3** permite ou não o acionamento do motor hidráulico **1A1**, o qual está acoplado a uma bomba de leite **1P1**. Quando a válvula **1V3** está em posição normal, isto é, fechada, a bomba de leite permanece em operação. Na situação oposta, o solenóide da válvula **1V3** é energizado e o óleo é desviado para a linha de retorno, não ocorrendo o acionamento do motor **1A1**. Conseqüente

mente a bomba de leite também permanece desativada. As válvulas **0V1** e **1V2** são válvulas de segurança e a válvula **1V1** é uma válvula de controle de vazão de três vias cuja função é fornecer vazão constante para o motor **1A1**. A Tabela 1 lista a identificação dos componentes do circuito.

Tabela 1 – Componentes do circuito hidráulico

| CÓDIGO DE IDENTIFICAÇÃO DOS COMPONENTES | | |
|--|-----------------|-------------------|
| Descrição | Circuito | Componente |
| Motor elétrico | 0 | M1 |
| Bomba hidráulica | 0 | P1 |
| Válvula limitadora de pressão | 0 | V1 |
| Válvula de controle de vazão | 1 | V1 |
| Válvula limitadora de pressão | 1 | V2 |
| Válvula direcional de assento | 1 | V3 |
| Motor hidráulico | 1 | A1 |
| Bomba de leite | 1 | P1 |
| Reservatório de leite | 1 | Z1 |

2.3 – Válvula de controle de vazão

A função principal das válvulas de controle vazão é manter a vazão constante na saída da válvula dentro de uma tolerância predefinida. Portanto, estas válvulas são usadas no controle da velocidade dos atuadores hidráulicos, controle este realizado através da restrição na seção de passagem do fluido, denominada de gicleur. Existem dois tipos básicos de válvulas de controle de vazão: válvulas com compensação de pressão e sem compensação de pressão. Ambos os modelos podem ter o diâmetro do gicleur fixo ou variável, o qual tem a função de provocar uma queda de pressão na válvula visando limitar a vazão e, deste modo, controlar a velocidade de avanço ou retorno de um atuador, como por exemplo, um cilindro hidráulico. A Figura 8 mostra o exemplo de um orifício de diâmetro fixo usado nestas válvulas, e a Figura 9 mostra uma válvula de controle de vazão de três vias com compensação de pressão.

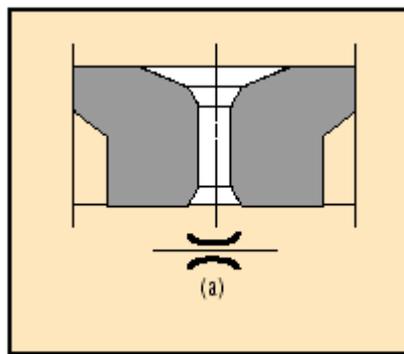


Figura 8 – Orifício de diâmetro fixo

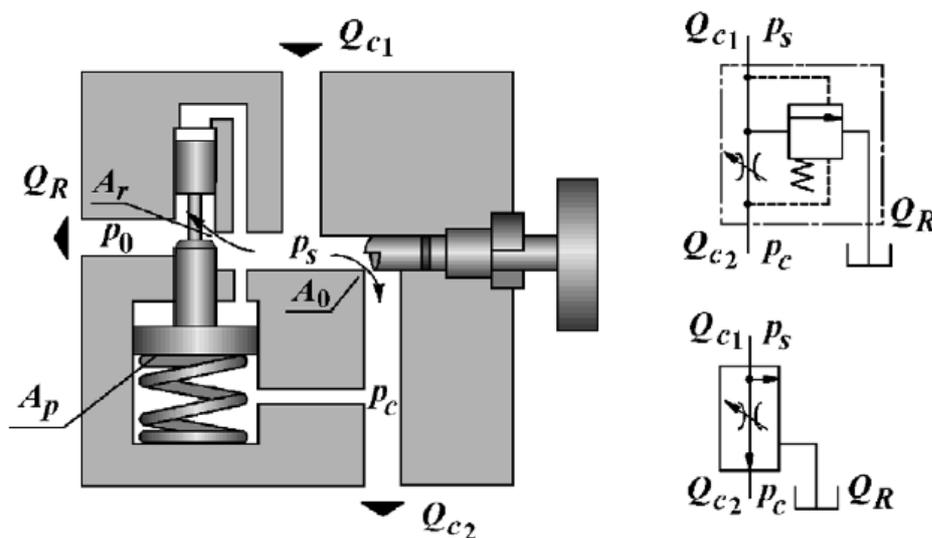


Figura 9 – Válvula de controle de vazão de três vias (von LINSINGEN, 2001)

A área do orifício de controle da válvula de controle de vazão sem compensação de pressão pode somente ser ajustada para controlar uma vazão específica sob determinados valores de pressão de entrada e saída. Caso a diferença de pressão aumente, a vazão aumentará também. As válvulas sem compensação de pressão são chamadas de válvulas redutoras e são instaladas nos casos em que não for exigido um controle rigoroso na velocidade dos atuadores, ou seja, quando a carga de trabalho for praticamente constante ou quando uma alteração na velocidade do atuador com carga variável não exercer influência prejudicial na operação.

As válvulas de controle de vazão com compensação de pressão têm como função manter constante a vazão regulada independente das oscilações de pressão, sob certa faixa de trabalho, a qual estipula uma pressão de operação mínima na entrada do componente. Para manter uma queda de pressão constante na válvula, convencionalmente, usa-se o balanceamento de pressões. O princípio de compensação de pressão da válvula em estudo é o seguinte: mantém-se um diferencial de pressão constante através do gicleur, regulando-se a pressão na entrada da válvula, de modo a manter constante a queda de pressão através dele. O êmbolo de abertura da válvula somente altera sua posição quando a diferença de pressão entre a entrada e a saída da válvula supera a força contrária correspondente à força da mola. Neste instante, ocorrerá o deslocamento do êmbolo, o qual promoverá a abertura no canal secundário, fazendo com que o excedente de vazão seja descarregado para uma linha alternativa de escoamento de forma a manter a diferença de pressão regulada à montante e à jusante do gicleur. O compensador de pressão funciona, neste caso, como uma válvula de alívio, cujo objetivo é o de manter a queda de pressão constante na redutora de vazão. Se não há solicitação em vazão pelo sistema, isto é, se a saída da válvula está bloqueada, as pressões se igualam e a mola mantém o compensador fechado, não ocorrendo desvio de vazão ao reservatório pela válvula. Em decorrência, esta válvula não pode substituir uma válvula de alívio ou outro sistema de controle de pressão da unidade de conversão primária. O modelo do protótipo da válvula de controle de vazão de três vias com compensação de pressão é mostrado na Figura 10.

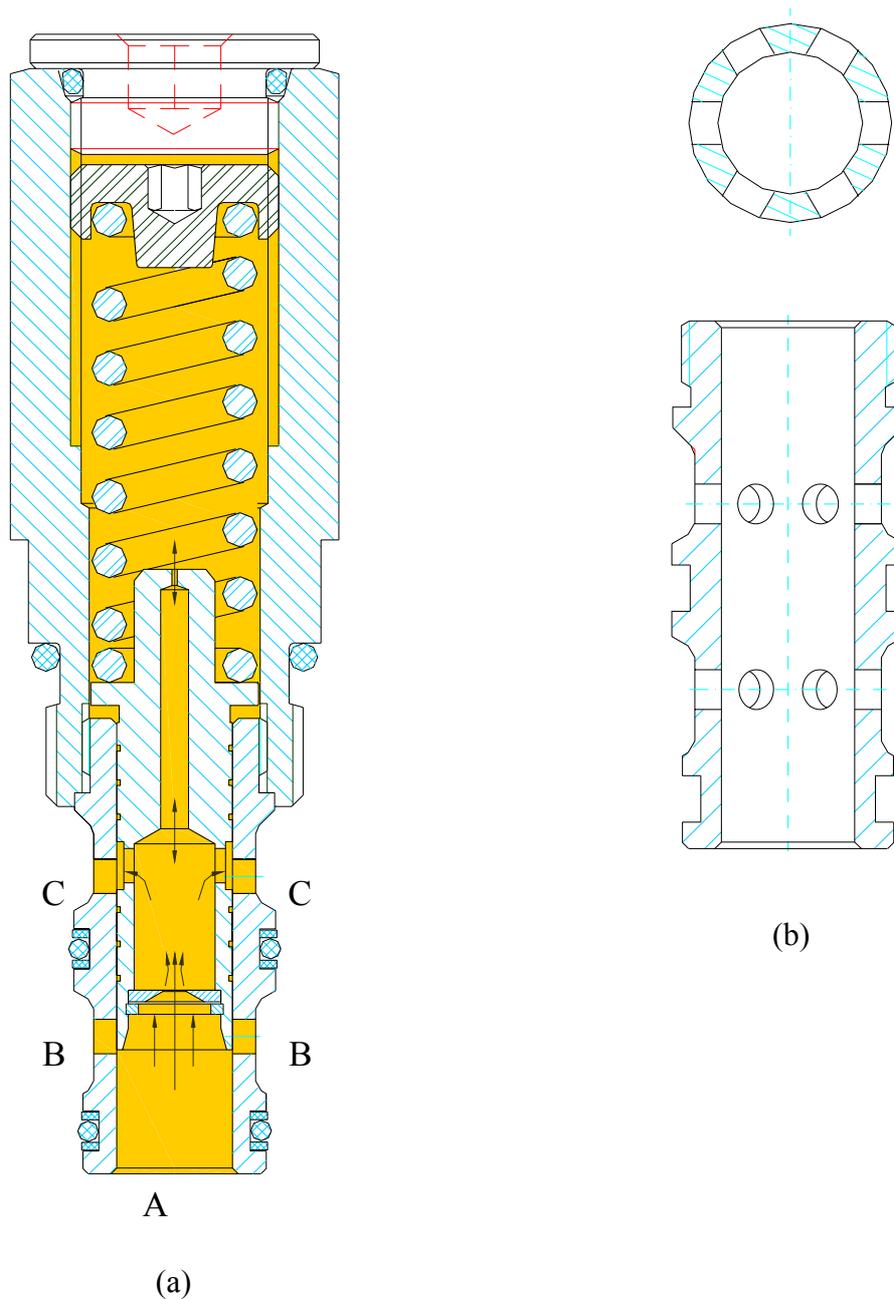


Figura 10 – Válvula de controle de vazão tipo cartucho (a) e bucha externa (b).

O modo de operação será enfatizado para melhor entendimento da válvula: o fluido hidráulico entra através do canal A da válvula e dirige-se para o canal prioritário C, que permanece normalmente aberto. À medida que a pressão na entrada aumenta (ou a pressão na saída diminui), aumenta também a diferença de pressão Δp no gicleur. Observa-se que devido ao gicleur a pressão em C é sempre inferior que à pressão de entrada A, ou seja $p_a \geq p_c$. À medida que a vazão aumenta, aumenta também a queda da pressão. Quando a força devida a p_a supera a força da mola ocorre a elevação do êmbolo e a conseqüente abertura do canal secundário B. A abertura do canal B faz com que a pressão na entrada decresça em virtude do

aumento na área de escoamento. Para as situações em que a pressão na saída tende a aumentar, verifica-se a condição inversa em relação à presente.

Uma vez que o excesso de vazão é dirigido para o reservatório ou para outras linhas receptoras através de uma linha adicional, as válvulas de controle de vazão de três vias somente podem ser instaladas na entrada ou no acesso a um consumidor. Para que a pressão máxima seja assegurada, uma válvula limitadora de pressão precisa ser instalada no circuito hidráulico. A pressão de trabalho na saída da bomba hidráulica só é maior do que pressão do canal consumidor por causa da queda de pressão no gicleur, enquanto que para as válvulas com apenas duas vias, a bomba hidráulica sempre precisa operar sob pressão ajustada na válvula limitadora de pressão. A válvula de controle de vazão de três vias produz, portanto, menor perda de potência ao mesmo tempo em que proporciona o rendimento mais favorável do equipamento e uma geração mínima de calor, desde que o excedente de vazão dirija-se para o reservatório (MANNESMANN REXROTH, 1991).

Outra variável a ser considerada é a mudança na temperatura do sistema hidráulico, a qual exerce influência direta sobre a viscosidade do fluido, fazendo com que a vazão que passa através do gicleur se altere. A utilização de orifícios com canto vivo (*sharp edge*) é uma solução usualmente aplicada pelos fabricantes e que tem demonstrado ser eficiente quanto a variações na viscosidade do fluido para certas faixas de operação, desde que mantida determinada relação entre o comprimento L do orifício e seu diâmetro D_h . Recomenda-se geralmente que esta relação seja inferior a um, isto é, $L/D_h < 1$ (Figura 11).

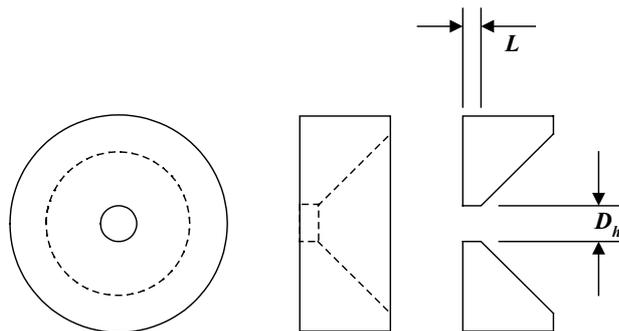


Figura 11 – Orifício com canto vivo (RACINE HIDRÁULICA, 1994)

Um exemplo de aplicação para as válvulas com compensação é apresentado na Figura 12.

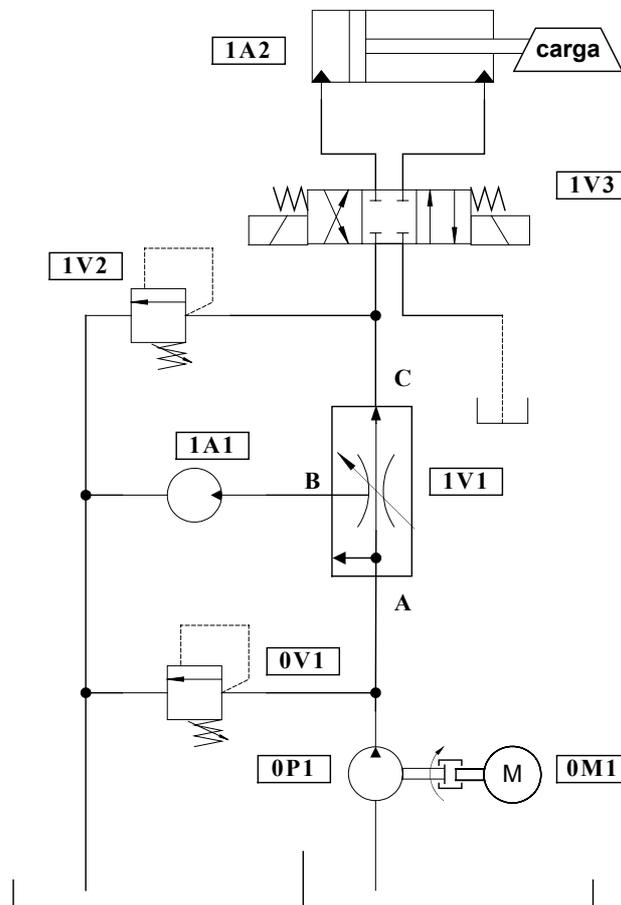


Figura 12 – Exemplo de aplicação da válvula de controle de vazão de três vias

A variação na carga sendo transportada causa oscilação na pressão de trabalho do atuador 1A2. A válvula de controle de vazão 1V1, neste caso com três vias e compensação de pressão, tem a função de manter a velocidade do atuador constante ao longo da trajetória, independentemente da variação da carga. Quando perturbações externas provocam alteração na carga transportada, a válvula efetua a compensação desviando o excedente de vazão pelo canal B e deste para o reservatório. A Tabela 2 lista a identificação dos componentes do circuito deste exemplo.

Tabela 2 – Componentes do circuito hidráulico

| CÓDIGO DE IDENTIFICAÇÃO DOS COMPONENTES | | |
|--|-----------------|-------------------|
| Descrição | Circuito | Componente |
| Motor elétrico | 0 | M1 |
| Bomba hidráulica | 0 | P1 |
| Válvula limitadora de pressão | 0 | V1 |
| Válvula de controle de vazão | 1 | V1 |
| Válvula limitadora de pressão | 1 | V2 |
| Válvula direcional | 1 | V3 |
| Atuador diferencial de pressão de duplo efeito | 1 | A1 |

3 – FENÔMENOS COMUNS EM COMPONENTES HIDRÁULICOS

Neste capítulo são abordados alguns importantes fenômenos considerados no desenvolvimento de projetos e que influem significativamente no comportamento e desempenho dos componentes hidráulicos. Nesta ordem, são então apresentados: força de escoamento, cavitação, perda de carga, atrito e compressibilidade do fluido.

3.1 – Força de escoamento

A força de escoamento denota a força atuante sobre as peças em contato com o fluido durante o escoamento. A força de escoamento em regime permanente é resultado da variação na quantidade de movimento do fluido ($m \cdot \vec{v}$) durante a passagem através de um volume de controle. A força de escoamento transiente é produzida pela aceleração ou desaceleração da massa do fluido dentro deste volume de controle.

Por sua vez, a força de escoamento é decomposta de acordo com a direção de atuação: força lateral e força axial. No caso de válvulas, a força lateral provoca o contato entre o êmbolo móvel e a bucha (camisa externa), provocando um aumento no atrito entre os elementos internos. Se a força lateral torna-se muito intensa, pode haver o fenômeno conhecido como travamento hidráulico (*hydraulic lock*). A força axial em regime permanente atua como uma mola adicional e em regime transiente produz um efeito de amortecimento influenciando, assim, a estabilidade das válvulas. Além disso, diversas publicações têm mostrado que tais forças reduzem o ganho e a estabilidade do sistema hidráulico.

Segundo LATOUR (1995) as forças de escoamento constituem o principal fator de interferência no desempenho das válvulas hidráulicas, tanto em regime permanente quanto transiente. As forças de escoamento podem ser consideravelmente maiores que as forças de atrito e as forças inerciais. Conseqüentemente, estas forças podem determinar o projeto construtivo da válvula (BLACKBURN *et al*, 1960).

A determinação da força de escoamento é função da geometria do orifício de controle, da distribuição da pressão e do deslocamento do êmbolo. No intuito de simplificar a análise dos seus efeitos, GEIBLER (1998) propôs em seu artigo determinar experimentalmente um coeficiente que pudesse incorporar os parâmetros de maior influência no cálculo da força de escoamento. Conforme é apresentado no capítulo 4, a força de escoamento em regime permanente F_{escp} para uma superfície de controle pode ser expressa como:

$$F_{esc\ p} = \frac{\rho \cdot q_v^2 \cdot \cos \varphi}{A_o \cdot C_d} \quad 3.1$$

Assim,

$$F_{esc\ p} = \frac{\rho \cdot q_v^2 \cdot K_{esc}}{A_o} \quad 3.2$$

onde:

$$K_{esc} = \frac{\cos \varphi}{C_d} \quad 3.3$$

K_{esc} = coeficiente da força de escoamento

A_o = área de escoamento na superfície de controle [m²]

q_v = vazão volumétrica [m³/ s]

ρ = massa específica [kg/ m³]

C_d = coeficiente de descarga

φ = ângulo do jato do fluido;

As principais vantagens do uso do coeficiente da força de escoamento no projeto de componentes são (GEIBLER, 1998):

- O coeficiente de escoamento K_{esc} pode ser encontrado para orifícios de qualquer geometria;
- Permite realizar comparações quando a válvula for exposta à diferentes circunstâncias. Deste modo, pode-se alterar apenas um parâmetro interno do componente, com o objetivo de comparar os resultados;
- Possui valor constante para certas faixas do número de Reynolds;
- É determinado por valores únicos, estimados para uma faixa de operação;

A força de escoamento também é influenciada por alterações geométricas na aresta (canto vivo) do elemento responsável pela abertura da válvula, como por exemplo o desgaste na quina do êmbolo. LATOUR (1995) realiza um experimento submetendo uma válvula direcional a alterações de ordem microscópica na geometria do pistão de abertura. Para tanto, a aresta do pistão teve três tipos de configurações: canto vivo, canto arredondado com três raios diferentes (μm) e canto chanfrado também com três medidas diferentes dos chanfros

(μm). Os resultados mostraram que quanto maior é o raio de arredondamento ou maior a dimensão do chanfro, a força de escoamento tende a aumentar significativamente. A Figura 13 ilustra o pistão com raio de arredondamento R na quina de contato com o assento.

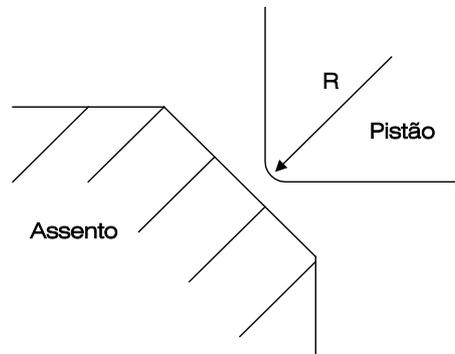


Figura 13 – Geometria arredondada do pistão de abertura da válvula.

Portanto, é necessário selecionar materiais com maior resistência ao desgaste, especialmente nas bordas, e decidir qual o melhor tratamento ou revestimento superficial a ser aplicado nas zonas críticas, evitando assim o arredondamento das bordas em função das condições de operação.

Em válvulas de assento, a dimensão e a forma da câmara à jusante do orifício de passagem do fluido, como também a geometria do assento, exercem grande influência na força de escoamento. Por exemplo, se a câmara for bastante pequena, apenas um vórtex estreito pode formar-se em volta do assento reduzindo a pressão estática e conseqüentemente reduzindo o efeito da força de escoamento (McCLOY e MARTIN, 1973). O comprimento da câmara pela qual o fluido deve passar também exerce grande influência na eficiência da compensação, uma vez que afeta a perda de energia do fluido em razão do efeito da viscosidade, acrescido do efeito da aderência do jato do fluido na parede do corpo da válvula ou do êmbolo (BAUDRY e MARE, 2000).

Em seu artigo, LATOUR (1995) trata da compensação das forças de escoamento em uma válvula-cartucho de assento de 2 vias. Os resultados são obtidos através da simulação computacional e da visualização do escoamento mediante um aparato preparado para tal finalidade. A Figura 14 ilustra o modelo de compensação utilizado.

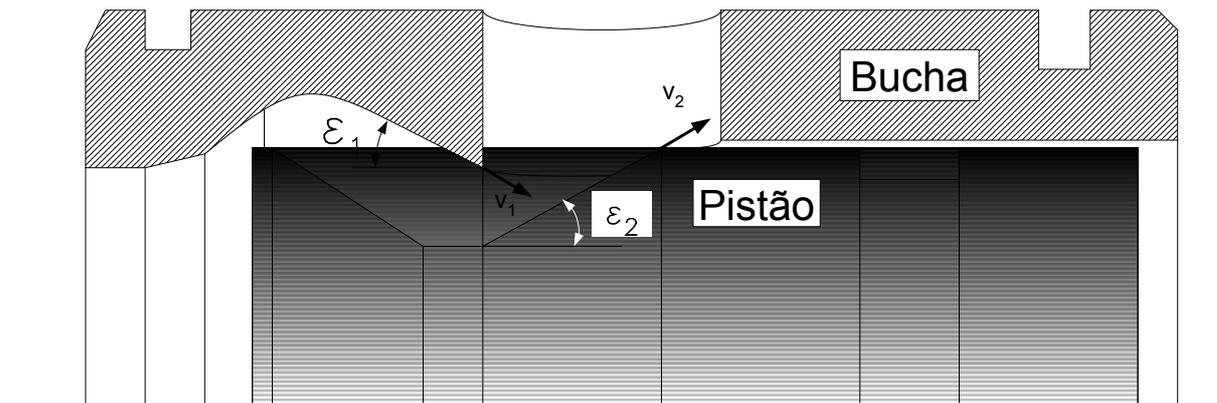


Figura 14 –Compensação da força de escoamento (LATOUR, 1995).

No intuito de evitar que a camada do fluido se separe prematuramente da parede do corpo da válvula (buchas), o contorno interno da bucha é reprojeto de forma a suavizar a passagem do fluido sem alterações bruscas na sua rota. Descontinuidades nesta região devem, portanto, ser evitadas. Em síntese, o ângulo de incidência ε_1 sobre o êmbolo não pode ser demasiadamente inclinado, situando-se em torno de 30° . O ângulo ε_2 , definido como ângulo de reflexão, tem a função de alterar a quantidade de movimento na saída da válvula para produzir uma força que agirá no sentido contrário à força de fechamento na entrada da válvula, promovendo a compensação.

Os métodos de compensação da força de escoamento, de acordo com MERRIT (1967), aumentam razoavelmente os custos de manufatura e não são suficientemente eficazes ou ainda, resultam em não linearidades entre as forças de escoamento e o curso de abertura do êmbolo, características estas, indesejáveis. Conforme BAUDRY e MARE (2000), a análise teórica da conservação da quantidade de movimento fornece resultados pobres para o projeto de compensação das forças de escoamento. Conseqüentemente, a necessidade de testes experimentais é essencial para comprovação dos métodos de compensação, quando executados.

3.2 – Perda de carga

Todos os escoamentos reais internos são acompanhados de dissipação de energia. Esta característica, que é função da forma geométrica dos componentes, do tipo de fluido e forma de escoamento, pode ser usada adequadamente para as funções de controle e/ ou limitação de energia nos sistemas hidráulicos.

De modo geral, as forças que afetam o escoamento são decorrentes das forças de corpo, como a de gravidade, das forças de inércia do fluido, das forças de atrito interno e das

forças devidas à tensão superficial, de campos elétricos e magnéticos. Para a maioria das situações, contudo, apenas as forças devidas à inércia e à viscosidade são significativas, com predominância de uma ou de outra, dependendo das características de escoamento em uma condição particular (von LINSINGEN, 2001).

A perda de carga tem sido representada através de um coeficiente de resistência ζ ou através do coeficiente de descarga C_d . O coeficiente de descarga, inserido na equação da vazão, tem sido usado freqüentemente para determinar a vazão volumétrica através do componente. Em sistemas hidráulicos, os escoamentos situam-se normalmente nas faixas laminar e de transição, com predominância de R_e abaixo de 2300 e com limite máximo em torno de 5000. Nestas condições, o coeficiente de perda pode ser substancialmente dependente do número de Reynolds R_e . Contudo, de acordo MERRIT (1967), o termo turbulência não têm exatamente o mesmo significado para tubos e orifícios. O número de Reynolds de transição R_t de escoamento laminar para turbulento costuma ser indicado na faixa de $2300 < R_e < 4000$ para escoamento em tubos (perdas contínuas). Porém, a determinação do regime de escoamento para orifícios e outras perdas localizadas é mais particularizada dependendo de testes experimentais para cada orifício. Nos casos em que $R_e > R_t$, o escoamento será considerado turbulento. Na condição oposta, isto é, $R_e < R_t$ o escoamento será tratado como laminar.

Diversas publicações técnicas fornecem informações sobre o coeficiente de resistência para uma grande variedade de acessórios, normalmente para a faixa de escoamento plenamente turbulento, ou seja, com números de Reynolds superiores a 10^4 . Infelizmente, o mesmo não ocorre para a faixa de R_e usual nos sistemas hidráulicos. Para algumas geometrias, pode-se utilizar, com reservas, os dados existentes para $R_e < 10^4$, embora com número de Reynolds muito baixos, os coeficientes de perda poderão ser substancialmente diferentes (von LINSINGEN, 2001). Segundo VIALI e ZHANG (2000), os valores do coeficiente de descarga, considerando-se circuitos fechados, oscilam dentro de uma faixa limitada baseada no número de Reynolds e na queda de pressão através do orifício de controle. Portanto, desde que determinada essa faixa, o coeficiente de descarga pode ser tratado como constante. Os gráficos apresentados a seguir mostram a variação do coeficiente de descarga em função da abertura e da queda de pressão em uma válvula direcional de carretel.

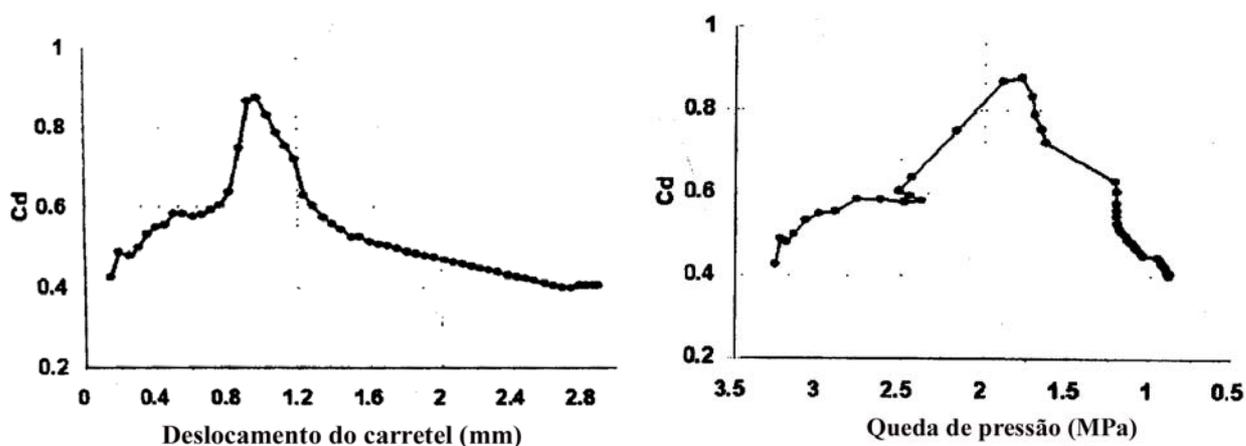


Figura 15 – Comportamento do Coeficiente de descarga (VIALI e ZHANG, 2000)

Em relação à prevenção da perda de carga gerada em outras passagens da válvula, os canais internos devem ser projetados visando oferecer a menor restrição possível ao escoamento. Caso estas passagens sejam muito estreitas em comparação com a vazão permitida, ocorrerá conseqüentemente uma queda excessiva de pressão e a energia potencial estará indevidamente limitada pela restrição, gerando o fenômeno de saturação na válvula. De acordo com BLACKBURN *et al* (1960), um princípio geral de projeto é fixar a área mínima das passagens internas da válvula em pelo menos quatro vezes a área dos orifícios de controle. Porém, esta especificação quase sempre é difícil de alcançar, principalmente pelas limitações de tamanho das válvulas hidráulicas e dos espaços localizados entre a haste do êmbolo e a carcaça da válvula.

A exemplo da compensação das forças de escoamento, a dissipação de energia nas passagens do fluido depende igualmente da geometria interna das válvulas. Para tanto, a separação entre o escoamento e a parede de contato, após discontinuidades, cantos vivos ou alterações bruscas na direção do fluido induz a criação de zonas de turbulência e recirculação do fluido gerando perda de carga localizada, a qual será convertida em ruído, calor e queda na pressão. Com isto, parece provável que a supressão dos vórtices usando curvas côncavas com um raio tal que impeça a separação do fluido com a parede de contato, deve amenizar o efeito da dissipação de energia local. MIN *et al* (2001), após comparar vários resultados de modelos de válvulas tipo carretel, concluiu que modificações nas áreas de entrada e saída das válvulas são mais eficazes para reduzir a perda de pressão, em vista de que nestas áreas estão localizadas as regiões de maior turbulência.

3.3 – Cavitação

3.3.1 – Introdução

Em sistemas hidráulicos, a cavitação é referida à formação e colapso de cavidades no fluido, provocadas pela mudança de fases líquido/vapor/líquido. A cavitação afeta os componentes e os sistemas hidráulicos de potência de várias maneiras. Por exemplo, a eficiência de um sistema é reduzida devido à cavitação e vibrações, como também o nível de ruído do sistema é elevado. Um dos maiores problemas provenientes da cavitação é a erosão, a qual sempre é prejudicial e causa contaminação do fluido, vazamentos e emperramentos, acarretando uma operação deficiente do sistema. A existência da cavitação é dificilmente detectada em razão da mesma ocorrer tipicamente em locais de difícil acesso a instrumentos de medição.

A geração da cavitação é função das propriedades do fluido, das pressões à montante e à jusante e da geometria da válvula. Segundo HERON *et al* (1986) a cavitação é muito pouco afetada por outros fatores do circuito. Nem mesmo o projeto do circuito influi profundamente na transmissão do ruído gerado pela cavitação.

Os efeitos da cavitação são:

- Desgaste das partes em contato com o fluido nas zonas de cavitação;
- Fluido gasoso não dissolvido no sistema;
- Ruído de alta frequência, devido à ocorrência da implosão da bolhas contra os campos de alta pressão;
- Aumento excessivo da temperatura local.

3.3.2 – O fenômeno da cavitação

Cavitação é o termo usado para descrever o processo que inclui formação de núcleo, crescimento e implosão de cavidades de vapor ou gás, ou seja, a formação e colapso de cavidades no fluido. Estas cavidades são formadas no interior de um líquido quando a pressão estática deste líquido é reduzida abaixo da sua pressão de vapor, em temperatura corrente.

Quando a pressão local de um líquido é reduzida suficientemente, o ar dissolvido no óleo começa a sair da solução. Ao reduzir-se ainda mais a pressão local, a pressão de evaporação do líquido é alcançada. Neste ponto, o líquido começa a evaporar e as cavidades passam a ser preenchidas com vapor. Neste processo, as cavidades formadas então são

sujeitas à elevação na pressão e o crescimento das cavidades que estavam sendo preenchidas com vapor cessa. A pressão continua a elevar-se e conseqüentemente as cavidades começam a diminuir. As cavidades desaparecem devido à dissolução do ar e à condensação do vapor. Quando as cavidades são preenchidas, principalmente com vapor e sujeitas a aumentos bruscos de pressão, elas implodem violentamente gerando a ocorrência de altos picos de pressão localizados. Um esquema do exposto é ilustrado na Figura 16.

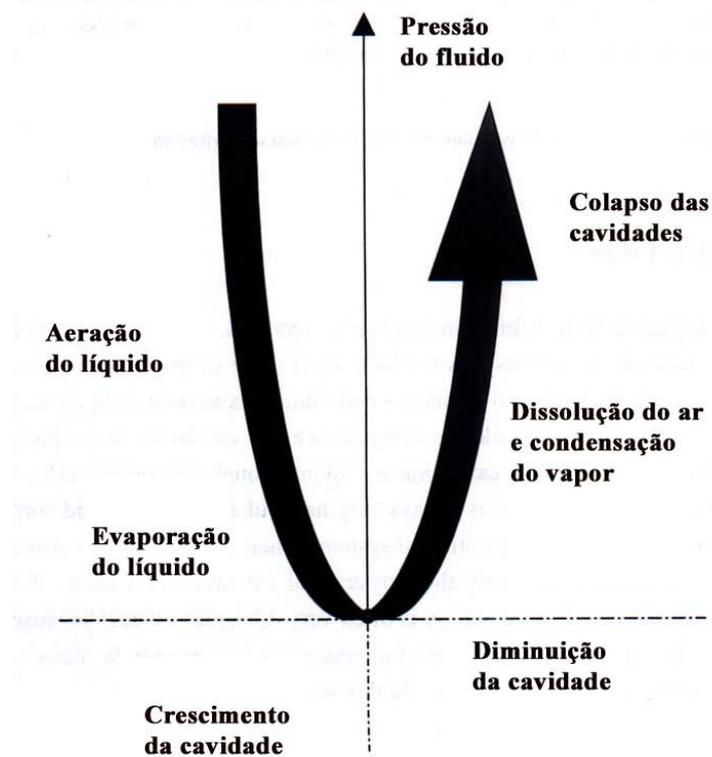


Figura 16 – Processo da cavitação (KOIVULA, 2000)

3.3.3 – Cavitação em orifícios e válvulas

A vazão através de um orifício é afetada por uma série de fatores sendo o de maior destaque a diferença de pressão através do orifício. Porém, a geometria do orifício exerce uma significativa influência nas características da vazão onde o diâmetro, o comprimento e o formato da quina de entrada do orifício são determinantes no caminho traçado pelo fluido. O comportamento do óleo no escoamento é dependente de suas propriedades, incluindo viscosidade, densidade e a inclusão de aditivos.

Quando a queda de pressão através de um orifício acentua-se suficientemente, o processo de cavitação ocorre na saída do orifício. A cavitação inicia no momento em que o fluido separa-se da superfície de contato ao passar pelo orifício, sendo este geralmente de

canto vivo, formando a vena contracta. Neste estágio, a região de vapor é formada na parte posterior ao orifício. Se a pressão localizada à jusante do orifício reduzir a determinados valores, a cavitação intensifica-se e a região de vapor é estendida além do orifício de saída (KOIVULA, 2000). A distribuição de pressão para o escoamento em regime permanente é apresentada na Figura 17.

Através da Figura 17 é possível observar como a pressão altera-se na vena contracta quando a pressão à jusante, denominada de p_d , é variada. Devido ao incremento na velocidade do fluido na região da vena contracta, a pressão dinâmica é aumentada e a pressão estática é diminuída. Quando a pressão estática é decrescida até a pressão de evaporação do líquido, a cavitação começa a ocorrer. As cavidades formadas entram em colapso quando em contato com a zona de alta pressão. As linhas sólidas indicam a vazão escoando livre de cavitação e as linhas tracejadas indicam a presença da cavitação.

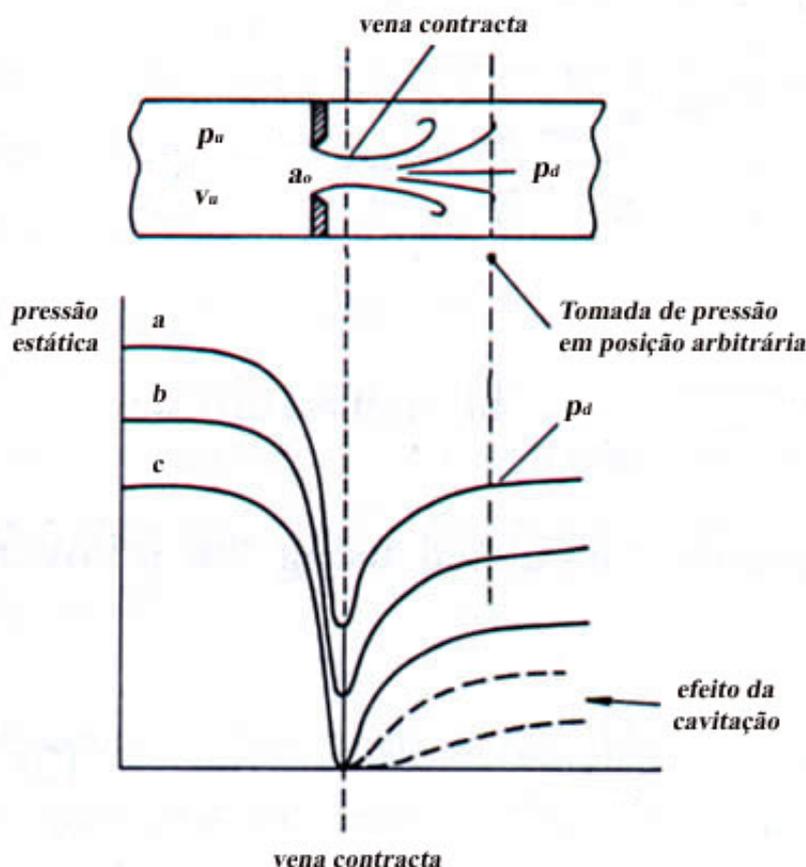


Figura 17 – Distribuição de pressão no escoamento em regime permanente (McCLOY e MARTIN, 1973).

A taxa de restauração da pressão após a vena contracta depende do número de Reynolds, da geometria do orifício e do tamanho da câmara à jusante do orifício. Na válvula

de assento, tipicamente a recuperação da pressão é muito pequena, porque a câmara na saída do orifício é grande, fazendo com que muitas vezes a pressão à jusante p_d seja aproximadamente igual à pressão na vena contracta p_{vc} (McCLOY e MARTIN, 1973).

Outro fenômeno muito conhecido, denominado *saturação*, acontece nos casos em que a cavitação torna-se suficientemente intensa, impedindo o aumento de vazão, mesmo quando ocorre um decréscimo de pressão após o orifício de controle. O fenômeno da saturação está ilustrado Figura 18 onde o nível de cavitação pode ser estimado com o auxílio do parâmetro adimensional tipicamente referido como o número de cavitação K_{cav} :

$$K_{cav} = \frac{2 \cdot (p_d - p_v)}{\rho \cdot v^2} \tag{3.4}$$

onde:

p_d = pressão à jusante do orifício de controle [Pa]

p_v = pressão de evaporação do fluido [Pa]

v = velocidade de escoamento do fluido [m/ s]

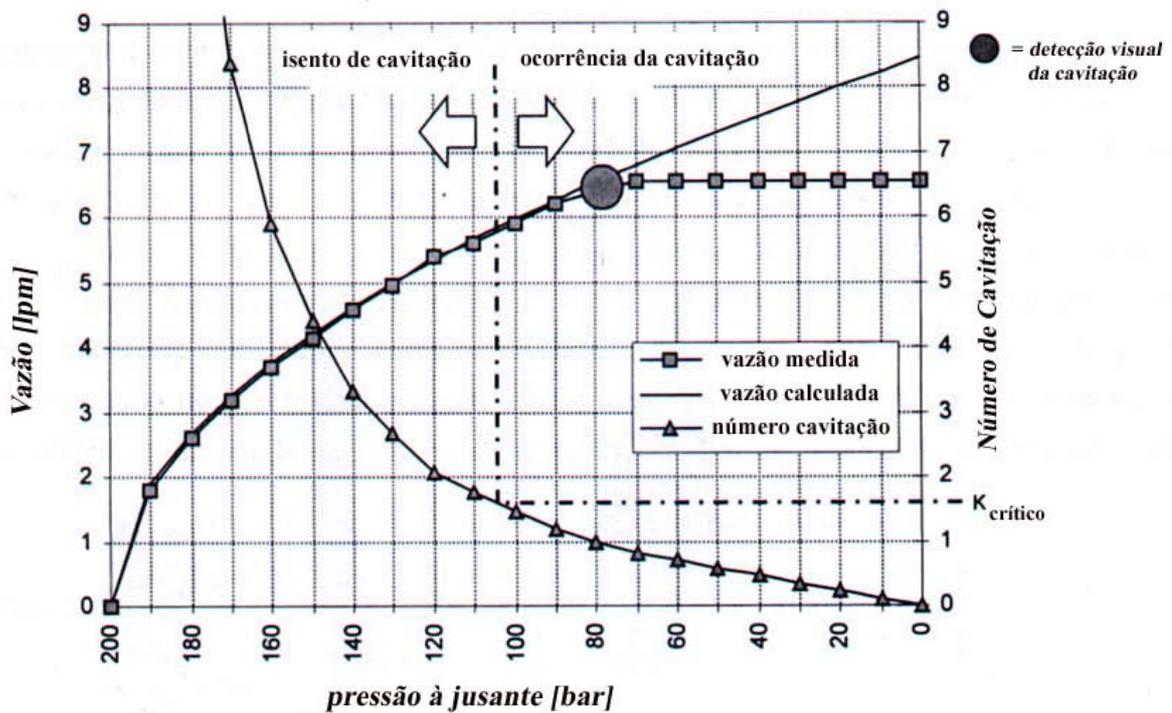


Figura 18 – Efeito potencial da cavitação em relação à resistência ao escoamento (RIEDEL, H.-P. citado por GEIBLER, 2000)

No instante em que a cavitação começa a ocorrer, o número de cavitação é chamado de número de cavitação crítico ou incipiente, o qual pode ser obtido mediante observação

visual. Usualmente, o número de cavitação crítico para orifícios situa-se entre 0,2 e 1,5 (LAMB, 1987 citado por KOIVULA, 2000).

Para orifícios com a forma de tubos curtos, é dada uma relação linear proveniente da razão entre o comprimento L do tubo pelo seu diâmetro hidráulico D_h . A expressão que representa esta relação será (DUGGINS, 1988):

$$\frac{p_{kd}}{p_u} = 0,45 - 0,0060 \cdot \frac{L}{D_h} \quad (3.5)$$

onde p_{kd} é definido como um valor crítico de p_d associado com as condições de início da cavitação.

p_u = pressão à montante do orifício de controle [Pa]

Esta relação também pode ser fornecida em função do número crítico de Cavitação $K_{cav(critico)}$. Assim

$$K_{cav(critico)} = \frac{0,45 - 0,0060 \cdot L/D_h}{0,55 + 0,0060 \cdot L/D_h} \quad (3.6)$$

As expressões apresentadas permitem aos projetistas evitar a ocorrência de cavitação em tubulações e partes internas de componentes hidráulicos com geometria semelhante a tubos, ou então calcularem um fator de segurança a fim de evitar valores críticos na pressão de saída p_d nos projetos de sistemas hidráulicos. Com base nestas informações, o projeto do sistema pode ser refinado, uma vez que normalmente o mesmo é baseado em recomendações genéricas quanto a valores de velocidade máxima permitidos nas linhas de sucção, de pressão e de retorno.

3.3.4 – Erosão da cavitação

A degradação mecânica de materiais sólidos é definida como erosão da cavitação. Este tipo de erosão acontece quando uma nuvem de cavidades entram em colapso de maneira suficientemente violenta, próximas a uma superfície sólida. Portanto, as cavidades não agem independentemente, mas em conjunto, umas ativando as outras, ampliando o efeito das cavidades adjacentes. O grau da erosão por cavitação é influenciado por vários fatores. A geometria da passagem do fluido, a distribuição da pressão no sistema e as propriedades do óleo, incluindo o nível de contaminação, determinam a intensidade da cavitação. Da mesma maneira, a erosão formada é dependente das características do material, como por exemplo, a

resistência do metal, a dureza, o tamanho do grão, como também, o estado de tensão e a resistência à corrosão (KOIVULA, 2000).

Uma alternativa para amenizar o problema da cavitação é apresentada a seguir. No trabalho de HONG *et al* (2001), foram realizadas simulações numéricas em válvulas de assento operadas através de um pistão cônico com o intuito de comparar a influência da cavitação em diferentes tipos de geometria do elemento de abertura. A Figura 19 esquematiza os dois tipos de pistões usados na comparação.

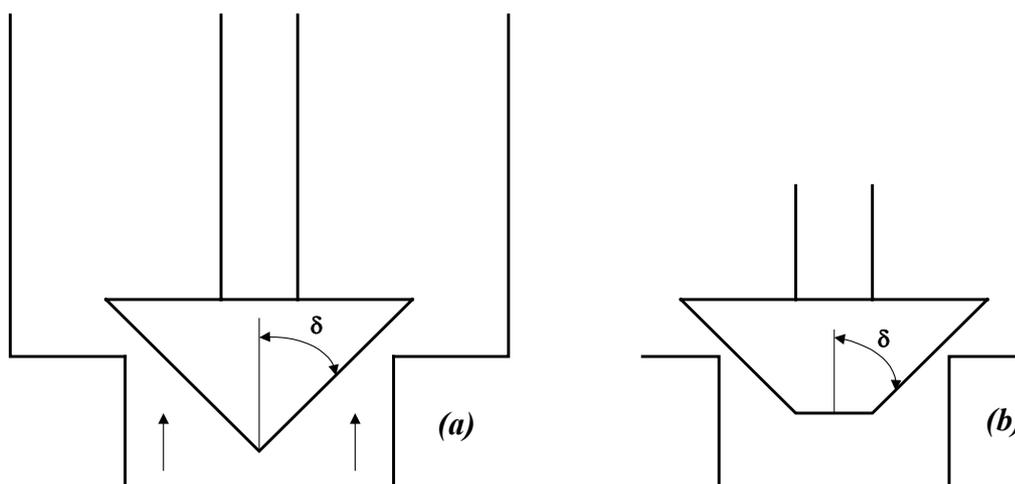


Figura 19 – Formas geométricas para comparação do efeito da cavitação: pistão normal (a), pistão truncado (b).

Neste estudo foi verificado que o pistão truncado (Figura 19b.) é menos sujeito à incidência da cavitação. Sendo assim, segundo conclusões do autor, quanto mais curta a parte cônica do pistão (ou êmbolo), mais efetiva se torna a inibição ao aumento da cavitação. A redução dos efeitos da cavitação atribui-se, neste caso, à menor queda de pressão ao longo do chanfro do pistão truncado, em decorrência da diminuição da superfície de contato entre o fluido e o cone do pistão. Não obstante, o ângulo da parte cônica δ do êmbolo também atuará no sentido de amenizar os efeitos da cavitação. Por exemplo, atribuindo ângulos maiores, neste caso 45° , o fenômeno foi reduzido, quando comparado com o ângulo de inclinação de 30° . Por conseguinte, se o ângulo δ for maior, o ganho de área, o qual é função da abertura da válvula, também será maior e produzirá conseqüentemente menor queda de pressão no orifício de controle. O ganho de área ou ganho geométrico de área K_{GA} pode ser expresso como:

$$K_{GA} = \frac{\partial A_o}{\partial x_v} \quad (3.7)$$

3.4 – Forças de atrito

3.4.1 – Atrito de Coulomb

A força de atrito é definida como a resistência encontrada por um corpo que realiza um movimento relativo sobre outro corpo. Esta definição abrangente considera duas importantes classes de movimento: rolamento e deslizamento. Em ambas as classes, uma força tangencial F_T é necessária para deslocar um corpo sobre outro estacionário. A relação entre esta força de atrito F_T e a carga normal F_N é conhecida como coeficiente de atrito μ_f , ou seja:

$$\mu_f = \frac{F_T}{F_N} \quad (3.8)$$

Um dos modelos adotados para descrever as forças de atrito, é o conhecido modelo de Coulomb. Independente da área de contato, o atrito de Coulomb é uma força constante em relação à variação da velocidade \dot{x}_v , mas sempre com sentido contrário ao sentido da velocidade e proporcional à força normal de contato. A relação matemática para o atrito de Coulomb é dada por:

$$F_f = F_c \cdot \text{sgn}(\dot{x}_v) \quad (3.9)$$

onde

F_f = força de atrito [N]

F_c = é o coeficiente de atrito de Coulomb [N]

\dot{x}_v = velocidade de deslizamento das superfícies [m/s]

O modelo de Coulomb estabelece que a força de atrito considerada no movimento de deslizamento entre superfícies surge a partir de duas fontes:

- a) Da força de adesão desenvolvida entre as áreas reais de contato, oriunda da rugosidade das superfícies;
- b) Da força de deformação necessária para deslizamento entre os corpos sobre as rugosidades da superfície do material mais dúctil.

A intensidade do atrito de Coulomb, conforme BLACKBURN *et al* (1960), dependerá sobretudo das propriedades da camada de moléculas presentes na superfície de contato (do lubrificante e do metal) conhecida como camada limite, do acabamento superficial do metal e da amplitude das forças laterais.

3.4.2 – Atrito estático

A partir do início do deslizamento entre duas superfícies em contato, a adesão entre as rugosidades manifesta dois importantes comportamentos: inicialmente elas deformam-se elasticamente e na seqüência do deslizamento, tanto a camada do filme lubrificante quanto as rugosidades deformam-se plasticamente, provocando um aumento na força resistiva, denominada de atrito estático. Segundo GE *et al* (1999), a força decorrente do atrito estático é usualmente expressa como:

$$F_f = u \quad \text{se} \quad |u| < F_{es} \quad (3.10)$$

$$F_f = F_{es} \cdot \delta(\dot{x}_v) \operatorname{sgn}(u) \quad \text{se} \quad |u| \geq F_{es} \quad (3.11)$$

Onde

u = é o somatório das forças externas [N]

F_{es} = coeficiente de atrito estático [N]

$$\begin{aligned} \delta(\dot{x}_v) &= 1 \quad \text{para} \quad (\dot{x}_v) = 0 \\ \delta(\dot{x}_v) &= 0 \quad \text{para} \quad (\dot{x}_v) \neq 0 \end{aligned}$$

Como pode ser observado através das equações (3.10) e (3.11), o atrito estático não é uma força de atrito, mas, uma força de restrição que ocorre durante o pré-deslizamento. Conforme DAHL (1977) citado por ARMSTRONG *et al* (1994), o comportamento das junções observado em pequenos deslocamentos é semelhante ao de uma mola, onde a rigidez tangencial de contato K_{es} é função da geometria das rugosidades, da elasticidade do material e da força normal aplicada.

Assim, neste regime, a força de atrito F_f será dada por:

$$F_f = K_{es} \cdot x_v \cdot \delta(\dot{x}_v) \quad (3.12)$$

onde x_v se refere ao deslocamento das rugosidades em contato na zona elástica, isto é, antes da deformação plástica começar. Note que o deslizamento iniciará a partir do ponto em que uma certa força crítica for aplicada, provocando a ruptura das deformações geradas nas rugosidades. O termo $\delta(\dot{x}_v)$ é usado para descrever o fato de que o atrito estático ocorrerá somente no estado de repouso. O ponto de ruptura verificado em materiais de engenharia está situado na ordem de 2-5 microns para junções de aço (CHENG e KIKUCHI, 1985 citado por ARMSTRONG *et al*, 1994).

O atrito estático pode provocar atrasos, principalmente nos casos em que se faça presente algum desbalanceamento no êmbolo, cujo efeito será o contato entre as superfícies do êmbolo e da bucha proveniente da força radial do desbalanceamento. A situação se repete para as válvulas de assento que possuem tanto o êmbolo quanto o assento cônicos. Neste caso, quando o fechamento da válvula é completado, efetivar-se-á a vedação de modo a produzir um contato direto, metal com metal, entre ambas as superfícies. A força requerida para abrir a válvula será, como dito anteriormente, à semelhança da força de uma mola com grande rigidez, ocasionando uma diferença bastante significativa entre os tempos de abertura e fechamento (BLACKBURN *et al.*, 1960). Uma solução a ser adotada é a de fabricar a quina do assento (buchas) com canto vivo visando reduzir as áreas efetivas de contato entre as peças e, conseqüentemente, o atrito estático.

3.4.3 – Atrito viscoso

3.4.3.1 – Lubrificação hidrodinâmica

A vantagem na operação dos componentes hidráulicos é a lubrificação das peças móveis com o próprio óleo hidráulico onde o êmbolo pode deslizar axialmente dentro de um cilindro requerendo uma força de deslocamento muito pequena. O óleo introduz entre as superfícies deslizantes uma camada de material com menor tensão de cisalhamento, reduzindo drasticamente o atrito envolvido. A lubrificação do tipo hidrodinâmica caracteriza-se por ter a camada do filme do fluido espessa em comparação com a altura das rugosidades na superfície do metal, sendo que a força de atrito gerada é proporcional à viscosidade do fluido e a velocidade de deslocamento. Para realizar a lubrificação hidrodinâmica, as superfícies opostas devem estar emparelhadas e separadas por uma pequena lacuna, sendo que a área de contato deverá ser relativamente grande em relação a distância entre as superfícies. A pressão que suporta a carga normal F_N resulta das forças viscosas do lubrificante, as quais, por sua vez, provêm do movimento relativo entre as superfícies.

De modo geral, a implementação da lubrificação hidrodinâmica é fácil de realizar, requerendo somente um banho de óleo ou graxa, porém sofre a limitação de que para o filme do fluido ser mantido é necessária uma velocidade de deslocamento mínima. Abaixo desta velocidade, o contato das superfícies sólidas acontecerá. A espessura do filme, a qual determina tanto o atrito como a proteção ao desgaste do material, é função da dureza e da geometria da superfície, da viscosidade dinâmica do lubrificante e da velocidade de deslizamento. O comportamento das forças de atrito e o regime de lubrificação podem ser

visualizados através da Figura 20, a qual mostra a curva de Stribeck, descrevendo a relação entre o coeficiente de atrito e o deslocamento entre duas superfícies em contato, sendo uma delas fixa.

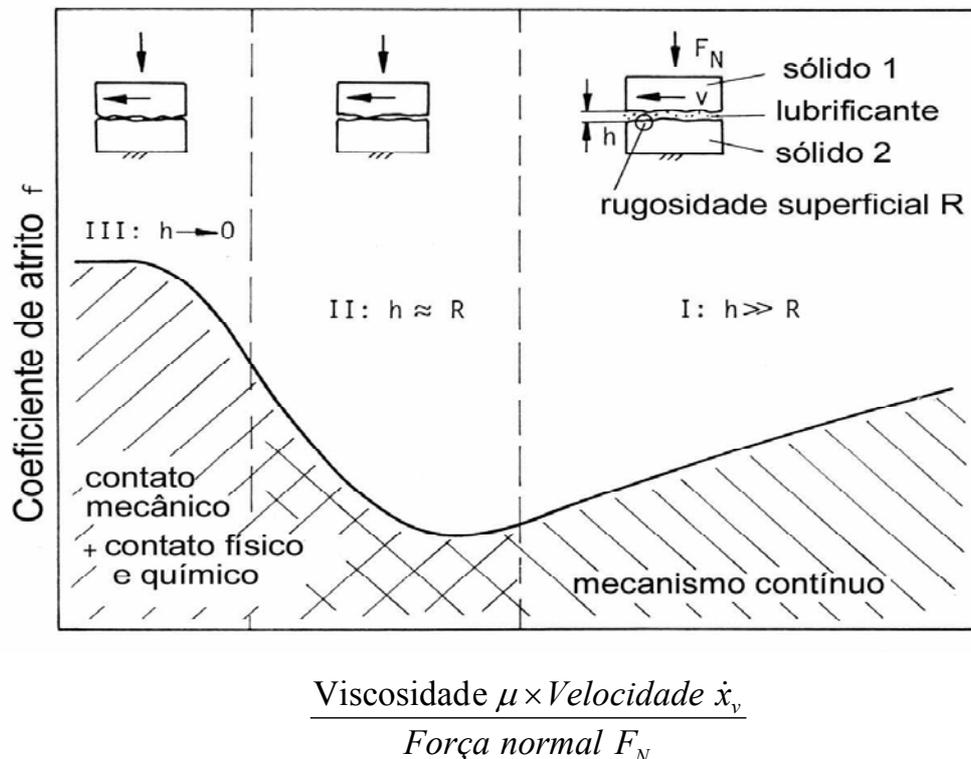


Figura 20 – Curva de Stribeck (CZICHOS, 1986)

Assim, conforme ilustrado na Figura 20, três regimes de lubrificação são destacados:

III – O regime que define os limites da lubrificação (*boundary lubrication*), o qual ocorre com velocidades muito baixas ou mesmo velocidade nula e que se caracteriza pelo atrito entre as superfícies sólidas, acarretando deformação nas rugosidades em contato. O papel da lubrificação, neste caso, é praticamente inoperante.

II – Regime Elasto-hidrodinâmico, que se caracteriza pela espessura do filme do lubrificante muito fina, ocorrendo contato em parte pela interação entre as rugosidades das superfícies sólidas, e em parte pela atuação da camada do fluido, amenizando o efeito do atrito.

I – Regime de lubrificação hidrodinâmica, já descrito anteriormente, sendo este o regime de operação considerado no equacionamento a seguir.

3.4.3.2 – Coeficiente de atrito viscoso

Para um cilindro rígido deslizando longitudinalmente sobre um plano, sob as condições de lubrificação hidrodinâmica, a força de atrito é expressa como (CZICHOS, 1986):

$$F_f = B_v \cdot \dot{x}_v = 0,76 \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2,45 \cdot R}{h_o}} \cdot \dot{x}_v \tag{3.13}$$

onde

$$B_v = 0,76 \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2,45 \cdot R}{h_o}} \tag{3.14}$$

onde

μ = viscosidade dinâmica [Pa.s]

h_o = é a espessura média da camada de filme lubrificante [m]

R = raio do eixo [m]

\dot{x}_v = velocidade de deslizamento [m/s]

B_v = coeficiente de atrito viscoso [N.s/m]

Uma segunda equação difundida por WHOMES (1979) citada por BRISCOE and ADAMS (1987) utilizada na determinação da força de atrito também para um cilindro em movimento axial sob regime hidrodinâmico é apresentada a seguir.

$$F_f = \left(2,25 \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{R}{h_o}} + Z \cdot \mu \right) \dot{x}_v \tag{3.15}$$

onde

$$B_v = 2,25 \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{R}{h_o}} + Z \cdot \mu \tag{3.16}$$

Z = constante adotada, sendo que quando R/h_o assumir valores grandes, $Z = 3,48$.

É importante ressaltar que as equações apresentadas, aplicadas em componentes hidráulicos em formato cilíndrico deslizando em um plano axial, não levam em consideração a excentricidade do cilindro e os elementos de vedação, que tipicamente exercem grande influência no coeficiente de atrito viscoso.

3.4.4 – Modelo de atrito exponencial

Um modelo de atrito exponencial, incorporando os modelos de Coulomb e de atrito viscoso, conhecido como o modelo de Tustin, é apresentado a seguir.

$$F_f(\dot{x}_v) = F_c \cdot \text{sgn}(\dot{x}_v) + \text{sgn}(\dot{x}_v) \cdot (F_{es} - F_c) \cdot e^{-\frac{\dot{x}_v}{\dot{x}_s}} + B_v \cdot \dot{x}_v \quad (3.17)$$

Onde

\dot{x}_s = velocidade característica relativa ao atrito de Stribeck [m/ s]

Conforme GE *et al* (1999), o modelo de Tustin é um dos melhores modelos propostos para força de atrito com velocidade de deslocamento próxima a zero, pois descreve o comportamento decrescente do atrito presente após o ponto de ruptura (pré-deslizamento) e ocorrido durante os regimes de transição da lubrificação apresentados através da curva de Stribeck (Figura 20). Diversos trabalhos experimentais têm mostrado que este modelo pode aproximar-se do comportamento apresentado pelo atrito real com uma exatidão em torno de 90% (CANUDAS e ARMSTRONG citados por GE *et al*, 1999).

3.4.5 – Conclusão

A força de atrito é um fator importante sempre presente nos projetos. A obtenção dos coeficientes de atrito requer dedicação e um estudo detalhado do fenômeno, o qual varia muito de um projeto para outro. Nas válvulas hidráulicas de pequeno porte o problema é agravado pela dificuldade de obtenção de parâmetros do componente, ocasionada principalmente pela superposição das forças externas e pelo curso reduzido de abertura da válvula. O atrito entre as superfícies deve ser mantido em valores baixos, fato este que dificulta sua medição. Segundo ARMSTRONG *et al* (1994) ainda é viável tratar os problemas mais simples utilizando o modelo clássico, o qual contém as componentes de atrito de Coulomb, atrito viscoso e o efeito Stribeck.

3.5 – Módulo de compressibilidade efetivo

O módulo de compressibilidade efetivo do fluido β_e varia consideravelmente com a pressão de operação em sistema hidráulicos, apesar de que, na maioria dos trabalhos publicados, seu valor ser considerado constante. Na prática, o módulo de compressibilidade efetivo do fluido é de difícil determinação (MERRIT, 1967).

JINGHONG *et al* (1994) estabeleceu um modelo teórico no qual o módulo de compressibilidade efetivo varia com a pressão do fluido. O modelo desenvolvido é dado através da seguinte expressão:

$$\beta_e = \frac{\beta(1 + p \cdot 10^{-5})^{1+\frac{1}{\gamma}}}{(1 + p \cdot 10^{-5})^{1+\frac{1}{\gamma}} + W \cdot 10^{-5} \cdot (1 - c_1 \cdot p) \left(\frac{\beta}{\gamma} - 10^5 - p \right)} \quad 3.18$$

onde

β = módulo de compressibilidade do óleo isento de ar [Pa]

W = a quantidade de ar por volume de óleo, à pressão atmosférica (%)

$\gamma = \frac{c_p}{c_v}$ = razão de calores específicos para o ar em processos adiabáticos

c_p = calor específico à pressão constante [J/ kg.K]

c_v = calor específico à volume constante [J/ kg.K]

c_1 = coeficiente de variação do volume das bolhas de ar devido à variação da relação de entrada de ar livre e de ar dissolvido no óleo [Pa⁻¹]

Os parâmetros são fixados quando a temperatura do óleo e as condições de bombeamento são mantidas constantes, e a tubulação for considerada rígida. Segundo STRINGER (1976), para muitos óleos o módulo de compressibilidade pode ser considerado constante, possuindo um valor de aproximadamente 17×10^8 N/m², embora o módulo de compressibilidade efetivo β_e de um óleo hidráulico no interior de um sistema ou recipiente fechado seja menor que o valor assumido, devido a dilatação do recipiente e a provável presença de ar no óleo. Porém, quando o óleo é submetido a um aumento de pressão, uma parte do ar dissolve-se no óleo, não afetando o β_e . MERRIT (1967) recomenda que se adote $\beta_e = 6,9 \cdot 10^8$ Pa. São admitidos também valores de $\beta_e = 10 \cdot 10^8$ Pa (ANDRIGHETTO, 1996).

3.6 – Conclusão

Alguns assuntos pertinentes a projetos de componentes hidráulicos foram descritos no presente capítulo. O projeto de uma válvula, por exemplo, é rico em detalhes, exigindo a inclusão de outros fenômenos, além dos mencionados, os quais também exercem influência marcante no comportamento e desempenho dos componentes, tais como forças de escoamento laterais, contaminação do fluido e o atrito em elementos de vedação. Ainda hoje, os valores dos coeficientes obtidos em determinado componente são bastante restritos a aplicações em outros em decorrência das diferenças na geometria, detalhes construtivos e aplicações de cada elemento. Mesmo pequenas alterações na forma geométrica ou na magnitude de parâmetros resultam, muitas vezes, em comportamentos divergentes em relação aos esperados. Alguns autores têm dedicado seus esforços na obtenção de parâmetros genéricos e modelos experimentais, os quais podem facilitar a criação de protótipos de novos modelos permitindo a obtenção dos coeficientes de forma mais fácil e rápida.

A modelagem matemática das válvulas, no capítulo seguinte, complementar os assuntos até o momento tratados.

4 – MODELAGEM MATEMÁTICA

4.1 – Válvula direcional

4.1.1 – Introdução

As válvulas direcionais operadas por solenóide, largamente utilizadas no comando de sistemas hidráulicos em diversas aplicações, são usualmente selecionadas com base nas características operacionais de regime permanente. Entretanto, da mesma forma que outros componentes, o comportamento dinâmico destas afeta significativamente a resposta do sistema hidráulico, sobretudo em processos de automação e controle.

A modelagem apresentada a seguir está baseada nas equações não lineares que regem o comportamento eletro-mecânico da válvula e nas grandezas físicas do componente em estudo. A modelagem consiste na aplicação de leis físicas fundamentais para os componentes do sistema e às interligações destes componentes, de forma a gerar um conjunto de equações matemáticas que descrevam adequadamente o sistema físico. Na modelagem utilizar-se-ão equações com base na mecânica dos fluidos e mecânica clássica, mais especificamente, a equação da Conservação da Massa ou equação da Continuidade, a equação da Conservação da Quantidade de Movimento e a equação da Vazão em orifícios (von LINSINGEN, 2001 e DE NEGRI, 1987), bem como a medição de algumas grandezas, tais como massa das peças, rigidez da mola, constante de tempo do solenóide, dimensões de áreas e orifícios e outras partes constituintes. A descrição das equações acima mencionadas é apresentada no apêndice A.

Com o intuito de analisar o comportamento dinâmico do componente, efetuou-se a modelagem matemática considerando como variáveis o deslocamento do êmbolo, as velocidades de avanço e retorno, as vazões e as pressões nas câmaras internas da válvula. Além destas grandezas, foram consideradas na modelagem: a massa do conjunto móvel, a vazão de entrada, os coeficientes de atrito, as áreas dos orifícios, a força de escoamento, a força da mola e o efeito do batente. Estes fatores foram incluídos como parâmetros no sistema, sendo que alguns deles podem variar ou não em relação ao tempo conforme condições predeterminadas. Os parâmetros da válvula estão apresentados no apêndice B. Nas figuras 21 e 22 são apresentados os desenhos esquemáticos contendo os principais parâmetros e variáveis usados nas equações.

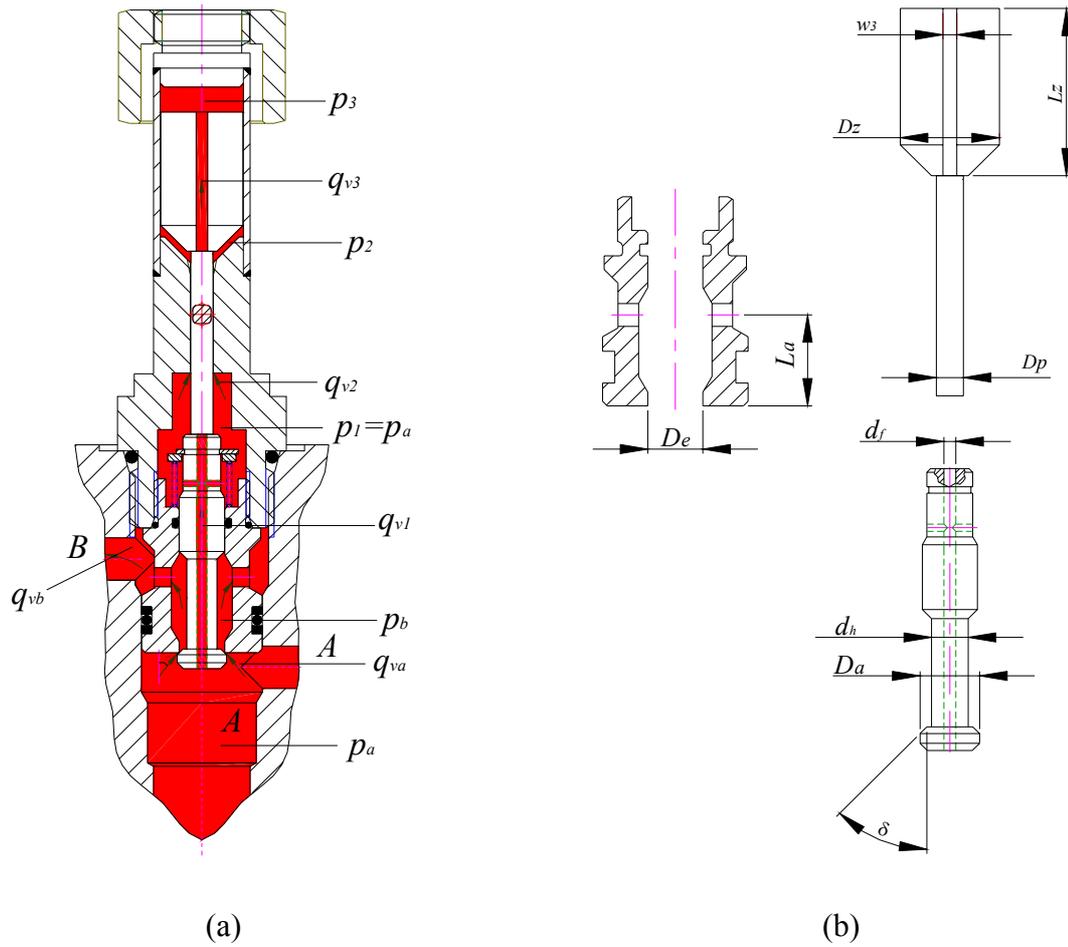


Figura 22 – Desenho esquemático: apresentação das variáveis (a), parâmetros (b)

4.1.2 – Modelagem das câmaras da válvula

4.1.2.1 – Câmara A

Para a obtenção dos resultados da simulação manteve-se a vazão de entrada q_{vs} , constante (Figura 22). Em decorrência, a variação na pressão p_a na câmara A pode ser extraída da expressão:

$$q_{vs} - q_{va} - q_{v1} = \frac{V_a}{\beta_e} \frac{dp_a}{dt} \quad 4.1$$

onde

$$q_{va} = C_{da} \cdot A_A \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_a - p_b)} \quad 4.2$$

q_{vs} = vazão volumétrica de suprimento [m^3/s]

q_{v1} = vazão volumétrica para câmara 1 [m^3/s]

V_a = volume da câmara A [m^3]

β_e = módulo de compressibilidade do fluido efetivo [Pa]

q_{va} = vazão volumétrica no orifício de controle [m^3/s]

p_a = pressão de suprimento na porta A [Pa]

p_b = pressão na câmara B [Pa]

C_{da} = coeficiente de descarga do orifício de controle

A_A = área do orifício de controle [m^2]

Segundo BLACKBURN *et al* (1960), as leis que regem o comportamento do escoamento em válvulas de assento são mais complexas em relação à geometria de canto vivo. Porém, para aberturas maiores da válvula, pode-se aplicar as equações usuais para orifícios de controle, adotando um coeficiente de descarga de 0,80 ou superior.

4.1.2.1.1 – Cálculo de área A_A do orifício de controle

A seção A_A é a área que permite a passagem do fluido nos sentidos $A \rightarrow B$ e $B \rightarrow A$, através da válvula na posição aberta. Em razão da geometria cônica do êmbolo, a equação deve levar em consideração que o diâmetro do êmbolo d_e é variável ao longo do curso para pequenas aberturas. A Figura 23 ilustra a região de escoamento no orifício de controle da válvula.

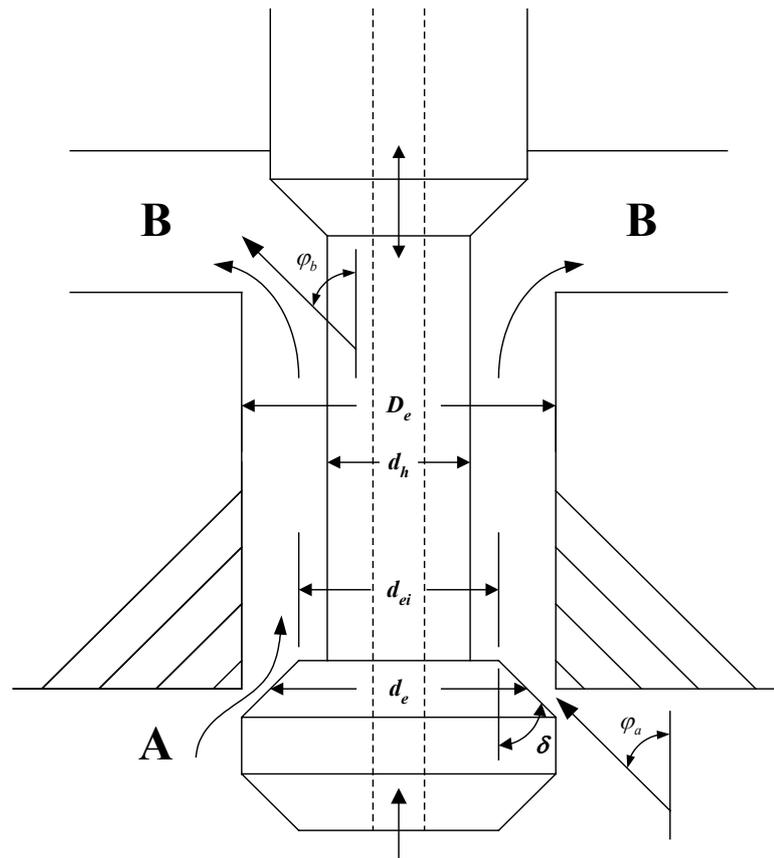


Figura 23 – Região de escoamento no orifício de controle em função da abertura

O deslocamento x_v do êmbolo determina a área de abertura A_A , A Figura 24 mostra os parâmetros presentes na equação da área, a qual será função do perímetro do cone e da distância L_{xv} .

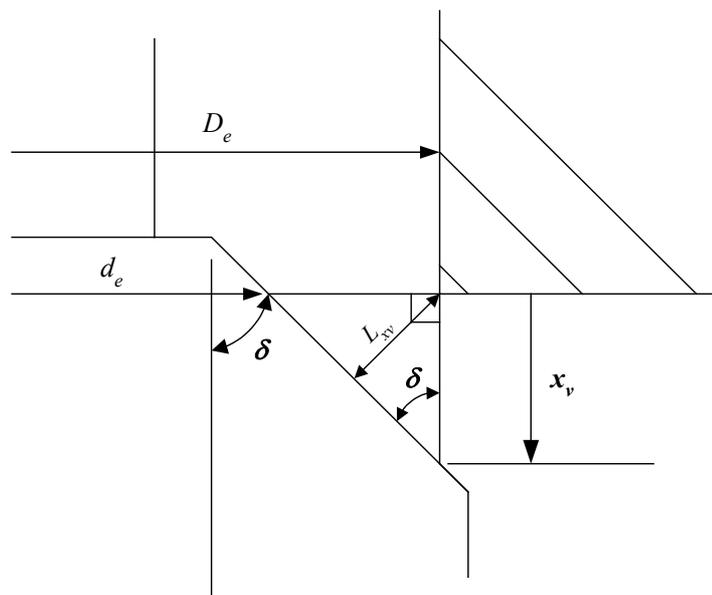


Figura 24 – Detalhe da área A_A de escoamento no assento da válvula.

Para $x_v \geq 0$, a área A_A é dada então por:

$$A_A = D_{em} \cdot \pi \cdot L_{xv} = D_{em} \cdot \pi \cdot x_v \cdot \text{sen } \delta \quad 4.3$$

O diâmetro médio do êmbolo D_{em} é

$$D_{em} = \frac{D_e + d_e}{2} \quad 4.4$$

Por sua vez, o diâmetro d_e é função da distância L_{xv} , a saber

$$d_e = D_e - 2 \cdot L_{xv} = D_e - 2 \cdot \text{sen } \delta \cdot x_v \quad 4.5$$

onde

D_{em} = diâmetro médio do assento [m]

d_e = diâmetro do êmbolo em relação à posição de abertura [m]

δ = ângulo da seção cônica do êmbolo em relação à direção vertical [graus]

x_v = deslocamento do êmbolo em relação ao assento da válvula [m]

Aplicando as equações (4.4) e (4.5) na equação (4.3), define-se a abertura A_A . Então,

$$A_A = \pi \cdot x_v \cdot \text{sen } \delta \cdot (D_e - \text{sen } \delta \cdot x_v) \quad 4.6$$

Observa-se que as equações acima descritas são válidas somente para a região de influência cônica do êmbolo, ou seja, para $x_v \leq L_{cônico}$. A expressão do comprimento máximo da seção cônica $L_{cônico}$ é deduzida a seguir, de acordo com a Figura 25

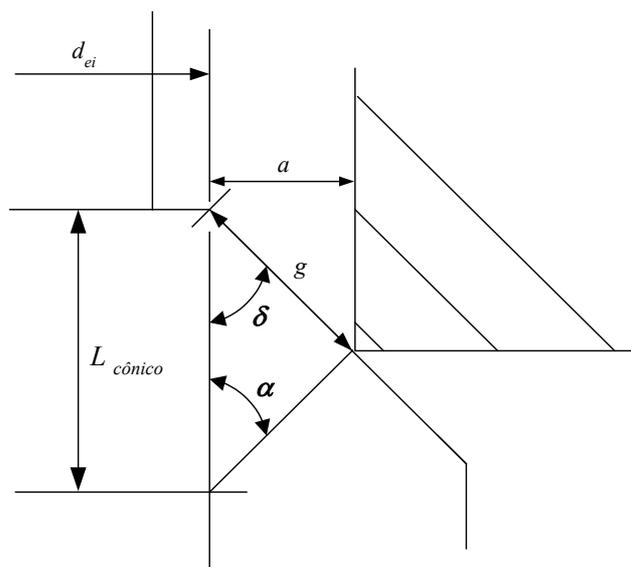


Figura 25 – Comprimento de influência da seção cônica do êmbolo

$$g = \text{sen}(\alpha).L_{\text{cônico}} = \text{sen}(90 - \delta).L_{\text{cônico}} = \text{cos}(\delta).L_{\text{cônico}} = \frac{a}{\text{sen}(\delta)} \quad 4.7$$

Assim:

$$L_{\text{cônico}} = \frac{a}{\text{sen} \delta . \text{cos} \delta} \quad 4.8$$

Para $x_v \geq L_{\text{cônico}}$ (ver Figura 26):

$$A_A = D_{em} . \pi . h \quad 4.9$$

Onde

d_{ei} = menor diâmetro do êmbolo na seção cônica [m]

$$D_{em} = D_e - h \quad 4.10$$

$$h = \sqrt{a^2 + b^2} \quad 4.11$$

$$a = \frac{D_e - d_{ei}}{2} \quad 4.12$$

$$b = x_v - L_{\text{cônico}} + \frac{a}{\tan \delta} \quad 4.13$$

A Figura 26 ilustra a posição do êmbolo para o cálculo da Equação (4.9).

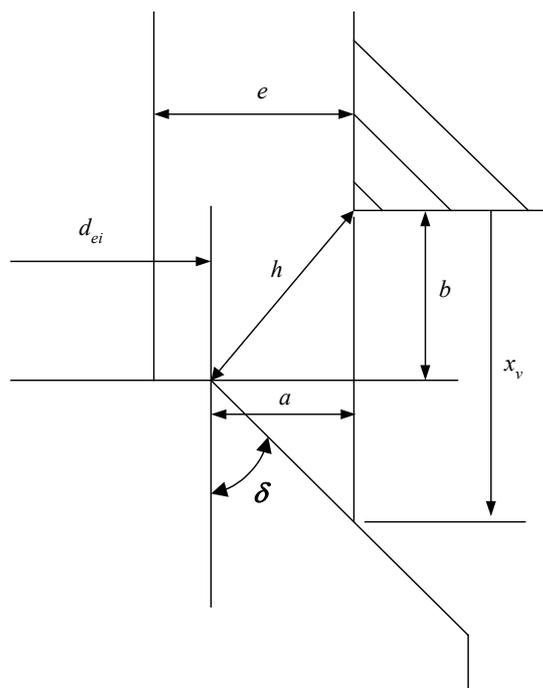


Figura 26 – Cálculo da área do orifício de controle para $x_v \geq L_{\text{cônico}}$

Observe que a equação (4.9) é válida até o momento em que $h \leq e$. Quando não é verificada esta condição a equação (4.9) é substituída pela expressão que descreve o escoamento através de uma seção anular, isto é,

$$A_A = \frac{\pi}{4} (D_e^2 - d_h^2) \tag{4.14}$$

onde:

d_h = diâmetro da haste do êmbolo [m]

4.1.2.2 – Câmara B

A equação da continuidade que rege o comportamento da válvula neste volume de controle é dada por:

$$q_{va} - q_{vb} = \frac{V_b}{\beta_e} \frac{dp_b}{dt} \tag{4.15}$$

Onde:

$$q_{vb} = C_{db} \cdot A_{BT} \sqrt{\frac{2 \cdot p_b}{\rho}} \tag{4.16}$$

V_b = volume da câmara B [m³]

q_{vb} = vazão volumétrica na saída B do VC [m³/s]

A_{BT} = área correspondente à uma restrição instalada na saída B da válvula [m²]

C_{db} = coeficiente de descarga

A área A_{BT} representa uma restrição variável inserida na tubulação com o objetivo de promover a regulação da pressão na câmara para permitir a comparação entre os resultados teórico e experimental.

4.1.2.3 – Câmaras internas da válvula: câmaras do solenóide

As câmaras denominadas 2 e 3 são as câmaras localizadas antes e após o núcleo móvel do solenóide. A câmara 2, por sua vez, está ligada à câmara 1 por intermédio do canal que aloja o pino de acionamento. O núcleo móvel está ligado ao êmbolo por meio deste pino, cuja função é deslocar o êmbolo.

Durante a energização do solenóide, o núcleo avança comprimindo a câmara 2 e expandindo a câmara 3. Ao desenergizar-se o solenóide, observa-se o inverso. Em decorrência

do movimento das peças e da diferença de pressão, o óleo hidráulico flui entre as câmaras através de passagens destinadas para esta função. O óleo alimenta a câmara 1 por meio do orifício concêntrico (Figura 22b) que atravessa o êmbolo. Em seguida o fluido circunda o pino de acionamento para chegar à câmara 2. A seção transversal do pino é quadrada com as quinas rebarbadas. A diferença entre a geometria do pino e a geometria circular do canal interno da válvula por onde o pino desliza permite o escoamento para o núcleo móvel do solenóide, criando condições de escoamento semelhante ao escoamento laminar em folga anular. Além disso, verifica-se uma redução do atrito como resultado da redução da área de contato entre a periferia do pino e o canal da válvula. As passagens para as câmaras produzirão um efeito de amortecimento viscoso na válvula afetando, conseqüentemente, o tempo de resposta. A passagem da câmara 2 para a câmara 3 ocorre por meio de dois canais localizados na periferia do núcleo móvel com geometria quadrada. Para fins de projeto, esta seção é dividida em números pares e disposta simetricamente em duas ou mais regiões do núcleo, objetivando evitar o desequilíbrio das forças laterais durante o escoamento. Conforme exposto, é apresentado na Figura 27 o pino de acionamento e o núcleo móvel.

Em função do escoamento através do orifício que atravessa o êmbolo, uma força de intensidade $p_a \cdot A_p$ empurra o pino contra o núcleo móvel forçando-o a retroceder. A_p é a área do pino. Todavia, quando o pino entra em contato com o núcleo móvel, as áreas ativas anteriormente balanceadas nas câmaras 2 e 3 são diferenciadas por este contato, fazendo com que a área da câmara 3 seja superior a área da câmara 2. Com isso, a pressão tende a empurrar novamente o núcleo móvel contra o pino até o momento em que seja verificado o equilíbrio das forças. Em decorrência, estima-se que haja contato permanente entre o êmbolo, o pino de acionamento e o núcleo móvel, o que induz ao raciocínio de que as pressões atuantes sobre o pino se cancelam. Neste caso, estima-se que as forças de pressão sejam superiores as forças de atrito presentes.

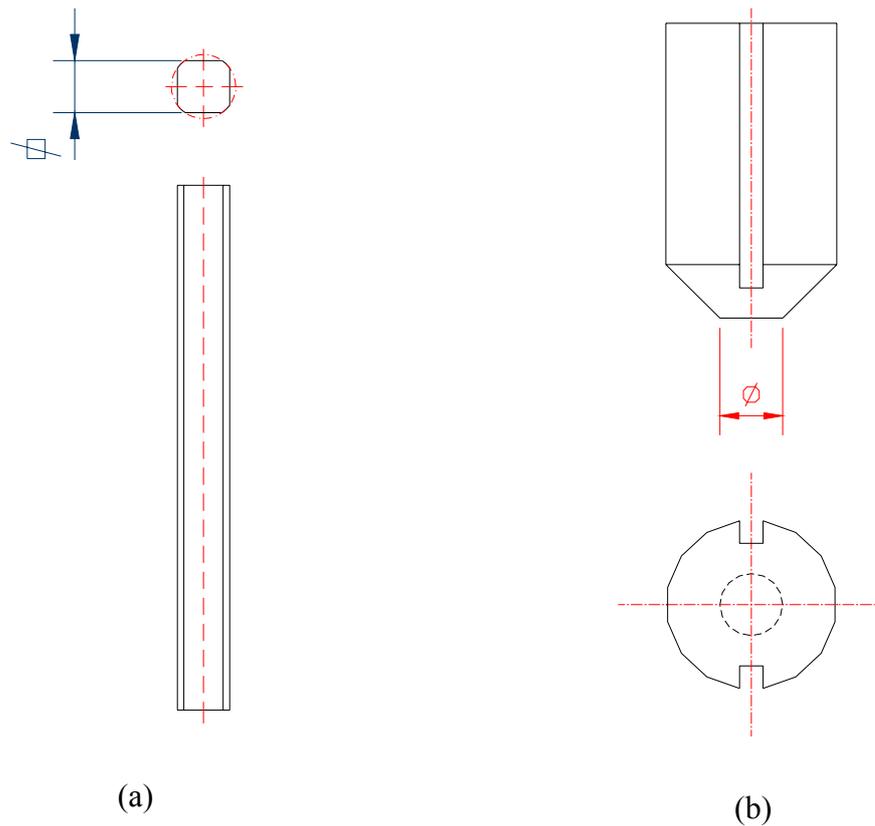


Figura 27 – Componentes internos da válvula: (a) pino de acionamento (b) núcleo móvel

A equação da continuidade para as câmaras 2 e 3 é dada por:

Câmara 2:

$$q_{v2} - q_{v3} = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta_e} \cdot \frac{dp_2}{dt} = -A_2 \cdot \frac{dx_v}{dt} + \frac{V_2}{\beta_e} \cdot \frac{dp_2}{dt} \quad 4.17$$

Câmara 3:

$$q_{v3} = \frac{dV_3}{dt} + \frac{V_3}{\beta_e} \cdot \frac{dp_3}{dt} = A_3 \cdot \frac{dx_v}{dt} + \frac{V_3}{\beta_e} \cdot \frac{dp_3}{dt} \quad 4.18$$

onde:

q_{v2} = vazamento para a câmara 2 do solenóide [m^3/s]

p_2 = pressão na câmara 2 [Pa]

V_2 = volume da câmara 2 [m^3]

q_{v3} = vazamento para a câmara 3 [m^3/s]

p_3 = pressão na câmara 3 [Pa]

V_3 = volume da câmara 3 [m^3]

4.1.2.3.1 – Equação da vazão e obtenção dos coeficientes das câmaras

Para que haja vazamento interno, pelo menos uma, de duas condições precisam ser satisfeitas para permitir que o fluido se dirija para as câmaras do solenóide:

- Haver movimento relativo em, pelo menos uma das paredes envolvidas, produzindo o arraste do óleo;
- Existir um diferencial de pressão ao longo da passagem.

Para esta configuração de válvula, teoricamente, as duas condições são satisfeitas. Desse modo, o cálculo para determinar a vazão que se dirige para as câmaras consideradas pode ser estimado pela avaliação do escoamento em regime laminar através de uma folga anular para a câmara 2, e através de uma seção quadrada para a câmara 3, conforme mencionado anteriormente. Se, para este tipo de configuração geométrica o valor da folga f_r for muito menor que o diâmetro hidráulico D_h da camisa do cilindro, e igualmente muito inferior ao comprimento L do pistão, pode-se então admitir que o comportamento do escoamento é semelhante ao que ocorre entre placas planas (von LINSINGEN, 2001).

Assim, a equação da vazão q_{v2} para escoamento laminar numa passagem anular concêntrica, sem movimento de parede, será

$$q_{v2} = \frac{\pi \cdot D_p \cdot f_{r2}^3}{12 \cdot \mu \cdot L_p} (p_a - p_2) = C_{v2} \cdot (p_a - p_2) = q_{v1} \quad 4.19$$

onde:

$$C_{v2} = \frac{\pi \cdot D_p \cdot f_{r2}^3}{12 \cdot \mu \cdot L_p} \quad 4.20$$

C_{v2} = coeficiente de vazamento [Pa.m³/s]

D_p = diâmetro médio do pino de acionamento [m]

f_{r2} = folga radial entre o pino de acionamento e a carcaça [m]

L_p = comprimento do pino [m]

μ = viscosidade absoluta ou dinâmica [N.s/m²]

Para fluidos hidráulicos a relação de dependência entre viscosidade dinâmica μ e pressão, a uma dada temperatura, pode ser descrita com aproximação aceitável, através da função exponencial

$$\mu = \mu_o \cdot e^{c \cdot p} \quad 4.21$$

onde:

μ_o = viscosidade dinâmica à pressão atmosférica [Pa.s]

p = pressão local manométrica [Pa]

c = constante que depende do tipo do fluido [adim]

Segundo Backé (1988) citado por von LINSINGEN (2001), a constante c assume o valor de $c = 1,7 \cdot 10^{-3}$ para óleos de natureza mineral (HL).

Para o caso em que uma das placas deslocar-se com velocidade constante, a equação da vazão será

$$q_{v2} = \frac{\pi \cdot D_p \cdot f_{r2}^3}{12 \cdot \mu \cdot L_p} (p_a - p_2) - \frac{\pi \cdot D_p \cdot f_{r2}}{2} \frac{dx_v}{dt} \operatorname{sgn}(\dot{x}_v) \quad 4.22$$

A equação (4.22) mostra que o perfil da velocidade resultante e a vazão dependem do valor e sentido da velocidade da placa móvel. Quando a força do solenóide abrir a válvula o segundo termo será subtraído. Caso contrário, o sinal será positivo.

O vazão q_{v3} da câmara 2 para a câmara 3 escoar através de dois canais com seção transversal quadrada e pode ser descrita, segundo MERRIT (1967), como segue

$$q_{v3} = 2 \cdot \frac{w_3^4}{28,4 \cdot \mu \cdot L_z} (p_2 - p_3) = C_{v3} \cdot (p_2 - p_3) \quad 4.23$$

então:

$$C_{v3} = \frac{2 \cdot w_3^4}{28,4 \cdot \mu \cdot L_z} \quad 4.24$$

Induzindo-se o efeito do arraste do óleo somente para o perímetro do núcleo móvel, desprezando-o para os canais de seção quadrada, tem-se

$$q_{v3} = 2 \cdot \frac{w_3^4}{28,4 \cdot \mu \cdot L_z} (p_2 - p_3) - \frac{\pi \cdot D_z \cdot f_{r3}}{2} \frac{dx_v}{dt} \operatorname{sgn}(\dot{x}_v) \quad 4.25$$

onde:

w_3 = dimensão do lado da seção quadrada do canal de escoamento [m]

L_z = comprimento da seção de passagem para a câmara 3 [m]

D_z = diâmetro do núcleo móvel [m]

C_{v3} = coeficiente de vazamento [$\text{Pa}\cdot\text{m}^3/\text{s}$]

f_{r3} = folga radial entre o núcleo móvel e a carcaça [m]

Observa-se através das equações (4.19 e 4.22) que a vazão que se dirige da câmara 1 para a câmara 2 é decorrente da diferença de pressão entre a pressão de suprimento p_a e a pressão da câmara 2, ou seja, a pressão p_a não sofreu perda de energia ao atravessar o orifício concêntrico no êmbolo. Esta consideração decorre do fato que o diâmetro do orifício d_f é suficientemente grande em comparação com a vazão que escoava durante o transiente da válvula, o que permite tratar como desprezível a perda de pressão através deste orifício.

4.1.3 – Modelagem do atuador eletromagnético

O atuador eletromagnético produz um movimento de translação como resposta a uma corrente elétrica. De acordo com ANDRIGHETTO (1996), não há necessidade de modelar as características magnéticas do circuito desde que o fluxo em um indutor linear seja proporcional à corrente. Neste caso, a constante de proporcionalidade pode ser adicionada na relação corrente/força. Porém, na realidade a indutância do solenóide não é linear pois as perdas do núcleo de ferro produzem saturação magnética e efeitos de histerese. Para tanto, a indutância do solenóide é uma não linearidade, sendo que o deslocamento da armadura modifica a lacuna de ar entre as peças do pólo alterando, conseqüentemente, as características do circuito magnético.

Trabalhos anteriores sobre a modelagem de solenóides para aplicações em válvulas ou assumiram que o solenóide pode ser precisamente representado por um modelo linear de 1ª ordem (PREST e VAUGHAN, citado por VAUGHAN e GAMBLE, 1990) ou em outros casos, concentraram esforços na simulação das linhas de fluxo no núcleo do solenóide usando o método de elementos finitos (LEQUESNE e YAMADA *et al.*, citado por VAUGHAN e GAMBLE, 1990) sendo, então, as características magnéticas do solenóide modeladas através de técnicas de ajuste de curvas experimentais.

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

4.1.3.1 – Equação da Tensão

$$V_m = L_b \cdot \frac{dI_m}{dt} + R_b \cdot I_m \quad 4.26$$

onde:

V_m = tensão aplicada na bobina [V]

L_b = indutância da bobina [H]

I_m = corrente elétrica [A]

R_b = resistência da bobina [Ω]

Os efeitos de inércia e amortecimento do solenóide estão incorporados na equação da quantidade de movimento da válvula.

4.1.3.2 – Equação do Movimento do solenóide:

$$F_m = K_f \cdot I_m \quad 4.27$$

onde:

F_m = força total disponível no núcleo móvel devido à entrada de corrente [N]

K_f = ganho do solenóide [N/A]

4.1.4 – Equação do Movimento da Válvula:

Força necessária para abertura da válvula

$$F_v = M_v \cdot \frac{dx_v^2}{dt^2} + B_v \cdot \frac{dx_v}{dt} + K_v (x_v + x_{vi}) \quad 4.28$$

Força disponível para abrir a válvula

Sentido da vazão: $A \Rightarrow B$ e $B \Rightarrow A$

$$F_v = F_m + F_R - p_a \cdot A_e - p_b \cdot A_b - p_2 \cdot A_2 + p_3 \cdot A_3 - F_f + F_{BT} \quad 4.30$$

onde:

F_v = força para movimentar o êmbolo [N]

$M_v = M_e + M_n$ [kg]

M_v = massa total a ser movimentada pela força do solenóide [kg]

M_e = massa do êmbolo [kg]

M_n = massa do núcleo móvel [kg]

B_v = coeficiente de amortecimento viscoso [N.s/m]

x_v = deslocamento linear do êmbolo [m]

x_{vi} = pré-carga da mola [m]

K_v = coeficiente de rigidez da mola [N/m]

F_R = força resultante decorrente do escoamento sobre a parede da válvula [N]

A_e = área de atuação da pressão em A [m²]

A_b = área de atuação da pressão em B [m²]

A_2 = área na câmara “2” do solenóide [m²]

A_3 = área na câmara “3” do solenóide [m²]

F_f = força de atrito [N]

F_{BT} = força do batente [N]

4.1.4.1 – Força de escoamento

A chamada força de escoamento, bem como seu efeito sobre os elementos móveis de alguns componentes, pode ser estimada por meio da aplicação da conservação da quantidade de movimento do fluido em um volume de controle, apresentada no apêndice A.3. Por simplicidade, as condições de regime permanente e transiente das forças de escoamento serão analisadas separadamente. O volume de controle selecionado na válvula está mostrado na Figura 28(a) e a convenção adotada em relação à componente axial de deslocamento do êmbolo, está mostrada através da Figura 28(b).

A componente das forças de escoamento laterais tende a empurrar o êmbolo da válvula contra a bucha, podendo causar mau funcionamento ou até travamentos. As válvulas cartucho têm a vantagem de compensação destas forças, em razão da disposição simétrica dos orifícios da bucha (geralmente quatro ou seis orifícios) e, portanto, o efeito das forças laterais não será abordado.

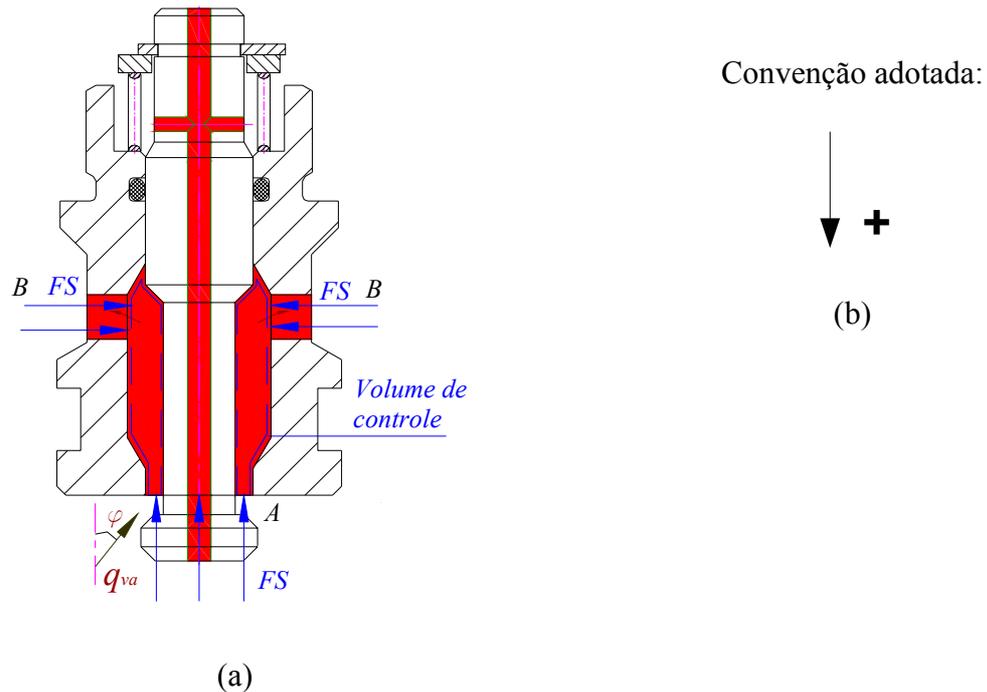


Figura 28 – Força de escoamento em um volume de controle (a), convenção adotada (b).

Com base no apêndice A.3, o vetor soma das forças atuantes sobre o fluido é dado pelas forças de pressão que agem nas seções de entrada e saída do volume de controle e pela força de reação \vec{F}_p que a parede exerce sobre o fluido em escoamento.

Conforme von LINSINGEN (2001), a força axial de escoamento é fornecida a partir da equação (A.3). de acordo com as seguintes considerações:

- Escoamento ideal, incompressível e bidimensional;
- Escoamento uniforme em cada superfície de controle.

A força resultante \vec{F}_R é a força que o fluido exerce sobre a parede, sendo igual e de sinal contrário à força de reação da parede \vec{F}_p , ou seja, $\vec{F}_R = -\vec{F}_p$.

O vetor soma das forças externas será:

$$\sum \vec{F} = \vec{F}_A + \vec{F}_B + \vec{F}_p = \vec{F}_A + \vec{F}_B - \vec{F}_R \tag{4.31}$$

Onde

\vec{F}_A = força de superfície na seção A do volume de controle [N]

\vec{F}_B = força de superfície na seção B do volume de controle [N]

\vec{F}_p = força que a parede exerce sobre o fluido [N]

A força de superfície na porta B não possui componente axial, sendo por isto desconsiderada. Por outro lado, a força de superfície na porta A age em função da abertura da válvula, mais exatamente no orifício de controle. Porém, em função da alta velocidade de escoamento, a pressão estática é reduzida no orifício de controle e a seção de escoamento igualmente pequena. Conseqüentemente, assume-se como desprezível a atuação da força de superfície no volume de controle desta válvula e a equação (4.31) é rescrita como:

$$\sum \vec{F} = -\vec{F}_R = \vec{F}_{esc} = \vec{F}_{escp} + \vec{F}_{escr} \tag{4.32}$$

a) Força de escoamento em regime permanente F_{escp}

Sentido da vazão: A \Rightarrow B:

$$F_{escp} = \rho (q_{vb} \cdot v_b \cdot \cos(180 - \varphi_b) - q_{va} \cdot v_a \cdot \cos(180 - \varphi_a))$$

$$F_{escp} = \rho (-q_{vb} \cdot v_b \cdot \cos \varphi_b + q_{va} \cdot v_a \cdot \cos \varphi_a) \tag{4.33}$$

Sentido da vazão: B \Rightarrow A

$$F_{escp} = \rho (q_{va} \cdot v_a \cos \varphi_a - q_{vb} \cdot v_b \cdot \cos \varphi_b)$$

$$F_{escp} = \rho (q_{va} \cdot v_a \cos \varphi_a - q_{vb} \cdot v_b \cdot \cos \varphi_b) \tag{4.34}$$

Como resultado das equações (4.33) e (4.34) observa-se que $F_{escp} (A \rightarrow B) = F_{escp} (B \rightarrow A)$.

Admitindo o estreitamento do escoamento produzido pela vena contracta, onde a velocidade de escoamento para fluidos viscosos é igual a

$$v_{(ideal)} = \frac{v_{(real)}}{C_v} = \frac{q_v}{A_o \cdot C_c \cdot C_v} = \frac{q_v}{A_o \cdot C_d} \tag{4.35}$$

Onde:

$v_{a, b}$ = velocidade ideal de escoamento na superfície de controle [m/s]

C_c = coeficiente de contração

C_v = coeficiente de velocidade

C_d = coeficiente de descarga

O coeficiente de contração é levado em conta a fim de descrever a contração do jato do fluido, após a seção de saída de um orifício, a qual vai formar a vena contracta. Por outro lado, em se tratando de fluidos reais, o atrito faz com que a velocidade do jato da vena contracta seja levemente inferior à estabelecida pela velocidade ideal (equação de Bernoulli). Para corrigir esta diferença, é empregado o coeficiente de velocidade C_v , obtido empiricamente. Usualmente C_v é da ordem de 0,98, ou seja, a redução da velocidade devida ao atrito é da ordem de 2% (von LINSINGEN, 2001). A combinação dos coeficiente de contração e velocidade conduz ao chamado coeficiente de descarga C_d .

Aplicando as equações (4.2), (4.16) e (4.35) na equação (4.34) obtém-se:

$$F_{escp} = \frac{\rho q_{va}^2}{A_A \cdot C_d^2} \cos \varphi_a - \frac{\rho q_{vb}^2}{A_{BT} \cdot C_d^2} \cos \varphi_b$$

$$F_{escp} = \frac{\rho}{A_A \cdot C_d^2} (2 \cdot C_d^2 \cdot A_A^2 \cdot \frac{\Delta p}{\rho}) \cdot \cos \varphi_a - \frac{\rho}{A_{BT} \cdot C_d^2} (2 \cdot C_d^2 \cdot A_{BT}^2 \cdot \frac{p_b}{\rho}) \cdot \cos \varphi_b \tag{4.36}$$

$$F_{escp} = 2 \cdot C_d^2 \cdot A_A \cdot \Delta p \cdot \cos \varphi_a - 2 \cdot C_d^2 \cdot A_{BT} \cdot p_b \cdot \cos \varphi_b$$

onde $\Delta p = p_a - p_b$

O ângulo de inclinação do assento cônico δ do êmbolo exerce grande influência no escoamento do fluido. Segundo IKEO e HANYA (1986), quanto menor for o ângulo δ maior é a queda de pressão através do orifício de controle e maior é também a força de escoamento. As equações (4.6) e (4.9) mostram que o ganho de área está também em função do ângulo δ . Isto significa que o ângulo δ deve ser mantido com valores altos, da ordem de 45° à 60° quando se deseja respostas rápidas. A Tabela 3 apresenta valores para o ângulo do jato do fluido φ_a em função do ângulo δ do cone para uma válvula-cartucho de assento:

Tabela 3 – Ângulo do jato do fluido em função do ângulo da seção do êmbolo (IKEO e HANYA, 1986)

| Curso do êmbolo x_v (mm) | $\delta = 60^\circ$ | $\delta = 50^\circ$ |
|--|---------------------------------------|---------------------------------------|
| 1,5 | $\varphi_a = 60^\circ$ | $\varphi_a = 40^\circ$ |
| 2,0 | $\varphi_a = 47^\circ$ | $\varphi_a = 33^\circ$ |
| 2,5 | $\varphi_a = 38^\circ$ | $\varphi_a = 28,5^\circ$ |
| Infinito | $\varphi_a = 18^\circ$ | $\varphi_a = 16,3^\circ$ |

O coeficiente de contração C_c também foi determinado em relação ao ângulo δ . Os valores estão apresentados a seguir:

Tabela 4 – Coeficiente de contração do escoamento do fluido (IKEO e HANYA, 1986)

| $\delta = 60^\circ$ | $\delta = 45^\circ$ |
|--|--|
| Re (50 – 100) $\rightarrow C_c = 0,81$ | Re (50 – 100) $\rightarrow C_c = 0,85$ |
| Re (∞) $\rightarrow C_c = 0,87$ | Re (∞) $\rightarrow C_c = 0,91$ |

Para o modelo proposto, a compensação da força de escoamento da válvula depende substancialmente dos ângulos dos jato φ_a e φ_b , uma vez que a vazão é praticamente a mesma entre A e B. Porém, sem a realização de alterações no corpo da válvula, a quantidade de movimento do fluido no orifício de controle é superior à quantidade de movimento do fluido em B. Conseqüentemente, a força de escoamento sempre age no sentido de fechar a válvula pois a componente da quantidade de movimento relativa à porta B é muito pequena no sentido axial de escoamento e a equação (4.36) torna-se:

$$F_{escp} = 2.Cd_a.A_A.\Delta p.\cos \varphi_a \tag{4.37}$$

ou de acordo com a equação (3.2)

$$F_{escp} = \frac{\rho.q_{va}^2}{A_A} K_{esc} \tag{4.38}$$

Uma proposta bastante simples de compensação para a válvula direcional é mostrada a seguir, por meio uma alteração no corpo do êmbolo (Figura 29). A válvula está mostrada na posição aberta, com um curso de abertura de $x_v = 1,5$ mm, sentido de escoamento A \rightarrow B.

Aumentando o comprimento L da seção com maior diâmetro, a abertura da válvula produz uma redução na seção de escoamento em B provocando o aumento na quantidade de movimento do escoamento no sentido axial. Deste modo, efetua-se a compensação parcial ou total da força de escoamento, a qual dependerá, conforme equação (4.36), dos ângulos de incidência φ_a e φ_b do jato. O diâmetro D da seção também pode ser alterado para aumentar a velocidade de escoamento, desde que esta alteração não produza um efeito contrário ao esperado, ou seja, o aumento da força de fechamento da válvula em função do aumento da área de atuação da pressão estática p_b .

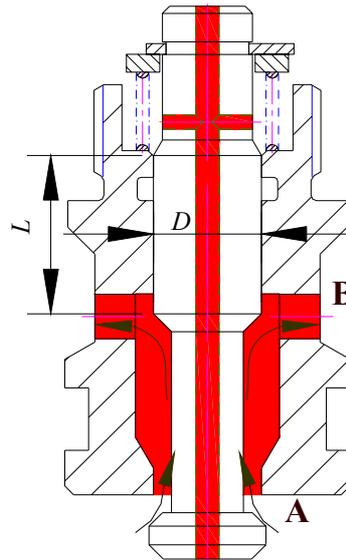


Figura 29 – Proposta de compensação da força de escoamento

b) Força de escoamento transiente $F_{esc\ t}$

A força de escoamento transiente surge em decorrência da aceleração da massa do fluido no volume de controle. Se o fluido é acelerado, a pressão no início da câmara precisa ser superior à pressão na extremidade oposta. Isso significa que há variação temporal entre as pressões de entrada e saída na câmara. O fluido ao ser acelerado ou desacelerado produz uma força sobre o corpo da válvula, a qual gera uma reação contrária. Através da equação (A.3), a força de escoamento transiente pode ser estimada de acordo com von LINSINGEN (2001), observando-se que:

□ Para um volume de controle fixo, a derivada parcial no tempo pode passar para o interior do sinal de integração. Desde que a variação da velocidade seja a mesma em todos os pontos, a derivada parcial pode ser substituída pela derivada total.

□ Como o volume de controle é fixo e o escoamento é incompressível, a massa $dm = \rho \cdot dV$ é invariável no tempo.

□ A velocidade pode ser dada na forma escalar única, sendo uma variável temporal.

Desse modo, a integral de volume pode ser resolvida fornecendo

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{v.c.} \vec{v}(\rho dV) = \int_{v.c.} \frac{\partial}{\partial t} (\rho \cdot v \cdot dV) = \rho \frac{\partial v}{\partial t} \int_{v.c.} dV. \quad 4.39$$

Fazendo $\rho \cdot V = M = \rho \cdot L \cdot A$, a integração da equação (4.39) fornece:

$$F_{esc} = \rho.V.\frac{dv}{dt} = \rho.L.A.\frac{dv}{dt} = \rho.L.\frac{dq_v}{dt}\text{sgn}(q_v) \quad 4.40$$

Ao contrário do escoamento em regime permanente, o sentido axial da força de escoamento sobre o êmbolo dependerá da direção do escoamento na válvula direcional. Se o fluido estiver escoando no sentido da porta A para a porta B, a força transiente agirá no sentido de abrir a válvula. Se o sentido do escoamento for da porta B para a porta A, então a força transiente atuará no sentido de fechar mais o orifício de controle. A função $\text{sgn}(q_v)$ implementa este efeito.

Conforme descrito na equação da vazão (A.1), a vazão poderá alterar se houver variação temporal no diferencial de pressão ou na área do orifício de controle. Desta maneira, da equação da vazão para o orifício de controle (4.2), obtém-se por derivação,

$$\frac{dq_{va}}{dt} = Cd_a.K_{ga}.\sqrt{\frac{2}{\rho}\Delta p}.\frac{dx_v}{dt} + Cd_a.K_{ga}.x_v.\sqrt{\frac{1}{2.\rho.\Delta p}}.\frac{d\Delta p}{dt} \quad 4.41$$

Aplicando a equação (4.41) na equação (4.40) obtém-se a força de escoamento para o regime transiente, a saber:

$$F_{esc} = Cd_a.K_{ga}.L_a.\text{sgn}(q_{va})\left(\sqrt{2.\rho.\Delta p}.\frac{dx_v}{dt} + x_v.\sqrt{\frac{\rho}{2.\Delta p}}.\frac{d\Delta p}{dt}\right) \quad 4.42$$

Onde $K_{ga} = \frac{\partial A_a}{\partial x_v}$ = ganho geométrico do orifício de controle [m]

É fácil visualizar que a força de escoamento transiente é proporcional à velocidade de deslocamento do êmbolo e à derivada do diferencial de pressão. O termo velocidade, nesta situação é mais importante, pois representa o amortecimento, influenciando na estabilização de funcionamento da válvula. Conforme MERRIT (1967) a contribuição da variação da pressão na dinâmica da válvula exerce pequena influencia nas forças de escoamento, sendo geralmente desprezada.

Finalmente, a força que agirá sobre o volume de controle será o resultado da soma das forças de escoamento em regime permanente e transiente. Assim, a partir da aplicação das equações (4.37) e (4.42) na equação (4.32) obtém-se a força resultante do fluido sobre a parede, ou seja:

$$F_R = -F_{esc} = -(F_{escp} + F_{esc}) \quad 4.43$$

4.2 – Válvula de controle de vazão de três vias

4.2.1 – Introdução

Nesta seção apresenta-se a modelagem da válvula reguladora de vazão de três vias. Os critérios e conceitos aplicados para a válvula direcional também serão usados, onde cabíveis, na modelagem. A Figura 30 descreve as principais partes e parâmetros utilizados.

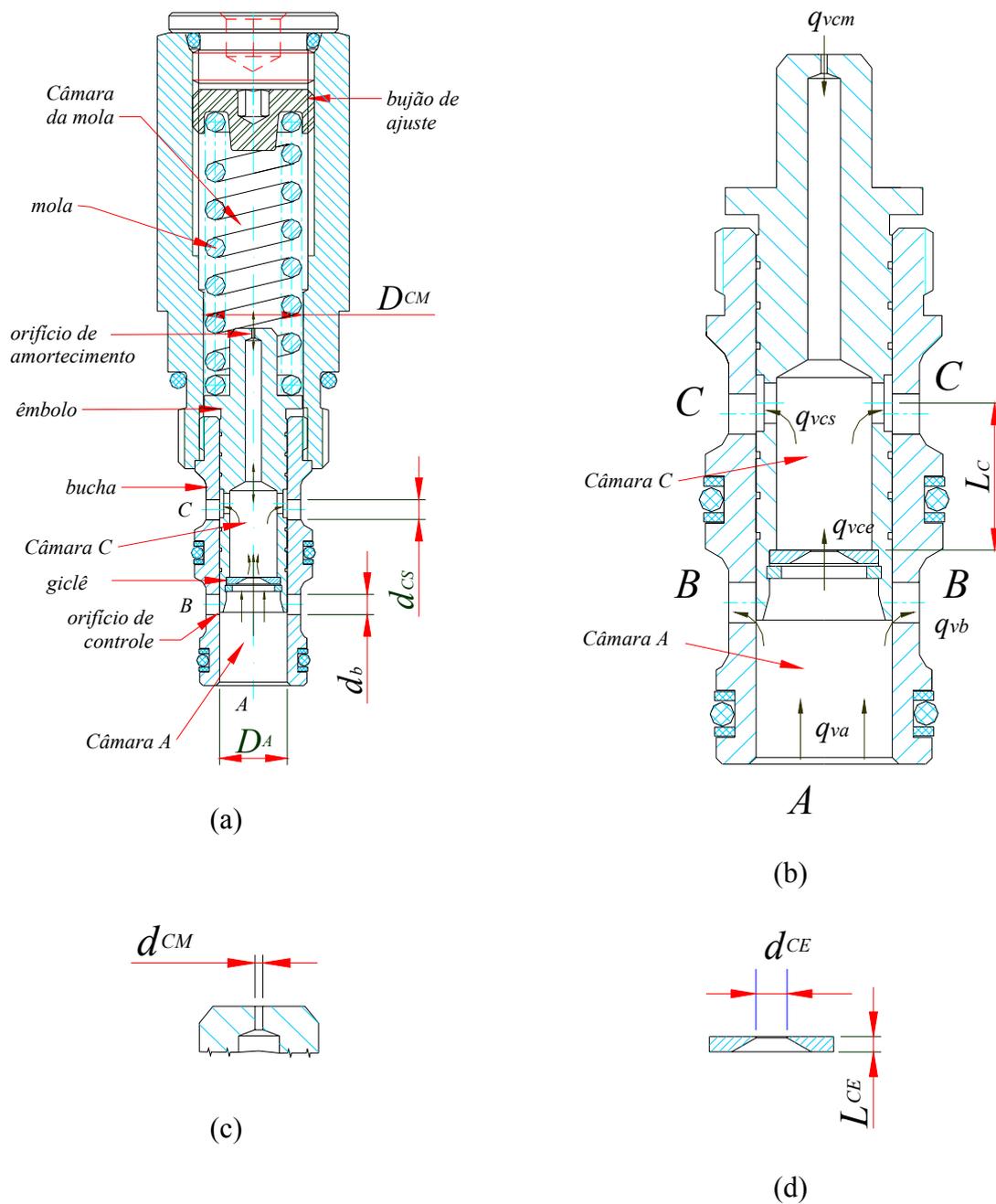


Figura 30 – Descrição da válvula de controle de vazão (a) e (b) partes internas, (c) orifício de amortecimento, (d) gicleur.

A válvula contém um orifício de diâmetro fixo e canto vivo denominado de giclê cuja função é provocar uma diferença de pressão entre as câmaras A para C (Figura 30d). A câmara C possui uma conexão com a câmara superior, onde fica alojada a mola responsável pelo balanceamento de pressão, feita por intermédio de um orifício, também fixo, circular e de pequeno diâmetro, o qual limita a velocidade de deslocamento do êmbolo (Figura 30c). Conseqüentemente, esta restrição tem influência na estabilidade da válvula. A abertura do orifício de controle do canal secundário B é decorrência da diferença de pressão entre a câmara A e a câmara C e da regulagem na pré-carga da mola. Como a pressão de saída da válvula na câmara C é dependente da resistência (carga) do sistema à jusante do canal prioritário, após as saídas B e C da válvula foram inseridas restrições visando analisar a influência da pressão na compensação da válvula.

O canal C deve manter a vazão constante dentro de uma faixa de tolerância de $\pm 10\%$ da vazão ajustada. Não é necessário que a vazão que se dirige para B permaneça constante uma vez que oscilações de carga produzirão alterações nesta vazão. As oscilações da carga são consideradas perturbações e devem ser compensadas através da balança de pressão, permitindo que o excedente de vazão seja dirigido para canal secundário B.

A válvula reguladora de vazão pertence a classe de válvulas de deslizamento, na qual o movimento do elemento móvel é paralelo ao plano longitudinal do orifício de controle, responsável pela abertura. Nesta versão, geralmente os orifícios podem ser considerados de canto vivo permitindo a utilização da equação da vazão para descrever o escoamento, exceto para aberturas da válvula muito pequenas (BLACKBURN *et al*, 1960).

A inserção de uma zona morta na válvula propicia retardos nas respostas, evitando instabilidade no comportamento do componente, caso este necessite ser usado em condições em que se exija um controle rigoroso de velocidade (Figura 30b). De acordo com NASCA (1995), o tempo de resposta da válvula reguladora de vazão pode tornar-se crítico, dependendo da sua aplicação. A vazão que circula na válvula não é controlada até o momento em que a mesma alcance determinadas condições de operação (*set point*). A válvula com uma resposta mais lenta possibilitará melhor controle da carga até o momento em que haja estabilização do sistema. Se a resposta da válvula for muito rápida poderão haver choques e o sistema tornar-se-á instável criando condições de risco à operação.

A apresentação da modelagem está ordenada da seguinte forma:

4. Aplicação da equação da continuidade às câmaras A, B, C e a câmara da mola. Em paralelo, efetua-se a aplicação da equação da vazão aos respectivos orifícios. Os parâmetros da válvula estão apresentados no apêndice B.

5. Aplicação da equação da quantidade de movimento.

4.2.2 – Canais e câmaras internas da válvula

4.2.2.1 – Câmara A

Equação da continuidade:

$$q_{va} - q_{vb} - q_{vce} = A_{ao} \frac{dx_v}{dt} + \frac{V_a}{\beta_e} \frac{dp_a}{dt} \quad 4.44$$

Onde:

A_{ao} = área da câmara A [m²]

q_{va} = vazão na entrada da válvula (entrada do sistema) [m³/ s]

q_{vb} = vazão volumétrica do canal secundário B [m³/ s]

q_{vce} = vazão volumétrica na entrada da câmara C [m³/ s]

V_a = volume na câmara A da válvula [m³/ s]

p_a = pressão de suprimento na entrada A [Pa]

β_e = módulo de compressibilidade efetivo do fluido [Pa]

4.2.2.2 – Canal secundário B

Equação da continuidade:

$$q_{vb} - q_{vbt} = \frac{V_b}{\beta_e} \frac{dp_b}{dt} \quad 4.45$$

Equação da vazão para o orifício de controle:

$$q_{vb} = Cd_b \cdot A_b \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_a - p_b)} \quad 4.46$$

Equação da vazão q_{vbt} para restrição do canal secundário B:

$$q_{vbt} = C_{dbt} \cdot A_{bt} \sqrt{\frac{2 \cdot p_b}{\rho}} \quad 4.47$$

onde

$$A_b = 6 \cdot K_{gb} \cdot x_v \quad 4.48$$

C_{dbt} = coeficiente de descarga para porta B

K_{gb} = coeficiente geométrico [m]

p_b = pressão no canal secundário B [Pa]

q_{vbt} = vazão através da restrição variável em B [m³/s]

V_b = volume interno da tubulação entre a saída da válvula e a restrição [m³]

A_{bt} = área da restrição [m²]

C_{dbt} = coeficiente de descarga da restrição [adim]

4.2.2.2.1 – Cálculo da área A_b do orifício de controle

A área A_b será definida em função de duas equações para um segmento de seção circular em decorrência de sua geometria não linear (Figura 31). A primeira equação é válida para o deslocamento x_v do êmbolo, quando este for inferior ou igual ao valor do raio da circunferência R_b . A segunda equação soma-se à primeira a partir do instante em que o deslocamento x_v for maior que o raio da círculo. O segmento circular de área A_b está ilustrado através da Figura 31. Considerando a região da zona morta nula, obtém-se:

Para $0 \leq x_v \leq R_b$

$$A_{b1} = \frac{1}{2} R_b^2 (\alpha - \text{sen } \alpha) \quad 4.49$$

onde

R_b = raio do círculo de área A_b [m]

$$\alpha = 2 \cdot \text{arc cos} \left(1 - \frac{x_v}{R_b} \right) \quad \text{em radianos} \quad 4.50$$

$$A_b = 6 \cdot A_{b1} \quad \text{Número de orifício da bucha} \quad 4.51$$

Para $x_v > R_b$

$$A_{b2} = \frac{\pi \cdot R_b^2}{2} - \frac{1}{2} R_b^2 \cdot (\phi - \text{sen } \phi) \tag{4.52}$$

onde

$$\phi = 2 \cdot \text{arc cos} \left(\frac{x_v}{R_b} - 1 \right) \quad \text{em radianos} \tag{4.53}$$

$$A_b = 6 \cdot (A_{b1} + A_{b2}) \tag{4.54}$$

O diâmetro hidráulico da área A_b pode ser expresso como:

$$D_h = \frac{2R_b(\alpha - \text{sen } \alpha)}{\alpha + 2 \text{sen } \alpha/2} \tag{4.55}$$

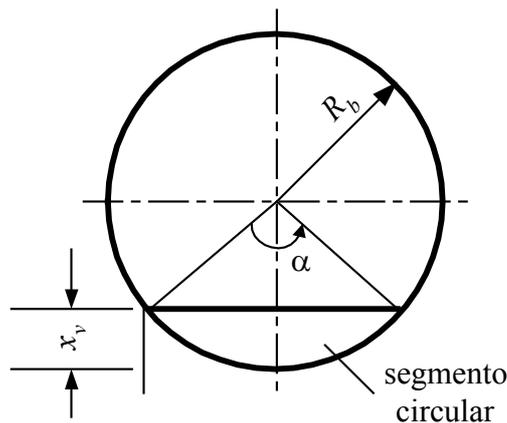


Figura 31 – Segmento de seção circular

O coeficiente de descarga C_d para geometria de seção circular é dado em função do número de Reynolds R_e , conforme mostrado na Figura 32.

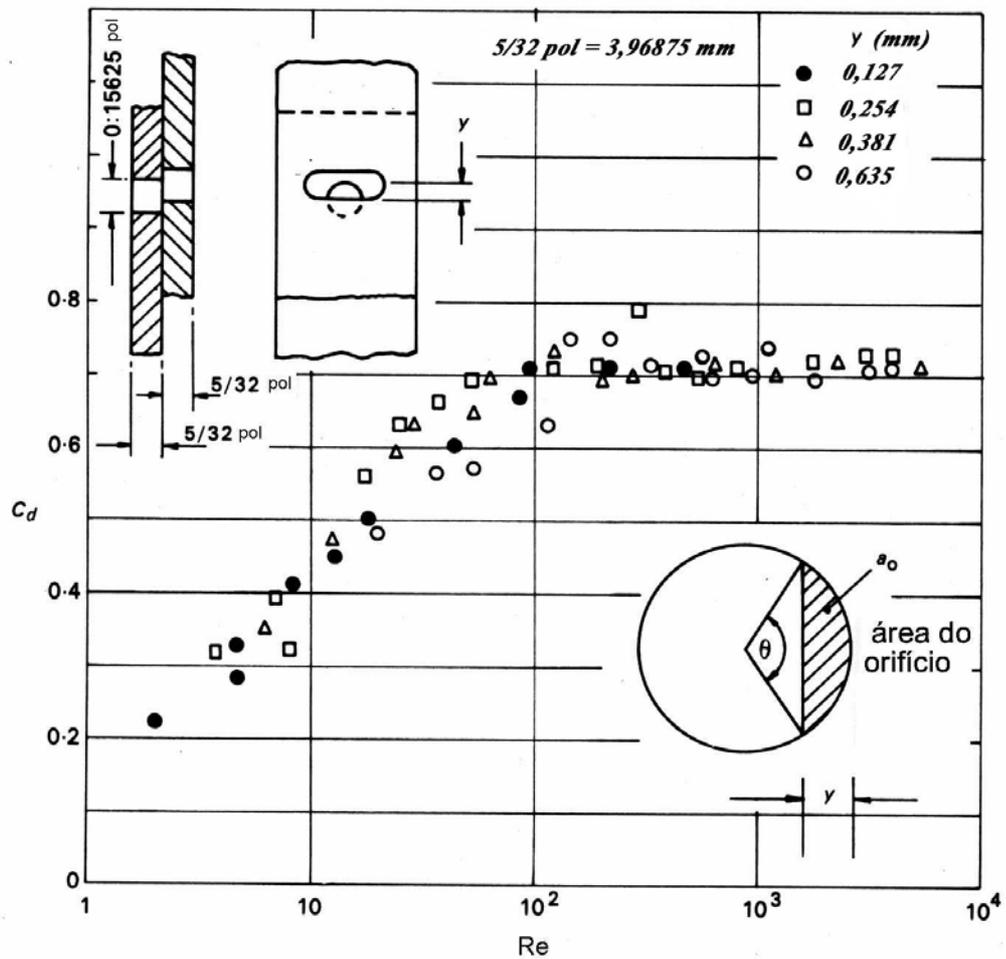


Figura 32 – Coeficiente de descarga para um segmento de seção circular segundo LEWIS e STERN citados por McCLOY e MARTIN (1973)

4.2.2.3 – Câmara C

Equação da continuidade:

$$q_{vce} - q_{vcs} + q_{vcm} = \frac{V_c}{\beta_e} \frac{dp_c}{dt} \tag{4.56}$$

onde:

q_{vcs} = vazão de saída da câmara C [m^3/s]

q_{vcm} = vazão proveniente da câmara da mola [m^3/s]

V_c = volume da câmara C [m^3]

Equação da vazão q_{vce} no giclê

$$q_{vce} = C_{dce} \cdot A_{ce} \sqrt{\frac{2 \cdot (p_a - p_c)}{\rho}} = C_{dce} \cdot \frac{\pi \cdot d_{ce}^2}{4} \sqrt{\frac{2 \cdot (p_a - p_c)}{\rho}} \quad 4.57$$

onde

p_c = pressão na câmara C [Pa]

d_{ce} = diâmetro do giclê [m]

C_{dce} = coeficiente de descarga do gicleur [adim]

A Figura 33 mostra o desenho esquemático do gicleur na válvula.

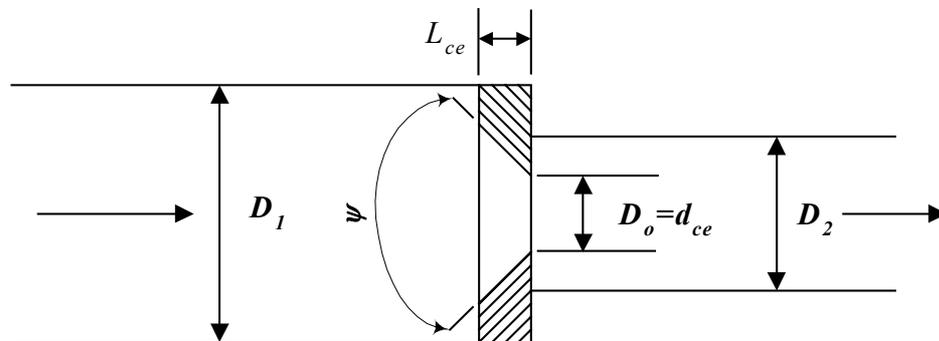


Figura 33 – Esquema do gicleur na válvula de controle de vazão com canto vivo

Estima-se o coeficiente de descarga a partir do coeficiente de resistência ζ_{ce} , considerando o regime de escoamento turbulento, através da seguinte expressão (IDELCHIK, 1994):

$$\zeta_{ce} = \frac{\Delta p}{\rho \cdot \frac{v_o^2}{2}} \approx \zeta' \left(1 - \frac{A_o}{A_1} \right)^{0,75} + \left(1 - \frac{A_o}{A_2} \right)^2 + 2 \cdot \sqrt{\zeta' \left(1 - \frac{A_o}{A_1} \right)^{0,375} + \left(1 - \frac{A_o}{A_2} \right)} \quad 4.58$$

onde

A_1 = seção anterior ao orifício de controle [m²]

A_2 = seção posterior ao orifício de controle [m²]

A_o = seção de passagem do orifício de controle [m²]

v_o = velocidade do fluido na seção A_o [m/ s]

ζ' = coeficiente de resistência o qual é definido em relação ao ângulo de abertura do giclê, fornecido através da Tabela 5 [adim]

Tabela 5 – Valores do coeficiente de resistência do gicleur (IDELCHIK, 1994)

| L_{ce}/D_h | ψ (graus) | | | | | | | | |
|--------------|----------------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | 0 | 10 | 20 | 30 | 40 | 60 | 100 | 140 | 180 |
| 0,025 | 0,50 | 0,47 | 0,45 | 0,43 | 0,41 | 0,40 | 0,42 | 0,45 | 0,50 |
| 0,050 | 0,50 | 0,45 | 0,41 | 0,36 | 0,33 | 0,30 | 0,35 | 0,42 | 0,50 |
| 0,075 | 0,50 | 0,42 | 0,35 | 0,30 | 0,26 | 0,23 | 0,30 | 0,40 | 0,50 |
| 0,100 | 0,50 | 0,39 | 0,32 | 0,25 | 0,22 | 0,18 | 0,27 | 0,38 | 0,50 |
| 0,150 | 0,50 | 0,37 | 0,27 | 0,20 | 0,16 | 0,15 | 0,25 | 0,37 | 0,50 |
| 0,600 | 0,50 | 0,27 | 0,18 | 0,13 | 0,11 | 0,12 | 0,23 | 0,36 | 0,50 |

Equação da Vazão q_{ves} no canal de saída

$$q_{ves} = C_{dcs} \cdot A_{cs} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_c - p_t)} \quad 4.59$$

onde

$$A_{cs} = A_{csi} - K_{ges} \times x_v \quad 4.60$$

$$A_{csi} = \frac{\pi}{4} d_{cs}^2 \quad 4.61$$

p_t = pressão na saída da válvula [Pa]

A_{csi} = área inicial orifício da bucha na saída da câmara C [m²]

$$K_{ges} = \frac{\partial A_{cs}}{\partial x_v} = \text{ganho geométrico [m]}$$

C_{dcs} = coeficiente de descarga da restrição

d_{cs} = diâmetro do orifício de área A_{cs} [m]

Restrição variável na saída C

Conforme mencionado anteriormente, é inserida uma restrição visando controlar a pressão da câmara C. As expressões que descrevem o modelo da restrição são dadas a seguir.

Equação da continuidade:

$$q_{ves} - q_{vt} = \frac{V_t}{\beta_e} \frac{dp_t}{dt} \quad 4.62$$

onde:

$$q_{vt} = C_{dt} \cdot A_t \sqrt{\frac{2 \cdot p_t}{\rho}} \quad 4.63$$

q_{vt} = vazão através da restrição regulável [m³/s]

V_t = volume interno da tubulação entre a saída da válvula e a restrição [m³]

A_t = área do orifício da restrição [m²]

C_{dt} = coeficiente de descarga da restrição [m]

4.2.2.4 – Câmara da mola

Equação da continuidade:

$$-q_{vcm} = -A_{cmi} \cdot \frac{dx_v}{dt} + \frac{V_{cm}}{\beta_e} \frac{dp_{cm}}{dt} \quad 4.64$$

Equação da vazão q_{vcm} orifício de amortecimento:

$$q_{vcm} = C_{dcm} \cdot A_{cmo} \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{cm} - p_c)}{\rho}} = \frac{C_{dcm} \cdot \pi \cdot d_{cm}^2}{4} \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{cm} - p_c)}{\rho}} \quad 4.65$$

onde

A_{cmi} = seção transversal da câmara da mola [m²]

V_{cm} = volume da câmara da mola [m³]

A_{cmo} = área do orifício de amortecimento [m²]

d_{cm} = diâmetro do orifício de amortecimento [m]

C_{dcm} = coeficiente de descarga para o orifício de amortecimento

p_{cm} = pressão na câmara da mola [Pa]

4.2.3 – Equação da conservação da quantidade do movimento

4.2.3.1 – Equação da quantidade do movimento

$$F_v = M_v \cdot \frac{dx_v^2}{dt^2} + B_v \cdot \frac{dx_v}{dt} + K_v(x_v + x_{vi}) \quad 4.66$$

$$F_v = F_{BT} + F_R - F_f + p_c \cdot A_c - p_{cm} \cdot A_{cm} \quad 4.67$$

onde:

F_v = força para movimentar o êmbolo [N]

$M_v = M_e + M_m$ [kg]

M_v = massa total a ser movimentada pelo deslocamento do êmbolo [kg]

M_e = massa do êmbolo [kg]

M_m = massa da mola [kg]

B_v = coeficiente de amortecimento viscoso [N.s/m]

x_v = deslocamento linear do êmbolo [m]

x_{vi} = deslocamento inicial da mola devido a pré-compressão [m]

K_v = coeficiente de rigidez da mola [N/m]

F_R = força resultante do fluido sobre a parede da válvula [N]

F_{BT} = força do batente [N]

F_f = força de atrito [N]

A_c = área de atuação da pressão na câmara C [m²]

A_{cm} = área de atuação da pressão na câmara da mola [m²]

4.2.3.2 – Força de escoamento

As considerações apresentadas na descrição da força de escoamento para a válvula direcional aplicam-se também neste modelo. A Figura 34 mostra o volume de controle selecionado em (a) e a convenção adotada em relação à componente axial de deslocamento do êmbolo em (b).

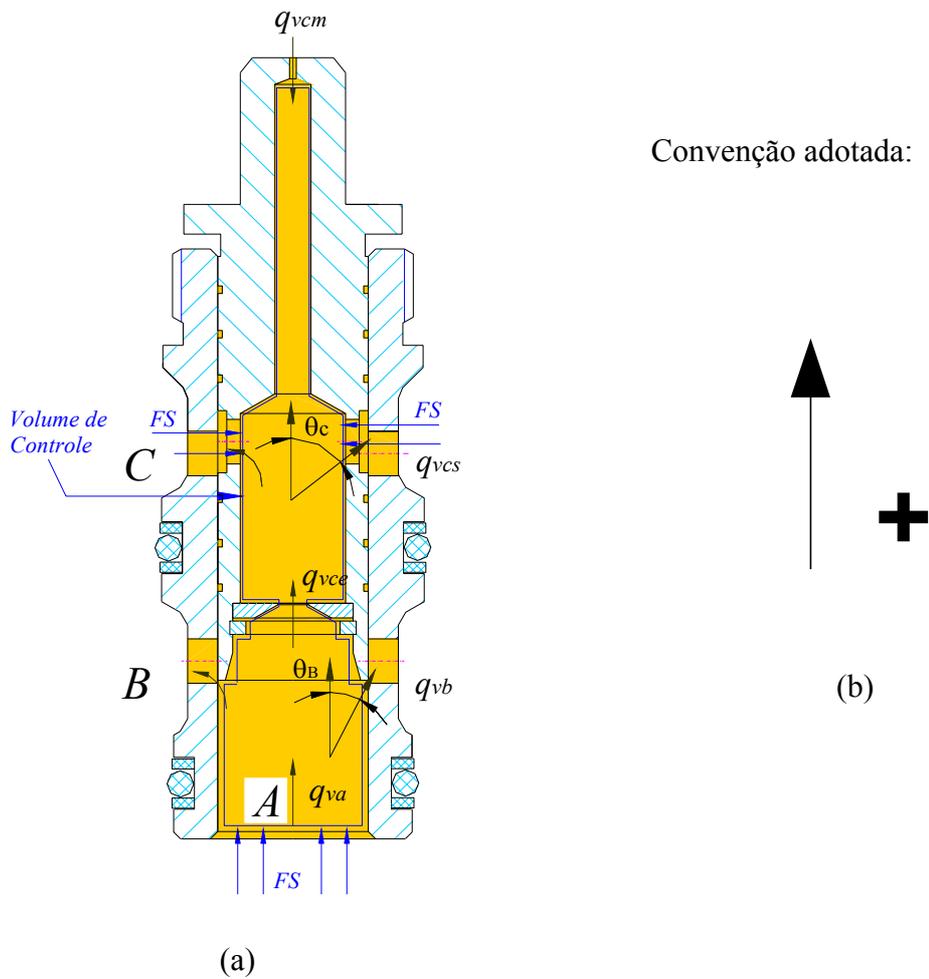


Figura 34 – Volume de controle selecionado para o cálculo da força de escoamento (a)
convenção adotada (b)

O vetor soma das forças externas será:

$$\sum \vec{F} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \vec{F}_p = \vec{F}_1 + \vec{F}_2 - \vec{F}_R \tag{4.68}$$

onde:

$$F_1 = p_a \cdot A_a \tag{4.69}$$

$$F_2 = p_{cm} \cdot A_{cmo} \quad 4.70$$

Substituindo as equações (4.68), (4.69) e (4.70) na equação (A.3), determina-se a equação da conservação da quantidade de movimento para a válvula:

$$\begin{aligned} p_a \cdot A_a - p_{cm} \cdot A_{cmo} - F_R &= F_{esc} = F_{escp} + F_{esct} \\ F_R &= p_a \cdot A_a - p_{cm} \cdot A_{cmo} - (F_{escp} + F_{esct}) \end{aligned} \quad 4.71$$

Onde

\vec{F}_1 = força de superfície na seção de entrada do volume de controle [N]

\vec{F}_2 = força de superfície na seção de saída do volume de controle [N]

\vec{F}_p = força que a parede exerce sobre o fluido [N]

\vec{F}_R = força resultante que o fluido exerce sobre a parede [N]

\vec{F}_{escp} = força de escoamento em regime permanente [N]

\vec{F}_{esct} = força de escoamento em regime transiente [N]

A_a = área de atuação da pressão na superfície de controle 1 [m²]

A_{cmo} = área de atuação da pressão na superfície de controle 2 [m²]

a) Força de escoamento em regime permanente F_{escp}

A força de escoamento em regime permanente F_{escp} é fornecida a partir da equação (A.3) através da seguinte expressão:

$$\begin{aligned} F_{escp} &= -\rho q_{va} v_{1a} \cos 0 + \rho q_{vcs} v_{2c} \cos \theta_c + \rho q_{vb} v_{2b} \cos \theta_B - \rho q_{vcm} v_{1cm} \cos 180 \\ F_{escp} &= -\rho q_{va} v_{1a} + \rho q_{vcs} v_{2c} \cos \theta_c + \rho q_{vb} v_{2b} \cos \theta_B + \rho q_{vcm} v_{1cm} \\ F_{escp} &= \rho (-q_{va} v_{1a} + q_{vcs} v_{2c} \cos \theta_c + q_{vb} v_{2b} \cos \theta_B + q_{vcm} v_{1cm}) \end{aligned} \quad 4.72$$

θ = ângulo que a direção do jato do fluido forma com a direção axial [graus]

A_{co} = área da superfície de controle na câmara C [m²]

A_{ao} = área da superfície de controle na câmara A [m²]

F_c = força de superfície atuante na câmara C [N]

Diversos autores têm usado o valor de 69° para o ângulo do jato do fluido θ , o qual é obtido com referência à direção axial do elemento de abertura da válvula, valor este aplicado para servoválvulas com curso de abertura do carretel muito pequeno (von MISES citado por MERRIT, 1967). De acordo com McCLOY e MARTIN (1973), a maioria das áreas dos orifícios das servoválvulas não são circulares, porém tomam forma semelhante à circular no decorrer da abertura do orifício. Sendo assim, o valor do ângulo do jato do fluido de 69° pode ser adotado como estimativa em válvulas-cartucho, nas quais o orifício da bucha também é de geometria circular.

Utilizando os passos anteriores, onde $v = \frac{q_v}{A.C_d}$, aplica-se as equações (4.35), (4.46),

(4.59) e (4.65) na equação (4.72) para cada orifício e obtém-se:

Escoamento q_{vcm} no orifício de amortecimento

$$\rho q_{vcm} \cdot v_{1cm} = \rho \cdot q_{vcm} \cdot \frac{q_{vcm}}{C d_{cm} \cdot A_{cmo}} = 2 \cdot C d_{cm} \cdot A_{cmo} \cdot (p_{cm} - p_c) \quad 4.73$$

Escoamento q_{vb} através do canal B

$$\rho q_{vb} \cdot v_{2b} \cdot \cos \theta_B = \rho \cdot q_{vb} \cdot \frac{q_{vb}}{A_b \cdot C d_b} \cos \theta_B = 2 \cdot C d_b \cdot A_b \cdot (p_a - p_b) \cdot \cos \theta_B \quad 4.74$$

Escoamento q_{vcs} através do canal C

$$\rho \cdot q_{vcs} \cdot v_{2cs} \cdot \cos \theta_c = \rho \cdot q_{vcs} \cdot \frac{q_{vcs}}{A_{cs} \cdot C d_{cs}} \cdot \cos \theta_c = 2 \cdot C d_{cs} \cdot A_{cs} \cdot (p_c - p_t) \cdot \cos \theta_c \quad 4.75$$

O módulo da força de escoamento será:

$$F_{escp} = 2 \cdot [C d_{cm} \cdot A_{cmo} \cdot (p_{cm} - p_c) + C d_b \cdot A_b \cdot (p_a - p_b) \cdot \cos \theta_B + C d_{cs} \cdot A_{cs} \cdot (p_c - p_t) \cdot \cos \theta_c] - \rho \cdot \frac{q_{va}^2}{A_a} \quad 4.76$$

b) Força de escoamento transiente $F_{esc t}$

As forças de escoamento no regime transiente deste modelo se caracterizam por agirem no sentido de fechar a válvula. Sendo assim, o escoamento comporta-se como uma força de amortecimento estabilizadora. Aplicando novamente no modelo a integração da equação (4.39), tem-se

$$F_{esc t} = \rho.V.\frac{dv}{dt} = \rho.L.A.\frac{dv}{dt} = \rho.L.\frac{dq_v}{dt} \text{sgn}(q_v) \quad 4.39$$

Derivando a equação da vazão para a câmara C da válvula obtém-se:

Câmara C

$$\frac{dq_{vcs}}{dt} = C_{dcs}.K_{gcs}.\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_c - p_t)}\frac{dx_v}{dt} + C_{dcs}.K_{gcs}.x_v.\sqrt{\frac{1}{2.\rho.(p_c - p_t)}}\frac{d\Delta p_1}{dt} \quad 4.77$$

Aplicando as equação (4.77) na equação (4.39), obtém-se,

Para a câmara C

$$F_{esc t} = C_{dcs}.L_c.K_{gcs}.\text{sgn}(q_v)\left(\sqrt{2.\rho.(p_c - p_t)}\frac{dx_v}{dt} + x_v.\sqrt{\frac{\rho}{2.(p_c - p_t)}}\frac{d\Delta p_1}{dt}\right) \quad 4.78$$

onde:

$\Delta p_1 = p_c - p_t$ = diferença de pressão entre a câmara C e a restrição externa [Pa]

L_c = comprimento de amortecimento [m]

Conseqüentemente a força de escoamento considerada na válvula é a soma da força de escoamento em regime permanente (equação 4.76) e da força de escoamento durante o regime transiente (equação 4.78). Assim, aplicando as equações (4.76) e (4.78) na equação (4.71) obtém-se a força resultante do fluido sobre a parede da válvula.

5 – DESCRIÇÃO DO EXPERIMENTO

A descrição dos testes das válvulas é apresentada separadamente pois os experimentos foram realizados em diferentes condições. A Figura 35 mostra os dois protótipos testados onde, à direita da figura são exibidas as peças da válvula direcional, a saber: o núcleo móvel, o pino de acionamento e o êmbolo juntamente com a bucha encaixados.



Figura 35 – Protótipos usados nos experimentos

5.1 – Válvula direcional

O circuito hidráulico de teste utilizado, apresentado na Figura 36, segue em parte as orientações das normas ISO 4411 e 6403. A unidade de potência e condicionamento hidráulico (UPCH) que possui duas bombas de pistões axiais de eixo inclinado, suprindo vazões volumétricas de até 50 l/min . e pode operar a uma pressão de trabalho de até 210 bar . A Tabela 6 identifica os componentes do circuito mostrados na Figura 36, onde apresenta-se um circuito simplificado da UPCH.

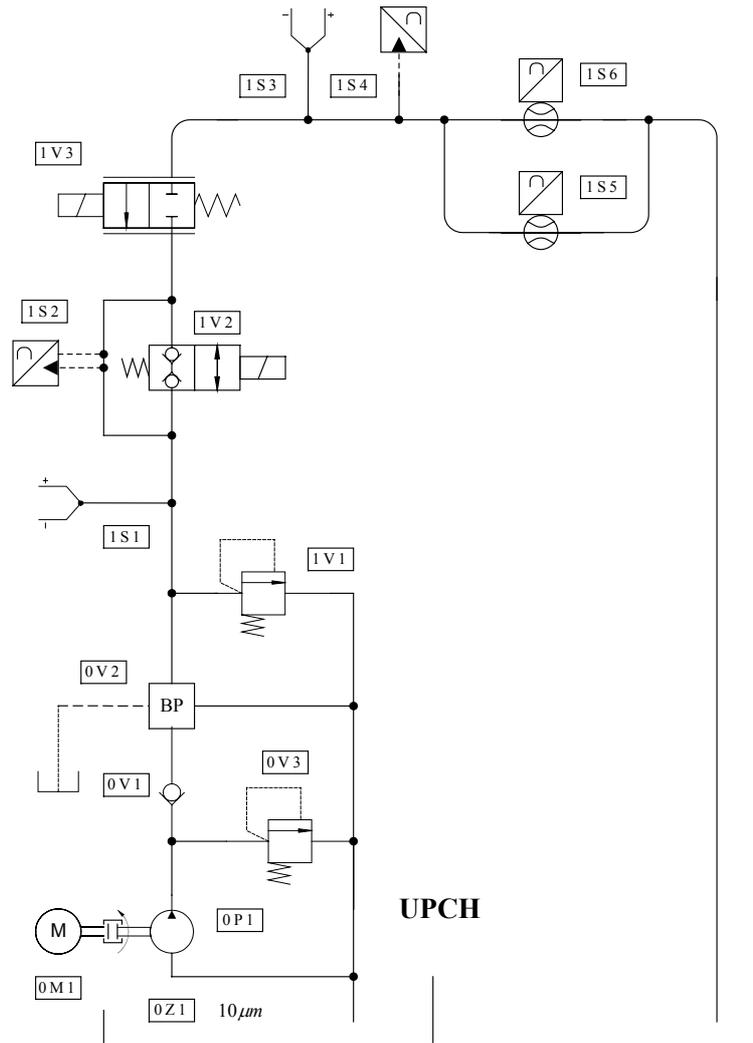


Figura 36 – Circuito hidráulico usado no teste da válvula direcional

Tabela 6 – Componentes do sistema hidráulico de ensaio

| UNIDADE DE POTÊNCIA E CONDICIONAMENTO HIDRÁULICO | | |
|---|-----------------|-------------------|
| CÓDIGO DE IDENTIFICAÇÃO DOS COMPONENTES | | |
| Descrição | Circuito | Componente |
| Bomba de pistões axiais de eixo inclinado | 0 | P1 |
| Válvula de retenção | 0 | V1 |
| Bloco proporcional de vazão e pressão | 0 | V2 |
| Válvula limitadora de pressão | 0 | V3 |
| Motor elétrico | 0 | M1 |
| Reservatório | 0 | Z1 |
| BLOCO | | |
| Descrição | Circuito | Componente |
| Válvula limitadora de pressão | 1 | V1 |
| Válvula direcional 2/2 on/off em estudo | 1 | V2 |
| Válvula direcional 2/2 proporcional | 1 | V3 |
| Termopar Fe-Cu Ni | 1 | S1, S3 |
| Transdutor de pressão Diferencial, marca Viatran, faixa de medição de 0 a 70 bar, incerteza de medição de $\pm 1,1$ bar | 1 | S2 |
| Transdutor de pressão, marca HBM, faixa de medição de 0 a 500 bar, incerteza de medição de $\pm 0,18$ bar | 1 | S4 |
| Transdutor de vazão, marca Hidrotechnik, faixa de medição de 0,8 a 6 lpm, incerteza de medição de $\pm 1,5\%$ do valor final de escala (VFE) | 1 | S5 |
| Transdutor de vazão: , marca Hidrotechnik, faixa de medição de 6 a 32 lpm, incerteza de medição de $\pm 1,5\%$ do valor final de escala (VFE) | 1 | S6 |

A regulagem de vazão e pressão de suprimento é realizada por meio de um bloco proporcional contendo válvulas de controle de vazão e pressão (BP) 0V2 instalado na UPCH. Nos ensaios, a pressão do sistema é controlada por meio das válvulas 1V1 e 1V3, medindo-se

as pressões e a vazão através dos respectivos transdutores indicados na Figura 36. O fluido empregado possui viscosidade 32 Cst, cuja temperatura é mantida em 40 ± 2 °C com o auxílio de um sistema de controle de temperatura do óleo. Para o levantamento das características dinâmicas foi utilizado um sistema de comando, aquisição e processamento de sinais, conforme esquematizado nas Figuras 39 e 40. Os sinais dos transdutores de pressão e vazão, devidamente tratados nas pontes amplificadoras, juntamente com o sinal de corrente, são adquiridos em um microcomputador por intermédio do sistema de aquisição de dados AQX, que permite operar até 16 conversores A/D com ganhos variáveis independentes. Estes sinais são apresentados na tela nas respectivas grandezas e armazenados em arquivo para posterior manipulação dos sinais pelo usuário.

A estrutura do laboratório de sistemas hidráulicos e pneumáticos – LASHIP – no qual foram realizados os testes é mostrada através da Figura 37.

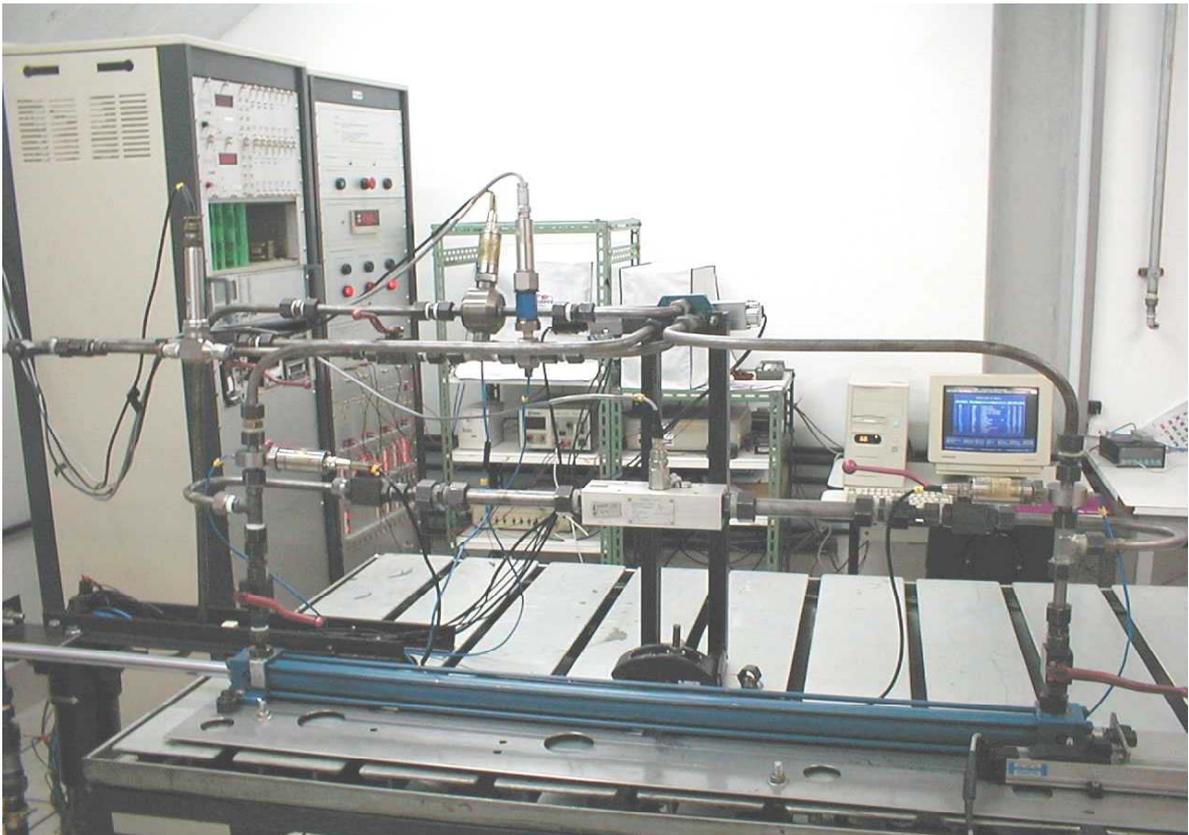


Figura 37 – Laboratório de sistemas hidráulicos

5.1.1 – Modificações do experimento

Em função de problemas no acionamento, os ensaios dinâmicos foram prejudicados pois a força do solenóide não era suficiente para abrir a válvula nas condições normais de operação. Para os ensaios estáticos, adaptou-se na parte traseira da válvula uma haste deslizante com a função de deslocar manualmente o êmbolo e realizar a medição das variáveis para diferentes cursos de abertura, principalmente a medição da força de acionamento (Figura 38). Visando evitar o vazamento de óleo, uma porca modificada foi construída tendo no seu corpo anéis de vedação tipo 'o'. Através da protensão da rosca, os anéis eram comprimidos tornando a vedação mais eficiente. Porém, a adaptação da haste na válvula acarretou no acréscimo das incertezas das medições, pois, além da vedação adicional que precisou ser incluída, o protótipo estava razoavelmente empenado em função do processo de soldagem no corpo da válvula, mais especificamente na região do solenóide. O deslocamento foi realizado através de uma mesa micrométrica e a força de deslocamento medida através de uma célula de carga, com faixa de indicação de 0 a 50 kgf, marca HBM, e incerteza de medição máxima de $\pm 0,013$ kgf.

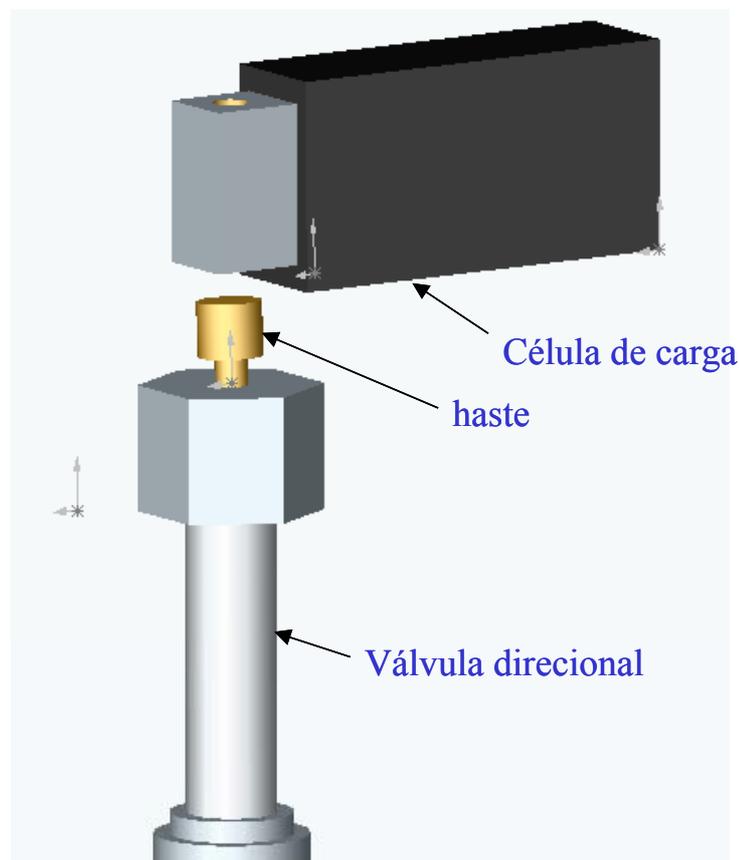


Figura 38 – Modificações do protótipo: abertura manual

Para a execução dos ensaios dinâmicos foi necessária a retirada da mola de fechamento para possibilitar o acionamento por solenóide. Entretanto, sob determinados valores de vazão e pressão a válvula ainda apresentou limitação no acionamento, tanto na abertura quanto no fechamento. Também foram testados vários cursos de abertura através da modificação no comprimento do pino de acionamento, com o objetivo de analisar o comportamento da pressão e da vazão em função da abertura da válvula. A resposta dinâmica do mecanismo (êmbolo) não foi possível em função da carência de um transdutor para medir o deslocamento do êmbolo. Para a obtenção dos resultados teóricos, utilizou-se a simulação computacional por meio da ferramenta *Simulink* disponível no software MATLAB 6.0.

Em resumo, foram consideradas duas as condições distintas para o acionamento da válvula: o acionamento manual e o acionamento por solenóide. No primeiro caso, ocorreu um aumento nas incertezas das medições, conforme citado anteriormente. No segundo caso, a válvula operou sem a necessidade de modificações. Em decorrência, sempre que foi possível, optou-se pelo acionamento normal para a realização dos ensaios em ambos os regime de operação.

5.1.2 – Procedimento de teste

A descrição do teste para a análise do comportamento das variáveis foi realizado conforme os procedimentos 1 e 2 relatados a seguir, seguindo o esquema hidráulico mostrado na Figura 36.

Procedimento 1 – acionamento com solenóide:

1. Manter a válvula proporcional 1V3 totalmente aberta.
2. Regular as condições de pressão e vazão de suprimento através do bloco proporcional 0V2.
3. Regular a válvula de alívio 1V1 conforme a pressão de abertura desejada da válvula.
4. Energizar o solenóide da válvula de teste 1V2 para provocar sua abertura.
5. Analisar o comportamento das variáveis para os regimes permanente e transiente através do sistema de processamento de sinais.
6. Desenergizar o solenóide da válvula de teste 1V2.
7. Analisar novamente o comportamento das variáveis.

8. Fechar gradualmente a válvula proporcional 1V3 em patamares fixos de tensão.
9. Realizar os passos 4 a 7 novamente para cada patamar de tensão.
10. Alternar os pinos de acionamento da válvula 1V2 e estabelecer aberturas definidas da válvula de 0,8/ 1,0/ 1,2/ 1,5/ 1,8/ 2,0/ e 2,5 mm.
11. Realizar os passos 4 a 7 novamente para cada patamar de abertura.

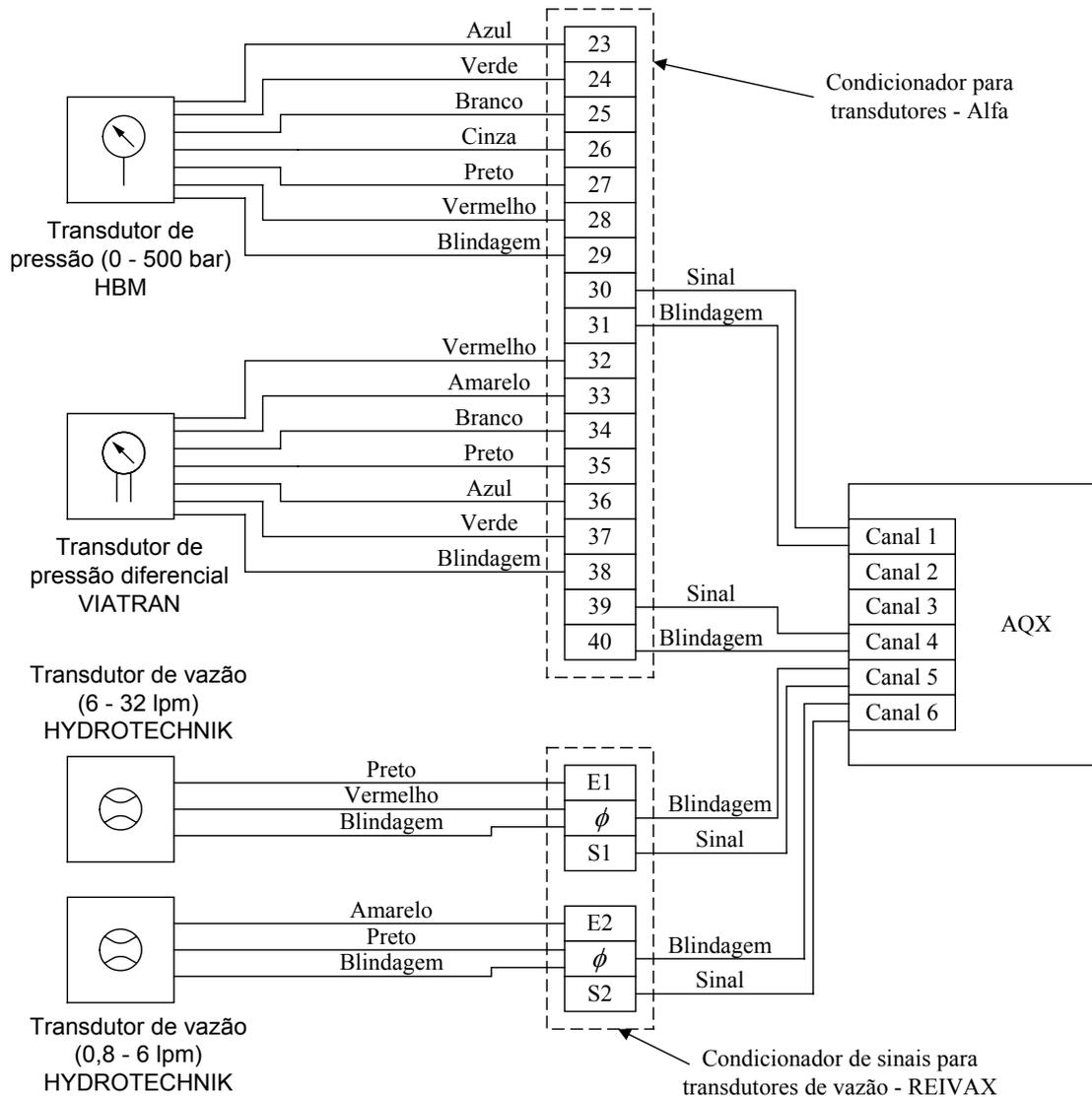


Figura 39 – Circuito elétrico para aquisição de sinais

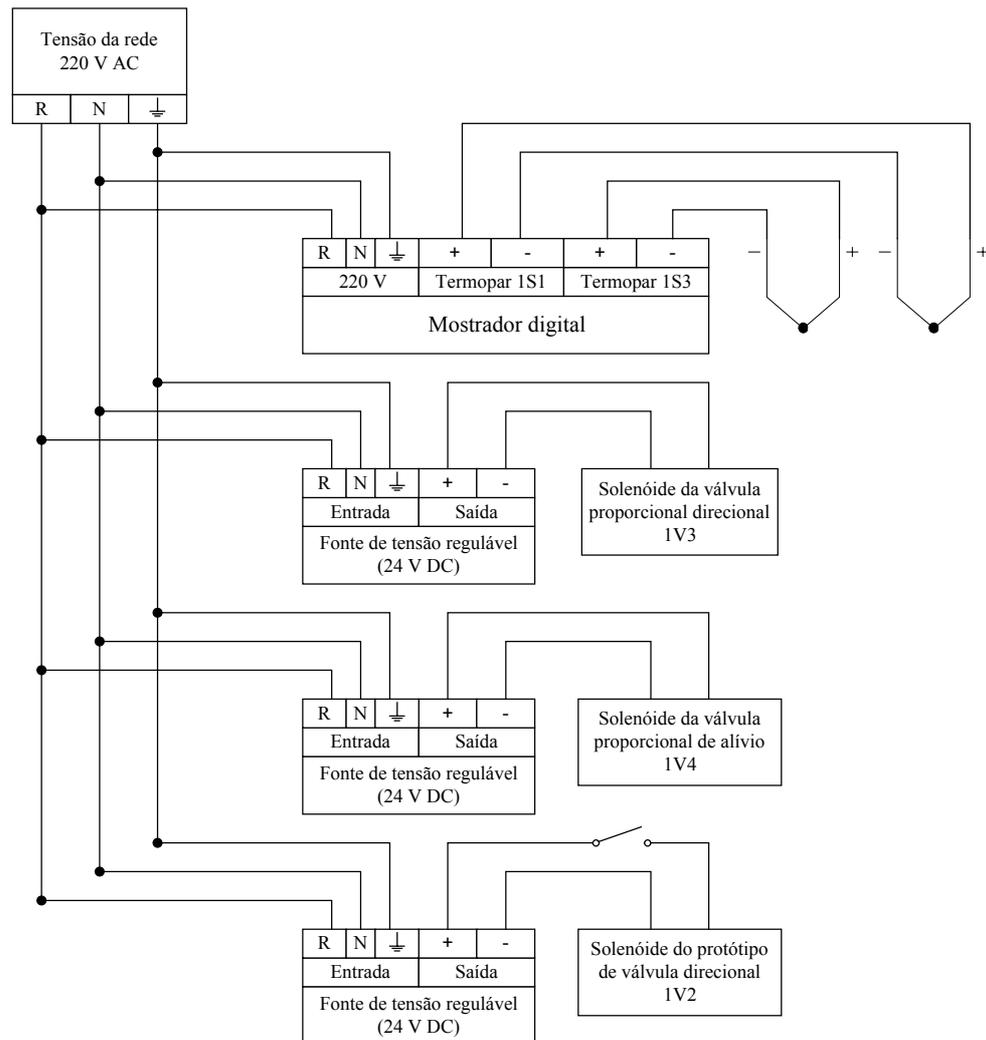


Figura 40 – Circuito elétrico para comando das válvulas eletrohidráulicas

Procedimento 2 – acionamento manual através da mesa micrométrica:

1. Repetir os passo 1 a 3 anteriores (procedimento 1).
2. Abrir manualmente a válvula 1V2 de teste através de mesa micrométrica com incrementos fixos de deslocamento do êmbolo de 0,10 mm, até provocar uma abertura máxima de 2,5 mm.
3. Analisar o comportamento das variáveis para o regime permanente através do sistema de processamento de sinais para cada incremento de abertura.
4. Fechar gradualmente a válvula proporcional 1V3 em patamares fixos de tensão.
5. Repetir os passos 1 a 3 deste procedimento (procedimento 2) para cada patamar de tensão.

5.2 – Válvula de controle de vazão

O teste para a válvula reguladora de vazão foi realizado na bancada universal disponível na sala de ensaios de produtos da empresa BOSCH REXROTH GROUP pelo corpo técnico responsável pelo setor de projetos e conduzido sob condições de regime permanente.

A avaliação do comportamento da válvula reguladora de vazão através do levantamento de suas curvas características foi o objetivo do experimento. O teste consistiu em variar a pressão e avaliar a vazão nas saídas prioritária e secundária. O requisito principal de projeto da válvula é manter a vazão constante através do canal prioritário admitindo uma variação de até 10% do valor ajustado em vazão para a faixa de trabalho. A bancada dispõe de óleo Renolin MR 20. Segundo o fabricante, tal óleo tem grau de viscosidade ISO VG 68 (ISO 3448, 1975) e a relação temperatura \times viscosidade está determinada na Tabela 7 a seguir.

Tabela 7 – Relação entre a temperatura e a viscosidade

| | | | | | | |
|---------------------------|------|------|------|------|------|------|
| VISCOSIDADE (Cst) | 12 | 13 | 14 | 15 | 30 | 35 |
| Renolin MR 20 (°C) | 88,5 | 85,0 | 82,5 | 80,5 | 60,5 | 56,0 |

5.2.1 – Procedimento do teste

O teste para obter a curva de pressão \times vazão foi realizado segundo o procedimento relatado abaixo, seguindo o esquema hidráulico apresentado na Figura 41. Os componentes do circuito hidráulico estão listados na Tabela 8.

Levantamento de curvas de pressão \times vazão para o canal C prioritário:

- Vazão de entrada ajustada para 38 lpm.
- Inicialmente mantêm-se as válvulas limitadoras de pressão [0V3] e [0V5] totalmente abertas.
- Ajusta-se a vazão prioritária em 10 lpm. A leitura é feita no transdutor [0S6].
- Após o ajuste da vazão, fecha-se o bujão do corpo da válvula.
- Aumenta-se gradativamente a pressão na linha prioritária através da válvula limitadora [0V3] até uma pressão de 210 bar para então traçar a curva correspondente.

□ Repete-se o mesmo procedimento para ajustar a vazão prioritária em 20 lpm e 30 lpm. O mesmo procedimento adotado para o canal prioritário C foi realizado para traçar a curva de vazão × pressão no canal secundário B. A única alteração foi a medição da vazão através do transdutor [0S5] e o ajuste de pressão realizado através da válvula de alívio [0V5].

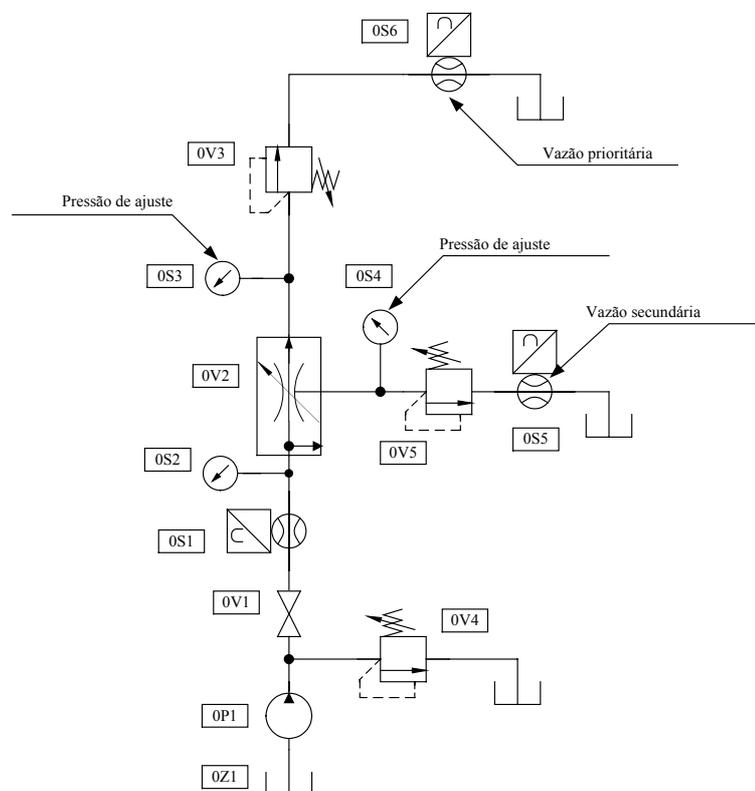


Figura 41 – Circuito hidráulico utilizado no teste da válvula de controle de vazão

Tabela 8 – Componentes do sistema hidráulico de ensaio

| UNIDADE DE POTÊNCIA E CIRCUITO DE TESTES | | |
|---|-----------------|-------------------|
| CÓDIGO DE IDENTIFICAÇÃO DOS COMPONENTES | | |
| Descrição | Circuito | Componente |
| Bomba hidráulica | 0 | P1 |
| Válvula de esfera | 0 | V1 |
| Válvula limitadora de pressão | 0 | V3, V4, V5 |
| Válvula de controle de vazão | 0 | V2 |
| Manômetro | 0 | S2, S3, S4 |
| Transdutor de vazão | 0 | S1, S5, S6 |
| Reservatório | 0 | Z1 |

6 – ANÁLISE DOS RESULTADOS

Neste capítulo são analisados os resultados obtidos, comparando-se os dados experimentais com as simulações do modelo matemático. O capítulo inicia com a apresentação dos resultados experimentais obtidos para a válvula direcional em regime permanente e a obtenção dos seus coeficientes. A determinação da força de abertura e a comparação com o modelo teórico também é mostrada. O capítulo prossegue apresentando as respostas dinâmicas obtidas através da simulação, comparando-as com os resultados de pressão e vazão obtidos experimentalmente. A seção 6.2 é destinada a apresentação dos resultados da válvula de controle de vazão. Seguindo a mesma ordem, as respostas estáticas experimentais e teóricas são apresentadas seguidas das respostas dinâmicas provenientes da simulação. Encerra-se o capítulo com as conclusões pertinentes e propostas para trabalhos futuros.

6.1 – Válvula direcional

6.1.1 – Obtenção dos parâmetros do sistema em regime permanente

Para a obtenção dos parâmetros da válvula direcional foi utilizado o circuito hidráulico apresentado no capítulo 5, Figura 36.

6.1.1.1 – Coeficiente de descarga

A Figura 42 mostra as curvas para o coeficiente de descarga obtidas experimentalmente em função do número de Reynolds.

onde
$$R_e = \frac{v \cdot D_h}{\nu} = \frac{q_v \cdot D_h}{A_o \cdot \nu}$$

e ν é a viscosidade cinemática.

Para o traçado dos gráficos, utilizou-se a equação da vazão (A.1) no cálculo do coeficiente de descarga, mantendo-se o diferencial de pressão constante na válvula e abrindo-a gradualmente. Observa-se no gráfico que em determinado valor do número de Reynolds ocorre uma inversão no comportamento do coeficiente de descarga através de uma redução seguida de um aumento relativamente brusco no valor do coeficiente. Este comportamento é função dos valores teóricos da área do orifício A_A de controle que, em dado momento, alcança seu valor máximo. Deste ponto em diante, não há mais modificação na área de escoamento independentemente do deslocamento do êmbolo. Porém, o valor do coeficiente de descarga

volta a crescer em função do aumento contínuo da vazão, o qual é gerado pela mudança no comportamento do escoamento na região de entrada da válvula, ocasionada principalmente, pelo deslocamento progressivo do êmbolo (Figura 43).

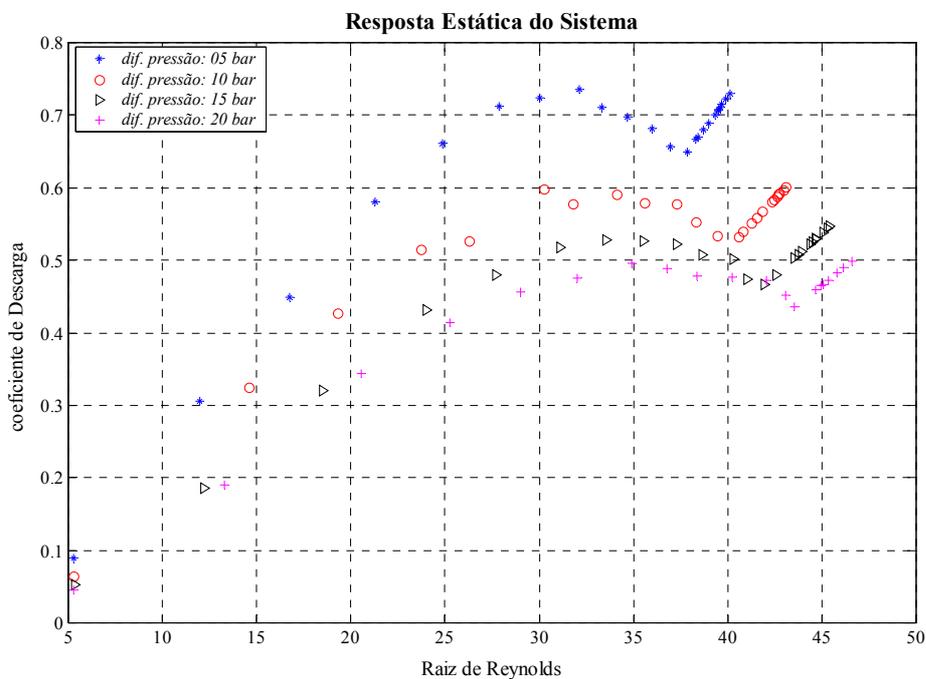


Figura 42 – Coeficiente de descarga C_d em função da raiz de Reynolds R_e

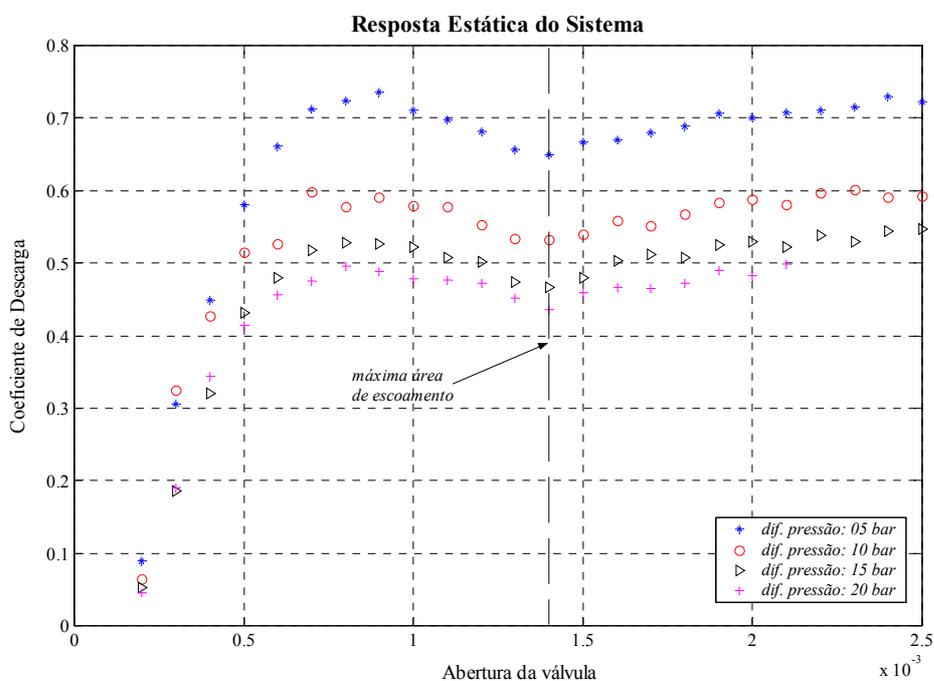


Figura 43 – Coeficiente de descarga C_d em função da abertura da válvula

Conforme observa-se na Figura 43, para aberturas da válvula maiores que 0,7 mm, a variação do coeficiente de descarga torna-se menor, sendo que a partir deste valor pode-se defini-lo como um valor constante. A dependência do coeficiente de descarga com a diferença de pressão, identificada na Figura 15, está de acordo com os resultados obtidos por VIALL e ZHANG (2000) citados na seção 3.2.

6.1.1.2 – Curva da vazão *versus* abertura do êmbolo

Outro aspecto importante a ser mencionado, diz respeito à escolha do curso de abertura, uma vez que, conforme mostra a Figura 44, a partir de um deslocamento de aproximadamente 1,37 mm não há mais alteração na seção do orifício de controle, conforme citado no parágrafo anterior. Para deslocamentos acima de 2,0 mm verifica-se uma redução na variação da vazão em função da abertura da válvula. Conseqüentemente, a partir deste deslocamento a válvula não apresenta aumento significativo na vazão em função do aumento no curso de abertura, sendo portanto, este, o curso máximo recomendado.

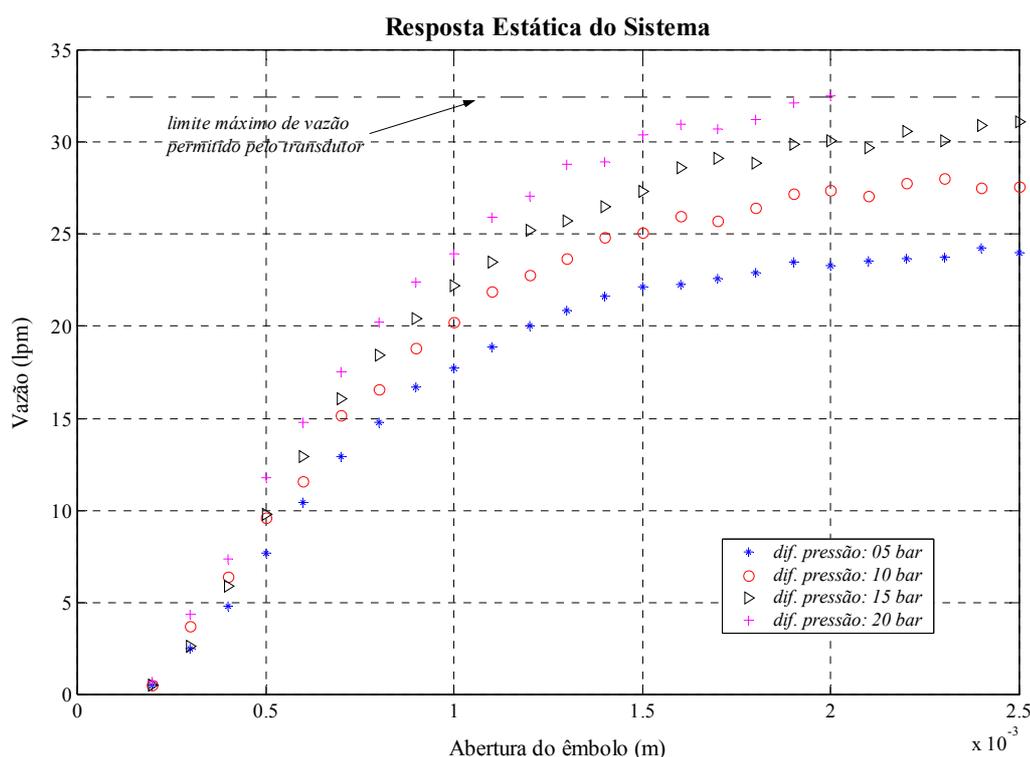


Figura 44 – Curva de vazão *versus* abertura do êmbolo

6.1.1.3 – Curva da vazão *versus* queda de pressão

Um gráfico típico de catálogos é o que especifica a relação entre a vazão e a queda de pressão no componente. Através desta informação, o usuário pode selecionar a opção que melhor se enquadra a sua condição de trabalho. O gráfico de vazão *versus* queda de pressão da válvula direcional é apresentado na Figura 45.

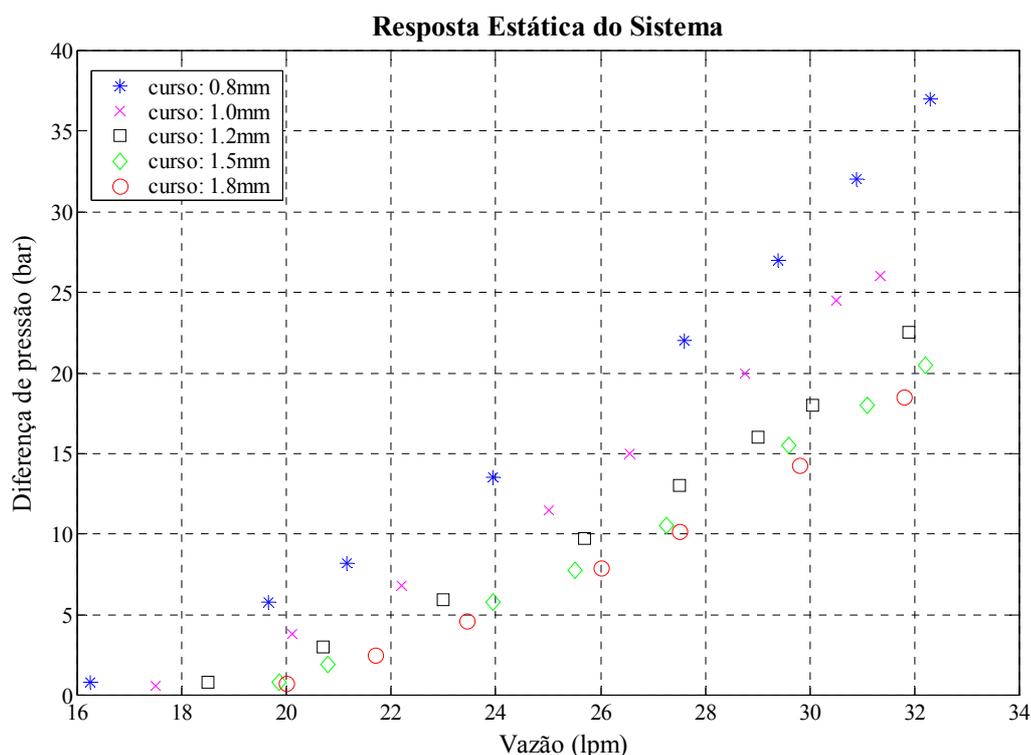


Figura 45 – Resposta estática da válvula: curva de vazão q_v \times queda de pressão Δp

Para a obtenção da Figura 45, os testes da válvula foram realizados com acionamento por solenóide alternando o tamanho do pino de acionamento, permitindo a variação no curso de abertura x_v da válvula e, conforme esperado, para o maior curso a válvula obteve-se menor perda de pressão. Observe que para baixas vazões, por exemplo abaixo de 16 lpm e curso de deslocamento de 0,8 mm, não houve a possibilidade da medição da queda de pressão na válvula. Para este caso, os valores medidos foram muito pequenos impedindo leituras confiáveis no transdutor diferencial de pressão em função da presença de ruído.

6.1.1.4 – Força de escoamento

A Figura 46 apresenta a força de escoamento em função da vazão para diferentes patamares de perda pressão na válvula, calculada através da equação (4.37) utilizando os valores de vazão, diferença de pressão e abertura obtidos experimentalmente. A abertura da válvula foi gradual com deslocamentos de 0,2 a 2,5 mm.

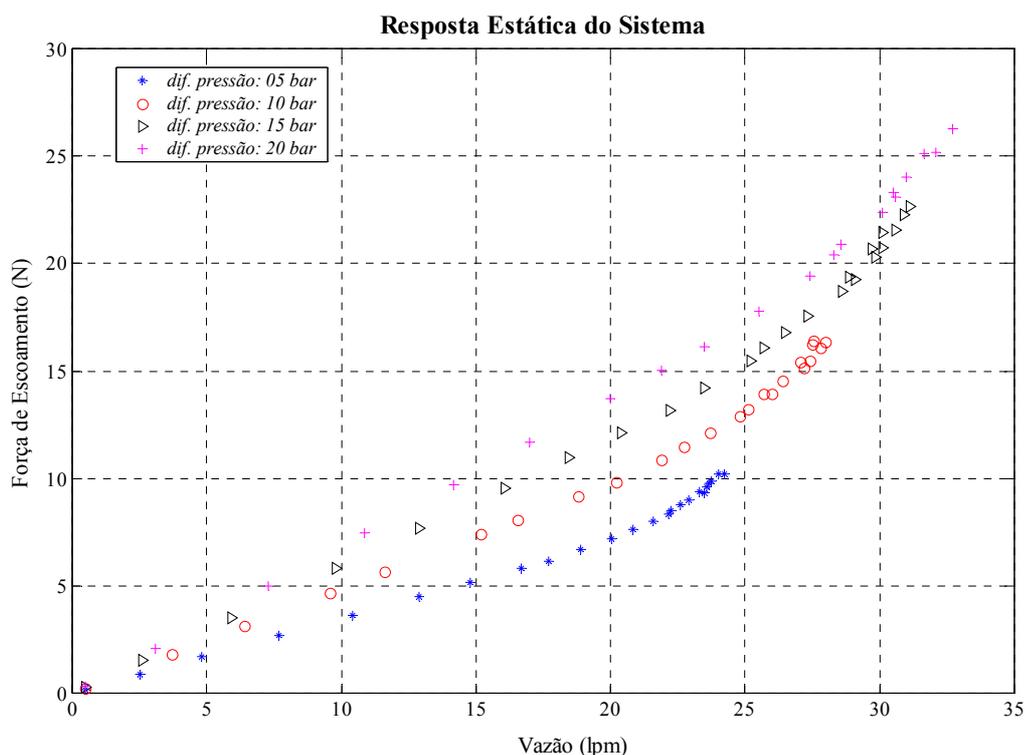


Figura 46 – Gráfico da força de escoamento em função da vazão

O coeficiente da força de escoamento K_{esc} é apresentado na Figura 47 e na Figura 48 em função da raiz do número de Reynolds e da abertura da válvula, respectivamente. Conforme mencionado no Capítulo 3 (equação 3.3), este coeficiente pode ser considerado constante para certas faixas de operação, sendo possível investigar o comportamento da força de escoamento para diferentes geometrias, ainda na fase de projeto, em função de alterações no orifício de controle. Esta faixa de operação é observada no gráfico para $\sqrt{R_e} > 15$.

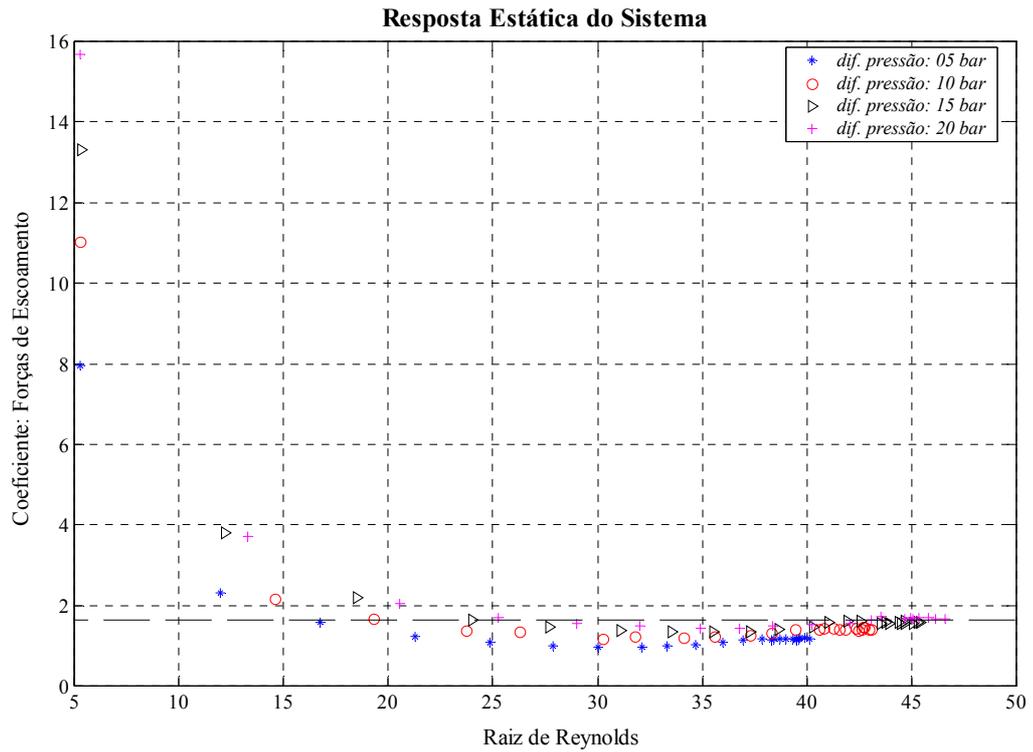


Figura 47 – Coeficiente da Força de Escoamento em função do Número de Reynolds

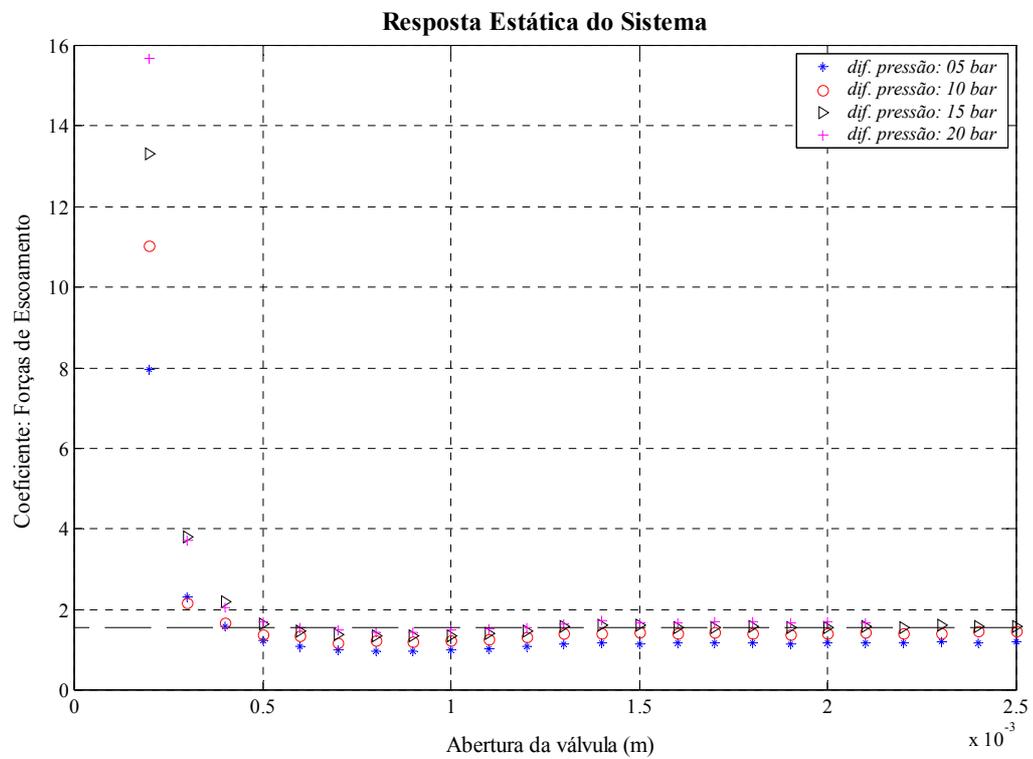


Figura 48 – Coeficiente da Força de Escoamento em função da abertura da válvula

6.1.1.5 – Força de acionamento da válvula

A Figura 49 mostra a força resultante necessária para o acionamento da válvula, a qual foi medida por meio da célula de carga e o cálculo realizado através da equação (4.30), empregando os valores das pressões, vazões e deslocamentos medidos. Para a realização do teste manteve-se a diferença de pressão através da válvula fixa para quatro patamares distintos: 05, 10, 15 e 20 bar¹. A abertura da válvula foi gradual também adotando-se patamares preestabelecidos de 0,2 a 2,5 mm com incrementos de 0,1 mm. A quantificação da força lateral decorrente do atrito da haste deslizante foi estimada abrindo-se manualmente a válvula fora do regime de operação, sendo os efeitos do atrito viscoso e da inércia desprezados. Em função do empenamento da válvula, a força lateral originou um efeito na direção axial semelhante ao de uma mola linear. Os gráficos gerados são apresentados na Figura 49.

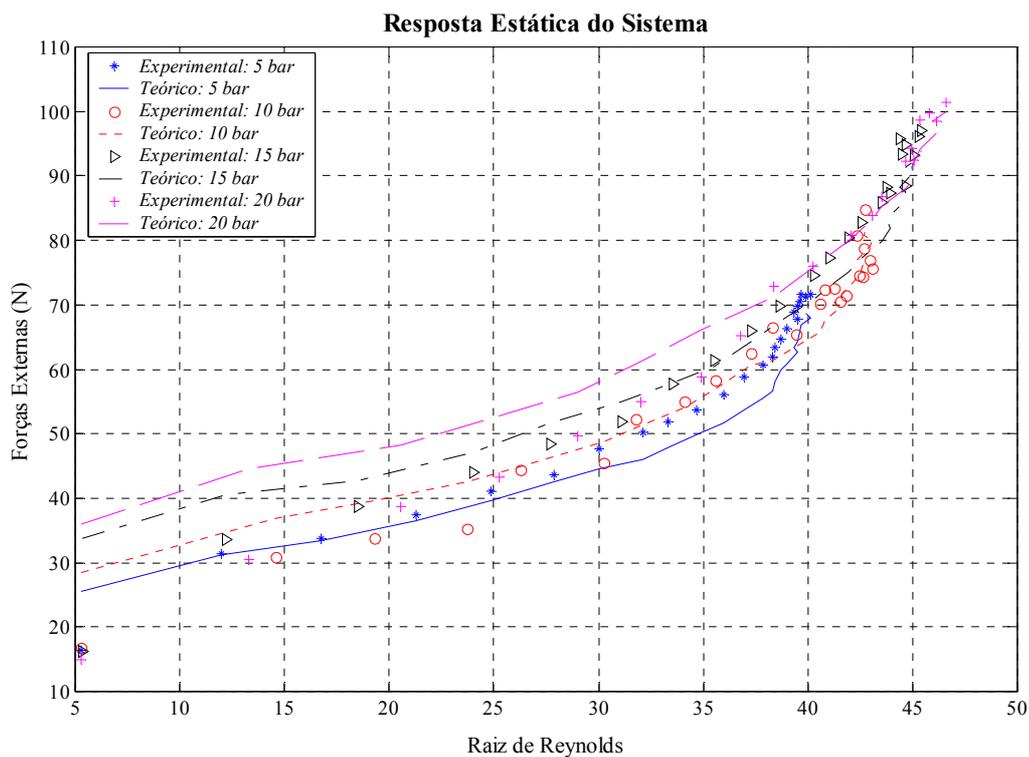


Figura 49 – Somatório das forças externas para a abertura da válvula

Algumas divergências foram observadas entre os resultados teórico e experimental. Para a vazão inferior, o valor do modelo teórico gerou resultados superiores aos obtidos nos

¹ 1 bar = 0,10 MPa

testes. Porém, ao aumentar-se gradualmente a pressão de suprimento (para aumentar a vazão), verificou-se uma inversão comportamental, pois as forças atuantes decorrentes do experimento tornaram-se sensivelmente maiores que às observadas no modelo teórico. Este fato pode ser justificado através de dois fatores: Em primeiro lugar, o comportamento do escoamento na câmara B é modificado em função da força de escoamento, manifestado pela mudança no perfil da distribuição de pressão nas faces opostas do êmbolo (câmara B) pois, quanto maior for a vazão, maior é a conversão da pressão estática em pressão dinâmica no orifício de controle (parte inferior do êmbolo). Por outro lado, a conversão da pressão estática em pressão dinâmica ocorre em menor proporção na parte superior do êmbolo, uma vez que nesta região a velocidade do fluido é bem inferior às observadas nas portas A e B. Com isto, a pressão na câmara B tende a fazer a válvula fechar.

Em acréscimo, a área calculada deve ser ligeiramente superior à área real, uma vez que os deslocamentos são medidos mediante célula de carga, a qual também permite pequenas deformações ao ser solicitada. Conseqüentemente, na região de menor abertura da válvula, principalmente aquela influenciada pela seção cônica do êmbolo, a área do orifício de controle é mais afetada em termos percentuais pela variação do deslocamento. Com isto, a força de escoamento real é menor resultando na diferença entre os resultados para pequenas aberturas da válvula.

6.1.2 – Resposta Dinâmica

A Figura 50 mostra as curvas de vazão e queda de pressão para o regime transiente durante o processo de abertura da válvula. A queda de pressão no experimento é medida através do transdutor diferencial de pressão 1S2 do circuito hidráulico. A resposta do experimento é obtida após a energização do solenóide através de uma chave *on/off*. Para a realização dos ensaios, conforme mencionado na capítulo anterior, a mola de fechamento foi retirada. Conseqüentemente, o fechamento da válvula resultou da interação entre as variáveis pressão e força de escoamento.

Através da comparação entre os resultados, observa-se na Figura 50 que o modelo teórico apresentou a resposta dinâmica um pouco mais rápida em relação ao modelo experimental. No experimento, a válvula necessitou de 18 a 19 ms para alcançar 91% do valor total da vazão. Porém, foi necessário um tempo de 140 ms para entrar em regime permanente. O modelo teórico apresentou um tempo de resposta de 13 ms para alcançar o valor máximo da vazão (sobre-vazão) e 19 ms para entrar em regime permanente.

Dentre as diversas possibilidades que podem levar à diferença entre os resultados, a mais provável provém da força insuficiente do solenóide. Além disso, as características magnéticas do solenóide não estão modeladas, sendo que a indutância foi tratada como um parâmetro linear. Um atraso na leitura do transdutor de vazão em função da velocidade da resposta dinâmica do instrumento, pode explicar o tempo morto na resposta em vazão com relação à resposta em pressão no experimento. A inclinação da curva de vazão teórica também está sensivelmente mais acentuada que o modelo experimental, possivelmente em função da resposta do transdutor de vazão conforme já mencionado e da carência de parâmetros experimentais que influem no tempo de resposta, como por exemplo, o atrito viscoso.

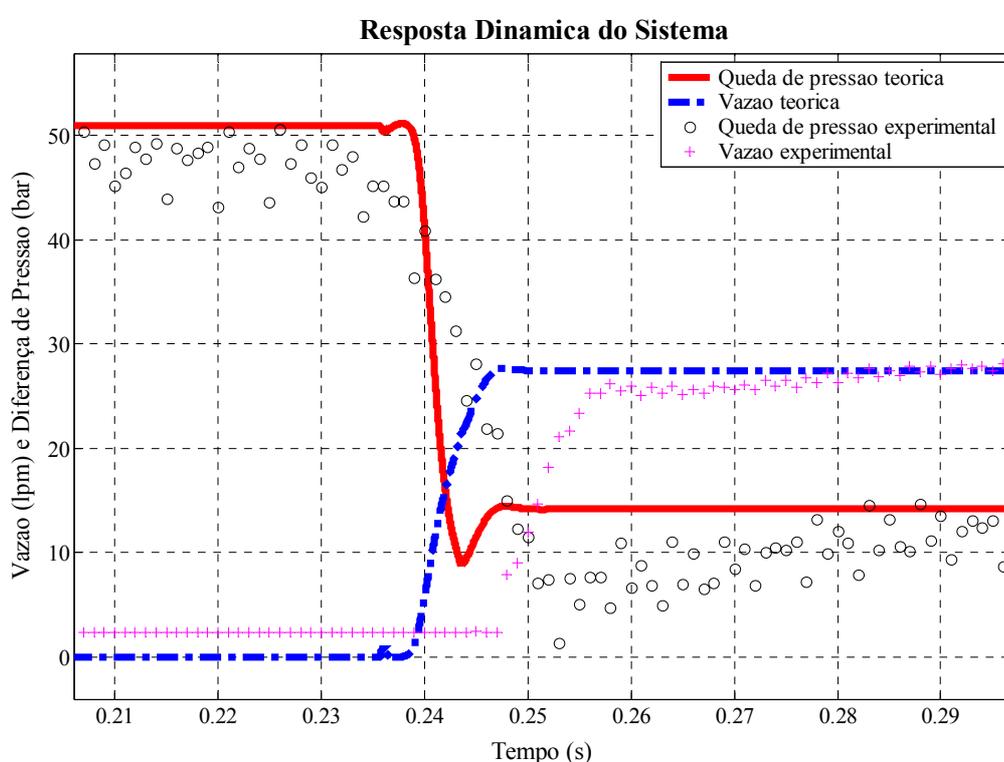


Figura 50 – Resposta dinâmica: comparação dos resultados durante a abertura da válvula

Na seqüência, a Figura 51 mostra a resposta no tempo para o fechamento da válvula durante o experimento. Neste caso, para possibilitar o fechamento da válvula, a pressão de trabalho necessitou ser mantida em valores abaixo dos 60 bar. Além disso, quando operou-se com pressões mais altas não se verificou o fechamento da válvula, ainda que a força medida pela célula de carga tenha sido proporcional à pressão do circuito. Conseqüentemente, conclui-se que a força para o fechamento resultou principalmente da força de escoamento. O tempo necessário para a válvula fechar foi da ordem de 35ms.

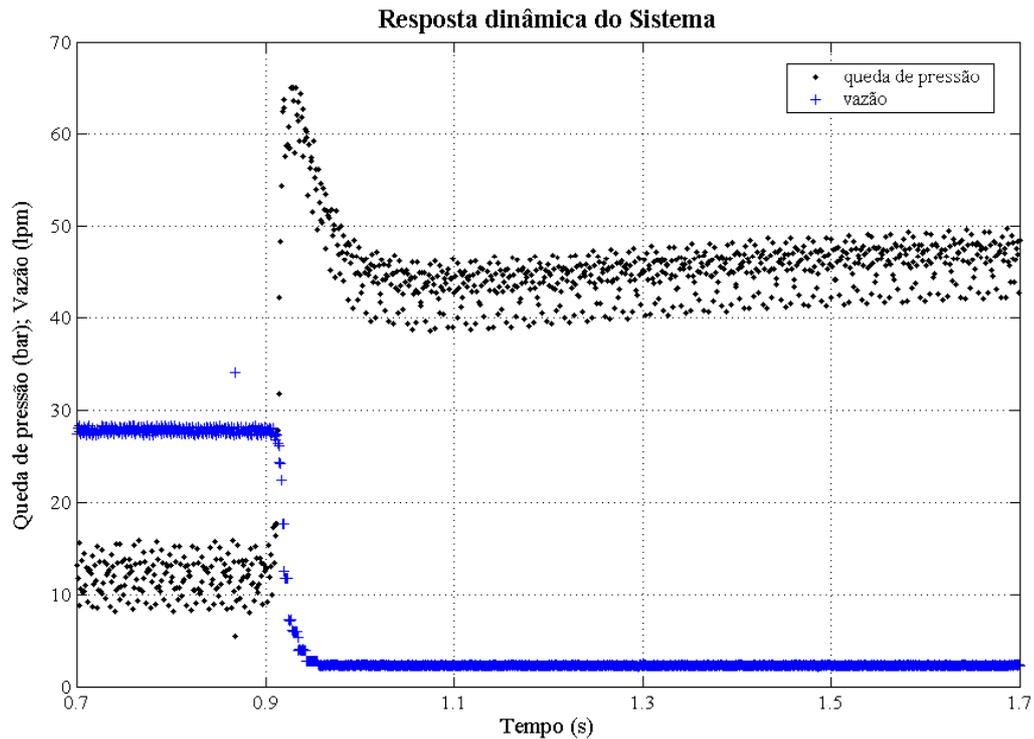


Figura 51 – Resposta dinâmica experimental: fechamento da válvula (sem mola)

Os testes anteriores foram repetidos (Figura 50 e Figura 51) inserindo-se a mola novamente na válvula. Para realização dos ensaios, houve a necessidade de operar em vazões menores que as anteriores e manter a pressão à jusante em valores baixos. O transdutor de vazão inserido na linha de retorno ao reservatório foi o responsável pela contra pressão na linha observada sob condições de vazão mais alta. A Figura 52 apresenta as curvas de vazão e pressão durante abertura da válvula e a Figura 53 durante o de fechamento, considerando a inclusão da mola de fechamento.

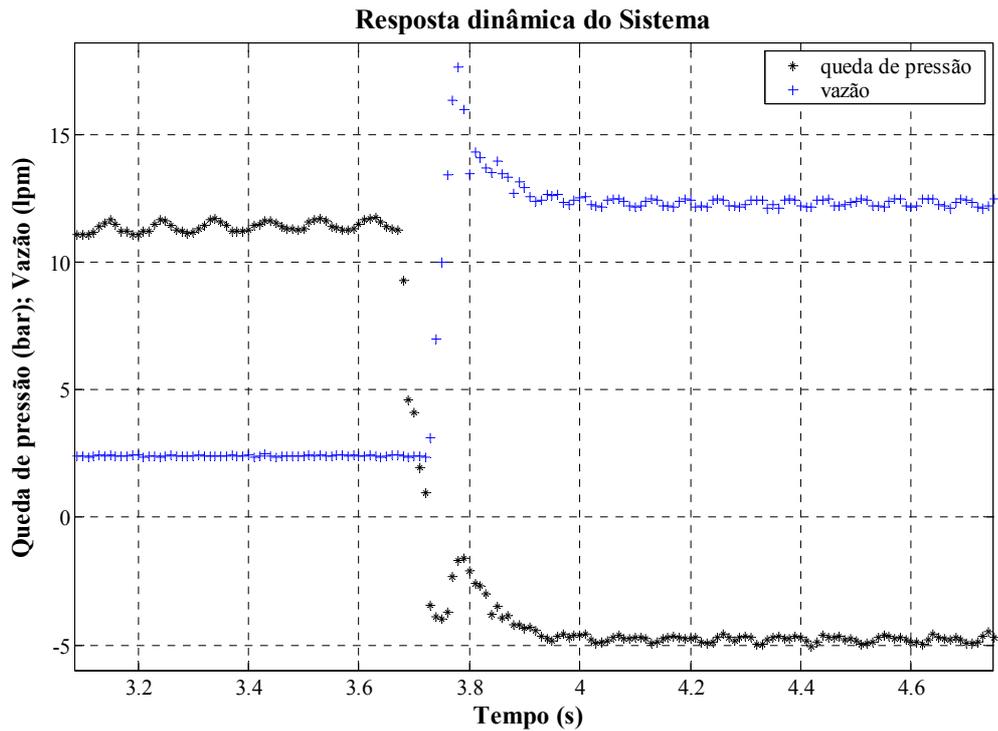


Figura 52 – Resposta dinâmica experimental: tempo de abertura com a mola

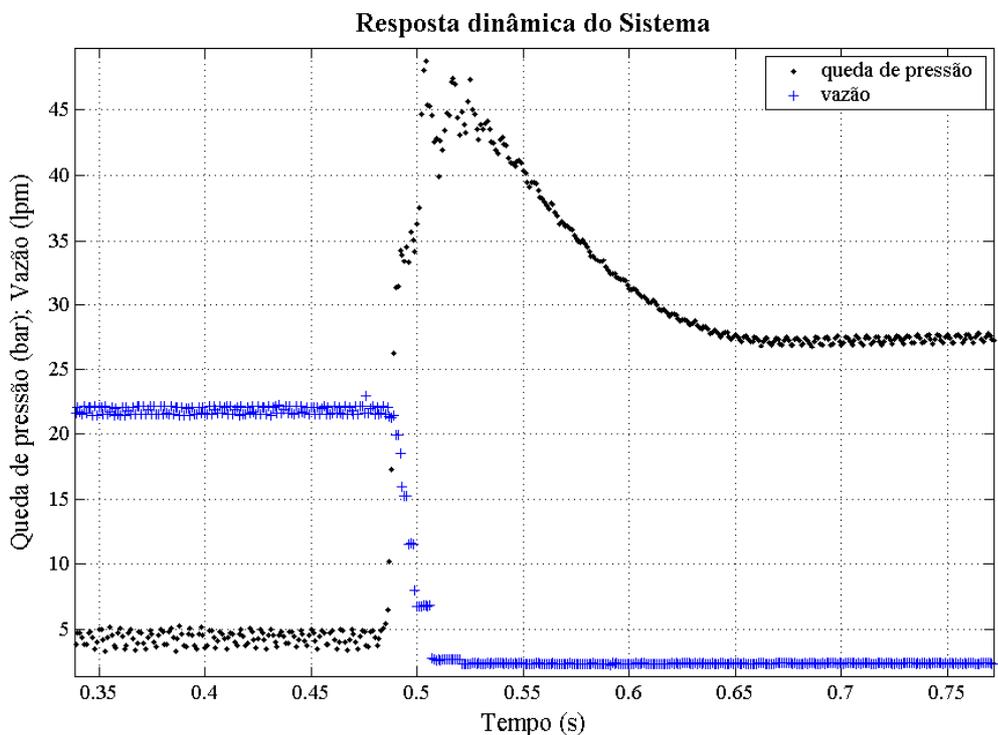


Figura 53 – Resposta dinâmica experimental: tempo de fechamento com a mola

O tempo de resposta para abertura da válvula, neste caso, foi superior à 200 ms. A vazão foi ajustada entre 13 e 22 lpm. Nos testes com baixa vazão, em torno de 13 lpm, a

resposta transiente apresentou uma sobre-vazão com tempo de subida da ordem de 120 ms (Figura 52). O tempo de estabilização para o regime permanente foi verificado acima dos 230 ms. A sobre-vazão mostrada é consequência de uma abertura mais agressiva do êmbolo e esta, por sua vez, decorre da redução na pressão de suprimento que age no sentido de fechar a válvula e da força de pré-carga na mola. Quando a força de pré-carga é superada, a aceleração do êmbolo torna-se superior em relação à condição de operação sem a mola.

O tempo para fechamento completo da válvula permaneceu entre 30 e 35 ms (Figura 53), decorrente quase que exclusivamente da força da mola, sendo que as forças de pressão estática e de escoamento eram muito baixas em função das condições operacionais.

A resposta dinâmica da pressão nas câmaras A e B obtidas na simulação é apresentada na Figura 54. Para obter as respostas, manteve-se inicialmente a vazão de suprimento constante e a válvula fechada. Após o sistema estabilizar (em 0,04 segundos), uma entrada na forma de degrau em tensão foi dada para acionar a válvula.

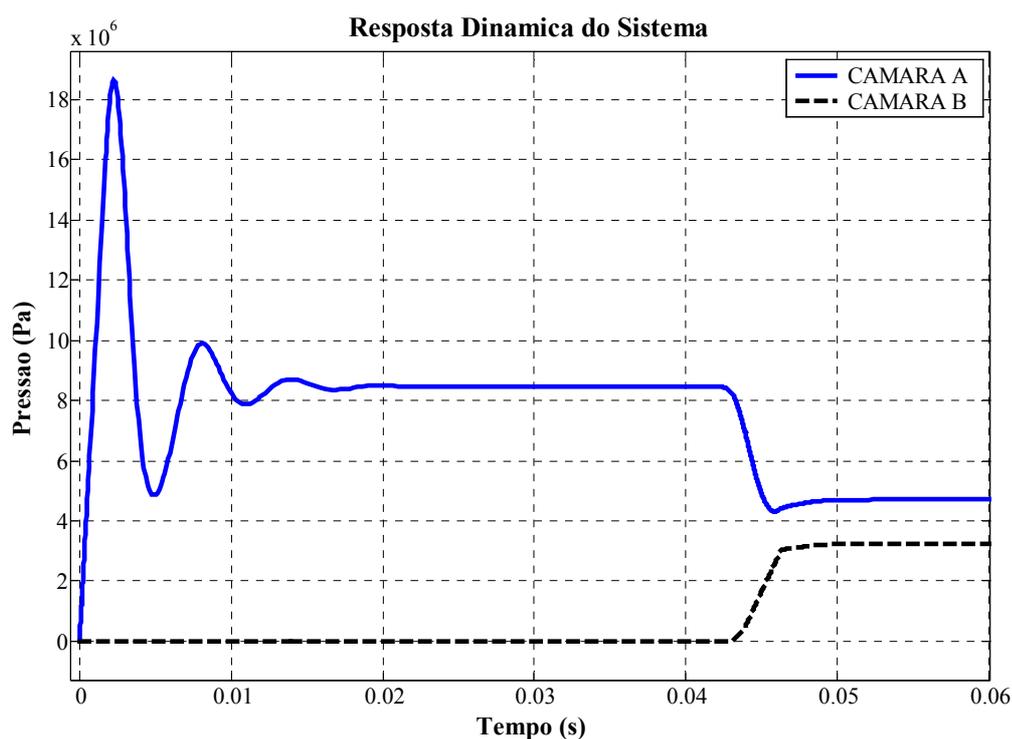


Figura 54 – Resposta dinâmica das pressões na válvula

A resposta dinâmica da simulação para força de escoamento está mostrada na curva da Figura 55, a seguir. A vazão foi ajustada em 28 lpm provocando uma queda de pressão na válvula de aproximadamente 15 bar. O curso para o êmbolo foi de 2,2 mm e o coeficiente de força de escoamento foi obtido experimentalmente.

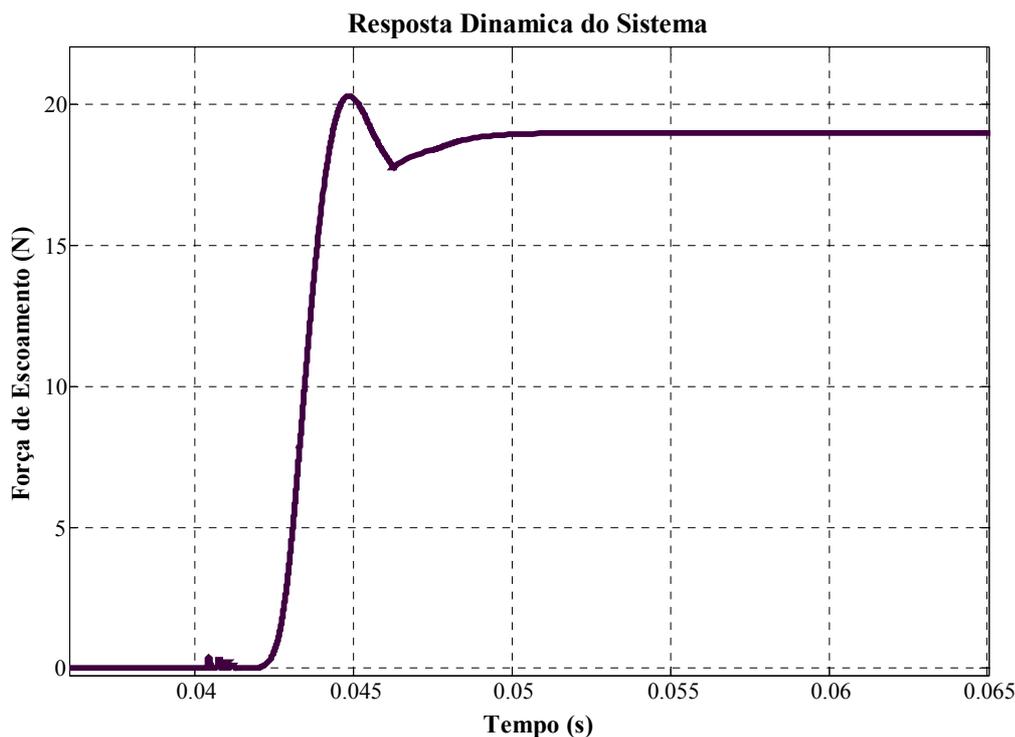


Figura 55 – Resposta dinâmica: força de escoamento

Fazendo uma comparação com a Figura 46 é possível verificar que a amplitude da força de escoamento, para as condições citadas, é praticamente a mesma em ambos os gráficos. Além disso, os resultados alcançados no modelo teórico mostraram que a força de escoamento não é a maior resistência a ser vencida pelo acionamento. Neste aspecto, deve-se ainda considerar a existência da força decorrente da pressão estática, principalmente na câmara A, a força de atrito estático provocada pela vedação entre a câmara B e o êmbolo, a força de Coulomb gerada a partir do desbalanceamento do êmbolo, a força de atrito viscoso e a força da mola.

A resposta da simulação para a curva de atrito segundo o modelo de atrito exponencial é apresentada na Figura 56. Os coeficientes de atrito estático e atrito de Coulomb foram encontrados abrindo-se a válvula fora do regime de operação através do deslocamento manual com a mesa micrométrica. O coeficiente de atrito viscoso não foi obtido experimentalmente, pois não foi possível realizar o deslocamento do êmbolo com velocidade constante.

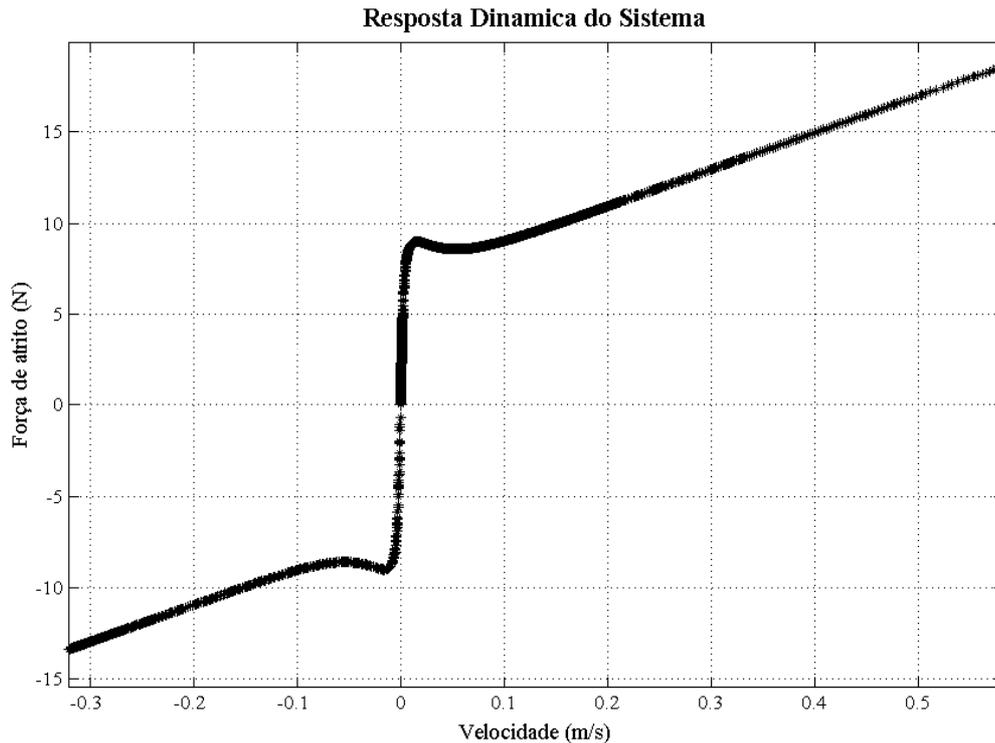


Figura 56 – Força de atrito na válvula

6.1.3 – Conclusões

A partir da análise e comparação dos resultados obtidos, conclui-se que:

- O anel de vedação posicionado entre a câmara B e as câmaras internas da válvula é o principal responsável pelo atrito seco gerado na válvula. Um desbalanceamento provocado pela pressão estática no êmbolo pode estar aumentando o atrito de Coulomb para grandes deslocamentos de abertura do êmbolo. Para uma certa faixa de avanço, o centro de gravidade do êmbolo situa-se em uma região em que somente é permitido o deslocamento na direção axial. Fora desta região, pequenos deslocamentos laterais produzem o contato do êmbolo com a bucha acarretando no surgimento do contato metal com metal.

- A comparação entre os resultados teórico e experimental para determinar a força requerida para abrir a válvula foi considerado satisfatório.

- A força insuficiente do acionamento, verificada principalmente no início da abertura da válvula, produz atrasos no tempo de abertura.

- A compensação da força de escoamento pode ser realizada alterando a quantidade de movimento do fluido na porta B da válvula;

- A partir dos dados mostrados na Figura 44 e na Figura 45, recomenda-se que o curso máximo de abertura da válvula seja de 2 mm.
- O projeto do solenóide está inadequado, pois não fornece força suficiente para acionar a válvula corretamente;
- A resposta dinâmica da válvula é bastante rápida, porém verificada somente quando foi retirada a mola de fechamento. O acerto no projeto, mencionado no item anterior, deve corrigir os atrasos de resposta observados em condições normais de operação.
- A incerteza gerada pelo desconhecimento do coeficiente de atrito viscoso pode estar ocasionando diferenças nos resultados, principalmente durante o fechamento da válvula.
- No que diz respeito à comparação entre os resultados teórico e experimental, estima-se que a partir da correção citada os resultados tenham a tendência de convergir além dos valores já alcançados na abertura da válvula. Porém, em relação ao fechamento da válvula, algumas correções devem ser incluídas no modelo, pois neste caso, a diferença entre os resultados teórico e experimental foi bastante grande. As principais correções a serem efetuadas são: obtenção do coeficiente de atrito viscoso para o fechamento da válvula, determinação da dinâmica do modelo da válvula de alívio inserida no modelo matemático global, possibilidade de operar a válvula de teste em condições normais de vazão e pressão durante o experimento e a correção no projeto do solenóide.

6.2 – Válvula de controle de vazão

6.2.1 – Regime Permanente

Os ensaios foram realizados pelo corpo técnico da Bosch Rexroth empregando o circuito hidráulico apresentado na capítulo 5 (Figura 41), cujos resultados mostraram que os gicleurs usados nas faixas selecionadas são bastante eficientes na compensação da vazão (Figura 57). Particularmente na aplicação de 10 lpm utilizando o gicleur de 2,0 mm, a válvula teve variação de 13%, mas mostrou-se bastante estável com relação a oscilações do êmbolo. Porém, pode-se atingir esta faixa de trabalho com melhor desempenho se usar-se um gicleur intermediário. Nas demais faixas, o controle final da vazão a uma pressão de suprimento a 210 bar foi considerado satisfatório, ainda que verificou-se um aumento na oscilação do êmbolo. A Tabela 9 mostra os dados experimentais alcançados para o canal prioritário.

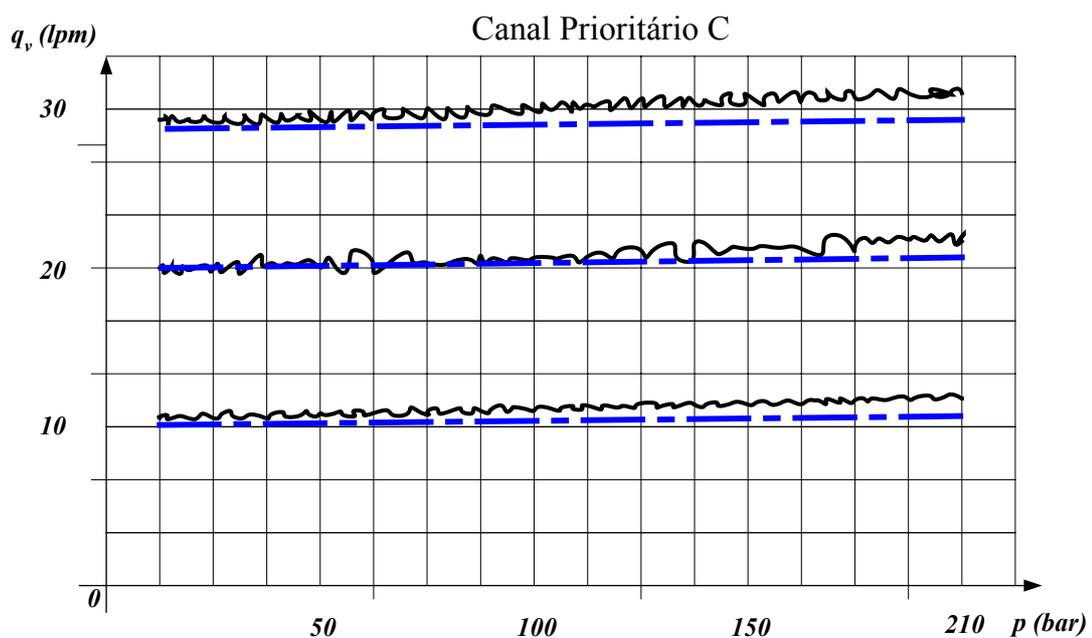


Figura 57 – Comportamento da pressão $p_c \times$ vazão q_{vcs} no canal prioritário: Resultados teóricos e experimentais

Os resultados teóricos foram obtidos através das equações apresentadas na seção 4.2 particularizadas para a condição de regime permanente, empregando os dados listados no Apêndice B.

Tabela 9 – Dados experimentais obtidos do canal prioritário

| Pressão de suprimento (p_a) | Vazão de ajuste (lpm) | Vazão obtida experimentalmente (lpm) | Diâmetro do gicleur (mm) |
|---------------------------------|-----------------------|--------------------------------------|--------------------------|
| 210×10^5 | 10 | 11,3 | 2,0 |
| 210×10^5 | 20 | 22,0 | 2,7 |
| 210×10^5 | 30 | 30,9 | 3,0 |

A Figura 58 apresenta as curvas de vazão volumétrica obtidas teórica e experimentalmente no canal secundário da válvula. Para uma vazão de 10 lpm no canal secundário, ou seja, para um ajuste de 28 lpm no canal prioritário, a oscilação foi relativamente grande até alcançar a pressão de 100 bar. Para a regulagem de 10 lpm no canal prioritário, praticamente a válvula ficou isenta de oscilações.

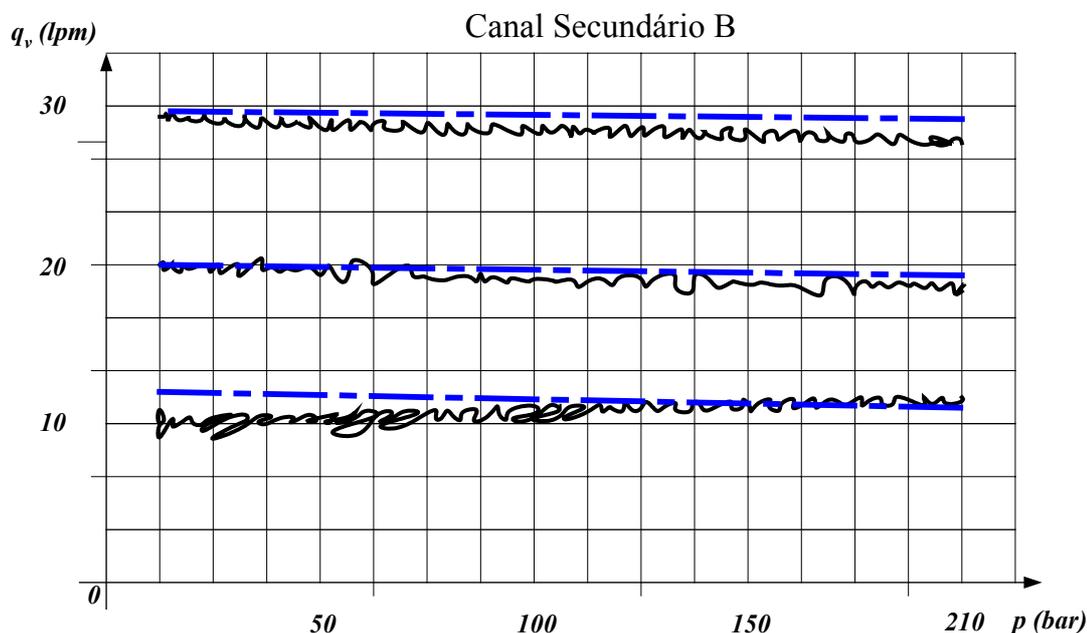


Figura 58 – Comportamento da pressão $p_c \times$ vazão q_b no canal secundário B: Resultados teóricos e experimentais

Em comparação com o modelo experimental, a válvula efetuou a compensação da vazão dentro da tolerância estabelecida. Contudo, para alcançar a faixa de vazão de 30 lpm no

modelo teórico foi necessário alterar o diâmetro do gicleur de 3,0 para 3,3 mm. Esta foi a maior divergência encontrada entre os modelos teórico e experimental.

A Tabela 10 apresenta os valores mínimos ajustados para a pressão na entrada A, a partir dos quais a válvula começa a realizar a compensação de vazão para o canal prioritário. Na seqüência, a Tabela 11 apresenta as vazões máximas e mínimas obtidas na bancada.

Tabela 10 – Pressão mínima de operação da válvula para realizar compensação

| Pressão mínima na entrada “A” (Pa) | Vazão de ajuste (lpm) | Diâmetro do gicleur (mm) |
|---|------------------------------|---------------------------------|
| $27,5 \times 10^5$ | 10 | 2,0 |
| $47,0 \times 10^5$ | 20 | 2,7 |
| $105,0 \times 10^5$ | 30 | 3,0 |

Tabela 11 – Valores máximos e mínimos da vazão no canal prioritário

| Vazão regulada (lpm) | Pressão no prioritário (bar) | Pressão final (bar) | Vazão final (lpm) |
|-----------------------------|-------------------------------------|----------------------------|--------------------------|
| Gicleur – 2,0 mm | | | |
| 7,0 | 5,3 | 210 | 8,4 |
| 14,0 | 17,5 | 210 | 15,0 |
| Gicleur – 2,7 mm | | | |
| 14,0 | 15,4 | 210 | 16,0 |
| 26,0 | 53,0 | 210 | 26,5 |
| Gicleur – 3,0 mm | | | |
| 26,0 | 54,0 | 210 | 27,0 |
| 32,0 | 78,0 | 210 | 32,6 |

6.2.2 – Regime transiente

As respostas dinâmicas obtidas da simulação foram estabelecidas para três faixas de vazão ajustada para o canal prioritário: 10, 20 e 30 lpm. As respostas dinâmicas, apresentadas através de gráficos de vazão, pressão e força de escoamento, provém de uma entrada no modelo realizada por meio de um degrau em vazão de 24 lpm no tempo inicial 0 s, seguido de um segundo degrau de 14 lpm após a estabilização do sistema somando uma vazão total de 38 lpm. O segundo degrau operou como uma perturbação externa produzida visando alterar as condições de trabalho da válvula. Com isto, a válvula necessitou compensar a mudança brusca da condição de trabalho enviando o excedente de vazão para o canal secundário B.

As curvas obtidas de vazão nos canais prioritário e secundário são mostradas através das Figuras 59, 60 e 61 para as três faixas estabelecidas. A vazão no canal prioritário está referenciada como q_{ves} na legenda e no canal secundário, como q_{vb} .

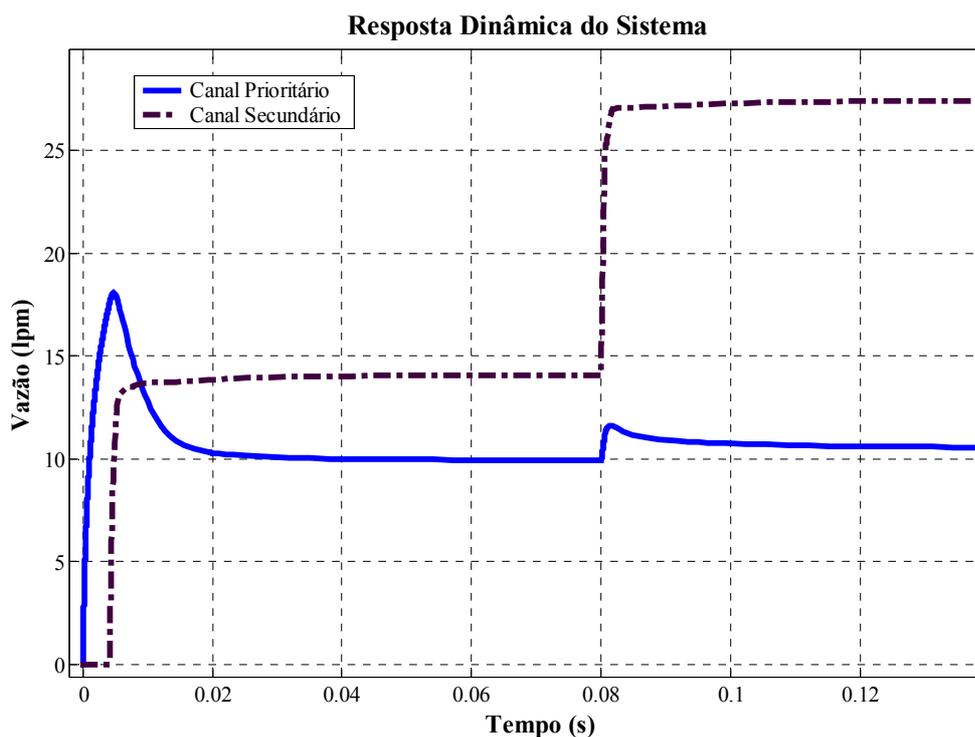


Figura 59 – Resposta dinâmica: compensação de vazão para 10 lpm no canal prioritário

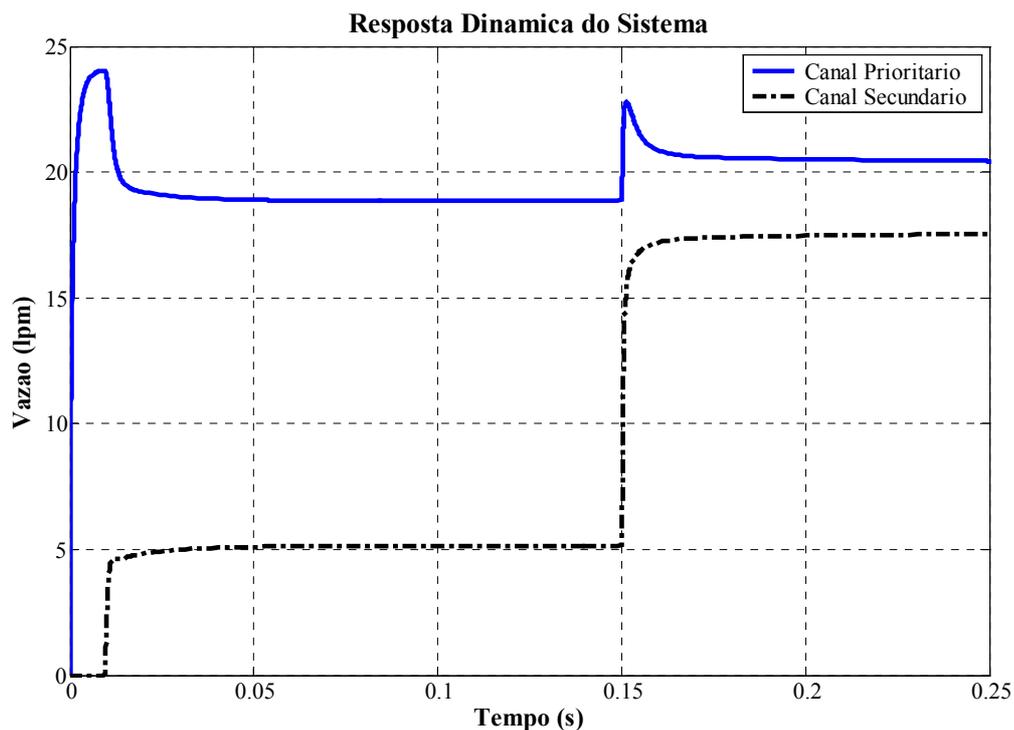


Figura 60 – Resposta dinâmica: compensação de vazão para 20 lpm no canal prioritário

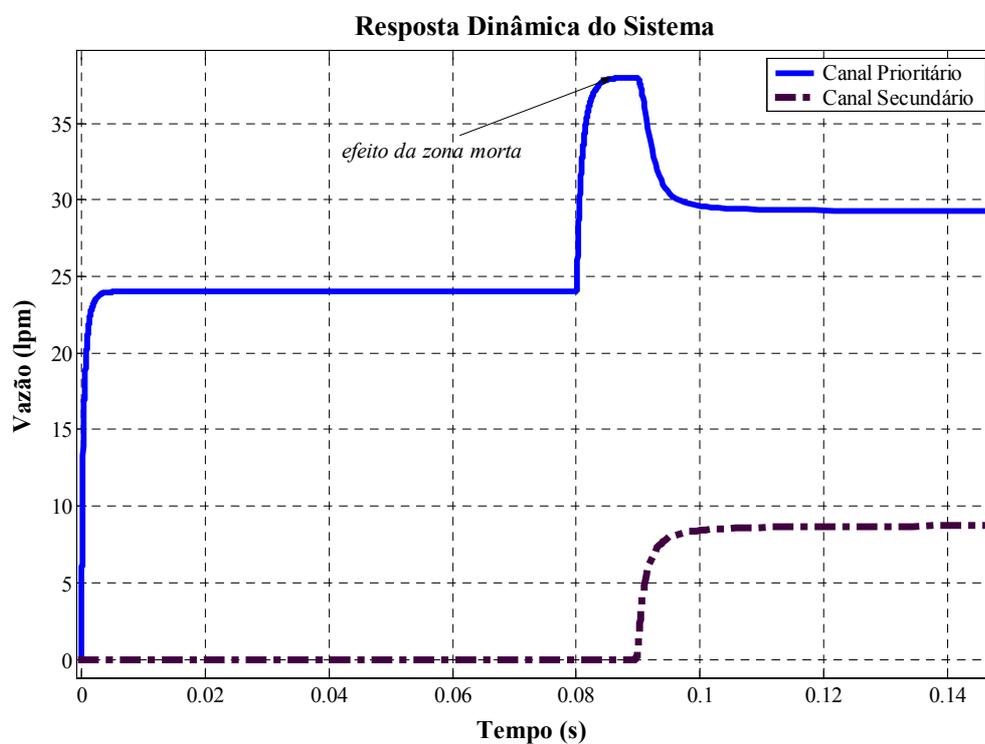


Figura 61 – Resposta dinâmica: compensação de vazão para 30 lpm no canal prioritário

Em função da vazão de entrada assumir dois patamares constantes de 24 e 38 lpm, ela se divide para os canais prioritário e secundário em conformidade com a vazão ajustada. Por

exemplo, se a vazão regulada no canal prioritário é de 20 lpm, a vazão verificada no canal secundário será de 18 lpm após a compensação à perturbação na válvula provocada pelo segundo degrau. Outro aspecto a ser enfatizado, é o atraso provocado pela zona morta no tempo de resposta da válvula no canal secundário. A Figura 61 mostra o efeito da zona morta retardando a abertura do canal secundário e provocando um achatamento na sobre-vazão do canal prioritário após o segundo degrau em vazão (perturbação).

A Figura 62 mostra a resposta dinâmica da pressão nas câmaras da válvula proveniente das entradas em vazão. Neste gráfico, a vazão regulada é de 10 lpm para o canal prioritário (conseqüentemente 28 lpm para o canal secundário).

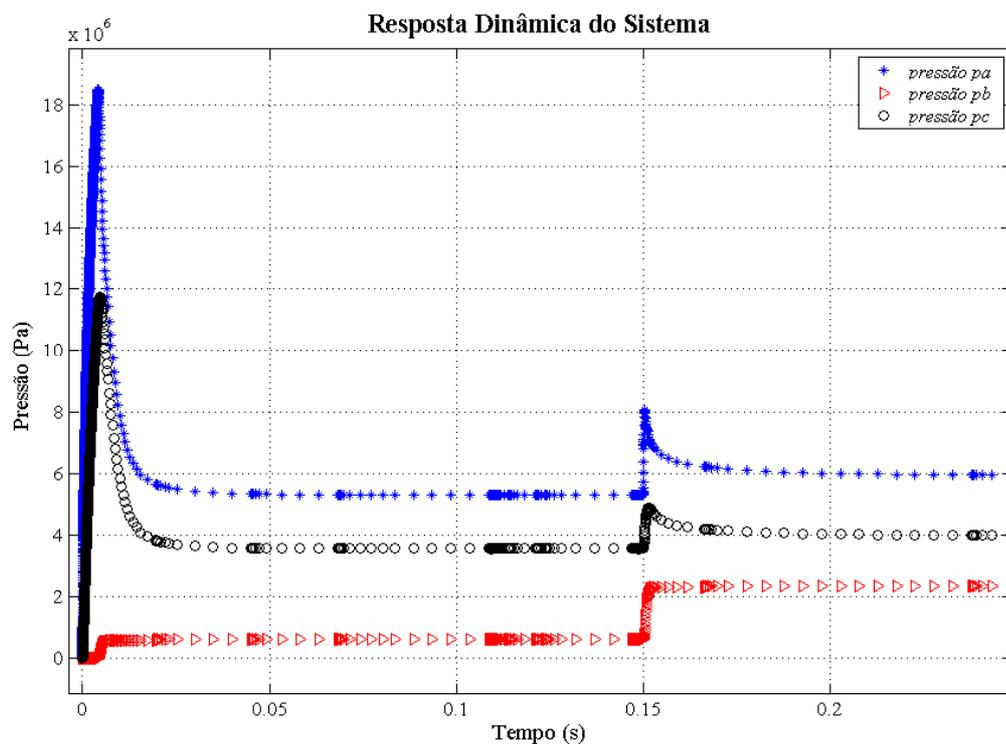


Figura 62 – Resposta dinâmica teórica da pressão na câmaras da válvula

Em decorrência do ajuste de parâmetros para simulação, observou-se que a regulação da pressão nas saídas dos canais B e C interfere na eficiência da compensação. Por exemplo, ao manter a pressão no canal secundário inferior à pressão no canal prioritário, ou seja, $p_b < p_c$, a eficiência na compensação da vazão obteve resultados mais próximos do esperado em relação à condição inversa. Problemas de instabilidade numérica no modelo originados por pressões inadequadas na saídas da válvula também foram observados. Com isto, dependendo das condições de trabalho, pode ser necessário à inclusão de restrições à jusante da válvula

visando melhorias nos resultados, sendo necessário a realização de testes experimentais para averiguação.

A força de escoamento é mostrada através da Figura 63. As vazões discriminadas na legenda referem-se à vazão através do canal prioritário. Conseqüentemente, maiores vazões no canal prioritário resultam em vazões menores no canal secundário, conforme mencionado anteriormente. Por este motivo, a força de escoamento verificada no gráfico é inversamente proporcional à vazão no canal prioritário, pois quanto maior sua vazão, menor será a velocidade do escoamento através do orifício de controle localizado no canal secundário.

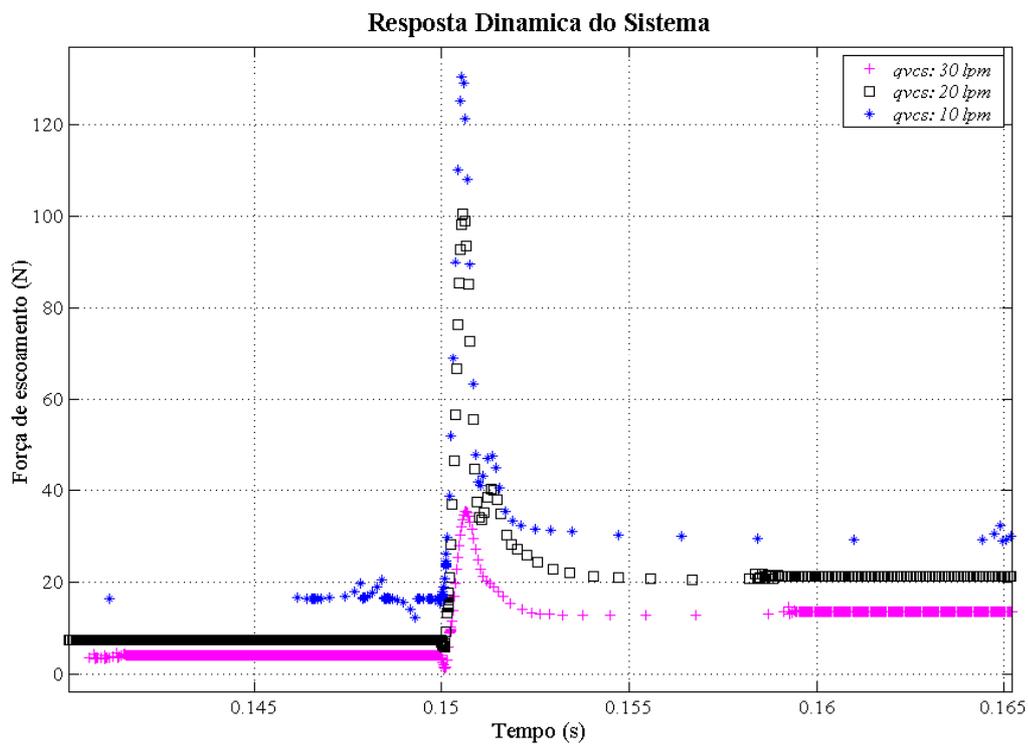


Figura 63 – Força de escoamento

Os valores alcançados no modelo teórico mostram que a força de escoamento é pequena em comparação com as forças provenientes da distribuição da pressão estática no êmbolo pois as áreas de atuação da pressão são relativamente grandes em proporção ao tamanho da válvula. Com isto, quando for necessário alterar o projeto construtivo para melhorar as condições de compensação recomenda-se optar primeiramente por alterações que considerem as forças procedentes do balanceamento de pressões na válvula.

6.2.3 – Conclusão

Como resultado geral, conclui-se que a válvula utilizando um gicleur de 2,0 mm realiza melhor a compensação para a faixa de 11 a 14 lpm. A válvula, por sua vez, desempenha melhor sua função para a faixa de 16 até 26 lpm através de um gicleur de 2,7 mm; utilizando o gicleur de 3,0 mm, a faixa de operação situou-se entre 26 e 32 lpm. Constatou-se também que, para as faixas de trabalho na qual a válvula tenha apresentado problemas ou não tenha exercido a compensação da vazão dentro das especificações requeridas, podem ser usados gicleurs com tamanhos intermediários, reduzindo ou mesmo solucionando as deficiências citadas.

Em termos construtivos a geometria do gicleur e a perda de pressão provocada por ele são considerações relevantes de projeto. Gicleurs com canto vivo geram maior perda de pressão, além de serem menos sensíveis à variação da viscosidade. Logo, devem ser preferencialmente escolhidos pois estes fatores auxiliam na compensação da vazão. Além disso, as forças procedentes da pressão estática exercem grande influência no comportamento do componente, sobrepujando a influência da força de escoamento.

Quanto à seleção das faixas de trabalho, tanto os resultados do modelo teórico quanto os resultados provenientes dos ensaios experimentais mostraram que a válvula cumpre a sua função de compensação, desde que se façam os ajustes necessários, tais como, ajustes de pressão à jusante da válvula, a inserção do gicleur com diâmetro proporcional à faixa de operação e a regulação da mola. Conseqüentemente, o modelo proposto representa adequadamente a válvula de teste em regime permanente. Contudo, testes experimentais em regime transiente são fundamentais para a validação do modelo teórico, uma vez que o comportamento das câmaras internas e a dinâmica dos componentes pode afetar significativamente os resultados, requerendo correções de eventuais imperfeições no modelo e/ ou acréscimos de características não consideradas.

7 – CONCLUSÃO

O estudo de modelos matemáticos para o projeto de componentes hidráulicos é imprescindível para o conhecimento do comportamento estático e dinâmico do componente. A partir da interação entre os resultados da simulação computacional com os resultados dos experimentos, é possível a redução do tempo e do custo no desenvolvimento do projeto e a otimização dos resultados alcançados. Conforme observado ao longo deste trabalho, a obtenção dos parâmetros inerentes é grandemente facilitada com a integração de atividades teóricas e práticas.

Para a modelagem, foram empregadas equações fundamentais da mecânica clássica e da mecânica dos fluidos. A inclusão de não linearidades nos modelos propostos, tais como, geometria do orifício de controle, zona morta, pré-carga da mola, atrito, compressibilidade do fluido e o efeito do batente, permitiu aproximações mais efetivas do modelo teórico em relação ao sistema físico real. Conclusões extraídas a partir da análise e aprofundamento no conhecimento dos componentes também foram apresentadas para cada protótipo.

A parte experimental, necessária à validação do modelo da válvula direcional, possibilitou a obtenção de parâmetros importantes, os quais, sendo aplicados no modelo teórico, permitiram resultados bastante aproximados deste com dos ensaios. Em contrapartida, algumas divergências também foram encontradas, requerendo efetuar alterações no protótipo da válvula direcional para possibilitar sua correta operação, para então realizar novos testes de comparação.

Em relação à comparação entre os resultados teóricos e os obtidos no experimento pela válvula de controle de vazão em regime permanente, pode-se assumir que a válvula cumpriu sua função de compensação para as três faixas de operação selecionadas. Porém, verificou-se uma diferença de 10% entre o diâmetro do gicleur usado no experimento e o diâmetro estabelecido para o modelo matemático, considerando a faixa de trabalho de 30 lpm no canal prioritário. Para dar continuidade ao trabalho, sugere-se a realização de ensaios de validação do modelo teórico também em regime transiente.

Em suma, o nível de detalhamento adotado na modelagem foi suficiente para a descrição do comportamento das válvulas e a análise das variáveis e parâmetros envolvidos.

Como sugestões para novos trabalhos, propõe-se reduzir as incertezas do experimento da válvula direcional realizado no Laship, substituindo um único bloco, no qual estava todo o circuito de testes, por um bloco específico, no qual apenas a válvula de teste seria inserida, em função das perturbações provocadas pelas descontinuidades e curvas abruptas geralmente presentes na confecção de blocos de uso industrial. No protótipo também poderia ser adaptado um transdutor de deslocamento para obtenção da resposta dinâmica do elemento móvel. A efetivação das modificações propostas e uma nova comparação entre os resultados complementar o presente trabalho.

8 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ANDRIGHETTO, P. L. **Posicionador Eletro-Hidráulico Controlado por Válvula Proporcional Direcional**. 1996. 170f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- ARMSTRONG, B. CANUDAS, C. W., TAL, J., KURFESS, T. R., JENKINS, H., STEINBUCH, M., SHOOTSTRA, G., BOSGRA, O. **The Control Handbook**. CRC Press, Inc, 1996. Cap 77.1: Friction Modeling and Compensation.
- BAUDRY, X., MARE, J-C. **Linking CFD and Lumped Parameters Analysis for the Design of Flow Compensated Spool Valves**. In: Proc. Of 1st FPNI-PhD Symp. Hamburg: 2000. p. 249-258.
- BLACKBURN, J.F.; REETHOF, G.; SHEARER, J.L.. **Fluid Power Control**. Massachusetts Institute Of Tecnology Press, 1960. 710 p.
- BOSCH. **Electrohydraulic proportional valves and closed loop control valves theory and application**. Stuttgart – Germany: Robert Bosch Gmbh, 1989.149 p.
- BRISCOE, B. J.; ADAMS, M. J. **Tribology: In particulate technology**. Great Britain: J. W. Arrowsmith Ltd, Bristol, 1987. 472p.
- BROGAN, W. L. **Modern Control Theory**. 2. Ed. New Jersey: Prentice-Hall, Inc., 1982.
- Circuit diagrams are in accordance with ISO 1219-2, Fluid Power Systems and Components – Graphic symbols and circuit diagrams – Part 2: Circuit diagrams.
- Circuit diagrams are in accordance with ISO 1219-2, Fluid Power Systems and Components – Graphic symbols and circuit diagrams – Part 2: Circuit diagrams.
- CZICHOS, Horst. **TRIBOLOGY: A systems approach to the science and technology of friction, lubrication and wear**. 1st Ed. New York: Elsevier Science Publishing Company Inc., 1978. 400p.
- DE NEGRI, V. J. **Estudo do Comportamento Dinâmico de Sistemas Hidráulicos**. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 1988. 80p. (Apostila do curso de pós-graduação).
- DE NEGRI, V.J. **Modelagem de servomecanismos hidráulicos e simulação de um servomecanismo mecânico-hidráulico**. 1987. 141p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

- DE NEGRI, V.J. MARCONDES, Francisco; BOLLMANN, Arno. **Experimentação e Análise de uma válvula proporcional tipo elemento lógico**. In: 9°. SEMINÁRIO DE INSTRUMENTAÇÃO. Anais... Rio de Janeiro: Instituto Brasileiro do Petróleo, 1991. p.87-98.
- DE NEGRI, V.J. **Sistemas hidráulicos e pneumáticos para automação e controle. Parte III – Sistemas hidráulicos para controle**. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2001 (Apostila do curso de graduação).
- DIANRONG, Gao YIQUN, Wang. **Numerical Simulation of flow field inside hydraulic poppet valve**. In: Proceedings of the fifth International Conference on Fluid Power Transmission and Control (ICFP' 2001). China: 2001, p. 548-553.
- DUGGINS R. K. **Cavitation Avoidance in Hydraulic restrictions**. Fluid Power 8. New York: Elsevier Science Publishers Ltd, 1988. p.338-350.
- ESPOSITO, Anthony, **Fluid Power with Applications**. Fifth Edition. New Jersey: Prentice Hall., 2000. 648p.
- FOX, Robert W. McDONALD, Alan T. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 4^a ed. Rio de Janeiro: Editora Guanabara Koogan S.A., 1995. 662p.
- GE, S. S., LEE, T. H., REN, S. X. **Adaptive Friction Compensation of Servo Mechanism**. In: International Conference on Control Applications. Hawai'i, USA: August 1999, p. 1175-1180.
- GEIßLER, G. **Flow force coefficient – a basis for valve analysis**. In: Bath Workshop on: Power Transmission and Motion Control. Edited by C.R. Burrows and K.A. Edge (PTMC '98): 1998, p. 235-250.
- HÉLOUVRY, Brian Armstrong; DUPONT, Pierre; WIT§, Carlos Canudas, **A survey of models, analysis and compensation methods for the control of machines with friction**. Automatica, Vol. 30. No. 7 Great Britain: Elsevier Science Ltd: 1994, p. 1083-1994.
- HERON, R. A.; B.H.R.A. The Fluid Engineering Centre Cranfield. **The control of cavitation in valves**. In: The 7th International Fluid Power Symposium. Bath, England: September 1986, p. 275-283.
- HONG, Gao; XIN, Fu; HUAYONG Yang. **Numerical simulation of cavitating flow in hydraulic conical valve**. In: Proceedings of the fifth International Conference on Fluid Power Transmission and Control (ICFP' 2001), 2001. p. 485-488.

HUTCHINGS, I. M. **Tribology: Friction and Wear of Engineering Materials**. 1st ed.

United Kingdom: Edward Arnold, 1992. 272p.

IDELCHIK, I. E.. **Handbook of Hydraulic Resistance**. 3. Ed. Moscow: CRC Press, 1994. 790p.

Industrial liquid lubricants – ISO viscosity classification. First Edition, ISO 3448- 1975.

IKEO, S.; HANYA M. **Flow Force Acting on Two-Way-Cartridge-Valve**. Bulletin of JSME, Vol. 29 September 1986, p. 2938-2945.

IKEO, S.; TAKAHASHI, T.; MIURA, R.; KANDA, K. **Switching characteristics of two-way cartridge valve**. In: The 7th International Fluid Power Symposium. Bath, England: 1986, p. 245-252.

JINGHONG, Yu; ZHAONENG, Chen; YUANZHANG, Lu. **The variation of oil effective Bulk Modulus with pressure in hydraulic systems**. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control. Vol. 116 March 1994, p. 146-150.

KOIVULA, Timo. **On cavitation in fluid power**. In: Proceedings of 1st FPNI-PhD Symposium. Hamburg: September 2000, p. 371-382.

LATOUR, C. **Flow Force Compensation in two-way Cartridge Valves – Flow Visualization and Computational Fluid Dynamics**. In: 4th Scandinavian Conference on Fluid Power. Tampere, Finland: 1995, p. 399-411.

LUGOWSKI, J. **Experimental Investigations on the Origin of Flow Forces in Hydraulic Piston Valves**. In: 10th International Conference on Fluid Power – The Future for Hydraulic. London: 1993, p. 233-244.

MANNESMANN REXROTH GMBH. **“Hidráulica”, Princípios básicos e Componentes da Tecnologia dos Fluidos**, volume 1. São Paulo: 1991. 344p.

MANNESMANN REXROTH. **Treinamento Hidráulico, Apostila de Instrução e Informação sobre Elementos Lógicos (Válvulas cartucho de 2 vias)**, volume 7. São Paulo: Divisão de Treinamento Técnico da Rexroth Hidráulica Ltda., 1988.

MARTIN, Hugh. **The design of hydraulic components and systems**. 1. ed. Canada: Ellis Horwood, 1995. 259p.

McCLOY, D. MARTIN, H. R. **The control of fluid power**. 1st ed. London: Longman Group Limited, 1973. 367p.

MERRIT, H. E. **Hydraulic Control System**. John Wiley & Sons, Inc. New York: 1967.

MIN, Bao; XIN, Fu; YING, Chen. **Computational fluid dynamics approach to pressure loss analysis of hydraulic spool valve**. In: Proceedings of the fifth International Conference on Fluid Power Transmission and Control (ICFP' 2001). China: 2001, p. 467-471.

NASCA, R. A. **Testing Fluid Power Components**. 1st Ed. New York: Industrial Press Inc., 1990. 433p.

RACINE HIDRÁULICA. **Manual de hidráulica básica**. 3^a Ed. Porto Alegre: 1981, 323p.

STRINGER, J. D. **Hydraulic Systems Analysis, an introduction**. 1st Ed. London: The Macmillan Press Ltd: 1976, 173p.

SUN hydraulics Corporation, **Cartridges. Hydraulic Components for Industrial and Mobile Applications**. Florida: Catalogue, 1993.

Tests for determining steady-state and dynamic performance conform with the appropriate methods described in ISO 6403, Hydraulic Fluid Power – Valves controlling flow and pressure – Tests methods.

Tests for determination of pressure differential flow characteristics conforms to ISO 4411, Hydraulic Fluid Power – Valves – Determination of pressure differential/ flow characteristics.

VAUGHAN, N. D. GAMBLE, J. B. **The modeling and simulation of a proportional solenoid valve**. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control. Vol. 118 March 1996, p. 120-125.

VIALI, Eric N. ZHANG, Qin. **Spool valve discharge coefficient determination**. In: Proceedings of the 48th National Conference on Fluid Power. Chicago: April 2000, p. 49-495.

von LINSINGEN, I.; SILVA, J. C.; VIEIRA A.D. **Análise Teórico Experimental do comportamento de válvulas reguladoras de vazão**. In: Anais do V Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 1992. Punta Arenas (Chile): Universidad de Magallanes, p. 433-442.

von LINSINGEN, I.; SILVA, Jonny. C.; CASTRO, N. J. **Análise Teórico Experimental do Comportamento Dinâmico de Válvulas Direcionais**. In: 9^o . Seminário de Instrumentação – IBP – Novembro 1991, p. 1-12.

von LINSINGEN, Irlan. **Fundamentos de Sistemas Hidráulicos**. 1^a Ed. Florianópolis: Ed. da UFSC, 2001. 399p.

WIKIE, R. A. **Cartridge valve systems for hydraulic control.** Iron and Steel Engineer. Troy Mich: November 1986, p. 47-49.

APÊNDICE A – EQUAÇÕES FUNDAMENTAIS da mecânica dos fluidos

A.1 – Equação da vazão

Uma das aplicações fundamentais da equação de Bernoulli em sistemas hidráulicos é a que permite descrever como se comporta o escoamento através de um orifício presente em uma canalização, constituindo uma redução brusca da seção de escoamento. A equação mencionada é chamada de *equação da vazão*. A equação da vazão é deduzida para uma condição de regime permanente, com o orifício de controle considerado de canto vivo. Para este tipo de restrição, as linhas de corrente convergem a montante do orifício, não retornando bruscamente a posição original, mas sim gradualmente, fazendo com que a menor seção de escoamento se situe um pouco após o orifício, formando a vena contracta. Assim, a equação da vazão exprime uma relação de dependência entre a vazão volumétrica q_v , a queda de pressão no orifício e a área da vena contracta, para escoamentos em regime turbulento, ou seja:

$$q_v = C_d \cdot A_o \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad \text{A.1}$$

onde:

A_o = área na seção plana do orifício de controle [m²]

Δp = diferença de pressão no orifício [Pa]

A Figura 64 ilustra as condições de escoamento através de um orifício de canto vivo

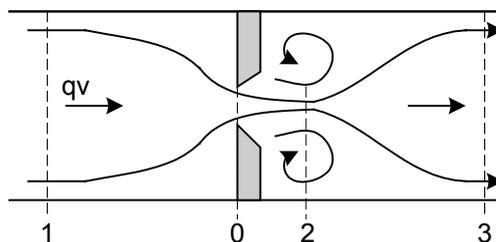


Figura 64 – Escoamento em um orifício (DE NEGRI, 2001)

Neste tipo de orifício predomina o escoamento turbulento. Entretanto, em determinadas situações como em baixas temperaturas, pequena queda de pressão, ou com pequenas aberturas do orifício, as forças viscosas podem prevalecer e o escoamento pode tornar-se laminar e a equação da vazão deixa de ser válida. Apesar disso, na prática costuma-se ainda utilizá-la para ambos os regimes de escoamento e para orifícios de qualquer geometria, utilizando-se um coeficiente de descarga C_d adequado. O coeficiente de descarga é obtido experimentalmente e depende da geometria particular da restrição e das características do escoamento (von LINSINGEN, 2001).

A.2 – Equação da conservação da massa: equação da continuidade

O princípio de conservação da massa para um volume de controle qualquer estabelece que “o fluxo líquido de massa através da superfície de controle é igual a variação de massa no interior do volume de controle”. Assim sendo, o princípio de conservação de massa aplicado a um volume de controle genérico pode ser expresso por (von LINSINGEN, 2001):

$$\int_{SC} \rho \cdot \vec{v} \cdot d\vec{A} + \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho \cdot dV = 0 \quad \text{A.1}$$

O primeiro termo dessa equação representa o fluxo líquido de massa através da superfície de controle (SC) e o segundo termo, a variação de massa no interior do volume de controle (VC). A aplicação da equação da continuidade às câmaras internas da válvula possibilita a análise do comportamento transiente das pressões.

A.3 – Equação da conservação da quantidade de movimento

A força de acionamento em uma válvula direcional de duas vias é função das forças de mola, dos atritos estático, viscoso e de Coulomb, das forças externas e da componente axial da força de escoamento decorrente da modificação da quantidade de movimento do fluido. Em função da geometria dos componentes e das condições externas, o escoamento está sujeito à mudanças contínuas de direção e velocidade, o que provoca o surgimento de forças que, sob certas circunstâncias, afetam o comportamento desses componentes. É, portanto, de interesse a determinação de tais forças, tanto para o projeto de componentes, quanto para a predição do comportamento do sistema. De forma geral a equação da quantidade de movimento é dada por (von LINSINGEN, 2001 e FOX e McDONALD, 1995):

$$\sum \vec{F} = \vec{F}_S + \vec{F}_M = \int_{S.C.} \vec{v}(\rho \vec{v} dA) + \frac{\partial}{\partial t} \int_{V.C.} \vec{v}(\rho dV) \quad A.3$$

O somatório das forças, isto é, a força resultante \vec{F} inclui todas as forças de massa \vec{F}_M e de superfície \vec{F}_S atuando sobre o sistema, ou seja, $\vec{F} = \vec{F}_S + \vec{F}_M$. A força de massa pode ser representada através da força da gravidade e as forças de superfície são dadas pelas forças de pressão que agem nas seções de entrada e saída do volume de controle e pela força de reação que a parede exerce sobre o fluido em escoamento. Assim, a equação (A.3) nos diz que a soma de todas as forças, atuando sobre um volume de controle não submetido a aceleração, é igual a taxa de variação da quantidade de movimento no interior do volume de controle com a taxa líquida do fluxo da quantidade de movimento através da superfície de controle.

APÊNDICE B – PARÂMETROS USADOS NA SIMULAÇÃO

B.1 VÁLVULA DIRECIONAL

```
clear
clc
```

ENTRADA A: EQUAÇÃO DA CONTINUIDADE E EQUAÇÃO DA VAZAO

```
dei=5e-3;           %menor diâmetro do embolo na seção cônica
De=6e-3;           %diâmetro do assento [m]
dh=4e-3;           %diâmetro da haste do êmbolo [m]
delta=45*pi/180;   %ângulo da seção cônica do êmbolo [rad]
delta1=35*pi/180;  %ângulo do jato do fluido [rad]
Ka1=pi*sin(delta)*De; %constante da área Aa
Ka2=pi*sin(delta)*sin(delta); %constante da área Aa
AaL=pi/4*(De^2-dh^2); %área Aa para xv > Lcônico
Kga=0.0132;       %ganho geométrico abertura Aa
a=(De-dei)/2;     %parâmetro correspondente à geometria do êmbolo [m]
Lcn=a/(sin(delta)*cos(delta)); %Comprimento da seção cônica
b=a/tan(delta)-Lcn; %parâmetro correspondente à geometria do êmbolo [m]
```

EQUAÇÃO DA TENSAO

```
Lb=0.295;          %Indutância [Henry]
Rb=38.6;           %Resistência da bobina [ohm]
Vm=24;             %Tensão aplicada [V]
```

ENTRADA A: EQUAÇÃO DA VAZAO

```
qvs=20/60000;     %vazão de suprimento: entrada em degrau [m3/s]
Va=5e-5;           %volume da câmara A [m3]
Cda=0.8;           %coeficiente de descarga do orifício de controle
dens=836;          %massa específica do fluido [kg/m3]
Ka=Cda*sqrt(2/dens); %constante da equação da vazão
```

ENTRADA B: EQUAÇÃO DA CONTINUIDADE E EQUAÇÃO DA VAZAO

```
Ds=0.0065;        %maior diâmetro da seção cônica do êmbolo [m]
betaf=10e8;        %módulo de compressibilidade do fluido
Vb=4.8354e-7;     %volume da câmara B
dbt=2.2e-3;        %diâmetro do orifício da restrição a jusante da câmara B
Cdbt=1;           %coeficiente de descarga teórico da restrição
Kb=Cdbt*(pi*dbt^2/4)*sqrt(2/dens); %constante da equação da vazão [m4.s/kg]
```

CAMARAS 2 e 3: EQUAÇÃO DA CONTINUIDADE E EQUAÇÃO DA VAZÃO

$\text{visc}=26.752\text{e-}3;$ %viscosidade absoluta ou dinâmica [N.s/m²]
 $c=1.7\text{e-}3;$ %constante que depende do tipo de fluido
 $w3=1.5\text{e-}3;$ %lado da seção quadrada: canal de passagem para câmara 3 [m]
 $dz=10.9\text{e-}3;$ %diâmetro do núcleo móvel [m]
 $A3=(dz^2*\pi/4)-2*w3^2;$ %área da câmara 3 [m²]
 $Dp=2.8346\text{e-}3;$ %diâmetro externo médio do pino de acionamento [m]
 $Ap=Dp^2*\pi/4;$ %área do pino de acionamento [m²]
 $A2=A3-Ap;$ %área da câmara 2 [m²]
 $V2i=9.9\text{e-}8;$ %volume inicial de câmara 2 [m²]
 $V3i=3.163\text{e-}7;$ %volume inicial de câmara 3 [m²]
 $fr2=0.2423\text{e-}3;$ %folga radial entre o pino e o corpo da válvula [m]
 $fr3=0.11\text{e-}3;$ %folga radial entre a câmara 3 e o núcleo móvel [m]
 $B2=\pi*Dp*fr2/2;$ %Coeficiente de amortecimento viscoso
 $B3=\pi*dz*fr3/2;$ %Coeficiente de amortecimento viscoso
 $Lp=14.7\text{e-}3;$ %comprimento do pino de acionamento [m]
 $Lz=16.45\text{e-}3;$ %comprimento da seção quadrada no núcleo móvel [m]
 $Cv2=(\pi*Dp*fr2^3)/(12*visc*Lp);$ %constante da equação da vazão para câmara 2 [Pa.m³/ s]
 $Cv3=2*w3^4/(28.4*visc*Lz);$ %constante da equação da vazão para câmara 3 [Pa.m³/ s]

EQUAÇÃO DO MOVIMENTO

$Kf=150;$ %Ganho do motor de força [N/A]
 $xvi=5\text{e-}3;$ %pré-carga na mola [m]
 $Mn=11.8646\text{e-}3;$ %Massa do núcleo [kg]
 $Me=4.216\text{e-}3;$ %Massa do êmbolo [kg]
 $Mp=1.02257\text{e-}3;$ %Massa do pino [kg]
 $Mv = Mn+Me+Mp;$ %Massa total da válvula [kg]
 $Bv=20;$ %coeficiente de amortecimento viscoso [N.s/m]
 $Kv1=2619;$ %coeficiente de rigidez da mola [N/m]
 $Kv2=7500;$ %coeficiente de rigidez do batente no final de curso [N/m]
 $df=0.0013;$ %diâmetro do orifício concêntrico interno do êmbolo [m]
 $Af=df^2*\pi/4;$ %área do orifício concêntrico do êmbolo [m²]
 $Ae=(Ds^2-De^2)*\pi/4+Ap;$ %área ativa de atuação da pressão de suprimento [m²]

FORÇAS DE ESCOAMENTO

$La=0.0119;$ %comprimento de amortecimento na região de escoamento [m]
 $Ke1=Kga*Cda*La*\sqrt{2*dens};$ %constante da equação para entrada A: Regime transiente
 $Ke2=Cda*La*\sqrt{dens/2};$ %constante da equação para entrada A: Regime transiente
 $Ke3=2*Cda*\cos(\delta 1);$ %constante da equação para entrada A: Regime Permanente

FORÇA DE ATRITO

$vs=0.01;$ %velocidade de Stribeck [m/s]
 $Fc=7;$ %coeficiente de atrito de Coulomb [N]
 $Fes=11.5;$ %coeficiente de atrito estático [N]
 $k=400;$ %constante da função arco tangente

COMPRESSIBILIDADE DO FLUIDO

bta=17e8; %módulo de compressibilidade do fluido sem ar [Pa]
W=4e-4; %constante que define o conteúdo de ar no óleo
c1=-9.307e-6; %coeficiente de variação do volume das bolhas de ar [Pa^{-1}]
j=1.4; %razão de calores específicos para o ar em processos
adiabáticos
b1=(bta/j)-1e5; %coeficiente de equação
v1=1+1/j; %coeficiente de equação

VALVULA DE ALIVIO DE PRESSAO

Kgw=0.025; %ganho geométrico de área [m]
Cdw=0.7; %coeficiente de descarga
Kqw=Cdw*Kgw*sqrt(2/dens); %constante da equação da vazão
Bw=20; %coeficiente de atrito viscoso
Kw=12000; %rigidez da mola [N/m]
pr=80e5; %pressão regulada para abertura do alívio
dw=2.5e-3; %diâmetro da seção de escoamento [m]
Aw=dw^2*pi/4; %área da seção de escoamento [m²]

B.2 VÁLVULA DE CONTROLE DE VAZÃO

Vazão regulada: 10 lpm no canal prioritário e 28 lpm no canal secundário

clc
clear

ENTRADA A: EQUAÇÃO DA CONTINUIDADE E EQUAÇÃO DA VAZÃO

dens=836; %densidade do fluido [kg/m3]
 Va=1.61635e-5; %Volume da câmara A [m3]
 beta=14e8; %Modulo de compressibilidade efetivo do fluido [Pa]
 qva=2.33e-4; %Vazão de entrada (degrau) [m3/s]
 qvai=4e-4; %Vazão de entrada inicial (degrau) [m3/s]

PORTA B: EQUAÇÃO DA CONTINUIDADE E EQUAÇÃO DA VAZÃO

ZM=2.1e-3; %zona morta [m]
 Cdb=0.48; %coeficiente de descarga [adim]
 K=2; %constante
 Rb=1.5e-3; %raio da circunferência correspondente à área Ab [m]
 Kqb=Cdb*sqrt(2/dens); %coeficiente da equação da vazão
 dbt=2.9e-3; %diâmetro da restrição colocada na saída B [m]
 Vb=1.7e-5; %volume da tubulação após a saída B [m3]
 Cdbt=0.8; %coeficiente de descarga da restrição em B [adim]
 Kbt=Cdbt*(pi/4)*dbt^2*sqrt(2/dens); %coeficiente da equação da vazão da restrição em B

PORTA C: EQUAÇÃO DA CONTINUIDADE E EQUAÇÃO DA VAZÃO

%ENTRADA DA CÂMARA C: gicleur

dce=2e-3; %diâmetro do gicleur [m]
 Cdce=0.85; %coeficiente de descarga do gicleur [adim]
 Kce=Cdce*(1/4)*pi*dce^2*sqrt(2/dens); %coeficiente da equação da vazão para o gicleur
 Ace=dce^2*pi/4; %área do gicleur [m2]
 Vc=1.3675e-6; %volume da câmara C [m3]

%SAÍDA DA CÂMARA C: porta C

Cdcs=0.95; %coeficiente de descarga [adim]
 Kcs=Cdcs*sqrt(2/dens); %coeficiente da equação da vazão
 dcs=3e-3; %diâmetro da porta C de saída [m]
 Acsi=6*pi*(dcs^2)/4; %área inicial da porta C de saída [m2]

%RESTRIÇÃO COLOCADA APÓS SAÍDA C

dct=1.8e-3; %diâmetro inicial da restrição [m]
 Vt=6.1575e-5; %volume de fluido na tubulação [m3]
 Cdct=0.9; %coeficiente de descarga [adim]
 Kt=Cdct*(pi/4)*dct^2*sqrt(2/dens); %coeficiente da equação da vazão

CÂMARA DA MOLA: EQUAÇÃO DA CONTINUIDADE E EQUAÇÃO DA VAZÃO

dcm=1e-3; %diâmetro do orifício de amortecimento [m]
 Cdc=0.7; %coeficiente de descarga do orifício de amortecimento [adim]
 Kcm=Cdc*(pi/4)*dcm^2*sqrt(2/dens); %coeficiente da equação da vazão
 Acmo=dcm^2*pi/4; %área do orifício de amortecimento
 Dcm=14.5e-3; %diâmetro interno inicial da câmara da mola [m]
 Dcme=10e-3; %diâmetro efetivo da câmara da mola após abertura [m]
 Acmi=(Dcm^2-dcm^2)*pi/4; %área inicial da câmara da mola [m2]
 Acm=(Dcme^2-dcm^2)*pi/4; %área efetiva da câmara da mola após abertura [m]
 Vcm=6.6e-6; %volume da câmara da mola [m3]

EQUAÇÃO DO MOVIMENTO

Da=10e-3; %diâmetro da área de atuação da pressão em A [m]
 Bv=40; %coeficiente de amortecimento viscoso [N.s/m]
 Mm=5e-2; %massa da mola [kg]
 Me=1e-2; %massa do êmbolo [kg]
 Mv=Mm+Me; %massa do elemento móvel [kg]
 Ac=(pi/4)*(dce^2-dcm^2); %área efetiva de atuação da pressão em C [m2]
 Kv=11300; %constante de rigidez da mola [N/m]
 xvi=7e-3; %pré-carga na mola [m]
 Aa=(Da^2-dce^2)*pi/4; %área efetiva de atuação da pressão em A [m2]

FORÇA DE ESCOAMENTO**%REGIME PERMANENTE**

tetab=40*pi/180; %ângulo do jato do fluido em B [rad]
 tetac=69*pi/180; %ângulo do jato do fluido em C [rad]
 Ke2=2*Cdb*cos(tetab); %coeficiente de escoamento da porta B
 Ke3=2*Ac*dc; %coeficiente de escoamento da câmara da mola
 Ke4=2*Cdcs*cos(tetac); %coeficiente de escoamento da saída da câmara C
 ct=0.01; %constante

%REGIME TRANSIENTE

Lc=13e-3; %comprimento de amortecimento da câmara C [m]
 Kgcs=0.2128; %ganho geométrico área Acs
 Kt2=Cdcs*Kgcs*Lc*sqrt(2*dens); %coeficiente de escoamento transiente na saída da câmara C (deslocamento)
 Kt21=Lc*Kgcs*Cdcs*sqrt(dens/2); %coeficiente de escoamento transiente na saída da câmara C (pressão)

FORÇA DE ATRITO

vs=3e-2; %velocidade de Stribeck [m/s]
 Fc=9; %coeficiente de atrito de Coulomb [N]
 Fes=13; %coeficiente de atrito estático [N]
 k=500; %constante do sinal da velocidade

VALVULA DE ALIVIO DE PRESSAO

Kgw=0.02; %ganho geométrico [m]
Cdw=0.7; %Coeficiente de Descarga [adim]
Kqw=Cdw*Kgw*sqrt(2/dens); %constante da equação da vazão
Bw=60; %coeficiente de amortecimento viscoso
pr=80e5; %pressão de referencia para abertura da válvula de alivio [Pa]
Kw=12000; %rigidez da mola [N/m]
dw=2.5e-3; %diâmetro hidráulico do orifício de controle [m]
Aw=dw^2*pi/4; %área do orifício de controle [m2]

B.3 VÁLVULA DE CONTROLE DE VAZÃO

Vazão regulada: 20 lpm no canal prioritário e 18 lpm no canal secundário

clc
clear

ENTRADA A: EQUAÇÃO DA CONTINUIDADE E EQUAÇÃO DA VAZÃO

dens=836; %densidade do fluido [kg/m3]
 Va=1.61635e-5; %Volume da câmara A [m3]
 beta=14e8; %Modulo de compressibilidade efetivo do fluido [Pa]
 qva=2.33e-4; %Vazão de entrada (degrau) [m3/s]
 qvai=4e-4; %Vazão de entrada inicial (degrau) [m3/s]

PORTA B: EQUAÇÃO DA CONTINUIDADE E EQUAÇÃO DA VAZÃO

ZM=2.1e-3; %zona morta [m]
 Cdb=0.60; %coeficiente de descarga [adim]
 K=2; %constante
 Rb=1.5e-3; %raio da circunferência correspondente à área Ab [m]
 Kqb=Cdb*sqrt(2/dens); %coeficiente da equação da vazão
 dbt=3e-3; %diâmetro da restrição colocada na saída B [m]
 Vb=1.7e-5; %volume da tubulação após a saída B [m3]
 Cdbt=0.8; %coeficiente de descarga da restrição em B [adim]
 Kbt=Cdbt*(pi/4)*dbt^2*sqrt(2/dens); %coeficiente da equação da vazão da restrição em B

PORTA C: EQUAÇÃO DA CONTINUIDADE E EQUAÇÃO DA VAZÃO

%ENTRADA DA CÂMARA C: gicleur

dce=2.9e-3; %diâmetro do gicleur [m]
 Cdce=0.80; %coeficiente de descarga do gicleur [adim]
 Kce=Cdce*(1/4)*pi*dce^2*sqrt(2/dens); %coeficiente da equação da vazão para o gicleur
 Ace=dce^2*pi/4; %área do gicleur [m2]
 Vc=1.3675e-6; %volume da câmara C [m3]

%SAÍDA DA CÂMARA C: porta C

Cdcs=0.80; %coeficiente de descarga [adim]
 Kcs=Cdcs*sqrt(2/dens); %coeficiente da equação da vazão
 dcs=3e-3; %diâmetro da porta C de saída [m]
 Acsi=6*pi*(dcs^2)/4; %área inicial da porta C de saída [m2]

%RESTRIÇÃO COLOCADA APÓS SAÍDA C

dct=3e-3; %diâmetro inicial da restrição [m]
 Vt=6.1575e-5; %volume de fluido na tubulação [m3]
 Cdct=0.8; %coeficiente de descarga [adim]
 Kt=Cdct*(pi/4)*dct^2*sqrt(2/dens); %coeficiente da equação da vazão

CÂMARA DA MOLA: EQUAÇÃO DA CONTINUIDADE E EQUAÇÃO DA VAZÃO

dcm=1e-3; %diâmetro do orifício de amortecimento [m]
 Cdc=0.8; %coeficiente de descarga do orifício de amortecimento [adim]
 $K_{cm} = C_{dc} * (\pi/4) * d_{cm}^2 * \sqrt{2/dens}$; %coeficiente da equação da vazão
 $A_{cm} = d_{cm}^2 * \pi/4$; %área do orifício de amortecimento
 $D_{cm} = 14.5e-3$; %diâmetro interno inicial da câmara da mola [m]
 $D_{cme} = 10e-3$; %diâmetro efetivo da câmara da mola após abertura [m]
 $A_{cmi} = (D_{cm}^2 - d_{cm}^2) * \pi/4$; %área inicial da câmara da mola [m²]
 $A_{cm} = (D_{cme}^2 - d_{cm}^2) * \pi/4$; %área efetiva da câmara da mola após abertura [m]
 $V_{cm} = 6.6e-6$; %volume da câmara da mola [m³]

EQUAÇÃO DO MOVIMENTO

$D_a = 10e-3$; %diâmetro da área de atuação da pressão em A [m]
 $B_v = 30$; %coeficiente de amortecimento viscoso [N.s/m]
 $M_m = 5e-2$; %massa da mola [kg]
 $M_e = 1e-2$; %massa do êmbolo [kg]
 $M_v = M_m + M_e$; %massa do elemento móvel [kg]
 $A_c = (\pi/4) * (d_{ce}^2 - d_{cm}^2)$; %área efetiva de atuação da pressão em C [m²]
 $K_v = 11300$; %constante de rigidez da mola [N/m]
 $x_{vi} = 7.5e-3$; %pré-carga na mola [m]
 $A_a = (D_a^2 - d_{ce}^2) * \pi/4$; %área efetiva de atuação da pressão em A [m²]

FORÇA DE ESCOAMENTO**%REGIME PERMANENTE**

$t_{\text{etab}} = 40 * \pi/180$; %ângulo do jato do fluido em B [rad]
 $t_{\text{etac}} = 69 * \pi/180$; %ângulo do jato do fluido em C [rad]
 $K_{e2} = 2 * C_{db} * \cos(t_{\text{etab}})$; %coeficiente de escoamento da porta B
 $K_{e3} = 2 * A_{cm} * C_{dcm}$; %coeficiente de escoamento da câmara da mola
 $K_{e4} = 2 * C_{dcs} * \cos(t_{\text{etac}})$; %coeficiente de escoamento da saída da câmara C
 $ct = 0.01$; %constante

%REGIME TRANSIENTE

$L_c = 13e-3$; %comprimento de amortecimento da câmara C [m]
 $K_{gcs} = 0.2128$; %ganho geométrico área A_{cs}
 $K_{t2} = C_{dcs} * K_{gcs} * L_c * \sqrt{2 * dens}$; %coeficiente de escoamento transiente na saída da câmara C (deslocamento)
 $K_{t21} = L_c * K_{gcs} * C_{dcs} * \sqrt{dens/2}$; %coeficiente de escoamento transiente na saída da câmara C (pressão)

FORÇA DE ATRITO

$v_s = 3e-2$; %velocidade de Stribeck [m/s]
 $F_c = 9$; %coeficiente de atrito de Coulomb [N]
 $F_{es} = 13$; %coeficiente de atrito estático [N]
 $k = 600$; %constante do sinal da velocidade

VALVULA DE ALIVIO DE PRESSAO

Kgw=0.02; %ganho geométrico [m]
Cdw=0.7; %Coeficiente de Descarga [adim]
Kqw=Cdw*Kgw*sqrt(2/dens); %constante da equação da vazão
Bw=60; %coeficiente de amortecimento viscoso
pr=100e5; %pressão de referencia para abertura da válvula de alivio [Pa]
Kw=12000; %rigidez da mola [N/m]
dw=2.5e-3; %diâmetro hidráulico do orifício de controle [m]
Aw=dw^2*pi/4; %área do orifício de controle [m2]

B.4 VÁLVULA DE CONTROLE DE VAZÃO

Vazão regulada: 30 lpm no canal prioritário e 08 lpm no canal secundário

clc
clear

ENTRADA A: EQUAÇÃO DA CONTINUIDADE E EQUAÇÃO DA VAZÃO

dens=836; %densidade do fluido [kg/m3]
 Va=1.61635e-5; %Volume da câmara A [m3]
 beta=14e8; %Modulo de compressibilidade efetivo do fluido [Pa]
 qva=2.33e-4; %Vazão de entrada (degrau) [m3/s]
 qvai=4e-4; %Vazão de entrada inicial (degrau) [m3/s]

PORTA B: EQUAÇÃO DA CONTINUIDADE E EQUAÇÃO DA VAZÃO

ZM=2.1e-3; %zona morta [m]
 Cdb=0.70; %coeficiente de descarga [adim]
 K=2; %constante
 Rb=1.5e-3; %raio da circunferência correspondente à área Ab [m]
 Kqb=Cdb*sqrt(2/dens); %coeficiente da equação da vazão
 dbt=1.1e-3; %diâmetro da restrição colocada na saída B [m]
 Vb=1.7e-5; %volume da tubulação após a saída B [m3]
 Cdbt=0.8; %coeficiente de descarga da restrição em B [adim]
 Kbt=Cdbt*(pi/4)*dbt^2*sqrt(2/dens); %coeficiente da equação da vazão da restrição em B

PORTA C: EQUAÇÃO DA CONTINUIDADE E EQUAÇÃO DA VAZÃO**%ENTRADA DA CÂMARA C: gicleur**

dce=3.3e-3; %diâmetro do gicleur [m]
 Cdce=0.80; %coeficiente de descarga do gicleur [adim]
 Ace=dce^2*pi/4; %área do gicleur [m2]
 Kce=Cdce*Ace*sqrt(2/dens); %coeficiente da equação da vazão para o gicleur
 Vc=1.3675e-6; %volume da câmara C [m3]

%SAÍDA DA CÂMARA C: porta C

Cdcs=0.80; %coeficiente de descarga [adim]
 Kcs=Cdcs*sqrt(2/dens); %coeficiente da equação da vazão
 dcs=3e-3; %diâmetro da porta C de saída [m]
 Acsi=6*pi*(dcs^2)/4; %área inicial da porta C de saída [m2]

%RESTRIÇÃO COLOCADA APÓS SAÍDA C

dct=2.4e-3; %diâmetro inicial da restrição [m]
 Vt=6.1575e-5; %volume de fluido na tubulação [m3]
 Cdct=0.8; %coeficiente de descarga [adim]
 Kt=Cdct*(pi/4)*dct^2*sqrt(2/dens); %coeficiente da equação da vazão

CÂMARA DA MOLA: EQUAÇÃO DA CONTINUIDADE E EQUAÇÃO DA VAZÃO

dcm=0.85e-3; %diâmetro do orifício de amortecimento [m]
 Cdc=0.8; %coeficiente de descarga do orifício de amortecimento [adim]
 Kcm=Cdc*(pi/4)*dcm^2*sqrt(2/dens); %coeficiente da equação da vazão
 Acmo=dcm^2*pi/4; %área do orifício de amortecimento
 Dcm=14.5e-3; %diâmetro interno inicial da câmara da mola [m]
 Dcme=10e-3; %diâmetro efetivo da câmara da mola após abertura [m]
 Acmi=(Dcm^2-dcm^2)*pi/4; %área inicial da câmara da mola [m2]
 Acm=(Dcme^2-dcm^2)*pi/4; %área efetiva da câmara da mola após abertura [m]
 Vcm=6.6e-6; %volume da câmara da mola [m3]

EQUAÇÃO DO MOVIMENTO

Da=10e-3; %diâmetro da área de atuação da pressão em A [m]
 Bv=30; %coeficiente de amortecimento viscoso [N.s/m]
 Mm=5e-2; %massa da mola [kg]
 Me=1e-2; %massa do êmbolo [kg]
 Mv=Mm+Me; %massa do elemento móvel [kg]
 Ac=(pi/4)*(dce^2-dcm^2); %área efetiva de atuação da pressão em C [m2]
 Kv=11300; %constante de rigidez da mola [N/m]
 xvi=8e-3; %pré-carga na mola [m]
 Aa=(Da^2-dce^2)*pi/4; %área efetiva de atuação da pressão em A [m2]

FORÇA DE ESCOAMENTO**%REGIME PERMANENTE**

tetab=30*pi/180; %ângulo do jato do fluido em B [rad]
 tetac=69*pi/180; %ângulo do jato do fluido em C [rad]
 Ke2=2*Cdb*cos(tetab); %coeficiente de escoamento da porta B
 Ke3=2*Ac*dc; %coeficiente de escoamento da câmara da mola
 Ke4=2*Cdcs*cos(tetac); %coeficiente de escoamento da saída da câmara C
 ct=0.01; %constante

%REGIME TRANSIENTE

Lc=13e-3; %comprimento de amortecimento da câmara C [m]
 Kgcs=0.2128; %ganho geométrico área Acs
 Kt2=Cdcs*Kgcs*Lc*sqrt(2*dens); %coeficiente de escoamento transiente na saída da câmara C (deslocamento)
 Kt21=Lc*Kgcs*Cdcs*sqrt(dens/2); %coeficiente de escoamento transiente na saída da câmara C (pressão)

FORÇA DE ATRITO

vs=3e-2; %velocidade de Stribeck [m/s]
 Fc=9; %coeficiente de atrito de Coulomb [N]
 Fes=13; %coeficiente de atrito estático [N]
 k=600; %constante do sinal da velocidade

APÊNDICE C – DIAGRAMA DE BLOCOS DAS VÁLVULAS

C.1 – VÁLVULA DIRECIONAL

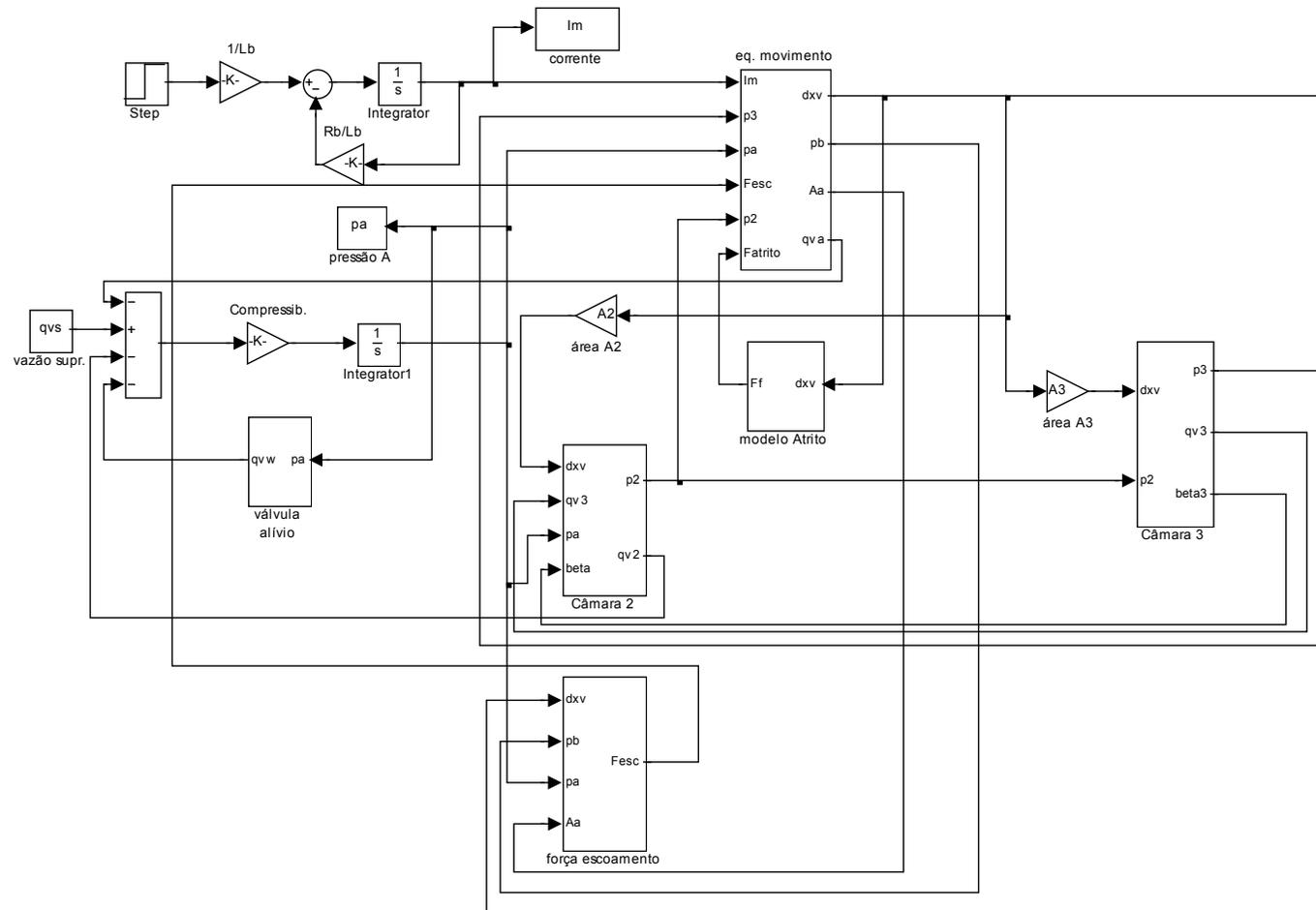


Figura 65 – Válvula direcional: entrada principal

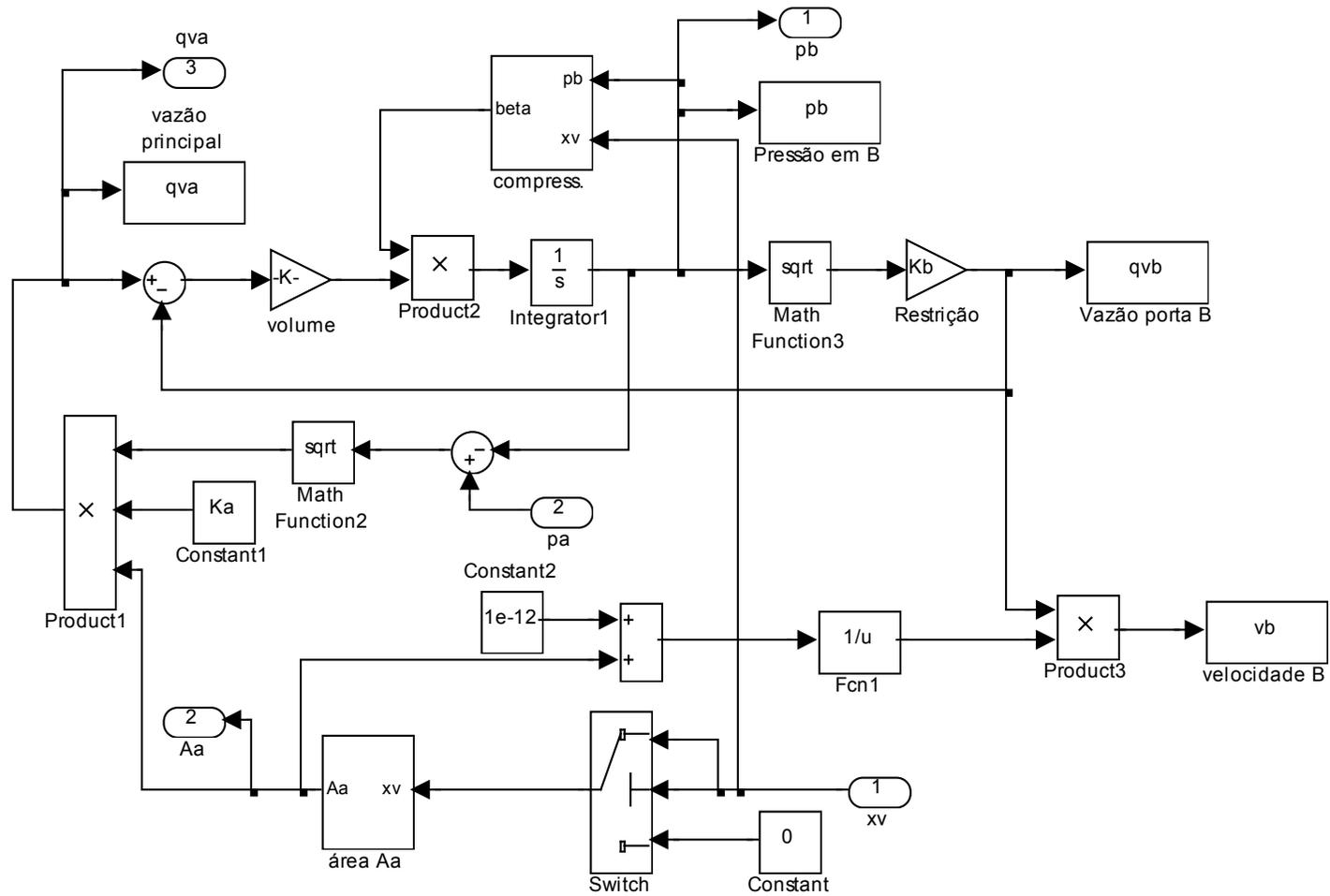


Figura 66 – Válvula direcional: câmara B

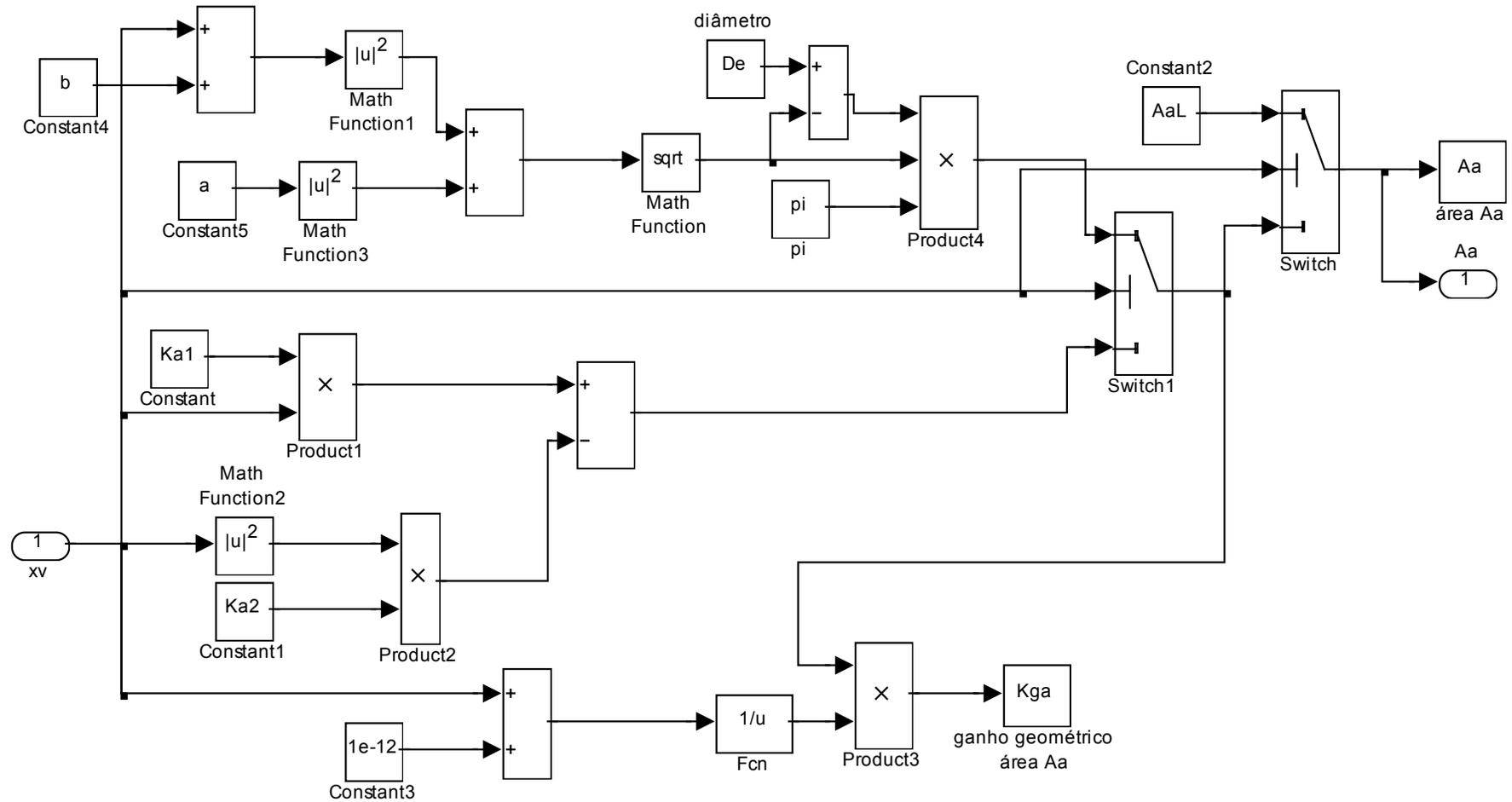


Figura 67 – Válvula direcional: área do orifício de controle

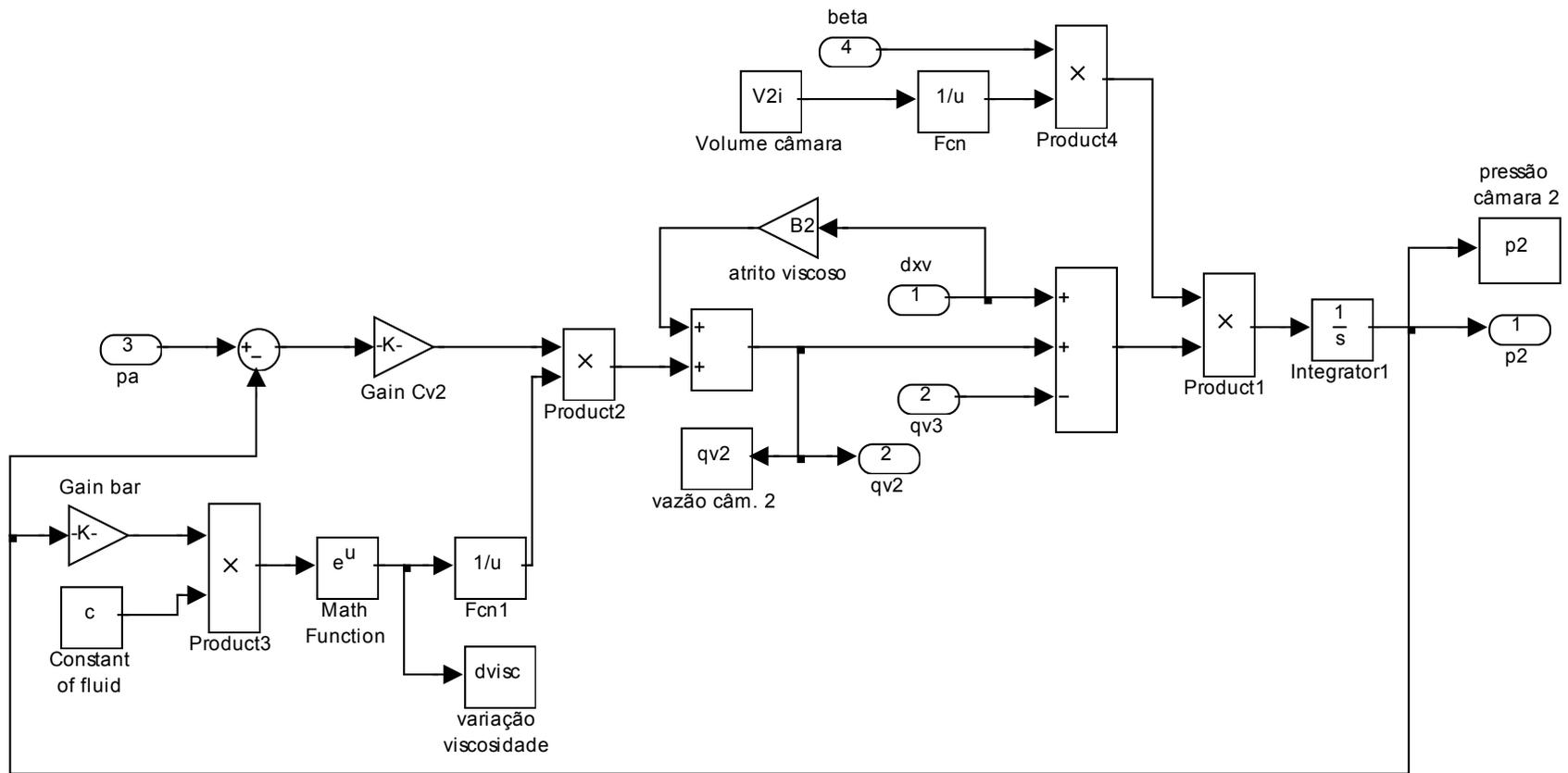


Figura 68 – Válvula direcional: câmara 2

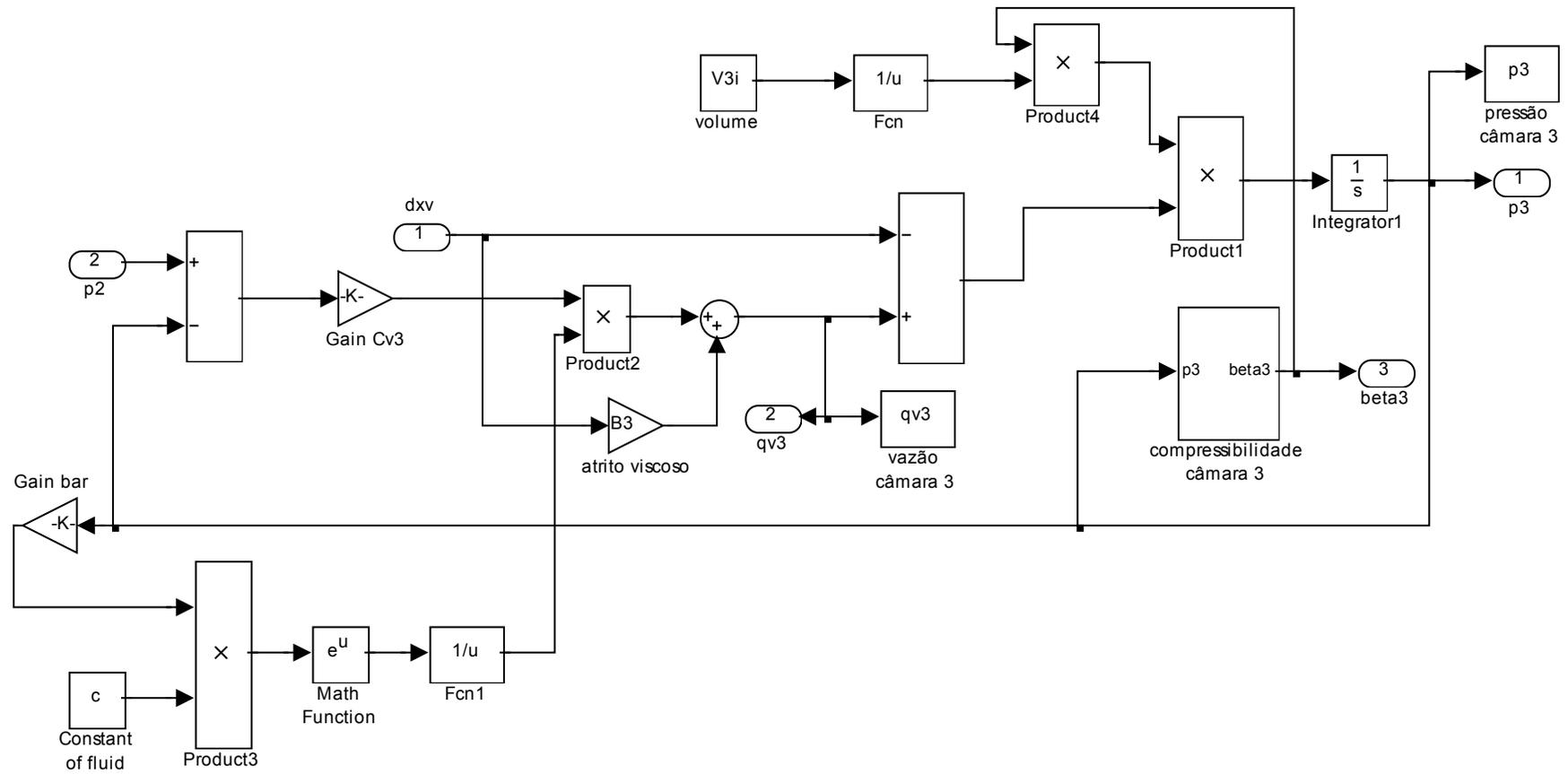


Figura 69 – Válvula direcional: câmara 3

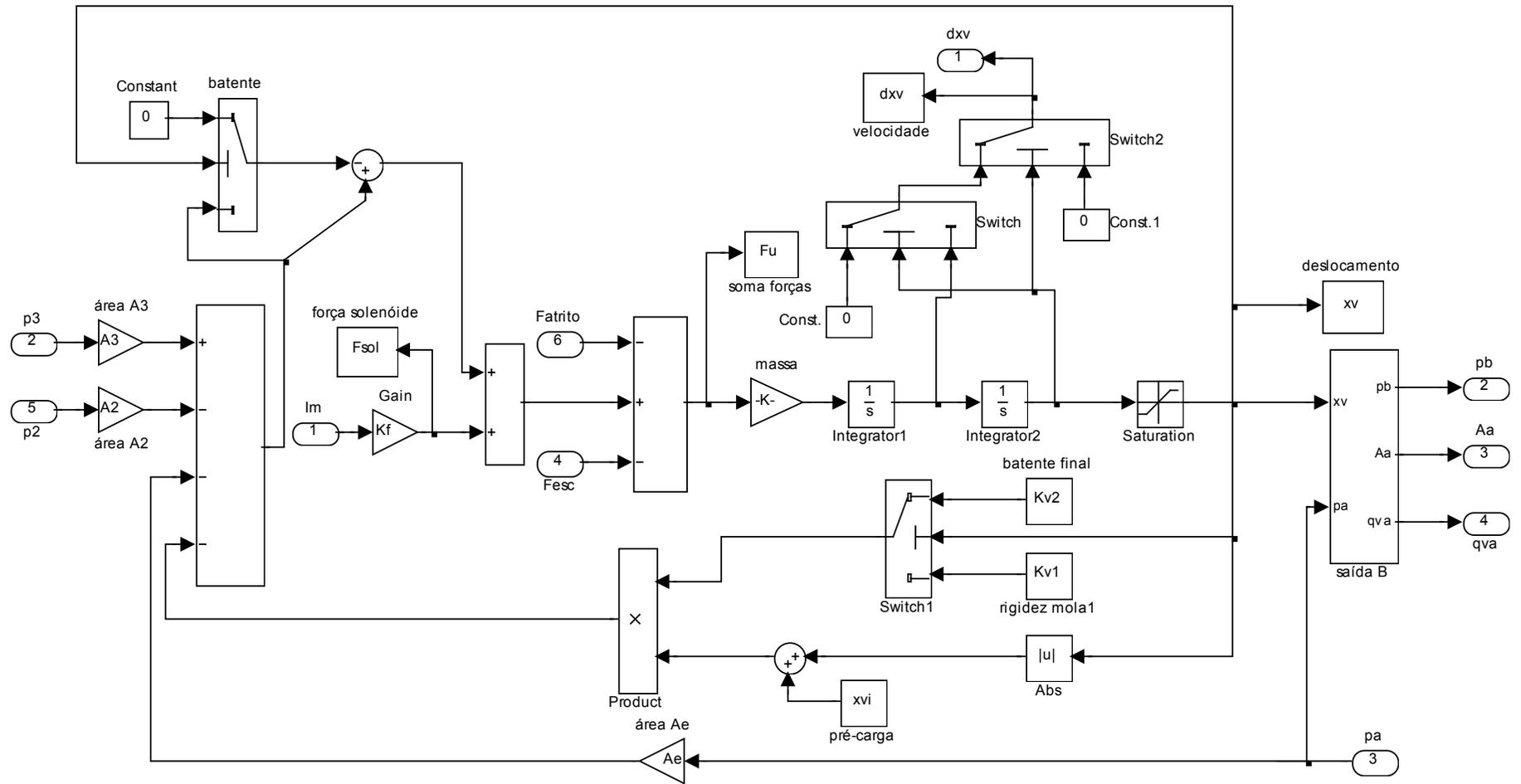


Figura 70 – Válvula direcional: equação do movimento

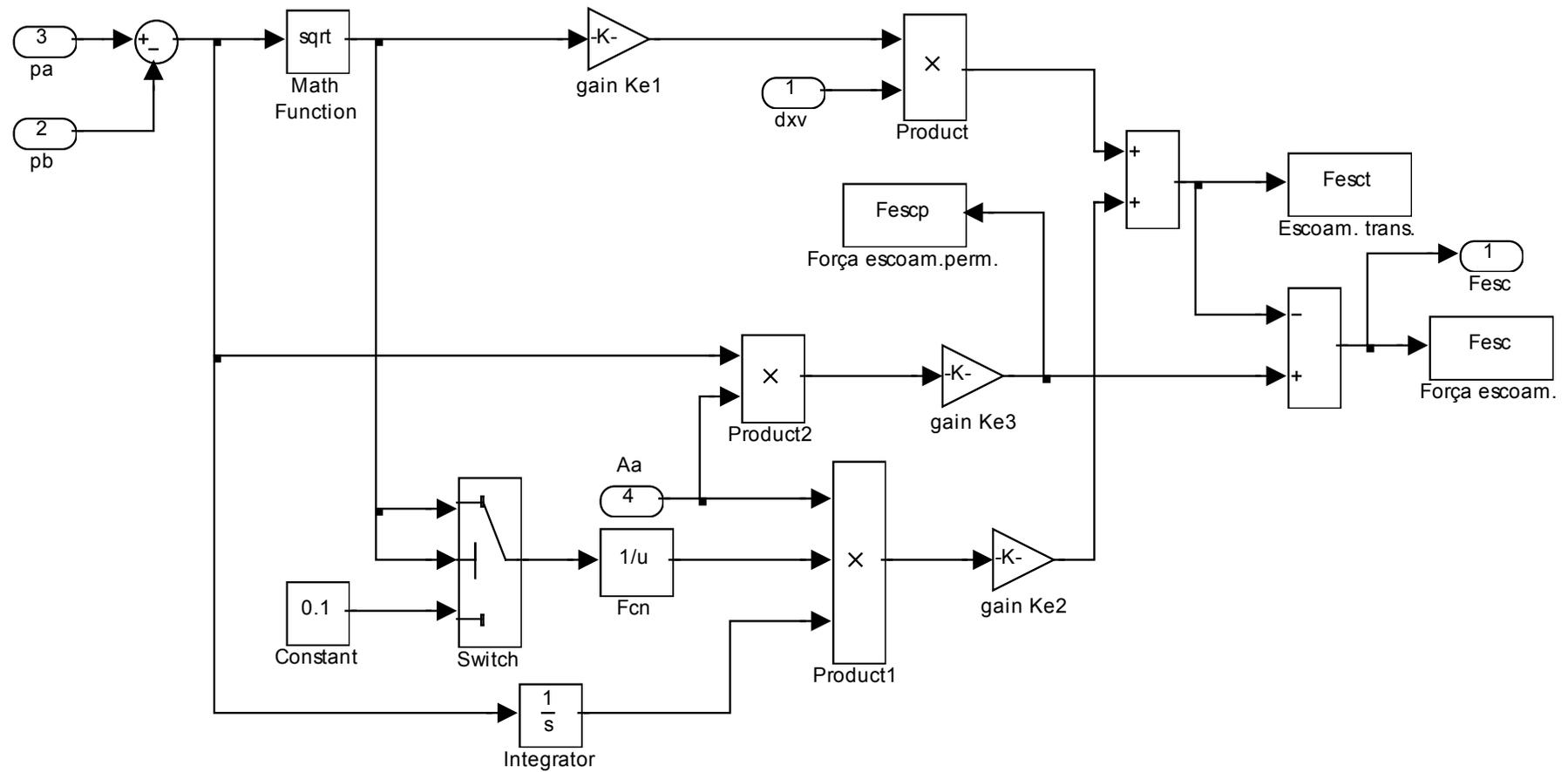


Figura 71 – Válvula direcional: força de escoamento

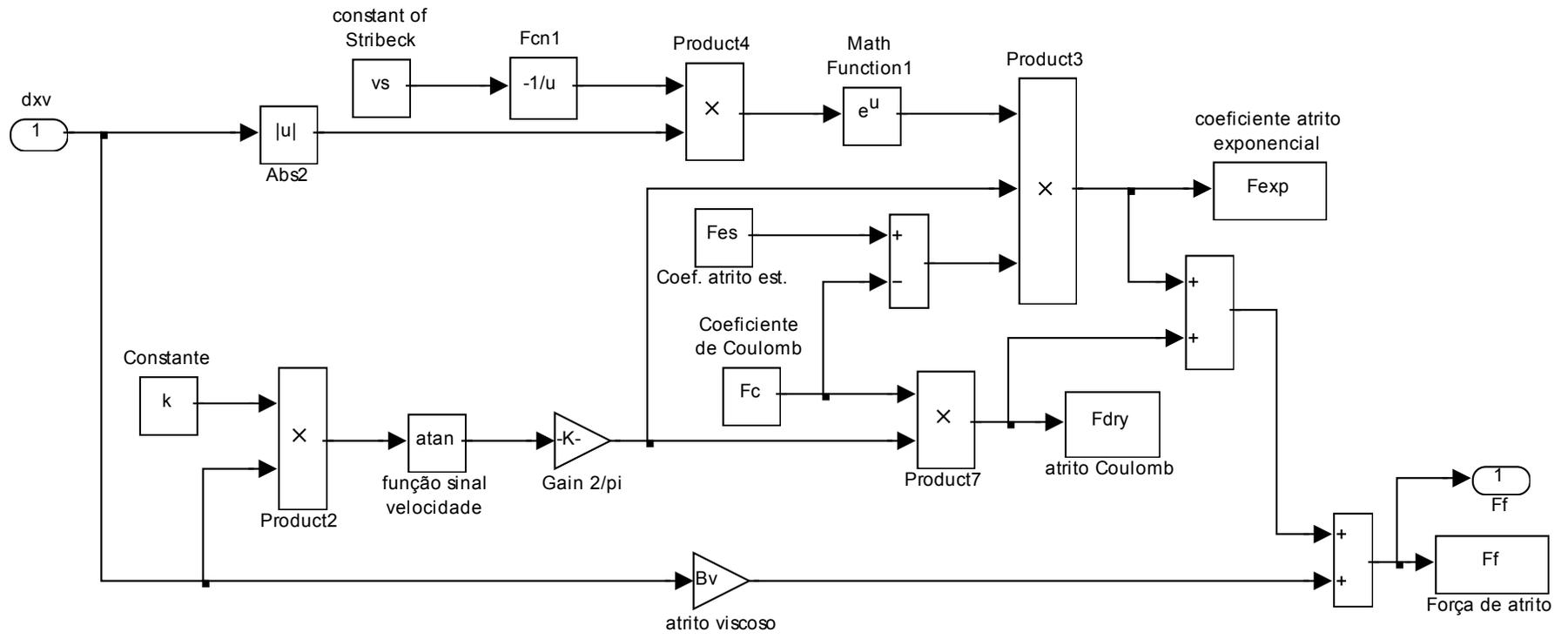


Figura 72 – Válvula direcional: força de atrito

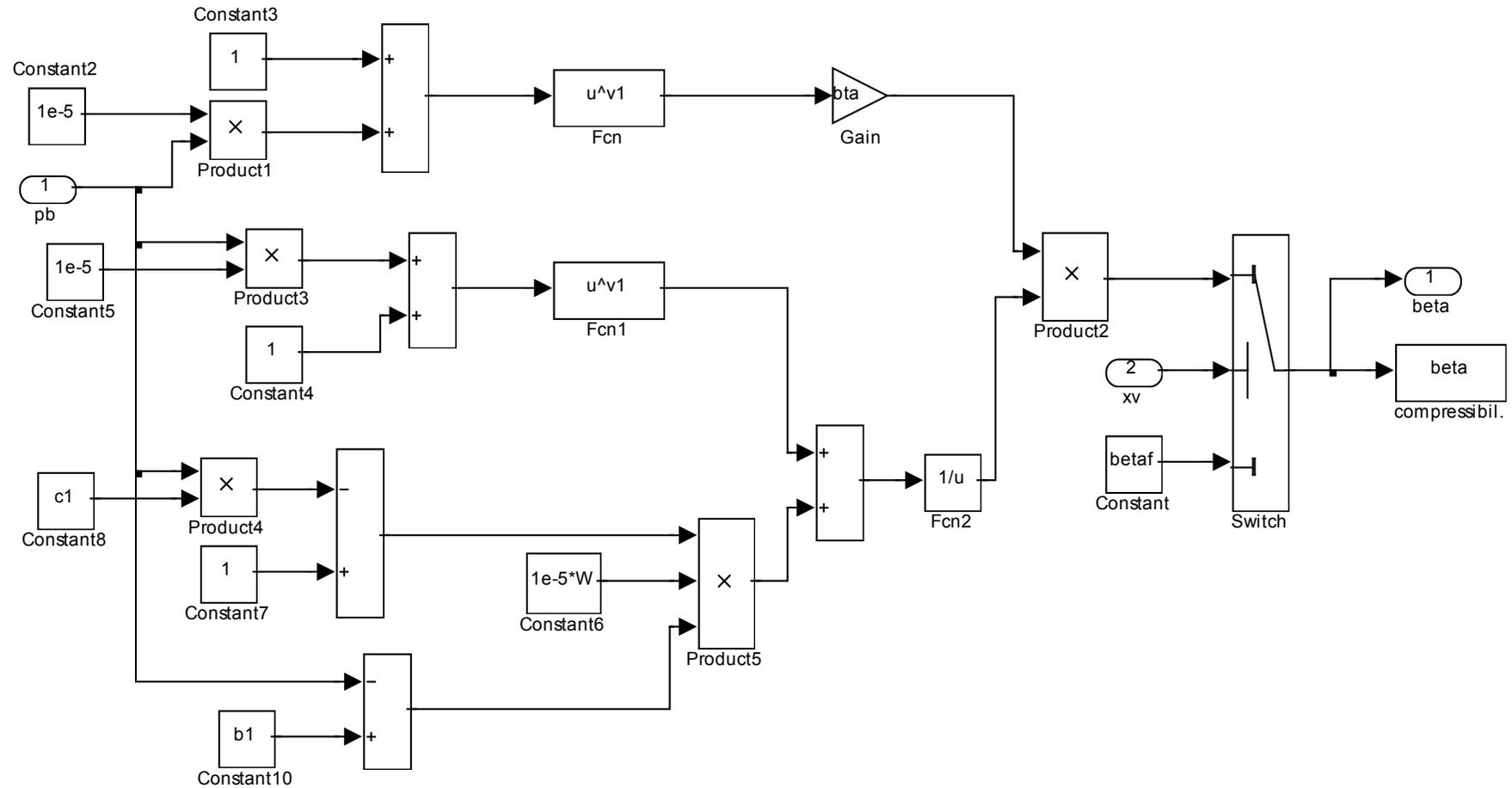


Figura 73 – Válvula direcional: módulo de compressibilidade efetivo

C2 – VÁLVULA DE CONTROLE DE VAZÃO

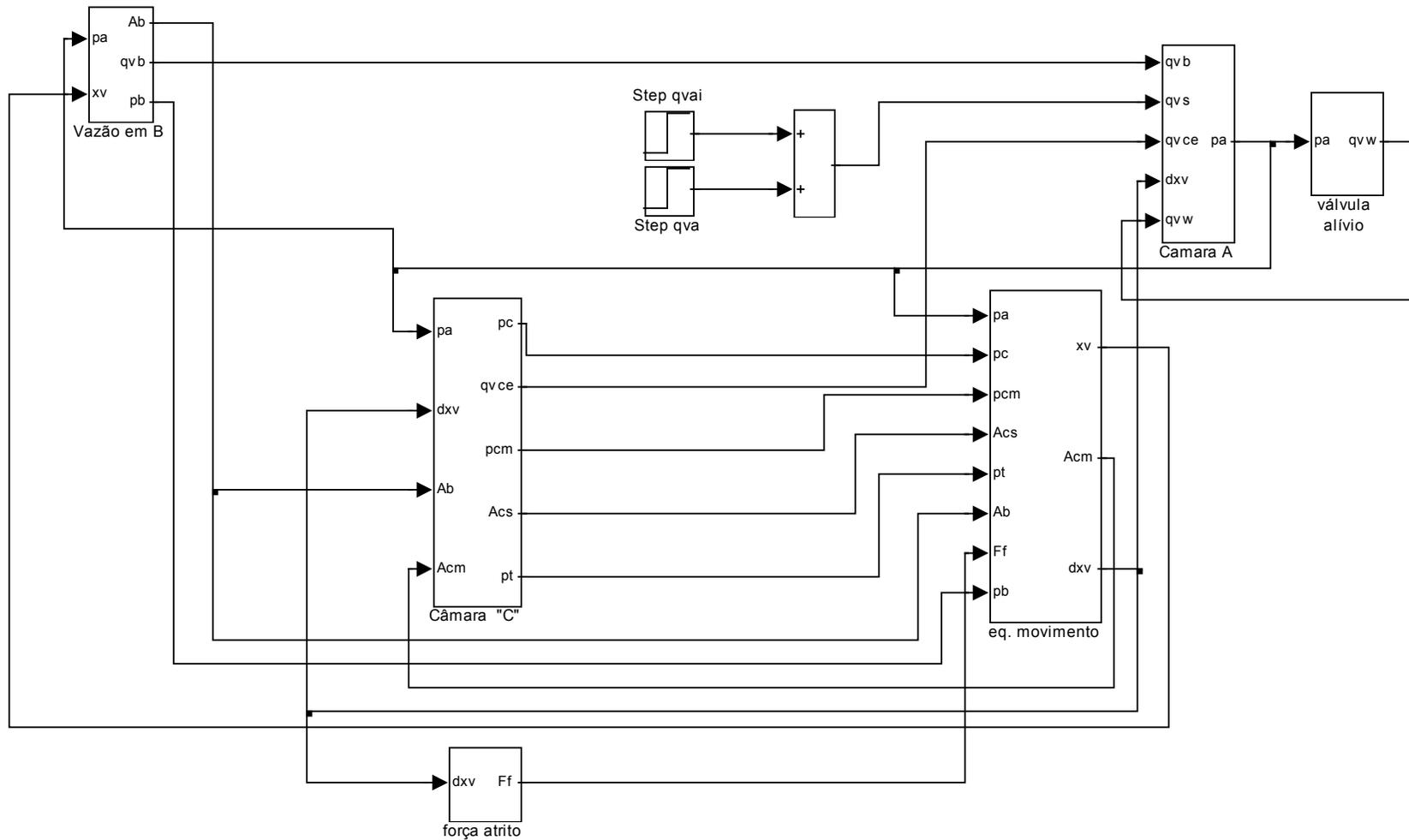


Figura 74 – Válvula de controle de vazão: entrada principal do sistema

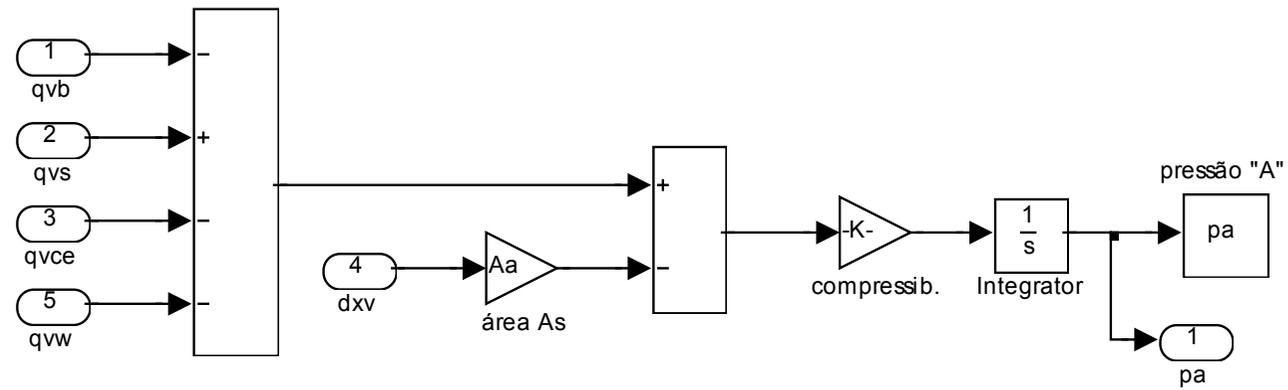


Figura 75 – Válvula de controle de vazão: câmara A

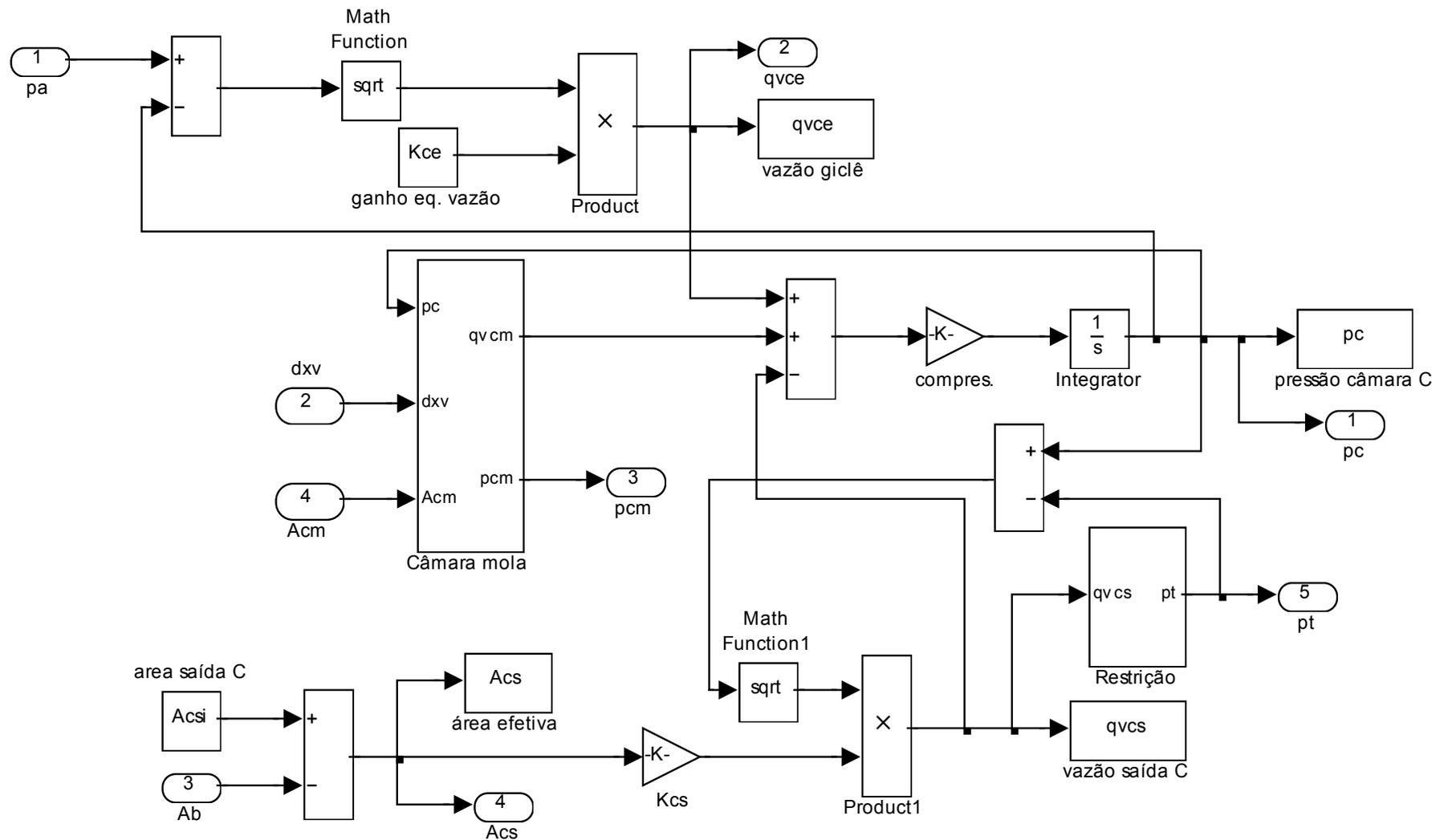


Figura 76 – Válvula de controle de vazão: câmara C

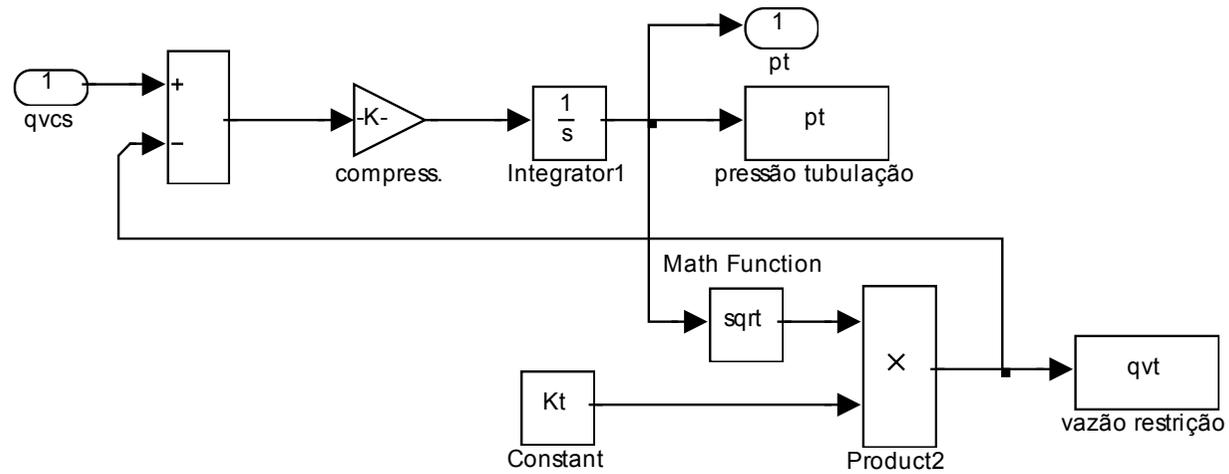


Figura 77 – Válvula de controle de vazão: modelo da restrição no canal prioritário

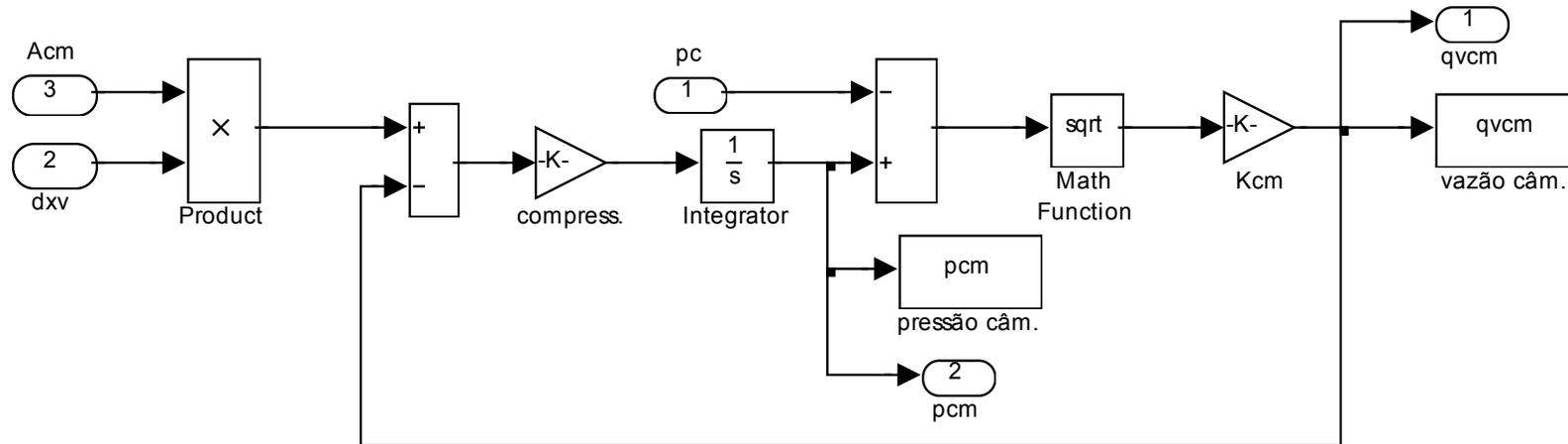


Figura 78 – Válvula de controle de vazão: câmara da mola

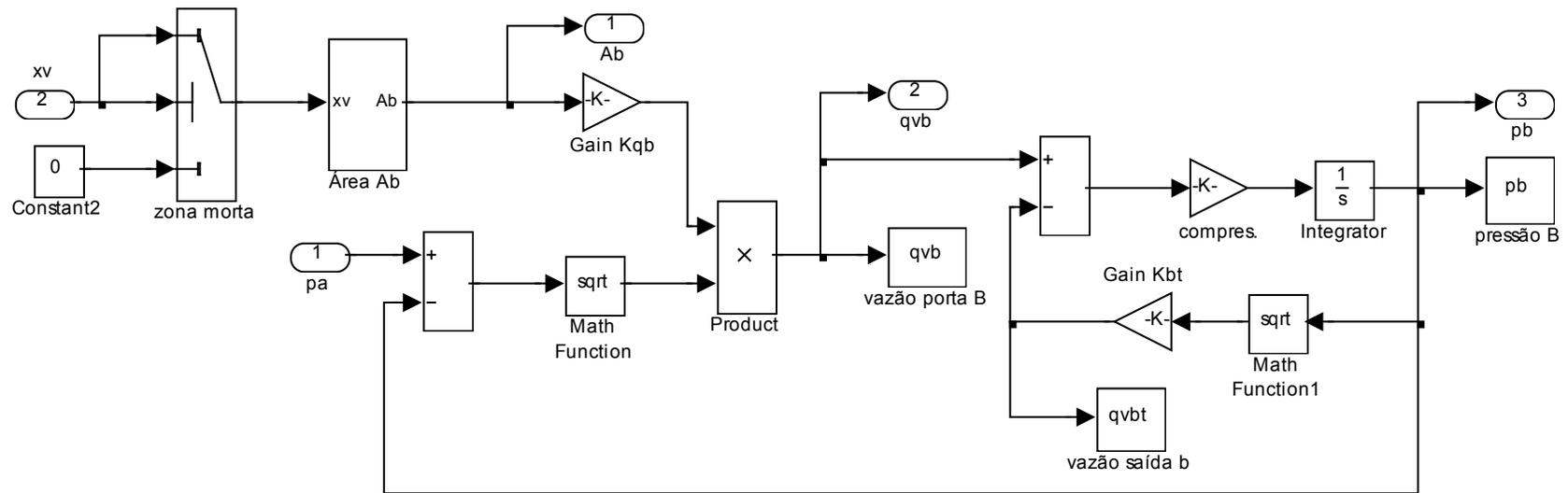


Figura 79 – Válvula de controle de vazão: canal secundário B

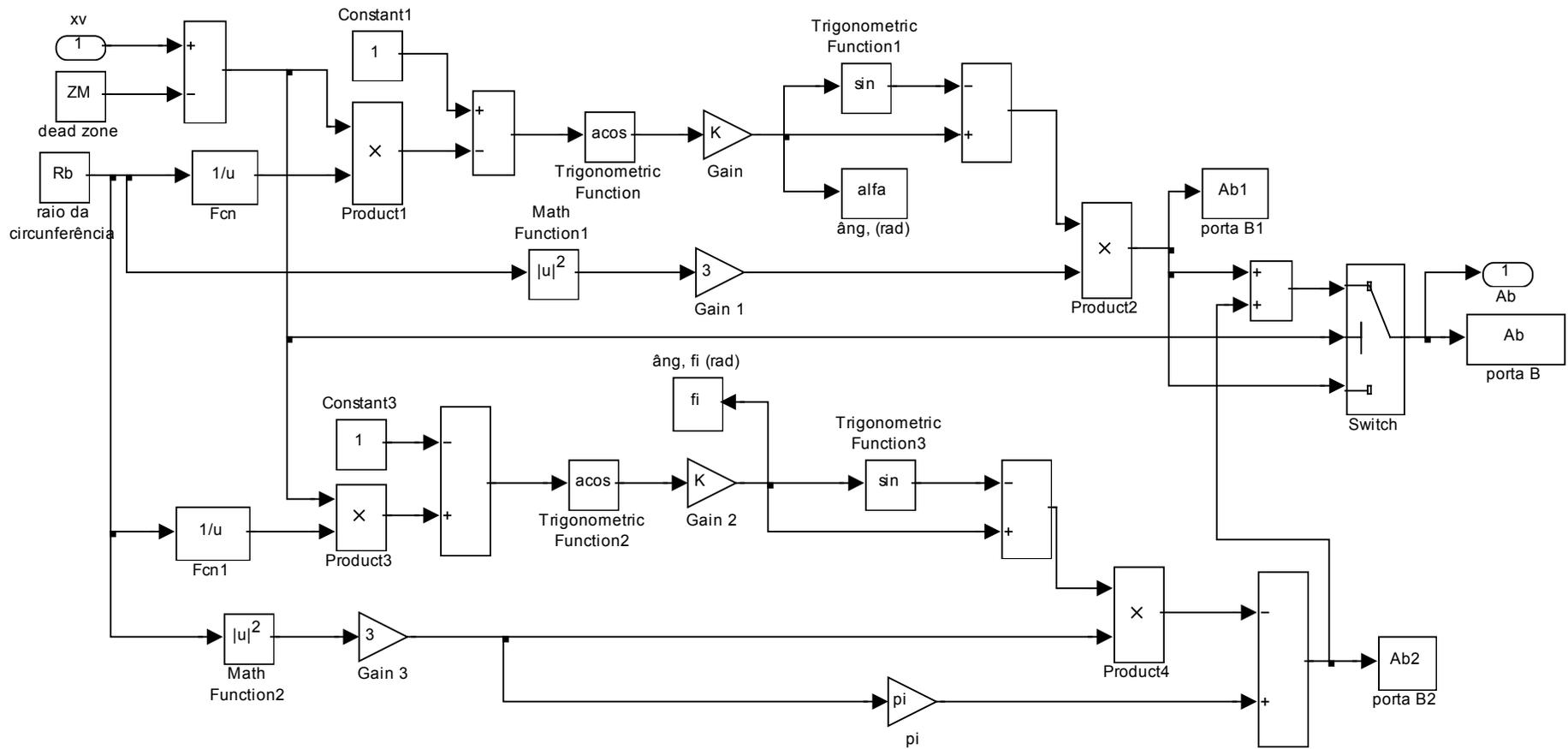


Figura 80 – Válvula de controle de vazão: área do orifício de controle do canal B

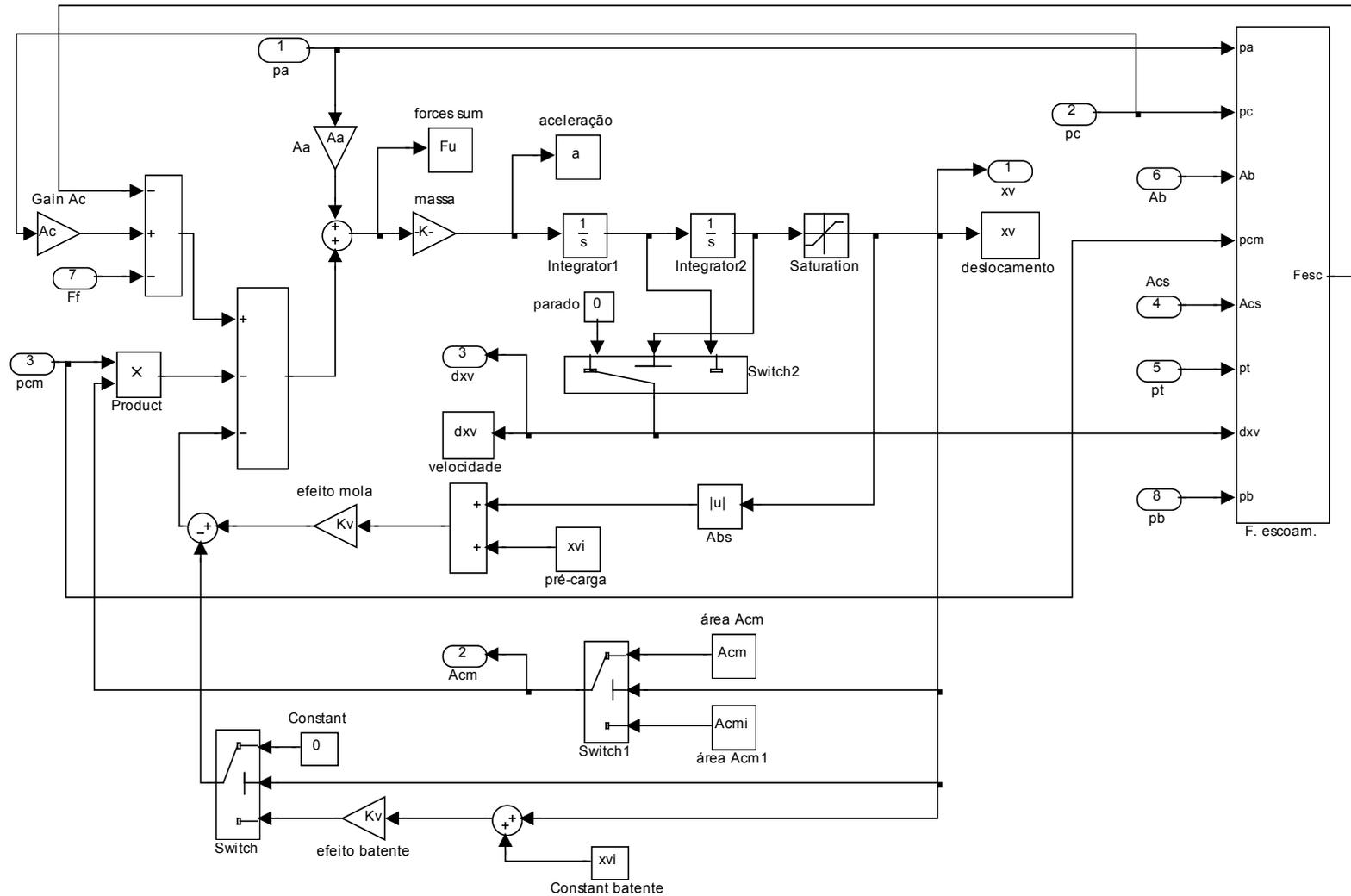


Figura 81 – Válvula de controle de vazão: equação do movimento

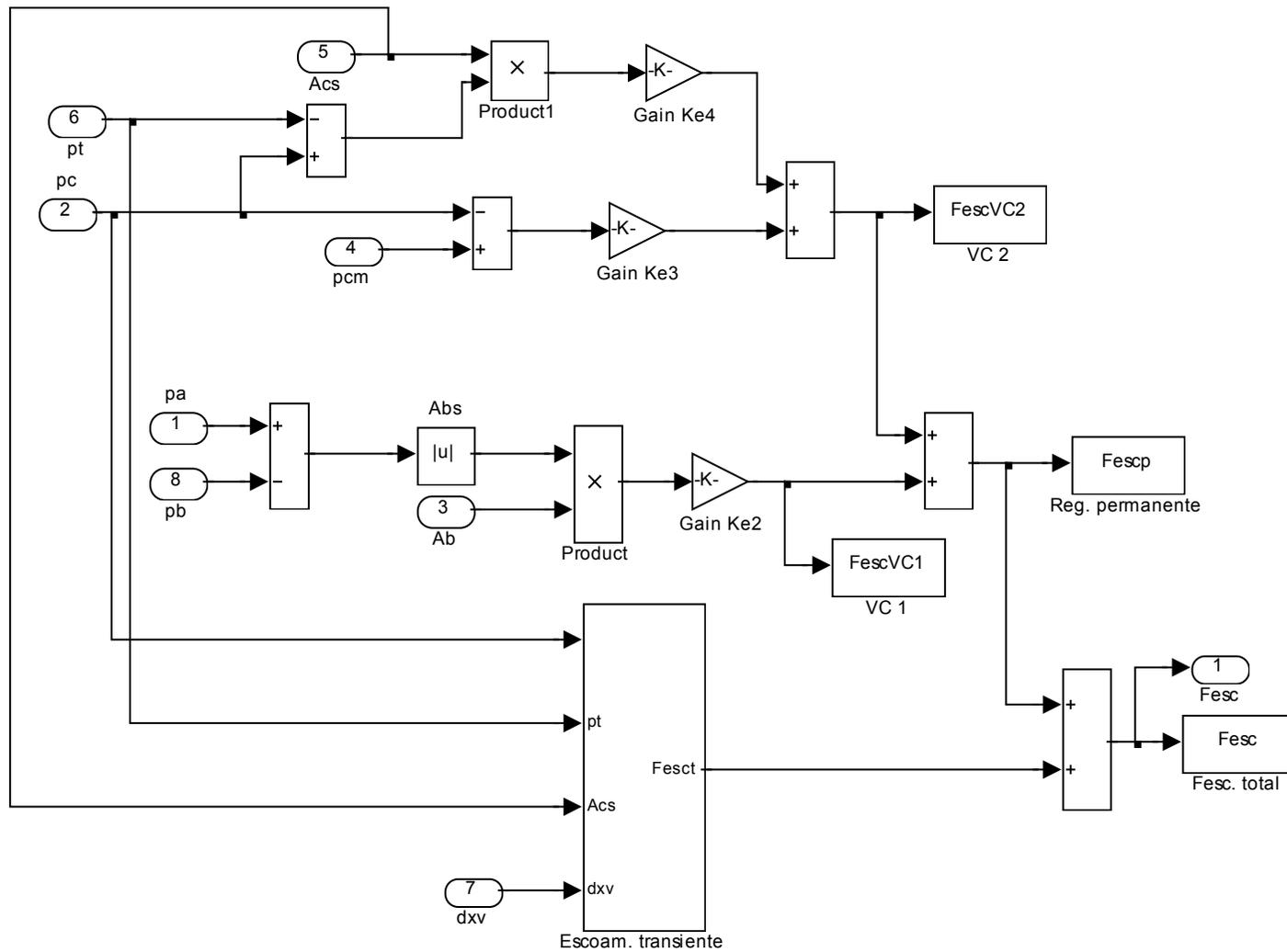


Figura 82 – Válvula de controle de vazão: força de escoamento em regime permanente

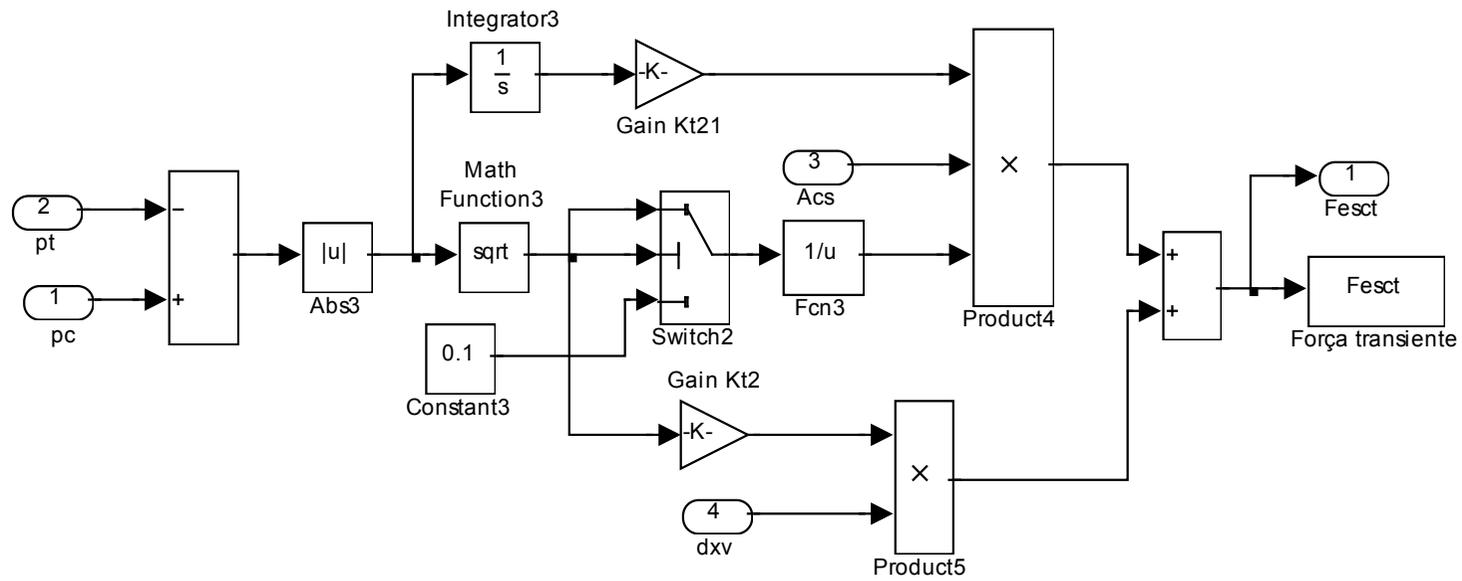


Figura 83 – Válvula de controle de vazão: força de escoamento em regime transiente

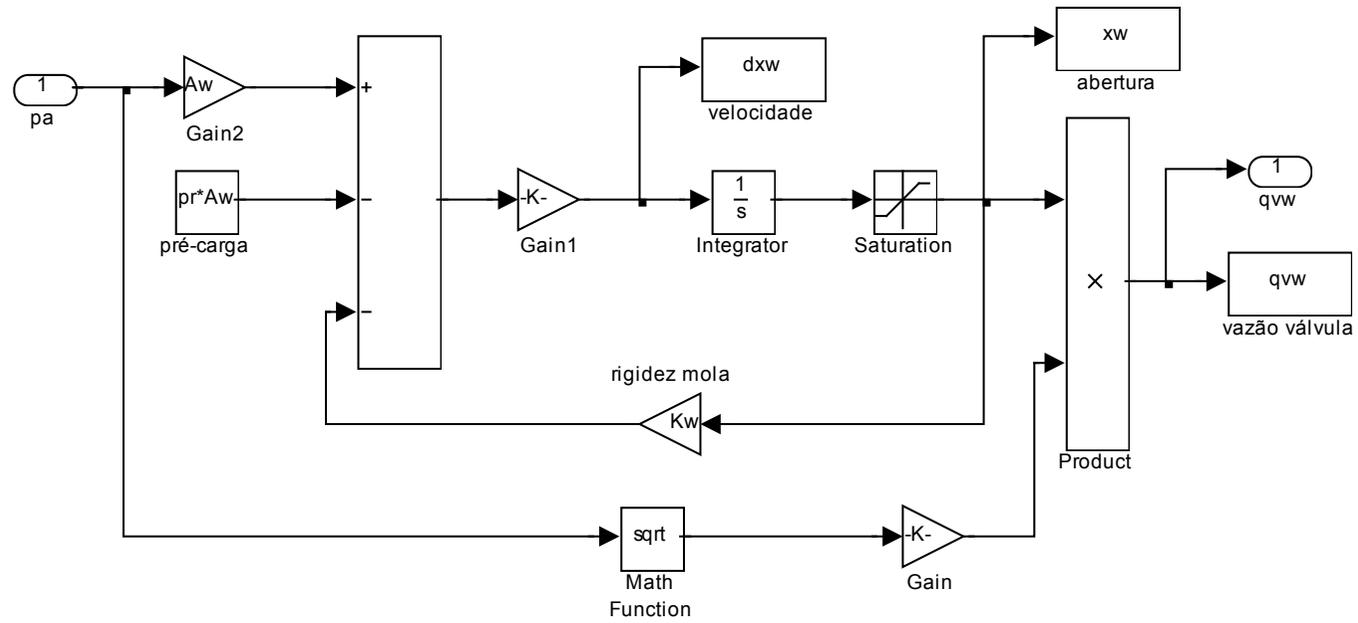


Figura 84 – Válvula de alívio