



MODELAGEM E ANÁLISE DE UMA VÁLVULA REGULADORA DE VAZÃO TIPO CARTUCHO

Rafael Rivelino da Silva Bravo

Universidade Federal de Santa Catarina – Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos – LASHIP – Cx. Postal 476 - 88040-900 – Florianópolis/ SC
bravo@emc.ufsc.br

Victor Juliano De Negri

Universidade Federal de Santa Catarina – Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos – LASHIP – Cx. Postal 476 - 88040-900 – Florianópolis/ SC
victor@emc.ufsc.br

Resumo

Em parceria com a empresa BOSCH REXROTH, o Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos da Universidade Federal de Santa Catarina apresenta o estudo de um protótipo de uma válvula reguladora de vazão de três vias tipo cartucho com compensação de pressão, por meio da modelagem matemática das características hidromecânicas do componente e da simulação dinâmica. Os resultados obtidos na simulação são analisados e correlacionados com as curvas obtidas em regime permanente através de verificação experimental realizada na própria empresa.

Palavras chave: válvulas cartucho, reguladoras de vazão, sistemas hidráulicos, modelagem.

1. INTRODUÇÃO

Este trabalho tem o propósito de apresentar a modelagem do comportamento dinâmico de um protótipo de uma válvula reguladora de vazão de três vias tipo cartucho com compensação de pressão. Neste contexto, o trabalho inclui basicamente o modelamento matemático e a simulação computacional, visando encontrar os parâmetros que são decorrentes da geometria, dimensões, propriedades do fluido hidráulico e condições operacionais da válvula.

2. DESCRIÇÃO DA VÁLVULA

A válvula reguladora de vazão em estudo é responsável pelo controle da velocidade dos atuadores hidráulicos, controle este realizado através da relação conjunta da restrição na seção de passagem do fluido (gicleur) e do orifício de controle, sendo que este último permite o escoamento para os canais B e C (Figura 1a). A função do gicleur é a de promover uma queda de pressão entre dois pontos a fim de limitar a quantidade de vazão e, deste modo, controlar a velocidade de avanço ou retorno de um atuador. As válvulas reguladoras de vazão com compensação de pressão têm como função manter constante a vazão regulada independente das oscilações de pressão para a condição de regime permanente, com uma tolerância de $\pm 10\%$ da vazão ajustada dentro da sua faixa de operação, a qual estipula uma pressão de operação mínima na entrada do componente. Para manter uma queda de pressão constante na válvula, convencionalmente usam-se balanças de pressão. O princípio de funcionamento desta válvula é o seguinte: a vazão entra através do canal A da válvula e passa para o canal prioritário C, que permanece normalmente aberto. A medida que a pressão de entrada aumentar (ou a pressão de saída diminuir), aumentará também o diferencial de pressão Δp através do gicleur, o qual, neste caso, possui seção fixa (Figura 1d).

À medida que a vazão aumentar, aumentará também a queda da pressão. Quando a pressão p_a superar a força da mola, o êmbolo será forçado a deslocar-se com a conseqüente abertura do canal secundário B, fazendo com que o excesso de vazão dirija-se para B. A abertura do canal B faz com que a pressão de entrada decresça em virtude do aumento da área de escoamento. Com isso, são verificadas rápidas oscilações do êmbolo, o qual fica constantemente abrindo e fechando, como resultado também da oscilação da pressão no sistema. Essas oscilações acontecem regularmente e são derivadas do comportamento deste tipo de válvula. Para as situações em que a pressão de saída tende a aumentar, verificar-se-á a condição inversa em relação à presente.

Se não há solicitação de vazão pelo sistema, ou se a saída da válvula está bloqueada, as pressões se igualam e a mola mantém o compensador fechado, não ocorrendo desvio de vazão para reservatório. Portanto, esta válvula não substitui uma válvula de alívio, ou outro sistema de controle de pressão da unidade de conversão primária. Um desenho esquemático da válvula reguladora de vazão de três vias tipo cartucho está explicitado através da Figura 1. A câmara C possui uma conexão com a câmara superior, câmara esta, onde fica alojada a mola responsável pelo balanceamento da pressão. Esta conexão acontece por intermédio de um orifício, também fixo, circular e de pequeno diâmetro, o qual limita a velocidade de deslocamento do êmbolo (Figura 1c). Conseqüentemente, esta restrição influirá na estabilidade do sistema, gerada a partir do amortecimento originado pela restrição.

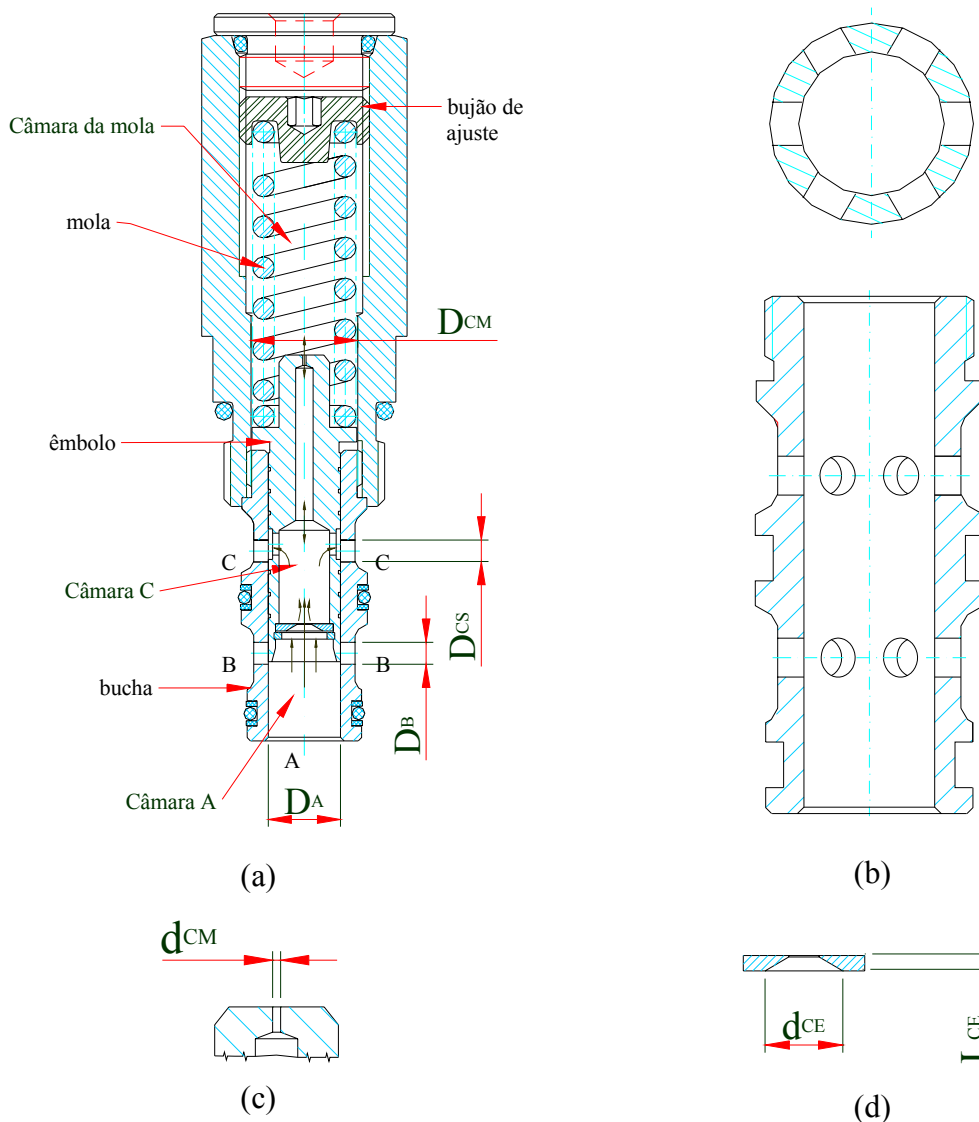


Figura 1 – válvula reguladora de vazão tipo cartucho (a), bucha externa (b), orifício de amortecimento (c), gicleur (d).

Como pode ser verificado na Fig. 1, a compensação de pressão desta versão de três vias está colocada em paralelo com o gicleur, sendo que, a sobre-vazão gerada é dirigida para o reservatório ou para outras linhas receptoras com pressão de trabalho inferior à pressão do circuito principal, através de canalização adicional. Em decorrência, a válvula reguladora de vazão de três vias proporciona uma perda inferior de potência em relação aos modelos convencionais de duas vias, além de conferir um rendimento mais favorável e uma menor geração de calor para o sistema (MANNESMANN REXROTH, 1991: p.254).

3. MODELAGEM MATEMÁTICA

Com o intuito de analisar o comportamento dinâmico do componente, desenvolveu-se o modelo matemático considerando como variáveis o deslocamento do êmbolo, as velocidades de avanço e retorno, as vazões e 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 de saída para as portas B e C e as forças de escoamento. Estes fatores foram incluídos como parâmetros no sistema, sendo que alguns deles podem variar ou não em relação ao tempo conforme condições predeterminadas.

Para modelagem matemática da válvula 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 Quantidade de Movimento e a equação da Vazão (von LINSINGEN, 2001 e DE NEGRI, 1987).

3.1. Equação da continuidade – entrada “A”

A variação de massa no interior do volume de controle relativo à câmara “A” é dado pela equação da conservação da massa – equação da continuidade:

$$q_{va} - q_{vb} - q_{vce} = \frac{V_a}{\beta_e} \frac{dp_a}{dt} \quad (01)$$

onde:

q_{va} = vazão volumétrica na entrada da válvula: entrada – constante [m³/ s]

q_{vb} = vazão volumétrica direcionada à canalização “B” [m³/ s]

q_{vce} = vazão volumétrica na entrada da câmara “C” através do gicleur [m³/ s]

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

p_a = pressão de suprimento: degrau de entrada [Pa]

β_e = módulo de compressibilidade do fluido efetivo [Pa]

As vazões q_{vb} e q_{vce} presentes na equação (01), são modeladas por meio da equação da vazão a seguir. A equação da vazão, a qual pode ser considerada como uma das aplicações fundamentais da equação de Bernoulli, permite descrever como se comporta o escoamento através de um orifício, constituindo uma redução brusca da seção de escoamento.

3.2. Equação da vazão: canal secundário “B”

$$q_{vb} = Cd_b \cdot A_b \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_a - p_b)} \quad (02)$$

onde:

$$A_b = N_F \cdot K_b \cdot x_v \quad (03)$$

p_b = pressão no canal secundário B, ajustada através de restrição regulável [Pa]

ρ = densidade do fluido [kg/ m³]

Cd_b = coeficiente de descarga para porta B

x_v = deslocamento do êmbolo da válvula [m]

N_F = número de saídas na bucha = 6 saídas

$$K_b = \frac{\partial A_b}{\partial x_v} = \text{coeficiente geométrico da área de seção circular } A_b \text{ [m]}$$

3.3. Equação da vazão q_{vce} no gicleur: entrada da câmara C

$$q_{vce} = \frac{\pi \cdot d_{ce}^2}{4} \sqrt{\frac{2 \cdot (p_a - p_c)}{\zeta_{ce} \cdot \rho}} \quad (04)$$

onde:

p_c = pressão na câmara C [Pa]

d_{ce} = diâmetro do orifício de controle na entrada da câmara C [m]

ζ_{ce} = coeficiente de resistência para o orifício de controle na entrada da câmara C

3.4. Equação da continuidade: câmara “C”

$$q_{vce} - q_{vcs} + q_{vcm} = \frac{V_c}{\beta_e} \frac{dp_c}{dt} \quad (05)$$

onde:

q_{vcs} = vazão de saída da câmara C [m³/s]

q_{vcm} = vazão que sai da câmara da mola [m³/s]

V_c = volume da câmara C [m³]

3.4. Equação da Vazão q_{vcs} – saída da câmara C

$$q_{vcs} = C_{dcs} \cdot A_{csi} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_c - p_t)} \quad (06)$$

onde:

$$A_{cs} = A_{csi} - K_{gcs} \times x_v \quad (07)$$

K_{gcs} = ganho geométrico da área de saída A_{cs} da câmara C [m]

A_{csi} = área inicial de passagem do fluido na saída da câmara C [m²]

C_{dcs} = coeficiente de descarga da restrição colocada na saída da válvula

p_t = pressão na saída do canal prioritário, ajustada através de restrição regulável [Pa]

3.5. Equação da vazão q_{vcm} – orifício de amortecimento na câmara da mola

$$q_{vcm} = \frac{\pi \cdot d_{cm}^2}{4} \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{cm} - p_c)}{\zeta_{cm} \cdot \rho}} \quad (08)$$

onde:

d_{cm} = diâmetro fixo do orifício de amortecimento da câmara da mola [m]

ζ_{cm} = coeficiente de resistência para o orifício de amortecimento da câmara da mola

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

3.6. Equação da continuidade da câmara da mola

$$-q_{vcm} = -A_{cm} \cdot \frac{dx_v}{dt} + \frac{V_{cm}}{\beta_e} \frac{dp_{cm}}{dt} \quad (09)$$

onde:

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

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

3.7. Conservação da quantidade de movimento

A força de acionamento deste modelo de válvula é função das forças de mola, do atrito estático, viscoso e de Coulomb, das forças de superfície e da componente axial das força de escoamento, decorrente da modificação da quantidade de movimento do fluido ao passar pelo orifício de controle. 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 linear é dada por (BLACKBURN et al, 1960):

$$\sum \vec{F} = \vec{F}_S + \vec{F}_M = \int_{S.C.} \vec{v}(\rho \vec{v} dA) + \frac{\partial}{\partial t} \int_{V.C.} \vec{v}(\rho dV) \quad (10)$$

A partir da Eq. (10), pode-se escrever a equação do movimento para a válvula:

$$F_v = M_v \cdot \frac{dx_v^2}{d^2t} + B_v \cdot \frac{dx_v}{dt} + K_v(x_v + x_{vi}) \quad (\text{Necessária}) \quad (11)$$

$$F_v = p_a \cdot A_a - F_{escp} - F_{esc t} - F_f + p_c \cdot A_c - p_{cm} \cdot A_{cm} \quad (\text{Disponível}) \quad (12)$$

onde:

F_v = força para movimentar o carretel [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, extraído teoricamente da Eq. (27) [N.s/m]

x_v = deslocamento linear do êmbolo [m]

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

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

$F_{esc p}$ = força de escoamento em regime permanente [N]

$F_{esc t}$ = força de escoamento em regime transiente [N]

F_M = forças de massa: desprezível [N]

F_f = força de atrito [N]

A_a = área da porta de acesso "A" da válvula [m²]

A_c = área ativa de atuação de p_c na câmara "C" [m²]

A_{cm} = área da câmara da mola [m²]

3.8. Forças de escoamento

Em função da forma geométrica destas válvulas, decompõe-se as forças de escoamento em componentes axiais e laterais. A componente lateral das forças de escoamento tende a empurrar o êmbolo da válvula lateralmente 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 de saída do fluido (geralmente quatro ou seis orifícios) sendo, portanto, o efeito das forças laterais desprezado neste trabalho. Por simplicidade, as condições de regime permanente e transiente das forças de escoamento axiais serão analisadas separadamente. O volume de controle selecionado na válvula está ilustrado na Fig. 2, apresentada na seção 4.

3.8.1. Força de escoamento em regime permanente $F_{esc p}$

O vetor soma das forças de escoamento 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}_R que a parede exerce sobre o fluido

em escoamento, de modo que $\vec{F}_p = -\vec{F}_R$. Conforme modelagem apresentada em LINSINGEN (2001), a força de escoamento em regime permanente F_{escp} para cada canal da válvula é fornecida a partir da Eq. (10), sendo descrita da seguinte forma, de acordo com a convenção adotada (sentido positivo: escoamento para cima):

→ Escoamento na câmara da mola q_{vcm}

$$\rho q_{vcm} \cdot v_{1cm} = \rho \cdot q_{vcm} \cdot \frac{q_{vcm}}{A_{cmo}} = 2 \cdot C_{dcm} \cdot A_{cmo} \cdot (p_{cm} - p_c) \quad (13)$$

→ Escoamento q_{v_b} através da saída “B”

$$\rho q_{v_b} \cdot v_{2b} \cdot \cos \theta_B = \rho \cdot q_{v_b} \cdot \frac{q_{v_b}}{A_b \cdot C_c} \cos \theta_B = 2 \cdot C_{d_b} \cdot A_b \cdot (p_a - p_b) \cdot \cos \theta_B \quad (14)$$

→ Escoamento $q_{v_{cs}}$ através da saída “C”

$$\rho \cdot q_{v_{cs}} \cdot v_{2cs} \cdot \cos \theta_c = \rho \cdot q_{v_{cs}} \cdot \frac{q_{v_{cs}}}{A_{cs} \cdot C_c} \cdot \cos \theta_c = 2 \cdot C_{d_{cs}} \cdot A_{cs} \cdot (p_c - p_t) \cdot \cos \theta_c \quad (15)$$

→ O módulo da força de escoamento será:

$$F_{escp} = 2 \cdot C_{dcm} \cdot A_{cmo} \cdot (p_{cm} - p_c) + 2 \cdot C_{d_b} \cdot A_b \cdot (p_a - p_b) \cdot \cos \theta_B + 2 \cdot C_{d_{cs}} \cdot A_{cs} \cdot (p_c - p_t) \cdot \cos \theta_c \quad (16)$$

O vetor soma das forças externas do volume de controle será,

$$\sum \vec{F} = \vec{F}_S - \vec{F}_R = \vec{F}_{esc} \quad (17)$$

$$\vec{F}_R = \vec{F}_S - \vec{F}_{esc} \quad (18)$$

Assim, a força de escoamento resultante F_R será decorrência da aplicação da Eq. (16) na Eq. (18). Onde:

θ = ângulo que a direção do jato do fluido forma com a direção axial, e que é função da geometria do orifício de controle [graus]

F_R = força resultante que o fluido exerce sobre a parede, a qual é igual e de sinal contrário à força de reação da parede da válvula [N]

F_S = Forças de superfície do volume de controle [N]

3.8.2. Força de escoamento transiente $F_{esc t}$

A força de escoamento transiente surge como decorrência da aceleração da massa contida no volume de controle, ou seja, quando a quantidade de movimento do fluido sofre variação contínua no tempo. Em decorrência, a força de escoamento transiente pode ser estimada de acordo com (BLACKBURN et al, 1960), através da Eq. (10). Então:

→ Para a câmara C

$$F_{esc t} = C_{dcs} \cdot L_c \cdot K_{gcs} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (p_c - p_t)} \frac{dx_v}{dt} + C_{dcs} \cdot L_c \cdot K_{gcs} \cdot x_v \cdot \sqrt{\frac{\rho}{2 \cdot (p_c - p_t)}} \cdot \frac{d\Delta p_1}{dt} \quad (19)$$

→ Para a região de trajeto de escoamento da câmara da mola para a câmara C

$$F_{esc t} = -L_{cm} \frac{\pi \cdot d_{cm}^2}{4} \sqrt{\frac{\rho}{2 \cdot \zeta_m \cdot (p_{cm} - p_c)}} \frac{d\Delta p_2}{dt} \quad (20)$$

onde:

$$\Delta P_1 = p_c - p_t$$

$$\Delta P_2 = p_{cm} - p_c$$

$L_c = L_{cm}$ = comprimento de amortecimento [m]

A força de escoamento atuante para o regime transiente será o somatório das forças encontradas para as câmaras consideradas acima. Conseqüentemente as forças de escoamento total atuante na válvula de controle de vazão será a soma das parcelas das forças agindo no regime estacionário e no transiente, ou seja, $F_{esc} = F_{esc p} + F_{esc t}$.

3.9. 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.

$$F_f(\dot{x}_v) = F_c \cdot \text{sgn}(\dot{x}_v) + (F_{es} - F_c) \cdot e^{-\frac{\dot{x}_v}{x_s}} + B_v \cdot \dot{x}_v \quad (22)$$

onde:

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

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

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

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

F_c = coeficiente de atrito de Coulomb [N]

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 negativo do atrito que ocorre após o ponto de ruptura (pré-deslizamento) decorrido o início do deslocamento entre duas superfícies em contato, freqüentemente demonstrado através do modelo de atrito de Stribeck ou curva de Stribeck. 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, 1999: p. 1176). A Eq. (22) é válida para a condição de deslizamento com velocidade em regime estacionário, ou seja, aceleração nula.

4. ANÁLISE DOS RESULTADOS

Os resultados provenientes de ensaios experimentais foram realizados para a condição de regime permanente na própria empresa, os quais permitiram traçar as curvas de pressão \times vazão para três faixas distintas de operação. O circuito hidráulico usado nos testes é apresentado a seguir, através da Figura 2b. O óleo hidráulico é identificado, segundo fabricante, com um grau de viscosidade ISO VG 68 (ISO, 1975). Para a obtenção dos resultados comportamentais dinâmicos inerentes da válvula reguladora de vazão, utilizou-se a simulação numérica computacional mediante software MATLAB 6.0 (Figura 4). As curvas inerentes à resposta dinâmica referem-se à faixa ajustada para 30 lpm ($5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$) de vazão através do canal prioritário e 10 lpm através do canal secundário. A partir das Figuras 3 e 4, apresenta-se algumas conclusões referentes às faixas de operação da válvula.

4.1. Regime permanente

Utilizando-se um gicleur com diâmetro de 2 mm, a válvula apresentou um bom controle na vazão através do canal prioritário, quando foi efetuado um ajuste para uma vazão de 10 lpm ($1,67 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$). Já para valores maiores, a vazão prioritária não obteve muita variação, porém, a oscilação do êmbolo mostrou-se bem maior. Esta oscilação é proveniente do diferencial de pressão provocado pelo gicleur. Em decorrência, verificou-se que a válvula operando com um gicleur de 2,0 mm opera de forma mais estável na faixa de 11 à 14 lpm. Os gráficos das curvas de vazão \times pressão para os canais prioritário C e secundário B são apresentados através das Fig. 3a e 3b

respectivamente, onde os resultados teóricos (linha azul: traço e ponto) são mostrados juntamente com os resultados experimentais.

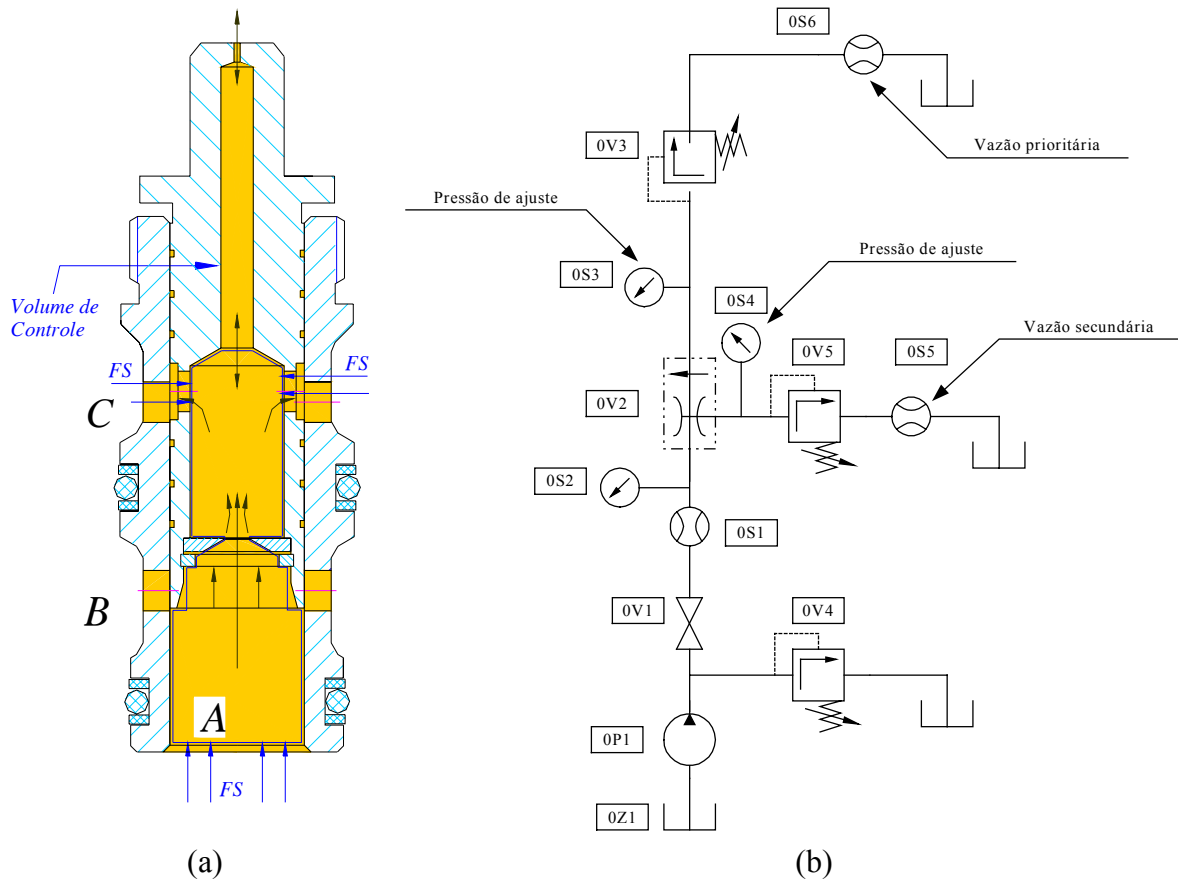


Figura 2 – volume de controle na válvula (a) e o circuito hidráulico utilizado no teste (b)

Para vazões maiores, na faixa de 16 até 26 lpm, a válvula desempenha melhor sua função de compensação da vazão, através de um gicleur de 2,7 mm, e utilizando o gicleur de 3,0 mm, a faixa de operação situou-se entre 26 e 32 lpm. 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. 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.

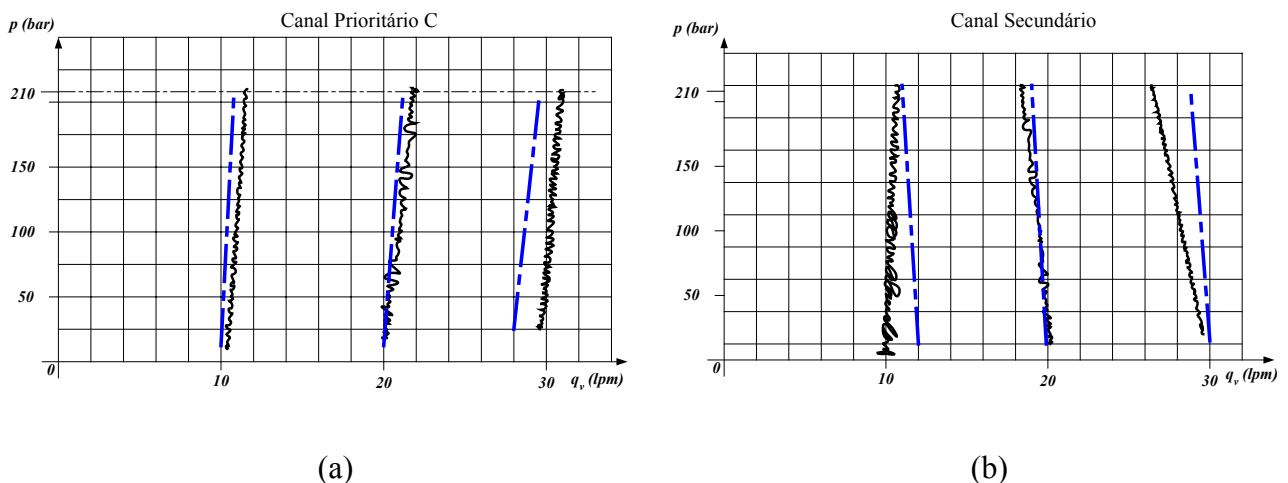


Figura 3 – Comportamento da pressão \times vazão no canal prioritário C (a) e secundário B (b).

4.2. Regime transiente

Com o propósito de forçar a compensação da vazão na válvula, gerou-se uma perturbação externa através de uma entrada em degrau em vazão. A vazão inicial do sistema foi regulada em 24 lpm, seguido de um segundo degrau de 16 lpm após a estabilização do sistema. Para tanto, a válvula necessitou compensar as mudanças bruscas das condições de trabalho enviando o excedente de vazão para o canal secundário B, conforme pode ser observado na Figura 4. A força predominante, necessária para a abertura do canal secundário, é decorrente principalmente das forças de superfície, que agem nas fronteiras do volume de controle através da pressão estática (Figura 2a). Neste caso, a força de escoamento, tanto para o regime estático quanto dinâmico, se opuseram a abertura do canal B. Em resumo, a válvula apresentou uma resposta bastante rápida em relação às mudanças nas condições operacionais, efetuando a compensação de modo bastante estável e eficiente.

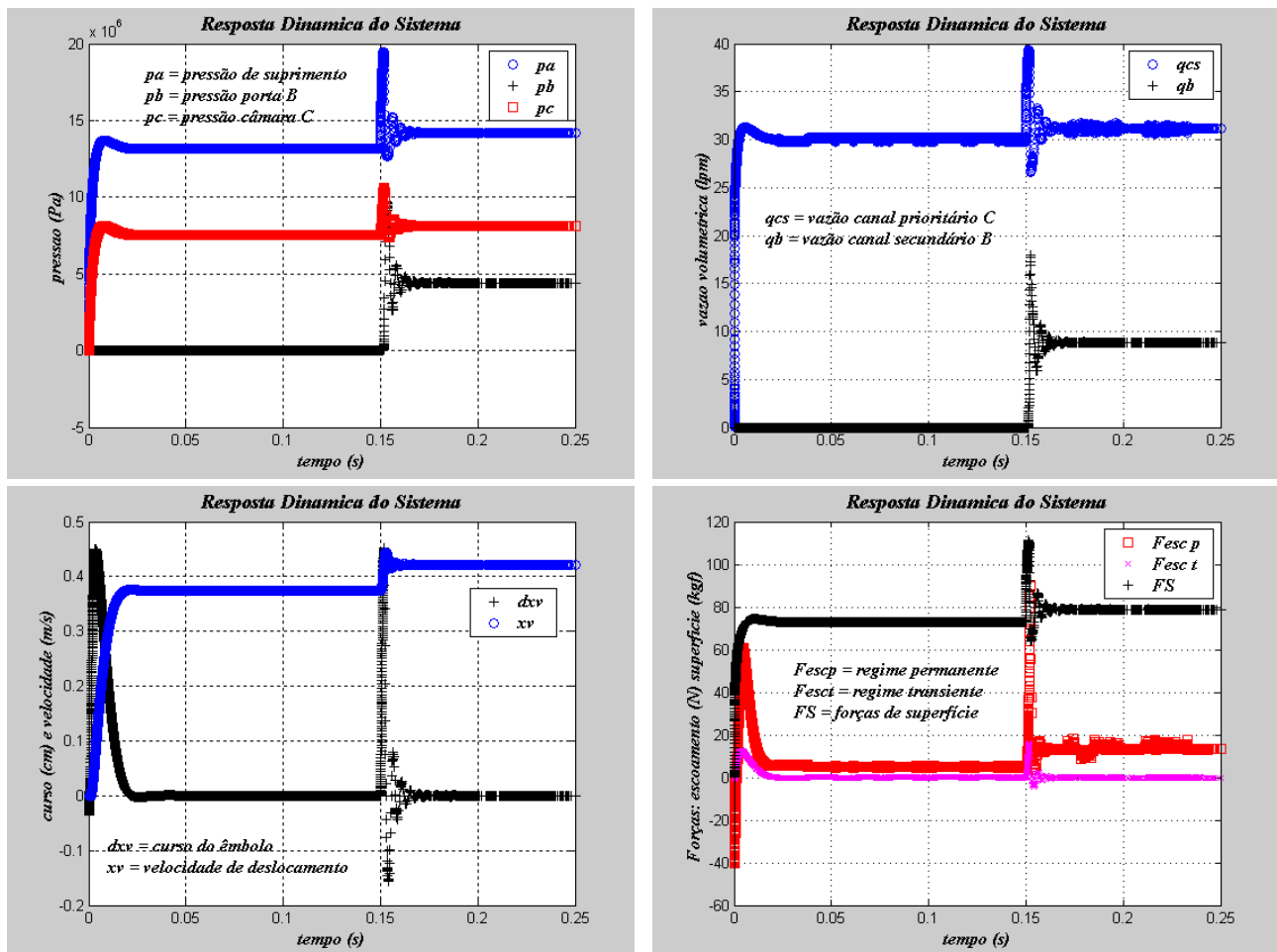


Figura 4 – Resposta dinâmica para a válvula cartucho de controle de vazão

5. CONCLUSÃO

A partir do modelo matemático proposto e dos resultados obtidos experimentalmente e mediante simulação computacional pode-se ter um conhecimento do comportamento deste modelo de válvula e dos parâmetros internos que exercem maior influência na mesma. Através dos ensaios experimentais pode-se igualmente estipular as faixas e as condições reais trabalho. Por sua vez, o modelo teórico mostrou-se como uma ferramenta bastante útil quanto à otimização dos parâmetros característicos, como também permitiu a inclusão e o estudo das não linearidades, tais como atrito, forças de escoamento e características construtivas. Para um próximo trabalho, propõe-se a validação do modelo transiente por meio de um sistema experimental já construído, montado no LASHIP/EMC/UFSC, a fim de implementar as melhorias necessárias no protótipo em estudo.

6. REFERÊNCIAS

BLACKBURN, J.F.; REETHOF, G.; SHEARER, J.L.. **Fluid Power Control**. Massachusetts Institute Of Tecnology Press, 1960.

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

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.

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

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

Von LINSINGEN, Irlan. **Fundamentos de Sistemas Hidráulicos**. Florianópolis: Ed. da UFSC, 2001. 399p.

MODELLING AND ANALYSIS OF A FLOW CONTROL CARTRIDGE VALVE

Rafael Rivelino da Silva Bravo

Federal University of Santa Catarina - Postal Box 476 - 88049-470 - Florianópolis/SC - Brazil
bravo@emc.ufsc.br

Victor Juliano De Negri

Federal University of Santa Catarina - Postal Box 476 - 88049-470 - Florianópolis/SC - Brazil
victor@emc.ufsc.br

Abstract

The Hydraulic and Pneumatic Systems Laboratory of Federal University of Santa Catarina, in partnership with the company BOSCH REXROTH, presents the study of a flow control cartridge valve with pressure compensation based on the mathematical modelling of hydromechanical characteristics and dynamic simulation. The obtained results through simulation are analyzed and correlated with graphics reached in steady state through the experimental verification carried out in the company.

Keywords: *cartridge valves, flow control valve, hydraulic systems, mathematical model.*