

DESENVOLVIMENTO DE UMA VÁLVULA REGULADORA DE FLUXO COM COMPENSAÇÃO DE PRESSÃO

Marcos Alexandre Luciano¹, Rodrigo Carlos Mello²,

Resumo

Sistemas hidráulicos são um meio de transmissão de energia usado em sistemas móveis e estacionários. Contudo, há segmentos latentes quanto à aplicação, dentre eles o hospitalar, onde o movimento de macas para um melhor posicionamento ergonômico do paciente pode ser realizado por meio de atuadores hidráulicos. Este trabalho apresenta o desenvolvimento uma válvula reguladora de fluxo com compensação de pressão, que pode ser aplicada em sistemas hospitalares garantindo uma movimentação controlada do paciente. Dentre as premissas básicas de projeto estão o reduzido espaço disponível e um tempo de descida de 6,0 segundos independente da carga aplicada. Foi dimensionada e projetada uma válvula reguladora de fluxo do tipo cartucho atendendo as restrições de projeto. Foram construídos 4 protótipos que foram ensaiados e os resultados do tempo de descida apresentou uma variação aceitável sendo aprovada a válvula.

Palavras-chave: hidráulico, válvula reguladora de fluxo, desenvolvimento de produto.

Abstract

Hydraulic systems are a means of transmitting energy used in mobile and stationary systems. However, there are latent segments regarding the application, among them the hospital, where the movement of stretchers for a better ergonomic positioning of the patient can be accomplished by means of hydraulic actuators. This work presents the development of a flow control valve with pressure compensation, which can be applied in hospital systems, ensuring a controlled movement of the patient. Among the basic design assumptions are the reduced space available and a down time of 6.0 seconds regardless of the load applied. A cartridge-type flow regulating valve was designed and designed to meet design constraints. Four prototypes were built which were tested and the results of the descent time presented an acceptable variation and the valve was approved.

Keywords: hydraulic systems, flow control valve, product development.

1 Válvulas de controle de vazão com compensação de pressão

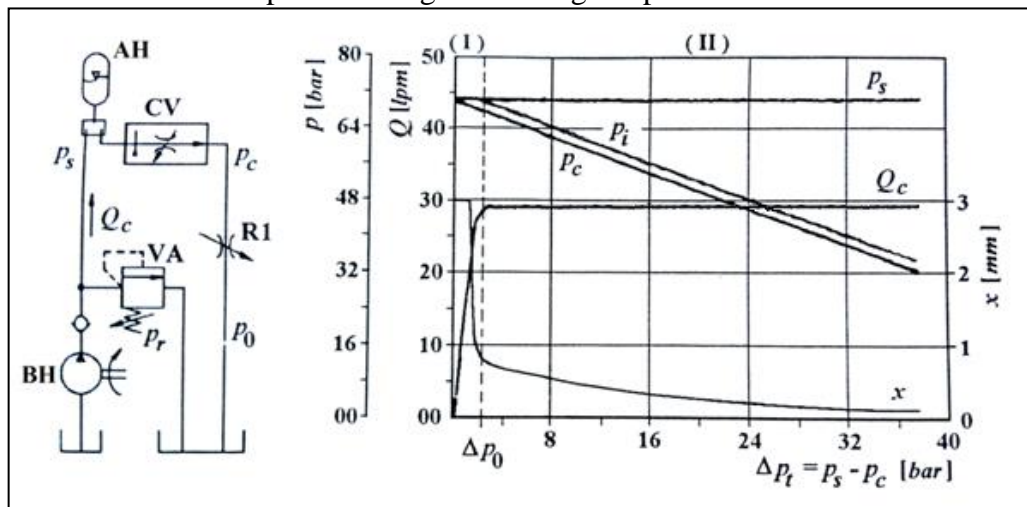
As válvulas com compensação de pressão têm como função manter a vazão constante, independente das variações existentes, ou seja, caso houver alteração nas cargas do atuador a velocidade do mesmo deve permanecer constante. Para manter a queda de pressão constante na válvula, usa-se o equilíbrio por meio de uma balança de pressão. Assim o princípio de compensação da válvula mantém um diferencial de pressão constante por meio de um *gicleur*, que pode ser definido como um orifício calibrado com diâmetro diminuto que tem a função de gerar restrição a passagem de óleo e controlar a velocidade do fluxo regulando assim a pressão na entrada da válvula (BRAVO, 2002).

¹ Doutor em Engenharia de Produção pela Universidade Federal de Santa Catarina-UFSC; professor do Programa de Pós-Graduação de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul-UCS. E-mail malucian@ucs.br.

² Engenheiro Mecânico pela Universidade de Caxias do Sul-UCS; MCM Hidropneumáticos Ltda. E-mail: rodrigo@mcmhidro.com.br.

A Figura 1 mostra um circuito hidráulico em que há uma bomba (BH) fornecendo uma vazão (Q_c) ao sistema seguido de uma válvula de alívio (VA) para limitar a pressão do sistema (p_r). A jusante da bomba há um acumulador hidráulico (AH) a fim de manter a pressão de entrada (p_s) na válvula de controle de vazão com compensação de pressão (CV) e um registro de restrição variável (R1) para simular a variação de carga. Além disso, a Figura 1 mostra o gráfico do comportamento global de regime permanente de uma válvula reguladora de vazão com compensação de pressão (von LINSINGEN, 2008).

Figura 1 – Gráfico do comportamento global de regime permanente



Fonte: Adaptado de von Linsingen (2008)

Analisando o gráfico, quando o registro R1 permanece completamente fechado todo o fluxo é direcionado para a válvula de alívio (VA), não havendo fluxo sobre a válvula CV e as pressões se igualam ($p_c = p_i = p_s \cong p_r$). Neste momento o valor de A_r é máximo e x tem valor de 3 mm. Ao abrir o registro R1, há um aumento na vazão Q_c e consequente redução na pressão de saída p_c , enquanto a pressão intermediária p_i se mantém, se essa diferença (Δp_0) for inferior a pressão necessária para vencer a mola e o atrito estático p_0 não haverá deslocamento do compensador e a vazão Q_c não pode ser controlada (Fase I) (von LINSINGEN, 2008).

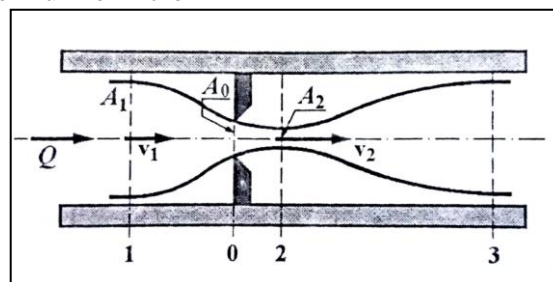
Na fase II, o valor de Δp_0 se iguala a força da mola e atrito estático, a partir daí a decorrente diminuição no valor de p_c gerada pela abertura do registro R1 fará com que haja fechamento do compensador, ou seja, aumento na restrição A_1 e consequente diminuição de x . Isso produz uma diminuição proporcional da pressão intermediária p_i tendendo a manter o valor da diferença de pressão na redutora de vazão ($\Delta p_0 = p_i - p_c$) e consequentemente, Q_c se mantém constante (controle da vazão). De forma geral, o valor de Δp_0 situa-se entre 2 e 7 kgf/cm² (von LINSINGEN, 2008).

Este trabalho tem como intuito apresentar o desenvolvimento de uma válvula reguladora de fluxo com compensação de pressão que será aplicada em um cilindro hidráulico, ou seja, existe uma forte restrição dimensional que precisa ser atendida. Inicialmente são apresentados conceitos de escoamento em restrições e na sequência os principais dimensionamentos para o projeto. Por fim, são apresentados os resultados dos ensaios realizados validando o projeto da válvula.

2 Escoamento em restrições

A equação de Bernoulli é empregada em sistemas hidráulicos descrevendo o comportamento do fluido em um escoamento por meio de um orifício em uma canalização, gerando assim uma redução abrupta da área de escoamento (von LINSINGEN, 2008). Esta equação vale para regime permanente de um escoamento em uma única dimensão, considerando o fluido ideal e incompressível (DE NEGRI, 2001). A Figura 2 mostra um escoamento de um fluido através de um orifício.

Figura 2 – Escoamento em um orifício



Fonte: von Linsingen (2008)

Percebe-se que as linhas de corrente convergem à montante do orifício, entretanto não retornam de forma abrupta à posição inicial, como ocorre na seção 3, assim a menor seção do escoamento ocorre logo após a passagem do orifício, constituindo a chamada *venacontracta* (seção 2) (von LINSINGEN, 2008). A área A_0 (seção 0) do orifício de controle é muito menor que a área A_1 (seção 1) de entrada do duto ($A_1 \gg A_2$), logo, a velocidade na entrada v_1 é praticamente desprezível comparada à velocidade na *venacontracta* (v_2), (DE NEGRI, 2001). Neste caso a equação de Bernoulli pode ser resumida a Equação 1.

$$P_1 = P_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2 \quad (1)$$

Onde: P_1 = pressão de entrada (a montante do orifício); P_2 = pressão de saída (a jusante do orifício)

Considerando que ($Q = vA$) a Equação 1 passa a exprimir a relação entre a vazão, a queda de pressão no orifício e a área do mesmo, ou seja, pode ser expressa conforme a Equação 2 (PAIM, 1997).

$$Q = A_2 \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}} \quad (2)$$

Em escoamentos através de orifícios ocorrem perdas por atrito, além disso, a área da *venacontracta* (A_2) é menor que a do orifício A_0 . Para levar em conta tais perdas e erros da Equação 2, introduz-se um fator de perda que é o coeficiente de descarga $C_d < 1$. O coeficiente de descarga depende da geometria do orifício e das características do escoamento e é obtido experimentalmente. Desta forma, a Equação 2 torna-se a Equação 3 conhecida como a equação geral da vazão através de orifícios (PAIM, 1997 – von LINSINGEN, 2008).

$$Q = C_d A_0 \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}} \quad (3)$$

Uma das características de maior influência sobre o coeficiente de descarga (C_d) é o tipo de escoamento do fluxo hidráulico, ou seja, se o mesmo é laminar ou turbulento, estando intimamente ligado ao Número de Reynolds local (R_e) (FERRONATO, 2011). Este coeficiente é adimensional e expressa uma relação entre as forças viscosas e inerciais que atuam no escoamento, quando o valor de R_e é baixo predomina forças viscosas atuando sobre o fluxo, já um valor de R_e elevado predomina forças inerciais atuando sobre o fluxo (SILVA, 2011). Para escoamento em dutos circulares, o valor de R_e pode ser definido pela Equação 4.

$$R_e = \frac{\rho v D_h}{\mu} \quad (4)$$

Onde: R_e = Número de Reynolds; D_h = Diâmetro Hidráulico; μ = Viscosidade Absoluta

Na prática, para escoamentos com R_e maior que 4000, o fluxo deve ser considerado turbulento. Já para R_e inferiores a 2000, o fluxo deve ser considerado laminar. Para valores de Reynolds $2000 \leq R_e \leq 4000$ o fluxo deve ser considerado transitório (NETTO et. al., 1998).

Conforme mencionado a Equação de Bernoulli é teórica, sendo necessário aplicar um fator de correção para situações práticas, definido como coeficiente de descarga (C_d). Para obtenção deste é necessário realizar o produto entre outros dois fatores: o coeficiente de contração (C_c) e o coeficiente de velocidade (C_v) para fluxos turbulentos (SILVA, 2011). O coeficiente de contração (C_c) é dado pela razão entre as áreas da *venacontracta* (A_2) e do orifício (A_0) conforme Equação 5 (von LINSINGEN, 2008).

$$C_c = \frac{A_2}{A_0} \quad (5)$$

A área A_2 é de difícil determinação, pois a mesma depende da geometria particular da restrição, contudo, existem soluções teóricas para orifícios circulares e retangulares tipo fenda de canto vivo (von LINSINGEN, 2008). De acordo com Almeida (2016) o valor médio de do coeficiente de contração (C_c) deve ser de 0,62. Para de Negri (2001) o valor de $C_c = 0,6$ a $0,7$ para válvulas de carretel. Já o coeficiente de velocidade (C_v) leva em consideração que a velocidade da *venacontracta* real (v_{2r}) é levemente inferior ao da teórica (v_2), gerando uma razão conforme a Equação 6 (DE NEGRI, 2001).

$$v_2 = \frac{C_v}{v_{2r}} \quad (6)$$

Isso se deve ao fato de que a equação de Bernoulli considera fluidos ideais (não viscosos), como em situações reais os fluídos apresentam viscosidade, o atrito estabelece esta perda de velocidades, que é da ordem de 2%. Assim o valor do coeficiente de velocidade é da ordem de 0,985 (NETTO et. al., 1998).

Há diversas literaturas que apontam um valor prático para o valor do coeficiente de descarga (C_d): para von Linsingen (2008) este valor deve estar entre 0,6 e 0,8 para elementos de controle hidráulico que possuem área muito menor que a área de entrada; para Bird, Stewart e Lightfoot (2004) o valor de C_d médio é de 0,61 com Reynolds superior a 10^4 ; já para Netto et. al. (1998) o valor de C_d pode variar de 0,61 a 0,7 dependendo da aplicação. De acordo com Silva et. al. (2015) o coeficiente de descarga em bocais utilizados em sistema de irrigação de pivô central, estão compreendidos entre 0,88 e 0,98.

Para Merrit (1967) e Ferronato (2011) para fluxos laminares com Número de Reynolds (R_e) < 100 , um comportamento diretamente proporcional a sua raiz quadrada, de acordo com a Equação 7.

$$C_d = \delta \cdot \sqrt{R_e} \quad (7)$$

Onde: δ = coeficiente de vazão laminar

Segundo Silva (2011) o coeficiente de vazão laminar também depende da geometria do orifício, principalmente no que se diz respeito ao canto vivo. Segundo Merrit (1967), para orifícios com cantos vivos um coeficiente de $\delta = 0,157$ é coerente, já para cantos arredondados, o valor deve ser de $\delta = 0,2$. De acordo com Merrit (1967) para maiores precisões do cálculo do coeficiente de descarga empregado em tubos curtos é necessária uma abordagem através do número de Reynolds. Logo as Equações 8, 9, 10 e 11 definem o C_d de acordo com o comprimento do orifício (L) e o Reynolds do escoamento (R_e).

$$\frac{D_h Re}{L} > 50 \quad (8)$$

Caso a Equação 8 for verdadeira, aplica-se a Equação 9:

$$C_d = \left[1,5 + 13,74 \cdot \left(\frac{L}{Re} \right)^{1/2} \right]^{-1/2} \quad (9)$$

$$\frac{D_h Re}{L} < 50 \quad (10)$$

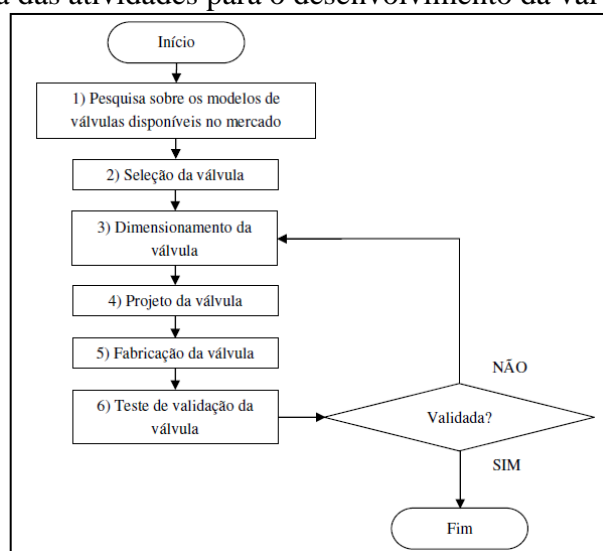
Caso a Equação 10 for verdadeira, aplica-se a Equação 11:

$$C_d = \left[2,28 + 64 \cdot \frac{L}{Re} \right]^{-1/2} \quad (11)$$

3 Etapas ao desenvolvimento da válvula

A Figura 3 apresenta o fluxograma de atividades realizadas para o desenvolvimento da válvula reguladora de fluxo com compensação de pressão. São previstas 6 etapas principais: pesquisa sobre os modelos de válvulas disponíveis no mercado, seleção do modelo de válvula, dimensionamento da válvula, projeto da válvula, fabricação da válvula e teste de validação.

Figura 3 – Fluxograma das atividades para o desenvolvimento da válvula



Fonte: Melo (2017).

3.1 Pesquisa e seleção do tipo de válvula

Existem, basicamente, dois modelos de válvulas que realizam o controle de vazão compensado a pressão, são elas: as do tipo *bypass* (desvio), e as do tipo restritoras. As do tipo *bypass* são válvulas de 3 vias, uma via para entrada, uma para a saída e outra para o tanque, estes modelos de válvulas exigem um corpo com grande porte. As do tipo restritoras são válvulas com 2 vias, com uma entrada e uma saída, necessitando de menores espaços para sua implementação (PARKER HANNIFIN, 2008).

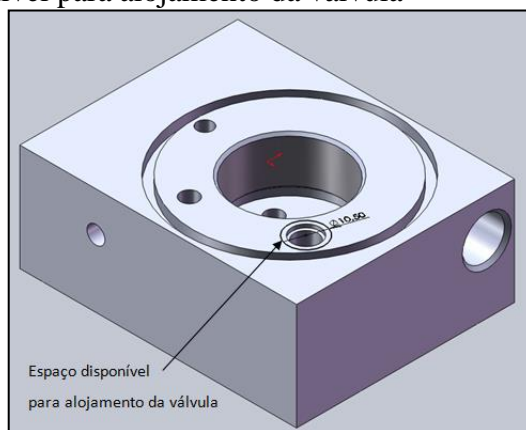
Existem diversos modelos de válvulas do tipo restritora e o seu tamanho varia conforme a vazão máxima da aplicação e a necessidade de regulagem da válvula, além de ter três tipos de forma construtiva, as de montagem em placa, as em linha e as do tipo cartucho. Neste trabalho é apresentado o desenvolvimento de uma válvula cartucho que apresenta um corpo com pequenas dimensões e atua em situações de baixas vazões.

3.2 Dimensionamento da válvula

3.2.1 Definição do diâmetro do êmbolo

Conforme abordado anteriormente, há restrições quanto ao tamanho da válvula, pois existe um espaço relativamente pequeno para alojá-la. A Figura 4 apresenta o estudo em modelagem geométrica do espaço disponível para realizar o alojamento da válvula.

Figura 4 – Espaço disponível para alojamento da válvula



Fonte: Melo (2017)

Como o diâmetro disponível é de 10,5 mm, considerando a proporção para o corpo da válvula foi adotado como diâmetro do êmbolo (D_E) igual a 6 mm.

3.2.2 Definição do furo do êmbolo (*gicleur*)

Para definição do diâmetro do *gicleur* (D_0) o principal dado de entrada é a vazão ideal do sistema que para este projeto é de 0,5702 l/min. Com este dado é possível aplicar a Equação Geral da Vazão (eq. 3), de acordo com von Linsingen (2008) o valor do coeficiente de descarga (C_d) deve situar-se entre 0,6 e 0,8 e por este motivo inicialmente foi adotado um valor igual a 0,7 (médio). A diferença de pressão ($P_1 - P_2$) também de acordo com von Linsingen (2008) deve situa-se entre 2 e 7 kgf/cm² (196133Pa a 686465Pa), assim foi adotado uma pressão média ($P_1 - P_2$) igual a 5 kgf/cm² (490332Pa). A massa específica (ρ) considerada para o óleo hidráulico utilizado (ISO VG-32) e é igual a 0,87 g/cm³. A Equação 12 mostra os valores substituídos na Equação Geral da Vazão e posteriormente o resultado do diâmetro do *gicleur*.

$$Q = C_d A_0 \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}} \rightarrow 0,5702 = 0,7 \cdot \frac{D_0^2 \cdot \pi}{4} \sqrt{\frac{2(5)}{0,87}} \rightarrow D_0 = 0,5531 \text{ mm} \quad (12)$$

Para uma maior precisão, é possível redefinir o coeficiente de descarga (C_d). Contudo, anteriormente é necessário definir se o fluxo será laminar ou turbulento, para isso se faz necessário aplicar a equação do Número de Reynolds local. Entretanto a velocidade do fluxo hidráulico que passa pelo orifício é um dado necessário e deve ser previamente calculado aplicando-se a Equação 13, considerando a vazão 0,5703 l/min ou $9,503 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ e o diâmetro *gicleur* (D_0) igual a 0,5531 mm ou $5,553 \times 10^{-4} \text{ m}$, tem-se:

$$Q = v_f A \rightarrow Q = v_f \cdot \frac{D_0^2 \cdot \pi}{4} \rightarrow 9,503 \times 10^{-6} = v_f \cdot \frac{(5,553 \times 10^{-4})^2 \cdot \pi}{4} \quad (13)$$

$$v_f = 39.237,36 \text{ mm/s ou } 39,24 \text{ m/s}$$

Após a obtenção da velocidade, se faz necessário analisar outro dado relevante para o cálculo do Número de Reynolds local: a viscosidade absoluta ou dinâmica do óleo (μ). Entre os dados fornecidos pelo fabricante de óleo hidráulicos ISO VG 32 são apresentados apenas as viscosidades cinemática (ϑ) para as temperaturas de 40°C e 100°C. A correlação da viscosidade absoluta (μ) com a viscosidade cinemática (ϑ) foi abordada por Carreteiro e Belmiro (2008) e está mostrada na Equação 14.

$$\vartheta = \frac{\mu}{\rho} \quad (14)$$

Onde: ρ é a densidade do fluído analisado.

Outra questão a ser verificada é a temperatura de trabalho, de acordo com Carreteiro (2008) o coeficiente de viscosidade-temperatura é alto para todos os líquidos, assim a temperatura deve ser referida para qualquer medida de viscosidade. De acordo com Durfee, Sun e Van de Ven (2015) a viscosidade muda com a temperatura à medida que o fluido aquece e o mesmo flui com maior facilidade. O índice de viscosidade (IV) expressa o quanto a viscosidade muda com a temperatura. Óleos com IV baixo tem grande variação de viscosidade com o aumento da temperatura, enquanto óleos com IV alto tem viscosidade mais estável com a mudança de temperatura. Segundo Carreteiro (2008) o índice de viscosidade pode ser definido pela Equação 15.

$$IV = \frac{L - U}{L - H} \times 100 \quad (15)$$

Onde: L = viscosidade a 40°C de um óleo de IV = 0, tendo a mesma viscosidade a 100°C do óleo em estudo; H = viscosidade a 40°C de um óleo de índice de viscosidade 100, tendo a mesma viscosidade a 100°C do óleo em estudo; U = viscosidade a 40°C do óleo em estudo.

Por meio da Figura 5 é possível estimar a viscosidade cinemática para o óleo hidráulico aplicado (ISO VG 32) a temperatura de trabalho (aproximadamente 20°C), estando entre 80 e 90 cSt, adotou-se assim uma viscosidade intermediária de 85 cSt.

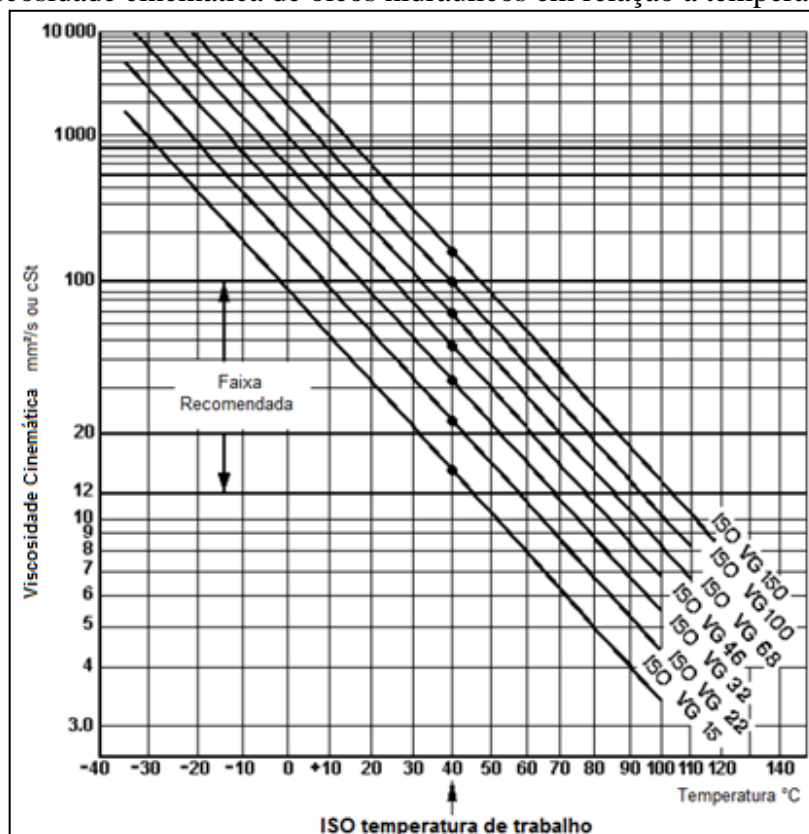
Para fins de segurança dos dados apresentados pelo gráfico foi realizado um comparativo entre estes e os apresentados pelo fabricante: à temperatura de 40°C a viscosidade deve ser, aproximadamente, de 32 cSt e a informada pelo fabricante é de 30,46 cSt, já para a temperatura de 100°C a viscosidade deve ser, aproximadamente, de 5,5 cSt e a informada pelo fabricante é de 5,25 cSt.

Finalmente, já definidos todos os dados necessários pode-se aplicar a equação do Número de Reynolds local.

$$R_e = \frac{\rho v D_h}{\mu} \rightarrow R_e = \frac{v_f D_0}{\nu} \rightarrow R_e = \frac{39237,36 \cdot 0,5531}{85} \rightarrow R_e = 255,32$$

Em um Número de Reynolds (R_e) < 2000 o fluxo é considerado laminar, logo gera a *venacontracta*. Além disso, será considerado o furo do êmbolo como sendo um tubo curto, logo pode-se utilizar as considerações adotadas por Merrit (1967). Como o furo tem diâmetro diminuto (0,6 mm), será aplicado um comprimento (L) de 1,2 mm em virtude da dificuldade de realização de furos com profundidades superiores a duas vezes o diâmetro.

Figura 5 – Viscosidade cinemática de óleos hidráulicos em relação a temperatura



Fonte: Adaptado de Durfee, Sun e Van de Ven (2015)

Inicialmente se faz necessário verificar a veracidade.

$$\frac{D_h Re}{L} > 50 \rightarrow \frac{0,5531 \cdot 255,32}{1,2} > 50 \rightarrow 117,68 > 50 \rightarrow \text{VERDADEIRO}$$

Como é verdadeiro se deve calcular o novo coeficiente de descarga (C_{dc}).

$$C_{dc} = \left[1,5 + 13,74 \cdot \left(\frac{L}{Re} \right)^{1/2} \right]^{-1/2} \rightarrow C_{dc} = \left[1,5 + 13,74 \cdot \left(\frac{1,2}{255,32} \right)^{1/2} \right]^{-1/2}$$

$$C_{dc} \cong 0,64$$

Com o valor do coeficiente de descarga corrigido (C_{dc}) é possível recalculer o diâmetro do *gicleur* (D_{0c}) aplicando novamente a Equação Geral da Vazão.

$$Q = C_{dc} A_0 \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}} \rightarrow 0,5702 = 0,64 \cdot \frac{D_{0c}^2 \cdot \pi}{4} \sqrt{\frac{2(5)}{0,87}} \rightarrow D_{0c} = 0,5784 \text{ mm}$$

Após uma consulta realizada nos fornecedores de ferramentas de corte da empresa, foi possível constatar que a broca com diâmetro mais próximo ao valor do diâmetro do *gicleur* é igual a 0,6 mm. Sendo assim, é necessário aplicar novamente a Equação Geral da Vazão para verificar a nova vazão (Q_1) considerando a correção no diâmetro do *gicleur*.

$$Q_1 = C_{dc} A_0 \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}} \rightarrow Q_1 = 0,64 \cdot \frac{0,6^2 \cdot \pi}{4} \sqrt{\frac{2(5)}{0,87}} \rightarrow Q_1 = 0,6134 \text{ l/min}$$

Como houve alteração nos valores da vazão, existem novos valores para o Número de Reynolds local e consequentemente para o coeficiente de descarga. Após recalculer, o novo Número de Reynolds local (Re) ficou igual a 255,79, muito próximo ao calculado anteriormente, assim continuando com fluxo laminar. Após foi encontrado um valor do coeficiente de descarga (C_d) similar ao encontrado anteriormente de 0,64. Desta maneira, pode-se afirmar que o novo valor da vazão de 0,6134 l/min é válido. Sendo assim, a vazão será diferente da ideal (0,5702 l/min) podendo ser verificado o novo tempo de descida para a nova vazão.

$$Q_1 = v_d A_h \rightarrow Q_1 = \frac{C}{t} \cdot A \rightarrow 10223,33 = \frac{150}{t} \cdot 380,13 \rightarrow t = 5,57 \text{ s}$$

Onde: Q_1 = nova vazão = 0,6134 l/min ou 10223,33 m³/s; v_d = velocidade de descida
 C = curso hidráulico = 150 mm; t = tempo total de descida; A_h = área da haste = 380,13 mm²

3.2.3 Definição da mola

A próxima definição é o dimensionamento da mola, com base Equação 16 é possível definir a constante de rigidez da mola (K), contudo antes é necessário definir a deformação de pré-compressão da mola (x_0) e a deformação máxima ($x_{máx}$).

$$\Delta p_0 = p_i - p_c = \frac{K(x_0 + x_{máx})}{A_p} = constante \quad (16)$$

Onde: K = Constante de rigidez da mola; x_0 = Deformação de pré-compressão da mola; $x_{máx}$ = Máxima deformação da mola; A_p = Área do pistão atuador para compensação

Os valores da deformação de pré-compressão da mola (x_0) e a deformação máxima ($x_{máx}$) são definidos respectivamente como 2,2 mm e 0,4 mm, considerando um comprimento livre para a mola de 12 mm. Sendo assim, pode-se aplicar a Equação 16 e obter a constante de rigidez da mola (K), considerando $\Delta p_0 = 0,05 \text{ kgf/mm}^2$ ou 5 bar .

$$\Delta p_0 = \frac{K(x_0 + x_{máx})}{A_p} \rightarrow 0,05 = \frac{K(2,2 + 0,4)}{\frac{6^2 \cdot \pi}{4}} \rightarrow K = 0,5437 \text{ kgf/mm}$$

Definido a constante de rigidez da mola, as demais dimensões serão calculadas através de uma planilha de dimensionamento realizada de acordo com Shigley, Mischke e Budynas (2005). Foram verificadas as tensões e os coeficientes de segurança para a deformação de trabalho (2,6 mm) e para a deformação máxima de projeto (4,1 mm) considerando que o êmbolo dará batente mecânico sobre o fechamento. Em ambas as situações os coeficientes de segurança são maiores que 1,2, logo para a mola com as dimensões citadas deve ocorrer falha durante a aplicação na válvula.

3.3 Projeto e fabricação válvula

Após o projeto e detalhamento dos componentes foram fabricadas quatro amostras do protótipo para execução dos testes de validação. Foram utilizadas máquinas-ferramenta CNC, furadeira de coluna e retífica *centerless* para obtenção das componentes. Além disso, brocas e ferramentas especiais para usinagem horizontal demandaram desenvolvimento e foram adquiridas para atender as necessidades de usinagem para peças de baixas dimensões. Já a mola foi adquirida. Para inspeção dimensional, foram utilizados paquímetros digitais de 0~200 mm com resolução de 0,01 mm, micrômetro externo 0~25 mm com resolução de 0,001 mm e micrômetro interno 3 pontas de contato de 6~8 mm com resolução de 0,001 mm. Todos os instrumentos estão aferidos conforme instruções da norma ISO 9000.

3.4 Teste de validação da válvula

A válvula foi aplicada em um macaco hidráulico e verificado sua eficácia quanto ao tempo total de descida para as cargas de 22, 50, 75 e 105 kg. O objetivo inicial é atingir um tempo total de descida de 6 segundos, entretanto após a realização dos cálculos dimensionais, para um diâmetro de 0,6 mm de *gicleur* da válvula o novo tempo de descida deve ser de 5,57 segundos. Com o intuito de aumentar a confiabilidade dos resultados o teste de descida foi repetido três vezes para cada carga registrando-se o tempo.

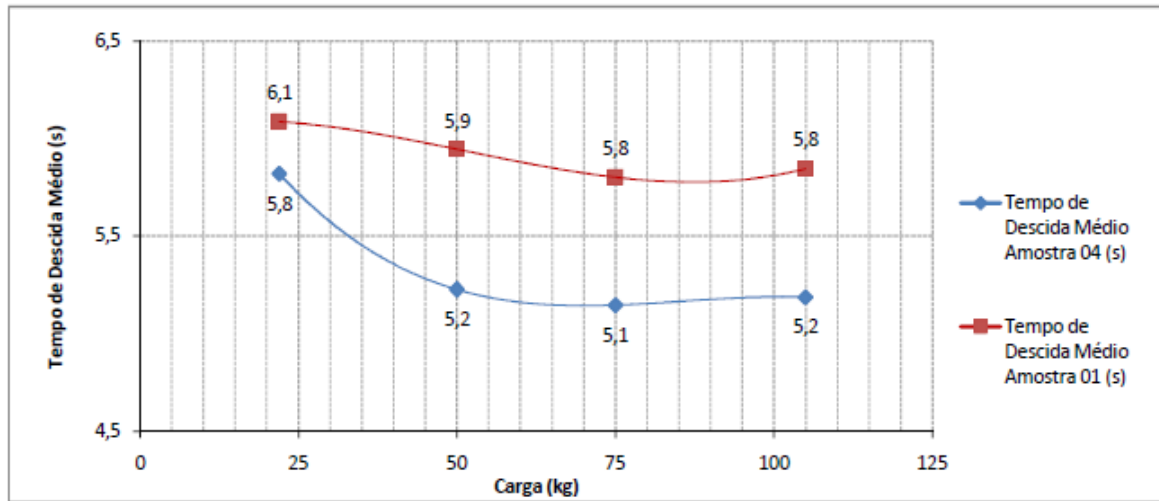
Para garantir que as condições estejam mais próximas possíveis das consideradas nos cálculos, foi realizado a medição de temperatura do reservatório de óleo antes do início de cada teste. O equipamento utilizado foi um termômetro digital infravermelho com mira a laser com faixa de temperatura de -20°C a 400°C, resolução de 0,1°C e precisão de $\pm 2^\circ\text{C}$ ou 2% da leitura. Em virtude da impossibilidade de medir a temperatura do óleo (reservatório hermético) foi considerada a temperatura da superfície do reservatório. Para todos os testes a temperatura variou entre 18°C e 22°C, algo próximo à temperatura considerada no dimensionamento (20°C).

Analisando a amostra 01, com a variação da carga de 22, 50, 75 e 105 kg, os tempos de descida médios foram respectivamente de 6,1 s, 5,9 s, 5,8 s e 5,8 s, gerando uma média de 5,9s e com um desvio padrão de 0,11 s. Para as amostras 02, 03 e 04 foram registrados tempos similares com médias de 6,0 s, 6,0 s e 5,3 s, respectivamente e desvios padrões de 0,14 s, 0,07s e 0,28 s, respectivamente.

Com um tempo objetivo de 5,57 segundos, pode-se considerar que a válvula está validada, pois o erro é menor que 10 % para todas as tomadas de tempo, algo bastante satisfatório. Estas variações não são significativas para aplicação do produto, visto que as variações dos tempos de descida com a aplicação da válvula são muito menores comparadas a aplicação do *gicleur* fixo.

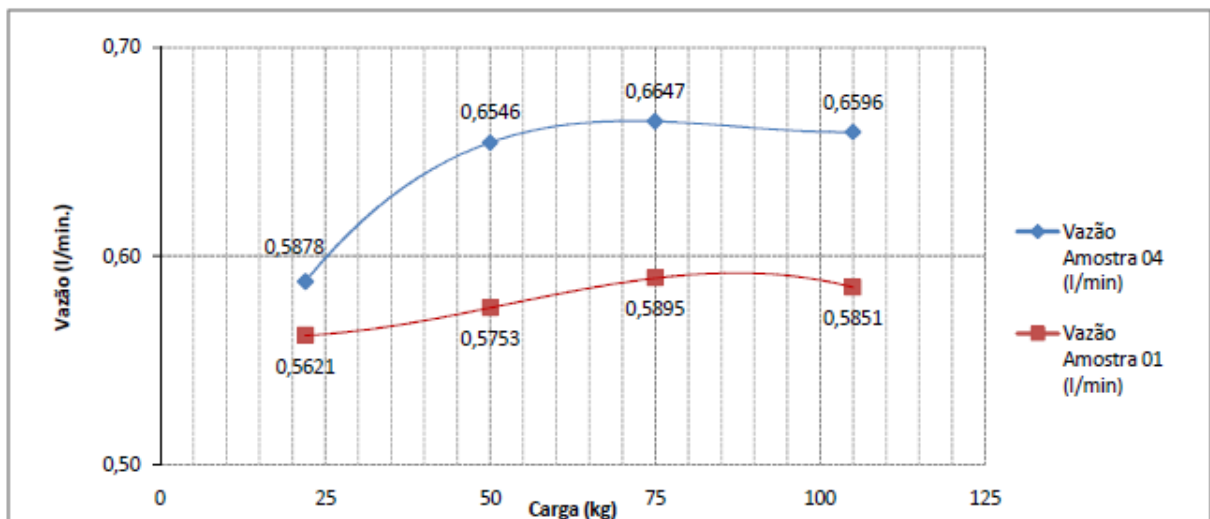
É possível analisar ainda que a Amostra 04 da válvula teve um comportamento levemente diferente das demais amostras, sendo que os três últimos tempos para as cargas mais altas foram consideravelmente inferiores das demais amostras. A fim de ter um comparativo entre os resultados obtidos, a Figura 6 mostra a sobreposição dos gráficos dos testes com a Amostra 01 da válvula e a Amostra 04 da válvula para os tempos de descida médios em função da carga enquanto a Figura 7 mostra a sobreposição dos gráficos para as vazões em função da carga.

Figura 6 – Gráficos do tempo de descida médio x carga – Amostra 01 e Amostra 04



Fonte: Melo (2017).

Figura 7 – Gráficos da vazão x carga – Amostra 01 e Amostra 04



Fonte: Melo (2017)

Foi investigado o motivo para a vazão da Amostra 04 ser levemente superior as demais amostras e a diferença de maior relevância encontrada foi a folga diametral entre o corpo da válvula e o êmbolo, na Amostra 04 a diferença diametral encontrada foi de 0,018 mm enquanto na Amostra 01 a diferença foi de 0,008 mm e nas demais amostras as diferenças foram inferiores a 0,01 mm. Sendo assim, pode-se afirmar que a folga diametral entre o corpo da válvula e o êmbolo é um parâmetro que deve ser controlado no processo de fabricação para que não haja diferenças significativas no desempenho dos tempos de descida para uma produção seriada.

4 Conclusão

O presente trabalho teve como principal objetivo desenvolver uma válvula reguladora de fluxo com compensação de pressão aplicada a um macaco hidráulico. Dentre os modelos

pesquisados, foi selecionada a válvula cartucho devido ao seu tamanho diminuto e também por ser aplicada a baixas vazões.

O primeiro passo para o desenvolvimento da válvula foi a análise do espaço disponível para inserção da mesma no macaco e definição do diâmetro do êmbolo que ficou em 6 mm. Através dos conteúdos da revisão bibliográfica foi possível definir o diâmetro do furo do êmbolo (*gicleur*), sendo encontrado em 0,5784 mm através dos cálculos, entretanto o diâmetro da broca encontrada no mercado mais próxima a este dimensional foi de 0,6 mm, sendo assumido este último valor.

Após a definição das dimensões da válvula, foi realizada a modelagem geométrica além dos detalhamentos dos componentes. Com a finalização deste passo foi executada a fabricação de quatro amostras do protótipo da válvula através dos desenhos gerados.

Com as quatro amostras do protótipo da válvula confeccionadas, foram realizados os testes de validação, aplicando as cargas de 22, 50, 75 e 105 kg para realizar o abaixamento do macaco hidráulico para cada uma delas. Os resultados obtidos foram computados e tabelados, sendo que o menor valor do tempo de descida registrado foi de 5,1 segundos, enquanto o maior tempo foi de 6,2 segundos dentre todos os testes realizados. Considerando que o objetivo inicial era obter um tempo de descida independente da carga aplicada de 6 segundos, pode-se dizer que o objetivo principal foi alcançado pelo presente trabalho.

Referências

ALMEIDA, A. S. O. **Modelagem hidráulica de floclador de placas de orifícios**. 2016. 91 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Civil, Departamento de Engenharia Hidráulica e Ambiental, Universidade Federal do Ceará, Fortaleza, 2016.

BIRD, R. B.; STEWART, W. E.; LIGHTFOOT, E. N. **Fenômenos de transporte**. 2. ed. Rio de Janeiro: Ltc - Livros Técnicos e Científicos Editora Sa., 2004. Tradução de: Affonso Silva Telles, Carlos Russo, Ricardo Pires Peçanha, Verônica Calado.

BRAVO, R. F. S. **Modelagem e análise de válvulas-cartucho**. 2002. 152 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2002.

CARRETEIRO, R.; BELMIRO, P. N. A. **Lubrificantes e Lubrificação Industrial**. Rio de Janeiro: Interciência, 2008. 504 p.

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).

DURFEE, W.; SUN, Z.; VEN, J. **Fluid Power System Dynamics**. Minneapolis, USA: University Of Minnesota, 2015. 50 p. Disponível em: <<https://sites.google.com/site/fluidpoweropencourseware/library>>. Acesso em: 25 set. 2015.

LINSINGEN, I. **Fundamentos de sistemas hidráulicos**. 3. ed. Florianópolis: UFSC, 2008. 399 p.

NETTO, J. M. A. et al. **Manual de hidráulica**. 8. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 1998. 669 p.

MELO, R. C. Desenvolvimento de uma válvula reguladora de fluxo com compensação de pressão para aplicação à macaco hidráulico hospitalar. 2017. Trabalho de Conclusão de Curso - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul, 2017.

PAIM, C. C. **Técnicas de controle aplicadas a um atuador hidráulico**. 1997. 133 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1997.

PARKER HANNIFIN, **Tecnologia hidráulica industrial - apostila M2001-2 BR**. Jacareí, 2008.

SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R.; BUDYNAS, R. G. **Projetos de engenharia mecânica**. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005. 960 p. Tradução João Batista de Aguiar, José Manoel de Aguiar.

SILVA, R. P. **Modelamento de válvula unidirecional aplicada a sistema de direção com assistência hidráulica**. 2011. 114 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Centro Universitário da Fundação Educacional Inaciana, São Bernardo do Campo, 2011.