

ESTUDO DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE DIFERENTES ATUADORES PNEUMÁTICOS

Carla Silvano Ritter, carlamtmritter@yahoo.com.br¹
Antonio Carlos Valdiero, valdiero@unijui.edu.br²
Cláudio Fernando Rios, claudio.rios@unijui.edu.br²
Luiz Antonio Rasia, rasia@unijui.edu.br²

¹DEFEM/UNIJUÍ, Rua São Francisco, 501, Caixa Postal 560, CEP 98700-000, Ijuí - RS,

²DETEC/UNIJUÍ Campus Panambi, Caixa Postal 121, CEP 98280-000, Panambi - RS

Resumo: *O trabalho apresenta um estudo comparativo do comportamento dinâmico de diferentes atuadores pneumáticos disponíveis para uso industrial. O estudo é realizado a partir do modelo não linear de 5ª ordem para o atuador pneumático, que representa as principais características não lineares deste sistema dinâmico, considerando a zona morta da servoválvula, a equação das vazões, a dinâmica das pressões e a equação do movimento, que inclui a dinâmica do atrito. Além de diferir dos modelos encontrados na literatura por ser mais completo, este trabalho também apresenta inovações que facilitam a identificação de seus parâmetros e o estudo de suas características dinâmicas. São realizadas simulações computacionais comparando cilindros pneumáticos de diferentes diâmetros e comprimentos, com a finalidade de observar quais características contribuem para um melhor comportamento dinâmico do sistema. O conhecimento deste comportamento permite uma escolha apropriada do atuador pneumático, contribuindo principalmente para o sucesso do controle preciso do mesmo.*

Palavras-chave: *servoposicionadores pneumáticos, modelagem matemática, características não lineares.*

1. INTRODUÇÃO

O presente trabalho apresenta um estudo do comportamento dinâmico de diversos atuadores pneumáticos disponíveis para uso industrial. O uso de atuadores pneumáticos é muito comum em aplicações industriais (Rao and Bone, 2008), pois possui as seguintes vantagens: manutenção simples e fácil, baixo custo, boa relação força/tamanho e flexibilidade de instalação. Além disso, o ar comprimido está disponível na maioria das indústrias (Uzuka *et al.*, 2009).

Apesar das vantagens citadas anteriormente, os atuadores pneumáticos apresentam dificuldades de controle devido a diversas características não lineares do sistema. As não linearidades presentes nos atuadores pneumáticos são causadas pela compressibilidade do ar, pela relação não linear da vazão nos orifícios de controle e pelo atrito nos atuadores (Guenter *et al.*, 2006). As principais não linearidades presentes nos sistemas servo pneumáticos são a zona morta (Valdiero *et al.*, 2008), a vazão mássica na servoválvula (Rao and Bone, 2008; Endler, 2009), a compressibilidade do ar e os efeitos do atrito entre as superfícies de contato do atuador (Andrighetto *et al.* 2006).

Atualmente diversos trabalhos apresentam um estudo das características não lineares de atuadores pneumáticos (Perondi, 2002; Andrighetto *et al.* 2006; Bavaresco, 2007; Rao and Bone, 2008; Endler, 2009). Valdiero *et al.* (2008) apresenta um modelo matemático para a zona morta em servovalvulas pneumáticas, onde o método utilizado para a compensação da zona morta é feito adicionando a inversa da função da zona morta no controle do sistema. Rao and Bone (2008) aproximam uma função bi polinomial para modelar a vazão mássica nas servoválvulas, e utilizam um modelo clássico do atrito. Na modelagem de Perondi (2002), o modelo matemático da válvula é dado pelo produto de uma função que depende das tensões aplicadas à servoválvula por uma função das pressões a montante e ajusante, além de incluir uma modelagem completa do atrito. A modelagem matemática desenvolvida no presente trabalho apresenta uma sistematização destas características não lineares, resultando em um modelo matemático não linear de 5ª ordem para o atuador pneumático, que além de diferir dos modelos encontrados na literatura por ser mais completo, este trabalho também apresenta inovações que facilitam a identificação de seus parâmetros e o estudo de suas características dinâmicas.

Este trabalho tem por objetivo estudar quais características físicas dos atuadores pneumáticos contribuem para um melhor comportamento dinâmico do sistema, permitindo que se faça a especificação adequada de seus componentes. Dentro deste contexto, o estudo se concentrou na análise do comportamento dinâmico variando-se o diâmetro e o comprimento do cilindro do atuador para uma mesma servoválvula, não se encontrou um estudo deste tipo na literatura

pesquisada, mas é de fundamental importância por facilitar o controle de dada aplicação. Neste aspecto, o presente trabalho é inédito.

A Seção 2 apresenta a descrição do atuador pneumático utilizado e seus parâmetros em estudo. A Seção 3 apresenta a modelagem matemática das características não lineares do sistema utilizadas nas simulações computacionais. Os resultados das simulações estão apresentados na Seção 4, e as conclusões do trabalho na Seção 5.

2. DESCRIÇÃO DO ATUADOR PNEUMÁTICO

O servoposicionador pneumático utilizado neste trabalho é composto por uma servoválvula de controle direcional e um cilindro pneumático. Este atuador permite posicionar uma carga em um determinado ponto do curso do atuador ou seguir uma trajetória variável em função do tempo. A Fig. 1 mostra o desenho esquemático de um servoposicionador pneumático.

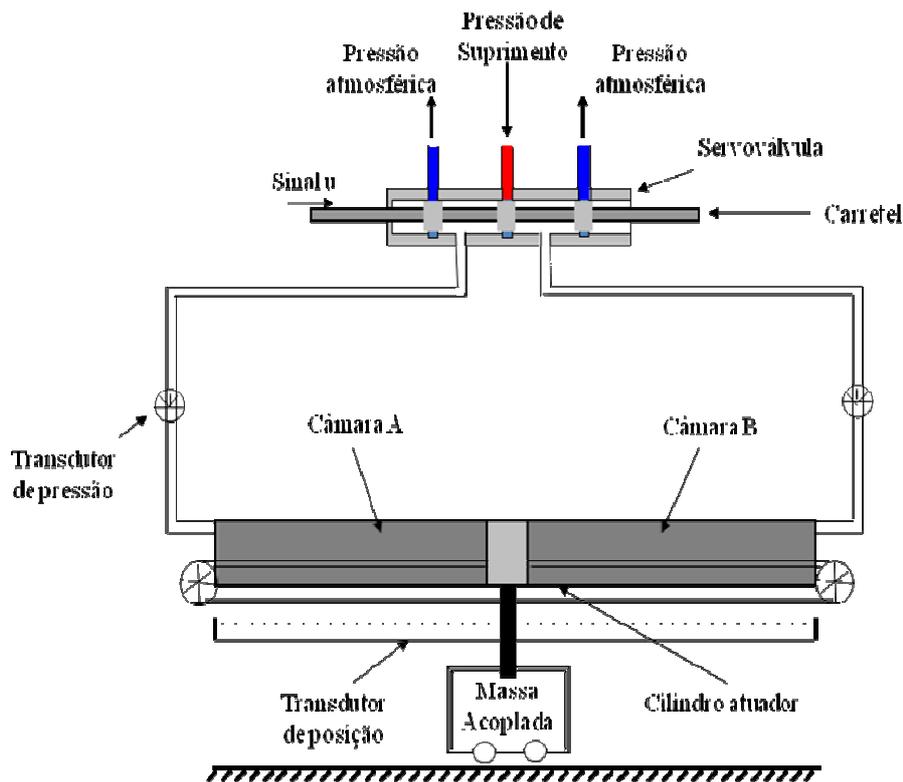


Figura 1. Desenho esquemático de um atuador pneumático

O funcionamento do servoposicionador pneumático ocorre da seguinte maneira: o ar comprimido é fornecido à servoválvula a uma dada pressão de suprimento regulada. A partir dos sinais das malhas de realimentação, o controlador gera uma tensão de controle u , que energiza as bobinas dos solenóides da servoválvula e produz um deslocamento x_v do carretel, com o objetivo de seguir as referências. Quando o carretel é deslocado, gera orifícios de passagem e fornece o ar comprimido para uma das câmaras do cilindro, permitindo que o ar da outra escoe para a atmosfera. Logo após ocorre a variação das pressões nas câmaras, o que resulta numa força que movimenta o êmbolo do cilindro e gera um deslocamento y , positivo ou negativo, dependendo do sinal de entrada.

3. MODELAGEM MATEMÁTICA

Neste trabalho desenvolve-se um modelo não-linear de 5ª ordem que difere dos modelos encontrados na literatura por ser mais completo e por apresentar inovações que facilitam a identificação de seus parâmetros e o estudo de suas características dinâmicas. A Fig. 2 mostra o esquema da modelagem matemática proposto neste trabalho e utilizado para representar o comportamento dinâmico do atuador pneumático descrito anteriormente. O modelo considera a não linearidade da zona morta, a equação da vazão mássica, a dinâmica das pressões e a equação do movimento, que inclui a dinâmica do atrito.

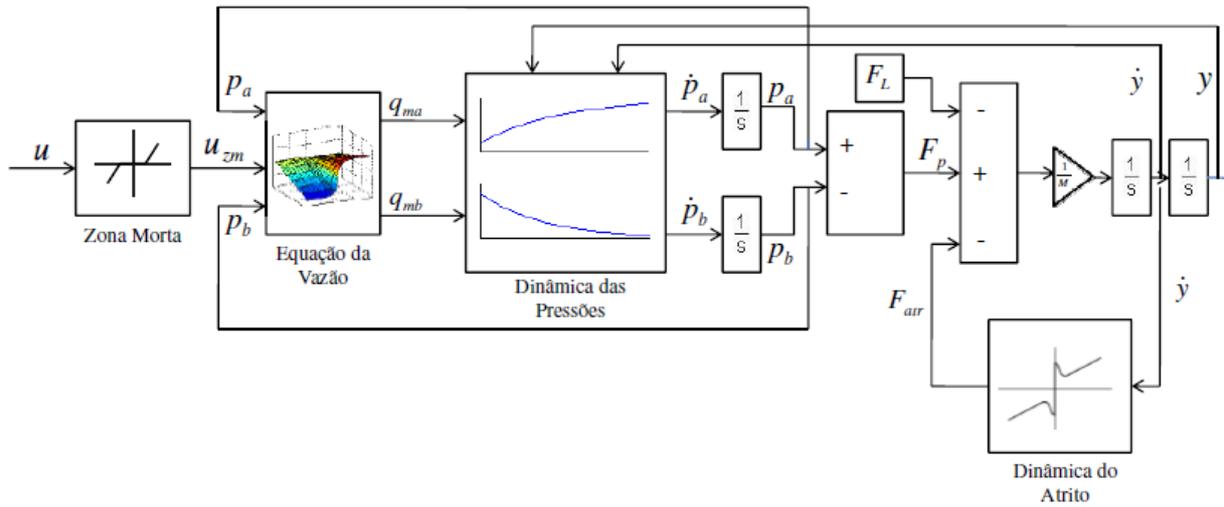


Figura 2. Diagrama esquemático das principais dinâmicas não lineares utilizadas na modelagem matemática do atuador pneumático

O modelo matemático para a zona morta (Valdiero et al., 2008) é dado pela expressão:

$$u_{zm}(t) = \begin{cases} md(u(t) - zmd) & \text{se } u(t) \geq zmd \\ 0 & \text{se } zme < u(t) < zmd \\ me(u(t) - zme) & \text{se } u(t) \leq zme \end{cases} \quad (1)$$

onde u é o sinal de entrada, u_{zm} é o valor de saída, zmd é o limite direito da zona morta, zme o valor esquerdo da zona morta, md é a inclinação direita da zona morta e me é a inclinação esquerda da zona morta.

Em Endler (2009) é mostrado detalhadamente o inovador equacionamento das vazões mássicas q_{ma} e q_{mb} , dado pelas equações:

$$q_{ma}(u, p_a) = g_1(p_a, \text{sign}(u)) \arctg(2u) \quad (2)$$

$$q_{mb}(u, p_b) = g_2(p_b, \text{sign}(u)) \arctg(2u) \quad (3)$$

onde g_1 e g_2 são funções sinais dadas pelas Eq. (4) e (5).

$$g_1(p_a, \text{sign}(u)) = \beta \Delta p_a = \begin{cases} (p_{\text{sup}} - p_a) \beta^{\text{ench}} & \text{se } u \geq 0 \\ (p_a - p_{\text{atm}}) \beta^{\text{esv}} & \text{se } u < 0 \end{cases} \quad (4)$$

$$g_2(p_b, \text{sign}(u)) = \beta \Delta p_b = \begin{cases} (p_{\text{sup}} - p_b) \beta^{\text{ench}} & \text{se } u < 0 \\ (p_b - p_{\text{atm}}) \beta^{\text{esv}} & \text{se } u \geq 0 \end{cases} \quad (5)$$

sendo que p_{sup} é a pressão de suprimento, p_{atm} a pressão atmosférica e β^{ench} e β^{esv} são coeficientes constantes.

As Eq. (2) e (3) possuem vantagens como a facilidade de implementação computacional e a facilidade de derivação.

Para representar a dinâmica das pressões nas câmaras utiliza-se a equação da continuidade, baseando-se no princípio da conservação da energia, conforme propõe Perondi (2002). As equações são dadas por :

$$\dot{p}_a = -\frac{A \gamma \dot{y}}{A y + V_{a0}} p_a + \frac{R \gamma T}{A y + V_{b0}} q_{ma}(p_a, u) \quad (6)$$

$$\dot{p}_b = \frac{A \gamma \dot{y}}{V_{b0} - A y} p_b - \frac{R \gamma T}{V_{b0} - A y} q_{mb}(p_b, u) \quad (7)$$

onde A é a área do êmbolo, q_{ma} e q_{mb} a vazão mássica nas câmaras A e B respectivamente, conforme descrita anteriormente, T a temperatura do ar de suprimento, R constante universal dos gases, γ a relação entre os calores específicos do ar, V_{a0} e V_{b0} o volume nas câmaras A e B quando o êmbolo está na posição nula, u o sinal de controle em tensão aplicado a servoválvula, y e \dot{y} a posição e a velocidade e p_a e p_b as pressões nas câmaras A e B.

Utilizando-se a 2ª Lei de Newton para o movimento no cilindro tem-se

$$M \ddot{y} + F_{atr} = F_p \quad (8)$$

onde M é a massa deslocada, \ddot{y} a aceleração do cilindro, F_{atr} é a força de atrito e F_p a força pneumática resultante da diferença de pressão nas câmaras do cilindro e é dada por $A(p_a - p_b)$.

Para representar a dinâmica do atrito será utilizado o modelo LuGre, que está apresentado detalhadamente em Canudas *et al.* (1995) e Canudas (1998), e é dado pela equação:

$$F_{atr} = \sigma_0 \dot{z} + \sigma_1 z + \sigma_2 \dot{y} \quad (9)$$

onde σ_0 representa o coeficiente de rigidez entre as deformações microscópicas entre as superfícies de contato, σ_1 é um coeficiente de amortecimento, σ_2 é um termo correspondente a característica de atrito viscoso, \dot{y} é a velocidade e z a dinâmica da microdeformação modelada através de:

$$\frac{dz}{dt} = \dot{y} - \frac{\sigma_0}{g_{ss}(\dot{y})} |\dot{y}| z \quad (10)$$

em que $g_{ss}(\dot{y})$ representa uma função do atrito em regime permanente e é dada por:

$$g_{ss}(\dot{y}) = F_c + (F_s - F_c) e^{-\left(\frac{\dot{y}}{\dot{y}_s}\right)^2} \quad (11)$$

onde F_c é a força de atrito de Coulomb, F_s é a força de atrito estático, \dot{y} é a velocidade e \dot{y}_s é a velocidade de Stribeck. Os valores para estes parâmetros foram obtidos de trabalhos anteriores realizados em uma bancada de testes (Valdiero *et al.*, 2008).

4. RESULTADOS DE SIMULAÇÕES

Esta seção descreve a metodologia utilizada na implementação computacional e apresenta o resultado das simulações do modelo matemático apresentado na seção anterior para diferentes cilindros hidráulicos, onde o objetivo é

fazer uma análise mais detalhada do comportamento do sistema em função dos parâmetros e características físicas dos atuadores, e por fim comenta-se a relação entre a escolha destes parâmetros e a consequência no comportamento dinâmico.

A Tabela 1 apresenta os parâmetros do cilindro pneumático do sistema para os seguintes casos: (a) cilindro de pequena área com diâmetro 0.25 m e grande curso $L=1$ m, (b) cilindro de grande área com diâmetro 0.60 m e grande curso $L=1$ m e (c) cilindro de grande área com diâmetro 0.60m e pequeno curso $L=0.1746$ m. O cilindro do caso (c) é definido de tal forma que o volume de suas câmaras seja igual ao caso (a). Os demais parâmetros do atuador pneumático são mantidos iguais, foram escolhidos a partir de dados experimentais de uma bancada de laboratório e estão descritos na Tab.2.

Tabela 1. Parâmetros dos diferentes tamanhos de cilindros utilizados na simulação do comportamento do atuador pneumático.

Caso (a) d=0.025 m, L= 1 m	Caso (b) d=0.060 m, L= 1 m	Caso (c) d=0.060 m L=0.1746 m	Descrição do parâmetro
$A = 4.91 \times 10^{-4} m^2$	$A = 2.8 \times 10^{-3} m^2$	$A = 2.8 \times 10^{-3} m^2$	Área do êmbolo
$V_{a0} = 2.5 \times 10^{-4} m^3$	$V_{a0} = 1.4 \times 10^{-3} m^3$	$V_{a0} = 2.5 \times 10^{-4} m^3$	Volume morto na câmara A
$V_{b0} = 2.5 \times 10^{-4} m^3$	$V_{a0} = 1.4 \times 10^{-3} m^3$	$V_{b0} = 2.5 \times 10^{-4} m^3$	Volume morto na câmara B

Tabela 2. Demais parâmetros do atuador pneumático.

$p_{sup} = 7 \times 10^5 Pa$	Pressão de suprimento
$p_{atm} = 1 \times 10^5 Pa$	Pressão atmosférica
$R = 287 J/kg / K$	Constante universal dos gases
$T = 293 K$	Temperatura do ar de suprimento
$\gamma = 1.4$ Adimensional	Relação entre os calores específicos do ar
$M = 10.125 Kg$	Massa inercial do cilindro
$\beta^{ench} = 0.69501 \times 10^{-8}$	Coefficiente constante para a câmara enchendo
$\beta^{esv} = 0.898105 \times 10^{-8}$	Coefficiente constante para a câmara esvaziando
$\sigma_0 = 0.5 \times 10^6 N / m$	Coefficiente de rigidez das deformações microscópicas
$\sigma_1 = 400 Ns / m$	Coefficiente de amortecimento
$\sigma_2 = 46.532 Ns / m$	Coefficiente de amortecimento viscoso
$F_c = 23.103 N$	Força de atrito de Coulomb
$F_s = 24 N$	Força de atrito estático
$\dot{y}_s = 0.010 m / s$	Velocidade de Stribeck

As simulações foram realizadas com o auxílio da ferramenta computacional Matlab/Simulink, utilizando o método ODE4 (Runge Kutta) com passo de 0.0001 segundos. Como lei de controle, foi utilizada a estratégia de controle clássico proporcional, direcionando o cilindro a um ponto fixo.

A Figura 2 traz o diagrama de blocos do MatLab/Simulink utilizado para a simulação computacional do modelo não linear caracterizado nas equações (1), (2), (3), (6), (7) e (8).

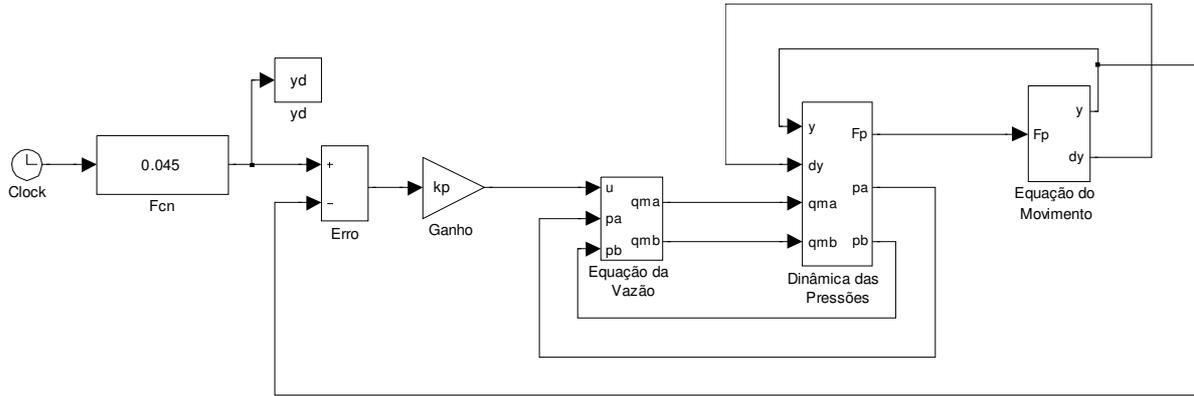


Figura 3. Diagrama de blocos utilizado na simulação do modelo.

Nestas simulações são comparados três tipos de cilindros descritos na Tab. 1. Esta comparação tem por objetivo observar qual destes cilindros apresenta características que facilitam o controle clássico do sistema. A grande contribuição deste trabalho é mostrar que a adequada escolha do cilindro pode facilitar o controle, pois existem várias opções para uma mesma aplicação. Por exemplo, dada uma certa necessidade de força no atuador pneumático para realizar uma tarefa específica, tal força depende diretamente da pressão de carga e da área (veja a Eq. 8), e o projetista tem à disposição uma faixa de pressão de suprimento que pode ser regulada e uma faixa de diâmetros disponíveis no comércio. O que ocorre frequentemente é que o projetista escolhe um cilindro só analisando a força requerida e sem ter a previsão do comportamento dinâmico da resposta, cabendo um maior esforço para a estratégia de controle que muitas vezes não consegue levar a dinâmica para o comportamento desejado. Por outro lado, o diagrama de blocos da Fig. 3 permite que sejam simuladas diferentes opções e a escolha mais adequada. Na Figura 4 apresenta-se uma comparação dos resultados destes três casos, com controle proporcional direcionado ao ponto fixo 0.045m e na sequência é feita uma análise mais detalhada do comportamento do sistema nestes casos.

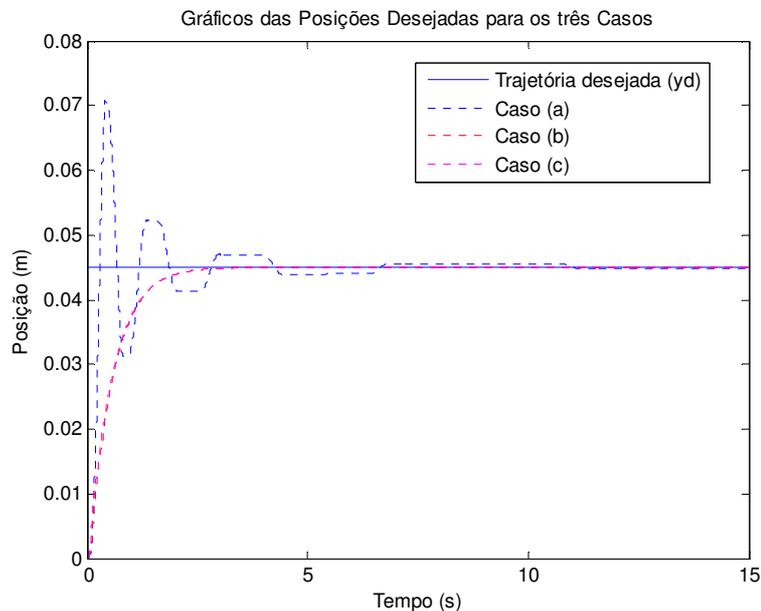


Figura 4. Posição desejada para o cilindro direcionado a um ponto fixo $y_d=0.045$ m

Os resultados de simulações computacionais do modelo dinâmico para os diferentes tamanhos de cilindros pneumáticos do atuador mostram que para o caso (a) o sistema possui um comportamento oscilatório pouco amortecido e um tempo de estabilização maior, apesar do menor tempo de subida. Os resultados para os casos (b) e (c) mostram um comportamento dinâmico similar, podendo-se observar pouca influência neste caso dos volumes das câmaras. O efeito prejudicial da dinâmica do atrito no desempenho do sistema mostrou-se mais significativo no caso (a), com oscilações (*hunting*) em torno da posição desejada. Note que os únicos parâmetros que foram variados nos três casos foram o diâmetro e o comprimento, sendo todos os outros dados mantidos constantes conforme a Tab. 2 e, além disso, foi utilizado o controle mais simples possível que é o clássico linear proporcional.

Como consequência, o comportamento oscilatório, mas rápido, do caso (a) é causado por uma variação maior das pressões nas câmaras do cilindro, que por sua vez é causada pela pequena área no denominador das Eqs. (6) e (7), resultado de um cilindro de diâmetro pequeno. Este efeito também ocorre se a posição desejada estiver muito próxima dos extremos do cilindro, resultando num volume muito reduzido no denominador destas equações. O caso (a) pode ser importante em aplicações aeronáuticas ou de robótica móvel, onde se dispõe de um espaço reduzido e são aceitáveis oscilações que também podem ser reduzidas utilizando-se estratégias de controle não linear mais elaboradas e com compensação de não linearidades do sistema, tais como a compensação do atrito dinâmico.

Já no caso (b), sem muito esforço de controle, obtém-se uma resposta amortecida sem sobrepassado apesar de lenta, o que seria adequado para algumas aplicações na agricultura de precisão e em aplicações onde não se permite um sobrepassado tais como operações de usinagem. A causa deste comportamento é que as pressões tem uma variação menos brusca resultado de valores de área da câmara maiores no denominador das Eq. (6) e (7).

Esta análise detalhada mostra que antes de investir em estratégias de controle é muito importante especificar o diâmetro do cilindro que mais combine com a natureza do comportamento desejado ou requerido na aplicação do servoposicionador pneumático.

5. CONCLUSÕES

Este trabalho contribui para a adequada especificação do cilindro a ser utilizado num sistema de servoposicionamento pneumático, mostrando por meio dos resultados de simulação numérica de um modelo mais completo, os efeitos no comportamento dinâmico da resposta causados pela variação do diâmetro da câmara.

Apresentou-se as implementações computacionais de um modelo matemático não linear de 5ª. ordem para atuadores pneumáticos, o qual leva em conta as principais características não lineares do sistema, tais como a zona morta e a equação das vazões mássicas na servoválvula pneumática, a dinâmica pouco amortecida das variações das pressões nas câmaras do cilindro e a dinâmica do movimento do êmbolo do atuador, incluindo-se o atrito dinâmico não linear, além de diferir dos modelos encontrados na literatura por ser mais completo, este trabalho também apresenta inovações que facilitam a identificação de seus parâmetros e o estudo de suas características dinâmicas.

Foi apresentado o resultado das simulações numéricas do controle proporcional para uma tarefa de posicionamento com três casos de diferentes tamanhos de cilindros, onde pode-se observar que o diâmetro possui uma influência significativa no comportamento do sistema.

Os diagramas de blocos do modelo do atuador pneumático podem ser usados para elaboração de estratégias de controle e também para realização da melhoria no projeto e na especificação dos componentes do atuador em protótipos experimentais que serão construídos e utilizados em trabalhos futuros.

6. AGRADECIMENTOS

Os autores são agradecidos ao SEBRAE, ao FINEP/MCT, à FAPERGS, ao CNPq e à UNIJUÍ pelo apoio financeiro ao projeto.

7. REFERÊNCIAS

- Andrighetto, P. L., Valdiero, A. C., Carlotto, L., 2006, "Study of the friction behavior in industrial pneumatic actuators", In: ABCM Symposium Series in Mechatronics, ed. Rio de Janeiro: ABCM Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, Vol. 2, pp. 369-376.
- Bavaresco, D., 2007, "Mathematical modeling and control of a pneumatic actuator", (In Portuguese), Master Thesis, Mathematical Modeling Master Course, Unijuí - Regional University of Northwestern Rio Grande do Sul State, Brazil.
- Canudas de Wit, C., Olsson, H., Astrom, K.J. and Lischinsky, P., 1995, "A New Model for Control Systems with Friction", IEEE Transactions on Automatic Control, Vol. 40, No. 3, pp.419-425.
- Canudas-De-Wit, C., 1998, Comments on "A new model for control of systems with friction", IEEE Transactions on Automatic Control, Vol. 43, No. 8, pp.1189-1190.
- Endler, L., 2009, "Mathematical modeling of the mass flow rate of a pneumatic servovalve and its application in the optimal control of a pneumatic position servosystem", (In Portuguese), Master Thesis, Mathematical Modeling Master Course, UNIJUÍ – Regional University of Northwestern Rio Grande do Sul State, Brazil.
- Guenther, R., Perondi, E. A., DePieri, E. R., Valdiero, A. C., 2006, "Cascade Controlled Pneumatic Positioning System with LuGre Model Based Friction Compensation", Journal of the Brazilian Society of Mechanical Engineering, Vol. 28, No. 1, pp. 48-57.
- Perondi, E.A., 2002, "Cascade Nonlinear Control with Friction Compensation of a Pneumatic Servo Positioning" (In Portuguese), PhD Thesis, Mechanical Engineering Department, Federal University of Santa Catarina, Brazil, 178p.
- Rao, Z., Bone, G.M., 2008, "Nonlinear Modeling and Control of Servo Pneumatic Actuators Control Systems Technology", In IEEE Transactions on Control System Technology, Vol. 16, No. 3, pp.562-569.
- Uzuka, K., Enomoto, I., Suzumori, K., 2009, "Comparative Assessment of Several Nutation Motor Types Mechatronics", IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, Vol. 14, No. 1, pp. 82-92.

- Valdiero, A. C., Andrighetto, P. L., Carlotto, L., 2005, "Dynamic modeling and friction parameters estimation to pneumatic actuators", Proceedings of MUSME 2005, the International Symposium on Multibody Systems and Mechatronics, Uberlândia, Brazil.
- Valdiero, A. C., Bavaresco D., Andrighetto, P. L., 2008, "Experimental identification of the dead zone in proportional directional pneumatic valves", International Journal of Fluid Power, Vol.9, pp. 27-34.

8. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.



VI CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA
VI NATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING
18 a 21 de agosto de 2010 – Campina Grande – Paraíba - Brasil
August 18 – 21, 2010 – Campina Grande – Paraíba – Brazil

STUDY OF DYNAMIC BEHAVIOR FOR DIFFERENT PNEUMATIC ACTUATORS

Carla Silvano Ritter, carlamtmritter@yahoo.com.br¹
Antonio Carlos Valdiero, valdiero@unijui.edu.br²
Cláudio Fernando Rios, claudio.rios@unijui.edu.br²
Luiz Antonio Rasia, rasia@unijui.edu.br²

¹DEFEM/UNIJUÍ, Rua São Francisco, 501, Caixa Postal 560, CEP 98700-000, Ijuí - RS,

²DETEC/UNIJUÍ Campus Panambi, Caixa Postal 121, CEP 98280-000, Panambi - RS

***Abstract.** This paper presents a comparative study of the dynamic behavior of various pneumatic actuators available for industrial use. The study is performed using the nonlinear model of 5th order for the pneumatic actuator, which represents the main characteristics of this nonlinear dynamic system, considering the servovalve dead zone, the mass flow rate equation, the dynamic pressure and the motion equation, which includes the friction dynamics. Computer simulations are performed comparing pneumatic cylinders of different diameters and lengths, in order to see which features contribute to a better dynamic behavior of the system. Knowledge of this behavior allows an appropriate choice of pneumatic actuator, mainly contributing to the success of their precise control.*

***Keywords:** servopneumatic actuators; mathematical modeling; nonlinear characteristics.*