



18 a 21 de novembro de 2014, Caldas Novas - Goiás

MODELAGEM MATEMÁTICA DE UM ATUADOR PNEUMÁTICO PARA UMA BANCADA DE ENSAIOS DE ESTRUTURAS

Sandra Edinara Baratto Viecelli, sandra_edinara@hotmail.com¹

Claudio da Silva dos Santos, claudiosilvsant@gmail.com¹

Antonio Carlos Valdiero, valdiero@unijui.edu.br¹

Angelo Fernando Fiori, an@unochapeco.edu.br¹

Leonardo Bortolon Maraschin, leonardo.maraschin@unijui.edu.br¹

Luiz Antonio Rasia, rasia@unijui.edu.br¹

¹ UNIJUI – Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul. DCEEng/UNIJUI, Campus Panambi, Caixa Postal 121, CEP 98280-000, Panambi – RS, Brasil.

Resumo: Trata-se do estudo da modelagem matemática de um atuador pneumático responsável pelo acionamento de uma bancada para ensaio de estruturas mecânicas. Os atuadores pneumáticos têm como vantagens serem uma tecnologia de baixo custo, manutenção fácil, boa relação peso/potência, rapidez de resposta, e principalmente uma tecnologia limpa, que não polui o meio ambiente. Porém, para atuadores pneumáticos a modelagem matemática é complexa quando comparada a outros tipos de acionamentos, pois apresentam limitações severas no controle decorrente das características altamente não lineares. A metodologia utilizada para o desenvolvimento da modelagem matemática do atuador pneumático compõe-se das etapas de revisão bibliográfica, da sistematização das equações constitutivas do sistema incluindo-se as não linearidades e da determinação dos parâmetros do sistema dinâmico. O objetivo principal deste trabalho é a modelagem matemática do atuador pneumático utilizando um modelo matemático não linear de 5ª ordem, o qual inclui as não linearidades presentes no sistema, bem com a identificação dos parâmetros do modelo em estudo. Os resultados obtidos ilustram as características do modelo matemático desenvolvido. A bancada para ensaio de estruturas mecânicas está sendo desenvolvida com apoio do MCTI/CNPq/SPM-PR/Petrobras (edital no. 18/2013) e da CAPES/FAPERGS (edital no. 15/2013).

Palavras-chave: Atuador Pneumático, Modelagem Matemática, Características Dinâmicas.

1. INTRODUÇÃO

O presente trabalho trata da modelagem matemática e da identificação dos parâmetros do modelo de um cilindro pneumático de dupla ação e haste simples utilizado no sistema mecatrônico para acionamento de uma bancada de ensaios de estruturas.

Devido ao grande aumento do desenvolvimento tecnológico que caracteriza o mundo moderno, as aplicações de precisão tem conquistado um crescente espaço no ambiente industrial. Em particular, os campos da automação e da robótica que estão presentes em diversas áreas de produção (SOBCZYK, 2009), e utilizam a pneumática como meio de aplicações pelas diversas vantagens que o caracterizam.

A pneumática é o ramo da engenharia que estuda a aplicação do ar comprimido para a tecnologia de acionamentos e comandos. Nos últimos anos a pneumática tornou-se uma das tecnologias mais utilizadas, por se tratar de uma tecnologia de baixo custo, manutenção fácil, boa relação peso/potência, rapidez de resposta, fácil manutenção e principalmente uma tecnologia limpa, que não polui o meio ambiente (NISHIOKA *et al.*, 2010; LEE *et al.*, 2010; VALDIERO *et al.*, 2011; QIONG *et al.*, 2011; WANG *et al.*, 2011).

Contudo, para atuadores pneumáticos a modelagem matemática é complexa quando comparada a outros tipos de acionamentos, pois apresentam limitações no controle decorrente das características não lineares inerentes ao sistema. Dentre essas não linearidades, pode-se destacar a compressibilidade do ar, a vazão mássica nos orifícios da válvula e a

zona morta, além do atrito entre as partes móveis e as vedações do atuador que também exhibe características não lineares, tornando difícil o controle do sistema.

Atualmente, diversos autores (PRADIPTA *et al.*, 2013, LAGHROUCHE *et al.*, 2013) apresentam estudos relacionados aos efeitos de degradação do desempenho do movimento causados pelas características não lineares do atrito que precisam ser conhecidas e compensadas para o bom desempenho do sistema dinâmico. Shen *et al.* (2013) destaca que a compensação e a modelagem do atrito dinâmico têm feito grandes avanços, motivada por modelos em combinação com métodos de identificação baseados em dados experimentais para a compensação de atrito.

As vazões mássicas são funções não lineares das pressões nas câmaras do cilindro e da tensão aplicada a servoválvula. É através da servoválvula que se obtém a vazão mássica a qual é liberada pelos orifícios e coloca em funcionamento o cilindro. A vazão mássica de ar está relacionada à variação de pressão nas câmaras do cilindro utilizando-se o princípio da conservação de energia.

A zona morta é uma relação estática de entrada-saída na qual para uma faixa de valores de entrada a resposta de saída é nula. Sua inclusão na modelagem matemática do atuador pneumático é importante, pois possibilita minimizar os erros de seguimento de trajetória e também contribui para que não ocorra degradação no desempenho do controlador, destaca Ritter (2010).

Sendo assim, ao modelar o comportamento dinâmico de um atuador pneumático, é necessário considerar as não linearidades presentes neste sistema dinâmico, como uma forma de compensar essas características não lineares e minimizar seus efeitos danosos, os quais prejudicam o desempenho do sistema. O controle de servoposicionadores pneumáticos tem evoluído muito na última década, sendo que existe um grande número de estudos relacionados a não linearidades de sistemas pneumáticos.

Este trabalho inicia com uma breve descrição da bancada de ensaios de estruturas e do atuador pneumático, a seguir apresenta a modelagem matemática e o estudo de suas características não lineares, posteriormente apresenta os resultados obtidos na modelagem matemática e nas simulações experimentais. Por fim, apresentam-se as conclusões.

2. DESCRIÇÃO DO ATUADOR PNEUMÁTICO E DA BANCADA DE ESTRUTURA

A Figura 1 apresenta o desenho esquemático do acionamento pneumático. Este acionamento é constituído por um cilindro pneumático de haste simples e dupla ação e por bancada de ensaios de estruturas. O servoposicionador pneumático é um sistema que possibilita o posicionamento de uma carga mecânica em uma localização desejada ou seguir uma trajetória variável em função do tempo. O elemento responsável pela aplicação da força sobre a carga é dito atuador e sua forma de acionamento pode ser elétrica, hidráulica ou pneumática. Neste trabalho, o sistema de posicionamento a ser estudado é composto por um atuador pneumático.

A bancada de ensaios em estudo é formada por uma estrutura mecânica composta de colunas e vigas. Nesta bancada monta-se a estrutura do tipo pórtico para ensaio de aplicação de uma carga central com a medição do espaço útil disponível, da massa da estrutura, da máxima força de carga F_L que a estrutura resiste e da deflexão central y da estrutura.

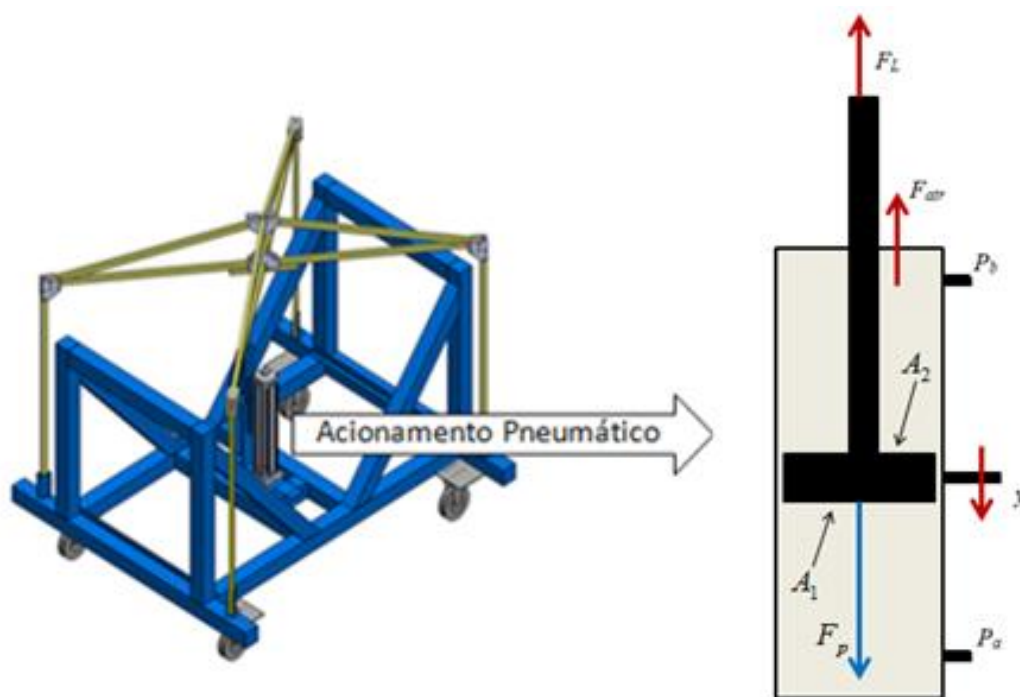


Figura 1: Vista isométrica da bancada de ensaio de estruturas.

O atuador pneumático funciona com o ar comprimido que é fornecido à servoválvula a uma dada pressão de suprimento (p_s) antecipadamente regulada. Durante a operação, o controlador gera uma tensão de controle u , que energiza as bobinas do solenoide da válvula de modo que uma força magnética resultante é aplicada no carretel da servoválvula, produzindo o deslocamento x_v do carretel. Este, ao ser deslocado, abre os orifícios de controle para que uma das câmaras do cilindro seja ligada à linha de pressão de suprimento e a outra seja ligada à pressão atmosférica (p_{atm}). Dessa forma, produz uma diferença de pressão nas câmaras do cilindro, que resulta em uma força pneumática que movimenta o êmbolo do cilindro e gera um deslocamento y , positivo ou negativo, dependendo do sinal de entrada.

3. MODELAGEM MATEMÁTICA DO ATUADOR PNEUMÁTICO

Esta seção apresenta a modelagem matemática que descreve o comportamento dinâmico do atuador pneumático e suas principais características não lineares. O modelo proposto é de 5ª ordem e apresenta a combinação da dinâmica da válvula com a dinâmica do cilindro, bem como, o modelo dinâmico do atrito, considerando-se como hipóteses que o ar funciona como um gás perfeito; o sistema é considerado adiabático, ou seja, com trocas de calor desprezíveis através das paredes do cilindro; a temperatura do ar de suprimento é constante; os vazamentos internos que ocorrem na válvula são desconsiderados; o atrito entre o pórtilo da válvula e o carretel não é considerado.

Considera-se neste modelo as principais não linearidades da zona morta, a equação da vazão mássica, a equação do movimento incluindo o atrito dinâmico.

A não linearidade da zona morta que é considerada como sendo uma sobreposição do ressalto do carretel da servoválvula em relação ao orifício de passagem do ar sob pressão, já que a largura do ressalto do carretel é maior que a largura do orifício. A presença da zona morta nas servoválvulas gera limitações significativas no desempenho de controladores por realimentação, principalmente no que diz respeito à minimização do erro de posicionamento e de seguimentos de trajetórias, diante disso, se faz necessário a utilização de metodologias de identificação e compensação dessa não linearidade. A eq. (1) descreve tal não linearidade:

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

Onde zmd é o limite direito da zona morta, zme é o limite esquerdo da zona morta, U é o sinal de entrada, md é a inclinação direita da zona morta e me a inclinação esquerda da zona morta.

As vazões mássicas são funções não lineares das pressões nas câmaras do cilindro e da tensão u aplicadas a servoválvula. É através da servoválvula que se obtém a vazão mássica a qual é liberada pelos orifícios e põe em funcionamento o cilindro, contudo depende da tensão de controle u e também das pressões nas câmaras deste cilindro. A vazão mássica de ar esta relacionada a variação de pressão nas câmaras do cilindro utilizando-se o princípio da conservação de energia. Com o intuito de facilitar a modelagem matemática da vazão mássica, Endler (2009) apresentou um equacionamento completo através de curvas de pressão em função do tempo levantadas experimentalmente, conforme descrito 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 sinal dadas por:

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

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

onde p_{sup} é a pressão de suprimento, p_{atm} é a pressão atmosférica e β^{ench} e β^{esv} são coeficientes constantes característicos respectivamente do enchimento e do esvaziamento das câmaras do cilindro.

Para determinação da dinâmica das pressões nas câmaras do cilindro utiliza-se a equação da continuidade e a equação do movimento da haste, baseando-se no princípio de conservação de energia, o qual resulta em duas equações não lineares de primeira ordem:

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

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

onde, T é a temperatura do ar de suprimento, $q_{ma} = (dm_a/dt)$ é a vazão mássica na câmara A do cilindro, p_a é a pressão na câmara A do cilindro, $\gamma = C_p/C_v$ é a relação entre os calores específicos do ar, onde C_p é o calor específico do ar à pressão constante, C_v é o calor específico do ar a volume constante, V_a é o volume na câmara A.

O movimento da haste de um cilindro é gerado através das forças aplicadas sobre o êmbolo do cilindro. De maneira geral quando se trabalha com sistemas que envolvam movimento é necessário tratar com muito cuidado os resultados procedentes do atrito, pois este pode causar dificuldades no controle, bem como a degradação do sistema.

A partir da aplicação da 2ª Lei de Newton, tem-se a determinação da equação de equilíbrio dinâmico das forças, dada por:

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

onde M é a massa deslocada composta pelo êmbolo e pela haste do cilindro e \ddot{y} é a aceleração da haste do cilindro pneumático, e F_{atr} é a força de atrito, F_p é a força pneumática, dada pela diferença de pressão nas câmaras do cilindro, ou seja, $A(p_a - p_b)$, logo:

$$F_p = A_1 \cdot p_a - A_2 \cdot p_b \quad (9)$$

Assim, pode-se reescrever a eq. (8) da seguinte forma:

$$\ddot{y} = \frac{1}{M} [(A_1 \cdot p_a - A_2 \cdot p_b) - F_L - F_{atr}] \quad (10)$$

Valdiero (2012) destaca que o atrito é um fenômeno não linear que exibe diversas características não lineares. As características de atrito são em geral dependentes da velocidade, da temperatura, do sentido do movimento, da lubrificação e do desgaste entre as superfícies. As características dinâmicas do atrito são responsáveis por degradações no desempenho do sistema e necessitam serem observadas para uma adequada compensação e consequentemente diminuição de seus efeitos. Contudo, mesmo sendo o atrito um fenômeno bastante estudado por pesquisadores nos últimos anos não se tem um modelo dinâmico aceito universalmente, no entanto a escolha de um modelo mais adequado que inclua todas essas características se dá ao conhecido modelo LuGre, dado pela seguinte equação:

$$F_{atr} = \sigma_0 z + \sigma_1 \dot{z} + \sigma_2 (\dot{y}(t))^2 \operatorname{sgn}(\dot{y}(t)) \quad (11)$$

onde o parâmetro σ_0 representa o coeficiente de rigidez das deformações microscópicas entre as superfícies de contato, z é um estado interno não mensurável que representa a deformação média que entre as superfícies e σ_1 é o coeficiente de amortecimento associado à taxa de variação z , σ_2 é o coeficiente de arraste, \dot{y} é a velocidade relativa entre as superfícies e a função sinal $\operatorname{sgn}(\dot{y}(t))$ que tem a finalidade de manter a característica do elemento. Sendo que a força de atrito é composta por três parcelas, a primeira proporcional às médias das deformações ($\sigma_0 z$), a segunda proporcional à taxa de variação das deformações ($\sigma_1 \dot{z}$) a terceira delas refere-se ao atrito de arraste o qual é causado pela resistência ao movimento de um corpo através de um fluido, sendo proporcional ao quadrado da velocidade.

A dinâmica das microdeformações denotada pela variável não mensurável z é modelada através da seguinte equação:

$$\frac{dz}{dt} = \dot{y} - \alpha(z, \dot{y}) \frac{\sigma_0}{g_{ss}(\dot{y})} |\dot{y}| z \quad (12)$$

onde $g_{ss}(\dot{y})$ representa uma função positiva que descreve parte das características do atrito em regime permanente, descrita por:

$$g_{ss}(\dot{y}) = F_c + (F_s - F_c) e^{-\left(\frac{\dot{y}}{y_s}\right)^2} \quad (13)$$

em que F_c é a força de atrito de Coulomb, F_s é a Força de atrito estático, \dot{y} é a velocidade e y_s é a velocidade de *Stribeck*.

Sendo assim, levando em consideração as não linearidades presentes no sistema dinâmico, propôs-se um modelo matemático descrito por um sistema de equações diferenciais ordinárias de 5ª ordem o qual descreve o servoposicionador pneumático linear, representado na forma de variáveis de estado, em que $y_1 = y$, $y_2 = \dot{y}$, $y_3 = p_a$, $y_4 = p_b$ e $y_5 = z$, tem-se:

$$\dot{y}_1 = y_2 \quad (14)$$

$$\dot{y}_2 = -\frac{F_{atr}(y_5, y_2)}{M} + \frac{A_1}{M} y_3 - \frac{A_2}{M} y_4 \quad (15)$$

$$\dot{y}_3 = -\frac{\gamma A_1}{V_{a0} + A_1 y_1} y_2 y_3 + \frac{\gamma RT}{V_{a0} + A_1 y_1} q_{ma}(U_T, y_3) \quad (16)$$

$$\dot{y}_4 = \frac{\gamma A_2}{V_{b0} - A_2 y_1} y_2 y_4 - \frac{\gamma RT}{V_{b0} - A_2 y_1} q_{mb}(U_T, y_4) \quad (17)$$

$$\dot{y}_5 = y_2 - \alpha(y_5, y_2) \frac{\sigma_0}{g_{ss}(y_2)} \text{sign}(y_2) \quad (18)$$

onde y_1 é a posição do êmbolo, y_2 é a velocidade, y_3 e y_4 as pressões na câmaras A e B do cilindro, e y_5 é a dinâmica das microdeformações, F_{atr} a força de atrito, q_{ma} e q_{mb} são as vazões mássicas nas câmaras A e B do cilindro, A é a área do cilindro, V_{a0} e V_{b0} os volumes das câmaras A e B, respectivamente, T é a temperatura do ar de suprimento, R é a constante universal dos gases, e γ é a relação entre os calores específicos do ar.

4. VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL

Esta seção apresenta os resultados experimentais em malha aberta da dinâmica do movimento do atuador pneumático em estudo e que serviram para identificação dos parâmetros do modelo apresentado na seção anterior. Para os testes experimentais, utilizou-se uma bancada composta por um microcomputador interligado a uma placa dSPACE 1104 responsável pela captura e armazenagem dos dados, a qual utiliza a integração dos softwares Matlab/Simulink e ControlDesk, uma servoválvula proporcional e um atuador pneumático de dupla ação e haste simples, acoplado a um sensor de posição, conforme mostrado na Fig. 2:

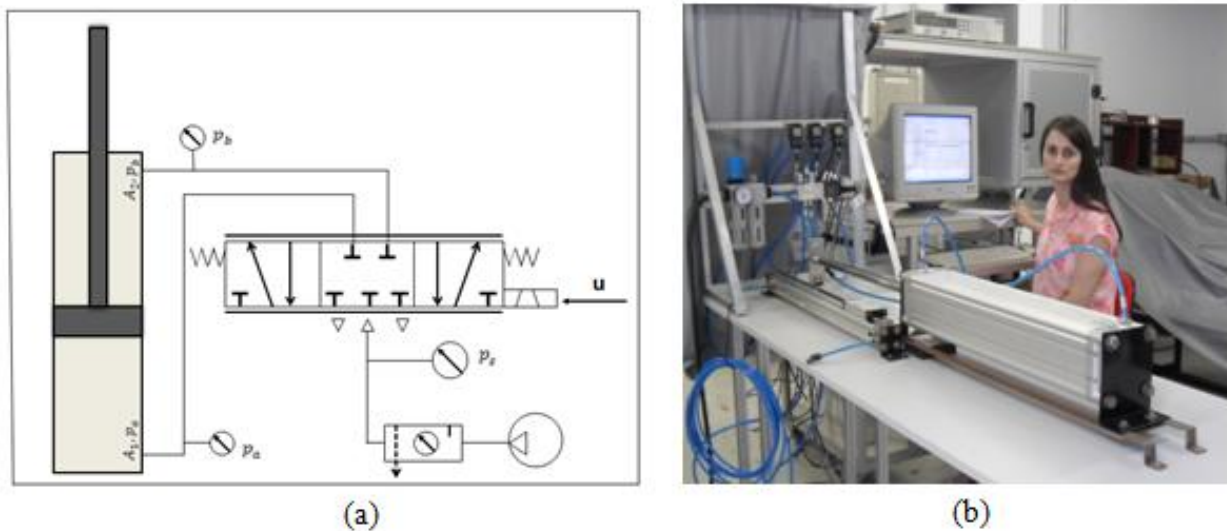


Figura 2: Atuador Pneumático: (a) desenho do circuito pneumático conforme norma ISO1219 e (b) fotografia da bancada de testes para aquisição de dados experimentais.

A Tabela 1 apresenta os parâmetros do atuador pneumático, os quais foram obtidos através de medições nos testes experimentais com a bancada mostrada na Fig. 2-(b) e nos catálogos do fabricante.

Tabela 1: Parâmetros do Atuador Pneumático

Descrição dos Parâmetros	Simbologia	Valor
Relação entre calores específicos do ar (adimensional)	γ	1.4
Área do êmbolo (m ²)	A_1	$7,9 \times 10^{-3}$
Área do êmbolo descontada a haste (m ²)	A_2	$7,4 \times 10^{-3}$
Massa acoplada (kg)	M	6,03
Pressão de suprimento (Pa)	P_s	7×10^5
Pressão atmosférica (Pa)	p_{atm}	1×10^5
Volume na câmara A (m ³)	V_{A0}	$1,9958 \times 10^{-3}$

Volume na câmara B (m^3)	V_{B0}	$1,8723 \times 10^{-3}$
Curso total (m)	L	0,5

Para a identificação dos parâmetros do modelo em estudo, foram capturados vários experimentos variando o sinal de controle de abertura da válvula de velocidades baixas até a máxima velocidade de trabalho do sistema. Apresenta-se a seguir a validação do modelo matemático adotado de 5ª ordem para o movimento de avanço do cilindro. Para a validação deste modelo utilizou-se um sinal de controle de 4,1 volts para o avanço. Também foram estimadas as pressões iniciais para as simulações numéricas computacionais, a fim de obter a validação do modelo matemático adotado. Os gráficos das Figuras 3, 4 e 5 ilustram os resultados obtidos com entrada em degrau de 4,1 Volts.

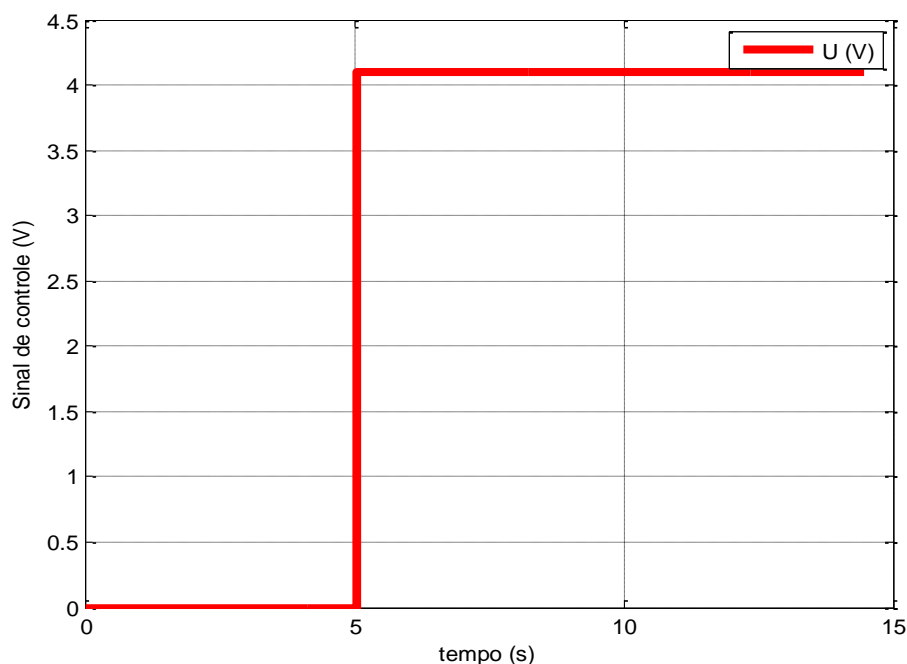


Figura 3: Gráfico do sinal controle com entrada de 4.1 Volts

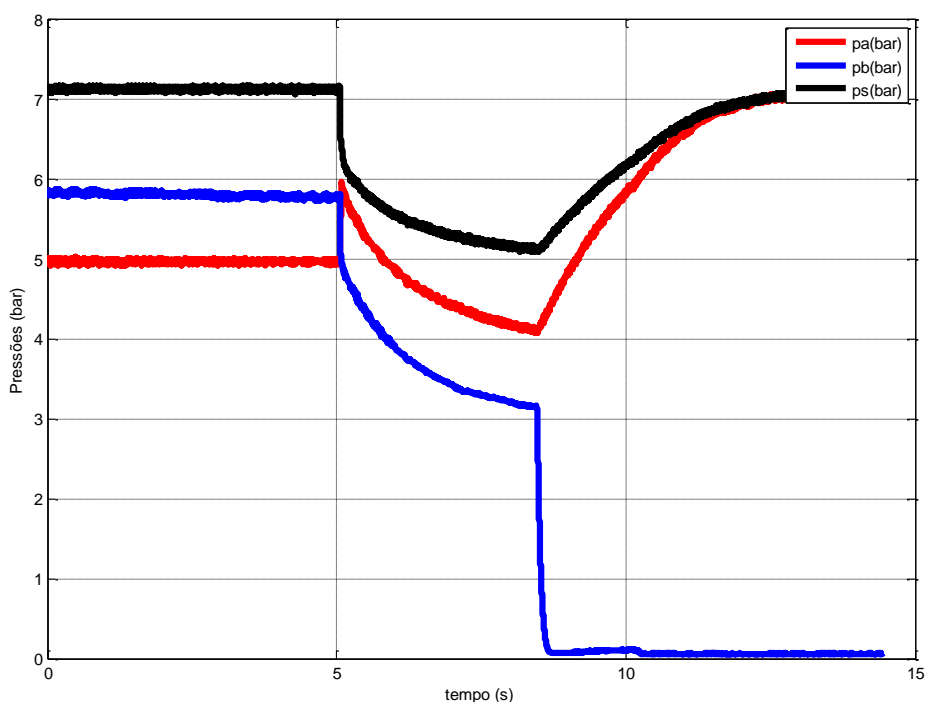


Figura 4: Gráfico da dinâmica das pressões

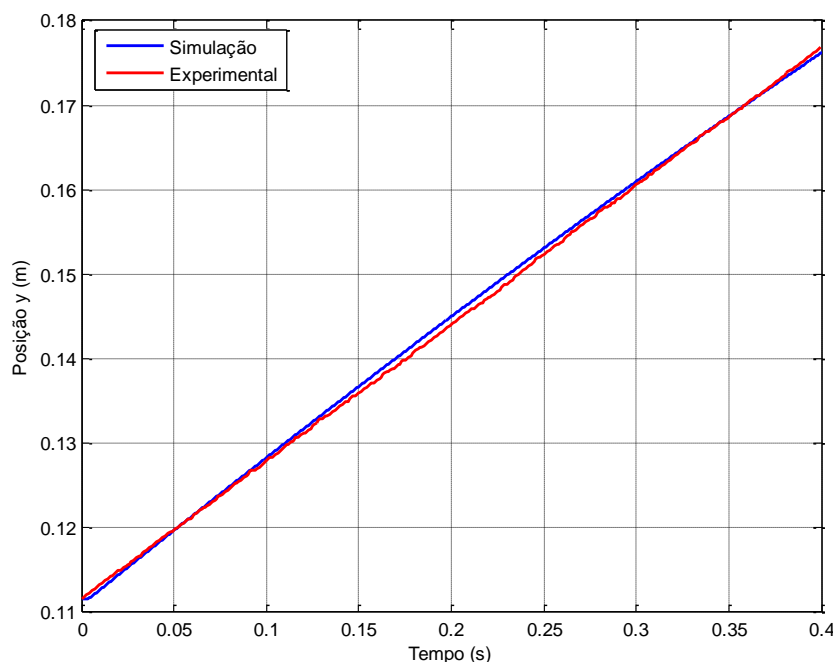


Figura 5: Gráfico comparativo do teste experimental com a simulação computacional do modelo de 5ª Ordem para o movimento de avanço

A Figura 5 mostra o gráfico comparativo da simulação computacional do modelo matemático de 5ª. ordem e dos resultados do teste experimental em malha aberta que permite ilustrar as características o sistema dinâmico e a validação da modelagem.

5. CONCLUSÕES

Foi desenvolvida a modelagem matemática para um atuador pneumático utilizado numa bancada de ensaio de pórticos. Os resultados de testes experimentais em malha aberta permitiram identificar os parâmetros do modelo da dinâmica do movimento do atuador pneumático em estudo. Foram apresentados os resultados do teste com entrada em degrau de 4.1 Volts. Os resultados ilustram a eficiência da metodologia proposta para o desenvolvimento do modelo matemático e permitem observar o comportamento dinâmico do atuador pneumático. O trabalho prevê futuras aplicações em problemas da indústria tanto para auxílio ao projeto de acionamentos pneumáticos como para uso em estratégias de controle baseado em modelo.

6. AGRADECIMENTOS

O presente trabalho foi realizado com apoio do CNPq, Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico – Brasil, por meio de bolsas e de auxílio financeiro no projeto “Concurso de Pórticos” (Processo: 409998/2013-3, Edital N° 18/2013 MCTI/CNPq/SPM-PR/Petrobras - Meninas e Jovens Fazendo Ciências Exatas, Engenharias e Computação). Os autores também são agradecidos à Fundação de Amparo a Pesquisa do Rio Grande do Sul (FAPERGS) pelas bolsas e o auxílio financeiro no projeto “Desenvolvimento de Estruturas Mecânicas Criativas” (Processo: 0331-2551/14-7, Edital CAPES/FAPERGS 15/2013: Programa de Iniciação em Ciências, Matemática, Engenharias, Tecnologias Criativas e Letras – PICMEL), e à UNIJUÍ pela infraestrutura do Núcleo de Inovação em Máquinas Automáticas e Servo Sistemas (NIMASS) instalado no Campus Panambi.

REFERÊNCIAS

- Endler, L., 2009. *Modelagem da vazão mássica de uma servoválvula pneumática e sua aplicação no controle ótimo de um servoposicionador pneumático*. Dissertação (Mestrado em Modelagem Matemática) – Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Ijuí, 119f.
- Le, Q. M., et al, 2013. *Bilateral Control of Nonlinear Pneumatic Teleoperation System With Solenoid Valves*, IEEE Transactions on Control Sytems Technology, vol. 21, pp. 1463-1470,
- Qiong, W, 2011. *Modeling and Analysis of Pneumatic Loading System*, IEEE International Conference on Control Applications, pp. 642 – 646.
- Laghrouche, S., Ahmed, S. F., and Mehmood, A. 2013. *Pressure and Friction Observer-Based Backstepping Control for a VGT Pneumatic Actuator*. IEEE Transactions on Control Systems, pp. 1 – 11.

- Nishioka, Y., Suzumori, K., Kanda, T. and Wakimoto, S. 2010. *A New Control Method Utilizing Multiplex Air Vibration for Multi-DOF Pneumatic Mechatronics Systems*. IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, Taipei, Taiwan, pp. 3037 – 3042.
- Pradipta, J., Klunder, M., Weickgenannt, M. and Sawodny, O. 2013. *Development of a pneumatically driven flight simulator Stewart platform using motion and force control*. IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM), Wollongong, Australia, pp. 158 – 163.
- Ritter, C. S. 2010. *Modelagem matemática das características não lineares de atuadores pneumáticos*. Dissertação (Mestrado em Modelagem Matemática) – Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Ijuí, 90f.
- Shen, J. C.; Lu, Q. Z.; Wu, C. H. and Jywe, W. Y. 2013. *Sliding-Mode Tracking Control With DNLRX Model-Based Friction Compensation for the Precision Stage*. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, pp. 1 – 10.
- Sobczyk, M. R. 2009. *Controle em Cascata e a Estrutura Variável com Adaptação de Parâmetros e Compensação de Atrito de um Servoposicionador Pneumático*. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre.
- Valdiero, A. C. et al. 2011. *Non Linear Mathematical Modeling in Pneumatic Servo Position Applications*, Mathematical Problems in Engineering”, (Online), pp.1 – 16.
- Valdiero, A. C. 2012. *Modelagem Matemática de Robôs Hidráulicos*, Ijuí, Ed. Unijuí, 200p.
- Wang, J.; Yang, L.; Luo, X.; Mangan, S. and Derby, J. W. 2011. *Mathematical Modeling Study of Scroll Air Motors and Energy Efficiency Analysis—Part I*. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, v. 16, p. 112 – 121.

RESPONSABILIDADE AUTURAL

“Os autores: Sandra Edinara Baratto Vieceili, Claudio da Silva dos Santos, Antonio Carlos Valdiero, Angelo Fernando Fiori, Leonardo Bortolon Maraschin, Luiz Antonio Rasia, , são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.”

MATHEMATICAL MODELING OF A PNEUMATIC ACTUATOR FOR A BENCH OF STRUCTURES TESTING

Sandra Edinara Baratto Vieceili, sandra_edinara@hotmail.com¹

Claudio da Silva dos Santos, claudiosilvsant@gmail.com¹

Antonio Carlos Valdiero, valdiero@unijui.edu.br¹

Angelo Fernando Fiori, an@unochapeco.edu.br¹

Leonardo Bortolon Maraschin, leonardo.maraschin@unijui.edu.br¹

Luiz Antonio Rasia, rasia@unijui.edu.br¹

¹ UNIJUÍ – Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul. DCEEng/UNIJUÍ, Campus Panambi, Caixa Postal 121, CEP 98280-000, Panambi – RS, Brasil.

Abstract: This paper is the study of mathematical modeling of a pneumatic actuator responsible for triggering a bench for tests of mechanical structures. Pneumatic actuators have the advantages of being a low cost technology, easy maintenance, good power/weight ratio, fast response, and especially a clean technology that does not pollute the environment. However, for pneumatic actuators mathematical modeling is complex when compared to other types of drives, since they have severe limitations in control resulting from the highly nonlinear characteristics. The methodology used to develop the mathematical modeling of the pneumatic actuator comprises the steps of literature review, the systematization of the constitutive equations of the system itself, including the nonlinearities and the determination parameters of the dynamic system. The main objective of this study is the mathematical modeling of the pneumatic actuator using a nonlinear mathematical model of 5th order, which includes the nonlinearities present in the system, as well as the identification of the model parameters under study. The results illustrate the features of the developed mathematical model. A bench for testing of mechanical structures is being developed with support from MCTI/CNPq/SPM-PR/Petrobras (public notice n°. 18/2013) and CAPES/FAPERGS (public notice n° 15/2013).

Keywords: Pneumatic Actuator, Mathematical Modeling, Dynamic Characteriscts.