

CONEM 2016
CONGRESSO NACIONAL DE
ENGENHARIA MECÂNICA

21-25
AGOSTO DE 2016
FORTALEZA - CEARÁ

VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL PARA APLICAÇÃO DE FORÇA EM UMA BANCADA DE ENSAIOS DE ESTRUTURAS COM ACIONAMENTO PNEUMÁTICO

Sandra Edinara Baratto Vicelli, sedinara@uri.edu.br¹

Antonio Carlos Valdiero, valdiero@unijui.edu.br¹

Luiz Antonio Rasia, rasia@unijui.edu.br¹

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

Resumo: O presente trabalho trata da modelagem matemática de um atuador pneumático responsável pelo acionamento de uma bancada para ensaios de estruturas mecânicas. Os atuadores pneumáticos são utilizados na maioria das instalações industriais e nos campos da automação e da robótica pelas diversas vantagens que o caracterizam. Dentre estas vantagens considera-se 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 no controle decorrente das características não lineares inerentes ao sistema. A modelagem matemática é muito importante para entendimento e previsão do comportamento dinâmico de atuadores pneumáticos e pode contribuir para a adequada aplicação e desempenho em sistemas automáticos, principalmente na definição de estratégias de controle. O principal objetivo desse trabalho é a formulação de um modelo matemático não linear completo de 5ª ordem que representa o comportamento dinâmico do atuador pneumático e a realização de testes de controle de força em malha aberta variando-se a pressão de suprimento do sistema. As contribuições principais deste trabalho são a modelagem e identificação das características não lineares do atrito no atuador utilizado para a aplicação de forças, bem como a sistematização do modelo matemático completo, sua simulação computacional e validação experimental. Os resultados obtidos ilustram as características do modelo matemático desenvolvido.

Palavras-chave: Validação Experimental, Modelagem Matemática, Atuador Pneumático.

1. INTRODUÇÃO

Devido o 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 no setor industrial e de automação, por se tratar de 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 (Nishioka *et al.*, 2010; Lee *et al.*, 2010; Valdiero *et al.*, 2011; Qiong *et al.*, 2011; Wang *et al.*, 2011). A utilização do ar comprimido como fonte de energia apresenta grandes vantagens, tratando-se de uma tecnologia limpa onde não existe o risco de contaminação do ambiente como acontece com a energia hidráulica, destaca, Moreira (2012). Além das vantagens citadas acima os atuadores pneumáticos, segundo, (Le *et al.*, 2013), em comparação com atuadores elétricos tem maior proporção de força para massa e pode gerar mais força sem qualquer mecanismo de redução.

Contudo, 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 inerentes ao sistema. Dentre essas não linearidades, pode-se destacar a compressibilidade do ar (Suzuki, 2010), a vazão mássica nos orifícios da válvula e a zona morta (Valdiero *et al.*, 2011), além do atrito entre as partes móveis e as vedações do atuador que também exibe características não lineares, tornando difícil o controle do sistema, (Bavaresco, 2007).

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. Valdiero (2012) enfatiza que o atrito é um fenômeno 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.

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).

Dessa forma, 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 presente trabalho trata da modelagem matemática e da validação experimental do atuador pneumático de dupla ação e haste simples utilizado no sistema mecatrônico para acionamento de uma bancada de ensaios de estruturas

Este trabalho inicia com uma breve descrição da bancada de ensaios de estruturas e do atuador pneumático, seção 2. A seção 3 apresenta a modelagem matemática e o estudo de suas características não lineares. A seção 4 apresenta os resultados obtidos na modelagem matemática e nas simulações computacionais e experimentais. Por fim, apresentam-se as conclusões.

2. DESCRIÇÃO DA BANCADA DE ENSAIOS DE ESTRUTURAS E DO ATUADOR PNEUMÁTICO

A bancada de ensaios em estudo é formada por uma estrutura mecânica composta de colunas e vigas, um atuador pneumático, uma válvula direcional que permite regular a entrada e a saída de ar nas câmaras do cilindro e um sensor de posição que define a posição de deslocamento da haste do cilindro pneumático.

Esta bancada de ensaio para pórticos tem fins didáticos e de pesquisa e foi desenvolvida para os testes de controle. 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 que a estrutura resiste e da deflexão central da estrutura.

A Figura 1 ilustra o desenho esquemático da bancada, bem como a fotografia da bancada experimental utilizada para testes experimentais com aplicação de força de carga.

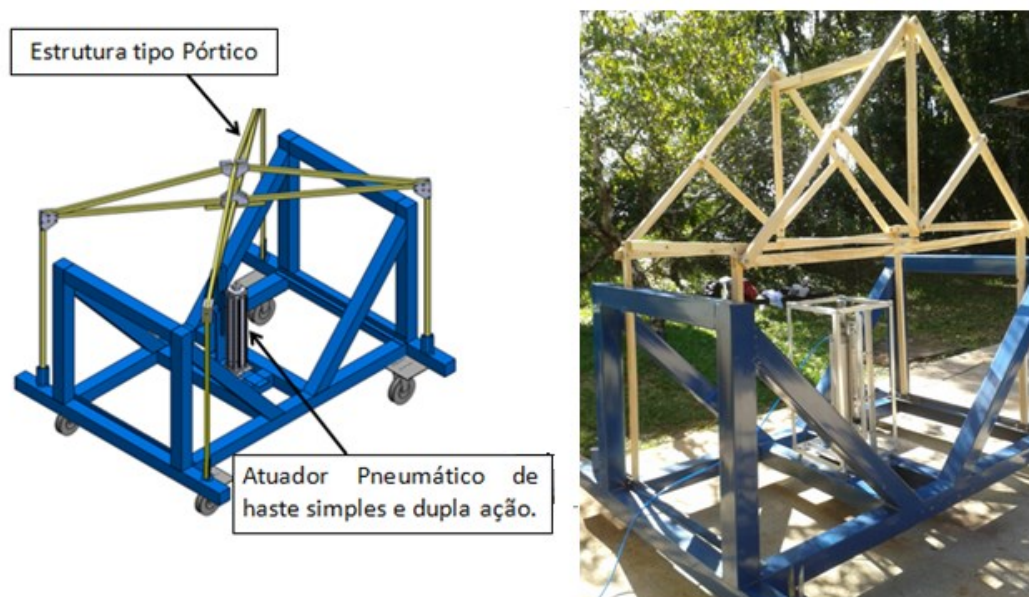


Figura 1. Vista isométrica da bancada de ensaio de estruturas (a) desenho, (b) fotografia da bancada de pórticos.

Para o acionamento desta estrutura será utilizado um servoposicionador pneumático de dupla ação e haste simples e uma servoválvula de controle direcional, conforme ilustrado na Fig. 2.

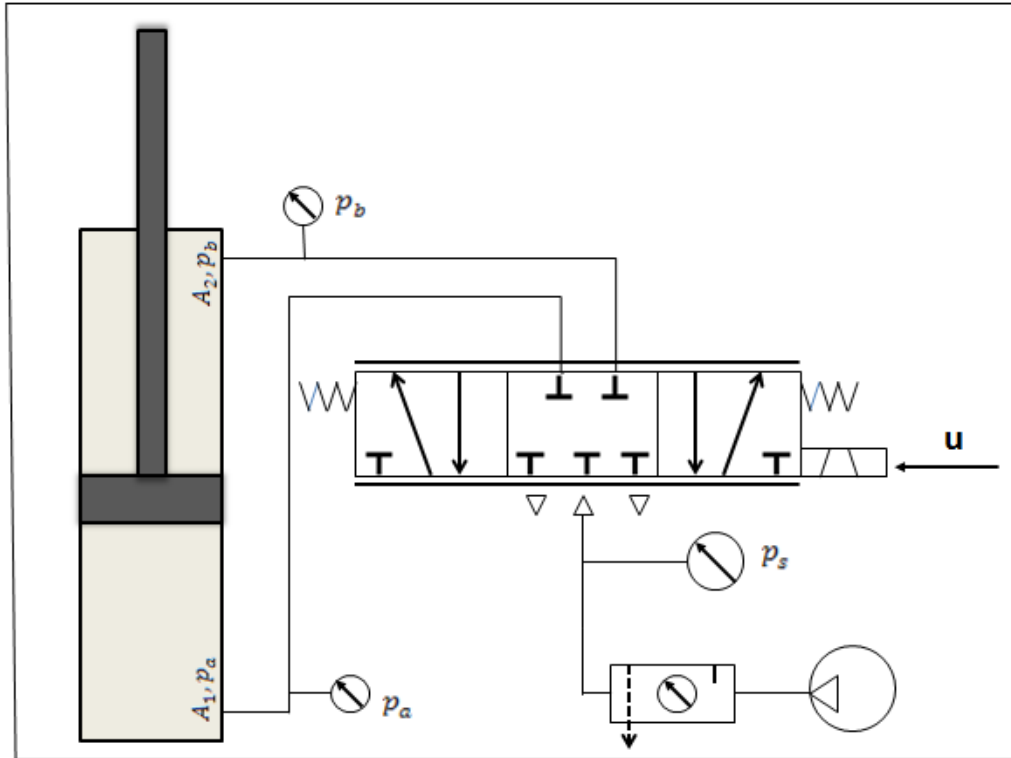


Figura 2. Desenho esquemático do Atuador Pneumático (ISO 1219)

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.

Na Tabela 1 estão descritas as especificações técnicas dos principais componentes utilizados na bancada experimental, bem como seus fabricantes.

Tabela 1. Principais componentes da bancada experimental

Descrição do Componente	Fabricante	Código	Especificações
Servoválvula de Controle Direcional	Festo	MPYE-5-1/8-HF-010B	5 vias e 3 posições Vazão = 700l/min
Cilindro Pneumático	Festo	DCN-100-500-PPV	Curso = 0,5 m
Unidade de Conservação	Festo	LFR-D 5M-MIDI C143	0,5....7 bar Vazão máxima de 160 l/min

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 pórtico 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 obtêm 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:

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

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

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 as médias das deformações ($\sigma_0 z$), a segunda proporcional a 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:

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

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 $\dot{y}_s$ 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:

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

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

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

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

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

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,

Para a resolução do sistema de equações diferenciais foi utilizado o método de integração Runge-Kutta com o passo de 0,001 segundos. A metodologia dos testes experimentais consistiu em posicionar o êmbolo do cilindro nas extremidades do curso (posição recuado $y = -0,25\text{m}$ e posição avançado $y = 0,25\text{m}$) aplicar um sinal de controle em degrau que possibilita a análise do comportamento das variáveis de estado do atuador pneumático em diferentes partidas.

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. O gráfico mostrado na Fig. 3 ilustra os resultados obtidos com entrada em degrau de 4,1 Volts.

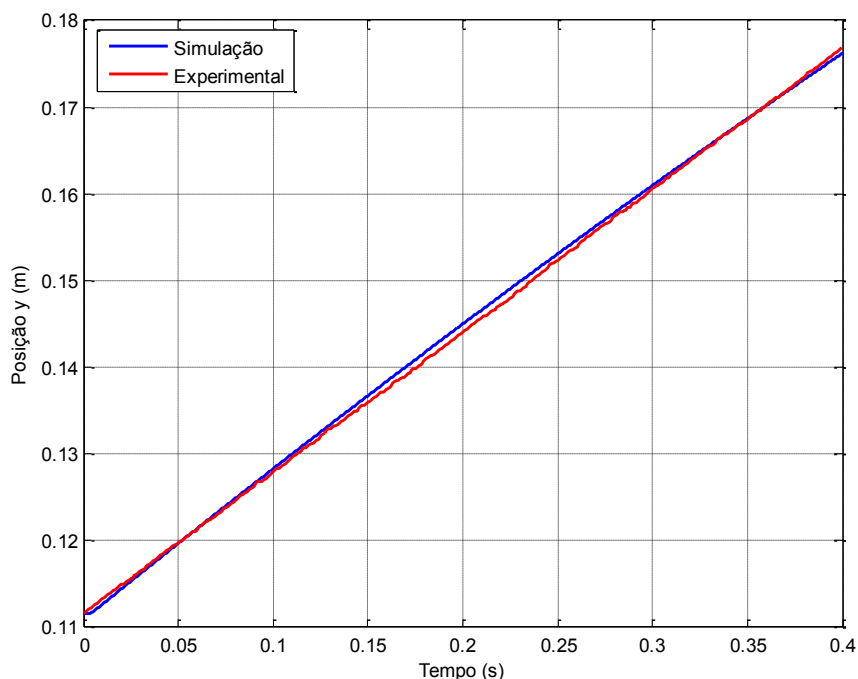


Figura 3. Gráfico comparativo do teste experimental com a simulação computacional do modelo de 5ª Ordem para o movimento de avanço

A Figura 3 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.

4.1. Teste Experimental de uma Estratégia para Aplicação de Forças

Esta seção apresenta os resultados dos testes experimentais realizados na bancada de testes para estruturas com aplicação de força. A metodologia adotada para os testes experimentais consistiu primeiramente em centrar o êmbolo do cilindro na posição $y = 0$ em malha fechada, com pressão de suprimento igual a 0,5 bar. A partir do cilindro centrado realizaram-se os testes para força de carga, sendo que o procedimento para estes testes consistiu em abrir toda a válvula no sentido de recuo, $u = -10$ volts, e variar a pressão de suprimento em malha aberta, e assim realizar a aquisição das variáveis, tempo, posição, pressões e força pneumática.

O principal objetivo dos testes experimentais realizados é verificar qual a força máxima de carga suportada pela estrutura adotada, para isso foram realizados vários testes variando a pressão de suprimento desde a mais baixa até a mais alta suportada pelo sistema.

Em seguida foi realizado o teste experimental com pressão de suprimento regulada em 2,05 bar. Os gráficos a seguir ilustram o momento em a estrutura não resiste a força de carga exercida e quebra. A Figura 4 mostra o momento em que a pressão de suprimento foi regulada em de 2,05 bar.

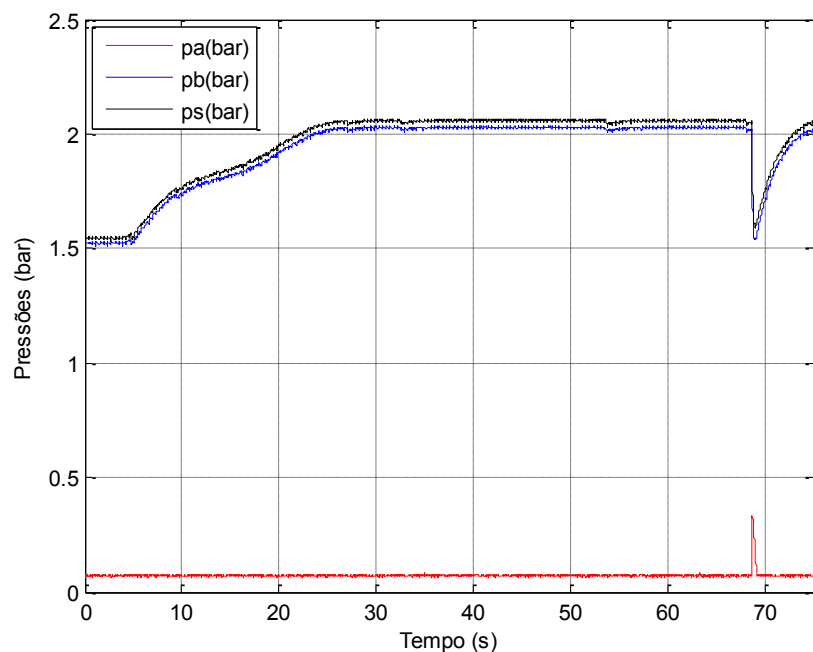


Figura 4. Dinâmica das pressões com pressão de suprimento regulada em 2,05 bar

A Figura 5 mostra a força pneumática exercida e a Fig.6 mostra a posição do êmbolo no momento da quebra da estrutura de madeira.

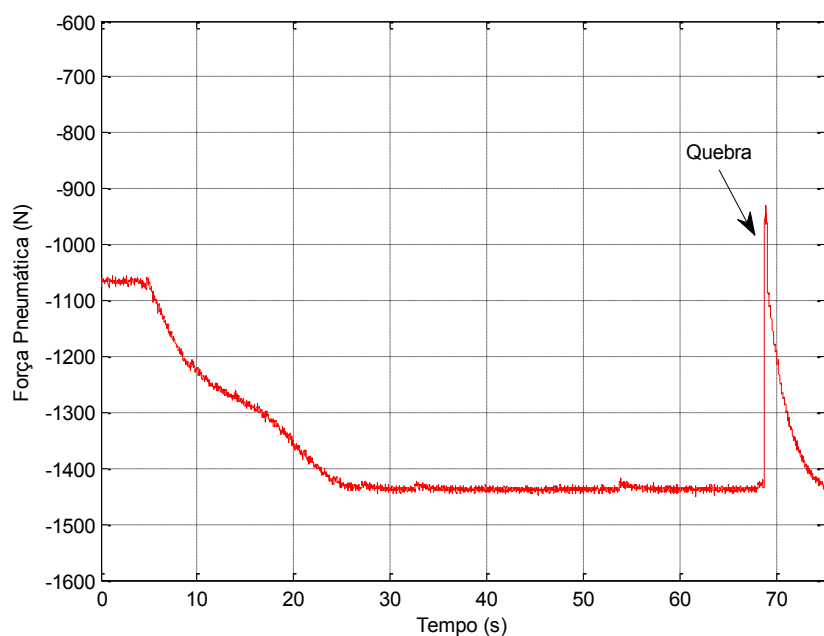


Figura5. Força pneumática gerada a partir da pressão de suprimento de 2,05 bar

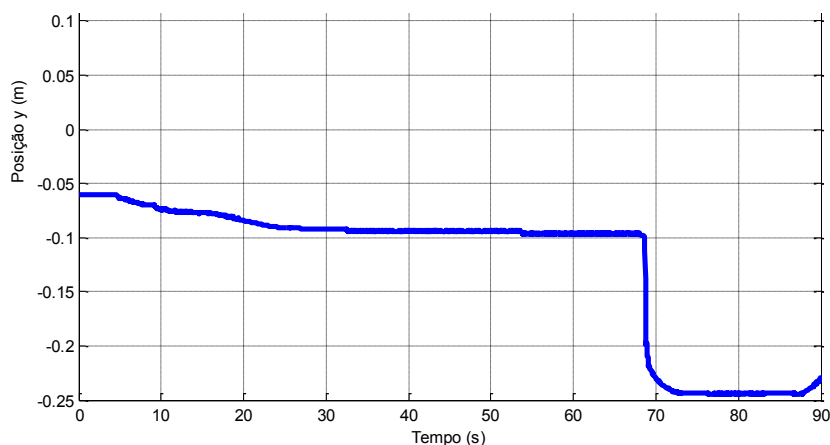


Figura 6. Posição do êmbolo para a força pneumática exercida

Analisando os gráficos acima pode-se verificar que a estrutura de madeira resistiu a uma força pneumática de aproximadamente 1440 N.

A partir dos dados coletados através dos testes experimentais de aplicação de força de carga foi possível traçar uma reta com os pontos obtidos e dessa forma encontrar a constante elástica de rigidez da estrutura. A Tabela 2 apresenta os pontos considerados nos testes experimentais.

Tabela 2. Valores obtidos experimentalmente da força pneumática em função da deformação da estrutura

Testes Experimentais	Força Pneumática (N)	Deformação da estrutura (m)
Teste 1	-407	-0,015
Teste 2	-740	-0,04
Teste 3	-1070	-0,06

A Figura 7 mostra o gráfico da força pneumática em função da deformação da estrutura durante o teste de ensaio da estrutura de madeira.

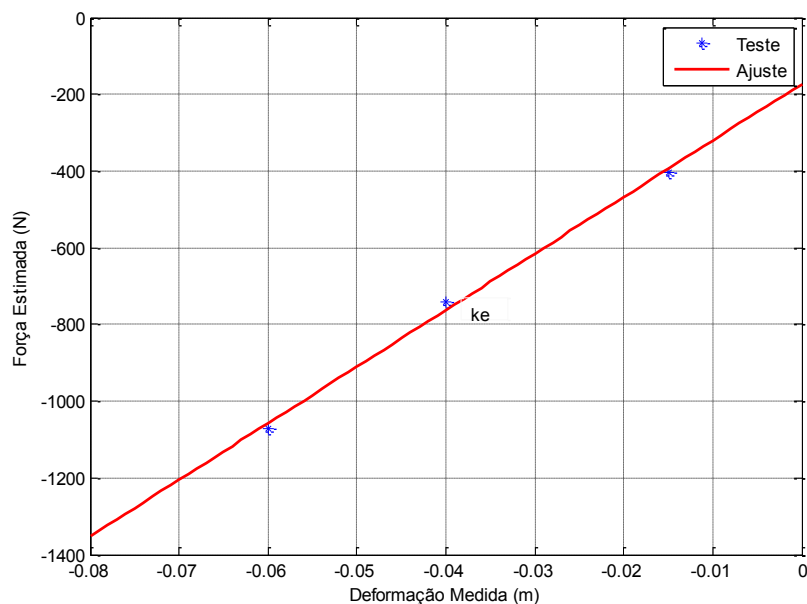


Figura 7. Gráfico da força pneumática em função da deformação vertical da estrutura

A partir deste gráfico pode-se estimar o coeficiente de rigidez da estrutura, $K_e = 14744,26 \text{ N/m}$. Para a validação do modelo escolheu-se o experimento em que a pressão de suprimento foi regulada em 1,1 bar. A Figura 8 representa a validação do modelo matemático da força pneumática em função do tempo.

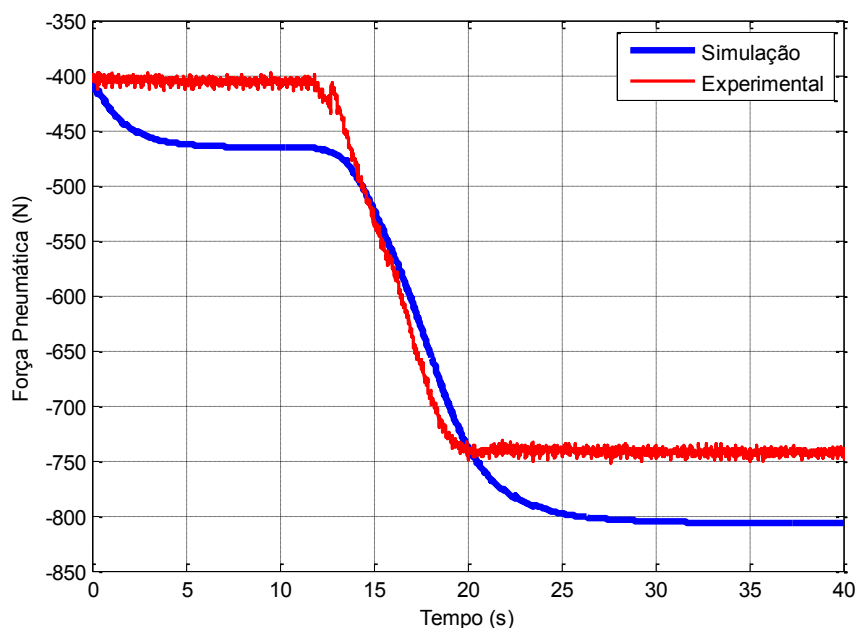


Figura 8. Gráfico comparativo do teste experimental com a simulação computacional da força pneumática em função do tempo.

Os resultados experimentais e computacionais mostraram uma boa aproximação, porém percebe-se que a uma diferença entre o gráfico experimental e computacional que deve ser considerada, decorrente do comportamento da dinâmica das pressões e do atrito dinâmico.

5. CONCLUSÃO

Este trabalho apresentou as etapas da modelagem matemática e da aplicação de força para um atuador pneumático de dupla ação e haste simples, utilizado no sistema mecatrônico de uma bancada para ensaio de estruturas do tipo pórtico. Os resultados de testes experimentais em malha aberta permitiram identificar os parâmetros do modelo da dinâmica do movimento do atuador pneumático em estudo, bem como, a aplicação de força de carga para a bancada de ensaios de estruturas. Os resultados ilustram a eficiência da metodologia proposta para o desenvolvimento do modelo matemático e permitem observar o comportamento dinâmico do atuador pneumático. Buscou-se contribuir para melhoria do conhecimento e consequentemente para a precisão e o bom desempenho de sistemas mecatrônicos com acionamento por atuador pneumático.

6. AGRADECIMENTOS

O presente trabalho foi realizado com apoio do CNPq, Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico – Brasil, por meio de bolsas (de Produtividade DT-2, de Mestrado, de Iniciação Científica, de Iniciação Tecnológica e Industrial, de Apoio Técnico em Extensão) 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.

7. REFERÊNCIAS

- Bavaresco, D., 2007, “Modelagem matemática e controle de um atuador pneumático”. Dissertação (Mestrado em Modelagem Matemática) – Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Ijuí, 107f.
- Laghrouche, S; Ahmed S. F; Mehmood, A, 2013, “Pressure and Friction Observer-Based Backstepping Control for a VGT Pneumatic Actuator”, IEEE Transactions on Control Systems, pp. 1 – 11.
- Le, Q. M, et al, 2013. “Bilateral Control of Nonlinear Pneumatic Teleoperation System With Solenoid Valves”, IEEE Transactions on Control Systems Technology, vol. 21, pp. 1463-1470,
- Lee, L. W.; LI, I. A, 2010. “Fourier Series-based Adaptive Sliding-Mode Controller for Nonlinear Pneumatic Servo Systems”, IEEE International Conference on Control Applications.

- Moreira, L. C. F. 2012, “Caracterização Experimental de um Atuador Pneumático de Baixo Atrito”, Dissertação de Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, Universidade do Porto, 104f.
- 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; 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.
- Qiong, W; and Jiao, Z., 2011, “Modeling and Analysis of Pneumatic Loading System”, IEEE International Conference on Control Applications, pp. 642 – 646.
- Shen, J. C; Lu, Q. Z; Wu, C. H; 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, 222p.
- 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.
- Valdiero A. C; Ritter C. S; Rios C. F. and Rafikov M., 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. Unijui, 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.

8. RESPONSABILIDADE AUTORAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

EXPERIMENTAL VALIDATION FOR FORCE APPLICATION IN A STRUCTURES TEST PNEUMATICALLY ACTUATED BENCH

Sandra Edinara Baratto Viecelli, sedinara@uri.edu.br¹

Antonio Carlos Valdiero, valdiero@unijui.edu.br¹

Luiz Antonio Rasia, rasia@unijui.edu.br¹

¹ UNIJUI – Regional University of Northwestern Rio Grande do Sul State, DCEEng/UNIJUI, Campus Panambi, Caixa Postal 121, CEP 98280-000, Panambi – RS, Brazil

Abstract. *This work addresses with the mathematical modeling of a pneumatic actuator responsible for actuating of a bench for mechanical structures testing. Pneumatic actuators are used in most industrial facilities and in the fields of automation and robotics by several advantages that characterize it. Among these benefits is considered a low-cost technology, easy maintenance, good power / weight ratio, fast response and especially a clean technology. However, for pneumatic actuators mathematical modeling is complex compared to other types of drives, since they have limitations in control resulting from the non-linear characteristics inherent in the system. Mathematical modeling is very important for understanding and predicting the dynamic behavior of pneumatic actuators and can contribute to the proper implementation and performance in automated systems, particularly in defining control strategies. The aim of this work is the formulation of a complete nonlinear mathematical model of 5th order representing the dynamic behavior of the pneumatic actuator and the holding force control tests in open loop by varying the system supply pressure. The main contribution of this work is the modeling and identification of nonlinear characteristics of friction in the actuator used to apply forces, and the systematization of the complete mathematical model, a computer simulation and experimental validation. The results illustrate the characteristics of the developed mathematical model.*

Keywords: *Experimental validation, Mathematical Modeling, Pneumatic Actuator.*