

CONTROLE EM MALHA FECHADA DE UM SERVOPOSICIONADOR PNEUMÁTICO

Eduardo A. Perondi

Raul Guenther

UFSC - Universidade Federal de Santa Catarina

Laboratório de Robótica

Centro Tecnológico – Trindade – Florianópolis - SC – Brasil

Resumo. *Posicionadores pneumáticos são relativamente baratos, leves e de fácil instalação, apresentando também uma relação de força de saída por unidade de peso que os tornam bastante atraentes para aplicações em robótica. Porém, quando uma grande largura de banda de passagem é necessária em sistemas com controle de posição, as não-linearidades presentes nos sistemas pneumáticos dificultam sua aplicação. Em diversos trabalhos busca-se superar estas dificuldades utilizando realimentação com algoritmos de controle adequados. Neste estudo foram testados e comparados algoritmos clássicos de controle (P, PVA, PΔP) através de um modelo dinâmico não-linear. Estes esquemas de controle foram posteriormente implementados em uma bancada pneumática experimental.*

Palavras-chave: *Automação e robótica, Instrumentação e controle, Projeto de sistemas mecânicos.*

1. INTRODUÇÃO

As não-linearidades associadas à compressibilidade do ar e ao atrito entre o êmbolo e a camisa do cilindro atuador em conjunção com os atrasos devidos à baixa velocidade de propagação das ondas de pressão no ar, tornam os sistemas pneumáticos difíceis de serem controlados adequadamente. O objetivo de desenvolver um posicionador rápido e preciso tem motivado diversos trabalhos em controle de atuadores pneumáticos. Busca-se superar os problemas introduzidos pelas não linearidades através de uma realimentação adequada.

Dentro desta linha foi construída uma bancada experimental com um sistema pneumático de posicionamento no Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos da UFSC (LASHIP), na qual foram estudados aspectos relacionados ao atrito no cilindro do atuador (Santos, 1996), e uma metodologia de modelagem para a servoválvula (Vieira, 1998).

Este trabalho descreve um passo adicional nesta pesquisa, apresentando a síntese do modelo construído usando a metodologia de Vieira (1998) e sua utilização na simulação em malha fechada com algoritmos de controle clássicos. Os resultados destas simulações são comparados com os resultados de testes experimentais e demonstram a utilidade do modelo na sintonia dos ganhos do controlador.

2. SISTEMA PNEUMÁTICO DE POSICIONAMENTO

O sistema em estudo está ilustrado na Fig.1. Uma servoválvula proporcional 5/3 (MPYE-5-1/8 FESTO) opera um cilindro de dupla ação com transmissão de movimento por fita com diâmetro interno de 0,025 m e curso 1 m (DGPL-1000 FESTO).

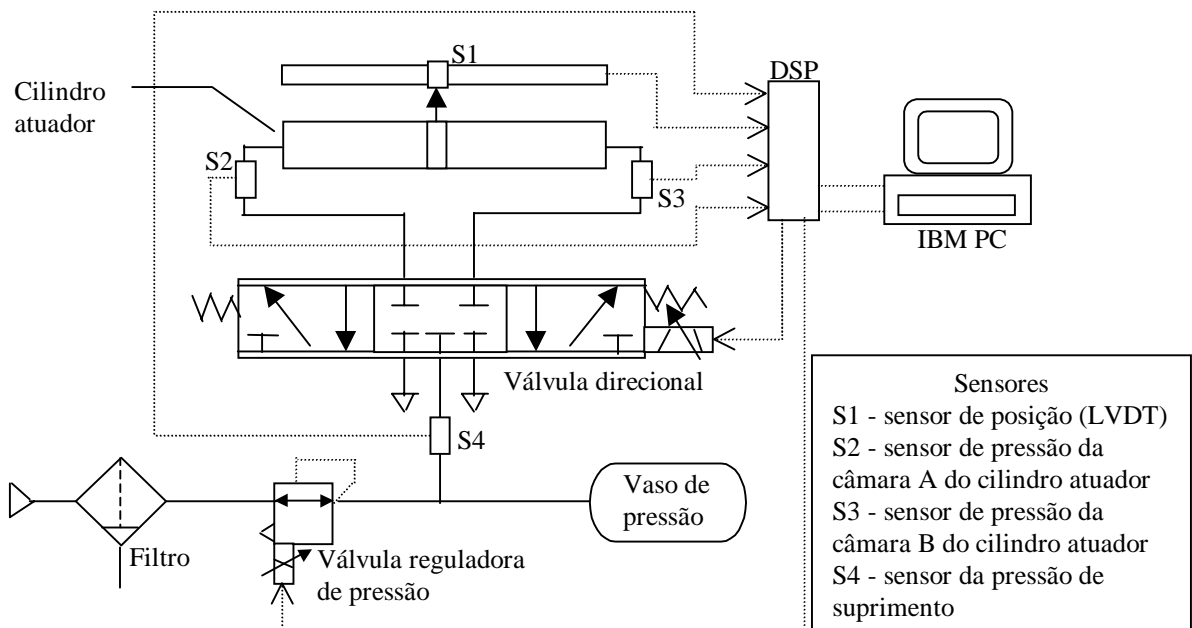


Figura 1- Esquema da bancada experimental.

A válvula possui vazão nominal (medida) $Q_N = 7.10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ (420 l/min) independente da pressão de suprimento devido a uma realimentação interna. Este recurso garante também um comportamento aproximadamente linear de abertura da válvula em função da tensão aplicada. Um pequeno sobrepassamento (*overlap*) ocasiona uma zona-morta de cerca de 4%. O êmbolo móvel do cilindro é conectado a um sensor linear (Festo POT-1000-TFL) de curso igual ao do cilindro atuador (1,0 m). Três sensores piezoelétricos de pressão medem a pressão absoluta em cada câmara do cilindro e a pressão manométrica de suprimento. O aparato de controle e aquisição de dados consiste em uma placa de aquisição de dados rápida (dSPACE GmbH – DS1102) acoplada a um microcomputador IBMPC DX266MHz com tempo de amostragem de 1 ms. Nas conversões AD e DA, a placa utilizado apresenta programas auxiliares para gerenciamento da aquisição de dados e módulos de acoplamento para o *MatLab/Simulink*. Assim, os algoritmos em tempo real de medições e controle estão programados via módulo *dSPACE* para o *MatLab/Simulink* (ver dSPACE GmbH, 1996).

3. O MODELO DINÂMICO

O modelo para o posicionador pneumático é obtido a partir da descrição da vazão mássica em cada câmara do cilindro e do equilíbrio de forças no êmbolo. Neste trabalho, a descrição da vazão mássica de ar no cilindro é feita de acordo com Liu e Bobrow (1988). Seguindo este enfoque, também utilizado em Vieira (1998), a relação entre a vazão mássica de ar e a variação da pressão na câmara A (ou câmara B) do cilindro é estabelecida usando a conservação de energia. A energia interna da massa que entra na câmara A do cilindro é $C_p \dot{m}_A T_s$, onde C_p é o calor específico do ar a pressão constante, T_s é a temperatura do ar de suprimento, $\dot{m}_A = (dm_A/dt)$ é a vazão mássica na câmara A. A potência do movimento do pistão é $p_A \dot{V}_A$, onde p_A é a pressão na câmara A e $\dot{V}_A = (dV_A/dt)$ é a vazão volumétrica. A variação na energia interna do volume de controle é $d(C_V \rho_A V_A T_A)/dt$, onde C_V é o calor específico do ar a volume constante e ρ_A é a massa específica do ar. Definindo a relação de calores específicos $r = C_p/C_V$ e lembrando que para um gás ideal a equação da massa específica é $\rho_A = C_V/(RT_A)$, sendo R a constante do gás, pode-se realizar o balanço energético, do qual resulta

$$\dot{m}_A T_s - \frac{p_A}{C_p} \frac{dV_A}{dt} = \frac{1}{rR} \frac{d}{dt} (p_A V_A) \quad (1)$$

onde a potência calorífica dissipada através das paredes do cilindro (\dot{Q}) é desprezada. O volume total na câmara A é dado por $V_A = Ax + V_{A0}$, onde V_{A0} é o *volume morto* na câmara A incluindo as tubulações. A taxa de variação deste volume é $\dot{V}_A = A\dot{x}$, onde $\dot{x} = dx/dt$ é a velocidade do êmbolo e x é o seu deslocamento. Com isso, resolvendo a Eq.1 para \dot{p}_A , após efetuar a derivada do termo da direita, chega-se a

$$\dot{p}_A = \frac{Rr\dot{m}_A T_s - Ap_A \dot{x}}{Ax + V_{A0}} \quad (2)$$

onde foi utilizada a relação $C_p = (rR)/(r-1)$ (veja por exemplo Streeeter, 1981). Sendo L o comprimento útil do cilindro atuador, obtém-se para a câmara B,

$$\dot{p}_B = \frac{Rr\dot{m}_B T_B - Ap_B \dot{x}}{A(x-L) + V_{B0}} \quad (3)$$

O equilíbrio de forças no êmbolo é obtido pela aplicação da 2ª lei de Newton, e resulta

$$\ddot{x} = ((p_A - p_B)A - F_{ext} - F_{atrito})/M \quad (4)$$

onde $(p_A - p_B)A$ é a força resultante da diferença de pressão entre as câmaras, F_{ext} é a força externa aplicada, F_{atrito} é a força de atrito e M é a massa deslocada (ver Fig. 2).

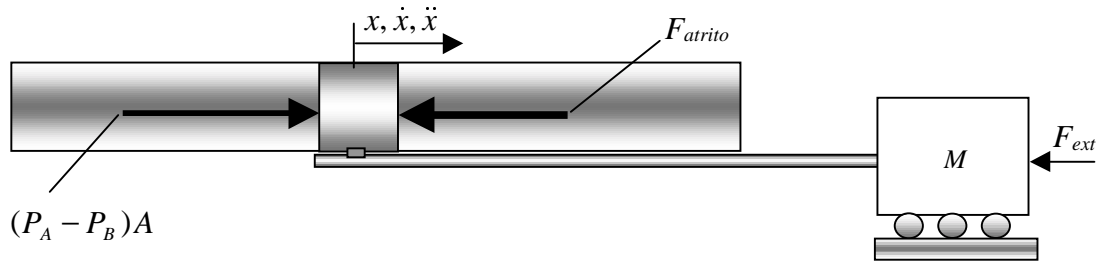


Figura 2 - Equilíbrio de forças no êmbolo do cilindro atuador.

No modelo empregado para as simulações neste trabalho, o atrito foi considerado como uma função não-linear dependente da diferença de pressão entre as câmaras do cilindro ($\Delta p = p_A - p_B$) e da velocidade do êmbolo. Esta função foi obtida experimentalmente em Santos (1996) e está apresentada na Fig. 3.

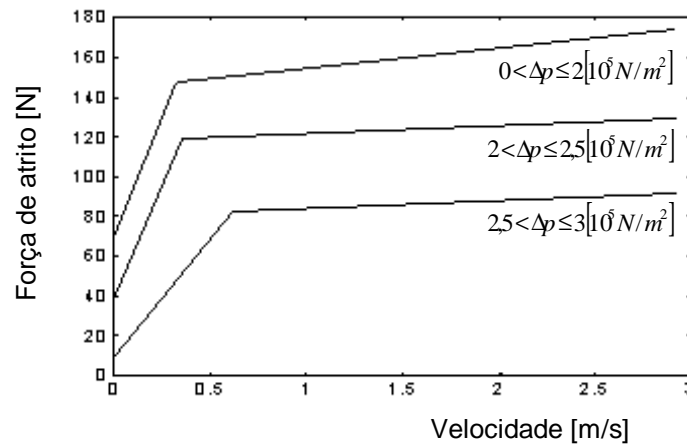


Figura 3 – Força de atrito segundo modelo proposto por Santos (1996).

As Eq. (2), (3) e (4) constituem um modelo não-linear de 4ª ordem para o posicionador pneumático. Cabe ressaltar que a dinâmica eletromecânica da servoválvula não é considerada.

A utilização deste modelo no projeto de controladores para o posicionador requer o conhecimento dos seus parâmetros. Os mais difíceis de caracterizar são as vazões mássicas na válvula (\dot{m}_A e \dot{m}_B). Para fins de modelagem, normalmente assume-se que a vazão mássica através da válvula ocorre de forma semelhante à vazão mássica de ar através de um orifício montado em um tubo, onde a área do orifício varia de acordo com a tensão de controle. Empregando esta hipótese, determina-se a vazão mássica para uma situação teórica (sem perdas) obtendo

$$\dot{m} = p_e A_{orif} \sqrt{\frac{2}{RT_e}} \psi(p_s / p_e) \quad (5)$$

onde p_e é a pressão a montante do orifício e p_s é a pressão a jusante do mesmo, A_{orif} é área do orifício, e T_p é a temperatura do ar antes do orifício. A função $\psi(p_s/p_e)$ tem um

valor constante para $p_s/p_e \leq 0,528$, característico do fluxo saturado, e depende da relação de calores específicos (r) quando o fluxo é subsônico ($p_s/p_e > 0,528$), (veja Fox & McDonald, 1981, por exemplo).

As perdas que ocorrem no escoamento através do orifício da servoválvula e os vazamentos internos na servoválvula podem ser considerados através de dois coeficientes como em Vieira (1998). O primeiro é a *abertura relativa efetiva* em função da tensão de controle na servoválvula ($A_{ef}(u)$), utilizada para considerar os efeitos do estrangulamento e as irreversibilidades que ocorrem no bocal de passagem do fluxo na servoválvula. As aberturas relativas para os orifícios das câmaras A e B da servoválvula levantadas experimentalmente estão mostradas na Fig. 4.

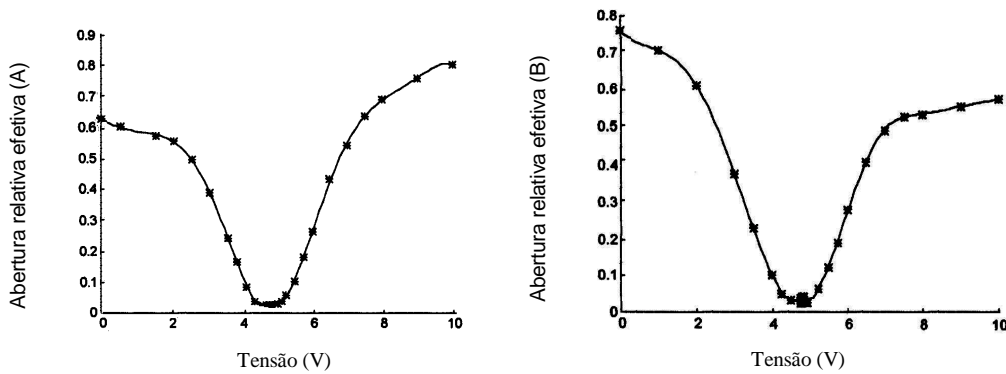


Figura 4 - Abertura relativa efetiva para as câmaras A e B da servoválvula.

A *abertura relativa efetiva* leva em conta a zona morta ocasionada pelo sobrepassamento da servoválvula, a assimetria do seu funcionamento, e sua saturação.

O segundo coeficiente introduzido em Vieira (1998) leva em conta os vazamentos internos na servoválvula, os quais dependem da posição do carretel e, portanto, da tensão de acionamento (u). Este coeficiente ($W(u)$), baseado nas curvas de ganho de pressão da servoválvula, também foi obtido experimentalmente e encontra-se apresentado em Vieira (1998). Levando em conta estes dois coeficientes, a Eq. (5) resulta,

$$\dot{m} = p_e A_{ef}(u) W(u) \sqrt{\frac{2}{RT_e}} \psi(p_s/p_e) \quad (6)$$

Desta forma as vazões mássicas nas câmaras A (\dot{m}_A) e B (\dot{m}_B) utilizadas nas Eq. (2) e (3), respectivamente, são calculadas através da Eq.(6).

Observação 1. Calculando as vazões mássicas através da Eq. (6) chega-se a funções não lineares $\dot{m}_A = \dot{m}_A(u, p_A)$ e $\dot{m}_B = \dot{m}_B(u, p_B)$. Expandindo estas funções em série de Taylor em torno de um ponto de funcionamento “i” obtém-se uma expressão linearizada para a vazão mássica que passa pelo orifício da servoválvula A dada por

$$\Delta \dot{m}_A = \left[\frac{\partial \dot{m}_A}{\partial u} \right]_i \Delta u + \left[\frac{\partial \dot{m}_A}{\partial P_A} \right]_i \Delta p_A \quad (7)$$

onde o coeficiente de Δu define um ganho de fluxo na entrada da câmara A e o coeficiente de Δp_A define um ganho de pressão nesta entrada. O índice “i” indica que a pressão p_A , a tensão u e a temperatura T_A para o cálculo destes coeficientes são tomados para o ponto de funcionamento “i”.

Da Eq. (2) pode-se calcular a vazão mássica que entra na válvula. Linearizando a expressão assim obtida em torno do ponto de funcionamento “i”, pode-se utilizá-la na Eq.(7). Disto resulta uma equação linearizada do estado. O mesmo procedimento é aplicado à câmara B da servoválvula para obter outra equação linearizada do estado. Outras duas equações de estado resultam da linearização da Eq. (4). O sistema linear de quarta ordem formado por estas equações de estado tem um zero, além dos quatro pólos.

Utilizando a técnica do lugar das raízes (veja, Franklin et al, 1994, por exemplo) verifica-se que com uma realimentação proporcional dois pólos em malha fechada dirigem-se para o semiplano complexo direito à medida que o ganho de realimentação cresce. Ou seja, o sistema em malha fechada tende a ser instável com o crescimento do ganho.

Observação 2. A ordem do modelo linear resultante do procedimento descrito na observação 1 pode ser reduzida se (Boudart et al, 1992):

- i) O ponto de funcionamento é o ponto central do cilindro, para que os volumes iniciais nas câmaras sejam idênticos.
- ii) Os ganhos de pressão $[\delta \dot{m}_A / \delta p_A]$ e $[\delta \dot{m}_B / \delta p_B]$ são considerados idênticos.

Neste caso, o zero cancela um pólo, o sistema tem uma dinâmica não observável e a função transferência resulta na forma

$$G(s) = \frac{b_0}{s(s^2 + a_2s + a_1)} \quad (8)$$

4. O CONTROLE DO POSICIONADOR PNEUMÁTICO

Com uma realimentação proporcional as malhas fechadas com os modelos lineares de quarta e terceira ordens discutidos nas observações 1 e 2, respectivamente, têm pólos que se deslocam para o semiplano complexo da direita à medida que o ganho aumenta. Desta forma, para que não haja risco de instabilidade, o ganho proporcional fica limitado a pequenos valores. Quando a tarefa do posicionador exige que não ocorra sobrepasso na resposta, o ganho proporcional que pode ser utilizado é ainda menor. Com isso, o posicionador resulta lento em malha fechada, o que pode ser observado através do tempo de assentamento (t_s) da sua resposta.

Como o modelo de 3ª ordem é controlável, essa dificuldade pode ser superada utilizando uma realimentação de estados. Assim, ao menos teoricamente, os pólos do sistema em malha fechada podem ser alocados em qualquer posição no plano complexo, o que possibilita obter a resposta especificada através de algum critério de projeto.

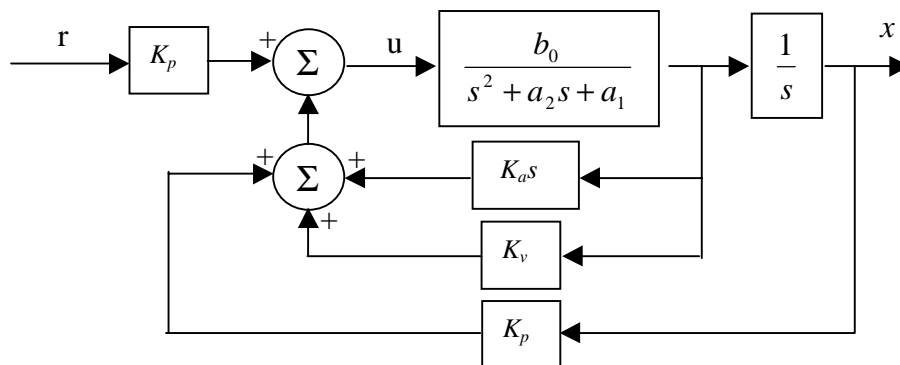


Figura 5 – Modelo linear de terceira ordem com o controlador PVA

Diversos autores desenvolvem controladores de estado tomando o modelo linear de terceira ordem como base (Virvalo, 1988, 1995, Uebling e Vaugham, 1997). Estes controladores são referenciados como controladores PVA pois utilizam medidas de *posição, velocidade e aceleração*. A Fig. 5 mostra um diagrama de blocos para este controlador onde os pólos do sistema em malha fechada são alocados pela escolha dos ganhos K_p (proporcional), K_v (de velocidade) e K_a (de aceleração) do controlador.

Uma dificuldade prática para a implementação do controlador PVA é a necessidade de dispor da aceleração. Sua medição é difícil, seu cálculo numérico é contaminado pelos ruídos do sinal de velocidade e sua obtenção através de filtros introduz erros. Por isso utiliza-se muitas vezes um controlador de estados em que a aceleração é substituída pela diferença de pressão nas câmaras $\Delta p = p_A - p_B$. Isto é feito com base em uma equação semelhante à Eq. (4), calculando a aceleração sem considerar a força externa (F_{ext}) e aproximando a força de atrito (F_{atrito}) por $(C/M)\dot{y}$, onde C é o coeficiente de atrito viscoso. Quando este procedimento é adotado, o controlador é chamado PΔP (Surgenor et al, 1996).

Pela aproximação da força de atrito e desconsideração da força externa no cálculo da aceleração, a alocação dos pólos proposta para o controlador PVA resulta apenas aproximada. Um ajuste fino dos ganhos por simulação torna-se necessário na prática.

A implementação dos controladores proporcional e PΔP utilizados neste trabalho foi realizada diretamente no sistema Matlab/Simulink, tanto nas simulações como nos ensaios experimentais.

5. SIMULAÇÕES E ENSAIOS

Nas simulações foi utilizado o modelo não linear de quarta ordem apresentado na seção 3. Os ensaios experimentais foram realizados na bancada descrita na seção 2. Tanto nas simulações como nos ensaios verificou-se a resposta do posicionador a uma solicitação de deslocamento de 0,3m em torno da posição central do cilindro. A carga deslocada é de $M=0,3\text{Kg}$.

Controlador proporcional A Fig.6 apresenta a resposta da simulação para um ganho proporcional $K_p=2$. O tempo de assentamento é aproximadamente $t_s=1,5\text{s}$ e ocorre erro de regime. As respostas obtidas para outros ganhos mostram que ganhos menores

resultam em um sistema mais lento, com tempo de assentamento e erro de regime maiores. Ganhos maiores introduzem um sobrepasso e aumentam o tempo de assentamento.

A Fig. 6 mostra também a resposta experimental para um ganho $K_p=2$. Neste caso o tempo de assentamento resultou $t_s=0,2s$ com um erro de regime. Para ganhos menores os tempos de assentamento resultam menores mas com grandes erros de regime. Para ganhos maiores a resposta apresenta sobrepasso e um tempo de assentamento maior.

Os resultados apresentados na Fig.6 confirmam que controladores proporcionais são insuficientes para obter um bom desempenho dinâmico com posicionadores pneumáticos. A seguir são mostrados os resultados alcançados com o controlador de estados PΔP.

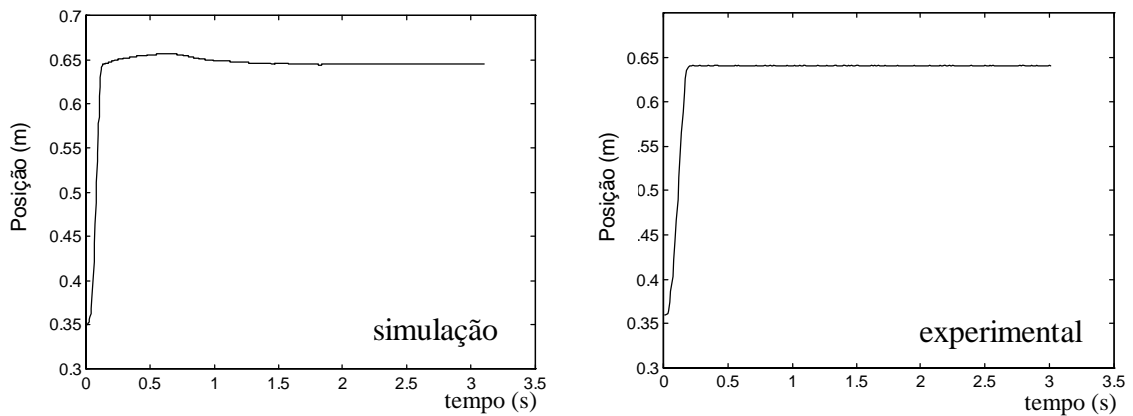


Figura 6 – Respostas para o posicionador com um controlador proporcional ($K_p=2$).

Controlador PΔP. Os ganhos (K_p , K_v , K_a) para este controlador foram inicialmente projetados de acordo com (Uebing e Vaughan, 1997) e em seguida ajustados em simulações, de forma a obter-se o menor tempo de assentamento sem erro de regime. Para tanto chegou-se à seguinte relação entre os ganhos: $K_v=K_p/50$, $K_a=K_v/1000$. Na Fig. 7 está mostrada a resposta da simulação e do ensaio experimental com o controlador PΔP para $K_p= 4$ e os demais ganhos com a relação apresentada acima.

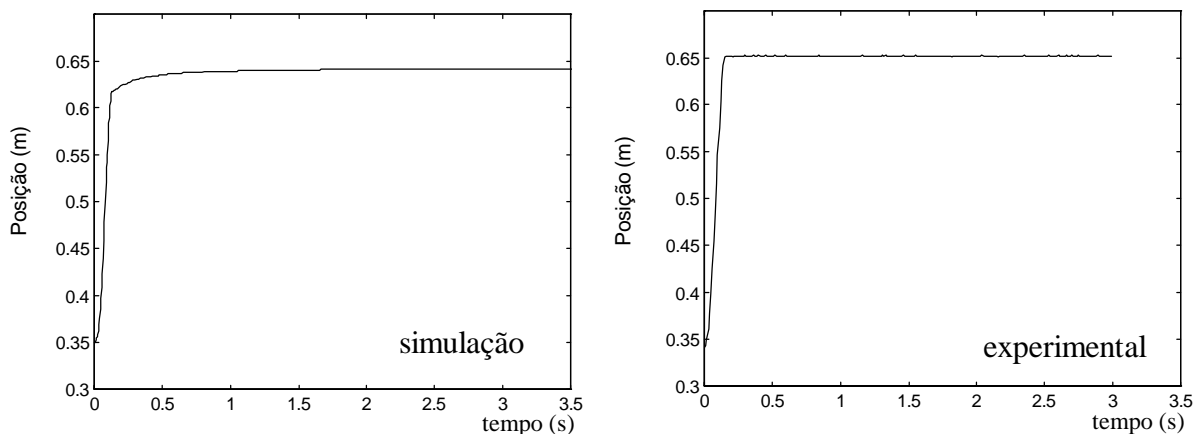


Figura 7 – Respostas para o posicionador com um controlador PΔP ($M=0,3Kg$).

Na simulação, a resposta do controlador PΔP apresenta erro de regime, o que não ocorre na resposta experimental (Fig. 7). Deve-se salientar que aumentando os ganhos na simulação, com $K_p = 7$, os erros de regime também tendem a zero.

Os resultados com o controlador PΔP mostram que o modelo não linear de 4ª ordem mostra-se útil para o ajuste dos ganhos através da simulação. Além disso, fica comprovado que com uma realimentação de estados pode-se obter boas respostas ajustando os ganhos adequadamente.

Nas aplicações em robótica, as inércias movimentadas pelos atuadores variam com a posição dos elos do robô manipulador. Para verificar o comportamento do posicionador em malha fechada com o controlador PΔP diante de uma variação da inércia, realizaram-se simulações e ensaios experimentais com uma massa $M=0,65\text{Kg}$, mantendo os mesmos ganhos no controlador. O resultados estão apresentados na Fig. 8.

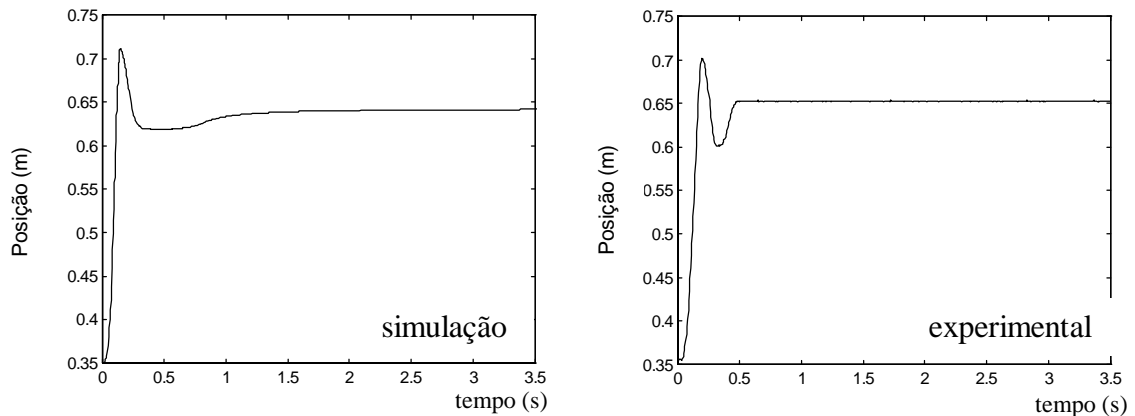


Figura 8 – Respostas para o posicionador com um controlador PΔP ($M=0,65\text{Kg}$).

Tanto na simulação, quanto no ensaio, as respostas apresentaram sobrepasso, mostrando que o controlador PΔP é sensível à variação de inércia. Isto motiva o desenvolvimento de técnicas avançadas de controle para o posicionador pneumático.

6. CONCLUSÕES

A semelhança das respostas obtidas nas simulações e nos ensaios experimentais mostra que o modelo empregado é útil para a sintonia dos ganhos de realimentação. As pequenas diferenças de comportamento, provavelmente vinculadas à modelagem do atrito, não introduzem nenhuma dificuldade essencial quando a simulação é realizada com este intuito. Com isso, torna-se possível efetuar uma boa escolha dos ganhos de um controlador PΔP, para o qual a sintonia teórica é apenas aproximada.

Os resultados confirmam que a realimentação de estados possibilita boas respostas e evidenciam que esta técnica de controle deixa a malha fechada sensível a variações na carga deslocada. Esta sensibilidade indica que para aplicações em robótica são necessárias técnicas alternativas que tornem a malha fecha insensível a estas variações.

REFERÊNCIAS

- Boudart et al, 1992, A modified linear reduced observer for a pneumatic servodrive, Fluid Power System, Modeling and Control. Proceedings of Fourth Bath International Fluid Power Workshop, pp. 357-371.
- dSPACE digital signal processing and control engineering GmbH, 1996, DS1102 User's Guides, Germany.
- Franklin, G.F, Powell, J.D. and Emani-Naeini, A., 1994, Feedback Control of Dynamic Systems, Addison Wesley Publishing Company.
- Fox, R.W. and McDonald, A.T., 1981, Introdução à Mecânica dos Fluidos, Editora Guanabara Dois S.A. Rio de Janeiro - RJ.
- Liu, S., Bobrow and J.E. ,1988, An analysis of a pneumatic servo system and its application to a computer-controlled robot, Transactions of the ASME, vol. 110, pp. 228-235.
- Santos, E.A.P., 1996, Análise Teórico Experimental de um Posicionador Pneumático. Dissertação de mestrado. CPGEM. Centro Tecnológico. UFSC. Florianópolis.
- Streeter, V. L., 1981, Mecânica dos Fluidos, McGraw-Hill, São Paulo.
- Surgenor, B. W., Vaughan, N. D. and Uebbling, M., 1996, Continuous sliding mode control of a pneumatic positioning system, Design and Performance. Proceedings of Eighth Bath International Fluid Power Workshop, pp. 270-285.
- Uebbling, M. and Vaughan, 1997, On linear dynamic modelling of a pneumatic servo system, The fifth Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'97, Linköping, Sweden, pp. 363-378.
- Vieira, A.D.,1998, Análise Teórico Experimental de Servoposicionadores Lineares Pneumáticos. Dissertação de mestrado. CPGEM. Centro Tecnológico. UFSC. Florianópolis.
- Virvalo, T. ,1988, Electro-pneumatic servo system design. Power international, England, pp. 272-275.
- Virvalo, T. ,1995, Modelling and design of a pneumatic position servo system realized with commercial components, PhD Thesis, Tampere, Finland.

CLOSED LOOP CONTROL OF A PNEUMATIC SERVODRIVE

Summary. Pneumatic actuators are relatively cheap, lightweight and easy to operate. They also presents a relationship of force per unit of weight that makes them quite attractive for applications in robotics. But, in the case of position control systems, when a high bandwidth is necessary, the nonlinearities of the pneumatic systems and the difficulties of obtaining precise pneumatic models have been hindering the practical applications of these systems. Several works are about strategies to overcome these difficulties using adapted feedback control algorithms. Classical control algorithms (P, PVA, PDP) were tested and compared using a nonlinear dynamic model. These control schemes were later implemented on a pneumatic experimental apparatus.

Word-keys: Automation and robotics, Instrumentation and control, Project of mechanical systems.