

# CONTROLE DE POSIÇÃO DE UM POSICIONADOR SERVOPNEUMÁTICO INDUSTRIAL ATRAVÉS DE ESTRATÉGIA DE CONTROLE NÃO-LINEAR

## **Felipe B. C. Cruz**

Universidade Federal de Santa Catarina  
Campus Universitário – Cx. P. 476 – CEP 88040-900 – Florianópolis – S.C. – Brasil  
e-mail do primeiro autor: [barreto@emc.ufsc.br](mailto:barreto@emc.ufsc.br)

## **Raul Guenther**

Universidade Federal de Santa Catarina  
Campus Universitário – Cx. P. 476 – CEP 88040-900 – Florianópolis – S.C. – Brasil  
e-mail do segundo autor: [guenther@emc.ufsc.br](mailto:guenther@emc.ufsc.br)

## **Victor J. De Negri**

Universidade Federal de Santa Catarina  
Campus Universitário – Cx. P. 476 – CEP 88040-900 – Florianópolis – S.C. – Brasil  
e-mail do terceiro autor: [victor@emc.ufsc.br](mailto:victor@emc.ufsc.br)

**Resumo.** *O presente artigo tem por objetivo estabelecer uma lei de controle que reduza o erro no posicionamento de um posicionador servopneumático específico, de forma que este consiga alcançar o desempenho esperado. A concepção do controlador proposto é baseada em um estudo minucioso da estrutura de funcionamento do sistema de posicionamento pneumático considerado. A estratégia de controle não-linear resultante é uma Proporcional-Derivativa (PD) com compensação dos efeitos da inércia e da força de atrito através de uma estimativa de ambas. Os resultados para validação da mesma são obtidos experimentalmente.*

**Palavras-chave:** *posicionador pneumático, modelagem matemática, controle não-linear.*

## **1. INTRODUÇÃO**

Os sistemas pneumáticos oferecem uma gama de vantagens quando comparados aos sistemas elétricos e hidráulicos para aplicações envolvendo posicionamento. Estas incluem: baixo custo, leveza de seus componentes e fácil manutenção.

Infelizmente, os sistemas pneumáticos estão sujeitos a alguns problemas intrínsecos, tais como, histerese resultante da operação das válvulas, elevadas forças de atrito não-lineares entre as superfícies em contato do cilindro, zona morta (devido à região de “stick-slip” (*stiction zone*)) e atraso temporal (devido à compressibilidade do ar), o que dificulta obter um controle de posição rápido e exato. Diversos trabalhos de pesquisa têm sido desenvolvidos visando justamente esta aplicação (Van Varseveld e Bone, 1997, McDonell e Bobrow, 1997).

Um problema presente na maioria dos controladores desenvolvidos para sistemas pneumáticos de posicionamento está na sintonia dos ganhos do mesmo para um bom desempenho. Esta sintonia pode inclusive divergir para cilindros de mesmo fabricante e modelo, uma vez que seus comportamentos dinâmicos não serão idênticos devido aos coeficientes de atrito que sofrem os efeitos das tolerâncias vinculadas ao próprio processo de manufatura.

Alguns trabalhos, apresentando métodos para sintonia, automática ou não, dos ganhos de controladores PID, têm sido desenvolvidos (Ziegler e Nichols, 1942 apud Aziz e Bone, 1998, Hang, Astrom e Ho, 1991). No entanto, estes métodos não são eficientes para a sintonia de ganhos em controladores PID aplicados ao controle exato da posição de atuadores pneumáticos (Surgenor e Wijesuriya, 1992).

O controle adaptativo é uma boa alternativa para a sintonia automática dos ganhos, como descrito em Slotine e Li (1991).

Este trabalho tem como objetivo estabelecer uma lei de controle não-linear que otimize o funcionamento de um sistema de posicionamento pneumático existente, reduzindo o erro no seu posicionamento de forma a alcançar o desempenho esperado (Cruz, 2003).

## 2. CONTROLADOR

A concepção do controlador proposto é baseada em um estudo minucioso da estrutura de funcionamento do sistema de posicionamento pneumático, objeto do presente estudo, apresentada na Fig. (4.1).

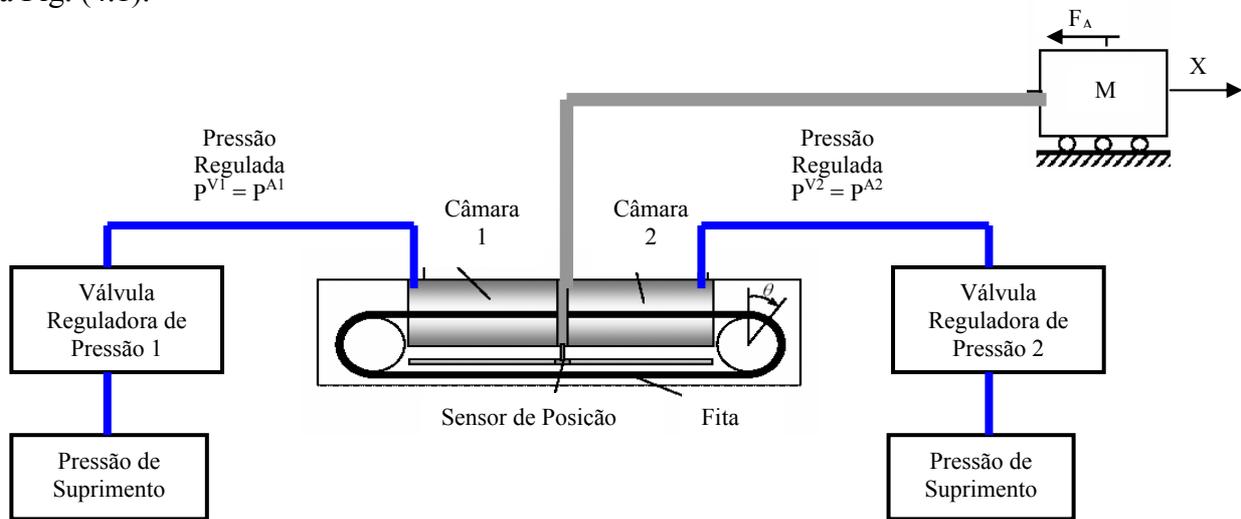


Figura 4.1 –Diagrama ilustrativo do sistema de posicionamento pneumático

A partir desta figura observa-se que o sistema consiste basicamente de duas válvulas reguladoras de pressão, responsáveis por regular as pressões nas câmaras do cilindro, e de um cilindro sem haste de dupla ação, cujo êmbolo é conectado a um dispositivo externo de massa ( $M$ ) sobre o qual atua uma força de atrito ( $F_A$ ).

Este sistema pode ser interpretado como sendo composto por um subsistema mecânico, formado pelo êmbolo do cilindro acoplado à massa a ser posicionada, o qual é deslocado pela ação de uma força resultante da diferença de pressões fornecida pelo subsistema pneumático, formado pelas válvulas reguladoras de pressão.

A dinâmica do subsistema mecânico é descrita pela segunda lei de Newton como:

$$M \cdot \ddot{X} + F_A = A \cdot p_{\Delta} \quad (4.1)$$

onde “ $X$ ” são as posições assumidas pelo êmbolo do cilindro sem haste ao longo do tempo, “ $A$ ” é a área útil do êmbolo do cilindro sem haste e “ $p_{\Delta} = p^{V1} - p^{V2}$ ” é a diferença de pressões entre as câmaras 1 e 2 do cilindro, as quais são consideradas iguais às pressões reguladas nas respectivas servoválvulas.

A partir da Eq. (4.1) observa-se que a diferença de pressões, proveniente do subsistema pneumático, deve ser suficientemente grande para gerar uma força capaz de vencer os efeitos da

inércia e da força de atrito, inerentes ao sistema. Esta diferença de pressões é definida neste trabalho como a diferença de pressões desejada ( $p_{\Delta d}$ ), resultante de uma força desejada (lei de controle do subsistema mecânico) dada por:

$$g_d = A \cdot p_{\Delta d} \quad (4.2)$$

As dinâmicas existentes entre as tensões aplicadas aos solenóides das servoválvulas e as respectivas pressões reguladas resultantes, introduzem um erro entre “ $p_{\Delta d}$ ” e “ $p_{\Delta}$ ” dado por:

$$\tilde{p}_{\Delta} = p_{\Delta} - p_{\Delta d} \quad (4.3)$$

Considerando esse erro a Eq. (4.1) pode ser reescrita como:

$$M \cdot \ddot{X} + F_A = A \cdot p_{\Delta d} + A \cdot \tilde{p}_{\Delta} \quad (4.4)$$

A Equação (4.4) pode ser interpretada como um sistema de segunda ordem não-linear (devido à característica não-linear da força de atrito ( $F_A$ )), acionado por uma força desejada ( $g_d = A \cdot p_{\Delta d}$ ), com uma perturbação na entrada ( $A \cdot \tilde{p}_{\Delta}$ ) ocasionada pelo erro existente entre a diferença de pressões desejada ( $p_{\Delta d}$ ) e a diferença de pressões medida ( $p_{\Delta}$ ).

### 3. ESTRATÉGIA DE CONTROLE PROPOSTA

Neste trabalho propõe-se que a malha seja fechada com um controlador Proporcional-Derivativo (PD) com compensação dos efeitos da inércia e da força de atrito através de uma estimativa tanto para o efeito da inércia ( $M \cdot \ddot{X}_r$ ) como para a força de atrito ( $\hat{F}_A$ ).

Desta forma a lei de controle para obter o seguimento de trajetória e um erro mínimo no posicionamento neste subsistema mecânico é dada por:

$$g_d = A \cdot p_{\Delta d} = M \cdot \ddot{X}_r + \hat{F}_A - K_d \cdot \dot{\tilde{X}} - K_p \cdot \tilde{X} \quad (4.5)$$

ou ainda:

$$g_d = A \cdot p_{\Delta d} = M \cdot \ddot{X}_d + \hat{F}_A - (M \cdot K_p + K_d) \cdot \dot{\tilde{X}} - K_p \cdot \tilde{X} \quad (4.6)$$

onde “ $\dot{X}_r = \dot{X}_d - K_p \cdot \tilde{X}$ ” é a velocidade de referência, “ $K_p$ ” é o ganho proporcional ao erro de posição ( $\tilde{X} = X - X_d$ ), “ $K_d$ ” é o ganho derivativo e “ $X_d$ ” é a posição desejada, representada por um polinômio de sétima ordem.

Uma vez definida desta forma, esta lei de controle, Eq. (4.5), pode ser reescrita em função de “ $p_{\Delta d}$ ” resultando em:

$$p_{\Delta d} = \frac{M \cdot \ddot{X}_r + \hat{F}_A - K_d \cdot \dot{\tilde{X}} - K_p \cdot \tilde{X}}{A} \quad (4.7)$$

que define, por sua vez, a diferença de pressões entre as câmaras do cilindro (ou pressão de carga) necessária para gerar uma força capaz de vencer os efeitos da inércia e da força de atrito, inerentes ao sistema.

Uma vez determinada “ $p_{\Delta d}$ ”, esta serve como sinal de entrada para duas funções lineares que fornecem como sinais de saída as pressões absolutas reguladas desejadas para as servoválvulas, que por sua vez são consideradas iguais às pressões absolutas desejadas para as câmaras 1 e 2 do cilindro. Estas são dadas por:

$$p_d^{V1} = 0.5 \cdot p_{\Delta d} + p_{atm} + 3 \cdot 10^5 [Pa] \quad (4.8)$$

$$p_d^{V2} = -0.5 \cdot p_{\Delta d} + p_{atm} + 3 \cdot 10^5 [Pa] \quad (4.9)$$

onde “ $3 \cdot 10^5 [Pa]$ ” é o valor médio de pressão manométrica que ambas as válvulas são capazes de regular, considerando que estas regulam entre 0 e  $6 \cdot 10^5 [Pa]$  e  $p_{atm}$  é o valor da pressão atmosférica. Verifica-se através destas funções que enquanto uma cresce linearmente com o aumento de “ $p_{\Delta d}$ ”, a outra decresce na mesma proporção e vice-versa.

Por último, obtidos os valores de “ $p_d^{V1}$ ” e “ $p_d^{V2}$ ”, estes servem como sinais de entrada para o subsistema pneumático, composto por duas funções não-lineares que convertem as pressões absolutas reguladas desejadas em tensões de alimentação das servoválvulas (sinais de controle). Estas funções são dadas por:

$$U^{V1} = \frac{1}{K_1^{V1}} \cdot \left( K_2^{V1} \cdot (p_d^{V1} - p_{atm}) + \frac{A}{R \cdot T^{V1}} \cdot \frac{p_d^{V1} \cdot \dot{X}_r}{\varepsilon^{V1} \cdot \sqrt{p_{sup} - p_d^{V1}}} \right) \quad (4.10)$$

$$U^{V2} = \frac{1}{K_1^{V2}} \cdot \left( K_2^{V2} \cdot (p_d^{V2} - p_{atm}) + \frac{A}{R \cdot T^{V2}} \cdot \frac{p_d^{V2} \cdot \dot{X}_r}{\varepsilon^{V2} \cdot \sqrt{p_{sup} - p_d^{V2}}} \right) \quad (4.11)$$

onde:

$$\frac{A}{R \cdot T^{V1}} \cdot p_d^{V1} \cdot \dot{X}_r = \hat{q}_{m2}^{V1} \quad (4.12)$$

$$\frac{A}{R \cdot T^{V2}} \cdot p_d^{V2} \cdot \dot{X}_r = \hat{q}_{m2}^{V2} \quad (4.13)$$

e, respectivamente para as válvulas 1 e 2 tem-se que,  $U^{V1}$  e  $U^{V2}$  são os sinais de controle,  $K_1^{V1}$  e  $K_1^{V2}$  são os ganhos de tensão,  $K_2^{V1}$  e  $K_2^{V2}$  são os ganhos de pressão manométrica regulada,  $T^{V1}$  e  $T^{V2}$  são as temperaturas absolutas medidas nos volumes de controle das câmaras consideradas das válvulas,  $\varepsilon^{V1}$  e  $\varepsilon^{V2}$  são funções de  $p^{V1}$  e  $p^{V2}$  respectivamente (Cruz, 2003),  $\hat{q}_{m2}^{V1}$  e  $\hat{q}_{m2}^{V2}$  são estimativas das vazões mássicas a jusante das válvulas,  $p_{sup}$  é a pressão absoluta de suprimento e  $R$  é a constante universal dos gases.

A equação representativa do subsistema mecânico em malha fechada é obtida substituindo a Eq. (4.6) na Eq. (4.4), o que resulta:

$$M \cdot \ddot{\tilde{X}} + (M \cdot K_p + K_d) \cdot \dot{\tilde{X}} + K_p \cdot \tilde{X} = A \cdot \tilde{p}_{\Delta} - \tilde{F}_A \quad (4.14)$$

onde “ $\tilde{F}_A = F_A - \hat{F}_A$ ” é o erro na estimativa da força de atrito.

A Equação (4.14) representa um sistema de segunda ordem excitado por uma força ( $A \cdot \tilde{p}_\Delta - \tilde{F}_A$ ) que é função do erro na diferença de pressões ( $\tilde{p}_\Delta$ ) e do erro na estimativa da força de atrito ( $\tilde{F}_A$ ). Se esses erros forem limitados, a excitação será limitada e o sistema resultará estável para “ $K_p$ ” e “ $K_d$ ” maiores que zero. Além disso, o erro de posição ( $\tilde{X}$ ) em regime permanente é limitado e depende da amplitude da excitação ( $A \cdot \tilde{p}_\Delta - \tilde{F}_A$ ) e do ganho proporcional ( $K_p$ ), como pode ser demonstrado utilizando o teorema do valor final, ou seja, considerando:

$$\tilde{F}_A \leq \bar{F}_A \quad \forall t > 0 \quad (4.15)$$

e

$$\tilde{p}_\Delta \leq \bar{p}_\Delta \quad \forall t > 0 \quad (4.16)$$

resulta da Eq. (4.14):

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \tilde{X}(t) = \frac{A \cdot \bar{p}_\Delta - \bar{F}_A}{K_p} \quad (4.17)$$

onde “ $\bar{F}_A$ ” e “ $\bar{p}_\Delta$ ” são os valores máximos assumidos por “ $\tilde{F}_A$ ” e “ $\tilde{p}_\Delta$ ” respectivamente.

Neste trabalho a força de atrito é estimada utilizando o Modelo do Coeficiente de Atrito Viscoso Variável descrito a seguir. As limitações dos erros existentes entre a diferença de pressões medida ( $p_\Delta$ ) e a diferença de pressões desejada ( $p_{\Delta d}$ ) e entre a força de atrito medida ( $F_A$ ) e a força de atrito estimada ( $\hat{F}_A$ ) são demonstradas experimentalmente.

#### 4. MODELO DO COEFICIENTE DE ATRITO VISCOSO VARIÁVEL

Nesta seção descreve-se o Modelo do Coeficiente de Atrito Viscoso Variável, proposto por Gomes (1995, 2003), utilizado neste trabalho para estimar o atrito no cilindro pneumático. Antes, porém, apresenta-se algumas definições básicas.

A força de atrito pode ser definida como a força de resistência ao movimento relativo entre corpos em contato.

É conhecido que a força necessária para iniciar o deslocamento de um corpo é maior do que a força necessária para mantê-lo em movimento. Este fenômeno é formalizado através da utilização de um coeficiente de atrito estático ( $\mu_s$ ), e de um coeficiente de atrito dinâmico ( $\mu_d$ ), em que “ $\mu_s > \mu_d$ ”.

Quando existe lubrificante entre as superfícies em contato ocorre o atrito viscoso, proporcional à velocidade. Neste caso, assim que o corpo parte do repouso ocorre uma rápida redução da força de atrito conhecida como efeito Stribeck.

Para pequenas velocidades, o atrito provoca ainda um movimento intermitente com paradas (modo “*stick*”) e deslizamentos (modo “*slip*”). Segundo Gomes (1995, 2003), estes fenômenos ocorrem na chamada região de “*stick-slip*” (“*stiction zone*”), quando a velocidade da massa ( $M$ ) é menor do que um certo limite próximo de zero. Verifica-se ainda que:

No modo “*stick*” a força aplicada é menor ou igual à força de atrito estático;

No modo “*slip*” a força aplicada é maior do que a força de atrito estático.

Estas características apontam que o atrito depende tanto da velocidade desenvolvida pela massa ( $M$ ) como da força que é aplicada para produzir o movimento da mesma.

O Modelo do Coeficiente de Atrito Viscoso Variável foi proposto por Gomes (1995, 2003) com o objetivo de representar os modos “*stick*” e “*slip*” através de trajetórias diferentes na região de “*stick-slip*”. Cabe ressaltar que, na prática, as velocidades são consideradas próximas de zero quando elas são menores que uma velocidade limite ( $\dot{X}_{Lim}$ ), abaixo da qual não é possível deslocar o corpo com velocidade constante.

No Modelo do Coeficiente de Atrito Viscoso Variável, a força de atrito para velocidades acima da velocidade limite é obtida a partir do mapa estático para o atrito, que define a relação entre a força de atrito e a velocidade relativa entre as superfícies em contato.

Neste modelo, a força de atrito é descrita por:

$$F_{Ai} = f_{Vi} \cdot \dot{X}_i \quad (4.18)$$

onde “ $\dot{X}_i$ ” é a velocidade de deslocamento no ponto de operação “*i*” e “ $f_{Vi}$ ” é o coeficiente de atrito viscoso variável, que, por sua vez, é função da velocidade “ $\dot{X}_i$ ” e da força aplicada “ $g_i = A \cdot p_{\Delta i}$ ” correspondente.

De forma genérica, a Eq. (4.18) pode ser escrita como

$$F_A = f_V(\dot{X}, g) \cdot \dot{X} \quad (4.19)$$

e sua estimativa para efeito de compensação na estratégia de controle é dada por:

$$\hat{F}_A = \hat{f}_V(\dot{X}_r, g) \cdot \dot{X}_r \quad (4.20)$$

Pode-se observar que na Eq. (4.20), a estimativa do coeficiente de atrito viscoso variável ( $\hat{f}_V$ ) é dado como função de “ $\dot{X}_r$ ” e não de “ $\dot{X}$ ”, como foi feito na representação do mesmo durante a modelagem. Esta medida foi tomada em consequência do comportamento do sinal realimentado de “ $\dot{X}$ ”, o qual apresenta muito ruído, o que compromete o desempenho do modelo representativo de “ $f_V$ ”.

Observa-se ainda que, na Eq. (4.20), “ $\hat{f}_V$ ” aparece multiplicado por “ $\dot{X}_r$ ”, ao invés de “ $\dot{X}$ ”, pelo mesmo motivo mencionado no parágrafo anterior (presença de ruído).

Vale salientar que o sinal de “ $\dot{X}_r$ ” é um sinal mais limpo, com menos ruído por ser função de “ $\tilde{X}$ ”, no qual o ruído é praticamente eliminado, e não difere significativamente dos valores assumidos por “ $\dot{X}$ ”, sendo, portanto, mais recomendado para ser utilizado como sinal de realimentação.

## 5. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Nesta seção são apresentados os resultados obtidos referentes ao sistema em malha fechada sendo controlado pela estratégia de controle proposta. Como forma de verificação da validade, da eficácia e da melhoria no desempenho do sistema quando se adota a estratégia proposta, os resultados referentes a mesma serão sempre comparados com os do sistema sendo controlado por controladores clássicos (proporcional (P) e proporcional – derivativo (PD)).

Adotando uma estratégia de controle proporcional (P), que considera apenas a realimentação do erro de posição multiplicado por um ganho fixo, resulta em um sistema com um desempenho bastante limitado, apresentando em sua resposta um erro significativo no posicionamento. O melhor resultado obtido para o sistema, considerando uma estratégia de controle proporcional, foi para um ganho de “ $K_p = 100$ ”. Os resultados obtidos podem ser visualizados através da Fig. (4.2).

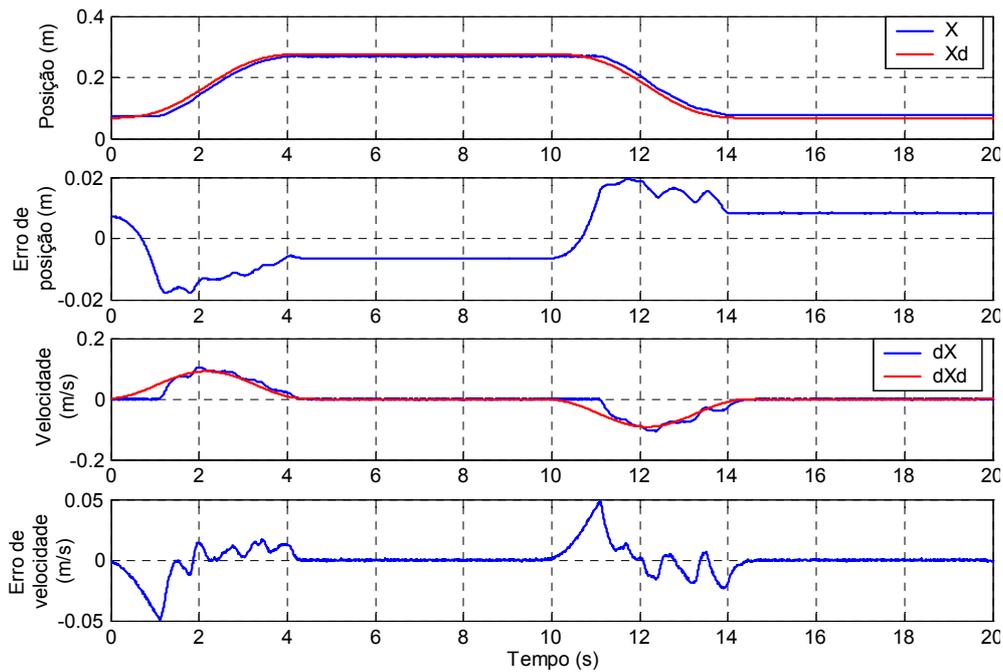


Figura 4.2 – Comportamento assumido pelo sistema em malha fechada, quanto ao posicionamento e a velocidade, considerando uma estratégia de controle proporcional (P)

O sinal de posição original apresenta ruído, o qual foi reduzido através do emprego de um filtro. Realizou-se um estudo sobre filtros e aquele selecionado para o sinal de posição foi um *Butterworth* de segunda ordem com frequência de corte igual a 100 rad/s.

Para um controlador proporcional-derivativo (PD), o qual considera tanto a realimentação do erro de posição como a do erro de velocidade multiplicados pelos seus respectivos ganhos, o melhor resultado obtido foi para os seguintes valores destes ganhos: “ $K_p = 320$ ” e “ $K_d = 7$ ”. O erro no posicionamento foi reduzido, porém o desempenho desejado ainda não havia sido alcançado. Os resultados obtidos podem ser visualizados através da Fig. (4.3).

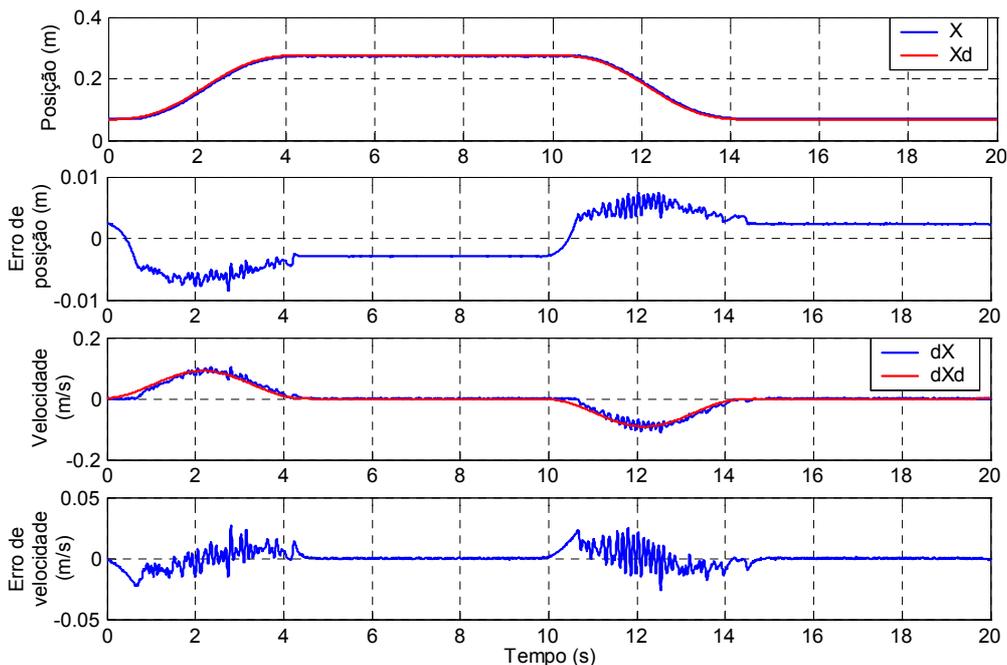


Figura 4.3 – Comportamento assumido pelo sistema em malha fechada, quanto ao posicionamento e a velocidade, considerando uma estratégia de controle proporcional-derivativo (PD)

O sinal de velocidade, assim como o da posição, apresenta ruído, só que bem mais intenso por se tratar de um sinal obtido a partir da derivação do sinal de posição, o qual já apresentava ruído. Se o sinal de posição a ser derivado for aquele já filtrado, o ruído presente na velocidade é reduzido, no entanto, o sistema passa a manifestar um comportamento oscilatório de baixa frequência. Independentemente do fato de o sinal de posição estar sendo filtrado ou não, quando se aplica um filtro no sinal da velocidade, no intuito de eliminar ou reduzir o ruído, ocorre apenas uma queda, pouco significativa, na amplitude do mesmo. Este só é eliminado para frequências de corte muito baixas, o que provoca um atraso no sinal, comprometendo o mesmo. Observa-se ainda, com o emprego de um filtro na velocidade, um incremento na amplitude do comportamento oscilatório de baixa frequência do sistema. Por estas e outras razões, optou-se por não trabalhar com sinais filtrados para efeito de determinação do sinal de velocidade.

Finalmente, considerando a estratégia proposta, que considera tanto a realimentação do erro de posição como do erro de velocidade multiplicados pelos seus respectivos ganhos, esta estratégia considera ainda, a compensação de outras perturbações tais como o efeito da inércia do sistema, calculado em função da aceleração de referência ( $\ddot{X}_r$ ), e o efeito do atrito, calculado em função da velocidade de referência ( $\dot{X}_r$ ) e da força aplicada, como função da pressão de carga ( $p_\Delta$ ). Vale salientar que a compensação do efeito do atrito mostrou-se bastante significativa na redução do erro de posicionamento. O melhor resultado obtido foi para os seguintes valores dos ganhos proporcional e derivativo, “ $K_p = 10$ ” e “ $K_d = 50$ ”, respectivamente. Os resultados obtidos podem ser visualizados através da Fig. (4.4).

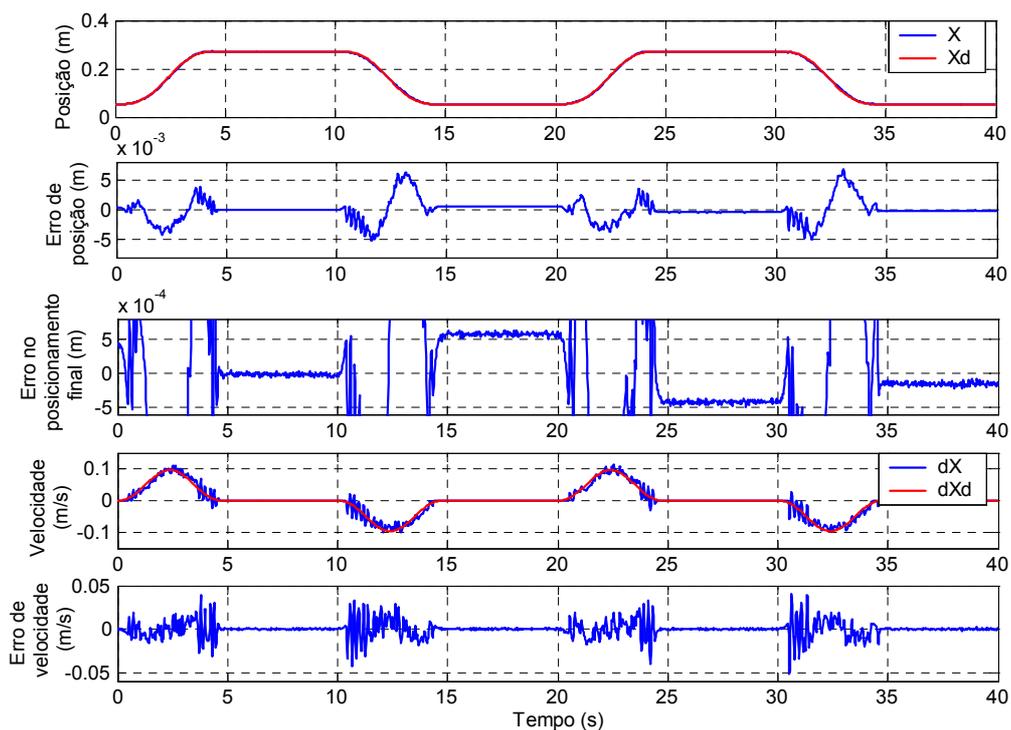


Figura 4.4 – Comportamento assumido pelo sistema em malha fechada, quanto ao posicionamento e a velocidade, considerando a estratégia de controle proposta (PD com compensação do efeito da inércia e do atrito)

Na Fig. (4.5) pode-se observar o seguimento das pressões e a conseqüente limitação do erro existente entre a diferença de pressões medida e a diferença de pressões desejada quando se considera a estratégia de controle proposta (PD com compensação do efeito da inércia e do atrito).

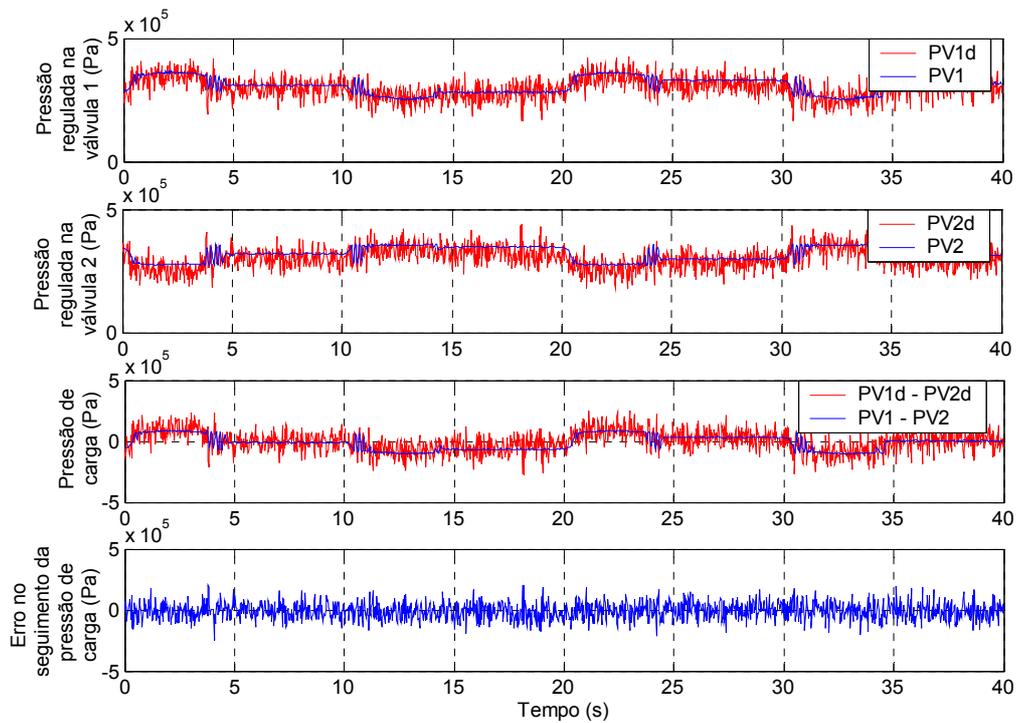


Figura 4.5 – Seguimento das pressões e conseqüente limitação do erro existente entre a diferença de pressões medida e a diferença de pressões desejada

Na Fig. (4.6) pode-se observar a limitação do erro existente entre a força de atrito medida e a força de atrito estimada na estratégia de controle proposta (PD com compensação do efeito da inércia e do atrito).

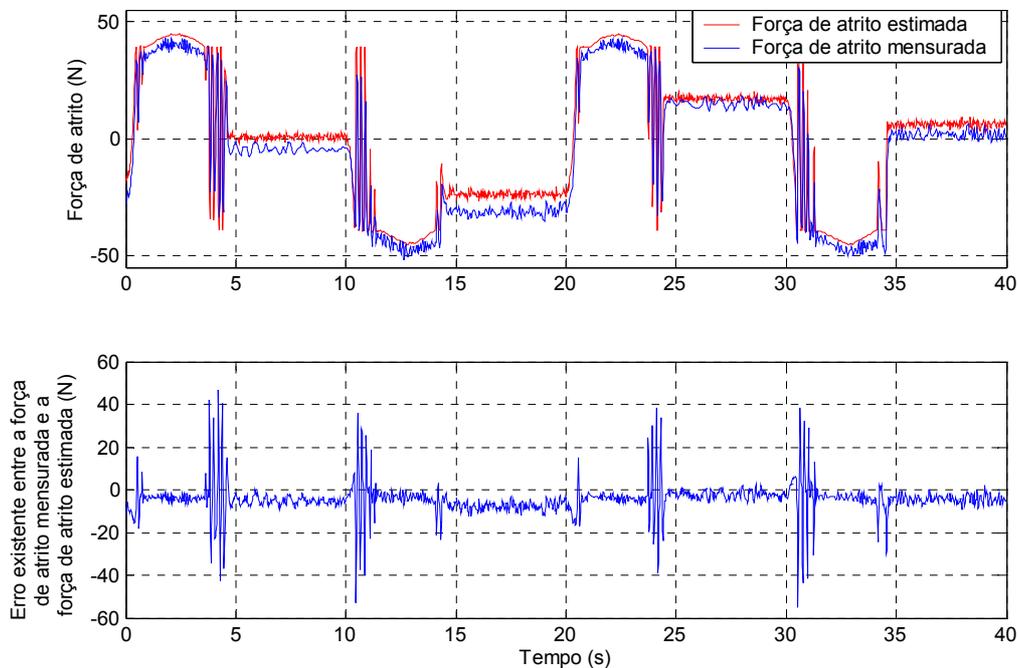


Figura 4.6 – Limitação do erro existente entre a força de atrito medida e a força de atrito estimada

## 6. CONCLUSÕES

Com base no que foi exposto neste capítulo, pode-se concluir que as técnicas lineares clássicas de controle adotadas (P e PD) apresentam desempenho limitado associado às incertezas paramétricas e às altas não-linearidades inerentes aos sistemas pneumáticos.

Por sua vez, a estratégia de controle proposta promove um comportamento estável para o sistema, em decorrência das limitações dos erros existentes entre a diferença de pressões medida ( $p_{\Delta}$ ) e a diferença de pressões desejada ( $p_{\Delta d}$ ) e entre a força de atrito medida ( $F_A$ ) e a força de atrito estimada ( $\hat{F}_A$ ), que foram demonstradas experimentalmente. Outra característica importante, observada no decorrer dos experimentos, foi a presença do efeito “*stick-slip*”, como consequência de uma estimativa inadequada do atrito, nas regiões de inversão de movimento do êmbolo do cilindro sem haste. Nestas regiões ocorre uma desaceleração do sistema, resultando em velocidades baixas, condição na qual o atrito se mostra mais intenso e onde o erro em sua estimativa deve ser o menor possível.

Outras possíveis causas relativas à limitação do desempenho do sistema são as dinâmicas não modeladas e as não-linearidades tais como a histerese, a zona morta e o atraso temporal.

## 7. REFERÊNCIAS

- Aziz, S., Bone, G. M., 1998, “Automatic tuning of an accurate position controller for pneumatic actuators”, Proceedings of the International Conference on Intelligent Robots and Systems, Vol. 3, Victoria, B. C., Canada, pp. 1782-1788.
- Cruz, F. B. C., 2003, “Modelagem e controle não-lineares de um posicionador servopneumático industrial”, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica)-Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PPGEM), Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), Florianópolis.
- Gomes, S. C. P., 1995, “Modelagem de atritos internos às articulações de robôs manipuladores”, Anais do XIII Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Belo Horizonte. CD-ROM.
- Gomes, S. C. P., Rosa, V. S., 2003, “A new approach to compensate friction in robotic actuators”, Proceedings of the International Conference on Robotics and Automation, Taipei, Taiwan.
- Hang, C. C., Astrom, K. J., Ho, W. K., 1991, “Refinements of the Ziegler-Nichols tuning formula”, Proceedings D of the Control Theory and Applications, Vol. 138, No. 2, [S.I.], pp. 111-118.
- McDonell, B. W., Bobrow, J. E., 1997, “Modeling, identification and control of a pneumatically actuated robot”, Proceedings of the International Conference on Robotics and Automation, Vol. 1, Albuquerque, New Mexico, pp. 124-129.
- Slotine, J-J. E., Li, W., 1991, “Applied nonlinear control”, Ed. Prentice-Hall, USA.
- Surgenor, B. W., Wijesuriya, E. T., 1992, “Experience with an intelligent optimal controller as applied to a high-friction pneumatic actuator”, Proceedings of the Winter Annual Meeting of the American Society of Mechanical Engineers, Vol. 45, Anaheim, CA, USA, pp. 93-103.
- Van Varseveld, R. B., Bone, G. M., 1997, “Accurate position control of a pneumatic actuator using on/off solenoid valves”, Proceedings of the International Conference on Robotics and Automation, Vol. 2, Albuquerque, New Mexico, pp. 1196-1201.

## 8. DIREITOS AUTORAIS

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

# POSITIONING CONTROL OF AN INDUSTRIAL SERVO-PNEUMATIC POSITIONING UNIT THROUGH A NONLINEAR CONTROL STRATEGY

## **Felipe B. C. Cruz**

Federal University of Santa Catarina

Campus Universitário – Cx. P. 476 – CEP 88040-900 – Florianópolis – S.C. – Brazil

First Author's e-mail: [barreto@emc.ufsc.br](mailto:barreto@emc.ufsc.br)

## **Raul Guenther**

Federal University of Santa Catarina

Campus Universitário – Cx. P. 476 – CEP 88040-900 – Florianópolis – S.C. – Brazil

Second Author's e-mail: [guenther@emc.ufsc.br](mailto:guenther@emc.ufsc.br)

## **Victor J. De Negri**

Federal University of Santa Catarina

Campus Universitário – Cx. P. 476 – CEP 88040-900 – Florianópolis – S.C. – Brazil

Third Author's e-mail: [victor@emc.ufsc.br](mailto:victor@emc.ufsc.br)

***Abstract.** The aim of this work is to establish a control law that will reduce the position error on a specific servo-pneumatic positioning unit, as a way to obtain the expected performance. The conception of the proposed controller is based in a detailed study of the functioning structure of the considered pneumatic positioning system. The final nonlinear control strategy is a Proportional-Derivative (PD) with compensation of the effects of inertia and friction force, obtained through an estimate of both. The data for validation of this control strategy is experimentally obtained.*

***Keywords:** pneumatic positioning unit, mathematical modeling, nonlinear control.*