摩擦オブザーバを用いた空気圧サーボ系の位置決め制御*

小 崎 貴 弘^{*1}, 佐 野 学^{*1}An Observer-Based Friction Compensation Technique for
Positioning Control of a Pneumatic Servo SystemTakahiro KOSAKI^{*2} and Manabu SANO^{*2} Department of Computer and Media Technologies, Hiroshima City University,
3-4-1 Ozuka-higashi, Asaminami-ku, Hiroshima-shi, Hiroshima, 731-3194 Japan

A technique for compensating friction in a pneumatic servo system to perform position control is addressed in this paper. In our technique, a friction observer is introduced into the control system in order to cancel the effect of the friction, since it is capable of estimating dynamically varying friction. Prior to its application to the control system, a conventional friction observer is extended for adapting to a pneumatic actuator by taking account of the influence of pressure inside the cylinder chambers on the friction at the seal. The effect of this modification on the estimating accuracy is confirmed experimentally. The modified observer is also incorporated into a pneumatic positioning device based on pressure control, and the control performance on the positioning accuracy is evaluated. In addition, it is demonstrated that the device's control performance is maintained by using both the above observer and a velocity observer, even when neither an accelerometer nor a velocity sensor is used for the construction of the lower cost system.

Key Words: Oil and Air Hydraulics, Pneumatic Actuator, Servo Mechanism, Positioning, Observer, Friction Compensation

1. 緒 言

空気圧アクチュエータは、出力/重量比の高さ、取り扱いの簡便さ、空気の圧縮性による柔らかさなどの特長を備えるため、人が装着あるいは携帯する用途や人との接触を伴う用途での活用が期待されている。そこで更なる機能の充実を図るため、サーボ系を構成して位置決めの柔軟性を持たせようとする場合、種々の非線形要素が制御系の設計を困難にしている。とりわけ摺動部では高い気密性の確保に相反して大きな摩擦が生じ、その特性の把握の難しさ、それによるスティックスリップの発生などが制御性能の向上に対する妨げとなっている。近年は発展が著しいロバスト制御などの先進的な手法による高性能化が注目を集め、報告例も多岐にわたるが^{(1)~(4)}、摩擦補償に焦点を絞った報告は少ない^{(5)~(7)}。

著者ら⁽⁸⁾は、時変パラメータを含めて閉ループ系の安定性を確保できるゲインスケジュールド H_∞ 制御に着目し、摩擦力の動的変動を時変パラメータとして扱うことにより空気圧サーボ系の摩擦補償を行う方法を提案した。この方法では、摩擦特性のモデルをあらか

じめ作成しておく必要があり、制御性能はそのモデルの精度にある程度依存してしまう問題がある。

一方、摩擦力を推定するための非線形オブザーバを用いて補償を行う方法が提案されている⁽⁹⁾。この方法によれば、摩擦特性のモデルが不要であるだけでなく、予期しない動的な変動をも補償可能である。その有効性は、モータ駆動のジャーナル軸受⁽¹⁰⁾、油圧マニピュレータ⁽¹¹⁾で実証されている。

本研究では、摩擦力の動的変動に対応できる上記の摩擦オブザーバに注目し、それを位置決めのための空気圧サーボ系に対して適用を試みる。ベースとする制御系は、PD 圧力制御系を内部ループとして有するPD 位置制御系とする⁽¹²⁾。これに、圧力に関する修正を加えた摩擦オブザーバを付加する。そして、提案するオブザーバの推定性能および位置制御系の性能を実験により検証する。さらに、制御に必要な物理量をすべてセンシングによって取得することは制御系を構成する上でコスト増を招き、他のアクチュエータに比べて低コストが特長である空気圧の優位性が薄れることになるので、使用するセンサ数を最小限に抑える試みを行う。

2. 制御系の設計

2.1 実験装置 図1に実験装置の構成を示す。

* 原稿受付 2005年11月18日。

^{*1} 正員、広島市立大学情報科学部(〒731-3194 広島市安佐南区大塚東3-4-1)。

E-mail: kosaki@cs.hiroshima-cu.ac.jp

Fig. 1 Arrangement of experimental apparatus

空気圧シリンダは内径 50mm, ストローク 400mm の複動・片ロッド形であり, ピストンシールとしてスクイズ形シールが装着されている。ロッドに取り付けたテーブルは, ボールベアリングを用いたガイド(摩擦係数 0.001~0.002)に支持される。テーブルの位置は光学式パルススケール(分解能 5 μ m)で検出され, カウンタによりデジタル信号に変換される。テーブルの速度はコイルの起電力を利用した速度センサ, シリンダ室圧力は半導体型圧力センサによりそれぞれ電圧信号に変換される。制御装置にはパーソナルコンピュータを使用するため, 外部からの信号はデジタル入出力と A/D 変換のためのインターフェイスボードを経由して取り込まれる。一方, 操作量であるサーボ弁の駆動電圧は各検出量をもとに計算され, D/A 変換器を介して 2 つのサーボ弁それぞれに出力される。なお, 摩擦力の算出および加速度フィードバックを用いた制御では加速度の情報も必要のため, この場合はテーブルに取り付けた圧電型加速度センサを用いて取得する。

2.2 圧力制御系の設計 位置制御系の設計前に, 圧力の応答性を向上させるため, 圧力制御系を構成する⁽¹²⁾。図 1 の空気圧シリンダの各シリンダ室内における圧力変化式は, 以下のように表される。

$$\dot{p}_1 = \frac{\kappa RT}{V_1} G_1(s_1, p_1) - \frac{\kappa A_1 p_1}{V_1} v \quad (1)$$

$$\dot{p}_2 = \frac{\kappa RT}{V_2} G_2(s_2, p_2) + \frac{\kappa A_2 p_2}{V_2} v \quad (2)$$

ここで, p は圧力, G は質量流量, s は制御弁の有効断面面積, V はシリンダ室の容積, T は温度, R は気体定数, A はピストンの受圧面積, κ は比熱比, v は速度である。添字については, ヘッド側を 1, ロッド側を 2 と表記する。

式(1), (2)をシリンダ中央でピストンが静止した平衡状態からの微小変化を考えて線形化し, $p_m = p_1 - k_d p_2$, $k_d = A_2/A_1$ として整理すると,

$$\Delta \dot{p}_m = k_e (\Delta G_1 - k_d \Delta G_2) - k_e k_b \Delta v \quad (3)$$

となる。ただし, 平衡状態からの微小変化には Δ , 平衡状態には添字 0 を付して表し, $k_a = (\kappa RT_0)/V_0$, $k_b = (\kappa A_1 p_0)/V_0$, $k_e = 1 + k_d$ である。さらに, 線形化された流量式は, $k_{si} = (\partial G_i / \partial s_i)_0$, $k_{pi} = -(\partial G_i / \partial p_i)_0$ とすると,

$$\Delta G_i = k_{si} \Delta s_i - k_{pi} \Delta p_i \quad (4)$$

と表される。上式を式(3)に代入した後, 平衡状態では $k_{s1} = k_{s2} = k_s$, $k_{p1} = k_{p2} = k_p$, $\Delta s_1 = -\Delta s_2 = \Delta s$ と仮定してラプラス変換すると, 次式を得る。

$$P_m(s) = \frac{k_e \{k_a k_s S(s) - k_b V(s)\}}{s + k_a k_p} \quad (5)$$

ただし, ラプラス変換された各変数を大文字で表す。さらに, 制御弁の操作電圧を $U(s)$ として制御弁の動特性を $S(s) = k_v U(s)$ で近似し,

$$U(s) = g_1 \{P_r(s) - P_m(s)\} - g_2 s P_m(s) + U_c(s) \quad (6)$$

の PD フィードバック制御を式(5)に対して施すことにより, 圧力制御系を得る。なお, $P_r(s)$ は圧力目標値, $U_c(s)$ は式(5)の速度項を打ち消すための入力 $U_c(s) = \{k_b V(s)\} / (k_a k_s k_v)$ である。圧力目標値への追従特性は, ゲイン g_1 , g_2 により調節できる。

2.3 位置制御系の設計 図 1 の装置のテーブルとピストンから成る可動部の運動方程式は,

$$Ma = A_1(p_1 - p_a) - A_2(p_2 - p_a) - f \quad (7)$$

と表せる。ここで, a は加速度, M は可動部の等価質量, f は摩擦力, p_a は大気圧である。式(7)を線形化後, ラプラス変換すると,

$$Ms^2 X(s) = A_1 P_m(s) - F(s) \quad (8)$$

となる。 $X(s) (= \mathcal{L}[x])$ はテーブルの位置である。さらに, 可動部の運動に比べて式(6)の圧力制御による応答は十分速いと仮定すると, 式(8)において $P_m(s) = P_r(s)$ とみなせる。そこで, 位置目標値を $X_r(s) (= x_r/s)$, 位置偏差を $E(s) = X_r(s) - X(s)$ とし, 圧力目標値を次式の PD フィードバックで生成する⁽⁹⁾⁽¹³⁾。

Fig. 2 Structure of a pneumatic servo system

$$P_r(s) = \{g_3 E(s) - g_4 s X(s) + F(s)\} / A_1 \quad (9)$$

すなわち、理想的に圧力制御が実現されると仮定して圧力制御系の動特性を無視すれば、位置制御系は

$$X(s) = \frac{g_3/M}{s^2 + (g_4/M)s + (g_3/M)} X_r(s) \quad (10)$$

のように分離して考えることができ、ゲイン g_3 , g_4 により位置目標値への追従特性を調節可能である。

以上より、圧力制御系を含めた位置制御系は図2のようになる。すなわち、式(9)を式(6)へ代入することにより位置制御が実現される。ただし、そのためには式(9)中の摩擦力の値を取得する必要がある、その方法については次章以降で述べる。

3. 摩擦力の推定

3.1 摩擦オブザーバ 動作状況に依存して多様に変化する摩擦力を動的に推定できれば、補償に際して大きく寄与すると考えられる。Friedland ら⁽⁹⁾は、次式で与えられる摩擦オブザーバを提案している。

$$\hat{f} = M \{z - g_a |v|^\mu\} \text{sgn}(v) \quad (11)$$

$$\dot{z} = g_a \mu |v|^{\mu-1} \dot{a} \text{sgn}(v) \quad (12)$$

ここで、 $\hat{f}$ は摩擦力の推定値、 z はオブザーバの内部変数、 sgn は符号関数であり、 $\dot{a}$ は f_a を駆動力とすると $\dot{a} = (f_a - \hat{f})/M$ で定義される。 g_a , μ は設計パラメータである。このオブザーバでは、 $\dot{f} = 0$ すなわち摩擦力が定数とみなせるとき、 $g_a > 0$, $\mu > 0$ かつ $v \neq 0$ ならば推定誤差が漸近的にゼロに収束することが保証されている。

このオブザーバを式(9)で用いるには設計パラメータを決める必要がある。そこで、図1の装置において、

制御を行わずにサーボ弁の開度を固定することにより種々の速度で駆動させてデータを記録し、オブザーバのオフライン推定実験が可能なデータセットを取得した。このデータセットを用いた推定実験では、式(11)、(12)を数値的に解く。また、評価基準とする摩擦力を、式(7)をもとに、測定された圧力 p^* と加速度 a から次式で求める。

$$f = A_1 p_1^* - A_2 p_2^* - Ma \quad (13)$$

式(11)、(12)に含まれる設計パラメータ g_a , μ を決めるための指針は、文献(11)に以下のように示されている。

- ・ 摩擦オブザーバは非線形であるが、線形時不変オブザーバとのアナログにより、極が近似的に $\varepsilon = -g_a \mu |v|^{\mu-1}$ で求まる。 $\bar{(\cdot)}$ は平均値を表す。これをもとにすると、平均速度が小さい場合に収束を速めるためには $1 < \mu < 2$ とする。
- ・ 極 ε は閉ループ系の極の4倍以上とする。

実際、上述のデータセットを用いて推定実験を行ったところ、 μ を2に近づけた場合は平均速度が大きいかほど極 ε も大きくなり、推定精度は向上する。しかしながら、スティックスリップが発生するような低速域で推定精度は低下する。一方で、1に近づけた場合は上記とは逆の傾向を示す。また、 g_a については、シミュレーションを繰り返して g_3 , g_4 のおおよその見当をつけた後、式(10)の極を求め、上記の指針と照らし合わせることで $g_a \geq 40$ を得た。何回かの推定試験の結果、ノイズに過敏にならない程度で $\mu = 1.5$, $g_a = 50 \text{ m}^{-1/2} \text{ s}^{-1/2}$ とした。

摩擦オブザーバを用いてオフライン推定実験を行った結果の一例を図3に示す。図は同図(a)のようにスティックスリップが発生した場合である。図3(b)において、実線は摩擦力の推定値、破線は式(13)によって得た摩擦力の測定値を示す。データセットに対す

る推定誤差の2乗積分値は平均 86.6 であり、この値を次節以降の比較基準とする。

3.2 静止摩擦力の導入 図3にも見られるように、式(11)、(12)で与えられるオブザーバでは、特にスティック時($v \approx 0$)に極 $\varepsilon \approx 0$ となって推定精度が低い。そこで、Tafazoli ら⁽¹¹⁾は静止摩擦力の影響を考慮し、式(11)、(12)に修正を加えた摩擦オブザーバを提案している。すなわち、

$$\hat{a} \left\{ 1 - e^{-(v/\sigma)^2} \right\} \dots\dots\dots (14)$$

を式(12)の $\hat{a}$ の代わりに使用し、

$$\hat{f} + (f_a - \hat{f}) e^{-(v/\sigma)^2} \dots\dots\dots (15)$$

を摩擦力の推定値とする。この修正においては、 σ で定義される $v = 0$ の近傍では静止摩擦力が支配的と考えて $\hat{f} \approx f_a$ とみなし、その外側では式(11)、(12)の動特性に従うとしている。

この修正されたオブザーバを前節と同じデータセットに適用して推定実験を行った結果の一例を図4に示す。 σ は実験における推定誤差を見ながら 0.03 m/s に決めた。推定誤差は前節の場合に比べて平均 17.6%減少した。この場合、高速ほど前節の結果に近いが、スティックスリップが発生する低速域では性能の向上は著しい。

3.3 圧力の導入 本研究では、前節で述べた摩擦オブザーバを空気圧サーボ系に適用するに当たって、以下のような修正を提案する。シリンダ室内の圧力は、摺動部に装着されている弾性体のシールに作用し、摩擦力に影響を及ぼすことが知られている。特に圧力が高いほどシールがシリンダ内壁に押し付けられ、摩擦力が増大する傾向にある。そのため、圧力に関する項を導入した摩擦モデルが存在する⁽¹⁴⁾⁽¹⁵⁾。そこで、式(11)に圧力項 Map_m を加え、式(12)を

$$\dot{z} = \left\{ g_a \mu |v|^{\mu-1} \hat{a} - \alpha \dot{p}_m \right\} \text{sgn}(v) \dots\dots\dots (16)$$

と修正する。 α は圧力の影響を調節するための設計パラメータである。このように修正した場合、推定誤差を $\tilde{f} = f - \hat{f}$ と定義し、これを微分して変形を行うと、推定誤差の動特性は次式のように導かれる。

$$\dot{\tilde{f}} = \dot{f} - g_a \mu |v|^{\mu-1} \tilde{f} \dots\dots\dots (17)$$

(a) Measured position

(b) Measured and estimated friction

Fig. 3 Estimation of friction using the original observer

Fig. 4 Estimation of friction using the observer with a static friction component

Fig. 5 Estimation of friction using the proposed observer

Fig. 6 Estimation of friction using the proposed observer with a velocity observer

したがって、 $\dot{f} = 0$ すなわち摩擦力が定数と仮定できる場合には、 $g_a > 0$ 、 $\mu > 0$ かつ $v \neq 0$ ならば推定誤差が漸近的にゼロに収束する。この条件は厳しいものであるが、式(11)、(12)で与えられるオブザーバの収束条

Table 1 Values of system parameters

M	5.33 kg	x_r	0.1 m
p_0	0.2 MPa	Sampling rate	1 kHz
g_1	4.0×10^{-3} V/Pa	g_2	5.0×10^{-7} Vs/Pa
g_3	2.0×10^3 N/m	g_4	1.0×10^2 Ns/m

件と同様の条件である。この圧力項の導入に加えて式(14)、(15)の修正も導入し、静止摩擦力の影響も同時に考慮する。

提案する修正の効果を検証するため、3.1 節と同じデータセットに対して推定実験を行った結果の一例を図5に示す。推定誤差は3.1 節の場合に比べて平均68.5%減少しており、前節の結果よりも推定性能の向上が確認された。なお、 α は推定実験の結果を見ながら 1.5×10^{-4} m²/kg に決めた。

3.4 摩擦力、速度の同時推定 前節までの摩擦オブザーバでは、速度センサと圧力センサによる検出量を用いて推定を行った。通常、位置制御系では位置センサが取り付けられており、その情報を利用して速度が推定できれば、速度センサが不要となってコスト低減に寄与する。そこで、速度を推定するための以下のオブザーバを用いる⁽¹⁰⁾。

$$\dot{z}_v = -g_v \hat{v} \quad (18)$$

$$\hat{v} = z_v + g_v x \quad (19)$$

ここで、 $\hat{v}$ は速度の推定値、 z_v はオブザーバの内部変数、 g_v は設計パラメータである。このオブザーバと前節で提案した摩擦オブザーバを併用して推定実験を行った結果の一例を図6に示す。設計パラメータ g_v については、速度オブザーバの極が摩擦オブザーバの極よりも大きくなるように $g_v = 100$ Hz とした。推定誤差は3.1 節の場合に比べて平均46.9%減少した。この結果は3.2 節の結果を上回るものの、前節の結果よりも低い。式(18)、(19)のオブザーバは、対象のモデルを必要とせず設計は簡易であるが、単なるローパスフィルタをかけた微分器なので推定精度は必ずしも高いとはいえず、今後改善の余地は残されている。しかしながら、速度センサが無くても摩擦力の推定が可能であることが示されたので、次章の実験においても使用する。

4. 実験結果

4.1 実験方法 前章で設計した摩擦オブザーバを導入した位置決め制御の性能を、図1の装置を用いて検証する。位置決め実験におけるパラメータを表1に示す。 $g_1 \sim g_4$ の値については、式(1)、(2)および式

Fig. 7 Experimental response of positioning using the acceleration feedback

Fig. 8 Experimental response of positioning using the proposed friction observer

Fig. 9 Experimental response of positioning using the proposed observer with a velocity observer

(7)を数値的に解いた制御シミュレーションにより粗く決めた後、実験において微調整して決めた。なお、サーボ弁における有効断面積-操作電圧特性の非線形性は、文献(12)に従い、静的な特性ではあるが流量と圧力の測定に基づいて取得した特性の逆関数を用いて補償する。また、式(5)、(6)から成る圧力制御系の時定数は、表1をもとに求めると約3 msであり、サーボ弁の応答遅れを加味しても、可動部の運動に比べて十分速いとする2.3 節における仮定は妥当と考えられる。

性能比較のため、以下の3種類の実験を行った。

- 加速度センサ有・速度センサ有： 制御の際、実時間で得た加速度センサと圧力センサの検出量を式(13)に代入して摩擦力を求め、それを式(9)で用いる。速度センサの検出量も式(9)で使用する。
- 加速度センサ無・速度センサ有： 加速度センサを使用せず、速度センサと圧力センサの検出量を、3.3 節で提案した摩擦オブザーバに代入して $\hat{f}$ を求め、式(9)の摩擦力として用いる。
- 加速度センサ無・速度センサ無： (b)の場合において速度センサも使用せず、3.4 節で述べたよ

うに速度オブザーバを併用して摩擦力の推定値 $\hat{f}$ を得る。式(9)の速度項でも推定値 $\hat{v}$ を用いる。

4.2 実験結果と考察 位置決め実験を行った結果を図7～図9に示す。図7が(a)加速度センサ有・速度センサ有の場合、図8が(b)加速度センサ無・速度センサ有の場合、図9が(c)加速度センサ無・速度センサ無の場合を示している。また、ゲインを表1の値に固定し、摩擦補償を行わなかった場合(式(9)において $F(s) = 0$)の結果を図7に破線で示している。(b)、(c)の実験では表1の g_3 , g_4 から若干調節が必要であったが、これらの図からわかるように、ほぼ同等の過渡特性が得られた。定常偏差については、それぞれ10回ずつ位置決め実験を行い、定常偏差の絶対値を平均したところ、(a) 0.086 mm, (b) 0.075 mm, (c) 0.082 mm の性能が実現された。なお、摩擦補償を行わなかった場合の定常偏差は、表1のゲインのとき約 10 mm, ゲインの調節を行っても約 4 mm であった。

本研究で用いた空気圧シリンダは市販の量産品であり、リップ形シールなどを用いて低摩擦化が施されたものではない。また、制御アルゴリズムは、比較的簡素な PD 圧力制御+PD 位置制御に摩擦オブザーバおよび速度オブザーバの計算部分を加えただけのものである。それでも、空気圧サーボ系としては満足できる程度の性能が実現できた。その上、加速度センサも速度センサも使わず低コストで制御系を構成した場合でも、性能を維持できた。

本研究の結果から、摩擦補償に主眼を置いた場合でもある程度性能向上が見込めると考えられる。今後摩擦特性の解明が更に進み、それをもとに摩擦補償を的確に施していけば、いっそうの向上が望めるであろう。したがって、制御手法の工夫と同時に摩擦特性の解明に対する取り組みが今後も重要であると考えられる。

5. 結 言

本研究では、空気圧サーボ系に対し、摩擦オブザーバを導入した位置決め制御手法を提案した。得られた結果は以下のように要約される。

- (1) 摩擦オブザーバに対し、シリンダ室内の圧力が摩擦力に及ぼす影響を考慮した修正を施し、従来のオブザーバよりも推定性能が向上することを実験により示した。
- (2) 比較的簡素な PD 圧力制御をベースとした PD 位置制御系に摩擦オブザーバを加えた制御系を構成

し、実験を行った結果、定常偏差 ± 0.1 mm 程度の精度が実現できた。

- (3) 加速度センサ、速度センサを使わず低コストで制御系を構成した場合でも、摩擦オブザーバと速度オブザーバの併用により制御性能を維持できた。

もし摩擦力が測定できないならば、摩擦オブザーバを組み込んだ位置決め制御系の実験結果を見ながら、摩擦オブザーバのパラメータを試行錯誤的に決めざるを得ず、多大な労力が必要とされるため、今後は、摩擦オブザーバのパラメータを摩擦力が未知でも系統的に決められる手法の開発、並びに、各オブザーバの改良や制御手法の高度化による性能向上、シリンダの摩擦特性の解明が課題である。

最後に、本研究の一部は文部科学省科学研究費[若手(B)-16760180]の補助を受けたことを記し、謝意を表す。

文 献

- (1) Noritsugu, T. and Takaiwa, M., Positioning Control of Pneumatic Servo System with Pressure Control Loop Using Disturbance Observer, *Transactions of the Society of Instrument and Control Engineers*, Vol. 31, No. 2 (1995), pp. 1970-1977.
- (2) Kadowaki, K. et al., Robust Control for Pneumatic Cylinder Using μ -synthesis, *Journal of the Japan Fluid Power System Society*, Vol. 29, No. 1 (1998), pp. 1-8.
- (3) Asakura, T. et al., Design of Robust Servo Control System for Pneumatic Manipulator, *Journal of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 64, No. 622 (1998), pp. 2124-2131.
- (4) Sakamoto, M. et al., Multi-Rate Neural Network type Model Reference Adaptive Control for Pneumatic Servo System, *Journal of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 67, No. 662 (2001), pp. 3153-3159.
- (5) Saito, T. et al., A Study on the Low Velocity Control of a Pneumatic Cylinder, *Journal of the Japan Hydraulics & Pneumatics Society*, Vol. 26, No. 6 (1995), pp. 804-810.
- (6) Yang, Q.-H. et al., Position Control of a Pneumatic Cylinder with Friction Compensation, *Journal of the Japan Hydraulics & Pneumatics Society*, Vol. 28, No. 2 (1997), pp. 245-251.
- (7) Yoshimitsu, T. and Oyama, O., Discrimination and Control of a Pneumatic Cylinder under Stick or Slide Mode of Seal, *Journal of the Japan Fluid Power System Society*, Vol. 33, No. 3 (2002), pp. 57-62.
- (8) Kosaki, T. and Sano, M., Gain-Scheduled H_∞ Control of a Pneumatic Servo System for Compensating Nonlinear Friction Force, *Journal of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 67, No. 654 (2001), pp. 385-391.
- (9) Friedland, B. and Park, Y.-J., On Adaptive Friction Compensation, *IEEE Transactions on Automatic Control*, Vol. 37, No. 10 (1992), pp. 1609-1612.
- (10) Amin, J. et al., Implementation of a Friction Estimation and Compensation Technique, *IEEE Control Systems Magazine*, Vol. 17, No. 4 (1997), pp. 71-76.
- (11) Tafazoli, S. et al., Tracking Control of an Electrohydraulic Manipulator, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 6, No. 3 (1998), pp. 401-411.
- (12) Miyata, K. and Hanafusa, H., Velocity Control of Pneumatic Cylinders by Using Pressure Control, *Transactions of the Society of Instrument and Control Engineers*, Vol. 26, No. 7 (1990), pp. 773-779.

- (13) Miyata, K. et al., Double Structured Feedback Control with Variable Gain Pressure Control System for Positioning of Pneumatic Cylinders, *Transactions of the Society of Instrument and Control Engineers*, Vol. 26, No. 7 (1990), pp. 787-794.
 - (14) Belforte, G. et al., Experimental Analysis of Friction Forces in Pneumatic Cylinders, *Journal of Fluid Control*, Vol. 20, No. 1 (1989), pp. 42-60.
 - (15) Schroeder, L. E. and Singh, R., Experimental Study of Friction in a Pneumatic Actuator at Constant Velocity, *Transactions of the ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 115 (1993), pp. 575-577.
-