圧力制御ループに外乱オブザーバを用いた空気圧駆動系の位置決め制御†

則次俊郎*・高岩昌弘*

Positioning Control of Pneumatic Servo System with Pressure Control Loop Using Disturbance Observer

Toshiro NORITSUGU* and Masahiro TAKAIWA*

This paper describes one method to attain a robust positioning control of pneumatic driving system comprising a pneumatic cylinder and PCM digital control valves.

A pneumatic driving system has become one of interests in the industrial fields, however, the control characteristics are inevitably affected by the friction force and parameter changes of plant due to air compressibility.

The control characteristics of a pneumatic actuator depend on a pressure response. So if a pressure can follow the reference value which compensates the influences of the friction force and the parameter changes of plant, the friction force and the parameter changes of plant do not affect the control characteristics.

A meter out speed control method, widely used in a pneumatic system, is employed. This method has a superior energy efficiency but gives a nonlinear pressure response. From these points of view, we proposed a positioning control system including an active controlled pressure loop.

Two disturbance observers are employed in this control system. One is applied in a pressure control loop to improve the robustness against the influence of the piston speed which acts as a disturbance and to compensate the nonlinearity owing to the meter out method, the other is in kinetic part, from the pressure to the piston speed, to generate the compensating signal to counterbalance the friction force and the parameter changes of plant.

Through some experiments about the robustness against the payload, the positioning accuracy and so on, the validity of this control method has been confirmed.

Key Words: pneumatic servo system, positioning control, pressure control, disturbance observer

1. 緒 言

空気圧アクチュエータは出力重量比が高く、駆動系の構成が容易であるため、その高機能化が期待されている。反面、空気の高圧縮性に起因した低剛性により、制御特性は摩擦力やプラントのパラメータ変動の影響を受けやすいなど、解決すべき問題も残されている。

圧力は一般にプラントの安定化のために用いられ、著

者らも圧力フィードバックによるプラントの安定化を行ってきた^{1),2)}。しかし、新たに圧力制御系を構成し、摩擦力やプラントパラメータ変動の影響を補償できる圧力が生成されれば、これらの変動に対してロバストな制御系を構成できる。この点に着目して、宮田らは、空気圧シリンダの圧力応答に外乱として作用するピストン速度の影響をフィードフォワード的に相殺する手法を提案している³⁾。しかし、摩擦力などの補償は行われていない。さらに、ピストン位置に依存する圧力応答特性の変化を補償する可変ゲイン PD コントローラを用いた圧力制御系を構成⁴⁾し、摩擦力の補償を行っているが、荷重印加などに起因するプラントパラメータ変動の影響までは考慮されていない。

本研究では、圧力制御系に外乱オブザーバを応用し、

† 日本機械学会ロボティクスメカトロニクス講演会 '94 で発表 (1994・7)

* 岡山大学工学部 岡山市津島中 3-1-1

* Faculty of Engineering, University of Okayama, Okayama

(Received December 22, 1994)

(Revised April 10, 1995)

これに基づいて空気式スライドテーブルの位置決め制御を行う。駆動方式は、空気圧系において一般に使用されるメータアウト方式とする。この方式は3ポート弁を用いた圧力制御方式に比べて、エネルギー効率に優れる反面、後述するように、制御信号から両シリンダ室の圧力差の伝達部に非線形性が生じ、制御性能の悪化につながる。外乱オブザーバによれば外乱および制御対象のパラメータ変動を推定かつ補償できるため、摩擦力やピストン速度の影響と、メータアウト方式に起因する圧力応答の非線形性や荷重変化時のパラメータ変動の影響を低減することができる。

まず、外乱オブザーバを用いた圧力制御系の構成を示した後、その制御性能を通常のPI制御によるものと比較する。続いて、この圧力制御系を主体とした位置制御系を構成する。種々の実験を通して提案した制御系の有効性が確認され、荷重変動に対するロバスト性と、空気圧系として十分な位置決め精度が得られている。

2. 制御系の構成

2.1 空気圧駆動回路のモデル

Fig. 1に空気圧駆動回路のモデルを示す。 p_l, p_r, p_s, p_a はそれぞれ左側シリンダ室圧力、右側シリンダ室圧力、供給圧力および大気圧であり、 $x, f_c, m, b, A, V, T, S, G_p$ はそれぞれピストン変位、クーロン摩擦力、ピストン質量、粘性摩擦係数、ピストン受圧面積、シリンダ室容積、空气の絶対温度、弁開口面積および空気質量流量である。

両シリンダ室が供給圧力 p_s で加圧され、テーブルがシリンダ中央で静止している状態を平衡状態とする。右側シリンダ室の状態方程式は次式で表わされる⁶⁾。 R, κ はそれぞれガス定数および比熱比である

$$\frac{dp_r}{dt} = -\frac{\kappa RT}{V} G_p + \frac{\kappa p_r A}{V} \frac{dx}{dt} \quad (1)$$

ここで、制御弁を通過する空気は音速流と仮定すれば、質量流量 G_p は次式で表わされる。

$$G_p = S p_s \sqrt{\frac{2}{RT} \frac{\kappa}{\kappa-1} \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{2}{\kappa-1}}} \quad (2)$$

Fig. 1 Simplified Model of Plant

弁開口面積 S は制御信号 u に比例する($S = k_s u$)と仮定する。またシリンダ室差圧 $p_d = p_l - p_r$ を用いて、 $p_l = p_s$ を考慮すれば、(1)式は、

$$\frac{dp_d}{dt} = \frac{\kappa k_s}{V} \sqrt{\frac{2RT\kappa}{\kappa-1} \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{2}{\kappa-1}}} (p_s - p_d) u - \frac{\kappa(p_s - p_d)A}{V} \frac{dx}{dt} \quad (3)$$

となる。 p_d の過渡特性は u およびテーブル速度に依存し、 p_d の定常値は $dx/dt=0, u \neq 0$ のとき u によらず常に供給圧力 p_s に収束する。このように、 u から p_d への伝達部には非線形性が存在する。

テーブルの運動方程式は次式で表わされる。

$$p_d = \frac{m}{A} \frac{d^2 x}{dt^2} + \frac{b}{A} \frac{dx}{dt} + \frac{f_c}{A} \operatorname{sgn} \left(\frac{dx}{dt} \right) \quad (4)$$

2.2 圧力制御系の構成

Fig. 2は外乱オブザーバ⁶⁾を用いた圧力制御系を示す。ピストン速度の影響を外乱とみなし、外乱オブザーバによりピストン速度の影響と圧力応答の非線形性を補償する。変数は大文字でラプラス変換を示し、伝達関数の (s) は省略する。 P_{ref} は圧力目標値であり、 P_{in}, Q_1 はそれぞれ U から P_d への伝達部に対する線形ノミナルモデルおよびフィルタである。 P_d が P_{ref} に対して自己平衡性を有すると同時に、できるだけ応答遅れが小さくなるように、ノミナルモデルは1次遅れとする。

簡単のため(3)式を(5)式により線形近似すると、圧力制御系の入出力特性は(6)式で与えられる。

$$P_d = \alpha U - \beta s X \quad (5)$$

$$P_d = \frac{(1 - Q_1)^{-1}}{\alpha^{-1} + P_{in}^{-1} Q_1 (1 - Q_1)^{-1}} P_{ref} - \frac{\alpha^{-1} \beta}{\alpha^{-1} + P_{in}^{-1} Q_1 (1 - Q_1)^{-1}} s X \quad (6)$$

$Q_1=1$ とみなせる周波数領域では、閉ループ伝達関数はノミナルモデル P_{in} に固定されると同時に、 P_d の応答にピストン速度の影響は現れない。しかし、安定性を維持するためには高周波領域で $Q_1=0$ となることが望ましい。このため、 Q_1 は低域濾過特性を有するように設定され、 Q_1 の時定数 T_{pq} は低感度化と安定性のトレードオフにより決定される。

Fig. 2 Pressure Control System Using Disturbance Observer

2.3 PI制御系との特性比較

Fig. 3 にPI制御系による圧力制御系を示す。(5)式を用いると入出力特性は

$$P_d = \frac{C_{PI}}{\alpha^{-1} + K_{pn}^{-1} C_{PI}} P_{ref} - \frac{\alpha^{-1} \beta}{\alpha^{-1} + K_{pn}^{-1} C_{PI}} sX \quad (7)$$

となる。 C_{PI} はPIコントローラを示す。ピストン速度を外乱とみなした場合、その抑圧特性が両制御系で等しくなる条件は、(6)式、(7)式の右辺第2項を比較して、

$$K_{pn}^{-1} C_{PI} = P_{1n}^{-1} Q_1 (1 - Q_1)^{-1} \quad (8)$$

となる。(8)式はロバスト安定性が等しくなる条件でもある。それぞれの変数を代入して、つぎの関係が成り立つ。

$$\left. \begin{aligned} g_p &= T_{pn} T_{pq}^{-1} \\ g_i &= T_{pq}^{-1} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

このとき、(6)式、(7)式の右辺第1項に示される圧力制御系の閉ループ伝達関数のゲインは、外乱オブザーバを用いた場合、PI制御系の $|P_{1n} Q_1^{-1} K_{pn}|$ 倍となる。よって、同じ感度特性下での両制御系のバンド幅はフィルタ時定数 T_{pq} とノミナルモデルの時定数 T_{pn} の大小関係により比較することができる。

2.4 位置制御系の構成

Fig. 4 に提案する位置制御系を示す。摩擦力の影響を低減するとともに荷重変化によるパラメータ変動を補償するため、圧力 P_d からテーブル速度 sX までのプラント P_2 に対して新たに外乱オブザーバを付加する。次式に示すように推定外乱 dis にはプラントのパラメータ変動および摩擦力が含まれる。

$$dis = \frac{m_n - m}{A} \frac{d^2 x}{dt^2} + \frac{b_n - b}{A} \frac{dx}{dt} - \frac{f_c}{A} \operatorname{sgn} \left(\frac{dx}{dt} \right) \quad (10)$$

dis は内部安定性を保証するためのフィルタ Q_2 を介して圧力制御系の目標値 P_{ref} に加えられる。 dis から P_d までの定常ゲインを1にするため、 Q_2 には圧力制御系の閉ループ定常ゲイン K_{pn} の逆数を乗じている。

圧力制御系が理想的に動作し、その閉ループ伝達関数がノミナルモデル P_{1n} に一致していると仮定すれば、つぎの関係が得られる。

Fig. 3 Pressure Control System Using PI controller

$$sX = \frac{1}{P_{1n}^{-1} P_2^{-1} (1 - Q_2 P_{1n}) + Q_2 P_{2n}^{-1}} P_{ref} - \frac{P_{1n}^{-1} (1 - Q_2 P_{1n})}{P_{1n}^{-1} P_2^{-1} (1 - Q_2 P_{1n}) + Q_2 P_{2n}^{-1}} \frac{F_c}{A} \quad (11)$$

$Q_2 P_{1n} = 1$ とみなせる周波数域において、摩擦力の影響は sX に現れず、 P_{ref} から sX までの伝達関数は次式に示すようにそれぞれのノミナルモデルの積で表わされる。

$$\frac{sX}{P_{ref}} = P_{1n} P_{2n} = \frac{K_{pn}}{1 + T_{pn}s} \frac{A}{m_n s + b_n} \quad (12)$$

P_{ref} から X までは3次系となるが、圧力制御系の時定数 T_{pn} は小さく設定できるものと考え、実現すべき閉ループ伝達関数を次式の2次系で与える。

$$\frac{X}{X_r} = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (13)$$

変形して、

$$sX = \frac{\omega_n^2}{s + 2\zeta\omega_n} (X_r - X) \quad (14)$$

(12)式において、 $T_{pn} = 0$ とおけば、(13)式を満足するための P_{ref} は位置偏差 $X_r - X$ から次式に示すコントローラ C を介して算出される。

$$C = \frac{\omega_n^2 K_{pn}^{-1} A^{-1} (m_n s + b_n)}{s + 2\zeta\omega_n} \quad (15)$$

なお、Fig. 4において、圧力 P_d は $Q_1 P_{1n}^{-1}$ および Q_2 を通してフィードバックされ、その伝達特性は次式のようにまとめられる。

$$\frac{Q_1}{P_{1n}} - Q_2 = \frac{s(T_{mq} + T_{pn} - T_{pq} + T_{mq} T_{pn} s)}{K_{pn} (1 + T_{pq} s) (1 + T_{mq} s)} \quad (16)$$

(16)式に示す伝達関数が非最小位相となると位相が大きく減少し、まとめたフィードバックループにより構成される系の安定性を低下させる恐れがある。そのため、各パラメータは次式を満足する必要がある。

$$T_{mq} + T_{pn} - T_{pq} > 0 \quad (17)$$

3. 空気圧駆動系

Fig. 5に空気圧駆動系を示す。空気圧ロッドレスシリンダ(内径25 mm, ストローク800 mm)を内蔵したスライドテーブルを水平に設置する。供給圧力はゲージ圧で $p_s = 440$ kPaである。テーブルの変位はプーリを介して

Fig. 4 Positioning Control System

Fig. 5 Pneumatic Driving System

ロータリーエンコーダ(分解能 $7.8 \mu\text{m}$)で検出し、圧力 p_d は両シリンダ室に取り付けられた圧力センサ(分解能 0.52 kPa)の検出信号から算出する。これらの検出信号はそれぞれカウンタおよび A/D 変換器を通して制御用コンピュータに入力される。コンピュータで計算された制御信号 u は弁ドライバ回路を介して 3 ポート電磁弁と 8 ビットの PCM 弁⁷⁾を駆動する。3 ポート電磁弁はテーブルの移動方向を切り換え、PCM 弁はメータアウト方式によりテーブル速度を調節する。制御信号 u は $-255 \leq u \leq 255$ の整数であり、その符号が 3 ポート電磁弁、絶対値が PCM 弁の駆動信号に対応する。 $u=0$ のとき、ピストン停止時の剛性を高めるため、両 3 ポート弁を 0 N にして両シリンダ室を p_s で加圧する。制御プログラムは C 言語で記述し、サンプリングタイムは 0.2 ms である。

4. 実験結果および考察

4.1 外乱オブザーバの効果

4.1.1 圧力制御系における効果

Fig. 6 はテーブルをストローク中央に固定し、制御信号 $u=50, 100, 200$ を印加したときの圧力 p_d の応答を示す。(3)式に示したように、過渡応答は u に大きく依存し、 p_d は u によらず供給圧力 $p_s=440 \text{ kPa}$ に収束する。

圧力制御系におけるノミナルモデルを設定する。Fig. 4 に示す制御系において、両外乱オブザーバが理想的に動作した場合、 $Q_2 P_n=1$ とみなせる周波数域では、 T_{pn} を考慮すると、閉ループ伝達関数は

$$\frac{X}{X_r} = \frac{\omega_n^2}{s(s+2\zeta\omega_n)(1+T_{pn}s) + \omega_n^2} \quad (18)$$

となる。駆動系の速応性の限界を考慮して、 $\omega_n=8 \text{ rad/s}$ 、 $\zeta=1.0$ とする。さらに、(18)式に基づいたステップ応答のシミュレーションにより、行き過ぎが生じないように $T_{pn}=0.01 \text{ s}$ に設定する。また、定常ゲイン K_{pn} は、圧力制御系が安定で、かつ、できるだけバンド幅が高くなる

Fig. 6 Pressure Response

(a) $T_{pq}=0.05 \text{ s}$ (b) $T_{pq}=0.01 \text{ s}$

Fig. 7 Step Response in Pressure Control System

ように求めている。 $K_{pn}=1 \text{ kPa}$ とする。

Fig. 7 はテーブルをストローク中央に固定し、Fig. 2 の制御系において、 $p_{ref}=200$ のステップ応答を行った結果である。(a)は $T_{pq}=0.05 \text{ s}$ 、(b)は 0.01 s の場合である。定常状態において周期的な振動が生じる。(3)式よりわかるように、 $u>0$ である限り p_d は供給圧力 p_s に向かって増加するため、 p_d は目標値 $p_{ref}K_{pn}(<p_s)$ をかならず超える。Fig. 2 において U から Q_1 を通るフィードバックループは等価的に積分要素を有するため、 p_d が $p_{ref}K_{pn}$ を超えると被積分量が負となり u は減少する。本制御系では、 $u=0$ のとき両方の 3 ポート弁を ON とし、両シリンダ室を p_s で加圧するため、 $u=0$ のとき p_d は急激に低下する。以後同様のサイクルを繰り返す。

フィルタ Q_1 が 1 に近づくほど、圧力制御系の閉ループ伝達関数はノミナルモデル P_n に近づく。そのため、(b)の応答は(a)に比べてオーバーシュートが小さく、モデルの応答に近づく。しかし、先述の等価的な積分ゲ

インがフィルタ時定数 T_{pq} の逆数に相当するため、 T_{pq} が小さくなると積分効果が増大し、 u はより振動的となる。 u が振動的になると、定常状態におけるシリンダ室からの空气の排気量が増大し、圧力変動も大きくなる。

4.1.2 外乱補償効果

Fig. 4 において u に一定値を印加してテーブルを駆動し、 $t=0.8$ s に u をステップ状に増加させた場合の、テーブル速度 dx/dt と推定外乱 $\hat{d}_{is}$ の測定結果を Fig. 8 に示す。 $K_{pn}=1$ kPa とし、 Q_2 の時定数 T_{mq} は小さく設定するほど外乱推定時の遅れが改善されるが次節で述べる T_{pq} の値を考慮し、(17) 式より $T_{mq}=0.06$ s とする。ノミナルモデル P_{2n} のパラメータは無負荷時の同定より、 $A/b_n=8.5 \times 10^{-3}$ m/(skPa)、 $m_n/b_n=0.08$ s とする。

(a) は無負荷時、(b) はテーブル上に 10 kg の負荷を載せた場合である。(a) では、 $P_2=P_{2n}$ がほぼ成立しているため、 Q_2 による推定の遅れを無視すれば、 $\hat{d}_{is}$ には圧力換算のクーロン摩擦力のみが現れている。その推定値はあらかじめ測定した値 ($f_c/A \approx 20$ kPa) とほぼ一致している。(b) の場合は、質量変動 $m_n - m$ に起因する項 ((10) 式右辺第 1 項) が、摩擦力に加えて現れている。 $t \approx 1$ s において、テーブルは一定加速度 1.6 m/s² を有する。(10) 式より、 $m_n - m$ に関する項の計算値は約 -32 kPa となり、実験値とほぼ一致している。これらより、外乱オブザーバは摩擦力およびプラントパラメータ変動の影響を同時に推定可能であることがわかる。

Fig. 8 Effect of Disturbance Observer in Estimating Disturbance

4.2 位置決め制御

4.2.1 圧力制御系のフィルタの影響

位置決め性能に及ぼす圧力制御系のフィルタの影響を調べる。Fig. 9 は、Fig. 4 に示す位置制御系において、目標位置 $x_r=0.5$ m のステップ応答を行った結果である。(a) は $T_{pq}=0.05$ s、(b) は $T_{pq}=0.01$ s の場合である。Fig. 7 に示したように (a) は (b) に比べて圧力応答に大きなオーバーシュートが発生するため、 $t \approx 0.5$ s 付近での応答に大きな振動が生じ、その影響によりテーブル位置 x は若干振動的な応答となる。しかし、定常状態では u は 0 に収束するため、 p_d はほぼ一定値を維持し、テーブルも静止状態を保つ。

一方、(b) の場合、圧力制御系の特性がノミナルモデルに近づくため、過渡状態で圧力応答に大きな振動は見られず、テーブル位置 x も滑らかな過渡応答を示す。しかし、定常状態で u が振動的となり、その結果、 p_d が増加し、やがて静止摩擦力を超えてテーブルを再び移動させる。圧力制御系のフィルタの時定数の設定には注意を要する。以下では $T_{pq}=0.05$ s とする。

4.2.2 PI 制御系との特性比較

Fig. 10 はテーブルをほぼストローク中央で固定し、 p_{ref} に振幅 200 の正弦波信号を印加して周波数応答を測定した結果である。● は Fig. 2 を、○ は Fig. 3 の制御系を用いた場合である。PI 制御器の各ゲインは (9) 式より $g_p=0.2$ 、 $g_i=20$ s⁻¹ とした。Fig. 2 の制御系は $T_{pq} > T_{pn}$ と設定されているため、両制御系において外乱抑圧特性を等しく設定すると、(6) 式および (7) 式より外乱オブ

Fig. 9 Influence of T_{pq} on Positioning Property

Fig. 10 Frequency Response in Pressure Control System

Fig. 11 Comparison with PI Controller (without Payload)

ザーバを用いた場合のほうが圧力制御系のバンド幅が広くなることがわかる。推定外乱 $\hat{dis}$ による補償効果を向上させるには圧力制御系のバンド幅はできるだけ広いことが望ましい。よって、圧力制御系に外乱オブザーバを用いた場合のほうが、荷重変化などに対して優れたロバスト性を有することが予想される。

ステップ応答を行った結果を Fig. 11 に示す。実線は Fig. 4 に示す制御系を用いた場合、点線は Fig. 4 の圧力制御部に Fig. 3 に示す制御系を用いた場合である。外乱オブザーバを用いた場合はオーバーシュートのない良好な応答が得られている。PI 制御を用いた場合は、圧力制御系のバンド幅が外乱オブザーバを用いた場合に比べて小さいため、制御量の速応性が劣る。また、圧力制御系のバンド幅が狭いと、圧力制御系の遅れが無視できなくなり、制御量にオーバーシュートが生じやすくなる。これは、(18)式において、時定数 T_{pn} が大きい場合に相当する。

Fig. 12 はテーブル上に 10 kg の負荷を載せ、 $x_r=0.5$ m のステップ応答を行った結果である。(a) は Fig. 4 の制御系を用いた場合、(b) は圧力制御部に Fig. 3 の制御系を用いた場合である。点線は p_{ref} と $\hat{dis}$ の差であり、圧力制御系の目標信号に相当する。 $0 < t < 0.5$ s において、(a)、(b) ともに圧力制御系の目標信号の変化に差は見られないが、(a) では (b) よりも圧力制御系のバンド幅が広いと、 p_d は目標信号の減少に伴い、より早く

(a) Disturbance Observer

(b) PI Controller

Fig. 12 Comparison with PI Controller (with Payload)

Fig. 13 Improvement of robustness for Payload

低下している。その結果、荷重増加時にも制御量にオーバーシュートが生じにくくなる。また、ピストン位置も目標値に速やかに収束している。

4.2.3 ロバスト性の改善

Fig. 12(a) に示した実験において $x_r=0.2$ m とした場合、Fig. 13 の点線で示すように制御量に若干オーバーシュートが発生した。荷重変化時のロバスト性を向上させるためには、圧力応答の速応性の向上と、フィルタ Q_2 による伝達遅れの低減が考えられる。本制御系では、圧力応答の速応性改善はこれ以上期待できないと考え、フィルタ Q_2 の伝達遅れを低減するために、その時定数 T_{mq} を 0.04 s に減少させた。その結果を破線で示す。この場合、(17)式が満足されず、(16)式を通るフィードバックループにより構成される系の安定性が低下し、応答も振動的となる。そこで、(17)式を満足するように T_{pq} を 0.03 s に減少した結果を実線で示す。若干のオーバー

Fig. 14 Positioning Accuracy

シュートが生じるものの、優れたロバスト性が確認できる。ただし、 T_{pq} をさらに小さくすれば、Fig. 9(b)で示したように定常特性を悪化させる可能性があるので注意する必要がある。

4.2.4 位置決め精度

Fig. 14はステップ応答を30回試行し、制御動作開始2秒後の位置偏差 $x_r - x$ を示す。(a), (b)は荷重がない状態で、それぞれ目標値 $x_r = 0.5$ m および $x_r = 0.2$ m に対する結果であり、(c), (d)はテーブル上に10 kgの荷重を載せた場合である。荷重がない場合は目標位置のほぼ ± 0.1 mm 以内に、荷重を載せた場合は若干精度が低下するが、目標位置のほぼ ± 0.4 mm 以内に収まり、空気圧系として十分満足できる位置決め精度が得られた。

5. 結 言

空気圧アクチュエータの動作は圧力応答特性に強く依存するため、圧力制御系を主体とした位置制御系を構成し、空気式スライドテーブルの位置決め制御に応用した。おもな内容と得られた結果を以下に示す。

1) 駆動方式はメータアウト方式とした。本方式はエネルギー効率に優れる反面、圧力応答特性に非線形性をもたらす。これに対して、外乱オブザーバを用いた圧力制御系を構成することにより、外乱として作用するピストン速度の影響とメータアウト駆動方式に起因する非線形性の補償を行うことができる。また、摩擦力や荷重変化に伴うプラントパラメータ変動の影響を補償するため

に、圧力からテーブル速度までの伝達部にも外乱オブザーバを付加した。

2) 構築した制御系の制御性能を圧力制御系に通常のPI制御を応用した場合と比較した。外乱として作用するピストン速度が圧力に及ぼす影響を等しく設定すると、両圧力制御系のバンド幅は、外乱オブザーバのフィルタ時定数 T_{pq} とノミナルモデルの時定数 T_{pn} の大小関係により比較できる。本研究では、定常特性と閉ループ系の応答を考慮して T_{pq} と T_{pn} を設定した。その結果、外乱オブザーバを用いた制御系のほうがバンド幅が広く、PI制御を用いた場合に比べて、荷重変化に対して優れたロバスト性が得られた。

3) 位置決め誤差は、荷重を載せた場合はほぼ ± 0.4 mm 以内に、荷重がない場合はほぼ ± 0.1 mm 以内に収まり、空気圧駆動系として十分満足できる位置決め精度が得られた。

以上、圧力制御系の構成による圧力応答の改善が、空気圧駆動系の制御性能向上に有効であることが確認された。

参 考 文 献

- 1) 則次, 高岩: 外乱オブザーバを用いた空気圧サーボ系のインピーダンス制御, 計測自動制御学会論文集, **30**-6, 677/684 (1994)
- 2) 則次, 高岩: 外乱オブザーバを用いた空気圧位置決め制御系の設計, 計測自動制御学会論文集, **31**-1, 82/88 (1995)
- 3) 宮田, 花房: 圧力制御を主体とした空気圧シリンダの速度制御, 計測自動制御学会論文集, **26**-7, 773/779 (1990)
- 4) 宮田, 石田, 花房: 可変ゲイン圧力制御系を含む二重構造

フィードバック制御による空気圧シリンダの位置決め, 計測自動制御学会論文集, 26-7, 787/794 (1990)

- 5) 則次: 空気圧システムの設計と制御, パワーデザイン, 30-11, 14/19 (1990)
- 6) 大西: 電動機およびロボットの制御, 電気学会誌, 110-8, 657/660 (1990)
- 7) 則次, 和田: マイコン制御による PCM 方式デジタル空気圧サーボの構成, 計測自動制御学会論文集, 23-3, 253/259 (1987)

~~~~~  
[著 者 紹 介]

則 次 俊 郎 (正会員)  
(Vol. 31, No. 1 参照)

高 岩 昌 弘 (正会員)  
(Vol. 31, No. 1 参照)  
~~~~~

~~~~~