研 究

ロバスト極配置理論による空気圧シリンダの速度制御と位置決め制御*

李 柱 吉**, 則 次 俊 郎***

Speed and Positioning Control of Pneumatic Cylinder using a Robust Pole Assignment Control

Ri CHUKICHI**, Toshiro NORITSUGU***

To apply a pneumatic actuator more effectively for various types of automated systems, pneumatic servo technology needs to be developed. However, in using a pneumatic actuator, the load weight frequently changes. Therefore, the robust control of pneumatic servo system needs to be studied.

Pole placement has now become an accepted technique for controller design. However, when the plant parameters are uncertain the controller obtained using the conventional method may not be able to stabilize the closed-loop system. Therefore we have chosen the robust pole assignment to solve this problem. In this paper, based on the theory of robust pole assignment control, the robust speed and positioning controls of a pneumatic cylinder are studied, and the control performances are compared with the PID control ones.

Key Words: Robust control, PID control, Pneumatic servo system, Speed and positioning controls

1. 緒 言

空気圧機器は低コストで力、速度、位置の制御が簡単であり、自動化の重要な構成部品として多くの分野で採用されている。圧縮エネルギーとして蓄えた高压空気を瞬時に用いて負荷を駆動することによって、空気圧シリンダは高速駆動用アクチュエータとしての大きな特長を持っている。空気はこればかりでなくばねとしてもしばしば用いられる。例えば、微妙な力制御が可能な柔軟性のあるアクチュエータとして応用される。これは空気の圧縮性を生かしたものであり、空気圧の優れた点であると考ええる。

しかしながら、空気駆動系においては駆動荷重が変化する用途が多いし、空気圧の圧縮性と電空比例制御弁のヒステリシスのためコントローラの出力信号から操作力となる圧力の変化までのプロセスに無視できない遅れが存在することと、シリンダの最大駆動力に比べて無視できない摺動部の摩擦などにより強い非線形性を持っているため、今までの実際の応用では、複雑な制御の必要がない単純な作業への応用がほとんどで

ある。

これに対して、ロボティクス、メカトロニクスの進展とともに、空気圧駆動系に対しても高機能化の要求が高まっている。例えば、生産設備のFMS化が進むにつれて、空気圧シリンダを従来の一般的使用形態とされてきた単純なフルストロークの往復動作のみでなく、中間ストロークで精密な位置決めを行う用途に使用したいという要求も増えてきている。これらの要望に応えるためには、アクチュエータ自体の高性能化のみならず、エレクトロニクスと結合した制御技術の向上が不可欠であり、最適制御や適応制御などの現代制御理論を応用した研究がなされ、その制御性能の向上が図られている^{1)~4)}。一方、近年種々の分野で応用され注目されているロバスト制御理論を応用して空気圧シリンダ制御系のロバスト性を向上した研究例は少ないようである。

本研究では空気圧シリンダと電空比例制御弁からなる空気圧制御系にロバスト極配置理論⁵⁾を応用して、シリンダの速度制御と位置決め制御を行い、負荷質量が45kgから25kgと65kgまで変化する場合について、システムのロバスト性を検討する。

2. ロバスト極配置

Fig. 1に示すような制御系において、制御対象の伝達関数を $G(s)=B(s)/A(s)$ と表す。ここで $A(s)$ と $B(s)$ は n 次多項式である。求めるロバスト極配置コントロー

*平成6年6月27日 原稿受付

**鄭州工学院自動化系

***岡山大学工学部

(所在地 〒700 岡山市津島中3-1-1 岡山大学工学部

Fig. 1 Structure of pneumatic servo system

ラは $C(s) = P(s)/L(s)$ と表す。ここで $P(s)$ と $L(s)$ を $n-1$ 次多項式と改定すると $2n-1$ 次の閉ループ特性方程式は次式で表される。

$$D(s) = A(s)L(s) + P(s)B(s) = 0 \quad (1)$$

ここで a, b, d, l, p をそれぞれ $A(s), B(s), D(s), L(s), P(s)$ の係数ベクトルとすると(1)式は次式に書き直せる⁵⁾。

$$\theta \beta = d$$

ここで、 $\beta = [a, b]^T$ はプラントベクトル、

$$\theta = \begin{bmatrix} \ell_0 & 0 & 0 & p_0 & 0 & 0 \\ \vdots & & & p_1 & & \\ \ell_{n-1} & \dots & \ell_0 & 0 & p_{n-1} & \dots & p_0 & 0 \\ 0 & \ell_{n-1} & & \ell_0 & 0 & p_{n-1} & & p_0 \\ \vdots & & & \vdots & & \vdots & & \vdots \\ 0 & \dots & \ell_{n-1} & 0 & \dots & p_{n-1} & & \end{bmatrix}$$

はコントローラのパラメータ行列である。

ロバスト極配置の問題は θ の各要素を求める問題である。ところが、プラントのベクトル β が不確定の場合は、上の方法で得られた θ は閉ループシステムを必ずしも安定化させることはできず、制御システムのロバスト性は十分ではない。

ロバスト制御とは、プラントの不確かさや動特性の変動にもかかわらず所望の性能が確保できる頑強なシステムを設計することである。さらに、有界な外乱を受けてもシステムの特性(性能)が有界領域に留まる時、そのシステムはロバストであるという。すなわち、プラントのパラメータが一定の範囲内で変化するとき、閉ループ極も決められた範囲内で変化すると、ロバスト性があると考える。具体的には、システムの性能がプラント変動に対してその影響を受けにくいように固定フィードバックコントローラを設計することである。

特性方程式のノミナル係数ベクトルとその変化許容ベクトルをそれぞれ d^0 と ϵ 、制御対象のノミナル係数ベクトルとその誤差ベクトルをそれぞれ β^0 と μ 、ここで、 $|d - d^0| \leq \epsilon$ 、 $|\beta - \beta^0| \leq \mu$ とし、次のように定義する。ここで、たとえば、 $|d - d^0| \leq \epsilon$ は $|d_i - d_i^0| \leq \epsilon_i \forall i$ を意味し、その他についても同様

である。

$$\beta^- = \beta^0 - \mu, \beta^+ = \beta^0 + \mu, d^- = d^0 - \epsilon, d^+ = d^0 + \epsilon$$

閉ループ極のノミナル値 q^0 に対して、その許容変化範囲 Δq について $|q^0| \gg |\Delta q|$ の関係が満たされるとき、 ϵ と Δq の間に次の関係が成立する*。

$$\epsilon \cong J \Delta q \quad (2)$$

ここで、 J はヤコビ行列でその要素は次式で表される。

$$J_{ij} = \partial d_i / \partial q_j^0$$

(2)式から、 q^0 が決められたとき、極の許容変化範囲 Δq は特性方程式の係数許容変化ベクトル ϵ で表わされることがわかる。すなわち、特性方程式の係数ベクトル d の変化範囲を制限すると、閉ループ極も許容された範囲内で変化することになる。

以上によりロバスト極配置コントローラの係数ベクトル $x = (\ell, p)^T$ は次式を満足する θ として求められることがわかる。

$$\{x : |\theta \beta - d^0| \leq \epsilon \quad \forall \beta : |\beta - \beta^0| \leq \mu\} \\ = \{x : |\theta \beta^0 - d^0| + |\theta| \mu \leq \epsilon\} \quad (3)$$

(3)式は連立不等式となり、これを満たす θ を求めることにより、ロバストコントローラの係数集合が得られる。

3. 空気圧サーボ系の構成

本研究では使用する空気圧サーボ系の構成をFig. 2 に示す。カウンタの出力信号はピストン位置 X であり、速度 V はその微分により求める。シリンダは内径50mm、ロッド径20mm、ストローク200mmの片ロッド形複動シリンダで、供給圧力は392kPa {4kgf/cm²}、サンプリング時間は1msである。駆動する負荷質量を45kgから25kg及び65kgに変化させることにより制御系のロバスト性を考察する。

脚注*

次の多項式を考える。

$$D(s) = d_0 s^{2n-1} + d_1 s^{2n-2} + d_2 s^{2n-3} + \dots + d_{2n-1} \\ = (s - q_1^0)(s - q_2^0) \dots (s - q_{2n-1}^0)$$

このとき、たとえば、

$$d_2 = \sum_{i,j=1}^{2n-1} q_i^0 q_j^0, \quad i < j$$

$$J_{21} = \frac{\partial d_2}{\partial q_1^0} = \sum_{i=2}^{2n-1} q_i^0$$

で与えられる。その他についても、同様にして閉ループ極の変動と特性方程式の係数の変動との関係を表現できる。

Fig. 2 Schematic diagram of pneumatic system

4. 空気圧サーボ系のロバスト極配置制御

4.1 ロバスト速度制御

電空比例制御弁の開口面積変化量 ΔS を入力、ピストン速度 V を出力とする制御対象の伝達関数は次式で表わされ、係数 a_1 , a_2 , b_0 は負荷質量によって変化する。

$$G_v(s) = \frac{b_0}{s^2 + a_1 s + a_2} \quad (4)$$

負荷質量が25kgから65kg間で変化すると a_1 , a_2 , b_0 は次の範囲で変化する。

$$a_1 = 0.9 \sim 1.2 \text{ [1/s]}$$

$$a_2 = 255 \sim 648 \text{ [1/s}^2\text{]}$$

$$b_0 = 7 \times 10^{-7} \sim 18 \times 10^{-7} \text{ [1/ms}^3\text{]}$$

前の仮定によりコントローラ $C_v(s)$ の次数は $n-1=1$ であり、次式で表わされる。

$$C_v(s) = \frac{p_0 s + p_1}{\ell^0 s + \ell_1} \quad (5)$$

(4)式における係数 a_1 , a_2 , b_0 の平均値をそのノミナル値として制御対象のノミナル係数ベクトル β^0 とその誤差ベクトル μ を求める。コントローラと制御対象のモデルから、閉ループ極は3個あり、その根軌跡の形は明らかであるが、コントローラのパラメータが決められていないので、漸近線の位置はわからない。3本の根軌跡の中で2つの起点はプラントのパラメータにより決められ、本システムでは $0.5 \pm j20$ である。システムの安定性を考えて本研究では望ましい減衰係数を0.95とする。根軌跡の形とその起点及び減衰係数などにより、閉ループのノミナル極値を $q_{1,2}^0 = -60 \pm j20$, $q_3^0 = -70$ とし、その許容変化範囲を $\Delta q_{1,2} = 15 \pm j15$, $\Delta q_3 = 15$ とする。そこで、(1)式により次の結果を得る。

$$d = \begin{bmatrix} 1 & 145 \sim 235 & 7,007 \sim 17,846 & 11 \times 10^4 \\ & & & \sim 45 \times 10^4 \end{bmatrix}^T$$

$$d^0 = \begin{bmatrix} 1 & 190 & 12,427 & 282 \times 10^3 \end{bmatrix}^T$$

$\varepsilon = |d - d^0| = |[0 \ 45 \ 5,420 \ 169 \times 10^3]^T$
 β^0 , μ , d^0 , ε を(3)式に代入して連立不等式を解くことにより、ロバスト極配置コントローラの係数集合を求め、次の結果を得る。

$$\left. \begin{aligned} \ell_0 &= 1 \\ 144 &\leq \ell_1 \leq 234 \\ 940 \times 10^{-7} &\leq p_0 \leq 942 \times 10^{-7} \\ 9,280 \times 10^{-7} &\leq p_1 \leq 18,200 \times 10^{-7} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

この集合の中から適当な係数を選んで(5)式に代入し、シリンダの速度制御を行う。選ばれたコントローラのパラメータは(3)式の不等式条件を満たすため、プラントの係数ベクトルが $[\beta^-, \beta^+]^T$ 中を変化しても閉ループ特性方程式の係数の変化範囲は許容変化範囲 ε を越えない。そこで、(2)式からもわかるように、閉ループ極の変化範囲も前もって決めた許容変化範囲 Δq を越えず、システムはロバスト性を有することになる。

本実験に使った空気供給圧力は4kgf/cm²、ピストンの目標速度は15.8cm/s、負荷質量 m は45kgから25kgと65kgに変化させ、それぞれに対応するシステムの出力応答をFig. 3に示す。

本研究の主な目的は閉ループの応答性のすべての指標を向上することにあるのではなく、システムのロバスト性を向上させることにある。

ロバスト極配置制御法の有効性をより深く検討するため、同じ負荷条件でPID制御を行う。Fig. 4はPID制御を実施した結果であり、コントローラのゲインは負荷質量45kgに対して調整されたものである。負荷質量25kgに対する応答は45kgの応答に比べて大きな変化はないが、負荷質量65kgの時は大きなオーバーシュートが生じて、ロバスト性が不十分であることがわかる。これに対して、Fig. 3では負荷質量による大きな変化はなく、負荷質量に対するロバスト性が十分であることがわかる。

次に、(3)式の妥当性をより詳細に考察する。コントローラの係数が係数集合範囲をはずれると、(3)式の条件が満たされないため、ロバスト性は当然低下することが予想される。Fig. 5とFig. 6はこのことを確認するために、それぞれ係数集合の範囲外の左側と右側から選ばれた係数で実施した結果である。Fig. 7は各制御方法における負荷質量とオーバーシュートの関係を表す。ロバスト極配置制御は空気圧シリンダの速度制御のロバスト性向上に有効であることがよくわかる。

4.2 空気圧シリンダのロバスト位置決め制御

ピストン位置 x を出力とする制御対象の伝達関数は次式で表わされる。

Fig. 3 Step response of robust control system

Fig. 4 Step response of PID control system

Fig. 5 Step response from controller with parameters in left area of eq. (6)

Fig. 6 Step response from controller with parameters in right area of eq. (6)

1: Robust 2: PID
3: Left 4: Right

Fig. 7 Relation between load mass and overshoot

$$G_x(s) = \frac{b_0}{s(s^2 + a_1s + a_2)} \quad (7)$$

ここで、 $n=3$ 、前の仮定により $P(s)$ と $L(s)$ は $n-1=2$ 次多項式でありコントローラのモデルは次式で表わ

Fig. 8 Step response of robust position control system

Fig. 9 Step response of PID position control system

される。

$$C_x(s) = \frac{p_0s^2 + p_1s + p_2}{\ell_0s^2 + \ell_1s + \ell_2} \quad (8)$$

速度制御の場合と同様の手順でロバストの係数集合を求め、その中から次の係数を選んで位置決め制御を行う。

$$\ell_0 = 1, \ell_1 = 259, \ell_2 = 3 \times 10^4$$

$$p_0 = 0.012, p_1 = 0.02, p_2 = 2$$

位置の目標値は15cm、負荷質量はやはり45kgから25kgと65kgに変化させ、位置決め制御時のロバスト性を考察する。

Fig. 8は位置のロバスト制御結果を示す。負荷質量は25kgと65kgで、両方の過度特性には大きな差がなく、ロバスト性があることがわかる。これに対して、Fig. 9に示されるPID制御においては両者に著しい差があり、負荷質量変化に対するロバスト性が不十分であることは明らかである。

5. あとがき

ロバスト制御には、ロバスト適応制御などいろいろあるが、その制御アルゴリズムがかなり複雑な場合は、通常のデジタル計算機を用いると、空気圧シリンダのような高速運動の制御には対応できない。ロバスト極配置制御法はそのアルゴリズムが単純であり、行列不等式によりコントローラのすべての可能な特性を表わすことができる魅力のある設計法であることが本論文により明らかになった。

本システムにおいて、負荷質量が25kgから65kgまで

の大きな幅で変化する時、プラントのパラメータも大きく変化するが、ロバスト極配置制御法は空気圧シリンダの速度制御と位置決め of 両者に対して有効である。また、閉ループ極の許容変化範囲を設けて制御システムにロバスト性を持たせるため、本設計法はさらに広い分野での応用価値を持っている。

参 考 文 献

- 1) 則次俊郎ほか：空気圧サーボ系の適応制御，計測自動制御学会論文集，Vol. 24, No. 11, 1187/1194 (1988)
- 2) 則次俊郎：空気圧アクチュエータのデジタル制御，油圧と空気圧，Vol. 16, No. 4, 227/234 (1985)
- 3) 伊東勝治郎：空気圧シリンダ制御の現状と展望，油圧と空気圧，Vol. 17, No. 4, 245/249 (1986)
- 4) 竹林 隆ほか：空気圧シリンダの速度制御について，昭和58年秋季油空圧講論会講演論文集，37/40 (1983)
- 5) Soh. Y.C., Evans. R.J., Petersen. I.R. and Betz. R. E.: Robust Pole Assignment, Automatica, Vol. 23, No. 5, 601/610 (1987)