研究論文

静圧軸受け機構を利用した高速・精密位置決め用エアサーボテーブルの開発*

張 志 城**, 香 川 利 春**
 藤 田 壽 憲**, 大 隅 雄三郎***

Development of Pneumatic Servo Table for Accurate and Speedy Positioning Mounted with Externally Pressurized Air Bearings

Jiseong JANG, Toshiharu KAGAWA, Toshinori FUJUTA, Yuzaburo OHSUMI

In pneumatically actuated servo mechanisms, accurate and speedy positioning as an electric servo has been regarded as being difficult because of the disturbance caused by fluctuations in the friction force and air compressibility been carried out. Therefore, studies on positioning in a pneumatic servo have concentrated regarding the compensation of nonlinearity according to air compressibility and friction force. In this study, an servo table mounted with externally pressurized air bearings is proposed to compensate for the friction force that has a serious effect on the accurate positioning in the vicinity of the reference displacement. The table is driven by two servo valves operating at nearly 100Hz for speedy positioning. As a result, this study was able to confirm that the friction force on this table was nearly zero, therefore, 10 μ m accuracy could be obtained easily by using this table at positioning and in the case of Ref. 2mm, the table was converged to it in 16ms within an accuracy of $\pm 10\mu$ m.

Keywords: accurate positioning, air bearing, compensation of friction force

1. 緒 言

空気圧を作動流体として位置決めをする場合、電動機のような高速で微細な制御が困難である原因としてはシール部分の摩擦力および空気の圧縮性による非線形性などが挙げられる。

したがって、これまでの空気圧アクチュエータの位置決め制御に関する研究論文は空気の圧縮性による非線形性をどのように制御するか、また摩擦力の影響などを如何に補償するかが重要な課題として取り扱われてきた¹⁾²⁾。その中でも摩擦力は空気圧シリンダの目標値近傍での整定に大きな影響を与え、位置決め精度を低下させることが知られている³⁾⁴⁾。

そこで本研究ではシリンダとピストンを非接触の構造にすることによって摩擦の影響を減少させ、位置決め精度が向上できるサーボテーブルを提案する。

このテーブルは通常のシリンダで用いられるピスト

ンシールを取り除く形となり、外部加圧式の静圧機構を取り入れてピストンをテーブル本体から浮上させることによりピストンがテーブルと非接触の形で駆動される。このような空気静圧軸受けの働きによる空気膜の介在により固体接触がない駆動方式が実現できるため、ピストンが駆動される時の摩擦力の影響を限りなく零に近く減少することができる。さらに、浮上されたピストンを高速サーボ弁で駆動する構造になっており、純粋な空気圧機構による高速かつ高精度の位置決めが可能となる。

本研究では提案したサーボテーブルおよび高速サーボ弁を用い空気圧サーボシステムを構成して位置決め実験を行い、サーボテーブルの位置決め精度および速応性を検討した。その結果、摩擦力を取り除いたサーボテーブルを用いることにより空気圧サーボシステムの位置決め性能が著しく向上させることを確認した。

主な記号

A : ピストン断面積 [m^2]

G_1, G_2 : 両ピストンチャンバ内に入出力する空気の質量流量 [kg/s]

K_a : 加速度ゲイン [$\text{V}/(\text{m/s}^2)$]

K_p : 比例ゲイン [V/m]

*平成8年11月13日 原稿受付

**東京工業大学精密工学研究所

***京セラ㈱

(所在地 〒226 横浜市緑区長津田町4259)

- K_r : 速度ゲイン [V/(m/s)]
 M : ピストン質量 [kg]
 L : ピストンの全ストローク [m]
 P_b : 静圧機構用供給圧 [N/m²]
 P_o : ピストンチャンバ内の平行圧力 [N/m²]
 P_s : ピストン駆動用供給圧 [N/m²]
 R : ガス [J/(kgK)]
 s : ラプラス演算子
 u : コントローラ出力 [V]
 $\hat{u}$: サーボ弁の流量ゲインの線形化入力 [V]
 x : ピストン変位 [m]
 θ_a : 大気温度 [K]

2. サーボシステムの構成

2.1 サーボテーブルの構造

Fig. 1にサーボテーブルの構造を示す。(a)はサーボテーブルの平面図、(b)は空気軸受け機構の概念図、(c)はサーボテーブル実物の写真、(d)はサーボテーブルを横から見たところの断面図をそれぞれ示す。

Fig. 1の(a), (c), (d)から分かるように、ピストンは枠

状で、上から見るとII形になっており、断面は長方形である。また、ピストンの側面はあるが上面と下面はない。枠状ピストンは上面の一部だけに穴が開いている枠状の本体に収まり、この穴を通じて(d)に示されているようにピストン上に負荷が乗せられる構造となっている。また、ピストンと本体の間ではFig. 1の(a)に示されているように V_1 , V_2 , V_3 , V_4 の四つの空間が形成されており、ピストンがどの位置に移動しても、四つの空間と本体上の穴は通じないように設計されている。さらに、空間 V_2 と V_4 はチューブでつながっており、自由に空気が往来できる。

ピストンはFig. 1の(b)のように静圧の軸受け機構を取り、左右の側面の各端面および上下の各端面には浅く長い溝がそれぞれ4本ずつ設けられている。

サーボテーブル中央から軸受け用圧力 P_b を供給すると、空気が V_2 , V_4 からピストンの端面に設けられている溝に流れ込、圧力が低い V_1 , V_3 に流れながら、本体の内壁面を押す力を発生する。このことにより、ピストンが本体の内壁面から離れて浮上する。このような静圧機構の働きによってピストンとテーブルが非接

Fig. 1 Proposed Air Servo Table

触の形で駆動され、目標値近傍で摩擦力の影響を受けない形で位置決めができるため、通常の空気圧シリンダに比べて高精度の位置決めが期待される。

先の静圧機構により両ピストン室に流れ込む流量が位置決め性能に与えられる影響を避けるため、テーブルの両側には可変絞りを設け、静圧機構により発生する流量をピストン室の外に放出する構造になっている。

テーブルの加工精度を上げるため、かつ、ピストンの重さをできるだけ小さくし、固有振動数を高めるためテーブルの材質はセラミックスを選定して製作した。試作したサーボテーブルの寸法をTable. 1に示す。

コンパクト化されたピストン室の設計と相まって、無負荷時に平衡点のテーブルの固有振動数は空気バネ・質量系として40 [Hz] 近くになっている。これは従来の空気圧シリンダに比べて固有振動数が高く、高速と言える。

2.2 サーボ弁およびセンサ

変位センサには分解能20 [μm] のエンコーダ（ミットヨST211）を用い1 [μm] まで20通倍してデジタルカウンタで計測した。また両ピストン室の圧力は分解能0.3 [kPa] の半導体式圧力センサ（トヨタSD200）を用いて計測した。

また、配管による影響をさけるため3ポート形サーボ弁（コルベンバハEWS3/6）をテーブルの両側にそれぞれ直接取り付けた。この弁は50 [%] ストロークで80 [Hz]、100 [%] ストロークで60 [Hz] 近傍まで追従する高速駆動形のサーボ弁である。このサーボ弁の周波数特性をFig. 2に示す。図の中で実線は入力ゲインを弁への最大入力100 [%]、破線は50 [%] に設定した場合の実験結果であり、 u_{in} はサーボ弁への入力電圧、 u_{out} はスプールの変位を表す。

Fig. 3は入力電圧に対するサーボ弁の有効断面積を示し、サーボ弁には約3 [%] 程度のヒステリシスが存在していることが分かる。

2.3 制御アルゴリズム

提案したサーボシステムのモデルを単純化するため、つぎのように仮定する。

- (1) サーボ弁は中立点近傍で作動し、中立点での空氣の漏れはない。また、左右のサーボ弁の特性は等しい。

Table. 1 Dimensions of the Servo Table

stroke	50 [mm]
piston area	2.7×10^3 [mm^2]
piston mass	0.48 [kg]

- (2) サーボテーブルは左右対称である。
- (3) 静圧軸受け機構の働きにより摩擦力は存在しない。
- (4) ピストンチャンバ内には常に静圧軸受け機構用の流量が流れ込むのでチャンバ内の熱移動が非常に早くなる。したがって、チャンバ内の空氣の温度の変化は等温変化である。

仮定(1)により、線形化されたサーボ弁の流量方程式は次のようになる。

$$G_1 = k_q \dot{u} = -G_2 \quad (1)$$

ここで、 $k_q = \partial G_1 / \partial \dot{u}$ であり、サーボ弁の入力・質量流量ゲインを表す。また、仮定(2)～(4)により、サー

Fig. 2 Frequency Response of the Servo valve

Fig. 3 Effective Area of the Servo Valve

ポテプルの両ピストンチャンバ内の圧力の変化およびピストンの運動方程式は次のように表すことができる。

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{R\theta_a}{Ax} k_q \hat{u} - \frac{P_1}{Ax} \cdot vA \quad (2)$$

$$\frac{dP_2}{dt} = -\frac{R\theta_a}{A(L-x)} k_q \hat{u} + \frac{P_2}{A(L-x)} \cdot vA \quad (3)$$

$$M \frac{d^2x}{dt^2} = A(P_1 - P_2) \quad (4)$$

ここで、 P_1 、 P_2 は両ピストンチャンバ内の圧力、 v はピストンの移動速度を表す。

平衡点を $x=x_0$ 、 $v=0$ 、 $P_1=P_2=P_0$ とし、式(2)~(4)をテイラー展開により1次近似すると次のような状態方程式で表すことができる。

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} x \\ v \\ P_1 \\ P_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{A}{M} & -\frac{A}{M} \\ 0 & -\frac{P_0}{x_0} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{P_0}{L-x_0} & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ v \\ P_1 \\ P_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{k_q R \theta_a}{Ax_0} \\ -\frac{k_q R \theta_a}{A(L-x_0)} \end{bmatrix} \hat{u}$$

$$x = [1 \ 0 \ 0 \ 0] [x \ v \ P_1 \ P_2]^T \quad (5)$$

式(5)を用いてサーボ弁への入力からサーボテーブルの変位までの伝達関数を求めると次のようになる。

$$\frac{x(s)}{\hat{u}(s)} = \frac{k_n \omega_n^2}{s(s^2 + \omega_n^2)} \quad (6)$$

ここで、 $k_n = \frac{k_q R \theta_a}{AP_0}$ 、 $\omega_n^2 = \frac{AP_0 L}{M x_0 (L - x_0)}$ であり、 ω_n

はサーボ系の固有周波数を表す。

式(6)から分かるように、提案したサーボシステムは静圧軸受け機構の働きにより、減衰特性が悪くなる。したがって、サーボ系全体の減衰特性を高めなければ、高速な位置決め制御が実現できないことが予想される。このような場合、位置の誤差、ピストンの速度および加速度情報を用いて位置決め制御を行うことにより、高速な制御が可能であることが知られている⁵⁾。

そのような制御則を用いた場合のコントローラの出力は次のようになる。

$$u = K_p \cdot (x_r - x) - K_v \cdot v - K_a \cdot a \quad (7)$$

ここで、 x_r は目標位置、 a はピストンの加速度を表す。式(7)の制御則を施した場合の目標位置からピストン変位までの閉ループ伝達関数は次のようになる。

$$\frac{x(s)}{x_r(s)} = \frac{k_n \omega_n^2 K_p}{s^3 + k_n \omega_n^2 K_a s^2 + (\omega_n^2 + k_n \omega_n^2 K_v) s + k_n \omega_n^2 K_p} \quad (8)$$

速度および加速度情報は位置センサからの位置信号

を用いて求められるが、位置信号を数値微分する際、完全な微分を実現することは不可能であるため、実際には疑似微分⁶⁾により求めることになる。速度および加速度を2次遅れフィルタを用いた疑似微分により求めると次のような形で表すことができる。

$$v(s) \cong \frac{\omega_f^2}{s^2 + 2\xi\omega_f s + \omega_f^2} s x(s) \quad (9)$$

$$a(s) \cong \frac{\omega_f^2}{s^2 + 2\xi\omega_f s + \omega_f^2} s v(s) \quad (10)$$

ここで、 ω_f ：フィルタの遮断周波数、 ξ ：減衰比である。

したがって、変位センサの分解能および用いられる速度、加速度の周波数領域を考慮してローパスフィルタを設計することになるので速度および加速度情報の位相遅れが生じる。通常の空気圧サーボの場合、このような位相遅れが制御性に与える影響は少ないが、本研究の場合には高速な位置決め制御を目的としているため、特に、加速度情報の遅れが制御性に大きな影響を与えることを確認した。そこで、加速度情報を用いる際には位相遅れを避けるため、圧力センサの計測値から加速度に算出した値を用いた。

制御ゲインは3次系コントローラ設計法のひとつである α - β 法⁷⁾を用いて決定した。 α - β 法を用いる場合、比例ゲインは閉ループ系の動特性を考慮して決定し、速度および加速度ゲインは α - β 線図上の値を用い、次式により決定される。

$$K_v = (\beta \cdot \sqrt{(k_n \omega_n^2 K_p)^2} - \omega_n^2) / (k_n \omega_n^2) \quad (11)$$

$$K_a = (\alpha \cdot \sqrt{(k_n \omega_n^2 K_p)^2}) / (k_n \omega_n^2) \quad (12)$$

サーボ系全体のブロック線図をFig. 4に示す。

Fig. 4の中で、破線で囲まれている部分はサーボ弁の入力・流量ゲインの線形化を表す。サーボ弁の入力・流量ゲインを線形化するにはFig. 3の入出力特性を用い、サーボ弁への入力に対してサーボ弁のスプールの変位が線形になるように近似した線形化関数を用いた。

コントローラにはマイコンを用い、位置決め制御アルゴリズムをソフトウェアで実現した。

3. 摩擦力の推定

サーボテーブルの摩擦力を測定した結果をFig. 5に示す。今回、製作したサーボテーブルはストロークが短いので通常の測定法では摩擦力を測定することが困難である。したがって、ピストンを適当に位置決めしその時の変位および圧力のデータを基にして摩擦力を算出する方法を用いた。

Fig. 5で一番上の図は位置決めした時のピストンの

Fig. 4 Block Diagram of the Displacement Control System

Fig. 5 Friction of the Servo Table

速度、二番目の図は圧力の変化、三番目の図はピストンの駆動力、四番目の図は摩擦力を表す。三番目の図の中で、一点鎖線は変位を擬似微分して求めたピスト

ンの加速度により換算したピストンの駆動力 ($M \cdot a$)、実線は圧力差から換算したピストンの駆動力 ($A \cdot \Delta P$) をそれぞれ示す。

この結果で摩擦力 ($A \cdot \Delta P - M \cdot a$) は全速度範囲にわたって 0.5 [N] 以下であることが確認される。しかしながら、今回用いた圧力センサのノイズが 0.3 [kPa] 程度であることを考慮すると測定された摩擦力が圧力センサのノイズ範囲以内の値であることが分かる。

また、通常の O リングシールに比べ、摩擦力が小さいことが知られているラビリンスシール方式の空気圧シリンダの摩擦力はおよそ 5 [N] であることが報告されている⁷⁾。したがって、試作したサーボテーブルの摩擦力の測定値は圧力センサのノイズを考慮しなくてもラビリンスシール方式の空気圧シリンダの摩擦力の約 1/10 であることが分かる。この結果から、テーブルの静圧軸受け機構が十分に働いており、通常のシリンダに比べて摩擦力が十分に小さいことが認められる。

4. 実験結果

試作したサーボテーブルおよび高速サーボ弁を用い、位置決め制御の実験を行った。その際の実験条件を Table. 2 に示す。実験の際のサンプリング時間は 0.06 [ms] とした。

4.1 1 ステップ応答

サーボテーブルのステップ応答を Fig. 6 に示す。この結果は目標ステップの幅を 2 [mm] に設定し、 $K_p = 7000$, $K_v = 34$, $K_a = 0.124$ とした場合の結果である。

Fig. 6 の一番上の図はピストンの全体の動き、2 番目は目標値近傍での拡大図、3 番目はピストンの加速度、4 番目はコントローラからの出力、5 番目はその時の両シリンダ室内の圧力の変化をそれぞれ示す。

図から ± 10 [μm] の誤差範囲に収束していることが

Table. 2 Supply Pressure and Leakage Flow-rate, through Air Bearing Structure

supply pressure for driving piston (P_s)	160 [kPa]
supply pressure for air bearing (P_b)	200 [kPa]
initial pressure in piston chamber	140 [kPa]
leakage flow-rate from P_b to piston chamber	1.4×10^{-9} [m ³ /s]

Fig. 6 Displacement Control Results (reference: 2 [mm])

分かる。また、位置決め時のピストンの最大加速度は約50 [m/s²]であり、約16 [ms]で±10 [μm]の誤差範囲に整定し、非常に速い動作が実現できた。

位置決めの結果から変位の立ち上がりで4 [ms]程

度のむだ時間が見える。このことは最初の2 [ms]の間はコントローラからの出力があるにもかかわらず圧力が変化しておらず、サーボ弁の遅れが原因であることがわかる。残り2 [ms]は圧力により加速されているものの変位として表れないので慣性によるピストンの遅れが原因であると思われる。

目標値近傍での拡大図を考察すると目標値近傍で微妙に振動しながらピストンが動いている様子が見られる。この振動はフィードバックの効果がなく自由振動的な挙動を示している。これは今回用いた圧力センサのノイズが0.3 [kPa]程度存在するため、0 [V]近傍でのコントローラの出力は圧力センサのノイズによる加速度ゲインからの出力によって支配され適切な加速度情報がフィードバックされないこと、また、サーボ弁のヒステリシスが3 [%]程度存在するためサーボ弁への入力電圧がこのヒステリシス範囲に近いことなどが原因であると考えられる。

4.2 周波数応答

Fig. 7, Fig. 8はサーボ系全体の閉ループ周波数応答を示す。実験の場合、振幅は2 [mm]で、コントローラのゲインはFig. 6の場合と同じく設定した。

Fig. 7の(a)は入力を1 [Hz]に設定した場合、(b)は入力を50 [Hz]に設定した場合のピストンの変位をそれぞれ示す。静圧軸受け機構の働きにより摩擦力が低減され、高周波の場合だけでなく低周波数の場合にも

Fig. 7 Frequency Response of the Servo System I

Fig. 8 Frequency Response of the Servo System II

Table. 3 Performance of displacement control

reference	2 [mm]
settling time	16 [ms]
positioning accuracy	± 10 [μm]
band-width of frequency response	50 [Hz]

ピストンが目標値によく追従していることが分かる。

Fig. 8は50 [Hz]までの周波数応答をまとめた結果であり、上の図はゲインを、下の図は位相を示す。

結果から系のバンド幅は約50 [Hz]であり、これまでの空気圧位置サーボ系に比べてかなり高い周波数領域まで追従していることがわかる。また、Fig. 2のサーボ弁の周波数応答と比較してみるとサーボ弁への入力を100 [%]に設定した場合の周波数応答と近い結果が得られていることが分かる。

5. ま と め

本研究では空気圧システムを用い位置決めをする際、

位置決めの性能を悪化させる重要な原因のひとつである摩擦の影響を無くするため、静圧軸受け機構を取り入れた新しいサーボテーブルを試作した。また、このテーブルと高速サーボ弁を用い位置サーボ系を構成することにより、ミクロン単位の精密かつ高速な位置決め制御ができることを確認した。

本研究で得られた結果を表3に示す。表3の中で整定時間は ± 10 [μm]の誤差範囲に収束した時の時間を表す。

参 考 文 献

- 1) 中野：空気圧・圧電超音波複合形アクチュエータによる精密位置決めシステム、油圧と空気圧、24-3, 394/398 (1993)
- 2) 高岩、則次：外乱オブザーバを用いた空気圧シリンダの位置決め制御、計測自動制御学会論文集、31-1, 82/88 (1995)
- 3) 河合、増田：空気圧シリンダの高速位置決め制御に関する考察、秋季油空圧講演会講演論文集、73/76 (1992)
- 4) 齊藤：空気圧シリンダの低速度制御に関する研究、油圧と空気圧、26-6, 804/810 (1995)
- 5) P R Moore: Compensation in pneumatically actuated servomechanisms, Trans Inst M C, Vol 7, No 5, Oct-Dec, 238/244 (1985)
- 6) システム制御情報学会編：PID制御、47/48 (1995)
- 7) 花房：関節形ロボットの制御を目的とした電気油圧サーボ系の設計、油圧と空気圧、13-7, 429/436 (1982)
- 8) 川嶋：空気圧シリンダのミクロンオーダーの位置決め、油圧と空気圧、24-7, 755/761 (1993)
- 9) 小山：高応答電磁弁を使った空気圧シリンダの高精度位置決め、油圧と空気圧、20-6, 525/530 (1989)