空気圧サーボによるマニプレータの開発に関する研究*

(第1報, 直動形流量制御弁の開発とその特性の評価)

杉 本 旭^{*1}

Development of a Pneumatic Control Servo Manipulator (1st Report, Design and Evaluation of the Direct Flow-Control Valve)

Noboru SUGIMOTO

For many assembly operations, a robot hand is required to have dexterity, achieved by position, force and compliance control of high degrees of freedom, as well as tactile sensing. The pneumatic servo control, which was used by the authors to control the force and compliance of artificial fingers and an elbow, did not result in a sophisticated movement with a high response. This problem comes from the lack of airflow control in the conventional pneumatic servo valve. A new type of pneumatic servo system, developed in this study, comprises two analog airflow valves with an electro-magnetically driven plunger. Analysis and evaluation of the system are conducted, and examples are given to show how to design an electro-pressure transformer using the system, and to show the force and compliance control of the manipulator-joints.

Key Words: Pneumatic Control, Servo Control, Servo Valve, Manipulator, Flow Control, Pressure Control

1. 緒 言

近年, 組立作業用ロボットなどにおいて, 力やコンプライアンスを制御する機能をハンドにもたせることの必要性が認められているが^{(1)~(3)}, これらを達成するのに空気の圧縮性を利用することが考えられる。

空気の圧縮性は力の制御に利用でき, また空気アクチュエータが小形で軽量のダイレクトドライブアクチュエータであるとみなされることから, 位置のフィードバックゲインを調節するなどにより可変コンプライアンスによる位置決めが可能となる。

空気圧アクチュエータによるマニプレータ軸関節⁽⁴⁾および指関節⁽⁵⁾の制御について, 研究成果の一部をすでに報告した。しかし, これまでのコンプライアンス制御実験では, 外力を与えてアクチュエータの位置を変化させた場合, 反力の応答性が十分でなかったため, コンプライアンスを低い値に設定しても高い剛性が得られなかった。この反力の遅れの原因は, これまで用いてきた空気絞り弁の流量制御能力がアクチュエータの負荷に比べて十分でなかったことである。そこで,

本研究では, これらの空気絞り弁の能力の限界を認識して再検討を行った結果, 新しい方式を開発するに至った。

本空気絞り弁は一般のアナログ形電空変換器にも適用可能と思われるので, できるだけ一般的な特性評価を試みるが, ここではあくまでも, マニプレータ軸関節のコンプライアンス制御における応答性の改善を目的とした検討を中心とする。

2. システムの要素としての空気絞り弁

空気圧サーボ系では空気絞り弁がシステムの基本要素となる。また, マニプレータは高自由度となるので, これに用いる空気絞り弁は, できる限り小形・軽量化することが求められる。

著者らはすでに2種類の空気絞り弁について報告した⁽⁶⁾⁽⁷⁾。しかし, これらを用いてコンプライアンスの制御を試みた結果, アクチュエータにおけるパワーレート(空気圧の場合は圧力の応答性に対応する)の不足という本質的な問題に突き当たった。

一般に, コンプライアンス C は, $C = dy/df$ (y はアクチュエータの変位, f は力) で定義されるが, 現実には, これが

* 昭和62年7月22日 九州支部久留米地方講演会において講演, 原稿受付 昭和61年8月28日。

*¹ 正員, 労働省産業安全研究所 (〒108 東京都港区芝 5-35-1)。

$$C = \frac{dy}{df} = \frac{dy}{dt} / \frac{df}{dt} = (\text{速度/力の応答性})$$

で示されるように、出力は外部から与えられる速度(位置の変化)に対して十分な応答性をもっていないと、コンプライアンスの効果が十分には現れない。

しかし、これまでの方法では、力の応答性の改善に限界を認めざるをえない。そこで、さらに小形でしかも流量制御範囲の大きい新しい方式の空気絞り弁の開発を行い、コンプライアンス制御領域の拡大をめざした。

3. プランジャ形空気絞り弁

3.1 構造 図1は、プランジャ形空気絞り弁(以降、単に絞り弁という)の原理を示している。これは、弁の部分については球形ポペット式とする従来の構造⁽⁸⁾をそのまま採用している。この構造をとると極めて微妙な圧力制御が可能であることが試されている。しかし、従来のものは流量の線形制御範囲が小さく、また弁を閉じる方向にコイル電流を必要とするのでフェールセーフではないという欠点があった。新たに提案するものはこれらの欠点を補うものである。

絞り弁の動作原理を説明する。まず、バネを調整して球形ポペットを弁座に押し付け、圧力 P_s との力のバランスをとる。電磁コイルに電流を流すと、プランジャを吸引する力が発生して球形ポペット・弁座間に間隙を生ずるので、電流に応じて空気流量を変化させることができる。

絞り弁の構造はいたって簡単である。特に、電磁コ

(a) 構造

(b) 記号

図1 プランジャ形空気絞り弁の動作原理

イルの内側円筒と、プランジャとの同心をとるために同心用板ばねを用いているが、これはしゅう動部をなくし、プランジャの受ける機械的摩擦を極めて小さいものとしている。

3.2 理論解析 ここで用いる記号の意味を表1に示す。制御オリフィスの上流と下流の圧力を P_s, P とすると、空気の重量流量 W は次式で与えられる。

$$W = \mu A_s n (P_s / \sqrt{T_s}) \cdot f(P/P_s)$$

ここで $P/P_s \leq 0.53$ のとき $f=1$ 、よって

$$W = \mu n A_s P_s / \sqrt{T_s} = \Phi A_s P_s (\Phi = \mu n / \sqrt{T_s}) \quad (1)$$

また、 $0.53 < P/P_s \leq 1$ のとき、

$$f = 3.87 (P/P_s)^{1/\kappa} \sqrt{1 - (P/P_s)^{(\kappa-1)/\kappa}}$$

ただし、 $n = 0.346 \sqrt{\kappa} / s$

$$A_s = (\pi/2\sqrt{2})(X^2 + \sqrt{2}d \cdot X) \approx (\pi/2)d \cdot X \quad (2)$$

ここでは弁座開口角を 90° とし、また、 $X \ll d$ として近似している。

さらに、図1(b)に従って力の平衡式を考えると次の運動方程式が成り立つ。

$$m(d^2X/dt^2) = F_c + (P_s - P)A - K(X_0 + X) \quad (3)$$

ここでは、 $A(P_s - P) = KX_0$ となるよう平衡ばねの初

表1 記号の意味

Symbol	Meaning
A	Effective area of pressure applied in valve seat
A_s	Effective area of nozzle between ball poppet and valve seat
C	Position-flow rate gain
C_p	Pressure-flow rate gain
d	Ball poppet diameter
d_0	Valve hole diameter
F_c	Magnetic force
H	Amplifier gain
i	Electric current
K	Spring constant
K_{pf}	Pressure feedback gain
L	Magnetic coil inductance
m	Plunger inertia
P	Exhaust absolute pressure
P_s	Supply absolute pressure
R	Gas constant of air
R_p	Flow resistance coefficient
R_c	Electric resistance
s	Laplace operator
T_s	Absolute temperature
V_0	Volumetric load
v	Input command voltage
W	Flow rate (weight)
X	Plunger displacement
X_0	Initial displacement of spring
κ	Ratio of specific heat
λ	Magnetic force-flow rate gain
μ	Flow coefficient of valve
Ψ	Magnetic force gain
ω_p	Natural frequency of plunger

期調整を行う。ただし、プランジャに受ける粘性力は十分小さいとしている。

また、図2に電磁コイルの特性の例を示すが、電磁力は電流とプランジャの位置によって変化する。その影響を考慮すると次式のようになる。

$$F_c = \Psi \cdot i - \lambda(X_{\max} - X) \dots\dots\dots (4)$$

4. プランジャ形絞り弁の設計

4.1 設計上の基礎式 空気sの最大流量 $W_{\max}$ が与えられた場合、式(1)より最大流量を得るために必要なオリフィス面積 $A_{s\max}$ は次式となる。

$$A_{s\max} = W_{\max} / (\phi P_s) \dots\dots\dots (5)$$

また、球形ポペット径を d とすると、 $A_{s\max}$ を得るのに必要なプランジャの最大変位 $X_{\max}$ は、次式となる。

$$X_{\max} = 2 \cdot A_{s\max} / (\pi d) \dots\dots\dots (6)$$

ただし、弁座と球形ポペットの構造上の制約から $d >$

$\sqrt{2} d_0$, および $(\pi/4) \cdot d_0^2 > A_{s\max}$ とすべきである。

電磁コイルの設計の詳細については他の文献に譲るが⁽⁹⁾, 電磁コイルは、制御回路上の制約などからくる最大電流 $i_{\max}$ に対して、 $X=0 \sim X_{\max}$ にわたって $F_c > P_s A + KX$ の条件を満たすものでなければならない。それを考慮すると、最大の出力側圧力 $P(=P_s)$ においても最大変位 $X_{\max}$ を得ることができ、また、電磁引力に余裕があれば次式の範囲内でばね定数の決定に余裕をもたせることができる。

$$\frac{P_s A}{X_{\max}} \leq K < \frac{F_{c\max} - P_s A}{X_{\max}} \dots\dots\dots (7)$$

図2は最大流量 $0.4 \text{ m}^3/\text{min}$ を設計目標とする場合を例とする電磁コイルとばねの特性を示している。

4.2 流量特性と評価 これまでの理論を検証するために3種類の絞り弁を上記の手続きに従って設計し試作した。表2にそれぞれの絞り弁における諸値をまとめる。また、図3にそれらの外観を示す。

図4は実験結果であるが、これによると、それぞれの設計目標を十分に満足できる流量が得られていることがわかる。また、若干の非線形性を呈するが、全域に

表2 絞り弁の試作仕様と特性

Property	Valve(A)	Valve(B)	Valve(C)
$W_{\max}$ m^3/min	0.1	0.4	0.7
$A_{s\max}$ cm^2	0.0226	0.0984	0.0158
$X_{\max}$ cm	0.0433 (0.0541)	0.125 (0.097)	0.180 (0.140)
d_0 cm	0.170 (0.16)	0.354 (0.36)	0.449 (0.45)
d cm	0.240 (0.3)	0.501 (0.6)	0.635 (0.72)
A cm^2	0.0226 (0.0353)	0.0986 (0.141)	0.0158 (0.204)
μ	(0.94)	(0.86)	(0.94)
$F_{c\max}$ N	(3.96)	(12.9)	(16.4)
K N/cm	25.58 (17.64)	57.04 (79.18)	57.13 (56.9)
λ N/cm	(0~32.6)	(0~39.9)	(0~43.4)
Ψ N/A	(11.5)	(26)	(22.6)
m kg	(0.0032)	(0.0278)	(0.0554)
ω_p Hz	(116)	(85)	(51)

Ψ : Mean Value at $X_{\max}$
(): Experimental

図2 電磁コイルの出力特性の例 [Valve (B)]

図3 絞り弁の外観と大きさを示す写真

図4 プランジャ変位に対する流量特性

わたって単調増加の関係にある。

5. 絞り弁による圧力制御

5.1 単一絞り弁による圧力制御 (実験1) 絞り弁の出口側に固定絞りを設けて、その直前の圧力をフィードバックすることにより、単一の絞り弁による圧力制御を試みた。その制御システムは、式(1)～(7)および $W = C_R(P - P_0)$ を考慮すると、図5のブロック線図のうち一点鎖線で囲まれた部分となる。ただし、ここに C_R は固定絞りの流量係数、 P_0 は大気圧である。

圧力制御範囲を大きくするため、固定絞りを強くして、微小流量 (20 cm³/s 程度) における負荷容量内の圧力制御を行った。ただし、ここで用いた絞り弁は表2に示す絞り弁(B)であり、また、電磁コイルの電磁力特性の非線形性を補うために、電気的に折れ線特性をもたせて常にループゲインが一定になるようにしている。

この圧力制御方式ではオーバシュートした後の圧力の下降が、固定絞りの流量係数に押えられるため、大きな整定時間を要する。そこで、オーバシュートを小さくすることを考える。

ステップ応答における圧力のオーバシュートは設定圧力や負荷容積などによって変わるが、わずかな微分補償を挿入すれば極めて小さくできる。また、微分補償は出力 (圧力) の定常振動も同時に小さくでき、この効果は、後に示す運動による圧力制御の特性 (図6) の中にそのまま現れている。圧力制御の精度についても絞り弁の運動制御に関連するので詳しくは実験2の項で述べることにする。

5.2 運動による圧力制御 (実験2)

(1) 圧力システム 絞り弁を二つ用いて圧力制御を行う場合、基本的には、入口側、出口側の絞り弁

を切換えて、負荷における圧力の上昇、下降を適切に調整することになる。ここでは、絞り弁の特性諸値を用いて圧力制御システムを構成し、その特性実験と評価を行う。ただし、入口側、出口側に対応して、パラメータにそれぞれ1, 2をつけて区別する。

負荷容量における重量流量収支：

$$W = W_1 - W_2 = (V_0/kRT_s)(dP/dt) \cdots \cdots (8)$$

$$W_1 = \Phi A_{s1} P_s = \Phi \{ (\pi/2) d \cdot X_1 \} P_s \doteq C_1 X_1$$

$$W_2 = \Phi A_{s2} P \doteq C_2 X_2 + C_p P$$

弁の運動方程式：

$$m_1(d^2 X_1/dt^2) = F_{c1} + P_s A_1 - K_1(X_{01} + X_1) - P A_1 \cdots \cdots (9)$$

$$m_2(d^2 X_2/dt^2) = F_{c2} + P A_2 - K_2(X_{02} + X_2) \cdots \cdots (10)$$

弁の弾性平衡式：

$$F_{c1} = \Psi_1 i_1 + \lambda_1 X_1 \cdots \cdots (11)$$

$$F_{c2} = \Psi_2 i_2 + \lambda_2 X_2 \cdots \cdots (12)$$

電磁コイル電圧：

$$L_1(di_1/dt) + R_{c1}i_1 = (V - K_{pf} \cdot P) \cdot H_1 \cdots \cdots (13)$$

$$L_2(di_2/dt) + R_{c2}i_2 = (V - K_{pf} \cdot P) \cdot H_2 \cdots \cdots (14)$$

初期バランス：

$$P_s A_1 = K_1 X_{01}, \quad P_s A_2 = K_2 X_{02}$$

以上の関係をブロック線図に表すと図5のようになる。ただし図中の出口側不感域 ε については後述する。

(2) 実験結果 図2における絞り弁の同種の二つを組合せて圧力制御系を構成した。しかし、図5の制御系のまま圧力制御を行うと、両弁にパルス状電流が交互に印加されることになり、安定した圧力制御は不可能となる。そこで、実験1の結果から、入口側絞り弁単独による制御で許容されるオーバシュートを考慮して、出口側の弁の定常偏差に ε の不感域を設ける。これにより、圧力は出口側の弁が $i_2 \doteq 0$ (この状態で20 cm³ 程度の空気流量となるよう初期調整している) で

図5 絞り弁運動による圧力制御のブロック線図

制御を終了することになり、このときの定常偏差は入口側単独の制御による定常偏差に収れんする。図6は表2における絞り弁(B)を用いた場合の特性を示している。ただし、そこでは許容オーバーシュート量を $P_{\max} = 0.005 \text{ MPa}$ (したがって、 $\varepsilon = P_{\max} \cdot K_{pf} = 0.02 \text{ mV}$) としている。図6によれば、圧力の大きな変化は、上昇に対して入口側絞り弁、下降に対しては出口側絞り弁がそれぞれ単独で作動することになり、圧力の最終的微調整の段階では入口側絞り弁だけが作動していることがわかる。これにより、圧力の応答性を損なうことなく、高い精度が得られている。

図7はループゲインを 34.3 dB とした場合の圧力制御における静特性であるが、測定の結果、誤差が 0.1% 以下とできることを確認した。これは、同心用板ばねによってプランジャの機械的摩擦を小さくした効果が現れ、流量の制御分解能が高いとする球形ポペット式絞り弁の特長をこのまま引き出した結果であると評価できる。ただし、ここでの性能の評価はあくまでも圧力センサ(コパル電子製 PA-500-103 G)の分解能と精度を基準としていると解するべきである。

(3) 応答性の評価 応答性はアクチュエータのパワーレートに関連して特に重要な特性である。これは、一般的には周波数特性によって評価されるが、ここで用いた圧力制御の方法では、電流に上限リミット($i_{\max}$)が存在すること、および絞り弁が逆止弁の形態をとることから出力波形のひずみが大きいため、測定

により周波数特性を求めることは不可能である。また、入力側弁と出力側弁の伝達関数が異なるため、ここではプランジャの周波数特性の測定結果、および表2の諸値を用いて、入口側、出口側のそれぞれの弁について周波数特性の推測を行った。その結果を図8に示すが、これは入口側弁の場合の例である。

最後に、本実験の目的の一つである圧力の応答性についての評価を行う。

圧力制御は極めて大きなゲイン H_1, H_2 によって行うため、わずかな目標値の変化に対して容易に電磁コイルの電流は最大値($i_{\max}$)に達してしまう。プランジャの質量を無視し、また $\lambda \ll K$ として λ の影響を無視すると、圧力 P は、

$$P = \frac{1}{1 + \frac{K}{Ac} \frac{V_0}{kRT_s}} \frac{K}{cA} W_{\max}$$

の一次遅れ系として近似できる。そこで、圧力の応答性は、

$$\frac{dP}{dt} = 0.632 W_{\max} \frac{kPT_s}{V_0} \dots\dots\dots (15)$$

となる。そこで、それぞれの弁についてステップ応答を測定し、立ち上がる時点と、定常値の 63.2% に達する点を通る直線の傾きをもって圧力の応答性とした。

図9は、圧力の応答性の理論値[式(15)]と実測値を比較したものである。これによると、負荷容積が小さくなるほど、実測値が理論値から遠ざかる傾向が見られる。これは、容積を小さくすると、理論では無視したプランジャの質量の影響が現れてくるためである。しかし、負荷容積が小さいときは、圧力の応答性は著しく増大するので、実用上の問題にはならない。しかし、求めるパワーレートをもつ絞り弁を理論式(15)によって設計する場合は、負荷容量をやや大きめに設定して

図6 絞り弁連動によるステップ応答
[Valve (B), 負荷容量 12.7 cm^3]

図7 圧力制御の静特性 [Valve (B)]

図 8 圧力の連動制御における周波数特性の推定
〔Valve (B), 負荷容量 100 cm³〕

おく必要がある。

これを実際にアクチュエータのコンプライアンス制御に適用する場合は、アクチュエータおよび、その負荷質量や粘性などを含めたメカニカルインピーダンスとして評価し、それに応じた絞り弁の設計が必要である。しかし、考察を順を追って進めるため、それらの影響については特にここでは触れない。

6. 結 言

空気圧を用いるマニプレータは電気式のものとは比べて大変軽量となる特長がある。しかし、空気式マニプレータの試作を行ってきた経験から、空気圧が圧縮性であるため剛性の低い機械になってしまう。柔らかい機械であるから安全上の問題はないが、多くの作業はマニプレータの剛性（固い位置決め）をむしろ必要としており、したがって、作業に応じて剛性を調整できる機能が重要となる。

ここでは、これまで空気圧マニプレータのコンプライアンス制御で取り上げられなかったパワーレートを類する問題を提起し、その剛性を高めるための絞り弁の特性について考察し、その設計について述べた。

本研究で試作した絞り弁は大変構造が簡単で、しかも高い性能を示すため、今後はこれを用いて空気圧マ

図 9 圧力の応答性の評価

ニプレータのコンプライアンス制御を達成してゆくつもりである。

終わりに、本研究を行う過程で、多くの協力者を得ており、紙面を借りてここに心からの謝意を表すものである。

文 献

- (1) Mason, M. T., Compliance and Force Control for computer controlled manipulation, MIT, Artificial Intelligence Lab. Report, TR-515 (1979-4).
- (2) 浅川, 触覚を用いた精密はめ合い作業, JRSJ, 2-5 (昭 60), 78-82.
- (3) Brown, M. K., A controlled impedance robot gripper, AT & T Tech. J., 64-4 (1985), 937.
- (4) 杉本, 新しいエアサーボ方式の一つの提案, 機講論, No. 837-2 (昭 58-10), 97.
- (5) 杉本・駅・ほか 1 名, 手指関節のための小形空気圧サーボ系の開発, 第 3 回 RSJ 学術講演会講演予稿集, (昭 60-11), 323.
- (6) 杉本, 独立した二つの絞り弁からなる電空変換器, 機講論, No. 837-2 (昭 58-10), 94.
- (7) 杉本・ほか 2 名, コンプライアントな機能をもつロボットの高ブリッド制御 (第 1 報), 第 2 回 SICE 学術講演会講演予稿集, (昭 60-7), 303.
- (8) 杉本・池田・ほか 1 名, 弾性変形を利用した高位置決め装置の圧力フィードバックによる性能改善, 昭和 59 年秋季油空圧講演会講演予稿集, (昭 59-11), 45.
- (9) 石黒・ほか 2 名, 交直マグネットの設計と応用, (昭 45), オーム社.

討 論

〔質問〕 則 次 俊 郎〔岡山大学工学部〕

(1) 貴研究は、空気圧アクチュエータのコンプライアンス、すなわち、圧力制御を目的としている。この場合、最初から圧力制御弁とする方法も考えられるが、あえて流量制御弁とされた理由があればご教示願いたい。

(2) 「図5の制御系のまま圧力制御を行うと、……安定した圧力制御は不可能となる。」とあるが、これは H_1 , H_2 の大小にかかわらず言えることか。もし、そうであれば、不感帯を設けるほかにこれを改善する方法はないか。

(3) 図5において、微分補償を挿入された位置、およびその効果についてもう少し具体的にご説明願いたい。

(4) 圧力の応答性の評価を極めて大きなゲイン H_1 , H_2 の場合について行っておられるが、この場合、制御系の応答波形や安定性はどうか。

〔回答〕 (1) 本研究では、流量制御弁（空気絞り弁）を用いて圧力制御システムを構成した。それは次の理由による。

(i) 圧力制御システムの性能はフェールセーフに対する評価を含むので、その要素である流量制御弁（空気絞り弁）自体の構造を論ずる必要を生じたこと。

(ii) 文献(8)に示されるように、単体、すなわち流量制御弁（空気絞り弁）として利用される実例があること。

(2) 不明確な表現であったが、「図5のまま制御を行う」とは「図5において不感域を設けない」との意味である。誤差を考慮すると H_1 , H_2 を大きくすることになるが、その場合、不感域 ε を設けない限り、圧力制御は不可能である。

(3) 微分補償による実験は、図5のフィードバックゲイン K_{VF} を $K_{PF}(1+As)$ に変えて行った。微分補償の挿入は、圧力上昇側におけるオーバーシュートを押さえて、出口側の制御弁が ε の中で制御を終了することを目的としたが、その効果は十分に現れており、図6のように、入口側弁だけで安定に制御が完了して

いる。

(4) ある程度大きなゲイン H_1 , H_2 では、制御の応答性はむしろ負荷容量 V_0 に大きく左右される。すなわち、負荷が一定の場合は、大きなゲイン H_1 , H_2 に対して、図6に類似した特性を呈する。ただし、実用上の問題はないと思われるが、図6の入口側弁の電力波形に見るように、わずかな定常振動が現れる。これはプランジャの摩擦が小さいために起こる不安定要素が原因である。これについては、粘性摩擦を挿入すべく目下検討中である。

〔質問〕 木下 源一郎〔中央大学理工学部〕

貴論文では、マニプレータの空気圧によるコンプライアンス制御を提案し、そのための空気絞り弁を開発し、その結果について述べているが、

(1) 空気圧によるコンプライアンス制御の構成法と

(2) そのための空気絞り弁の基本特性について、お考えをお聞かせ願いたい。

〔回答〕 (1) 本研究で開発した圧力制御システムはあくまでもマニプレータのコンプライアンス調整のできる位置決め制御への適用を目的としている。コンプライアンスは、基本的には位置のフィードバックを構成し、そのループゲインを調整することにより任意に設定できる。具体的な構成法は次報に譲るが、本研究では、システムが故障した場合、コンプライアンスが空気の持つ本質的な値に保持できる安全なアクチュエータの開発を目的とする。

(2) 空気圧を用いると、本質的にこれが柔らかさを持つため、実用上はむしろ、制御によっていかに硬くできるか、すなわちコンプライアンスを小さくできるかのほうが大きな課題となる。そのためには安定して、制御性に優れた空気絞り弁が必要であるが、特に強調したいのは次の2点である。

(i) 制御できる流量の範囲が大きいこと、

(ii) ノーマルクローズ形とし、空気絞り弁の電源異常に対して、完全に空気を遮断できる構造とすること。