光-空気圧サーボシステムに関する研究*

(第3報, 通常規模システムへの拡張)

赤木 徹也^{*1}, 堂田 周治郎^{*2}
松下 尚史^{*2}, 橘 伸一^{*3}Studies on Opto-Pneumatic Servo System
(3rd Report, Extension to a Normal Scale Control System)Tetsuya AKAGI, Shujiro DOHTA,
Hisashi MATSUSHITA and Shin-ichi TACHIBANA

An optical servo system, which can be used in hazardous environments, is a novel and attractive control system. In our previous paper, we proposed an analytical model of a tested optical servo system which consists of an optical servo valve and a small pneumatic cylinder in order to improve the position control performance. This paper describes an extension of the optical servo system to a more normal scale system using a normal pneumatic rodless cylinder with the full stroke of 600 mm. First, two kinds of opto-pneumatic servo system using the rodless cylinder are explained briefly. Second, the control performance of the first system which uses two flow amplifiers on market is investigated. Finally, the optical servo valve is designed and improved by using the analytical model proposed previously. And the control performance of the second system using the improved valve is investigated. As a result, it is shown that the improved optical servo valve is more useful in a normal scale control system compared with the flow amplifier.

Key Words: Optical Servo System, Normal Scale Control System, Booster Amplifier, Position Control, Photo-Fluidic Interface, Pneumatic Rodless Cylinder, Environmental Hazards

1. 緒 言

我々は、電磁ノイズや放射線などの環境障害に強い光サーボシステム⁽¹⁾の開発を目的とした研究を行っている。前報⁽²⁾では、間接フィードバック方式⁽³⁾の光-空気圧サーボシステムについて、システム設計や性能改善の基礎となるシステム構成要素の理論解析や実験結果との比較を行った。さらに小形空気圧シリンダを用いて構成した光-空気圧サーボシステムの制御性能の検討を行い、電気-空気圧サーボシステムと同程度の性能が得られることを確認した。しかし、光サーボシステムの実用化を考えた場合、次の段階として、工場等で用いられる通常規模サイズのアクチュエータを使用したシステムへ拡張する必要がある。

本報告では、光サーボシステムの通常規模システムへの拡張として、二つの方法を試み、その制御性能を比較、検討した結果について述べる。本論文の構成は以下のとおりである。2章で本論文で扱う2種類の通常規模システムの構成を概説し、3章で市販の流量増

幅器を用いた台車の位置決め制御結果を示す。4章で解析モデルを用いた光サーボ弁の設計を行い、5章で設計した光サーボ弁を用いたシステムの制御結果を示すとともに、今後の制御系設計に役立つ通常規模システムのパラメータ同定を行う。6章で結論を述べる。

本論文では、便宜上、前報までの小形空気圧シリンダを用いたシステム⁽²⁾を小形システム、今回試作した通常規模サイズの空気圧シリンダを用いたシステムを通常規模システムと呼ぶことにする。

2. システムの構成

図1に二つの方法により試作した通常規模の光サーボシステムの構成を示す。このシステムは前報までの小形システムと同様に台車の位置決め制御を一例とした光サーボシステムであり、システムの構成および制御の流れはほとんど同じである⁽²⁾。構成上の相違点は、小形システムではアクチュエータとして両ロッド式小形空気圧シリンダ(有効断面積 181 mm², ストローク 60 mm)を用いていたのに対し、通常規模システムでは44倍の内容積をもつ有効断面積 804 mm², ストローク 600 mmのロッドレス空気圧シリンダ(SMC製, MYH 32 G)を用いた点である。通常規模サイズのアクチュエータを用いるため、台車の位置決め制御

* 原稿受付 1997年3月21日。

^{*1} 正員, 岡山理科大学大学院(☎ 700-0005 岡山市理大町1-1)。^{*2} 正員, 岡山理科大学工学部。^{*3} 准員, (株)大本組(☎ 700-0824 岡山市内山下1-1-13)。

Fig. 1 Construction of opto-pneumatic servo system

の速応性の観点から光サーボ弁(詳細は4・1節で述べる)の出力流量不足の問題が予想される。そこで、通常規模システムへの拡張として二つの方法によりシステムを試作した。一つは、図中の点線の経路で示すように、小形システムで使用していた光サーボ弁を用い、入手が容易な市販の流量増幅器(黒田精工製、パイロットレギュレータBR-U-4)を2個用い、光サーボ弁の出力流体パワー(流量×圧力)の増幅を行う方法である。もう一つは、実線の経路のように光サーボ弁を構成する流体増幅器⁽³⁾を前報の解析モデル⁽²⁾を用いて増幅器左右のノズル出力流量を増やすように改良しアクチュエータを駆動するために必要なパワーを確保する方法である。

ここで、図1の光サーボシステムの制御の流れを簡単に述べておく。まず、台車位置の目標値との偏差に相当する光パワーが環境障害のない所に設置されたコントローラ(コンピュータ)により算出され、レーザ光が電気/光(E/O)変換器にあたるDCサーボモータで駆動される回転形NDフィルタを介して光サーボ弁に入力される。入力光パワーに比例した弁または流量増幅器の出力流体パワーはシリンダを介して台車を駆動する。台車変位はベルトとプーリを用いて連結された光-光エンコーダにより光信号に変換され、光ファイバ、光/電気(O/E)変換器、カウンタを介しコントローラに入力される。ここでエンコーダとカウンタによる台車の位置検出分解能は0.0254mmである。

3. 市販の流量増幅器を用いたシステム

図2に使用した市販の流量増幅器の構造図を示す。

Fig. 2 Schematic of a flow amplifier

Fig. 3 Relation between input optical power and output differential pressure

Fig. 4 Transient responses of output pressure of flow amplifier for stepwise input optical power

動作原理は入力圧力により内部のダイヤフラムを変形させ、ロッドで連結したディスク弁を動かし開口面積を変えることで流量と圧力の増幅を行うものである。

3・1 光-空気圧特性 図3にこの流量増幅器を用いた場合の光-空気圧特性を示す。図3中の○、△はそれぞれ、入力光パワーに対する光サーボ弁の出力差圧、左右の流量増幅器の出力差圧の関係を示す。流量増幅器には出力差圧が飽和を起こさない入力圧力の使用範囲(20~280 kPa)があり、実験では、光サーボ弁の片側からの出力圧力がこの範囲を越えないようにした。グラフの傾きに当たる変換係数は入力光パワーから光サーボ弁出力差圧までで4.8 kPa/mW、流量増幅器出力差圧までで9.5 kPa/mWである。

動特性を評価するために、出力差圧零の平衡状態からステップ状に入力光パワー(±5, 10, 15, 20 mW)を印加した場合の流量増幅器の出力差圧の時間変化を調

Fig. 5 Transient responses of cart position

べた。その結果を図4に示す。なお、圧力測定はピストンを中央に固定したロッドレスシリンダを流量増幅器の後に接続した状態で行った。この応答をむだ時間要素と一次遅れ要素で近似するとむだ時間で0.25秒、時定数で1.2秒程度であり小形システムで用いた光サーボ弁の応答(むだ時間:0.08秒、時定数:0.5秒)に比べ、むだ時間で3倍、時定数で2.4倍程度遅くなっている。この理由として、流量増幅器の入力室容積が大きいこと、流量増幅器と光サーボ弁を接続する配管が長くなったこと、流量増幅器のディスク弁に動作遅れが存在することが考えられる。

3.2 位置決め制御結果 台車の目標値を200, 250, 300, 350 mm とステップ状に変化させて位置決め制御実験を行った。制御方法はこれまでと同様に次式の摩擦補償を含む比例制御則⁽³⁾を用いた。

$$u = K_p \cdot e + I + I_L \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$I = \begin{cases} I_p & (e + T \cdot \dot{e} > 0) \\ 0 & (e + T \cdot \dot{e} = 0) \\ -I_N & (e + T \cdot \dot{e} < 0) \end{cases} \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$I_L = \begin{cases} I_L & (0 \leq t \leq T_L) \\ 0 & (t > T_L) \end{cases} \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここで、 u : 制御入力光パワー、 K_p : 比例ゲイン、 e : 偏差(=目標値-台車変位)、 I_p と I_N : 台車の正方向および負方向のクーロン摩擦力の補償量、 I_L : 制御開始から T_L 時間加えられる静止摩擦力の補償量、 T : 予見時間である。制御パラメータの値として、 $K_p = 0.009 \text{ mW/mm}$ 、 $I_p = I_N = 3.0 \text{ mW}$ 、 $I_L = 15 \text{ mW}$ 、 $T = 0.35 \text{ s}$ 、 $T_L = 0.5 \text{ s}$ を用いて位置決め制御実験を行った結果を図5に示す。いずれの目標値の場合も、台車が動きだすまでのむだ時間が0.8秒程度と長く、また、クーロン摩擦力の影響と思われる定常偏差が現れている。参考までに目標値200 mmに対して流量増幅器を用いず、小形システムの光サーボ弁だけを用いて制御実験を行った結果を図5中に破線で示す。光サーボ

Fig. 6 Histogram of steady state error

弁の出力流量が少ないため目標値に達するまでに約8秒程度要することがわかり、速応性に対する流量増幅器の有効性が確認できる。

次に、停止位置精度の評価として図6に定常偏差のヒストグラムを示す。図は目標値250 mmに対し20回繰返し位置決め制御実験を行い、台車が十分に安定したと考えられる制御開始から5秒後の定常偏差を測定した結果である。図を見ると定常偏差は±10 mm(目標値の±4%)程度であり停止位置精度としては極めて悪い⁽⁴⁾ことがわかる。これは、単動式流量増幅器を二つ用いたため、出力差圧が増幅器個々の特性の違いに大きく影響されることや、図2に示すように増幅器の構造上、ディスク弁の開閉により流量調節を行うため、細かい圧力制御が難しいことが原因と考えられる。このように、市販の流量増幅器を用いる方法は速応性はともかく停止位置精度が悪いので有効ではない。そこで、次章以降で光サーボ弁の改良による通常規模システムへの拡張について検討する。

4. 解析モデルを用いた 光サーボ弁の設計

4.1 設計方針 光サーボ弁の改良方法として、前報で提案され有効性が確認された解析モデル⁽²⁾を用い、光サーボ弁の各構成要素の設計変更を行う。図7に光サーボ弁、空気圧シリンダ、台車のモデル図を示す。光サーボ弁は図中の破線で囲まれた部分であり、光-流体変換素子と2段の流体増幅器から構成される⁽³⁾。改良の中心となる流体増幅器の構造図を図8に示す。一つの流体増幅器は差動形式のノズルとフラップにあたる3枚のゴム膜(中心膜と二つのシール用ゴム膜)を中央部ではりあわせたダイアフラム形シリンダからなる。動作原理は入力差圧によりフラップが変位し、左右のノズルとのすきまが変わり、背圧差を生じ、圧力・流量増幅を行うものである。図7の記号⁽²⁾ $A, C, C_d, d, D_F, F, k, m, P, Q, S, T, V, x, y$ はそれぞれ、受圧面積、減衰係数、流量係数、内径、摩擦力、発生力、ばね定数、質量、絶対圧力、質量流量、開口面積、絶対温度、容積、フラップ変位、台車変位を示

Fig. 7 Analytical model of the optical servo system

Fig. 8 Construction of a booster amplifier

す。最初の添字 $i, 1, 2, c$ はそれぞれ光-流体変換素子, 1 段目増幅器, 2 段目増幅器, 空気圧シリンダなどの要素を示し, 2 番めの添字 s, n, o はそれぞれ供給側, ノズル側, 出力側などの位置を示す。3 番めの添字 R, L はそれぞれ右側, 左側を示す。さらに, P_{at}, F_c, F_s はそれぞれ大気圧, 台車と空気圧シリンダ摺動部のクーロン摩擦力, 静止摩擦力を示す。

弁に求められる条件としては以下の 2 項目が挙げられる。(1) 光サーボ弁からの出力差圧がロッドレスシリンダの最低駆動圧力 (40 kPa) 以上であること。(2) 弁出力流量を増やし, 負荷容積が接続されている状態で, 弁の出力差圧の応答が可能な限り速いこと。

これらの条件を満たす弁として, ロッドレスシリンダと接続した状態で, 弁のステップ応答のシミュレーションを行い, 出力差圧がシリンダの最低駆動差圧に達するまでの時間が最も短いものを選ぶことにする。

次に, 設計変更を行う弁の各要素のパラメータについて考える。弁の出力流量を増やすのに直接効果があるのは, 弁の最終要素にあたる 2 段目増幅器のパラメータである。このうち, ばね定数や減衰係数など, フラップ膜に関するものはゴム膜の張り方や構造によって異なるため弁の設計パラメータに選ぶにはやや難がある。そこで, 本論文では, 2 段目増幅器のノズル部の供給側絞り径 d_{2s} とノズル内径 d_{2n} に重点をおくことにする。シミュレーションでは, 光-流体変換素子については以前同定したパラメータ⁽²⁾を用い, 2 段目増幅器のノズルパラメータ (供給側絞り径とノズル内径) を数種類変えて弁の性能評価を行うとともに, 素子微小出力パワー増幅部である 1 段目増幅器のノズルパラメータを変えた場合についても検討する。

4・2 特性の計算結果 計算に用いた 1 段目増幅器のノズル供給側絞り径 d_{1s} とノズル内径 d_{1n} の組合せは $(d_{1s}, d_{1n}) = (0.3, 0.6 \text{ mm}), (0.5, 1.0 \text{ mm}), (0.8, 1.6 \text{ mm}), (1.0, 2.0 \text{ mm})$ であり, また, 2 段目増幅器のノズル供給側絞り径 d_{2s} とノズル内径 d_{2n} の組合せは, $(d_{2s}, d_{2n}) = (0.5, 2.0 \text{ mm}), (0.7, 2.5 \text{ mm}), (1.0, 3.0 \text{ mm}), (1.2, 3.5 \text{ mm}), (1.5, 4.0 \text{ mm})$ である。これらの組合せは, 空気圧ノズル・フラップ系において一般に望ましいとされる比率 (流量係数を含む断面面積の比が 0.5 以下)⁽⁷⁾ を満たし, 1 段目増幅器の場合, ノズル内径 $d_{1n} = 2.0 \text{ mm}$, 2 段目の場合 $d_{2n} = 4.0 \text{ mm}$ を上限として選んだ。また, 計算で用いるノズル各部の流量係数は, ノズル部の形状に依存するが理想的な条件として 1 とした。さらに, 1 段目および 2 段目増幅器のノズル供給圧力はそれぞれゲージ圧で 100 kPa および 400 kPa とし, 入力光パワーの大きさは本システムで使用できる光パワーの半分である 10 mW として計算した。まず 1 段目増幅器のノズル径の選定基準として, 素子出力流体パワーを効率よく増幅するものを考え, 弁出力パワー (体積流量差 $\times$ 圧力差) の時間変化率 (以後流体パワーレートと呼ぶことにする) が最大になるものを考える。図 9 に 1 段目増幅器のノズル径を変えた場合の流体パワーレートを示す。図 9 中の $\bigcirc, \triangle, \square$ は 2 段目増幅器のノズル径を変えた場合である。図 9 よりノズル径が $(d_{1s}, d_{1n}) = (0.5, 1.0 \text{ mm})$ 付近で流体パワーレートが最大になることがわかる。

次に 2 段目増幅器のノズル径について検討する。図 10 に 2 段目増幅器のノズル供給側絞り径に対する弁

Fig. 9 Relation between nozzle diameter and fluid power rate of optical servo valve

Fig. 10 Relation between nozzle diameter and response time of optical servo valve

出力差圧がシリンダの最低駆動圧に達するまでの応答時間のシミュレーション結果を示す。図 10 中の○, △, □はノズル・フラップとしての使用領域の違いを示し、それぞれ、ノズル背圧の初期値がノズル供給圧 400 kPa の 1/4, 2/4, 3/4 となるようにノズル・フラップ位置を設定した場合である。これは、ノズル位置の調整により、弁の使用出力差圧範囲やゲイン調整を行うため、いくつかの使用条件で弁の性能を検討しておく必要があるためである。図 10 から、2 段目増幅器のノズル径が $(d_{2s}, d_{2n}) = (1.0, 3.0 \text{ mm})$ の場合、応答時間が短くなり最適であることがわかる。

以上の結果より、1 段目増幅器のノズル径が $d_{1s} = 0.5 \text{ mm}$, $d_{1n} = 1.0 \text{ mm}$, 2 段目増幅器のノズル径が $d_{2s} = 1.0 \text{ mm}$, $d_{2n} = 3.0 \text{ mm}$ の光サーボ弁を試作した。これを用いたシステムについて 5 章で述べる。

5. 設計した光サーボ弁を用いたシステム

5・1 光-空気圧特性 試作した光サーボ弁の前報⁽²⁾からの改良点として、4 章で述べたノズル径以外に以下の点がある。ゴム膜で仕切られた増幅器の不必要な容積変化を抑えるため、およびゴム膜の耐久性を向上させるため、1 段目増幅器のシール用ゴム膜を厚さ 0.03 mm のラテックスゴム膜から 0.3 mm のシリコンゴム膜に変えた。さらに、2 段目増幅器において

Fig. 11 Relation between input optical power and output pressure of improved optical servo valve

Fig. 12 Transient responses of output pressure for step-wise input optical power

も内径 40 mm のスペーサを内径 30 mm のものに変え、シール用ゴム膜が入力圧力により必要以上に膨れない構造にした。これらの改良を行った光サーボ弁のシステムパラメータは 5・3 節で示す。

図 11 に改良した光サーボ弁の入力光パワーと出力差圧の関係を示す。弁の光-空気圧特性は市販の流量増幅器を用いた場合(図 3)に比べ線形性がよく、グラフの傾きに当たる変換係数は 5.2 kPa/mW である。動特性として、出力差圧零の平衡状態からステップ状に入力光パワー ($\pm 5, 10, 15, 20 \text{ mW}$) を変化させた場合の光サーボ弁の出力差圧の時間変化を図 12 に示す。この応答をむだ時間要素と一次遅れ要素で近似するとむだ時間で 0.1 秒、時定数で 0.6 秒程度であり、3・1 節の流量増幅器を用いた場合に比べむだ時間、時定数ともに短くなっていることがわかる。

5・2 位置決め制御結果 図 13 に台車の目標値を 200, 250, 300, 350 mm とステップ状に変化させた場合の摩擦補償比例制御則を用いた位置決め制御の実験結果を示す。式(1)~(3)の制御パラメータは、 $K_p = 0.07 \text{ mW/mm}$, $I_p = 4.0 \text{ mW}$, $I_n = 4.5 \text{ mW}$, $I_L = 10 \text{ mW}$, $T = 0.45 \text{ s}$, $T_L = 0.3 \text{ s}$ である。いずれの目標値の場合も定常偏差が小さく、むだ時間も市販の流量増幅器を用いた場合に比べ 0.6 秒程度と短く改善されているが整定時間はやや長くなっている。

次に、停止位置精度の評価として図 14 に目標値 250

Table 1 System parameters

A ₁	$1.65 \times 10^{-3} \text{ [m}^2\text{]}$	C _{db}	1.0	m ₁	$2.12 \times 10^{-3} \text{ [kg]}$	SinR0, SinL0	$7.5 \times 10^{-8} \text{ [m}^2\text{]}$
A ₂	$3.33 \times 10^{-4} \text{ [m}^2\text{]}$	d _{1n}	$1.0 \times 10^{-3} \text{ [m]}$	m ₂	$5.34 \times 10^{-3} \text{ [kg]}$	SisR0, SisL0	$2.5 \times 10^{-8} \text{ [m}^2\text{]}$
A _c	$8.04 \times 10^{-4} \text{ [m}^2\text{]}$	d _{1s}	$0.5 \times 10^{-3} \text{ [m]}$	m _c	4.93 [kg]	S _{1b}	$5.2 \times 10^{-8} \text{ [m}^2\text{]}$
C ₁	30 [N · s/m]	d _{2n}	$3.0 \times 10^{-3} \text{ [m]}$	P _{is}	122 [kPa]	T	293 [K]
C ₂	65 [N · s/m]	d _{2s}	$1.0 \times 10^{-3} \text{ [m]}$	P _{1s}	191 [kPa]	V _{ioR0} , V _{ioL0}	$4.40 \times 10^{-6} \text{ [m}^3\text{]}$
C _c	35.1 [N · s/m]	F _s	28~36 [N]	P _{2s}	594 [kPa]	V _{1oR0} , V _{1oL0}	$5.79 \times 10^{-6} \text{ [m}^3\text{]}$
C _{d1n}	0.54	F _c	13.7 [N]	P _{ioR0} , P _{ioL0}	103 [kPa]	V _{2oR0} , V _{2oL0}	$2.99 \times 10^{-4} \text{ [m}^3\text{]}$
C _{d1s}	0.90	k ₁	$4.96 \times 10^3 \text{ [N/m]}$	P _{1oR0} , P _{1oL0}	110 [kPa]	X _{1R0} , X _{1L0}	$3.5 \times 10^{-4} \text{ [m]}$
C _{d2n}	0.58	k ₂	$3.94 \times 10^3 \text{ [N/m]}$	P _{2oR0} , P _{2oL0}	231 [kPa]	X _{2R0} , X _{2L0}	$3.0 \times 10^{-4} \text{ [m]}$
C _{d2s}	0.83	k _u	$2.57 \times 10^{-8} \text{ [m}^2\text{/W]}$	P _{at}	101 [kPa]

Fig. 13 Transient responses of cart position

Fig. 14 Histogram of steady state error

mm に対し 20 回繰返し位置決め制御実験を行った場合の定常偏差のヒストグラムを示す。図 14 より停止位置精度は $\pm 0.75 \text{ mm}$ 程度であり 3・2 節で示した市販の流量増幅器を用いた場合の 10 分の 1 以下になっており大いに改善されていることがわかる。

5・3 システムパラメータの同定とシミュレーション 今後、制御系設計やシステムの最適設計などに役立てるため、改良した光サーボ弁を用いた通常規模システムのパラメータ同定⁽²⁾を行った。その結果を表 1 に示す。表 1 中の記号の添字 0 は平衡状態における値を示す。ここで、光-流体変換素子の変換係数 k_u の値が前報 ($k_u = 2.5 \times 10^{-8} \text{ m}^2\text{/W}$) と少し異なるのは、光-流体変換素子内のターゲット材⁽⁶⁾のカーボンの再塗布を行ったことやレーザー光照射位置の変更により素子内の噴流偏向の割合が多少変化したためである。以上のシステムパラメータの妥当性を確認するためにシ

(a) Relation between optical power and output pressure of the photo-fluidic interface

(b) Relation between input and output pressure of the 1st booster amplifier

(c) Relation between optical power and output pressure of the 2nd booster amplifier

Fig. 15 Static characteristics of optical servo valve

ミュレーションを行い実験との比較を行った。

まず、光サーボ弁の実験値との比較として、図 15 に弁の各要素の静特性を示す。図 15(a)~(c)はそれぞれ、光-流体変換素子の入力光パワーと出力差圧の関係、1 段階増幅器の入出力特性、入力光パワーに対

Fig. 16 Step responses of optical servo valve

Fig. 17 Simulated responses of cart position and output differential pressure

する2段目増幅器の出力差圧の関係を示す。○は実験結果, 実線は計算結果である。各要素において計算結果は実験結果とよく一致していることがわかる。次に, 動特性の比較として, 図16に入力光パワー(10 mW)をステップ状に変化させた場合の光サーボ弁各要素の出力差圧の応答結果を示す。図16中の○, △, □はそれぞれ, 光-流体変換素子, 1段目増幅器, 2段目増幅器の応答実験結果を示し実線は計算結果を示す。実験結果と計算結果はよく一致しており, 同定したパラメータの妥当性が確認できる。最後に, 台車の

位置決め制御の比較を図17に示す。上図中の○, △, □はそれぞれ台車目標値を250, 300, 350 mmと変えた場合の制御実験結果を示し, 実線はシミュレーション結果を示す。図17よりシミュレーション結果と実験結果はよく一致しており, また, 下図に示した目標値300 mmに対するロッドレスシリンダ両ポートの差圧応答(細線: 実験結果, 太線: 計算結果)からも, 計算機シミュレーションは現象をよく表していることがわかる。

6. 結 言

光-空気圧サーボシステムの通常規模システムへの拡張を目的とした本研究は以下のように要約できる。

(1) 通常規模システムへの拡張方法として, 市販の流量増幅器を用いて光サーボ弁出力を増幅する方法と解析モデルを用いて光サーボ弁を改良する二つの方法について比較検討した。

(2) 前報で提案した解析モデルを用いて, 流体増幅器のノズル径を変えた計算機シミュレーションにより使用するアクチュエータに適したノズル径をもつ光サーボ弁を設計し改良を行った。

(3) 改良した光サーボ弁を用いて光サーボシステムを構成し, 位置決め制御実験を行った結果, 停止位置精度が ± 0.75 mmと流量増幅器を用いた場合(± 10 mm)に比べ大幅に改善された。

(4) 今後, 制御系設計やシステムの最適設計を行う上で役立つように, 試作した通常規模システム全体のパラメータ同定を行い, これを用いたシミュレーション結果を実験結果と比較することによりシステムパラメータやモデルの妥当性を確認した。

今後は, システムの解析モデルや同定したシステムパラメータを基にして, 通常規模システムの制御系設計やシステム全体の最適設計を行う予定である。

文 献

- (1) 中田毅・曹東輝・謝啓裕・山内洋・山内隆, 機論, **57**-542, C (1991), 3228-3233.
- (2) 赤木徹也・堂田周治郎・松下尚史, 光-空気圧サーボシステムに関する研究(第2報, システムの理論解析と制御性能), 機論, **64**-622, C(1998), 2041-2048.
- (3) 赤木徹也・堂田周治郎・松下尚史, 機論, **62**-600, C (1996), 3188-3195.
- (4) 則次俊郎・和田力, 油圧と空気圧, **21**-4 (1990), 417-424.
- (5) Gurney, Jr, J.O., *Trans. ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Control*, **160**-3 (1984), 90-97.
- (6) 堂田周治郎・東海正明・高森年, 計測自動制御学会論文集, **26**-7 (1990), 780-786.
- (7) 日本油空圧協会編, 油空圧便覧, (1975), 642-643, オーム社.