圧電素子を動力源とする油圧式アクチュエータに関する研究* (第4報, シミュレーションモデルの作成)

小西 克信^{*1}, 浮田 浩行^{*1}, 小谷 隆博^{*2}

Hydraulic Actuators Driven by Piezoelectric Elements (4th Report, Construction of Mathematical Models for Simulation)

Katsunobu KONISHI, Hiroyuki UKIDA and Takahiro KOTANI

In this paper we present mathematical models for hydraulic actuators which consist of a reciprocating pump driven by a multilayered piezoelectric element, a single-rod cylinder, a variable throttle valve and an accumulator, where the control input is the amplitude of rectangular wave voltages applied to the piezoelectric element. The mathematical model of the actuator was derived by considering the compressibility of the working liquid, the nonlinear characteristics of the piezoelectric element, the time delayed motion of the pumping valves, and the viscous and coulomb frictions of the cylinder. In order to confirm the validity of the proposed model, various simulations were carried out for the output power of the piezoelectric pump, the dynamic behavior of the actuator and the performance of the position control system, and good agreement with the experimental results was obtained. These simulations show that the precise description of pumping valve characteristics is crucial to the evaluation of actuator performance.

Key Words: Mechatronics and Robotics, Hydraulic Actuator, Piezoelectric Element, Piezoelectric Pump, Simulation Model

1. 緒 言

メカトロニクス技術の高度化のためにはセンサや制御技術と同様に, 状況に応じた適切なアクチュエータの開発が必要であり, 圧電素子や形状記憶合金をはじめとする各種の材料を用いた新原理アクチュエータが試作されてきている⁽¹⁾⁽²⁾. これらの材料の中で, 圧電素子は変位は0.1%と小さいが, 軽量, 高速応答, 大発生力という特徴があるため, 微小変位の制御, 機械構造物の振動制御などに実用されている. また, 現時点では出力は小さいが, 超音波モータの形で電磁モータと競合する領域への応用もあり⁽³⁾⁽⁴⁾, 適切な利用法によって各種アクチュエータの動力源として活用できると考えられる.

このような観点から, 著者らは圧電素子と油圧を結合したアクチュエータを想定し, 油圧ポンプの試作⁽⁵⁾⁽⁶⁾やシリンダの位置制御実験⁽⁷⁾を通じて, 出力数10 Wのアクチュエータが可能であることを示した. 次の段階は小形化・軽量化であるが, このためには設計の指針が必要であるので, 本論文では上記の実験結

果を説明できるシミュレーション用の数学モデルを作成したものである. 具体的には, ポンプやアクチュエータシステムの作動原理の説明に用いたモデルに対して, ポンプ弁の動作遅れ, 圧電素子の特性の非線形近似, シリンダにおける乾性摩擦などを導入して改良したものであるが, 実験結果の特性をよりよく説明できるようになっている. また, ポンプに関しては, パラメータ最適化のシミュレーションを行い, 弁の改良によって出力の大幅な増加が可能であることを示している.

2. 圧 電 ポ ン プ

2.1 装置の概要 図1に圧電ポンプの概念図を示す. 動作としては, 油圧回路に低粘度の作動油を静圧 P_0 で充てんした後, パワーアンプを用いて矩形波

①Piezoelectric Device and Diaphragm, ②Pumping Valve
③Resonant Pipe, ④Pressure Chamber, ⑤Accumulator

Fig. 1 Schematic diagram of the piezoelectric pump

* 原稿受付 1996年4月10日.

^{*1} 正員, 徳島大学工学部 (〒770 徳島市南常三島町2-1).

^{*2} 扶桑建設工業 (〒103 東京都中央区日本橋茅場町2-13-11).

状の電圧 $\tilde{E}$ を圧電素子に印加する。これによってピストンが左右に運動するので、作動油は下側の管路と弁を通してダイヤフラム内に吸入され、加圧されて上側の管路に吐出される。そして、管端の大容量の圧力室に入って定圧 P_4 となり、絞り弁を通して再び静圧 P_0 の圧力室に環流する。ここで、①の部分はダイヤフラムを積層形圧電素子で圧縮する構造であり、図中のばね記号はこれらの全体としての弾性を表している。また、 A_2 は圧電素子の変位 h に対するダイヤフラムの等価断面積、 $\bar{\beta}$ は圧電定数である。②のポンプ弁は直径 2 mm の孔を直径 3 mm、厚さ 0.8 mm の弁板で開閉するものであり、弁板を支持するピアノ線の疲労破断を防ぐためにストッパを設けている。③の共振管は内径 6 mm の銅パイプであるが、その機能は単なる連結管ではなく、管端の作動油圧力 P_1, P_3 をピストンの運動に同期して増減させ、ポンプ弁の吸入・吐出しを助長する役割を果たしている。

このような共振の作用は文献(6)において簡単なモデルで説明されたが、そのモデルでは、ポンプ出力が実験値より大きすぎる、共振周波数が実験値と一致しない、高い駆動周波数における出力の減衰が説明できない、などの不備があった。そこで本章では、ポンプ弁の動作遅れを導入して逆流を許容すること、圧電素子とダイヤフラムの弾性特性を非線形近似することなどによって数学モデルを改良する。また、パラメータを最適化した場合にどの程度の出力増加が可能かを検討する。

2.2 数学モデル

(A) ダイヤフラム、圧電素子および印加電圧：

$$A_2 \frac{dh}{dt} = Q_1 + Q_3 + \frac{V_2}{B_2} \frac{dP_2}{dt} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$h = \bar{\beta} \tilde{E} - \alpha_1 P_2 + \alpha_2 [\exp(-\alpha_3 P_2 - \alpha_4 P_2^2) - 1] \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$\tilde{E} = [1/(1+RCs)] E \zeta(t) - 100 \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここで V_2 はダイヤフラム内の作動油の体積、 B_2 はダイヤフラムの膨張も考慮した体積弾性係数、 $\alpha_1 \sim \alpha_4$ はダイヤフラムと圧電素子の非線形弾性特性を近似する定数である。式(2)の関数形を図6に示した。一方、式(3)は圧電素子に印加される電圧波形の近似であり、 R は電流制限抵抗、 C は圧電素子の電気容量、 E は印加電圧の振幅、 $\zeta(t)$ は零と1の2値をとる矩形波である。

(B) ポンプ弁：

$$\begin{aligned} Q_1 &= 2C_v A_v R_1 \operatorname{sgn}(P_2 - P_1) \sqrt{2|P_2 - P_1|/\rho} \\ R_1 &= [1/(1+T_v s)] \xi(P_1 - P_2) \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (4)$$

Fig. 2 Shape of function $\xi(P)$

$$\begin{aligned} Q_3 &= 2C_v A_v R_3 \operatorname{sgn}(P_2 - P_3) \sqrt{2|P_2 - P_3|/\rho} \\ R_3 &= [1/(1+T_v s)] \xi(P_2 - P_3) \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (5)$$

ここで C_v は弁の流量係数、 A_v は開口面積、 ρ は密度である。弁は吸入・吐出しのそれぞれの側に2個ずつ使用したので、 C_v の前に2を付けている。式(7)の A_p の前の2も同じである。 R_1 と R_3 は弁の開度を表す量であり、弁板の両側の圧力差に対して時定数 T_v の一次遅れになると仮定している。図2に $\xi(P)$ の関数形を示した。ここで P_v は弁板がストッパまで変位する圧力差である。

(C) 共振管：

$$\left. \begin{aligned} \rho \frac{\partial w_i}{\partial t} + \frac{\partial p_i}{\partial y} + f_i &= 0 \\ \frac{\partial p_i}{\partial t} + \rho \gamma^2 \frac{\partial w_i}{\partial y} &= 0 \\ 0 < y < L, \quad i &= 1, 3 \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$\left. \begin{aligned} 2A_p w_1(t, 0) &= Q_1, \quad 2A_p w_3(t, 0) = Q_3 \\ p_1(t, 0) &= P_1, \quad p_1(t, L) = P_0 \\ p_3(t, 0) &= P_3, \quad p_3(t, L) = P_4 \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (7)$$

ここで ρ は作動油の密度、 $f_i (i=1, 3)$ は非定常粘性抵抗⁽⁸⁾、 γ は作動油内の音速、 A_p は共振管の断面積である。

(D) 出力、効率等の計算式：

$$\left. \begin{aligned} P_{\text{out}} &= P_4 - P_0, \quad W_{\text{out}} = Q_p P_{\text{out}} \\ Q_p &= \left[\int_0^{T_0} Q_3(\tau) d\tau \right] / T_0 \\ \eta &= W_{\text{out}} / \left[\int A_2 P_2 dh / T_0 \right] \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (8)$$

ここで、 P_{out} はポンプの吐出し圧力、 W_{out} は出力である。また、 η はダイヤフラムに与えられた仕事とポンプ出力の比であり、ダイヤフラム・弁・共振管の部分の効率を表している。 T_0 は印加電圧 $\tilde{E}$ の周期である。

2.3 計算方法

式(6)に特性曲線法⁽⁸⁾を適用すると、特性線 $dy/dt = \pm \gamma$ に沿う二つの常微分方程式に分解される。この方程式と(1)～(5)の各式を中心差分法で離散化して計算した。ここで時間と共振管のそれぞれの分割幅 Δt と Δy の間には $\gamma \Delta t = \Delta y$ の関係

があるが、本章では $\Delta y \leq 36 \text{ mm}$ となるように分割した。

時刻 $t - \Delta t$ の状態値が求められたとき、差分方程式を解いて時刻 t の状態値を計算することは、共振管の左の境界点以外は容易である。左の境界点では特性曲線法によって与えられる式と(1)~(5)の各式の非線形連立方程式になる。これを解く具体的方法として、ここでは P_2 の値を仮定して Q_1, Q_3, P_1, P_3, h を求め、式(1)が成立するように P_2 を修正した。なお、ダイヤフラム内にキャビテーションが発生する場合($P_2 < -P_a, P_a = 0.1 \text{ MPa}$; 大気圧)があるが、この場合には $P_2 = -P_a$ とし、ポンプ弁からの流入量が式(2)の h と釣合った時点で、再び式(1)を用いて P_2 を計算している。初期値は圧力を静圧 P_0 、流速を零とし、1周期内の圧力波形が収束するまで時間方向に計算を反復している。

2.4 シミュレーションと実験結果の比較 式(1)~(7)は各種のパラメータを含むが、既知なものは

$$\left. \begin{aligned} A_2 &= 16.2 \text{ cm}^2, A_p = 28.3 \text{ mm}^2, A_v = 1.08 \text{ mm}^2 \\ C &= 3.0 \text{ } \mu\text{F}, E = 700 \text{ V}, L = 0.36 \text{ m または } 1.56 \text{ m} \\ P_0 &= 0.2 \text{ MPa}, R = 64 \text{ } \Omega, V_2 = 1.3 \text{ cm}^3 \\ \gamma &= 1250 \text{ m/s}, \rho = 814 \text{ kg/m}^3 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (9)$$

である。ここで L の値は文献(6)では $L = 0.3 \text{ m}$ または 1.5 m としたが、これは銅管のみの寸法であるの

で、接続金具の長さ 0.06 m を補正して上記の値とした。式(9)以外のパラメータは、図3~6においてシミュレーションと実験値が一致するよう次の値とした。

$$\left. \begin{aligned} B_2 &= 300 \text{ MPa}, C_v = 0.99, T_v = 0.12 \text{ ms} \\ \alpha_1 &= 11.0 \text{ } \mu\text{m/MPa}, \alpha_2 = 20.6 \text{ } \mu\text{m} \\ \alpha_3 &= 0.277 \text{ MPa}^{-1}, \alpha_4 = 0.0546 \text{ MPa}^{-2} \\ \bar{\beta} &= 94 \text{ } \mu\text{m/kV} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (10)$$

さて、図3は出力の駆動周波数依存性についてポンプ弁の時定数 T_v の影響を調べたものである。 $T_v = 0.12 \text{ ms}$ とすれば、 $L = 0.36 \text{ m}$ と 1.56 m の両方に対して共振周波数が実験値と一致することがわかる。図4は実験で最大出力 62.1 W が得られた場合についてポンプ特性を比較している。最大出力には約10%の誤差があるが、全体の傾向は一致している。図15(a), (b)は印加電圧、変位および圧力の時刻歴である。図15(a)の実験値には高次振動が含まれているが、これを除いて考えれば、 P_2 に対する P_1, P_3 の相対関係はシミュレーションによって近似されている。これらの時刻歴の中で特に圧力 P_2 と変位 h の相互関係に着目すると、図6の図形が得られる。式(2)の $\bar{\beta}$ と $\alpha_1 \sim \alpha_4$ は両図形が類似するように決定したが、これらの面積 $\left(\int A_2 P_2 dh \right)$ は実験において 420 mJ 、シミ

Fig. 3 Frequency characteristics of pumping power

Fig. 4 Characteristics of the pump at the resonant frequency 305 Hz

(a) Time histories of pressures, displacement and driving voltage (experiment)

(b) Time histories of pressures, displacement and driving voltage (simulation)

Fig. 5

ュレーションで 430 mJ となっている。なお、直線 AB は図 1 の右端の絞り弁を閉鎖した場合である。この場合の $P_{4\max}$ が実験と一致するように式 (2) の体積弾性係数 B_2 を調節した。

2.5 最大ポンプ出力の検討 2.4 節のシミュレーションによって、ポンプ出力は 10% 程度の誤差で予測できると考えられるので、図 7~9 では設計変更が可能な三つのパラメータについて、それらが出力に及ぼす影響を調べた。図中の $(W_{out})_{\max}$ は、パラメータの値を固定し、吐出し圧 P_{out} と駆動周波数を変化したときの最大出力を示している。 f_r は $(W_{out})_{\max}$ に対応する周波数である。

Fig. 6 Relation between pressure and displacement in the diaphragm

Fig. 7 Influence of diaphragm's cross-sectional area to the maximum pumping power

図 7 はダイヤフラムの等価断面積の影響を示している。実験の場合 (○印) よりも小さい断面積のほうが出力は大きくなっている。しかし、出力の増加はわずかで、吐出し圧や共振周波数が増大するので好ましくない。図 8 はポンプ弁の開口面積の影響である。図から明らかのように開口面積を増大することは顕著な効果があり、6 mm² 以上の場合には 100 W の出力が期待できる。効率も増加する。最後に、図 9 は圧電素子駆動回路の時定数 RC の影響である。出力は時定

Fig. 8 Influence of valve's cross-sectional area to the maximum pumping power

Fig. 9 Influence of driving circuit's time constant to the maximum pumping power

数を小さくすることによって増加するが、ピーク電流が過大となって圧電素子を破壊する恐れがある⁽⁵⁾。以上のシミュレーションから、高性能なポンプ弁の開発が重要と結論される。

3. アクチュエータシステム

3.1 装置の概要 図10に圧電ポンプと油圧シリ

①Piezoelectric Device, ②Pumping Valve, ③Inlet Pipe, ④Control Pipe, ⑤Outlet Pipe, ⑥Control Valve, ⑦Throttle Valve, ⑧Accumulator, ⑨Cylinder, ⑩Load Mass

Fig. 10 Schematic diagram of the actuator system

Fig. 11 Block diagram of position controller

ンダを結合したアクチュエータシステムの概念図を示す。ここで、作動油はアキュムレータ⑧から吸入管③を通してポンプに吸入され、制御弁⑥とシリンダ⑨へ送り出される。電圧 $\bar{E}$ の振幅が大きい場合にはパイロット圧力 P_0 が増大して Q_v の通路を閉じ、流量 Q_4 によってピストンは左の方向 ($v > 0$) へ動かされる。逆に、 $\bar{E}$ の振幅が小さい場合には Q_v の通路が開き、圧力 P_4 が低下して、ピストンは静圧 P_0 によって右方向 ($v < 0$) へ動かされる。このように本システムは、電圧 $\bar{E}$ の振幅によってピストンの制御ができるアクチュエータである。位置制御回路を図11に示す。なお、図10に関するパラメータは

$$\left. \begin{aligned} L_1 = L_3 = 0.39 \text{ m}, L_5 = 0.50 \text{ m} \\ A_0 = 1.131 \text{ cm}^2, A_4 = 0.848 \text{ cm}^2 \\ m = 1 \text{ kg}, P_0 = 3.0 \text{ MPa} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (11)$$

となっている。また、電圧 $\bar{E}$ の駆動周波数は 300 Hz、シリンダの乾性摩擦力は圧力が零の状態では $v > 0$ の方向に約 10 N、 $v < 0$ の方向に約 20 N である。

図10および11に基づいて製作された装置および実

験結果は文献(7)に示されている。また、同文献には動作を確認するための簡単な数学モデルも記されているが、シリンダの乾性摩擦力や制御弁の動作遅れが考慮されていない。そこで本章では、これらの点について数学モデルを改良し、実験結果との比較によって妥当性を検討する。

3.2 数学モデル

(A) 圧電ポンプおよび接続管：

$$A_2 \frac{dh}{dt} = Q_1 + Q_3 + Q_5 + \frac{V_2}{B_2} \frac{dP_2}{dt} \quad \dots\dots\dots (12)$$

$$\left. \begin{aligned} Q_i &= C_v A_o R_i \operatorname{sgn}(P_2 - P_i) \sqrt{2|P_2 - P_i|/\rho} \\ R_i &= [1/(1 + T_o S)] \xi [\lambda_i (P_2 - P_i)] \\ \lambda_1 &= -1, \lambda_3 = \lambda_5 = 1, i = 1, 3, 5 \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (13)$$

$$\left. \begin{aligned} A_p w_1(t, 0) &= Q_1, p_1(t, L_1) = P_0 \\ A_p w_3(t, 0) &= Q_3, A_p w_3(t, L_3) = Q_4 \\ A_p w_5(t, 0) &= Q_5, A_p w_5(t, L_5) = Q_6 \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (14)$$

これらの方程式は2.2節の方法を図10に適用したものであり、各記号の意味およびパラメータの値は2.2節と同一である。 h と w の方程式は式(2)、(6)である。

(B) 制御弁：

$$\left. \begin{aligned} V_6 \frac{dP_6}{dt} &= B_6 (Q_6 - Q_T) \\ (P_6 - P_0)/P^* &= 0.023 (Q_T/Q^*)^2 + 0.35 (Q_T/Q^*) \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (15)$$

$$\left. \begin{aligned} Q_v/Q^* &= 20.6 \delta^2 \operatorname{sgn}(P_4 - P_0) \sqrt{|P_4 - P_0|/P^*} \\ \delta &= [1/(1 + T_{NS})] \delta_0 \\ \delta_0 &= \begin{cases} 1 - 0.541(P_6 - P_0)/P^* + 0.019(P_4 - P_0)/P^* \\ 0 \text{ (上式が負の場合)} \end{cases} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (16)$$

ここで V_6 は制御弁内の作動油の体積($V_6 = 18 \text{ cm}^3$)、 B_6 はニードルの移動なども含めた等価体積弾性係数、 P^* と Q^* は無次元のための定数($P^* = 1 \text{ MPa}$ 、 $Q^* = 1 \text{ cm}^3/\text{s}$)である。また、 δ はニードルと弁座の距離に相当する量であるが、ポンプ弁の場合と同様に、一次遅れ(時定数 T_N)を導入した。

(C) シリンダ：

$$\left. \begin{aligned} V_4 \frac{dP_4}{dt} &= B_4 (Q_4 - Q_v - A_4 v) \\ m \frac{dv}{dt} &= A_4 P_4 - A_o P_0 - F - Dv - F_0 \operatorname{sgn}(\bar{v}) \\ \bar{v} &= \left[\int_{t-T_0}^t v(\tau) d\tau \right] / T_0 \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (17)$$

$$dx/dt = v \quad \dots\dots\dots (18)$$

ここで、 V_4 はシリンダのロッド側室内の作動油の体

積($V_4 = 20 \text{ cm}^3$)、 B_4 は体積弾性係数、 F は負荷質量に作用する外力、 D は粘性摩擦係数、 F_0 は乾性摩擦力、 $\bar{v}$ は駆動電圧 $\bar{E}$ の1周期 T_0 内の平均速度である。なお、 v は駆動電圧に同期してわずかに振動するが、この振動はOリングの変形によって吸収され、シリンダ壁とピストンの間の摩擦には影響が少ないと思われる。そこで、上式では平均速度によって乾性摩擦力を切り替えている。以下のグラフでも圧力と速度は1周期の平均値を表示している。

3.3 計算方法 基本的に2.3節と同様であるが、離散化における分割幅は、計算時間の短縮のために $\Delta t = 0.052 \text{ ms}$ 、 $\Delta y = 65 \text{ mm}$ とした。また、式(16)、(17)と特性曲線法から得られる式を連立して解く具体的方法としては、 P_4 の値を仮定して Q_4 、 Q_v 、 v を求め、式(17)の第1式が成立するように P_4 を逐次修正した。

3.4 シミュレーションと実験結果の比較 図12は外力 F とピストンの定常速度の関係、図14は $v = 0$ の状態(PD制御によって軽く位置制御した状態)から駆動電圧の振幅 E をステップ状に変化させたときの開ループ系の応答、図15は図11のコントローラによる位置制御系のステップ応答である。このシミュレーションにおいて、(15)、(16)、(17)の各式に含まれ

Fig. 12 Relation between load force and piston velocity

Fig. 13 Piezoelectric constant estimated from the simulation of F - v characteristics

Fig. 15 Responses of the position control system for the step change of the command signal

Fig. 14 Responses of the actuator system for the step change of the driving voltage

る B_4 , B_6 , T_N , D および F_0 は未知であるので、実験値との対応を考慮して次の値とした。

$$\left. \begin{aligned} B_4 &= 985 \text{ MPa}, B_6 = 700 \text{ MPa}, T_N = 10 \text{ ms} \\ D &= 35 \text{ Ns/m}, F_0 = 7.5 \text{ N} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (19)$$

これらのおもな影響あるいは調節法は次のようである。 B_6 は図 14 における P_6-P_0 の値に影響し、 B_6 を小さくすれば P_6-P_0 も小さくなる。 T_N は速度 v の過渡応答波形に影響し、 T_N を零から増加していくと、立上りのオーバーシュートが減少し、立下りの波形は振動的になる。このことから、実験値とシミュレーションを比較して上記の値とした。一方、粘性摩擦係数 D と乾性摩擦力 F_0 については、図 12 の $E=0 \text{ V}$ の曲線、図 14 の P_4-P_0 曲線における $E=200 \text{ V}$ と 600 V の場合の定常値の差などに着目して、試行錯誤的に決定した。しかし、シミュレーションと実験値の相異が示しているように、摩擦力の変化は複雑であり、これを正確に近似することは困難である。図 12 の $E \geq 400 \text{ V}$ の場合の曲線形状の不一致も、その原因の一つは摩擦力であると思われる。なお、式(2)の圧電定数 $\bar{\beta}$ はヒステリシスの結果として駆動電圧に依存する。そこで、 $\bar{\beta}$ を振幅 E の関数と仮定し、図 12 の各電圧の曲線が実験値と平均的に一致するようにした。これを図 13 に示す。

以上のシミュレーション結果を文献(7)に示した $F_0=0 \text{ N}$, $D=100 \text{ Ns/m}$ の場合と比較すると、外力と速度の関係、開ループステップ応答、閉ループステップ応答のいずれも実験値との近似度が改善しており、式(19)のパラメータの導入が有効であることがわかる。

4. 結 言

ここでは油圧式圧電アクチュエータの小形化、高出

力化等のシミュレーションを目的として、著者らが先に報告した圧電ポンプおよびアクチュエータシステムに対する数学モデルを作成し、実験結果との比較によって有効性を確かめた。シミュレーションの精度は、圧電ポンプに関しては、共振周波数、出力、効率が10%程度の誤差で実験値と一致し、ダイヤフラム内の圧力や変位の時刻歴も実験データの特性を再現している。一方、アクチュエータシステムに関しては、主要部品であるシリンダの摩擦力が複雑に変化するために、 $F-v$ 特性やステップ応答などの開ループ特性について実験値との一致が必ずしも十分でないが、閉ループステップ応答では実験にほぼ対応する結果が得られた。これは、コントローラの設計に際して外乱オブザーバや高次振動除去のための位相遅れ補償回路を含めたことも関係しているが、本稿で制御弁の動作遅れやシリンダの乾性摩擦力を用いたことも効果を表して

いる。なお、本稿のモデルは実験データに依存するパラメータを多数含んでいるが [式(10), (19)] , 精度よく加工された部品を用いれば、これらを事前に決定することは可能と思われる。

文 献

- (1) 高森年, アクチュエータ革命, (1987), 13-30, 工業調査会.
- (2) 樋口俊郎・生田幸士編, マイクロメカニカルシステム—実用化技術便覧, (1992), 386-396, フジ・テクノシステム.
- (3) 宮入庄太監修, アクチュエータ実用辞典, (1988), 367-373, フジ・テクノシステム.
- (4) 日本ロボット学会編, ロボット工学ハンドブック, (1990), 140-150, コロナ社.
- (5) 小西克信・ほか3名, 機論, **59**-565, C(1993), 2477-2484.
- (6) 小西克信・ほか4名, 機論, **60**-571, C(1994), 956-963.
- (7) 小西克信・ほか3名, 機論, **61**-591, C(1995), 4256-4263.
- (8) 村山茂樹・土屋博明, 流体管路系のシミュレーション, 油圧と空気圧, **14**-3(1983), 185-190.