

差動 PWM 法による油圧トランスミッション (HST) の
ディジタル制御*武 藤 高 義^{*1}, 加 藤 弘 毅^{*2}
坂 本 克 紀^{*2}, 山 田 宏 尚^{*1}Digital Control of Hydrostatic Transmission System Driven
by Differential Pulse Width ModulationTakayoshi MUTO, Hiroki KATO,
Katsutoshi SAKAMOTO and Hironao YAMADA

This study deals with a hydrostatic transmission (HST) consisting of a variable displacement axial piston pump connected in a closed circuit to a fixed displacement axial piston motor. For the variation of the swashplate angle of the pump, a hydraulic rotary actuator is adopted. This actuator is driven by two on-off solenoid valves based on the differential PWM method, which thus makes the HST system easier to accommodate a digital control algorithm. In order to control the two variables of angular displacement and angular velocity of the motor, two control systems are designed using the method of the optimal control scheme. It is verified by experiment and digital simulation that the two systems have good control performance.

Key Words: Fluid Power Systems, Hydrostatic Transmission, Mechatronics, Digital Control, Optimal Control, Hydraulic Rotary Actuator, Differential PWM Method

1. 結 言

油圧トランスミッション(Hydrostatic Transmission: HST)は, 油圧ポンプと油圧モータを閉回路で構成し, 機械的回転動力を伝達する伝動装置の一種である。ポンプまたはモータのいずれか, もしくは両方の押退け容積を可変とし, 入力軸と出力軸の速度比およびトルク比を無段階に連続的に変化させることができる。HST の特長として, 無段階変速が可能であること, 剛性が高いこと, 制御性が良いことなどが挙げられる。これらの特長により, 各種建設機械をはじめ, 荷役運搬機械, 農業用車輛, 船舶などに広く活用されているが, その電子制御化をはかることが現下の重要な開発課題となっている^{(1)~(4)}。

本研究では, 可変容量形油圧ポンプと固定容量形油圧モータから構成される HST システムを対象として, モータの回転数と角変位の制御を試みる。そのために, HST システムを回転数制御系と角変位制御系との二様の制御系として設計する。これらの設計には最適制御理論を適用し, 各々を 1 形サーボ系として構

成する。そして, 構成された制御系の応答性能を実験とシミュレーションの両面から検討する。

HST システムに関する従来の研究は, 多くの場合^{(1)~(3)}, ポンプ斜板の傾転角を操作する斜板用アクチュエータを, 比例弁と油圧ピストンによって構成している。この構成法の場合, 比例弁が比較的高価であること, また, ピストンと斜板の接続にリンク機構を用いるため, 接続部にガタが発生するなどの問題が生ずる。

本研究では, 斜板用アクチュエータとして, 油圧ロータリアクチュエータを用いるものとし, その駆動法には, 著者らが提案した差動 PWM 法⁽⁵⁾を採用する。高速形のオンオフ電磁弁を差動 PWM 法によって駆動することにより, ロータリアクチュエータを高精度かつ比較的高速度で制御することができ, またシステムのディジタル制御化がはかられる⁽⁶⁾。さらなる利点として, オンオフ弁を用いることから比較的安価にシステムを構成できること, 作動油の汚染に強いことなどが挙げられる。また, 本アクチュエータが揺動形であることから, 斜板駆動軸との直結が可能であり, 接続部におけるガタの解消がはかられる。

一般に可変容量形油圧ポンプにおいては, 吐出流量の中立不感帯が非常に小さいため, 斜板の中立位置の

* 原稿受付 1995 年 2 月 20 日。

^{*1} 正員, 岐阜大学工学部 (〒501-11 岐阜市柳戸 1-1)。^{*2} 学生員, 岐阜大学大学院。

検出・保持は必ずしも容易ではない。この点が、モータの回転を正確にかつすばやく停止させる際の阻害要因となる。そこで本研究では、回転数と角変位の両制御系に対して、斜板の傾転角制御の機能を付加することによってこの問題の克服をはかる。この機能を付加した制御系では、必要に応じて、随時に傾転角制御に切替えることによって斜板の中立点が確保され、モータを容易に停止させることができる。

2. 主 な 記 号

- a : 斜板用アクチュエータの最大角速度 rad/s
- a_1, a_2 : ポンプとモータを結ぶ管路の断面積 m^2
- c_m : モータの粘性摩擦係数 $kg \cdot m^2/s$
- D_1, D_2 : オンオフ弁駆動電圧のパルス幅変調率
 $\Delta D = D_1 - D_2$
- f_c : 差動 PWM 搬送波の周波数 Hz
- I_m : モータと負荷ポンプの慣性モーメント
 $kg \cdot m^2$
- K : 作動油の体積弾性係数 Pa
- K_i, K_f : 最適フィードバックゲイン ($i=1 \sim 4$)
- l_1, l_2 : ポンプとモータを結ぶ管路の長さ m
- n_m, n_p : ポンプ, モータの各回転数 rpm
- p_s : オンオフ弁への供給圧力 Pa
- p_L : 負荷ポンプの吐出圧力 Pa
- q_m, q_p : ポンプ, モータの各吐出流量 m^3/s
- r_1, r_2 : ポンプとモータを結ぶ管路の半径 m
- t_s : サンプリング時間 s
- u : 制御入力 ($=\Delta D$)
- u_1, u_2 : オンオフ弁駆動信号 ($=0$ or 1)
- v : ポンプとモータを結ぶ管路の容積 m^3
- v_p, v_m : ポンプ, モータの各 1 回転当たりの押退け容積 m^3/rev
- α_p : ポンプ斜板傾転角 rad

- θ_m : モータ角変位 rad
- ν : 作動油の動粘度 m^2/s
- ρ : 作動油の密度 kg/m^3
- τ_m : モータの乾性摩擦トルク $N \cdot m$

3. HST システムの構成

図1は本研究で対象とする HST 制御システムの構成概略図である。本システムは、HST 本体、ポンプの斜板を操作するためのアクチュエータ(油圧ロータリアクチュエータと2個の高速オンオフ電磁弁により構成。以下、斜板用アクチュエータと呼ぶ)、および制御演算を行うためのパーソナルコンピュータを主要要素として構成されている。

ここに HST 本体は、可変容量形アキシャルピストンポンプ(以下、後述の負荷ポンプに対して、これを単にポンプと呼んで両者を区別する)、固定容量形アキシャルピストンモータ(以下、モータと呼ぶ)、ポンプとモータを接続する2本の管路 l_1, l_2 、管路内圧力を一定圧以上に保持するためのチャージ回路などから構成されている。

斜板用アクチュエータを制御するための高速オンオフ電磁弁(図1中の弁1, 2。以下、単にオンオフ弁と呼ぶ)の駆動法には差動 PWM 法⁽⁵⁾を採用する。なお、オンオフ弁を通過する油流の逆流を防ぐために、弁の上流と下流側に、計4個のチェック弁が取付けられている。

コンピュータの役割は、モータの回転角 θ_m 、ポンプ斜板の傾転角 α_p などの状態量を取り込み、制御則に基づいて制御入力 u を演算し、さらに差動 PWM 法に基づいて2個のオンオフ弁へ印加する駆動信号 u_1, u_2 を求めることにある。

モータの回転角 θ_m とポンプ斜板角 α_p はロータリエンコーダにより検出する。モータ回転角の検出分解能は $360/16\,000 (=0.0225) \text{deg}$ である。回転数 n_m はコンピュータによってサンプリング時間 t_s ごとに差分して求めるが、 t_s を 10 ms とする本研究の場合、その分解能は 0.375 rpm である。

モータには、それによって駆動される負荷を模擬するものとして固定容量形アキシャルピストンポンプ(以下、負荷ポンプと呼ぶ)が直結されており、さらに負荷ポンプの下流側には電磁リリーフ弁(以下、負荷用リリーフ弁と呼ぶ)が接続されている。コンピュータからこの弁に送られる指令電圧 e_L によって負荷ポンプの吐出圧 p_L を変化させる。すなわち指令電圧 e_L によれば、モータに作用する負荷トルクの大きさを任意の時刻に変動させることができる。

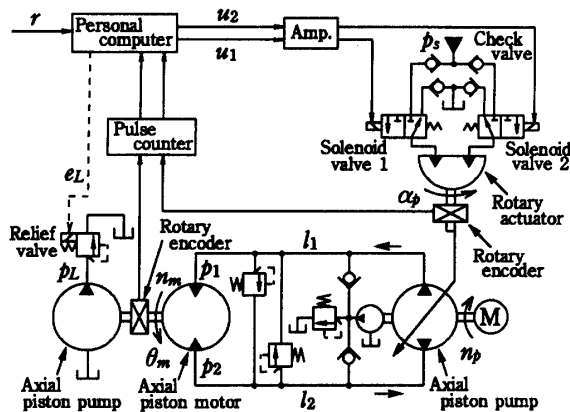


Fig.1 Schematic diagram of the HST system

本研究で対象としたシステムの主な諸元と実験条件を一括して表1に示す。表1にはポンプ、モータ、負荷ポンプなどの諸元、ならびに実験条件が示してある。なお、斜板用アクチュエータの諸元については省略した[文献(6)参照]。

4. 制御系の設計

図1に示すHSTシステムを、回転数制御系と角変位制御系として設計するために、次の仮定のもとにシステムの数学モデルを構成する。

(1) 斜板用アクチュエータの角速度 $\dot{\alpha}_p$ は変調率 ΔD に比例する。

(2) ポンプ吐出流量 q_p は斜板傾転角 α_p に比例する。

(3) モータの乾性摩擦トルク τ_{dm} は無視する。

(4) ポンプとモータを結ぶ管路要素については、管路内の作動油の圧縮性のみを考慮する。

まず、斜板用アクチュエータへの入力 ΔD と出力 $\dot{\alpha}_p$ の関係は、上記(1)の仮定により次式で与えられる。

$$\dot{\alpha}_p = a \cdot \Delta D \quad \dots\dots\dots (1)$$

ただし、 a は比例定数であり、 $\Delta D=100\%$ のときのアクチュエータの角速度に等しい。

ポンプの吐出流量 q_p は次式で与えられる。

$$q_p = v_{pmax} \frac{\tan \alpha_p}{\tan \alpha_{pmax}} \frac{n_p}{60}$$

ここで、

$$\frac{\tan \alpha_p}{\tan \alpha_{pmax}} \approx \frac{\alpha_p}{\alpha_{pmax}}$$

のように近似すれば、結局 q_p は次式で与えられる。

$$q_p = v_{pmax} \frac{\alpha_p}{\alpha_{pmax}} \frac{n_p}{60} \quad \dots\dots\dots (2)$$

また、モータの押退け容積は次式で与えられる。

$$q_m = \frac{v_m}{2\pi} \frac{d\theta_m}{dt} \quad \dots\dots\dots (3)$$

次に、モータの運動方程式は、次式で与えられる。

$$I_m \frac{d^2 \theta_m}{dt^2} + c_m \frac{d\theta_m}{dt} + \tau_{dm} = \frac{v_m}{2\pi} \Delta p \quad \dots\dots\dots (4)$$

ただし、 I_m, c_m, τ_{dm} はモータに負荷ポンプを接続した状態における値であり、 Δp はポンプとモータを結ぶ管路内圧力の差である。ここで、 Δp は上記(4)の仮定より次式で与えられる。

$$q_p - q_m = \frac{v}{2K} \frac{d\Delta p}{dt} \quad \dots\dots\dots (5)$$

ただし、 v はポンプとモータを結ぶ管路の容積である。

以上の基礎式(1)～(5)よりシステムの状態方程式を求める。式(2)～(5)より次式が得られる。

$$\begin{aligned} \frac{d^3 \theta_m}{dt^3} + \frac{c_m}{I_m} \frac{d^2 \theta_m}{dt^2} + \frac{K v_m^2}{2\pi^2 v I_m} \frac{d\theta_m}{dt} \\ = \frac{K v_m v_{pmax} n_p}{60\pi v I_m \alpha_{pmax}} \alpha_p \quad \dots\dots\dots (6) \end{aligned}$$

まず角変位制御系の場合については、状態変数を

$$[x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4]^T = [\alpha_p \ \theta_m \ \dot{\theta}_m \ \ddot{\theta}_m]^T \quad \dots\dots\dots (7)$$

のようにとれば、式(1)、(6)より状態方程式および出力方程式は次式となる。

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ A & 0 & B & C \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} a \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \Delta D \quad \dots\dots\dots (8)$$

$$y = [0 \ 1 \ 0 \ 0][x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4]^T \quad \dots\dots\dots (9)$$

次に回転数制御系に対しては、状態変数のうち制御に必要のないモータの角変位を消去し、状態変数を

$$[x_1 \ x_2 \ x_3]^T = [\alpha_p \ \dot{\theta}_m \ \ddot{\theta}_m]^T \quad \dots\dots\dots (10)$$

のようにとる。このとき、状態方程式および出力方程式は次式となる。

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ A & B & C \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} a \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \Delta D \quad \dots\dots\dots (11)$$

$$y = [0 \ 1 \ 0][x_1 \ x_2 \ x_3]^T \quad \dots\dots\dots (12)$$

ここに、式(8)、(11)中の係数 A, B, C は次の各式で与えられる。

$$A = -\frac{c_m}{I_m}, B = -\frac{K v_m^2}{2\pi^2 v I_m}, C = \frac{K v_m v_{pmax} n_p}{60\pi v I_m \alpha_{pmax}}$$

これらの状態方程式をサンプリング時間 10 ms で離散化して拡大系を構成し、最適制御理論に基づいてシステムを1形サーボ系として設計する。この場合、最適ゲインを得るために、次式で表される評価関数の重み係数 w をシステムの応答が最適になるように求める必要がある。

$$J = \sum_{k=0}^{\infty} [e(k+1)^2 + w d(k)^2] \quad \dots\dots\dots (13)$$

$$e(k) = r(k) - y(k)$$

$$d(k) = u(k) - u(k-1)$$

本研究では、後述するシミュレーション結果を主に

Table 1 System parameters

HST system	$v_{pmax}=14.8 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{rev}$, $\alpha_{pmax}=\pi/12 \text{ rad}$ $n_p=1798 \text{ rpm}$, $v_m=14.8 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{rev}$ $I_m=2.80 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, $c_m=0.041 \text{ kg}\cdot\text{m}^2/\text{s}$ $l_1=l_2=1.8 \text{ m}$, $r_1=r_2=6.2 \times 10^{-3} \text{ m}$
Other parameters	$\rho=876 \text{ kg/m}^3$, $\nu=6.67 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ $K=1.6 \text{ GPa}$, $a=3.0 \text{ rad/s}$
Experimental conditions	$p_s=2.94 \text{ MPa}$, $t_s=0.01 \text{ s}$, $f_c=50 \text{ Hz}$

活用して、応答の整定時間が比較的短くなるように重み係数を決定した。これによって得られた重み係数と最適フィードバックゲイン $G=[K_1, K_2, K_3, K_4, K_I]$ の値を以下に示す。

角変位制御系(重み係数 $w=10^2$)のとき

$$G=[16.3 \ 0.631 \ 5.13 \times 10^{-4} \ 2.03 \times 10^{-5} - 0.075 \ 6]$$

回転数制御系(重み係数 $w=10^6$)のとき

$$G=[6.61 \ 4.82 \times 10^{-4} \ 2.24 \times 10^{-6} - 9.01 \times 10^{-4}]$$

上記によって得られた回転数制御系および角変位制御系のブロック線図をそれぞれ図2, 3に示す。図中の K_1, K_2, K_3, K_4, K_I は最適フィードバックゲインである。また、角変位 θ_m 、斜板角 α_p をサンプリング時間 t_s ごとに計測し、これをもとにサンプリング時間ごとの差分により $\dot{\theta}_m, \ddot{\theta}_m$ を求める。

5. シミュレーションのための数学モデル

本研究では、システムの応答性能に関する実験的検討と並行して動特性シミュレーションを行う。その目的は、制御系設計時におけるパラメータの最適調整への支援、ならびに応答性能を評価することにある。さらに、シミュレーションに用いる数学モデルの妥当性についても検討する。そこで5章では、シミュレーションに必要とされるシステムの数学モデルについて、その要点を概略的に述べ、後述する検討への準備とする。まず、斜板用アクチュエータに関しては文献(6)と同様な仮定に基づいてモデル化を行う。次に、HST本体については、図4に示されるモデル図をもとに、モータに働く乾性摩擦などの非線形特性も考慮に入れつつ、数学モデルを構成する。その際、以下の仮定を設

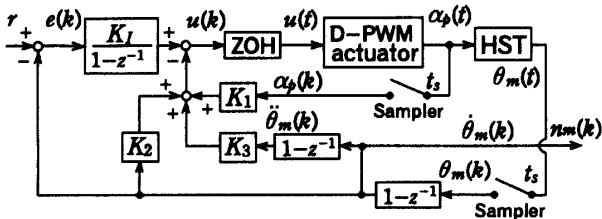


Fig. 2 Block diagram of rotational speed control system

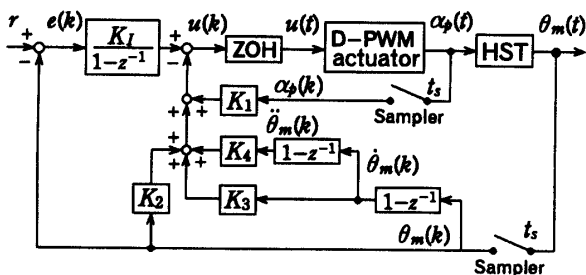


Fig. 3 Block diagram of angular displacement control system

ける。

(1) ポンプとモータを接続する管路については、Zhao ら⁽⁷⁾の提案した有理多項式近似モデルを採用する。なお、このモデルによれば、分布定数系で表される非定常粘性モデルが高精度で近似でき、また高速度に演算しうることが著者らによって検証されている⁽⁸⁾。

(2) ポンプおよびモータの漏れ流量特性は、実測結果に基づき、モータ回転数とモータ室内の圧力の関数として近似する。

(3) 負荷ポンプについては慣性モーメントおよび摩擦トルクのみを考慮する。

HST 本体の漏れ流量特性を調べた実測結果を図5に示す。本実験では、ポンプとモータの漏れ量を個別に計測することなく、シミュレーションの便宜上、それらの総漏れ量を一括して計測した。図の横軸はモータの回転数、縦軸は漏れ流量を表す(ただし、流量については、モータ高压側室内の圧力との比)。図中の実線(直線)は、実測値に対する近似式であり、シミュレーションではこの近似式を使用する。

6. 予備的実験の検討結果

6章では、次章で述べる制御実験への準備のために行った若干の予備的実験の結果について述べる。

6・1 斜板用アクチュエータの静特性 まず図6は斜板用アクチュエータに関する静特性の測定結果であり、図には差動 PWM 法によってアクチュエータを駆動した場合のほか、通常の PWM 法による駆動の場

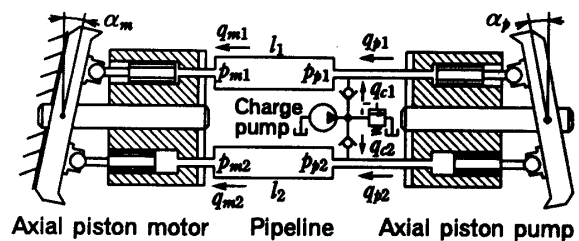


Fig. 4 Model for simulation of HST

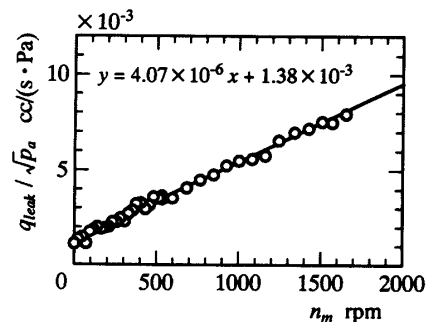


Fig. 5 Total leakage of HST-pump and-motor

合も示してある。図の横軸は、オンオフ弁に印加される入力信号としての変調率 ΔD (差動 PWM 法の時) または D (通常の PWM 法の時) を表し、縦軸はアクチュエータの角速度の (PWM 搬送波 1 周期当たりの) 平均値を表す。●印が差動 PWM 法、▲印が通常の PWM 法による測定結果である。図によれば、原点近傍で、PWM 法の場合の特性が比較的大きな不感帯をもつものに対して、差動 PWM 法では良好な線形特性となっていることがわかる。

6・2 チェック弁の効果 次に図 7 は、オンオフ弁の上流と下流側に付加したチェック弁の効果を知るため、(オンオフ弁を通過する) 逆流による影響を調べた結果である。この実験では、斜板用アクチュエータ単体を対象として、入力信号である ΔD を一定値 (例えば 10%) ごとに連続的に与え続け、それによって生ずるアクチュエータ角変位 α_a を測定した。図には、チェック弁を付加した場合とそれを除去した場合の 2 種類の応答が変調率 ΔD をパラメータとして示されている。図示の応答波形によれば、チェック弁を除去した場合には、逆流の影響により、応答 α_a が定値ごとの階段状の増加傾向が見られない。また、定値からの減少割合は ΔD が小さいとき ($\Delta D=10\%$ のとき) に顕著に現れている。この原因は、ロータリアクチュエータ特有の内部の複雑なシール構造、および直動形アクチュエータに比較して多いといわれる内部漏れの影響によるものと考えられる。一方、チェック弁を付したときの応答によれば、上記の影響が取り除かれたことにより、 α_a の階段状の増加傾向が得られている。

6・3 オンオフ弁駆動の最適化 差動 PWM 法はオンオフ弁の切換え時間の差を利用してアクチュエータを駆動する方法である。この方法は、変調率が小さい範囲でも良好な線形特性 (図 6 参照) が確保される反面、 $\Delta D=0$ のときでもオンオフ弁が同期して駆動

され続けることに伴う以下のような問題点をもつ。すなわち、もし、弁の切換え時間に関する個体差が 2 個のオンオフ弁の間に存在する場合、 $\Delta D=0$ であるにもかかわらずアクチュエータが駆動されてしまう。この問題を解消するために、オンオフ信号に対して行う補償法が提案されている⁽⁵⁾ が、これを取り入れた場合であっても、経年変化により切換え時間が変化した場合には、さらに補正係数を調整しなければならない。また、仮に個体差が存在しないとしても、 $\Delta D=0$ のときのオンオフ弁の作動は余剰なものであり、省エネルギーなどの点から好ましくない。そこで本実験では、 $\Delta D=0$ のときには 2 個のオンオフ弁をともに強制的にオフにすることによって無駄な作動を除去するようにした。

6・4 モータの停止制御 当初、回転数制御系における目標値を 0 rpm に設定して回転数制御を行った場合、および角変位制御系の場合であっても、モータを確実に停止させることに困難を生じた。その主な原因として、モータの静止まさつの影響が考えられる。すなわち、ポンプ斜板が中立点に達していないにもかかわらず、静止まさつによりモータはいったん停止する。しかしながら、ポンプは作動油を吐出し続けているため、停止後まもなく、モータは再び回転しはじめることになる。この問題を解決するために、本実験では次のような制御法を取り入れる。すなわち、目標値を 0 rpm とするときの回転数制御では、回転がいったん停止するまでは回転数制御を行うが、停止と同時に、制御系を斜板角制御系に切換え、これによってポンプ斜板を中立点に制御する。また、角変位制御系の場合には、制御偏差の許容値を設け、偏差が許容値よりも小さくなった時点で制御系を斜板角制御系に切換え、ポンプ斜板を中立点に制御する。なお斜板角制御系は、斜板の傾転角をフィードバック量とする比例制御系によって構成した。

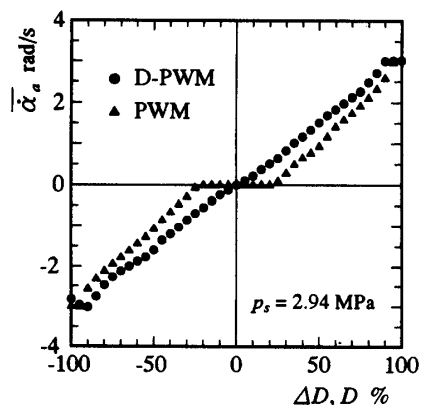


Fig. 6 Static characteristics of rotary actuator

7. 実験による検討結果

回転数制御系および角変位制御系を対象とする回転数および角変位制御に関し、その応答性能を実験的に

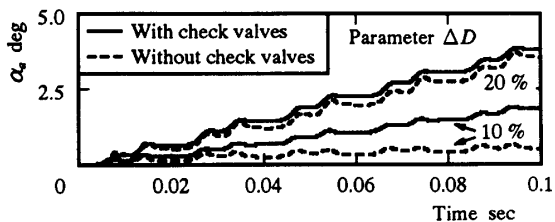


Fig. 7 Movement of rotary actuator with/without check valves

検討する。このとき、応答性能を過渡特性と周波数応答の両側面から調べるものとし、過渡応答のときの入力波形としてはステップ波形を選ぶ。さらに、これら実験に対応する動特性シミュレーションを行い、その結果と実験結果との比較検討をする。

まず図8は回転数制御系に対するステップ応答の結果であり、図8(a)～(f)にはそれぞれ、制御入力 u 、オンオフ弁の駆動信号 u_1, u_2 、ポンプ斜板傾転角 α_p 、モータ室内の圧力差 Δp 、モータ回転数 n_m の各波形が示されている。図中の実線が実験結果、破線がシミュレーション結果である。また図8(f)中の一点鎖線は目標値 r を表す [$r=1000$ rpm のステップ入力を与えた後、 $t=1.0$ sにおいて $r=0$ を与える]。図8(f)の実験結果によれば、制御量である回転数は、ほぼ良好な過渡の経過を経て目標値に収束している。また、その整定時間は約0.5 sとみなされ、実用上の許容範囲を満たしている。応答が目標値1000 rpmに到達した時点で図8(a), (b)を見比べると、 $u=0$ のとき、オンオフ弁が強制的にオフになっていることがわかる。続いて目標値が0 rpmに変化すると、モータの回

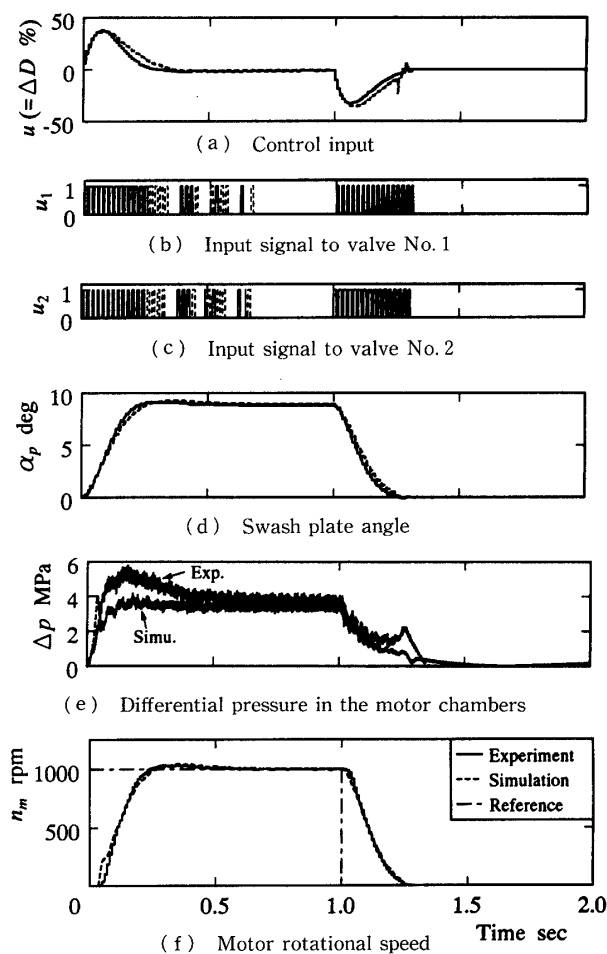


Fig. 8 Step response for rotational speed control system

転が停止し、同時に斜板角が中立点に制御される [図8(d)]. その結果、モータ室内の圧力差がほぼ0 MPaになっている [図8(e)] ことから、モータは十分なる停止状態にあることがわかる。また、シミュレーション結果は実験結果とほぼ良好に一致している。

上記の実験における目標値 r の大きさを変化させたときの応答を図9に示す。これらの実験におけるフィードバックゲインはいずれの目標値 r に対しても同一の値とした。図によれば、目標値 r の大きさにかかわらず、整定時間および定常偏差はほぼ同じ大きさであり、良好な応答性能を示している。

次いで、回転数制御系の負荷変動に対するロバスト性について検討する。図10は、モータに作用する負荷トルクが通常の2倍となるように、負荷用リリーフ弁に指令電圧 e_r を与えたときの応答波形である [e_r の波形を図10(b)に示す]。図10(a)によれば、 Δp の値が $t=1$ sの時点から、それ以前の2倍に上昇していることから、負荷トルクが2倍になっていることがわかる。このとき応答 n_m は、図10(b)によれば、負荷変動にもかかわらず比較的速やかに目標値に回復している。この結果から、システムは負荷変動に対してロバストになっていることがわかる。

次に図11は、角変位制御系のステップ応答に関する先と同様な比較結果である。目標値の大きさは180 degであり、このときの許容偏差を0.45 degに設定した。図11(f)によると、角変位制御系においても先

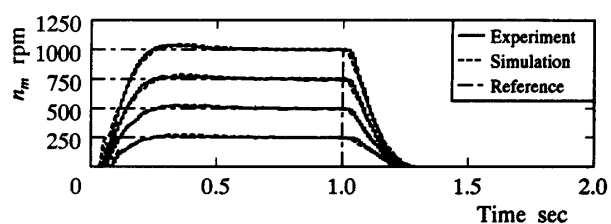
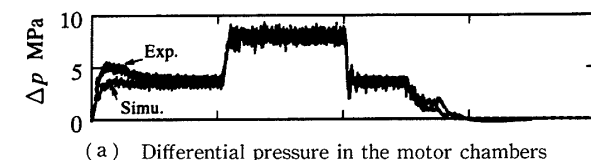
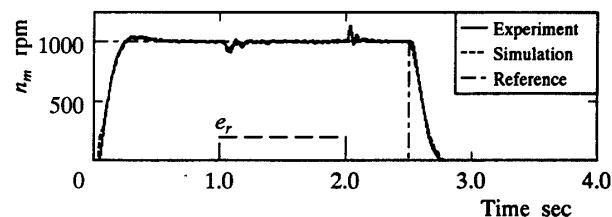


Fig. 9 Step response for rotational speed control system



(a) Differential pressure in the motor chambers



(b) Motor rotational speed

Fig. 10 Rotational speed control with the load change

の回転数制御系の場合(図8)とほぼ同様の過渡的経過であり、整定時間は約0.3sであることが示されている。また、応答が目標値近傍の許容偏差内に達すると、モータ室内の圧力差がほぼ0 MPa [図11(e)] になっていることから、先の回転数制御と同様、モータは十分なる停止状態にあることがわかる。なお、シミュレーションと実験の比較状況についても、先と同様、ほぼ良好であるといえる。

さらに、上記の実験における目標値 r の大きさを変化させたときの応答を図12に示す。この場合もすべての目標値に対してフィードバックゲインを同一の値とした。図によれば回転数制御系の場合(図9)と同様、目標値 r の大きさにかかわらず整定時間および定常偏差がほぼ同じ大きさであり、良好な応答性能を示している。

次に上記2種類の制御系に対する周波数応答の測定結果をまとめて図13に示す。図中の○印と□印が回転

数制御系、●印と■印が角変位制御系の結果であり、ここに○、●印がゲイン g を、また□、■印が位相遅れ ϕ を表す。この測定にあたっては、回転数制御系に対しては目標値1000 rpmを定常値とする振幅250 rpmの正弦波で与え、また角変位制御系に対しては目標値を振幅45 degの正弦波で与えた。図によれば、両制御系とも、応答周波数は約3~5 Hzであることがわかる。

応答の動特性に関する以上の検討に引き続いて、次に制御精度に関する検討を角変位制御系に対して行う。

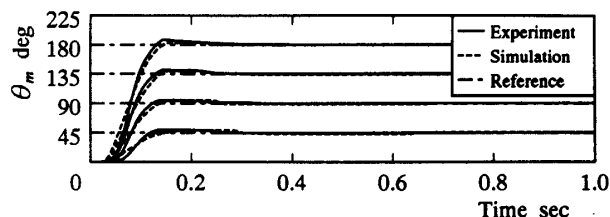


Fig. 12 Step response for angular displacement control system

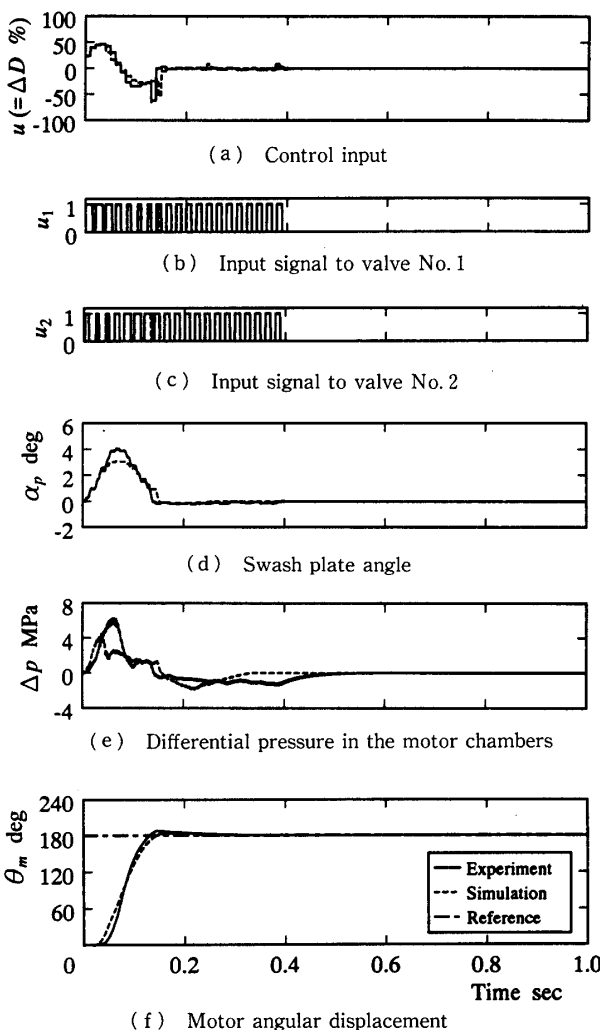


Fig. 11 Step response for angular displacement control system

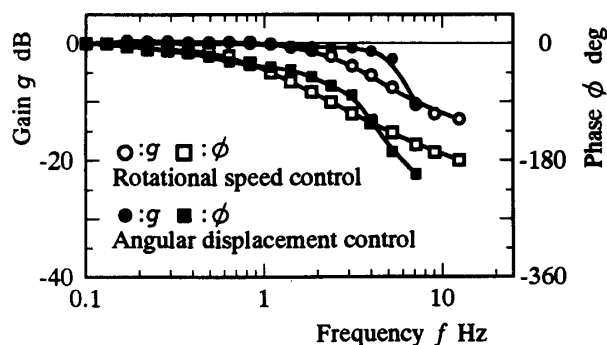
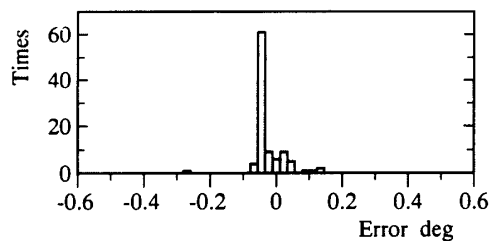
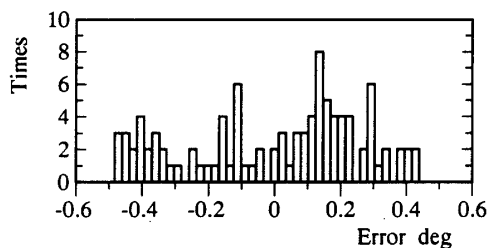


Fig. 13 Frequency response of HST system



(a) Case in tolerance=0.045 deg



(b) Case in tolerance=0.45 deg

Fig. 14 Positioning accuracy in angular displacement control

まず図14は、制御偏差をヒストグラムに表した結果であり、横軸に偏差、縦軸には頻度を取って示している。いずれも制御を開始して3秒後の測定値であり、サンプル数は100個である。図14(a)は許容偏差を0.045 degに設定した場合、図14(b)は許容偏差を0.45 degに設定した場合の結果である。なおこの場合の目標値は180 degとした。図によれば、図14(a)、(b)ともに、設定した許容偏差以内の精度で角変位制御がなされていること、また図14(a)、(b)の比較によれば、許容偏差が大きい場合には偏差が分散する傾向にあることがわかる。

次に図15は、いくつかの許容偏差に対して制御精度の計測を行い、その結果をまとめたものである。図の横軸は許容偏差、左側の縦軸は制御精度の標準偏差(○印)を表す。また右側の縦軸には、角変位制御から斜板角制御に切り変わった時刻(すなわち、偏差が許容値よりも小さくなった時刻であり、仮にこれを制御終了時刻と呼ぶ)が、その平均値(●印)によって示されている。図によれば、許容偏差が0.045 degのとき制御精度が最も良好であるが、制御終了時刻は2秒弱の時間であること、さらに、許容偏差が大きいほど制御終了時刻は早くなることなどがわかる。

8. 結 論

本研究ではHSTシステムの構成要素のうち、油圧ポンプの斜板傾転角の操作に差動PWM法によって駆動される油圧ロータリアクチュエータを採用し、HSTシステムを構成した。そして、本システムに対して油圧モータの回転数制御および角変位制御を試みた。その結果は次のように要約することができる。

(1) 差動PWM法によって駆動されるロータリアクチュエータによれば、ポンプ斜板を操作するためのアクチュエータとして有効であり、またHSTシステムの電子制御化に対して有用な役割を果たす。

(2) ステップ応答、負荷変動に対する応答、周波数特性などの実験結果によれば、最適制御理論に基づいて設計した回転数制御系および角変位制御系の良好な制御性能が得られた。

(3) HSTポンプに対する斜板角制御機能を両制

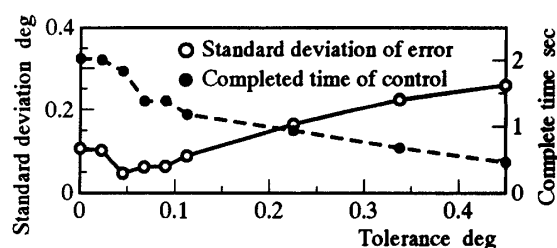


Fig. 15 Control performance in angular displacement control

御系に取り入れることにより、容易にモータを停止させることができる。

(4) 対象としたシステムに対するシミュレーション結果は、実験結果とほぼ良好な一致を示した。これにより本数学モデルの妥当性が確認された。

終わりに、本研究で使用した実験装置の一部に関し、ご便宜をいただいたダイキン工業(株)に厚くお礼申し上げます。

文 献

- (1) Lennevi, J. and Rydberg, K. E., Microprocessor Control of Hydrostatic Transmissions Adapting to Driving Conditions, 11, *Aachener Fluidtechnisches Kolloquium*, 2 (1994), 73-96.
- (2) Huhtala, K., Lehto, E., Vilenius, M. and Murremaki, P., More Flexibility and Efficiency to Hydrostatic Transmission with a Digital Control Unit, 11, *Aachener Fluidtechnisches Kolloquium*, 2 (1994), 227-243.
- (3) Liu, Q. and Jiang, X., Adaptive control of secondary regulation system of HST, *Proceedings of the Second JHPS International Symposium on Fluid Power*, (1993), 333-339.
- (4) 本間・ほか4名, 静油圧駆動油圧シヨベルにおける圧力カットオフ制御, 機論, 60-578, C (1994), 3410-3417.
- (5) 末松・ほか2名, 差動PWM方式による油圧アクチュエータ系のデジタル制御, 機論, 55-516, C (1989), 2503-2061.
- (6) 武藤・ほか4名, 差動PWM法による油圧ロータリアクチュエータのデジタル制御, 油圧と空気圧, 23-7 (1992), 839-846.
- (7) Zhao, T., Peng, G. and Xu, Y., A Study on Basic Method of Time Domain Simulation of Fluid Transmission Lines, *First JHPS International Symposium on Fluid Power Tokyo -Preprints-*, (1989), 61-66.
- (8) 武藤・ほか2名, 油圧管路系の動特性シミュレーションにおける高速演算化の一手法について, 機論, 59-568, C (1993), 3773-3777.