スライディングモード制御を用いた油圧モータの速度制御*

佐 藤 恭 一^{*1}Rotational Speed Control of Hydraulic Motor
Using Sliding Mode ControlYasukazu SATO^{*2}^{*2} Yokohama National Univ., 79-5 Tokiwadai, Hodogaya-ku, Yokohama-shi, Kanagawa, 240-8501 Japan

Rotational speed control of a hydraulic motor with a large inertia load has issues on stability and sometimes falls into unstable. In this paper, the discrete-time sliding mode control (SMC) is applied to rotational speed control of a hydraulic motor for improving its robustness. Modeling of the control components and design of the sliding surface (switching line) in the state space are discussed. Furthermore, one of the means attenuating chattering due to SMC is presented. The control characteristics is evaluated by a testing apparatus which consists of the hydraulic motor of 28 cm³/rev coupled to the fly-wheel with large inertia load of 0.88 kg·m². The results of a theoretical and experimental study of SMC show several benefits such as short settling time and low sensitivity to disturbances and system parameter variations.

Key Words: Fluid Power Systems, Oil Hydraulics, Sliding Mode Control, Robust Control, Rotational Speed Control, Hydraulic Servo Motor, Motion Control

1. ま え が き

電気油圧サーボ機構の高性能化を目指し、各種ロバスト制御理論の適用が検討されている。スライディングモード制御（以下 SMC）は、状態変数を状態空間内に設計された切換面に拘束されるように高速に制御入力を切換え、その面に沿って原点に収束させる制御手法である。SMCでは、システムの挙動は切換面の特性にのみ支配されるので、パラメータ変動や外乱に対して極めて強いロバスト性を理論上実現できる特徴があり、油空圧システムの位置制御系において効果が報告⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾されている。一方、建設機械走行系や自動車用変速機の試験装置など、重慣性負荷を持つ油圧モータの速度制御系には、外乱や負荷変動の影響に対する安定化が難しいという問題があり、従来の PID 制御などでは、実用的な所要の特性を得るために、チューニングに時間と労力を要することが多々ある。また、油空圧システムの速度制御系に SMC を適用した報告は少ない。そこで本研究では、電気油圧サーボ機構の速度制御系に対する簡便なロバスト制御設計の適用を目的に、油圧モータ回転速度の制御に SMC を適用し、制御パラメータの設計指針、実機試験に備えたシミュ

レーションによる検証、および回転速度制御特性の試験結果を示し、SMC の適用の簡便性と有効性を報告する。

2. おもな記号

D : 油圧モータの粘性摩擦係数
 J : フライホール付油圧モータの慣性モーメント
 K : ゲイン係数
 n : 油圧モータの回転数 (rpm)
 n_0 : 油圧モータの目標回転数 (rpm)
 p_i : 油圧モータの圧力供給側(入口側)ポート圧力
 p_o : 油圧モータのリザーバ側(出口側)ポート圧力
 q : 油圧モータの押しのけ容積
 S : 切換線
 T : 油圧モータ駆動トルク
 Γ : 係数ベクトル
 Φ : 係数行列
 σ : 切換関数
 η : 切換線への拘束強さ
 η_m : 油圧モータの効率
 τ : 電磁比例弁駆動電圧 PWM 信号の変調率
 ω : 油圧モータの角速度 (rad/s)
 ω_0 : 油圧モータの目標角速度 (rad/s)
 Ω : 油圧モータの状態ベクトル

* 原稿受付 2000 年 12 月 25 日。

^{*1} 横浜国立大学工学部 (〒240-8501 横浜市保土ヶ谷区常盤台 79-5)。

E-mail: sato@post.me.ynu.ac.jp

3. 実験装置の構成

回転速度制御システムの実験装置の構成を Fig.1 に、ブロック線図を Fig.2 に示す。慣性負荷を有する油圧モータの回転速度制御には様々な油圧制御弁の適用が考えられるが、本研究では慣性負荷の駆動・制動トルクの制御を単純な装置構成で実現することとし、フライホイール付油圧モータのポート間の圧力差を、それぞれのポートに接続した2個の電磁比例リリーフ弁で制御する回路とした。装置の諸元（システムパラメータ）を Table 1 に示す。演算部のパーソナルコンピュータでは、目標回転速度指令と実回転速度を取り込み、SMC アルゴリズムにより各電磁弁の操作信号を生成する。これを電磁弁駆動アンプを介して搬送波周波数 100Hz（サンプリング時間 $T_s=10\text{ms}$ ）のパルス幅変調（PWM）パルス電圧に変換し、電磁比例リリーフ弁の駆動電流を制御する。

4. システムモデル

スライディングモードコントローラを設計するにあたり、対象システムをモデル化するため、フライホイール付油圧モータの運動方程式を (1) 式の一次系で表す。

$$J\dot{\omega} + D\omega = T \quad (1)$$

油圧モータ駆動トルク T は、電磁弁の作動遅れ、油の圧縮性、管路抵抗はすべて無視できるとして (2) 式で表す。

$$T = \frac{\Delta p \cdot q \cdot \eta_m}{2\pi} = \frac{q \cdot \eta_m}{2\pi} \times C\tau \quad (2)$$

ここで Δp は油圧モータのポート間の差圧で、 $\Delta p = p_i - p_o$ 、 τ は電磁弁駆動アンプに入力される PWM 信号の変調率であり、 Δp は比例定数 C により τ に比例して制御される。

本研究では簡単なモデルを対象として状態変数はモータ回転速度のみとし、モデル化誤差はシミュレーションにより補完することとする。

状態変数を $\Omega(t) = [\omega(t) \quad \dot{\omega}(t)]^T$ と定義すると、

(1) 式および (2) 式より、次の状態方程式と出力方程式が得られる。

$$\dot{\Omega} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & -\frac{D}{J} \end{bmatrix} \Omega + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{Cq\eta_m}{2\pi J} \end{bmatrix} \tau \quad (3)$$

$$\omega = [1 \quad 0] \Omega \quad (4)$$

5. 離散時間スライディングモードコントローラの設計

目標回転速度への追従を目的としたサーボ系の離散時間系スライディングモード制御系の設計を示す。

(3) 式より、制御対象はサンプリング時間 T_s で離散化した可制御入力形式で (5) 式で表す。

$$\Omega(k+1) = \Phi\Omega(k) + \Gamma\tau(k) \quad (5)$$

系の誤差は (6) 式で表す。

$$e(k) = [e_1(k), e_2(k)]^T = \Omega(k) - \Omega_0(k) \quad (6)$$

ここで $\Omega_0(k)$ は目標モデル $\Omega_0 = [\omega_0 \quad \dot{\omega}_0]^T$ である。

この離散モデルの切換関数を

$$\sigma(k) = Se(k) \quad (7)$$

と定義する。 S は高次システムでは切換超平面となる

Fig. 1 Testing apparatus of rotational speed control

Fig. 2 Block diagram of rotational speed control system

Table 1 System parameters

Parameters		Value	Dimension
Load	J	0.88	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
	D	0.03	$\text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}$
Motor	q	28.1	cm^3/rev
Relief Valve	C	10	MPa

が、本研究で対象としているシステムモデルでは切換線となる。Fig.3 に示すように、システムの状態は切換線 ($\sigma=0$) に到達するまでの到達モード、または切換線に沿って平衡点に収束する滑り (スライディング) モードのどちらかにある。そこで、両方のモードに対して適用される制御入力を、

$$\dot{\tau}(k) = \dot{\tau}_{eq}(k) + \dot{\tau}_{sl}(k) \cdots \cdots \cdots (8)$$

とおく⁽⁴⁾。ここで右辺第一項はスライディングモードにおける等価制御入力で、

$$\begin{aligned} \dot{\tau}_{eq}(k) &= -(S\Gamma)^{-1} [S\{\phi\Omega(k) - \Omega_0(k+1)\} - \sigma(k)] \\ &= -(S\Gamma)^{-1} S\{(\phi - I)\Omega(k) - \Delta\Omega_0(k+1)\} \\ &\cdots \cdots \cdots (9) \end{aligned}$$

で表される。ただし、 $\Delta\Omega_0(k+1) = \Omega_0(k+1) - \Omega_0(k)$ 。第二項は状態を切換線に拘束するために必要な安定化非線形制御入力で

$$\dot{\tau}_{sl}(k) = -\eta(S\Gamma)^{-1}\sigma(k) \quad (0 < \eta < 2) \cdots \cdots (10)$$

で表される。 η は状態を切換線に拘束する強さを表すパラメータであり、 $0 < \eta < 2$ において漸近安定となる。(9) 式、(10) 式より、制御入力は

$$\begin{aligned} \dot{\tau}(k) &= -(S\Gamma)^{-1} [S\{\phi\Omega(k) - \Omega_0(k+1)\} + (\eta-1)\sigma(k)] \\ &\cdots \cdots \cdots (11) \end{aligned}$$

となる。(11) 式は変調率の微分形であるため、実際には式 (12) に示す形で制御入力を出力するものとする。

$$\tau(k+1) = \tau(k) + \dot{\tau}(k) \cdot T_s \cdots \cdots \cdots (12)$$

6. 動特性シミュレーション

実機試験に先立ち、シミュレーションより、システムモデルの妥当性と設計した油圧モータ SMC 速度制御系の作動確認、及び実機試験に向けた S と η の設定値の確定を行った。なお、シミュレーションには市販のソフトウェア MATLAB・Simulink を用いた。実機試験結果をシミュレーションで高精度に予測するためには、システムのモデル化の段階で無視した電磁弁の作動遅れ、油の圧縮性、管路抵抗、その他不確定な要素を考慮して S と η の設定する必要がある。電磁弁制御入力信号 τ に対する油圧モータポート間の圧力差

Fig. 3 Sliding mode control in the state space

$\Delta p = p_i - p_o$ の動特性は、配管、電磁弁の単体試験により、フライホイール付油圧モータを駆動することなく見積もれるので、単体試験実測値より MATLAB System Identification Toolbox を用いて $\tau \cdot \Delta p$ の伝達関数を 2 次系で近似し、電磁弁の作動遅れ、油の圧縮性および管路抵抗の影響を含んだ圧力制御系の動特性をシミュレーションに取り入れ、以下の指針で S と η を設定した。

- 1) 切換線 S の設定・・・ $\eta=1$ において、チャタリングが発生しながらもスライディングモードが発生し、かつ目標値に対しオーバーシュートが生じない切換線 S をシミュレーション結果から試行錯誤的に設定する。
- 2) 非線形項ゲイン η の設定・・・切換線 S の設定後、シミュレーション結果において、チャタリングを生じずに滑らかな応答を示す η を、理論上漸近安定となる $0 < \eta < 2$ の範囲の中から設定する。以上の指針にもとづき、シミュレーション結果より $S=[1,0.2]$ 、 $\eta=0.1$ と設定し、次章の動特性実験におけるパラメータ設定値とした。理論上漸近安定となる $0 < \eta < 2$ の範囲の中での小さい値 ($\eta=0.1$) を用いたのは、電磁比例リリーフ弁がコントローラの出力に対して応答遅れがあり、高ゲインではチャタリングを生じることがシミュレーション結果より確認されたため、滑らかな応答を得るように η を小さくしたことによる。シミュレーション結果は次章において実験結果に併記して示す。

7. 動特性実験の結果と考察

7.1 メータアウト回路による回転速度制御 Fig.4, Fig.5, Fig.6 に $S=[1,0.2]$ 、 $\eta=0.1$ において、 $p_i=7\text{MPa}$ 一定として p_o のみ圧力制御したときのステップ応答、油圧モータの各ポート圧力および状態空間を示す。これは、圧力一定の油圧ラインに接続した油圧モータの回転数速度をリザーバ側の圧力で制御するメータアウト回路を構成した場合の動特性に相当する。なお、モ

ータ回転速度は測定器の出力値に合わせて rpm で表示し、状態空間では角速度として rad/s で表示する。ステップ幅 300rpm~700rpm に対し、2 秒で整定し、設計した切換線に沿ってシミュレーション結果とほぼ一致した応答が得られている。

次に、メータアウト回路の定回転速度制御系に、外乱トルクを与えたときの応答を Fig.7, Fig.8, Fig.9 に

示す。実験では、定常状態の供給圧力 $p_i=7\text{MPa}$ からステップ状に p_i を 4MPa まで圧力を低下させることにより 14Nm のトルク変動に相当する外乱を与えた。外乱に対し約 15rpm の回転速度誤差におさまリ、また、再び定回転速度に戻るときの挙動も、設定した切換線に沿って整定していることがわかる。

7.2 差圧制御回路による回転速度制御 4 ポート圧

Fig. 4 Step response of rotational speed ($S=[1,0.2]$, $\eta=0.1$).

Fig. 7 Transient characteristics of rotational speed against torque disturbance ($S=[1,0.2]$, $\eta=0.1$, Meter-out Control)

Fig. 5 Transient characteristics of pressure ($S=[1,0.2]$, $\eta=0.1$, Meter-out Control)

Fig. 8 Transient characteristics of pressure ($S=[1,0.2]$, $\eta=0.1$, Meter-out Control) against torque disturbance

Fig. 6 Trajectory of state in state space designed at $S=[1,0.2]$, $\eta=0.1$ by Meter-out Control

Fig. 9 Trajectory of state in state space designed at $S=[1,0.2]$, $\eta=0.1$ by Meter-out Control against torque disturbance

力制御弁に相当する油圧制御回路を構成するため、 p_i , p_o を同時に制御したときのステップ応答を Fig.10, Fig.11, Fig.12 に示す. 各弁の圧力制御範囲を 3MPa~9MPa として $\Delta p = \pm 6\text{MPa}$ の差圧を制御することができる. メータアウト回路と比較して大きな差圧が制御できる回路構成であることから, 切換線の傾きは $S=[1,0.2]$ で同じとしたまま非線形項ゲインのみ $\eta=1$ と高めたが, チャタリングが発生した. フライ

ホイールの回転速度は高周波の微小振動を伴いながらも設計した特性を示しているが, 圧力変動は油圧システムにとって好ましいものではない. そこで, メータアウト時と同様に η を小さくすることによりチャタリングの低減を図ったのが, Fig.13, Fig.14, Fig.15 である. この時のパラメータは $S=[1,0.2]$, $\eta=0.1$ である. $\eta=1$ のときに見られた急激な圧力変動が無くなり, チャタリングが除去されて滑らかな応答が得ら

Fig. 10 Step response of rotational speed ($S=[1,0.2]$, $\eta=1$, Pressure-difference Control)

Fig. 13 Step response of rotational speed ($S=[1,0.2]$, $\eta=0.1$, Pressure-difference Control)

Fig. 11 Transient characteristics of pressure ($S=[1,0.2]$, $\eta=1$, Pressure-difference Control)

Fig. 14 Transient characteristics of pressure ($S=[1,0.2]$, $\eta=0.1$, Pressure-difference Control)

Fig. 12 Trajectory of state in state space designed at $S=[1,0.2]$, $\eta=1$ by Pressure-difference Control

Fig. 15 Trajectory of state in state space designed at $S=[1,0.2]$, $\eta=0.1$ by Pressure-difference Control

れている。しかし、 η を小さくすることにより、状態の切換線への拘束力が不足してしまったため、Fig.14において到達モードからスライディングモードに移る初期の応答性（切換線への到達）が若干悪くなり、状態を切換線に完全に拘束しきれていないことがわかる。

8. 可変非線形項ゲインの適用

差圧制御において Fig.10, Fig.11, Fig.12 のように滑らかな応答を得ることができたが、切換線への拘束力が不足するため、ロバスト性の低下が懸念される。そこで、非線形項ゲインを安定条件の範囲内で状態の切換線からの距離に比例して可変とすることにより、チャタリングの抑制と拘束力を両立する方法を適用した。非線形項ゲインは次式のように設定する。

$$\eta = \begin{cases} 2 & (2 < K \cdot |\sigma(k)|) \\ K \cdot |\sigma(k)| & (0 \leq K \cdot |\sigma(k)| \leq 2) \end{cases} \dots (13)$$

ここで、 K はゲイン定数である。Fig.16, Fig.17, Fig.18にパラメータを $S=[1,0.2]$, $K=0.025$ としたときの差圧制御によるステップ応答の結果を示す。Fig.10, Fig.11, Fig.12のときに比べ、スライディングモード初期の応答性が良くなりチャタリングの増大も抑制されている。

9. あとがき

重慣性負荷を有する油圧モータの回転速度制御系に対して、SMCによるロバスト制御を適用し、簡単なモデルとそのモデル化の誤差をシミュレーションで補うことにより、概ね設計どおりのフライホイールの回転速度の過渡特性が得られることを示した。また、低次のモデルにおいて、可変非線形項ゲインを用いて到達モードの挙動を制御することにより、チャタリングの抑制と切換線への拘束力のバランスを高めることを示した。

最後に、本研究を行うにあたり有益なご助言を頂いた横浜国立大学 田中裕久 教授、実験に協力を得た本学大学院生であった多田勝俊氏に感謝する。

文 献

- (1) 則次, スライディングモード制御の空気圧マニピュレータへの応用, 油圧と空気圧, 26-7 (1995), 846-852.
- (2) 佐々木, 田村, 高橋, 機論, 63-614C, (1997), 3460-3466.
- (3) 武市, 山田, 武藤, 外乱オブザーバを併用した電

Fig. 16 Step response of rotational speed ($S=[1,0.2]$, Variable η , $K=0.025$, Pressure-difference Control)

Fig. 17 Transient characteristics of pressure ($S=[1,0.2]$, Variable η , $K=0.025$, Pressure-difference Control)

Fig. 18 Trajectory of state in state space designed at $S=[1,0.2]$, Variable η , $K=0.025$ by Pressure-difference Control

気・油圧サーボ機構のスライディングモード制御, 日本油空圧学会論文集, 31-4 (2000), 91-98.

(4) 野波, 田, スライディングモード制御, (1996), 193, コロナ社.