

PID형 슬라이딩모우드에 의한 전기·유압서보계의
위치제어에 관한 연구

하 석 흥*, 이 진 길**

A Study on the Position Control of Electro-hydraulic
Servosystem using PID Sliding Mode

S. H. Ha*, J. K. Lee**

ABSTRACT

Up to now, there has been a lot of researches on the sliding mode control which has the insensitive characteristics to the variations of plant parameters, nonlinearities and external disturbances. One difficulty in applying the sliding mode control is the need for the knowledge of the full-state vector. The use of state observer is a natural step towards the relaxation of this condition. However, the exact plant-modeling is assumed to be known. Recently, there has been a remarkable advance in the microprocessor and one can construct the controller which could not realize due to hardware restriction in the past. Therefore in this paper, the PID sliding mode controller which has only one output feedback signal is suggested by means of microprocessor and the performance of electro-hydraulic servosystem compensated with this controller is proved.

1. 서 론

슬라이딩모우드제어이론은 제어계 파라미터의 불확실한 변동, 비선형성 그리고 외란등에 강인한 제어수법으로서 적응제어와 더불어 많은 연구가 진행되었다.^{1),2)} 즉 슬라이딩모우드제어는 제어대상의 파라미터 변동이나 외란에 대한 통계적인 정보를 알 수 없다 하더라도 그 한계치를 알고 있다면 강인한 성능을 지닌 제어를 실현할 수 있을 뿐만 아니라, 적응제어에서와 같이 미지의 파라미터를 추정할 필요가 없으므로 제어기설계 알고리즘이 간단한 유리한 점도 있다.

그러나 이러한 특징을 가지는 슬라이딩모우드의 설계

에 있어서 문제점으로 되고 있는 것은, 첫째로 제어입력에 나타나는 채터링의 문제이며 두번째는 전상태의 피드백이 요구된다는 점이다. 그 중에서 제어입력에 나타나는 채터링의 문제는 J. J. Slotine³⁾, Narita⁴⁾ 등에 의해 만족할 만한 성과가 있었으나, 전상태의 피드백이 요구되는 문제는 현재에도 많은 연구의 대상으로 되고 있는 실정이다. 즉 출력을 이용한 슬라이딩모우드 구성을 위해서는 자연히 현대제어이론의 특징인 상태관측기의 설계가 고려되어질 수 있겠으나 이는 정확한 모델링이 요구되므로 슬라이딩모우드제어가 가지는 본래의 특징을 충분히 발휘할 수가 없게 된다는 점에서 여러가지의 보완적인 개선된 연구가 많이 진행되고 있다.^{5)~7)}

* 부산대 기계기술연구소 전임연구원 (정회원)

** 부산대 정밀기계공학과 (정회원)

한편 전기·유압서보시스템은 유압장치의 대출력 및 속응성의 장점과 전기적요소의 신호전달, 연산, 검출등의 우수한 기능을 조화, 결합한 제어방식으로 항공기, 공작기계, 산업기계 등의 중부하, 고속, 고정도의 제어에 널리 사용되고 있다. 더욱이 근래 마이크로컴퓨터와 같은 전자기기의 현격한 발달에 따라 신호의 처리가 편리하고 자유롭게 되면서 종래에 실제의 장치에서 실현하기 힘들었던 여러가지 제어수법을 적용하기가 용이해졌다. 특히 마이크로컴퓨터를 이용한 제어기의 설계는 제어알고리즘이 차분방정식의 형태로 표현됨에 따라 종래의 아날로그소자에 의한 제어기설계에는 구현하기 힘들었던 미분기의 설계조차 간편하게 해결할 수 있게 되어 앞으로 그 응용분야는 더욱 확산될 전망이다.

따라서 본 연구에서는 이러한 마이크로컴퓨터의 특성을 이용하여 입력력 신호만으로 설계된 PID형 슬라이딩 모우드를 제안하고 설계된 PID형 슬라이딩모우드로서 시뮬레이션 및 실험을 수행하여 그 성능을 고찰하였다.

2. 이론해석

2.1 전기·유압서보시스템의 해석 및 모델링

본 연구에서 사용한 전기·유압서보계의 구성은 Fig.1과 같으며 서보밸브는 spool식으로 대칭적이고 임계센터이다. 그리고 교축부의 유량계수는 일정하고 서보밸브, 실린더의 기름누설은 없다고 가정한다.

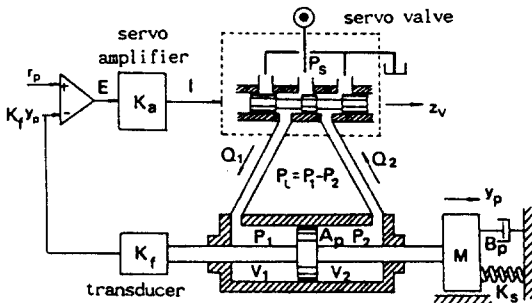


Fig.1 Configuration of electro-hydraulic servosystem

계를 구성하는 각 부분의 동작에 관한 기초식은 다음과 같다. 우선 Fig.1에 의하면 서보중폭기로 입력되는 오차신호 E(V)는

$$E = r_p - K_r \cdot y_p \quad (1)$$

으로 표현된다. 여기서 K_a는 변위변환기의 이득(V/cm)이고, r_p과 y_p는 각각 기준입력 신호 및 피스톤의 출력변위이다. 오차신호는 서보중폭기에서 증폭되어져 다음과 같은 크기의 전류 i(mA)로 변환된다.

$$i = K_a \cdot E \quad (2)$$

여기서 K_a는 서보앰프의 이득(mA/V)이다. 다음으로 입력전류에 대한 밸브스풀의 변위 z(cm)는 서보밸브의 토오코모터에서의 히스테리시스와 같은 비선형적 요소에 의해 영향을 받으므로 선형동적방정식으로 유도되기는 어려우나, 주과수응답곡선비교법에 의하면 서보밸브의 사용주과수영역에 따라 비례 또는 일차지연요소로서 근사시키고 있다. 본 연구에서는 비례요소로서 간주한다.

$$z_v = K_c \cdot i \quad (3)$$

여기서 K_c는 서보밸브의 토오코모터의 이득 [cm/mA]이다. 밸브스풀의 변위 z로 인한 기름의 공급측유량 Q₁(cm³/sec) 및 귀환측유량 Q₂(cm³/sec)를 구하면 각각 식(4), (5)와 같다.

$$Q_1 = C_d w z_v \sqrt{2(P_s - P_1)/\rho} \quad (4)$$

$$Q_2 = C_d w z_v \sqrt{2P_2/\rho} \quad (5)$$

여기서 w는 밸브포트의 단면적 구배(cm), C_d는 유량계수, ρ는 유압유의 밀도(kg.s/cm³), P_s는 공급압력(kg./cm²), P₁과 P₂는 각각 유압실린더내의 공급측과 귀환측의 압력(kg./cm²)이다. 부하압력 P(kgf/cm²)과 부하유량 Q(cm³/sec)은 식(6) 및 식(7)과 같이 정의되므로

$$P_L = P_1 - P_2 \quad (6)$$

$$Q_L = (Q_1 + Q_2)/2 \quad (7)$$

서보밸브의 부하유량식을 구하면 식(8)과 같다.

$$Q_L = K_z \cdot z_v \sqrt{P_s - P_L} \quad (8)$$

식(8)에서 K_z는 C_dw(1/ρ)^{1/2}이며 z ≤ z_{max}이다.

유압실린더에 유체의 연속방정식을 적용하면 식(9)와 같이 표현된다.

$$Q_L = A_p \frac{dy_p}{dt} + \frac{V_t}{4K_m} \frac{dP_L}{dt} \quad (9)$$

여기서 A_p는 실린더의 수압면적(cm²)이며, V_t는 유압관로 및 실린더전체 체적(cm³) 그리고 K_m는 체적탄성계수(kgf/cm²)이다.

한편 부하계를 포함한 피스톤의 운동방정식은 식(10)과 같다.

$$A_p P_L = M \frac{d^2 y_p}{dt^2} + B_p \frac{dy_p}{dt} + K_s \cdot y_p + F_d(\dot{y}_p, P_L) \quad (10)$$

여기서 M 은 관성질량 [$kgf \cdot s^2/cm$], B_p 는 점성계수 [$kgf \cdot s/cm$], K_s 는 스프링상수 [kgf/cm] 그리고 F_d 는 마찰력에 관한 항 [kgf]으로서 쿨롱마찰력과 고체마찰력으로 구성된다.

이와 같이 구성된 시스템에 대한 전달함수를 구하기 위하여 서보계의 비선형적인 부하유량방정식을 동작점(z^*, P_L^*) 근방에서 테일러급수 전개하여 선형화하면 식(8)은 식(11)과 같이 고쳐 쓸 수가 있다.

$$Q_L = k_1 z_v - k_2 P_L \quad (11)$$

여기서

$$k_1 = K_z v \sqrt{P_s - P_L^*} \quad : \text{부하유량계수}$$

$$k_2 = \frac{K_z z_v^*}{2\sqrt{P_s - P_L^*}} \quad : \text{부하압력-유량계수}$$

이상의 수식을 정리하여 기준입력신호 r_p 에서 출력신호 y_p 까지의 블록선도를 그리면 Fig. 2와 같다.

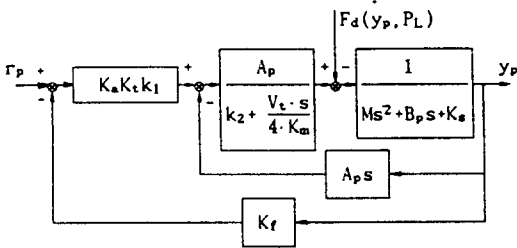


Fig. 2 Block diagram of electro-hydraulic Servosystem

2.2 슬라이딩모우드 제어

슬라이딩모우드제어이론은 상태공간에서의 적당한 구속조건(스위치평면)을 따라 시스템의 구조가 내부적으로 변환하여 바람직한 응답을 얻는 불연속제어시스템으로 특징지을 수 있다.

먼저 식(12)와 같이 가제어표준형의 단일입출력시스템에 대하여 살펴보면,

$$\dot{x}_i = x_{i+1}, \quad i=1, 2, \dots, n-1$$

$$\dot{x}_n = f(x, t) + bu + d$$

$$y = c^T x \quad (12)$$

여기서 $f(x, t) \in C^\infty$ 는 시스템의 동적거동을 표현하는 상태방정식, $x \in R^n$ 는 상태변수벡터, $u \in R$ 는 제어입력, $d \in R$ 는 외란입력이며 $y \in R$ 는 출력신호이다.

윗 식에서 정상상태오차를 제거하기 위하여 적분요소를 첨가한 슬라이딩 평면 $\sigma(x, t)$ 를 식(13)과 같이 구성한다.

$$\sigma(x, t) = \left[\frac{d}{dt} + \lambda \right]^{n-1} \int_0^t y dt - \lambda^{n-1} \int_0^t r dt \quad (13)$$

여기서 λ 는 대역폭(bandwidth)이며, r 은 기준입력이다.

슬라이딩모우드평면은 다시 식(14)와 같이 표현되어질 수 있다.

$$\sigma(x, t) = c_0 \int_0^t (y-r) dt + c_1 y + c_2 \dot{y} + \dots + c_n y^{(n-1)} \quad (14)$$

슬라이딩모우드가 존재하기 위해서는 식(15)를 만족해야 한다.³⁾

$$\frac{1}{2} \frac{d}{dt} \{ \sigma^2 \} \leq -\eta |\sigma|, \quad \eta > 0 \quad (15)$$

여기서 η 는 양의 수이다. 윗식을 다시쓰면

$$\dot{\sigma} = -\eta \text{sgn}(\sigma) \quad (16)$$

으로 표현할 수 있다. 식(12), (13)을 대입하면 식(17)로 표현된다.

$$\dot{\sigma} = c_0 y^{(1)} + \dots + c_{n-2} y^{(n-1)} + f(x, t) + bu + d \quad (17)$$

식(15)를 만족하는 제어입력을 계산하면 다음식으로 나타낼 수 있다.

$$u = -\frac{1}{b} \{ c_0 x_1 + c_1 x_2 + \dots + c_{n-2} x_{n-1} + f(x, t) + d + \eta \text{sign}(\sigma) \} \quad (18)$$

여기서 $x_i = y^{(i-1)}$, $k=1, \dots, n$ 이다.

이때 시스템이 다음과 같이 수식화되어진다고 생각한 다.

$$f(x, t) = \hat{f}(x, t) + \Delta f \quad (19)$$

여기서 \hat{f} 는 추정가능한 함수이며, Δf 는 모델링오차이고 그 범위는 식(20)과 같이 한정되어 있다고 가정한다.

$$|\Delta f| \leq \alpha \quad (20)$$

여기서 α 는 양의 수이다. 외란 d 도 마찬가지로 식(21)로 한정된다고 가정한다.

$$|d| \leq \beta \quad (21)$$

여기서 β 는 양의 수이다. 제어입력에 관한 식(18)는, 식(20), 식(21)을 이용하면 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$u = -\frac{1}{b} \{c_0 x_1 + c_1 x_2 + \dots + c_{n-2} x_{n-1} + \hat{f} + (\alpha + \beta + \eta) \operatorname{sgn}(\sigma)\} \quad (22)$$

즉, 제어시스템의 불확실성의 크기에 따라 제어입력의 채터링의 크기도 증가하는 것을 알 수 있다.

한편 위식에서 나타나는 채터링현상은 채터링 그 자체로서 뿐만 아니라 모델링되지 않은 고주파영역의 시스템을 여기할 수도 있어 바람직하지 않다. 이와 같은 결점을 보완하기 위해 J. J. Slotine³⁾은 포화함수를 도입하여 상태궤적이 슬라이딩평면을 스위칭하는 것 대신에 그 주변의 경계영역안에서 슬라이딩모우드평면이 일차의 필터 역할을 하게함으로써 외란, 비선형성, 파라미터변동 등에 대한 불확실성을 제거하고 있다. 즉 슬라이딩모우드의 존재조건 식(16)을 만족하는 제어입력을 식(22)의 부호함수대신 Fig. 3과 같이 포화함수를 도입한다. 경계층 구성은 Fig. 4와 같이 나타내며 ϕ 는 추적의 정확도를 나타낸다. 포화함수를 식(23)과 같이 도입한다.

$$\operatorname{sat}(\sigma / (\lambda^{n-1} \phi)) = \begin{cases} \sigma / (\lambda^{n-1} \phi) & \text{if } |\sigma / (\lambda^{n-1} \phi)| < 1 \\ \operatorname{sign}(\sigma / (\lambda^{n-1} \phi)) & \text{if } |\sigma / (\lambda^{n-1} \phi)| \geq 1 \end{cases} \quad (23)$$

제어입력식을 다시쓰면 식(24)과 같이 표현된다.

$$u = -\frac{1}{b} \{c_0 x_1 + c_0 x_2 + \dots + c_{n-2} x_{n-1} + \hat{f} + M \operatorname{sat}(\frac{\sigma}{\lambda^{n-1} \phi})\} \quad (24)$$

$$M = \alpha + \beta + \eta$$

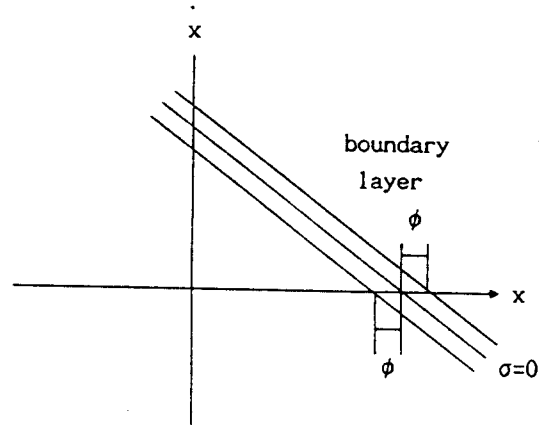


Fig. 3 Saturation function in the boundary layer

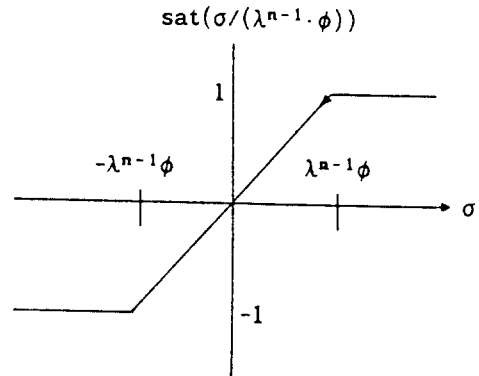


Fig. 4 Configuration of boundary layer

3. 차분방정식에 의한 전기·유압서보계의 PID형 슬라이딩모우드 설계

근래 마이크로컴퓨터의 현격한 발달에 따라 종래 하드웨어의 제약으로 인해 실현하기가 힘들었던 제어기의 구성이 용이해졌다. 마이크로컴퓨터에 의한 제어기의 설계는 주로 차분방정식을 이용하여 이루어지며, 차분방정식은 일정 샘플링타임의 방정식으로 표현되어지므로 신호의 근사적인 미적분이 가능해진다. 특히 미분연산자가 Backward형 또는 사다리꼴형으로 표현되어지고 출력신호가 안정하다면 슬라이딩모우드평면의 일반적인 형태로서의 구현도 가능하다.

먼저 설계를 용이하게 하기 위하여 전기·유압서보계의 모델링 수식(1), (2), (3), (9), (10) 그리고 식(11)으로부터 작동유의 압축성을 무시하고 ($K_v = \infty$), $x_r = K$

$\dot{y}_p, \dot{x} = dx_p/dt$ 그리고 제어입력 $u_p = r_p - K_f \cdot y_p$ 로 놓고 수식을 정리하여 상태공간식으로 표현하면 식(25)와 같다.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_p \\ \dot{x}_v \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{K_s}{M} & -\left(\frac{B_p}{M} + \frac{A_p^2}{k_2 M}\right) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_p \\ x_v \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ K \end{bmatrix} u_p \quad (25)$$

$$y_p = \begin{bmatrix} 1/K_f & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_p \\ x_v \end{bmatrix}$$

여기서 $K = A_p k_1 K_f / (k_2 M)$ 이다. 정상상태오차를 제거하기 위하여 적분요소 $\dot{x}_1 = (x_p - r_p)$ 를 추가하여 확대계를 구성하면 식(26)과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_p \\ \dot{x}_v \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\frac{K_s}{M} & -\left(\frac{B_p}{M} + \frac{A_p^2}{k_2 M}\right) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_p \\ x_v \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ K \end{bmatrix} u_p + \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} r_p$$

$$y_p = \begin{bmatrix} 0 & 1/K_f & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_p \\ x_v \end{bmatrix} \quad (26)$$

슬라이딩평면을 식(27)과 같이 표현한다.

$$\sigma(x) = \frac{dx_p}{dt} + 2\lambda x_p + \lambda^2 \int_0^t (x_p - r_p) dt \quad (27)$$

윗식에서 비례항의 계수 2λ 를 $2\zeta\lambda$ 로 대체하면 감쇠계수 ζ 의 값에 따라 슬라이딩모드에 구속된 시스템의 거동을 조절할 수 있게 된다.

식(27)을 z-변환의 형태로 표현하면 식(28)로서 나타난다.

$$\sigma(z) = \frac{z-1}{Tz} x_p + 2\lambda x_p + \frac{\lambda^2 T}{2} \frac{z+1}{z-1} (x_p - r_p) \quad (28)$$

여기서 z는 z-변환 연산자이며, T는 샘플링 시간이다.

식(28)을 정리하여 차분방정식으로 나타내면 식(29)와 같다.

$$\sigma(k) = \sigma(k-1) + S_1 x_p(k) + S_2 x_p(k-1) + S_3 x_p(k-2) - S_4 (r_p(k) - r_p(k-1)) \quad (29)$$

여기서

$$S_1 = 2\lambda + \frac{\lambda^2 T}{2} + \frac{1}{T}$$

$$S_2 = -2\lambda + \frac{\lambda^2 T}{2} - \frac{2}{T}$$

$$S_3 = \frac{1}{T}$$

$$S_4 = \frac{\lambda^2 T}{2}$$

이다.

한편 슬라이딩모드의 존재조건식 (16)을 만족하도록 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{\sigma} &= \lambda^2 (x_p - r_p) + 2\lambda \frac{dx_p}{dt} + \frac{d^2 x_p}{dt^2} \\ &= \left(\lambda^2 - \frac{K_s}{M} \right) x_p + \left[2\lambda - \left(\frac{B_p}{M} + \frac{A_p^2}{k_2 M} \right) \right] x_v - \lambda^2 r_p \\ &\quad + K \cdot u_p \leq -\mu \text{sign}(\sigma) \end{aligned}$$

여기서 μ 는 양의 수이다. 윗식을 제어입력 u_p 에 대하여 정리하면 식(30)과 같다.

$$u_p = \frac{1}{K} \left\{ \left(\frac{K_s}{M} - \lambda^2 \right) x_p + \left[\left(\frac{B_p}{M} + \frac{A_p^2}{k_2 M} \right) - 2\lambda \right] x_v - (\xi + \mu) \text{sign}(\sigma) \right\} \quad (30)$$

여기서 $\xi > \max(\lambda^2 r_p)$ 이다.

상태변수 x_i 는 제어대상의 출력신호이고 x는 그 미분치인 dy_i/dt 의 신호에 해당되므로 식(30)을 차분방정식의 형태로 표현하면 식(31)과 같다.

$$u_p(k) = (\bar{v}_1 x_p(k) + \bar{v}_2 x_p(k-1)) / K - N \cdot \text{sign}(\sigma(k)) \quad (31)$$

여기서

$$\bar{v}_1 = \left\{ \left(\frac{K_{sn}}{M_n} - \lambda^2 \right) \cdot T + \left[\left(\frac{B_{pn}}{M_n} + \frac{A_{pn}^2}{k_{2n} M_n} \right) - 2\lambda \right] \right\} / T$$

$$\bar{v}_2 = - \left\{ \left(\frac{B_{pn}}{M_n} + \frac{A_{pn}^2}{k_{2n} M_n} \right) - 2\lambda \right\} / T$$

$$N = (\xi + \mu) / K : \text{강인성 계수}$$

이며, 첨자 n은 normal 상태에서의 값을 의미한다. 제어입력에 나타나는 채터링현상을 제거하기 위해 Slotine이 제안한 포화함수를 도입하면 식(31)은 식(32)와 같이 쓸 수가 있다.

$$u_p(k) = (\Phi_1 x_p(k) + \Phi_2 x_p(k-1)) / K - N \text{sat}(\sigma(k) / (\lambda^2 \phi)) \quad (32)$$

여기서

$$\text{sat}(\sigma(k) / (\lambda^2 \phi)) = \begin{cases} \sigma(k) / (\lambda^2 \phi) \\ \text{sign}(\sigma(k) / (\lambda^2 \phi)) \\ \text{if } \sigma(k) / (\lambda^2 \phi) < 1 \\ \text{if } \sigma(k) / (\lambda^2 \phi) \geq 1 \end{cases}$$

이다.

4. 전산기 시뮬레이션 및 실험

앞절에서 설계된 슬라이딩모우드제어기를 전기·유압 서보시스템의 위치제어에 적용하여 그 응답특성을 검토하기 위하여 디지털컴퓨터를 이용하여 시뮬레이션 및 실험을 행하였으며, 시뮬레이션 및 실험에 사용된 파라미터의 값들을 Table 1에 나타내었다.

Table 1. Parameters of the system used in computer simulation

Parameters		Value	Dimension
Servo Amp	K.	10	mA/V
Servovalve	K.	8.33×10^{-4}	cm/mA
	k_1	1.4×10^4	cm · s ⁻¹ /cm
	k_2	0.499	cm ² /kg · s
Cylinder	A.	8.76	cm
Displacement Transducer	K.	1.6	V/cm
Load	M	0.054	kg · s ² /cm
	B.	2	kg · s/cm
	K.	400	kg/cm
Sampling Time	T	10	msec

시뮬레이션에 사용한 프로그램은 시뮬레이션 전용 Software인 SIMNON을 이용하였으며, 그래픽은 그래픽전용 Software인 GRAFTOOL을 사용하였다.

한편 실험장치에 사용된 각 제원은 Table 2와 같으며 실험장치의 개략도는 Fig. 5와 같다. 실험은 먼저 비보상 피이드백시스템의 정특성 및 동특성을 고찰하고, 성능개선을 위한 제어알고리즘으로서 본 연구에서 제안한 PID형 슬라이딩모우드를 적용하여 시스템의 성능을

개선하고 아울러 파라미터의 변동 및 외란에 강인한 특징을 기존의 PID제어기와 비교하여 슬라이딩모우드제어기의 특성을 고찰하도록 한다. 함수발생기로부터 기준입력을 콘트롤러에 가하였으며 출력량은 오실로스코우프로서 검출하여 X-Y 레코더를 이용하여 기록하였다. 한편 주파수응답실험은 기준입력을 함수발생기에서 사인파형으로 콘트롤러에 가하면서 주파수를 변화시켜 그때의 응답선도로부터 직접 진폭과 위상을 계산하여 그 결과치를 그래프하였다. 특히 외란에 대한 실험방법으로서는 콘트롤러내부에 기준입력은 일정치로 고정하여 두고 피스톤의 변위에 대한 포텐쇼미터의 출력신호와 함수발생기에서의 외란신호를 A/D변환기로부터 읽어들이어 두개의 신호를 합성해서 기준치와 비교함으로써 제어가 행하여지도록 하였다. 이때 신호의 계측은 출력신호만을 측정할 경우 가해진 외란의 신호가 합성되어 있으므로 아날로그 컴퓨터를 이용하여 외란신호를 분리한 기준치의 이탈량만을 측정하였다.

Table 2. Specification of experimental apparatus

Equipment	Instruments	Specification
Hydraulic System	Prime Motor	1350 rpm, 7 HP
	Hydraulic Pump	40 cc/rev
	Actuator	double rod, $d = 4.0 \text{ cm}$
	Servovalve	$Q_1 = 30 \text{ l/min}$, $z_{cr} = 0.025 \text{ cm}$
Electric Equipment	Servo Amp.	max. gain 30mA/10mV
	Displacement Transducer	1.6 V/cm
	A/D, D/A Converter	14bit, $\pm 5 \text{ V}$ range
Controller	Digital Computer	IBM PC/AT, CPU 80286

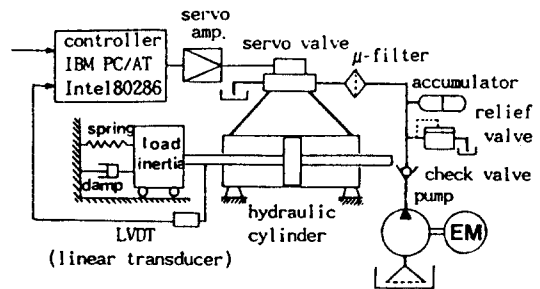


Fig. 5 Schematic diagram of experimental equipments

5. 결과 및 고찰

전기·유압서보시스템의 단순피드백으로 구성된 비보상시스템의 스텝입력에 대한 시간응답은 Fig. 6과 같다. 여기서 단순피드백이라고 하는 것은 비례제어계에서 비례게인이 1인 경우를 의미한다. Fig. 6(a)는 시뮬레이션 결과를 나타내며 Fig. 6(b)는 실험결과를 나타낸다. 이 때의 실험조건은 관성부하 $M=0.013(kg \cdot s^2/cm)$, 점성계수 $B_v=2(kg \cdot s/cm)$, 스프링 상수 $K=400(kg/cm)$, 공급압력 $P_s=70(kg/cm)$ 이다 Fig. 6에서 보듯이 정상상태 오차는 10%로 나타나고 있으며 정정시간은 0.02초 정도로서 시뮬레이션과 실험결과가 다소 상이한 점이 있다. 이는 모델링과정에서 고려하지 않은 마찰력 및 스프링부의 비선형성 등에 기인한 것으로 여겨진다.

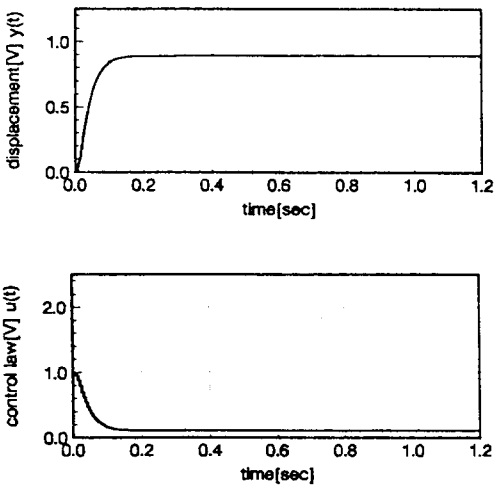
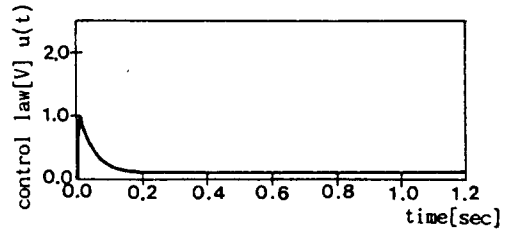
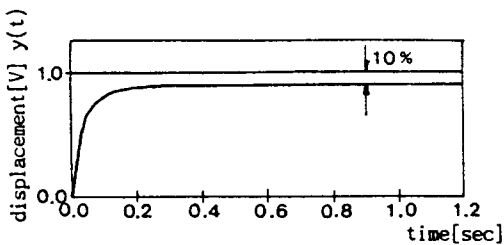


Fig. 6
(a) Simulation result of step response for uncompensated system



(b) Experimental result of step response for uncompensated system

Fig. 7(a)와 Fig. 7(b)는 본 연구에서 제안한 PID형 슬라이딩모우드제어기에 대한 시뮬레이션 및 실험결과로서 부하조건은 단순피드백시스템에서와 동일하다. 슬라이딩평면은 식(27)과 같이 구성하였으며 감쇠계수를 1로 취한 경우이다. 제어입력은 식(32)에서 허용오차량 $\phi=0.02$, 밴드폭 $\lambda=30$ 그리고 강인성 계수는 $N=1.5$ 로 취하였다. 그림에서 보는 바와 같이 슬라이딩모우드 제어에 의한 응답은 슬라이딩평면의 감쇠계수를 1로 취하였으므로 오버슈트는 발생하지 않았고, 슬라이딩평면에 도입한 적분기의 효과로 인해 정상상태 오차는 제거되었다. 그리고 정정시간은 약 0.02초 정도로서 설정된 슬라이딩평면을 추종하는 양호한 응답을 얻을 수 있다. 또한 제어입력의 최대치는 1.2[V] 정도로서 제어입력에서의 채터링현상과 응답과형곡선 또한 시뮬레이션과 실험결과가 잘 일치함을 보여주고 있다.

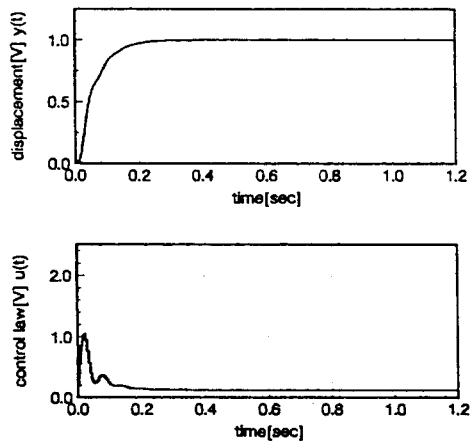
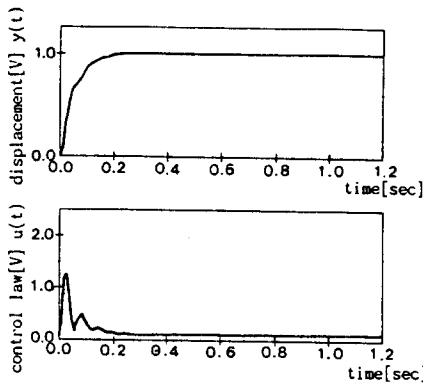


Fig. 7
(a) Simulation result of PID-sliding mode controller compensated system ($\phi=0.02$, $\lambda=30$, $N=1.5$)



(b) Experimental result of PID-sliding mode controller compensated system ($\phi=0.02$, $\lambda=30$, $N=1.5$)

Fig. 8은 스프링부하와 관성부하의 유무에 따른 파라미터변동에 대한 시간응답실험결과를 나타낸다. Fig. 8 (a)는 PID제어실험결과로서 이 때의 PID제어계인은 비례계인 $K_p=2$, 적분계인 $K_i=3$ 그리고 미분계인 $K_d=0.009$ 로 취하였으며 각각의 제어계인선정은 Zeigler-Nichols법에 의하였다. 파라미터변동에 따른 시간응답특성은 무부하일 때 오버슈트가 12%, 정정시간 0.22초이고 관성부하 및 스프링부하를 가하였을 때에는 오버슈트 5%, 정정시간 0.3초로서 부하변동에 따라 응답특성이 다르게 나타나는 것을 알 수 있다. PID제어의 스프링 부하가 없는 경우 개루우프전달함수의 형은 2형의 함수가 되므로 안정성이 문제가 됨을 알 수 있다. 반면 Fig. 8(b)의 PID형 슬라이딩모우드 실험결과에서는 응답특성이 파라미터의 변동에 무관한 슬라이딩평면의 특성에만 의존하므로 부하의 상태에 관계없이 응답이 Fig. 7과 일치하게 나타나는 것을 보여주고 있다.

Fig. 9는 Fig. 8과 같은 조건으로 부하를 변동시켰을 때의 PID형 슬라이딩모우드제어에 의한 주파수응답선도이다. 슬라이딩평면에서 설정한 밴드폭 30(rad/sec)인 4.77(Hz)까지의 응답특성은 슬라이딩평면에 완전히 구속되어 부하변동에 관계없는 동일한 주파수특성을 나타내고 있다. 그림에서 파선으로 표시된 것은 슬라이딩평면의 동특성인 2차계의 주파수응답곡선이다. 6(Hz)부터 나타나는 실험치와 이론치와의 이탈은 모델링과정에서 고려하지 않은 고주파영역의 모델링오차에 기인하여 응답이 여기된 현상으로 생각되지만 응답특성은 부하변동에 관계없이 같은 형태로 나타남을 볼 수 있다.

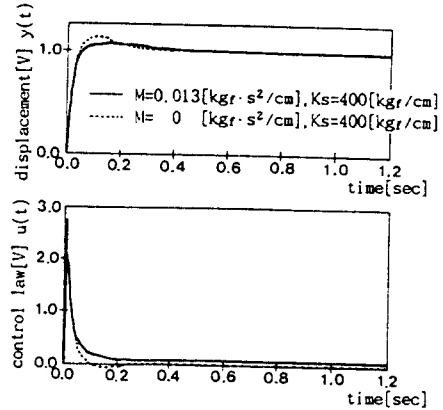
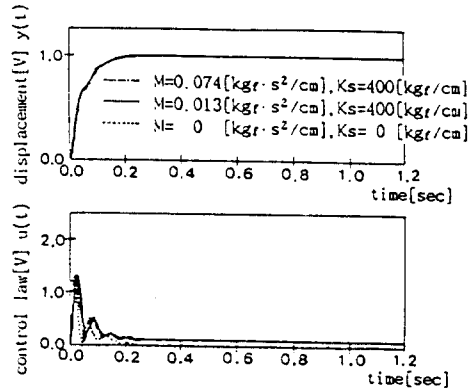


Fig. 8

(a) Experimental results of PID controller compensated system when parameter variation exists

($K_p=2$, $K_i=3$, $K_d=0.009$)



(b) Experimental results of PID controller compensated system when parameter variation exists

($\phi=0.02$, $\lambda=30$, $N=1.5$)

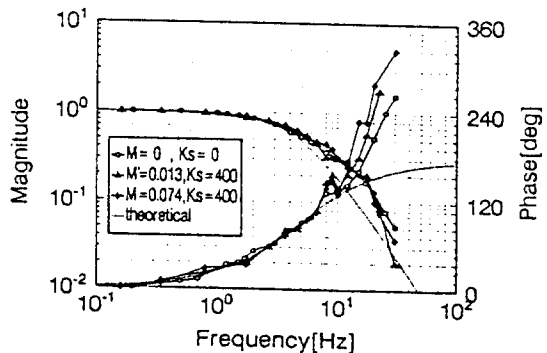


Fig. 9 Frequency response of sliding mode controller compensated system

Fig. 10은 식(27)의 과감쇠계로 구성된 슬라이딩평면을 요구되는 설계사양에 따라 적절히 변경시켰을 때의 시간응답 및 주파수응답이다. 즉 식(27)의 설명에서 언급한 바와 같이 감쇠비가 1로 설정되어 있는 비례항의 감쇠비를 0.7, 0.5로 각각 변동시켰을 때의 응답을 나타낸다. 그림에서 보는 바와 같이 슬라이딩모우드상태에서는 파라미터의 변동등에는 관계없이 오직 슬라이딩평면의 특성에 따라 그 응답특성이 결정된다는 것을 알 수 있다. 또한 주파수응답특성에서도 볼 수 있는 바와 같이 감쇠비의 변동에 따라 전형적인 2차계의 응답특성을 보여주고 있다.

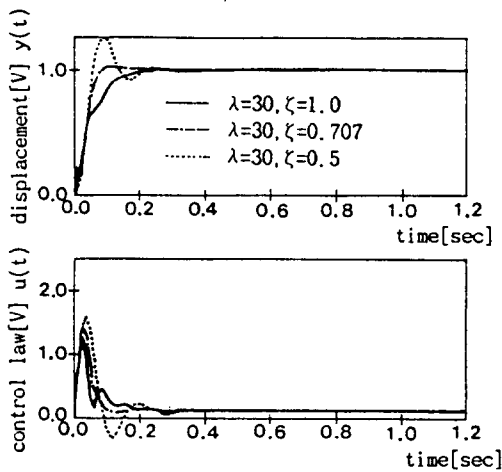
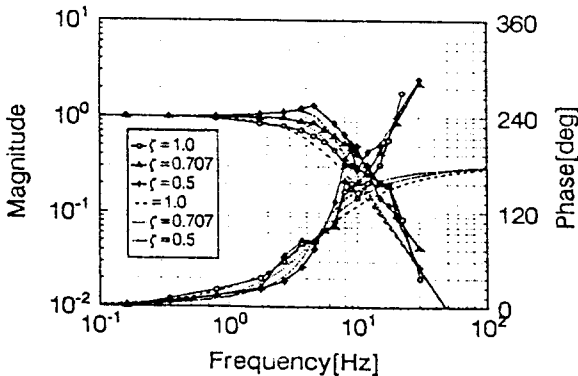


Fig. 10

(a) Experimental results of time response when sliding mode surface variation exists ($\zeta=1, 0.707, 0.5$)



(b) Experimental results of frequency response when sliding mode surface variation exists ($\zeta=1, 0.707, 0.5$)

Fig. 11은 외란에 대한 실험결과이다. 이 때의 실험조건은 관성부하 $M=0.074(kg \cdot s^2/cm)$, 스프링부하 $400(kg/cm)$ 이며, 외란으로 사인파와 삼각파를 각각 진폭 $0.5(V)$, 주파수 $1.5(Hz)$ 로서 출력측에 가하였다. 그림에서 실선은 PID형 슬라이딩모우드제어기, 점선은 PID 제어기에 의한 실험결과를 각각 나타낸다. 그림에서 보듯이 PID제어기를 사용하였을 때는 삼각파 및 사인파의 외란에 대하여 각각 20%, 25%정도의 정상상태 오차가 발생하였으나, PID형 슬라이딩모우드제어기를 적용하였을 경우에는 삼각파 외란일 때 정상상태 오차는 거의

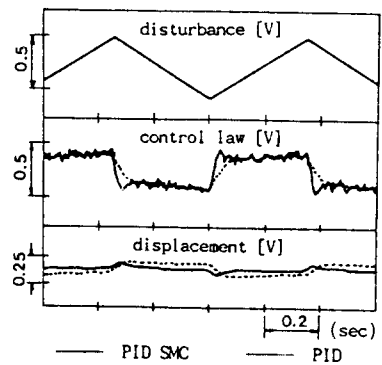
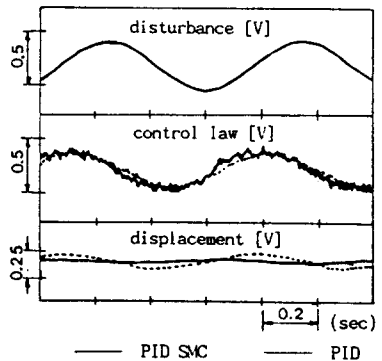


Fig. 11

(a) Time response for the triangular disturbances

($M=0.074(kg \cdot s^2/cm)$, $K_s=400(kg/cm)$, mag. $0.5(V)$, freq. $1.5(Hz)$)



(b) Time response for the sinusoidal disturbances

($M=0.074(kg \cdot s^2/cm)$, $K_s=400(kg/cm)$, mag. $0.5(V)$, freq. $1.5(Hz)$)

0이고, 사인파 외란의 경우에는 5%미만의 정상상태 오차를 나타내고 있으며, 또한 삼각응답과형에서 방향전환시 발생하는 최대이탈량도 PID제어기의 23%에 비해 PID형 슬라이딩모우드제어기에서는 5%정도로서 강인한 응답특성을 보이고 있다.

이상의 결과로부터 출력만을 피이드백하여 슬라이딩모우드를 구성하였을 때도 슬라이딩모우드의 고유의 특징인 파라미터변동, 외란등에 강인한 성능을 그대로 실현시킬 수 있음을 알 수 있다.

6. 결 론

본 연구에서는 종래의 슬라이딩모우드제어의 문제점인 전상태 피이드백의 조건을 차분방정식을 이용하여 출력만으로 구성된 슬라이딩모우드제어기로서 슬라이딩모우드 고유의 제어성능실현을 목표로 하여 이를 이론 및 실험에 의하여 검토하였다. 설계된 PID형 슬라이딩모우드제어기는 포화함수를 도입하여 슬라이딩모우드제어의 또 다른 문제점이었던 채터링현상을 제거하였으며, 종래의 전상태를 피이드백하여 구성한 슬라이딩모우드제어시스템에서 실현하였던 파라미터변동 및 외란에 대한 강인한 특성을 실현하였다. 그리고 설계된 제어시스템의 응답특성은 설계사양에 따라 설계된 슬라이딩평면의 특성에만 의존함을 확인하였다.

참고문헌

1. Utkin, V. I., "Variable Structure Systems with Sliding Modes", IEEE Trans. on AC, Vol. AC-22, No. 2, 1977.
2. 原島文雄, 橋本秀紀, "Sliding Modeとその應用-I, II", システムと制御, Vol. 29, No. 2, pp. 242~250, 1985.
3. Slotine, J. J. and Sastry, S. S., "Tracking Control of Nonlinear Systems Using Sliding Surfaces with Application to Robot manipulators", Int. J. Control, Vol. 38, No. 2, pp. 465~492, 1983.
4. 成田忠雄, 疋田弘光, "連続的可變構造制御によるロボトサーボ系", 日本機械學會論文集(C編), 54卷, 503號, 1988.
5. B. A. White, "Reduced Order Switching Functions in Variable Stucture Control System", IEE Proc., Vol. 130, No. 2, pp. 33~40, 1983.
6. J. J. Slotine, J. A. Coetsee, "Adaptive sliding controller synthesis for non-linear systems", Int. J. control, Vol. 43, No. 6, pp. 1631~1651, 1986.
7. L. Hsu, R. R. Costa, "Variable structure model reference adaptive control using only input and output measurements part I, II", Int. J. control, Vol. 49, No. 2, pp. 399~416, 1989.
8. 安田一則, 伊藤吉史, 平井一定, "デジタル制御によるすべり動作制御系の設計", 計測自動制御學會論文集, Vol. 23, No. 5, 1987.
9. G. F. Franklin, J. D. Powell, M. L. Workman, Digital Control of Dynamic Systems, 2nd ed., Addison Wesley, 1990.
10. Merrit, H., Hydraulic Control System, Willey, New York, N. Y., 1967.
11. 허영준, 권기수, 하석홍, 조경래, 이진걸, "가변구조를 이용한 전기·유압서보계의 위치제어에 관한 연구", 대한기계학회논문집, 제13권, 제2호, pp. 213~220, 1989.