

가변구조를 이용한 전기-유압서어보계의
위치제어에 관한 연구

허 준 영* . 권 기 수** . 하 석 홍** . 이 진 곽***
* 현대중공업 ** 부산대 대학원 ***부산대 정밀기계공학과

A study on the position control of an electro-hydraulic
servomechanism using variable structure system

Jun Young Huh . Ki Soo Kwon . Sug Hong Ha . Jin Kul Lee
Hyeondae Heavy Ind. Pusan Univ. Pusan Univ. Pusan Univ.

Abstract

This paper describes the application of the variable structure control(VSC) concept for the position control of electro-hydraulic servomotor system. The basic philosophy of VSC is that the structure of the feedback control is altered as the state crosses discontinuity surfaces in the state surface with the result that certain desirable properties are achieved.

The switching of the control function yields total(or selective) invariance to system parameter variations and disturbances, and closed loop eigen value placement in time-varying and uncertain systems.

질량 [kgf.s²/cm]

B : 유압실린더의 점성마찰계수 [kgf.s/cm]

L : 스프링부하의 스프링 상수 [kgf/cm]

[기 타]

x1 : 오차변위 상태변수 [cm]

x2 : 오가속도 상태변수 [cm/s]

β_e : 작동유의 압축률 [cm²/kgf]

Ka : 변위변환기 이득 [V/cm]

Kb : 속도변환기 이득 [V/cm/s]

C1 : 기름의 압축성에 관계되는 계수

[C1 = $\beta_e V_m/2$]

C : 스위칭선의 기울기

s : 라플라스 연산자

S = C x1 + x2

T1 = 서어보계의 시정수 [T1=K2.M/Ap²]

기 호 설 명

[서어보밸브]

z : 스프링의 변위 [cm]

I : 입력전류 [mA]

Ea : 오차전압 [V]

Kt : 토오크모우터 이득 [cm/mA]

K1 : 서어보밸브의 스프링변위에 대한 유량 이득[cm³/cm.s]

K2 : 서어보밸브의 부하압력변화에 대한 유량 이득 [cm⁵/kgf.s]

[액츄에이터]

v : 유압실린더 변위 [cm]

Vc : 유압실린더 속도 [cm/s]

Ap : 피스톤의 수압면적 [cm²]

Vm : 실린더 수압축의 용적 [cm³]

PL : 부하압력 [kgf/cm²]

Ps : 공급압력 [kgf/cm²]

M : 부하를 포함한 유압실린더 구동부의

1. 서 론

전기-유압 서어보기구는 유압장치의 대출력 및 속응성의 장점과 전기적 요소의 신호전달, 연산, 검출 등의 우수한 기능을 조화, 결합한 제어방식으로 항공기, 공작기계, 산업기계, 선박 등의 송부하, 고속, 고정도의 위치결정제어에 널리 사용되고 있다. 최근에는 진동시험기, 비행시뮬레이터, 로봇 등 다양한 운동기구의 구동에 응용됨에 따라 전기-유압서어보기구는 각종 기계장치의 자동화에 필수적인 단위장치로 되고있다.

특히 고성능이 요구되는 전기-유압서어보계를 설계하기 위하여 시스템 파라메타의 변화에 대응하는 적응능력이 요구되며, 계의 중추라고 할 수 있는 서어보밸브의 압력, 유량의 비선형성, 액츄에이터에 존재하는 비선형마찰 및 밸브의 포화특성으로 인한 모델링의 불확실성에 대하여도 강인함(robustness)이 보장되어야 한다.

가변구조제어기는 불연속피드백제어를 가진 제어기의 일종으로 이의 특징은 스위칭 표면에 슬라이딩모우드가 있는 것으로 상태궤적이 슬라이딩모우드 중에 있을 때에는 매개변수의 변동이나 외란에 영향을 받지 않는다. 또 빠른 응답을 보이면서도 오버슈우트를 생성시키지 않는다는 특징이 있다. 본 연구에서는 고정도의 위치제어기를 실현하기 위하여 가변구조제어이론을 전기-유압시어보계에 적용하였다. 실험은 유압구동부의 공급압력을 변화시켜 유압계의 매개변수를 변화시켜서 때와 관상하중을 가감하여 부하를 변화시켜 가며 행하였다. 가변구조제어에서는 계의 매개변수변동과 부하변동에도 영향을 받지 않음을 종래의 고정구조제와 비교, 검토하였다.

2. 유압시스템의 해석

본 연구에서 사용한 전기-유압시어보계의 구성은 Fig.1 과 같다. 유압실린더를 구동하기 위한 에너지는 유압원에 의한 유체로부터 주어지며 이 유체의 흐름을 제어하는 것이 안내밸브이다. 그림에서 실선으로 표시한 것은 에너지의 흐름이며 파선으로 표시한 것은 신호의 흐름는 모양을 나타낸 것이다.

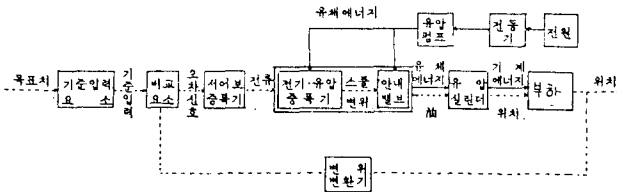


Fig.1 Schematic diagram of electro-hydraulic servo system

Fig.2 는 유압구동부의 구성을 해석하기 위하여 밸브와 실린더를 간략화한 개략도이다.

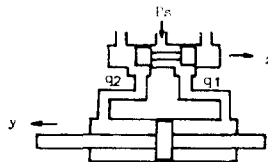


Fig. 2 Valve-cylinder combination

서어보밸브의 토오크모우터는 히스테리시스등 많은 비선형적인 요소에 의하여 선형동적방정식으로 유도되기는 어려우나 주파수응답곡선비교법에 의하면 전달함수는 다음과 같은 1차계로 가정된다.

$$\frac{Z}{I} = \frac{Kt}{1 + TtS} \quad (1)$$

사실상 대부분의 기어보밸브에서 토오크모우터 시정수의 범위는 0.0013 ~ 0.003 [sec] 로 대단히 짧은 시간이기 때문에 토오크모우터동특성은 입력전류를 가해줄 때 시간지연이 없이 바로 출력의 스푸울변위가 생긴다고 해도 무방하다(4). 그러므로

$$z = Kt \cdot I \quad (2)$$

밸브-실린더-부하계의 수학적모델은 서어보밸브의 스푸울변위 z 와 피스톤의 변위 y 사이의 관계이다. 이 때 수학적모델과를 위하여 다음과 같이 가정한다.

- (1) 밸브는 대칭적이고 임계센터이다.
- (2) 공급압력은 일정값 Ps 를 유지하고 리턴(return)압력은 0 (게이지압)이다.
- (3) 캐비테이션은 일어나지 않는다.
- (4) 실린더의 내부 및 외부누설은 0 이다.

서어보밸브의 부하압력-유량특성은 비선형적이기 때문에 설계를 위해서는 선형화해야 하므로 적당한 기준동작점 근처에서의 미소변화를 Δ 로 표시하면 선형화된 출력방정식은 연속방정식에 의해 다음과 같다. 5),6)

$$A_p \frac{d(\Delta y)}{dt} = K_1 \Delta z - K_2 \Delta PL - \frac{V_m}{2} \frac{d(\Delta PL)}{dt} \quad (3)$$

또 부하의 운동방정식은 일반적으로 다음과 같다.

$$A_p \Delta PL = M \frac{d^2}{dt^2} (\Delta y) + B \frac{d}{dt} (\Delta y) + L \Delta y \quad (4)$$

식 (3),(4)에서 ΔPL 을 소거해서 $\Delta z, \Delta y$ 의 라플라스 변환한 것을 $Z(s), Y(s)$ 로 두고 오차신호 E 에서 유압실린더 출력변위까지의 블록선도를 그리면 Fig.3 과 같다.

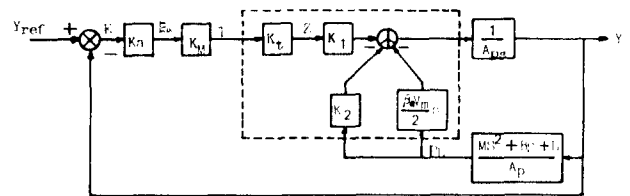


Fig. 3 Block diagram of Electro-hydraulic servo system

유압시스템의 개회로 전달함수를 구하면

$$G1(s) = \frac{Y(s)}{E(s)} = \frac{K_t \cdot A_p^2}{M C_1 s^3 + (B C_1 + M K_2) s^2 + (L C_1 + B K_2 + A_p^2) s + L K_2}$$

(5)

여기서 $K = K_a K_m K_t K_1 / A_p$ 이다.

이 식은 3 차계이나, 부하는 관성질량뿐이고 기름의 압축성을 무시가능한 경우($B=0, L=0, \beta_e=0$)의 전달함수 $G1(s)$ 는 다음과 같이 구해진다.

$$G1(s) = \frac{K}{s(\frac{K M}{A_p^2} s + 1)} \quad (6)$$

3. 가변구조계의 설계

가변구조를 가진 유압기어보계의 블록다이아그램을 Fig.4 에 나타낸다.

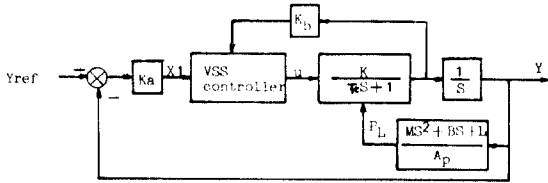


Fig. 4 Block diagram of VSS electro-hydraulic servo system

여기서 VSS 제어기는 다음과 같이 구성한다. 식 (6) 이 유압기어보계의 개회로 전달함수이므로 상태변수를 각각 $X_1 = K_a(y - y_{ref})$, $X_2 = K_b V_c$ 로 두고 $U = E$ 로 두면 상태방정식은 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} \dot{X}_1 \\ \dot{X}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & \frac{K_a}{K_b} \\ 0 & -\frac{1}{T_1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{K \cdot K_b}{T_1} \end{bmatrix} U \quad (7)$$

제어입력을

$$U = -\psi X_1 \quad (8)$$

로 설정하고, 피이드백계수 ψ 가

$$\psi = \begin{cases} \alpha & \text{if } SX_1 > 0 \\ \beta & \text{if } SX_1 < 0 \end{cases} \quad (9)$$

로 스위칭되도록 한다.

여기서는 유압기어보계가 2차계로 묘사되었으므로, Hurwitz 조건을 만족하도록 스위칭선을 정하면

$$S = CX_1 + X_2 \quad (10)$$

$$C > 0$$

이다. 슬라이딩모우드 존재조건은

$$\lim_{s \rightarrow 0} s \dot{S} < 0 \quad (11)$$

이다. 식(7),(10)으로부터

$$S = (\frac{K_a}{K} C - \frac{1}{T_1})X_2 + \frac{K_b K}{T_1} U \quad (12)$$

식(7),(8),(10)으로부터

$$\dot{S} = s^2 (\frac{K_a}{K_b} C - \frac{1}{T_1}) - \left\{ C(\frac{K_a}{K_b} C - \frac{1}{T_1}) + \frac{K_b K}{T_1} \psi \right\} SX_1 \quad (13)$$

식(11)의 존재조건을 만족하려면

$$C \leq \frac{K_b / K_a}{T_1} \quad (14-1)$$

$$\alpha \geq \frac{T_1}{K K_b} \left(\frac{C}{T_1} - \frac{K_a}{K_b} C^2 \right) \quad (14-2)$$

$$\beta \leq \frac{T_1}{K K_b} \left(\frac{C}{T_1} - \frac{K_a}{K_b} C^2 \right)$$

상기의 부등식이 만족되도록 C, α, β 를 정한다.

개회대상이 스위칭선에 도달할 필요충분조건은 $\psi = \alpha$ 인 때의 특성방정식

$$p^2 + \frac{1}{T_1} p + \frac{\alpha}{T_1} \frac{K}{K_a} = 0 \quad (15)$$

이 0 또는 양의 실수해를 갖지 않는 것이다.

$\psi = \beta$ 의 영역에서도 같은 방법으로 언급할수 있다.

4. 컴퓨터 시뮬레이션

본 연구에 의한 이론의 타당성을 검토하기 위하여 디지털컴퓨터로 오일러방법에 의해서 시뮬레이션을 하였다.

시뮬레이션에 사용된 값은 Table 1 과 같다.

Table 1. System Parameters

parameter	value	dimension
Ap	3.3	cm ²
wt	12	Kgf
Ps	20	Kgf/cm ²
K2	4.98	cm ⁵ /Kgf.s
KmKtK1	91.67	cm ³ /V.s
Ka	10	V/cm
Kb	0.1	V.s/cm

본 연구에서는 존재조건 식(14.1)을 만족하도록 C 값을 정하면

$$C = 0.9$$

여기서

$$\epsilon = \frac{T_1}{K} \left(\frac{C}{K_b T_1} - \frac{K_a}{K_b} \right) c^2$$

로 두고, Table 1 의 각 매개변수를 대입하면

$$\epsilon = 2 \times 10^{-4} (178.6C - 100 C^2)$$

순재조건 식(14.2)를 만족하도록 α , β 값을 각각

$$\alpha = \epsilon + \Delta\epsilon$$

$$\beta = \epsilon - \Delta\epsilon$$

로 취하였다. 여기서 $\Delta\epsilon$ 은 양의 미소값으로 0.1을 대입하여 시뮬레이션 하였다.

5. 실험장치 및 실험방법

설계된 가변구조제어기에 의한 제어방식이 고정구조피드백제어방식보다 응답성능이 우수하다는 것을 확인하고 컴퓨터 시뮬레이션 결과와 비교하기 위하여 EHS (Electro-Hydraulic Servomechanism)-160 실험장치를 사용하여 다음과 같은 실험을 하였다.

5.1 실험장치의 개요

실험장치는 크게 4 가지로 분류될 수 있으며 이는 유압실린더를 구동시켜주는 유압회로부와 직선변위, 직선속도의 출력을 처리하고 오차전압 E_a 에 비례한 전류 I 를 증폭시켜주는 전기회로부 그리고 VSS 를 실현하기 위하여 구성된 VSS 회로부와 관성차가 달린 실린더부이다.

유압회로부와 전기회로부는 EHS(Electro-Hydraulic Servomechanism)-160 을 사용하였고 VSS회로부는 아날로그컴퓨터 AD-ACL-100 을 사용하여 구성하였다. 관성차는 HSMP-170p 의 것을 사용하였고 실린더는 압축성의 영향을 무시한 이론 해석에 가깝게 하기 위하여 소구경이 되도록 특별주문제작하였다.

아날로그컴퓨터로 구성된 VSS 제어기선도를 Fig.5 에 나타내었으며 실험에 사용된 EHS 160실험장치와 실험기기를 Photo.1 에 나타낸다.

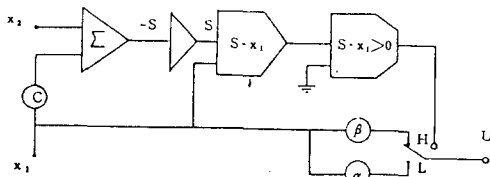


Fig. 5 VSS controller constructed by analog computer

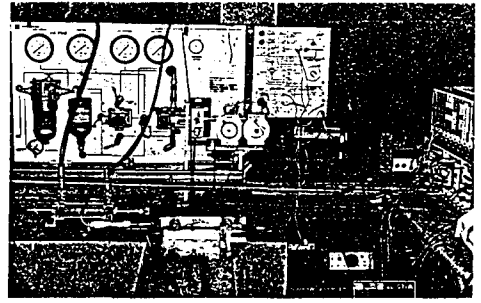


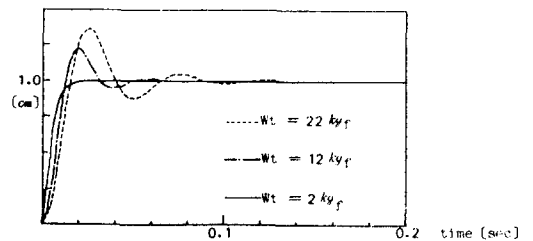
Photo.1 View of experimental equipments

5.2 실험 방법

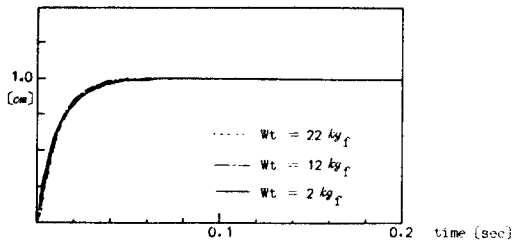
유압구동부 실험장치의 공급압력은 릴리프 밸브의 조절에 의하여 여러가지 압력(20,30,40 Kg/cm²)에서 실험하였으며 실린더의 기준변위는 1.0 cm 로 하였다. 부하가 변동할 때 가변구조계와 고정구조계의 응답특성을 비교 검토하기 위하여 관성부하를 10,20 Kgf 가하였을 때의 무부하인 경우에 대해서 실험하였으며, 또 공급압력을 변화시킴에 따라 각속 이득이 변화할 때 이들의 변화에 대한 응답도 조사하였다. 실험은 먼저 아날로그컴퓨터를 사용하여 시뮬레이션회로를 만들고 이 회로에 구성된 가변구조제어기를 연결하여 가변구조의 실현이 확실할 때 이 가변구조제어기를 실제 유압시스템에 부착하여 실험하였다.

6. 결과 및 고찰

Fig.6 (a)는 고정구조계의 계단응답을 나타내는 시뮬레이션결과이다. 공급압력을 20 Kg/cm²으로 하였다. 관성하중을 2 Kgf에서 12 Kgf, 22 Kgf 로 변화시켜줄 때 22 Kgf 의 경우에는 오버슈슈트가 현저히 발생하여 고정구조계의 응답특성이 부하변동에 많은 영향을 받는 것을 알 수 있다. Fig.6 (b)는 가변구조계의 계단응답을 나타내는 시뮬레이션 결과로 관성하중을 2 kgf에서 12 Kgf, 22 Kgf로 변화시켜 주었으나 응답특성은 거의 유사하게 나타나고 있다. 따라서 가변구조계를 이용하면 부하변동에 무관한 유압구동제어기를 구성할 수 있음을 알 수 있다.



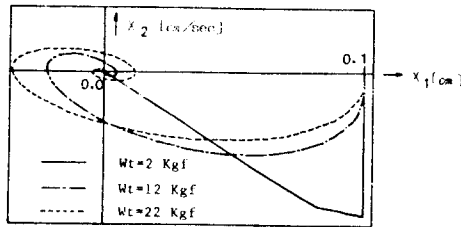
(a) Fixed structure system



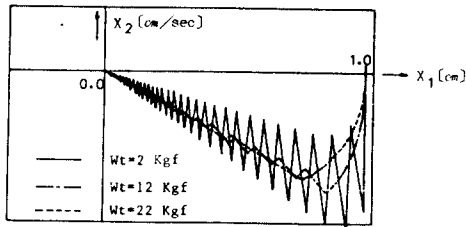
(b) Variable structure system

Fig. 6 Step response for various inertial loads ($P_s = 20 \text{ Kg/cm}^2$)

Fig.7(b)는 Fig.6 (a) 경우의 제어계 상태궤적을 나타낸 위상평면도이다. 하중이 2 Kgf 일 때의 응답특성이 가장 양호하고 하중이 12 Kgf, 22 Kgf 로 증가함에 따라 상태궤적이 좌반평면으로 넘어가 계단응답에서 오버슈우트가 발생함을 나타내고 있다. Fig.7 (b)는 가변구조체인 Fig.6 (b)의 경우의 상태궤적을 나타낸 위상평면도이다. 그림에서 보는 바와 같이 관성하중이 증가하여도 오버슈우트가 생기지 않음을 알 수 있다.



(a) Fixed structure system

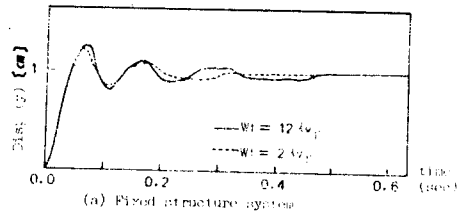


(b) Variable structure system

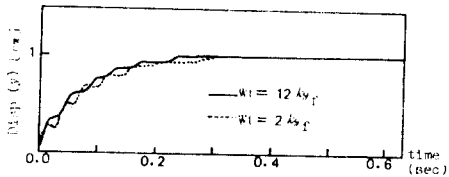
Fig.7 Phase plane of step response for various inertial loads

Fig.8(a)는 공급압력 40 Kg/cm^2 에서 관성하중이 2 Kgf와 12 Kgf 일 때의 고정구조계의 계단응답이다. 관성하중이 12 Kgf 인 경우는 2 Kgf 인 경우에 비해 오버슈우트가 크게 여러번 생긴 것을 볼 수 있다. 이것은 시뮬레이션결과인 Fig. 6 (a)와 비교해볼 때 이론해석상의 여러가지 가정으로 인한 단순화로 인하여 계산결과와는 꼭 일치하지는 않으나 고정구조계는 부하변동에 영향을 받는다는 시뮬레이션 결과를 정성적으로

설명해주고 있다. Fig.8 (b)는 가변구조계인 경우의 실험결과이다. 관성하중이 2 Kgf와 12 Kgf 인 두 경우 모두 채터링횟수는 12 회이었고 정정시간은 모두 약 0.3초 이었다. 이것은 시뮬레이션결과인 Fig.6 (b)와 비교해 보면 정성적으로 잘 일치하며 가변구조계는 부하변동에 영향을 받지 않음을 알 수 있다. 유압계에서 공급압력을 변화시켜 주면 계의 이득(K2 등)이 변동하기 때문에 계의 매개변수 변동을 야기시킨다. Fig.9 (a)는 무부하인 경우에 고정구조계의 계단응답을 나타내는 실험결과로 공급압력을 $20, 30, 40 \text{ Kg/cm}^2$ 로 변동시켰다. 정정시간은 각 경우 0.3초로 비슷하게 나타났으나 공급압력이 고압일수록 응답속도는 빠르고 오버슈우트가 크게 생긴 것으로 보아 고정구조계에서는 공급압력의 변동에 의한 계의 매개변수변동에 따라 응답특성이 달라지는 것을 알 수 있다. 이것에 대해 Fig.9 (b)는 가변구조계의 계단응답을 나타내는 실험결과이다. 고정구조계의 경우와 마찬가지로 공급압력을 20 Kg/cm^2 에서 40 Kg/cm^2 까지 변화시켰으나 채터링 횟수에 차이가 있을 뿐 대체로 유사한 경향을 나타내었다. 정정시간은 약 0.3초 이었다.

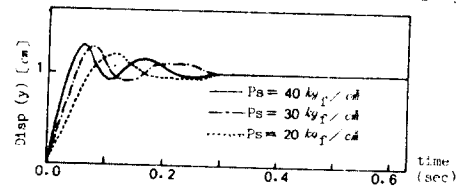


(a) Fixed structure system

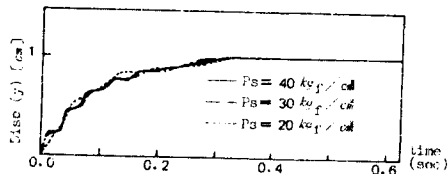


(b) Variable structure system

Fig.8 Step response for various inertial loads ($P_s = 40 \text{ kg/cm}^2$)



(a) Fixed structure system



(b) Variable structure system

Fig. 9 Step response for various supply pressure (no load)

Fig.10(a)는 슬라이딩모우드 발생조건에 관한 고찰로서 정상적인 슬라이딩모우드 발생과 존재 조건과 도달조건을 만족하지 못하는 경우 그리고 슬라이딩모우드가 발생은 하였으나 스위칭제어 입력이 작거나 불균형을 이루어 스위칭선의 기울기 C 가 클때 부하의 관성력을 슬라이딩조평면에 구속하지 못하여 슬라이딩모우드가 깨어지는 경우를 나타낸다.

Fig.10 (b)는 가변구조계의 실험결과로 C 값의 변화에 대한 위상궤적을 나타낸 것이다. C 값은 0.1에서 0.9까지 변화시켜 결과를 얻었으나 여기서서는 대표적으로 0.1에서 0.3까지의 궤적만 표시하였다.

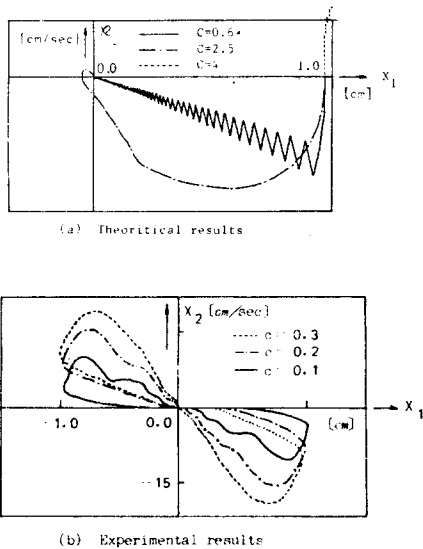


Fig. 10 Phase plane of step response for various ($ps = 20 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$)

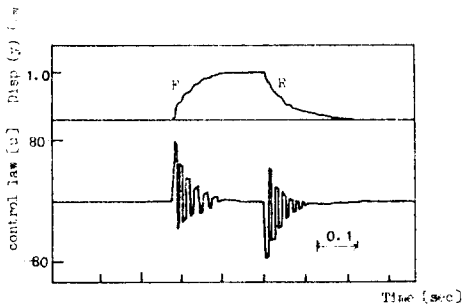


Fig.11 Forward and reverse time response with control signal

Fig.11은 가변구조계의 실험결과로 제어입력을 나타낸 것으로 제어입력이 약 0.015초마다 채터링이 일어났음을 알 수 있다. 여기서 F는 실린더의 전진작동을 나타내고 R은 후진작동을 나타낸다.

이상으로 가변구조계를 유압구동부에 적용한 결과 부하변동과 계의 매개변수변동에 거의 무

관한 강인한 계를 구성할 수 있음을 알 수 있다.

7. 결 론

유압서보계의 위치제어를 행하는 데 있어서 가변구조제어방식을 택하였으며 가변구조외 고정구조의 두 계에 대하여 실험 및 시뮬레이션으로 비교, 검토한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 고정구조에 의한 위치제어는 무하변동에 영향을 받는 반면 가변구조방식을 택하였을 경우 부하변동에 거의 무관하도록 계를 구성할 수 있었다.
2. 공급압력을 바꾸어줌으로써 계의 매개변수를 변동시켰을 때 고정구조방식에서는 응답특성이 바뀌었으나 가변구조계에서는 응답특성이 거의 바뀌지 않았다.
3. 가변구조계에서는 오우비슈우트가 없는 비교적 빠른 응답을 얻을 수 있다.
4. 가변구조계에서 도달조건이 빔위내에서는 C 값이 클수록 목표치에 빨리 도달할 수 있다.
5. 유압계는 고차항의 전달함수로 표현되어 지는데 2차계로 모델링해도 가변구조계가 실현되는 강인한 계를 구성할 수 있다.

참 고 문 헌

1. Herbert E. Merrit, Hydraulic Control Systems, John & Sons, New York
2. 佐藤俊雄, 油圧サボ制御の設計, 大河出版, 1980
3. N.N. Bengiamin, B.Kaufmann "Variable Structure Position Control" IEEE, 3-8(1984.9)
4. 原島文雄, 橋本秀紀, Sliding Modeとその応用-I, システムと制御, Vol.29, No.2, pp.94-103, 1985
5. 윤지섭, 조형석, 유압서보시스템의 속도제어를 위한 적응제어기계의 설계에 관한 연구, 한국정밀공학회지, Vol.3, No.1, 1986
6. 이진걸, 허순영, 可變構造論에 의한 2관절 로봇트랑의 追從制御에 관한 研究(1), 한국정밀기계학회지, 제 1호(1985.3)