

가변구조제어기를 이용한 외란을 받는 유압시스템의 위치제어

Position Control of a Hydraulic System Subjected to Disturbances Using a Variable Structure Controller

박근석, 김형의, 강이석*
(Geun-Seok Park, Hyoung-Eui Kim, and E-Sok Kang)

Abstract : In this paper, a variable structure controller(VSC) is used to control the position of the hydraulic servo system subjected to unknown disturbances. The system consists of two cylinders, which connected in series. One cylinder executes position control, the other executes force control to generate disturbances. In order to control each cylinder, interaction must be considered between two cylinders because two cylinders are connected in series. Therefore, the controller is designed regarding interaction between two cylinders as disturbances. Performance of the proposed controller was verified through experiments and compared to PID controller. The experiments showed that the proposed controller had a good performance and robustness.

Keywords : variable structure controller(VSC), hydraulic servo system, position control system, disturbance generating system.

I. 서론

비선형 시스템인 유압서보시스템은 많은 산업분야에 다양하게 사용되고 있고, 특히 공작기계, 비행시뮬레이터 등 높은 출력을 요구하는 곳에 사용되고 있다. 이러한 유압서보시스템은 응답특성이 빠르고 단위 무게당 높은 출력을 가지고 있지만, 고유의 비선형성들, 즉 압력강하와 부하특성, 공동현상(cavitation) 등을 내재하고 있다. 이러한 비선형성들은 유압구동장치의 운동에 있어서 발생할 수 있는 외부 부하 및 속도의 변화와 같은 불확실성에 의하여 그 특성들이 나타날 수 있으며, 시스템의 성능에 좋지 않은 영향을 미친다[1-5].

그러나, 실제 산업현장에서 사용되는 유압서보시스템의 경우 대부분 PID 제어기와 같은 고전적인 선형제어기를 사용하여 제어되고 있다. 이러한 선형제어기는 부하의 변화나 예기치 못한 외란이 가해지는 경우 유압구동장치의 복잡한 특성과 연관되어 정확히 모델링 할 수가 없기 때문에 일정한 제어기 계인을 사용하는 제어기로는 원하고자 하는 제어 특성을 얻을 수 없다[6-8].

이러한 유압서보시스템의 거동에 대한 해석은 다년간의 연구대상이 되어왔으며, 윤지섭[2], 이교일[3], M. J. Vilenius [4] 등은 다양한 방법을 이용하여 외란과 같은 불확실성을 보상하기 위한 많은 연구들이 진행되어 왔다. 특히, 파라미터의 변화에 강건한 가변구조제어기에 대한 연구가 최근 활발히 진행되어왔다[9-11].

가변구조제어기는 1960년대 초반 구소련의 Filippov에 의해 연구된 이후에 1970년대 Itkis, Utkin[9] 등에 의해 체계적으로 연구되었다. 가변구조제어는 시스템 상태변수의 궤적

들이 미리 설정된 스위칭면에 머물게 함으로써, 시스템의 불확실성, 외란 등에 대해서 안정성과 강인성을 보장할 수 있다.

본 연구에서는 각종 시뮬레이터, 압연프레스 등과 같이 고정밀을 요하는 유압장치의 사용시 발생하는 외란을 다양하게 구사할 수 있도록 외란발생시스템을 구성하고, 이를 제어하기 위하여 가변구조 제어이론이 사용되었다. 외란발생시스템은 실제 유압장치의 사용시 발생할 수 있는 외란을 비교적 정확히 모사하여 제어시스템 개발을 위한 시뮬레이터 등으로 사용할 수 있다. 실험시에 이 외란을 얼마나 정확히 모사하는지의 여부에 따라서 실제 시스템의 사용조건을 제대로 표현하는지의 여부가 결정된다.

또한, 외란발생시스템에서 발생한 외란은 위치제어시스템에 가해지게 되고, 위치제어시스템에서 실린더의 위치를 제어하기 위하여 역시 가변구조제어기가 사용되었고, 이를 실험을 통하여 검증하였다. 본 연구에서 고려된 시스템은 두 개의 실린더가 직렬로 연결되어 있어, 하나의 실린더가 움직이면 다른 하나의 실린더가 영향을 받아 제어하기가 힘들어진다. 따라서, 위치제어시스템에서 실린더의 위치를 제어하기 위하여 외란발생시스템의 실린더 동작을 고려한 제어기를 구성하였으며, 외란발생시스템 역시 위치제어시스템의 실린더 동작을 고려하여 두 실린더 사이에 발생하는 상호작용을 외란의 영향으로 구성하였다.

II. 시스템 모델링

본 논문에서 사용한 유압서보시스템의 개략도는 그림 1과 같다. 그림 1에서 보듯이 시스템은 크게 위치제어시스템과 외란발생시스템으로 나뉘며, 서로 로드셀로 연결되어 있다. 각각의 시스템은 모두 3-way 서보밸브에 의해 제어되고, 위치제어시스템의 위치는 선형전위차계(linear potentiometer), 외란발생시스템의 힘은 로드셀을 이용하여 측정된다. 시스템의 모델링을 위하여 다음과 같은 가정들을 전제로 한다.

* 책임저자(Corresponding Author)

논문접수 : 2003. 12. 4., 채택확정 : 2004. 7. 6.

박근석, 강이석 : 충남대학교 기계설계공학과

(s_loving@cnu.ac.kr/eskang@cnu.ac.kr)

김형의 : 한국기계연구원(khe660@kimm.re.kr)

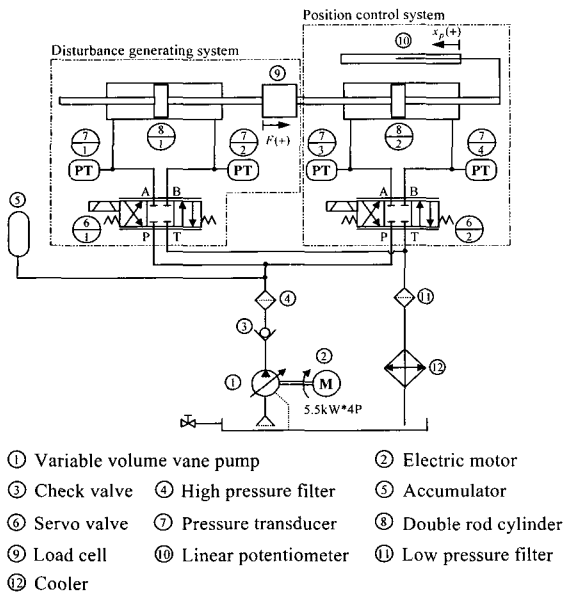


그림 1. 시스템의 유압회로도.
 Fig. 1. Schematic circuit of the hydraulic system.

- 1 공급압력 P_s 는 일정하고, 배출압력 P_l 는 0이다.
- 2 서보밸브의 오리피스 개구면적은 밸브스풀 변위에 비례적이다.
- 3 실린더 각 격실내의 압력분포는 균일하다.
- 4 공동현상(cavitation)은 발생하지 않는다.
- 5 작동유체의 온도와 밀도는 일정하다.
- 6 서보밸브는 임계중립밸브(critical center valve)이며 대칭 적이다.

1. 서보밸브

일반적으로 서보밸브는 2차 시스템으로 모델링되지만, 서보밸브의 고유진동수가 유압실린더의 고유진동수보다 훨씬 크기 때문에 서보밸브의 특성이 무시될 수 있으며 다음과 같은 입력전류와 스펴의 변위가 비례적으로 변하는 1차계로 표현할 수 있다[2,8].

$$x_v = K_{sv}i \tag{1}$$

여기서, x_v 는 스펴의 위치, K_{sv} 는 밸브 게인, i 는 서보밸브에 가해지는 입력전류이다.

2. 오리피스 유량방정식

서보밸브의 각 포트에 대해서 베르누이 방정식을 적용시키면 피스톤의 운동방향 즉, 팽창행정과 수축행정에 대해서 다음과 같은 오리피스 유량방정식이 각각 얻어진다.

$$Q_l = C_d w x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - P_l)} \tag{2}$$

$$Q_l = C_d w x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s + P_l)} \tag{3}$$

여기서, Q_l 은 부하유량, C_d 는 유량계수(flow coefficient), w 는 밸브스풀의 면적구배, ρ 는 작동유의 밀도를 나타낸다. (2)와 (3)을 부호함수인 $sgn(s)$ 를 사용하여 나타내면

(4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_l = \frac{C_d w}{\sqrt{\rho}} x_v \sqrt{P_s - sgn(x_v)P_l} \tag{4}$$

(4)에 표현된 압력-유량 방정식은 Taylor 시리즈를 적용시켜 다음과 같이 선형화 될 수 있다[1,3].

$$Q_l = K_q x_v - K_c P_l \tag{5}$$

여기서, K_q 는 유량게인(flow gain), K_c 는 유량-압력게인(flow-pressure gain)이며 작동점(operating point)에 따라서 달라지는 값이지만, 가장 중요한 작동점은 압력-유량곡선의 원점, 즉 $Q_l = P_l = x_v = 0$ 이고 시스템의 동작이 주로 이 근처에서 일어나기 때문에 작동점을 기준으로 선형화를 시키면 다음과 같이 표현된다[1,3].

$$K_q = \frac{\partial Q_l}{\partial x_v} = C_d w \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - P_l)} = C_d w \sqrt{\frac{P_s}{\rho}} \tag{6}$$

$$K_c = - \frac{\partial Q_l}{\partial P_l} = C_d w x_v \frac{\sqrt{(1/\rho)(P_s - P_l)}}{2(P_s - P_l)} = 0 \tag{7}$$

따라서, (5)는 다음과 같이 선형화 된다.

$$Q_l = K_q x_v \tag{8}$$

3. 연속방정식(continuity equation)

유체의 bulk modulus β 를 $\beta = -VdP/dV$ 로 정의하면, 유체의 압축성을 고려한 연속방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$Q_l = \frac{1}{2} \left(\frac{V_1}{\beta} \frac{dP_1}{dt} - \frac{V_2}{\beta} \frac{dP_2}{dt} + 2A \frac{dx_p}{dt} \right) + C_l P_l \tag{9}$$

$$= A \frac{dx_p}{dt} + C_l P_l + \frac{V_t}{4\beta} \frac{dP_l}{dt}$$

4. 부하운동방정식

실린더와 부하사이에 Newton's의 제2법칙을 적용하여 다음과 같은 운동방정식을 유도할 수 있다. 일반적으로 유압 시스템의 부하로서 질량부하, 점성부하, 쿨롱마찰력 및 외란 등이 포함될 수 있지만 본 연구에서는 질량부하와 시스템 댐핑, 스프링부하, 외란만을 고려하였다. 시스템의 각 파라미터들은 표 1과 같다.

$$M \ddot{x}_p = AP_l - B \dot{x}_p - Kx_p - F_l \tag{10}$$

III. 제어기 설계

그림 1에 보여진대로 본 연구에 사용된 실험장치는 위치 제어시스템과 외란발생시스템이 로드셀에 의하여 서로 연결되어 있기 때문에, 하나의 실린더가 움직이게 되면 이는 나머지 다른 실린더에 영향을 주게 된다. 그림 2와 같이 위치 제어시스템은 외란발생시스템에 의해 영향을 받고, 마찬가지로 외란발생시스템은 위치제어시스템에 의해 각각 영향을 받는다. 이러한 상호작용으로 인하여 각각을 제어하는데 있어서 어려움이 따르게 된다.

표 1. 시스템 파라미터.
Table 1. System parameters.

Parameter	Index	Value	Dimension
valve gain	K_{sv}	3.3867×10^{-3}	cm/mA
rated flow rate	Q_{rated}	9.5	l/min
piston area	A	15.69	cm^2
total volume	V_t	947.5	cm^3
supply pressure	P_s	70	kg_f/cm^2
oil density	ρ	8.75×10^{-7}	$kg_f \cdot sec^2/cm^4$
bulk modulus	β	7200	kg_f/cm^2
total leakage coefficient	C_t	0.502	$cm^5/sec \cdot kg_f$
viscous damping coefficient	B	18.56	$kg_f \cdot sec/cm$

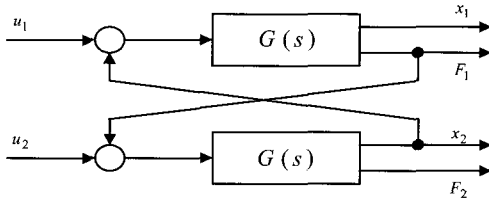
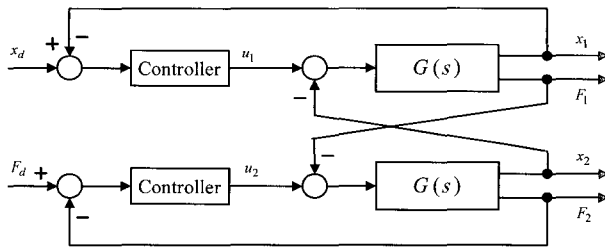
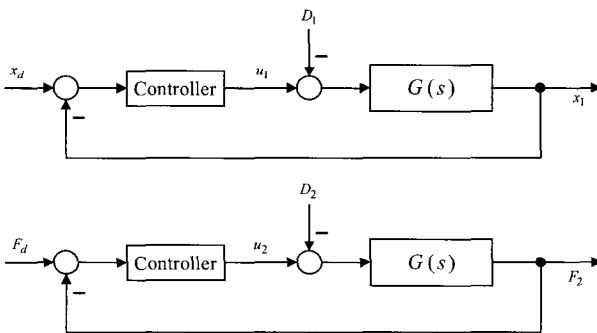


그림 2. 개루프 시스템의 구조.
Fig. 2 Block diagram of the open loop system.



(a) Coupled control system



(b) Decoupled control system

그림 3. 위치제어와 외란모사를 위한 상호작용의 분리.
Fig. 3. Separation of the interaction for position control and disturbance generating system.

따라서, 위치를 정확하게 제어하고, 외란을 정확히 모사하기 위해서는 각 제어시스템의 영향을 고려한 제어기가 필

요하다. 하지만, 이러한 영향을 수학적으로 표현하기는 매우 어려울 뿐 아니라 복잡하여 제어기를 구성하는데 많은 어려움이 따르게 되고, 실시간으로 제어하는데 있어서 컴퓨터의 계산량에도 영향을 미치게 된다. 따라서, 본 연구에서는 두 실린더 사이에서 발생하는 상호작용을 그림 3과 같이 총체적인 외란으로 간주하여 가변구조제어기를 구성하였다.

가변구조제어(variable structure control)는 근본적으로 시스템의 제어구조를 고정시키지 않고 원하는 제어성능을 얻기 위하여 제어구조를 미리 정한 제어법칙에 따라 의도적으로 가변시키는 것을 기본개념으로 하며, 스위칭평면(switching surface)으로 정의된 상태공간에서의 평면을 경계로 슬라이딩 조건을 만족하게 되면 시스템의 제어구조가 불연속적으로 변화하면서 안정한 영역에 머무르게 된다[9-10]. 각각의 시스템에 대한 제어기의 구성은 다음과 같다.

1. 위치제어시스템

II절에서 시스템의 모델링을 통하여 얻어진 서보밸브 입력력전류, 부하운동방정식, 연속방정식 등의 관계를 정리하면 (11)에서 (13)과 같이 나타낼 수 있다.

$$u = \frac{x_v}{K_{sv}} \tag{11}$$

$$\ddot{x}_p = \frac{1}{M} (-B \dot{x}_p - Kx_p + AP_i - d_1) \tag{12}$$

$$P_i = -\frac{4\beta}{V_t} (C_t P_i + A \dot{x}_p - K_q x_v) \tag{13}$$

(11)을 (13)에 대입하고, P_i 에 대하여 정리하면,

$$P_i = -\frac{V_t}{4\beta C_t} P_i - \frac{A}{C_t} \dot{x}_p + \frac{K_q K_{sv}}{C_t} u \tag{14}$$

(14)와 같고, (14)을 (12)에 대입하여 정리하면 (15)와 같다.

$$\ddot{x}_p = \frac{1}{M} \left\{ -\left(B + \frac{A^2}{C_t} \right) \dot{x}_p - Kx_p - \frac{AV_t}{4\beta C_t} P_i + \frac{AK_q K_{sv}}{C_t} u - d_1 \right\} \tag{15}$$

(15)에서 $d_1 (= F_1)$ 는 외란발생시스템에 의해서 위치제어시스템이 영향을 받게 되는 외란이다. (15)와 같은 시변 2차 시스템에 대해, 오차 $e = x_d - x_p$ 를 정한다. 여기서, x_d : 기준위치 입력, x_p : 실린더 로드의 위치이다. 슬라이딩 평면을 $s = \dot{e} + \lambda e$ 로 정하고, Lyapunov의 안정성 판별법에 의한 제어법칙의 안정성을 고려하여

$$\dot{s} = \dot{e} + \lambda \dot{e} = \ddot{x}_d - \ddot{x}_p + \lambda (\dot{x}_d - \dot{x}_p) \cong 0 \tag{16}$$

이 되도록 한다.

$$\begin{aligned} \dot{s} = \ddot{x}_d + \lambda (\dot{x}_d - \dot{x}_p) + \left(\frac{B}{M} + \frac{A^2}{MC_t} \right) \dot{x}_p \\ + \frac{K}{M} x_p + \frac{AV_t}{4\beta MC_t} P_i - \frac{AK_q K_{sv}}{MC_t} u + \frac{1}{M} d_1 \end{aligned} \tag{17}$$

(17)에서 제어입력 u 를 $u = \hat{u} + \tilde{u}$ (\hat{u} : 등가제어입력, \tilde{u} : 도달제어입력)으로 나누고, 등가제어입력에 대하여 정리하면 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \hat{u} = & \frac{MC_t}{AK_qK_{sv}} \dot{x}_d + \frac{\lambda MC_t}{AK_qK_{sv}} \ddot{x}_d \\ & + \frac{C_t}{K_qK_{sv}} \left(\frac{B}{A} + \frac{A}{C_t} - \frac{\lambda M}{A} \right) \dot{x}_p \\ & + \frac{KC_t}{AK_qK_{sv}} x_p + \frac{V_t}{4\beta AK_qK_{sv}} P_t \end{aligned} \quad (18)$$

도달제어입력은 (19)와 같이 고려한다.

$$\tilde{u} = \text{sgn}(s) k \quad (19)$$

여기서, $k > |D_1|_{\max}$ 으로서 양의 정수이며 D_1 은 총체적 외란으로 (20)과 같이 정의된다.

$$D_1 \leq \left| \frac{C_t}{AK_qK_{sv}} d_1 + a_1 \right| \quad (20)$$

여기서, a_1 는 모델링 오차이다.

2. 외란발생시스템

(13)을 \dot{x}_p 에 대하여 정리하면, (21)과 같고

$$\dot{x}_p = -\frac{V_t}{4\beta A} P_t - \frac{C_t}{A} P_t + \frac{K_qK_{sv}}{A} u \quad (21)$$

(21)를 (12)에 대입하여 정리하면 (22)와 같다.

$$\begin{aligned} \ddot{x}_p = & \frac{1}{M} \left\{ \frac{BV_t}{4\beta A} P_t + \left(A + \frac{BC_t}{A} \right) P_t \right. \\ & \left. - \frac{BK_qK_{sv}}{A} u - Kx_p - d_2 \right\} \end{aligned} \quad (22)$$

(22)에서, d_2 는 위치제어시스템에 의해서 외란발생시스템이 영향을 받게 되는 외란이다. (22)는 $F(F = AP_t, F = AP_t)$ 에 대하여 (23)과 같이 다시 정리된다.

$$\ddot{F} = -a_1 \dot{F} + a_2 u + a_3 \dot{x}_p + a_4 x_p + D_2 \quad (23)$$

여기서, $a_1 = \frac{4\beta}{BV_t}(A^2 + BC_t)$, $a_2 = \frac{4\beta AK_qK_{sv}}{V_t}$, $a_3 = \frac{4\beta MA^2}{BV_t}$, $a_4 = \frac{4\beta KA^2}{BV_t}$, $D_2 = \frac{4\beta A^2}{BV_t} d_2$ 이다. (23)을 미분하여 (24)와 같은 시변 2차 시스템으로 변환한다.

$$\dot{F} = -a_1 F + a_2 u + a_3 \dot{x}_p + a_4 x_p + D_2 \quad (24)$$

시변 2차 시스템에 대해, 오차 $e = F_d - F$ 를 정한다. 여기서, F_d : 기준힘 입력, F : 플랜트의 출력(실린더의 힘)이다. 슬라이딩 평면을 $s = \dot{e} + \lambda e$ 로 정하고, Lyapunov의 안정성 판별법에 의해 제어법칙의 안정성을 고려하여,

$$\dot{s} = \ddot{e} + \lambda \dot{e} = \ddot{F}_d - \ddot{F} + \lambda(\dot{F}_d - \dot{F}) \cong 0 \quad (25)$$

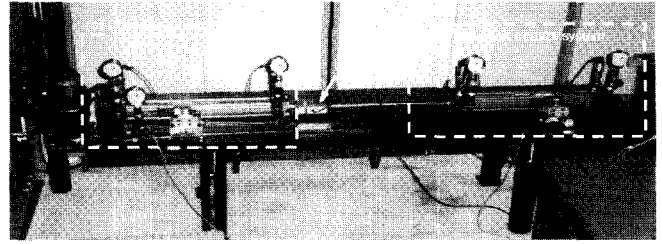


그림 4 실험장치.
Fig. 4. Experimental equipment.

이 되도록 한다.

$$\dot{s} = \ddot{F}_d + a_1 \dot{F} - a_2 u - a_3 \dot{x}_p - a_4 x_p - D_2 + \lambda(\dot{F}_d - \dot{F}) \quad (26)$$

(26)에서 제어입력 u 를 $u = \hat{u} + \tilde{u}$ (\hat{u} : 등가제어입력, \tilde{u} : 도달제어입력)으로 나누고, (26)을 등가제어입력에 대하여 정리하면 (27)과 같이 표현되고,

$$\begin{aligned} \hat{u} = & \frac{1}{a_2} \ddot{F}_d + \left(\frac{a_1}{a_2} - \frac{\lambda}{a_2} \right) \dot{F} \\ & + \frac{\lambda}{a_2} \dot{F}_d - \frac{a_3}{a_2} \dot{x}_p - \frac{a_4}{a_2} x_p \end{aligned} \quad (27)$$

도달제어입력은 (28)과 같이 고려한다.

$$\tilde{u} = -\text{sgn}(s) k \quad (28)$$

여기서, $k > |D_2|_{\max}$ 으로서 양의 정수이며 D_2 는 총체적 외란으로 (29)와 같이 정의된다.

$$D_2 \leq \left| \frac{4\beta A^2}{BV_t} d_2 + a_2 \right| \quad (29)$$

여기서, a_2 는 모델링 오차이다.

IV. 실험

1. 실험장치

본 연구에서 사용된 실험장치는 그림 4와 같다. 그림에서 (b)로 표시된 우측의 양로드실린더를 포함한 부분이 위치제어시스템이고 (a)로 표시된 왼편의 양로드실린더를 포함한 부분이 외란발생시스템이다. 그림에서 보듯이 중간에 로드셀에 의하여 각 제어부가 서로 연결되어 있다. 따라서, 하나의 실린더가 움직이게 되면 다른 실린더에 영향을 주게 된다. 본 연구에서는 MOOG의 J076시리즈의 서보밸브를 이용하여 각 제어부의 양로드실린더를 제어하였으며, 이 밸브의 정격전류는 $\pm 7.5mA$ 이다.

2. 실험결과

가변구조제어기의 성능을 검증하기 위하여 선형제어기의 대표적인 제어기인 PID제어기와 그 성능을 비교하였다. 우선 PID제어기에 대해서 그림 5(a)와 같은 펄스형태의 입력을 가하였다. 그때의 외란은 (b)와 같이 가하였다. 그림 5(a)는 위치입력에 대한 PID제어기의 응답을 보여준다. 대체적으로 주어진 입력을 잘 따라가고 있지만, 약간의 진동

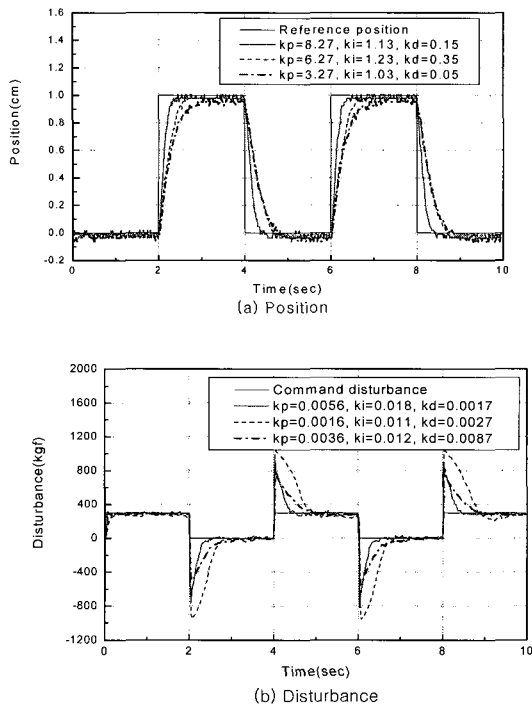


그림 5. PID 제어기를 이용한 펄스응답결과.
Fig. 5. Pulse response using PID controller.

이 존재 한다. 이는 위치제어시 가해지는 외란의 영향이라 할 수 있다. 또한, 그림 5(b)에서 보여진 외란은 100 kgf에서 200 kgf사이를 가하지만, 원하는 형태로 제어가 잘 되지 않고 있으며 주어진 입력에 대해서 위치가 변하는 때 2초마다 오버슈트 및 언더슈트 현상이 발생하며 안정화되기까지 많은 진동이 발생함을 알 수 있다. 오버슈트 및 언더슈트 현상이 발생하는 것은 위치제어시스템의 실린더가 전진하는 순간 외란발생시스템의 실린더에 압력이 전달되어 순간적인 오버슈트가 발생한다. 이때 압력은 그 응답성이 상당히 빠르기 때문에 순간적으로 발생하는 압력의 변화를 제어하기는 쉽지가 않다. 특히 고정된 게인을 사용하는 PID 제어기의 경우에는 그림 5(b)에서 보듯이 주어진 외란의 형태를 모사하는 데에 한계가 있음을 알 수 있다.

이때 사용된 PID제어기의 게인은 실험을 통하여 요구된 실험조건에서 가장 좋은 결과를 보인 게인을 시행착오법으로 정하였다. 그림 5에 보이듯이 PID 게인을 바꾸어 가면서 실험한 결과 요구된 실험조건에서 가장 좋은 결과를 보여주는 게인을 선택하였다. 위치제어시스템에 대해서 비례게인 8.27, 적분게인 1.13, 미분게인 0.15를 외란발생시스템에 대해서 비례게인 0.0056, 적분게인 0.018, 미분게인 0.0017을 선정하여 사용하였다.

그림 6(a)는 가변구조제어기를 이용한 펄스응답을 보여준다. 그림 5의 PID제어기와 달리 위치가 주어진 입력을 진동없이 잘 따라가는 것을 볼 수 있다. 입력값이 변하는 때 2초마다 약간의 오버슈트와 언더슈트가 발생하는데, 이러한 오버슈트 및 언더슈트가 발생하는 것은 그림 1에서 보듯이

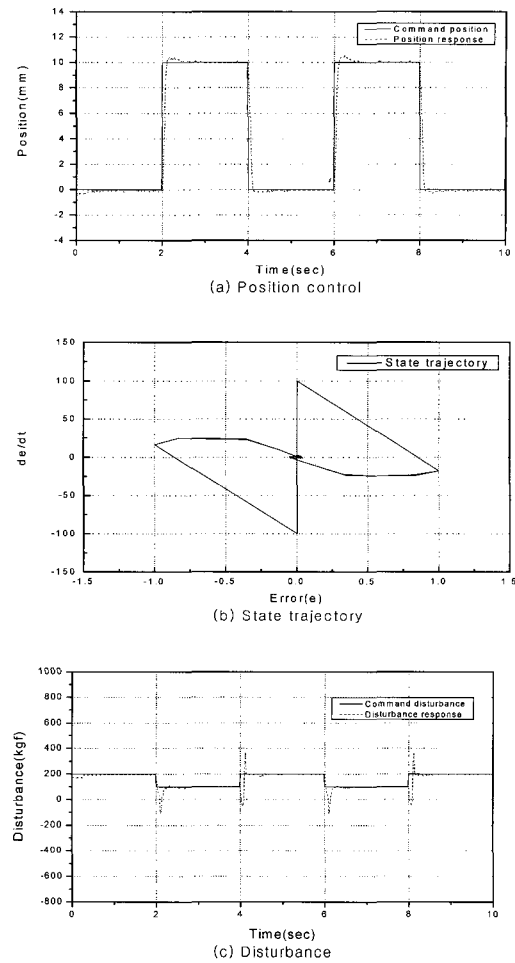


그림 6. 가변구조제어기를 이용한 펄스응답결과.
Fig. 6. Pulse response using variable structure controller.

2초 정도에 위치제어실린더가 갑자기 앞으로 나아가려할 때 외란발생부의 실린더를 갑자기 잡아당겨 힘이 순간적으로 (-)방향으로 작용하여 언더슈트 현상이 발생하고, 반대로 위치제어실린더가 (-)방향으로 이동하는 4초 정도에서는 순간적으로 위치제어실린더가 외란발생실린더를 밀어주므로, 외란발생시스템에서는 이를 제어하기 위하여 (-)방향으로 힘을 작용시키게 된다. 따라서, 위치제어실린더가 목표치에 도달하기 전까지는 더슈트 현상이 발생 하다가, 언 위치제어실린더가 목표치에 도달하면 외란발생시스템은 다시 (+)방향으로 힘을 가하게 되어 순간적인 오버슈트 현상이 발생하는 볼 수 있다. 그러나, 그 크기는 PID제어기에 비하면 훨씬 작음을 알 수 있다. 실린더의 상태궤적이 그림 6(b)에 나타났듯이 채터링현상이 발생하지 않고 원점을 향하여 수렴하는 것을 볼 수 있다. 이때 가해주는 외란의 경우에도 주어진 입력을 잘 추종하고 있음을 알 수 있다. 그러나, 마찬가지로 2초마다 약간의 오버슈트와 언더슈트가 발생하지만, PID 제어기에 비해 현격히 줄어들음을 볼 수 있다.

그림 7, 그림 8은 각각 (b)의 100 kgf ~ 500 kgf 사이에서 변하는 펄스형태의 외란이 존재하는 경우에 대한 PID 제어기와 가변구조제어기의 사인과 입력에 대한 응답을 보

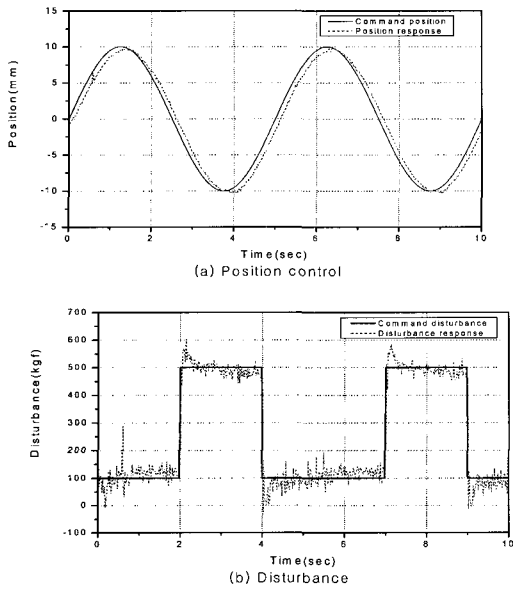


그림 7. PID 제어를 이용한 사인응답결과.
Fig. 7. Sinusoidal response using PID controller.

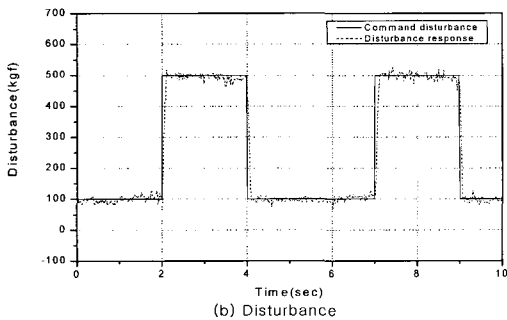


그림 8. 가변구조제어를 이용한 사인응답결과.
Fig. 8. Sinusoidal response using variable structure controller.

여준다. PID 제어를 사용했을 경우, 그림 7(a)에서 보듯이 실린더가 주어진 입력을 대체적으로 잘 따라가고 있지만, 에러값이 비교적 크게 존재하는 것을 알 수 있다. 이것은 그림 7(b)와 같은 외란의 영향이라 할 수 있다. 또한, 그림 7(b)의 외란에 대한 제어응답도 진동이 심하게 발생하며, 위치제어시스템의 영향을 받아 약간의 출렁임이 발생하는 것을 볼 수 있다. 반면 그림 8(a)는 가변구조제어를 사용했을 때의 사인과 입력에 대한 응답을 보여준다. PID제어기를 사용했을 때보다 에러값이 많이 줄어든 것을 볼 수 있고, 그림 8(c)의 외란의 형태도 PID제어를 사용했을 때보다 더 주어진 입력을 잘 따라가는 것을 볼 수 있다. 그림 8(b)에서 보듯이 시스템의 상태가 원점으로 수렴하지 못하고 일정한 형태를 유지하는데, 이것은 기준입력값이 계속적으로 변하기 때문이다.

또한, 상태궤적이 떨리는 것은 위치를 직접 미분함으로써 발생하는 속도오차에 의한 것이다.

V. 결론

유압서보시스템의 위치를 제어하고 외란을 원하는 형태로 정확히 모사하기 위해서 가변구조제어기가 사용되었다. 직렬로 연결된 유압서보시스템을 위치제어시스템과 외란발생시스템으로 구분하여 각 제어시스템에 대한 제어를 설계하였다. 이때, 외란발생시스템은 유압장치의 사용에 있어서 발생하는 여러 가지 외란을 모사하기 위하여 구성되었으며, 구성된 외란발생시스템을 이용하여 원하는 외란을 위치제어시스템에 가하여줄 수 있었다.

각 제어시스템은 실린더의 움직임에 있어 서로 상호작용을 하기 때문에 하나의 실린더가 움직이면 다른 실린더는 이로 인해 움직임에 방해를 받게 된다. 이는 제어기의 설계를 어렵게 할 뿐만 아니라 제어기의 성능에도 좋지 않은 영향을 초래한다. 따라서, 본 연구에서는 두 실린더간의 상호작용을 외란으로 간주하여 두 실린더사이 존재하는 상호작용의 영향을 배제하였으며, 외란이 존재하는 경우에 대해서 PID 제어기와 가변구조제어기를 사용하여 그 성능을 검증하였다. 실험을 통하여 PID제어기와 비교한 결과 가변구조제어기가 주어진 위치와 외란에 대한 궤적을 PID제어기보다 우수하게 추종함을 확인하였다.

참고문헌

- [1] H. E. Merritt, *Hydraulic Control System*, John Wiley & Sons, New York, 1967.
- [2] J. S. Yun, H. S. Cho, "Application of an adaptive model following control technique to a hydraulic servo system subjected to unknown disturbance", *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 113, pp. 479-486, 1991.
- [3] 이교일, 이동춘, "가변구조이론을 이용한 편로드 유압 실린더의 디지털제어", 한국자동제어학회이론논문집, pp. 1133-1138, 1991.
- [4] M. J. Vilenius, "The application of sensitivity analysis to electrohydraulic position control servos", *Trans. of ASME Journal of Dynamic Systems, Measurements, and Control*, vol. 105, pp. 77-82, 1983.
- [5] G. A. Sohl and J. E. Bobrow, "Experiments and simulations on the nonlinear control of a hydraulic servosystem", *IEEE Trans. on Control System Technology*, vol. 7, no. 2, pp. 238-247, 1999.
- [6] 광동훈, 조규승, 정봉호, 이진걸, "실시간 2차원 학습 신경망을 이용한 전기·유압서보시스템의 추적제어", *Journal of Control, Automation, and Systems Engineering*, vol. 9, no. 6, pp. 435-441, 2003.
- [7] M.-C. Shih and Y.-R. Sheu, "The adaptive position control of an electro hydraulic servo cylinder", *JSME International Journal, Series III*, vol. 34, no. 3, pp. 370-376, 1991.
- [8] 박근석, 임준영, 강이석, "뉴로-퍼지 제어를 이용한 유압서보시스템의 추적제어", *Journal of Control,*

Automation, and Systems Engineering, vol. 7, no. 6, pp. 509-517, 2001.

[9] V. I. Utkin, "Variable structure systems with sliding modes", *IEEE Trans. on Automatic Control*, vol. ac-22, no. 2, pp. 212-222, 1977.

[10] D. Q. Zhang, S. K. Panda, "Chattering-free and fast-response sliding mode controller", *IEE Proceedings Theory Appl.*, vol. 146, no. 2, pp. 171-177, 1999.

[11] Y. R. Hwang, and M. Tomizuka, "Fuzzy smoothing algorithms for variable structure systems", *IEEE Trans. Fuzzy Systems*, vol. 2, no. 4, pp. 277-285, 1994.

Nomenclature

C_d : flow coefficient

d_1 : disturbance force generated by disturbance generating system, kg_f

d_2 : disturbance force generated by position control system, kg_f

F_l : external load disturbance, kg_f

F_d : desired disturbance force, kg_f

i : input current, mA

K : spring constant, kg_f/cm

K_c : flow-pressure gain, $cm^3/sec / (kg_f/cm^2)$

K_q : flow gain, cm^2/sec

M : total mass, $kg_f \cdot sec^2/cm$

P_l : load pressure, kg_f/cm^2

Q_l : load flow, cm^3/sec

s : sliding surface

$sgn(s)$: sign function

u : control input, mA

\hat{u} : equivalent control input

\tilde{u} : reaching control input

w : area gradient of the valve, cm^2/cm

x_d : desired cylinder position, cm

\dot{x}_d : desired cylinder velocity, cm/sec

\ddot{x}_d : desired cylinder acceleration, cm^2/sec

x_p : cylinder position, cm

\dot{x}_p : cylinder velocity, cm/sec

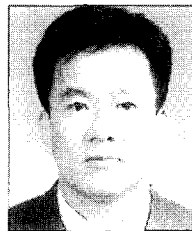
\ddot{x}_p : cylinder acceleration, cm^2/sec

x_v : spool position, cm



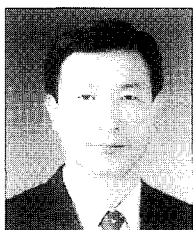
박근석

1997년 충남대학교 기계설계공학과 졸업. 1999년 동대학원 석사. 2004년 동 대학원 박사. 주관심분야는 유압 제어, 인공지능



김형익

1978년 아주대학교 기계공학과 졸업. 1980년 한국과학기술원 기계공학과 석사. 1982년 I.S.M.C.M, France 박사. 1990년 과학기술부장관상 수상. 2004년 산업자원부장관상 수상. 현재 한국기계연구원 신뢰성평가센터장, 유공압연구 그룹장. 주관심분야는 유공압 부품의 설계 및 평가.



강이석

1974년 서울대학교 기계공학과 졸업. 1983년 아주대학교 기계공학과 석사. 1994년 한국과학기술원 기계공학과 박사. 1991~1992년 MIT대학 방문연구원. 1981년~현재 충남대학교 기계설계공학과 교수. 주관심분야는 제어

이론의 응용, 로봇틱스, 인공지능, 유압공학, 공장자동화.