

# 유압서어보 시스템의 위치제어를 위한 관측제어기의 실현화 연구

이 동 권 · 이 교 일

서울대학교 공과대학 기계설계학과

## The Implementation of State Observer for Position Control of Electrohydraulic Servo System

Dong-Kwon Lee and Kyo-Il Lee

Dept. of Mechanical Design and Production Eng., SNU

### Abstract

This paper deals with the state observer-controller which observes unmeasurable state variables of the system and then uses the estimated values as feedback signals. The linearized model is deduced from the nonlinear electrohydraulic servo system. The 4th order analog linear observer-controller and the 2nd order digital one are modelled and implemented using OP amplifiers and IBM PC/XT, respectively. The two observer are experimentally used in the control of an electrohydraulic system. The results are satisfactory in estimation performance and in tracking performance to command signal.

## 1. 서 론

위치제어용 유압서어보 시스템의 동특성 향상을 위하여 시스템 상태변수를 직접 측정하여 그 값들을 피드백 시키는 방법이 쓰여지고 있다.

유압 서어보 시스템의 상태변수로서는, 일반적으로 서어보 밸브의 스푸올변위, 액튜에이터 양단의 압력 및 피스톤의 속도와 변위를 들 수 있다. 그러나 이러한 상태변수들을 직접 측정하는 것은 기술적 또는 경제적인 측면에서 어려운 점이 많은 실정이다. 따라서 측정이 비교적 용이한 피스톤의 변위만 측정하고 이 값으로부터 나머지 변수들을 추정하며, 추정된 값들을 피드백 시키는 상태관측 제어기에 관하여 조사한다.

본 연구에서는 OP 앰프로 4차선형 아날로그 관측제어기를 구성하고, IBM PC/XT로 2차선형 디지털 관

측제어기를 구성하였다. 여기서는 유압시스템의 빠른 응답특성과 마이크로프로세서의 유한한 어장을 고려하여, 서어보 밸브의 동 특성을 비례특성으로 보고 누설이 없는 상태에서 작동유체를 비 압축성으로 간주하였다. 각각의 관측기를 실제 밸브-피스톤으로 구성된 유압 서어보 시스템과 연결함으로써 상태변수의 추정성과 입력신호에 대한 추적성을 조사하고 실용 가능성에 대하여 분석하였다.

## 2. 유압시스템의 선형화

본 연구에서의 제어대상은 2단 서어보 밸브-피스톤-부하로 구성된 유압 서어보 시스템으로서 다음과 같은 가정하에서 모델링 되었다.

- i) 유압 펌프의 공급압력  $P_s$ 는 일정하고 배출압력  $P_r$ 은 0이고
- ii) 서어보 밸브 오리피스(orifice)의 개구면적은 밸브 스푸올의 변위에 비례하며
- iii) 실린더 각 실내의 압력분포는 균일하고 공동현상(Cavitation)은 없으며
- iv) 질량부하의 운동만을 고려한다.

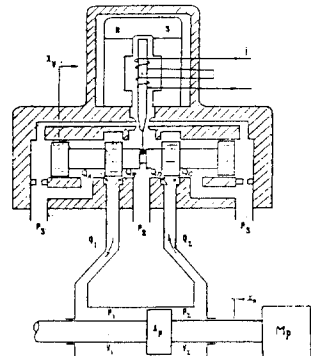


Fig. 1 2-Stage electrohydraulic servovalve system

### 1) 시스템 방정식

전기유압식 서어보 밸브의 입력전류  $i$ 와 밸브 스프링의 변위  $x_v$ 의 관계는 다음과 같다. [1]

$$T_{sv} \frac{dx_v}{dt} + x_v = K_{sv} i \quad (2.1)$$

각 포트(port)에서의 유량과 부하유량은 다음과 같다. [2]

$$Q_A = \frac{1}{2} C_d w \sqrt{\frac{2}{\rho}} [1 + \text{sign}(x_v)] x_v \text{sign}(p_1 - p_2) \sqrt{|p_1 - p_2|}$$

$$Q_B = -\frac{1}{2} C_d w \sqrt{\frac{2}{\rho}} [1 - \text{sign}(x_v)] x_v \sqrt{p_1}$$

$$Q_C = -\frac{1}{2} C_d w \sqrt{\frac{2}{\rho}} [1 - \text{sign}(x_v)] x_v \text{sign}(p_1 - p_2) \sqrt{|p_1 - p_2|}$$

$$Q_D = \frac{1}{2} C_d w \sqrt{\frac{2}{\rho}} [1 + \text{sign}(x_v)] x_v \sqrt{p_2} \quad (2.2)$$

$$Q_1 = Q_A - Q_B$$

$$Q_2 = Q_D - Q_C \quad (2.3)$$

$$Q_L = \frac{1}{2}(Q_1 + Q_2)$$

$$= C_d w x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} [p_1 - \text{sign}(x_v) p_2]} \quad (2.4)$$

식(2.4)에서  $x_v = p_1 = p_2 = 0$ 인 점을 작동점으로 하여 Taylor 급수전개하고 2차항 이상을 무시하여 선형화 한다.

$$Q_L = \left. \frac{\partial Q_L}{\partial x_v} \right|_0 x_v + \left. \frac{\partial Q_L}{\partial p_1} \right|_0 p_1 = K_q x_v - K_c p_L \quad (2.5)$$

실린더 각실의 연속방정식은 식(2.6)과 같으며 (2.7)은 선형화된 식이다.

$$Q_1 - c_{ip}(p_1 - p_2) - c_{op} p_1 = A_p \frac{dx_p}{dt} + \frac{1}{\beta_s} \left( \frac{V_1}{2} + A_p x_p \right) \frac{dp_1}{dt} \quad (2.6)$$

$$c_{op}(p_1 - p_2) - c_{ip} - p_2 = -A_p \frac{dx_p}{dt} + \frac{1}{\beta_s} \left( \frac{V_2}{2} - A_p x_p \right) \frac{dp_2}{dt}$$

$$K_q x_v = A_p \frac{dx_p}{dt} + (K_c + C_{ip} + \frac{C_{op}}{2}) p_L + \frac{V_1}{4\beta_s} \frac{dp_L}{dt} \quad (2.7)$$

또 전마찰(coulomb friction)과 스틱션마찰(stiction friction)을 무시한 부하의 운동방정식은 다음과 같다.

$$M_p \frac{d^2 x_p}{dt^2} + B \frac{dx_p}{dt} = A_p (p_1 - p_2) \quad (2.8)$$

### 2) 상태방정식

서어보 밸브 스프링의 변위  $x_v$ , 부하압력  $p_L$ , 피스톤의 속도  $\dot{x}_p$  및 피스톤의 변위  $x_p$ 를 상태변수로 설정한다. 시스템 상태방정식은 각각 다음과 같다.

하아드웨어 구성에 있어서의 포화현상을 고려하여 각 계수들을 정규화(normalization) 하였다.

### ○ 아날로그 시스템

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_v^* \\ \dot{p}_L^* \\ \dot{x}_p^* \\ \dot{x}_p^* \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{1}{T_{sv}} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{4\beta_s \cdot K_q \cdot x_{vm}}{V_1 \cdot p_1} & -\frac{4\beta_s \cdot K_{ce}}{V_1} & -\frac{400\beta_s \cdot A_p \cdot x_{pm}}{V_1 \cdot p_1} & 0 \\ 0 & \frac{A_p \cdot p_1}{100x_{pm} \cdot M_p} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 100 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_v^* \\ p_L^* \\ \dot{x}_p^* \\ x_p^* \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{K_{sv} \cdot K \cdot K_c \cdot V_m}{T_{sv} \cdot x_{vm}} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} u^* \quad (2.9)$$

$$y = [0 \ 0 \ 0 \ 1] x^*$$

### ○ 디지털 시스템

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_v^* \\ \dot{p}_L^* \\ \dot{x}_p^* \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{A_p^2}{K_{ce} \cdot M_p} & 0 \\ 100 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_v^* \\ p_L^* \\ x_p^* \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{K_q \cdot K_{sv} \cdot K \cdot K_c \cdot A_p \cdot V_m}{100 x_{pm} \cdot K_{ce} \cdot M_p} \\ 0 \end{bmatrix} u^* \quad (2.10)$$

## 3. 관측기 설계

선형이론에서 플랜트와 관측기가 선형이고 차수가 같으며 동일입력과 같은 초기값에서는 상태변수들의 값도 동일하나 초기값이 상이하면 동일한 입력하에서도 달라지게 되는데 이를 보상하기 위하여 두 출력의 차에 관측기이득  $L$ 을 곱하여 관측기의 입력으로 하면 관측기의 상태변수에 점근적으로(asymptotically) 플랜트의 상태변수에 접근한다. 여기에 피드백 이득  $K$ 를 곱하여 플랜트의 입력으로 한것이 관측제어기이다.

### 1) 아날로그 관측기

플랜트의 상태변수를  $x$ , 관측기의 상태변수를  $\hat{x}$ 로 하면 아날로그 관측기의 상태방정식은 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} \dot{\hat{x}} \\ \dot{\hat{x}} \\ \dot{\hat{x}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & -bk \\ l_c & A - l_c - bk \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ \hat{x} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b \\ b \end{bmatrix} u \quad (2.11)$$

## 4. 관측기의 구성

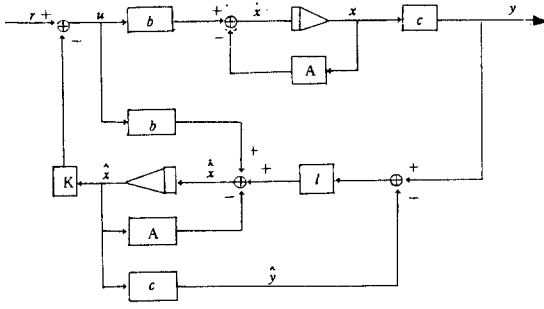


Fig. 2 Combined Analog Observer - Controller

### 2) 디지털 관측기

$$\begin{bmatrix} \hat{x}(k+1) \\ \hat{x}(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Phi & -\Gamma k_d \\ l_d c & \Phi - \Gamma k_d - l_d c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x(k) \\ \hat{x}(k) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \Gamma \\ \Gamma \end{bmatrix} u(k)$$

$$y(k) = c \hat{x}(k) \quad (2.12)$$

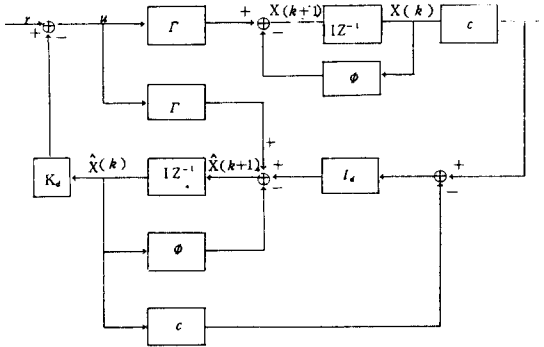


Fig. 3 Combined Discrete Observer - Controller

### 3) 관측기 이득 L의 산출

관측기 이득  $L$ 이 커짐에 따라 추정상태 변수의 수렴속도는 증가되나 측정오차에 대한 민감도도 커지므로 본 연구에서는 입력 가중치  $R$ 을 변화시키면서 Transposed auxiliary process [3]에 의하여 이득값을 결정하였다.

### 4) 피드백 이득 K의 결정

제어목적이 위치제어 이므로 최적제어 문제는 추적(tracking) 문제가 되며 본 연구에서는 LQ 조절기(Linear Quadratic regulator) 문제로 된다.

$$J = \frac{1}{2} \int_0^T \left\{ [x \quad -r]^T Q [x \quad -r] + u^T R u \right\} dt$$

$$\text{但, } Q \geq 0, R > 0 \quad (2.13)$$

$$U(t) = k_1 r(t) - k_2 \hat{x}_1(t) - k_3 \hat{x}_2(t) - k_4 \hat{x}_3(t)$$

$$-k_4 x_4(t) \quad (2.14)$$

$Q = \text{diag}(0 \ 0.5 \ 0 \ 1)$  일때  $R$  값을 변화시킴으로써 식 (2.14)의 최적 피드백 이득을 결정하였다.

### 1) 아날로그 관측-제어의 구성

설계된 4차선형 관측-제어를 음셀과 편차 특성이 최고 DC 성능이 우수한 OP-07CH 앰프를 사용하여 다음 회로와 같이 구성하였다.

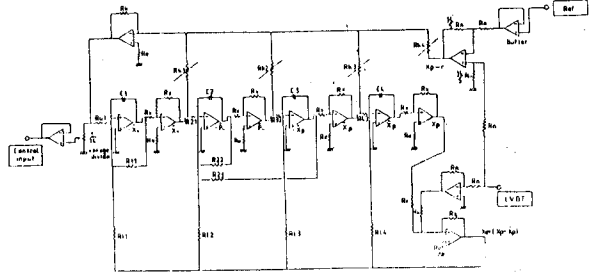


Fig. 4 4차 아날로그 관측제어기 회로

관측기 이득과 최적 제어 이득은 3장에서 구한 값으로 구성하였으나, 선형화 과정에서 발생된 오차 및 내재된 비선형성으로 인하여 최적제어가 되지 못하는 경우를 고려하여 외부에서 가변저항으로 조절(tuning) 가능하도록 하였다.

### 2) 디지털 관측-제어의 구성

디지털 관측-제어의 알고리즘은 다음과 같다.

- i) 입력  $r(t)$ 와 출력  $y(t)$ 를 받아 ADC를 거쳐
- ii) 관측기 알고리즘에 의해

$$x(k+1) = l_d c x(k) + (\Phi - l_d c - \Gamma k_d) x(k) + \Gamma u(k)$$

- iii) 제어기에서 이득  $K_d$ 를 곱하여 DAC로 피드백 된다.

실제 구성은 16bit CPU 8088 IBM PC/XT를 사용하였으며 ADC-HZ 12 BGC와 DAC 1220 LCM을 I/O로 구성하였다. ADC와 DAC 모듈의 구성도가 Fig. 5에 나타나 있다.

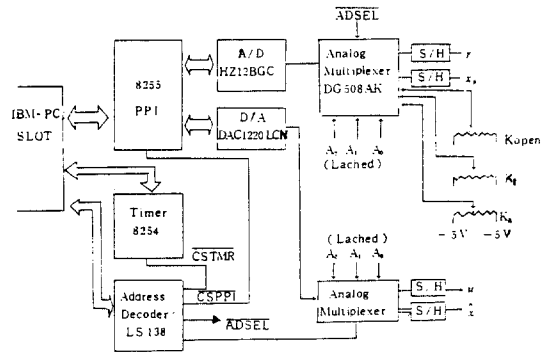


Fig. 5 A/D 및 D/A Module 구성도

알고리즘의 흐름선도는 다음과 같다.

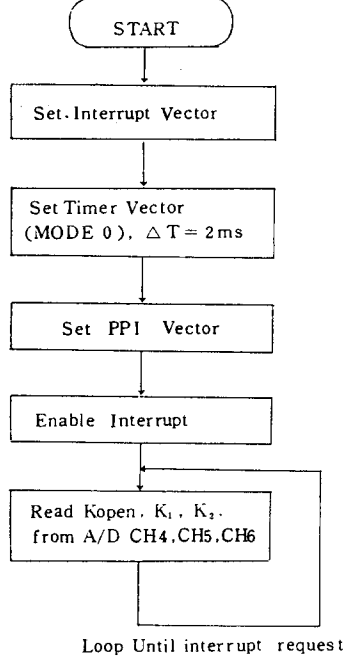


Fig. 6 제어알고리즘의 흐름도(A)

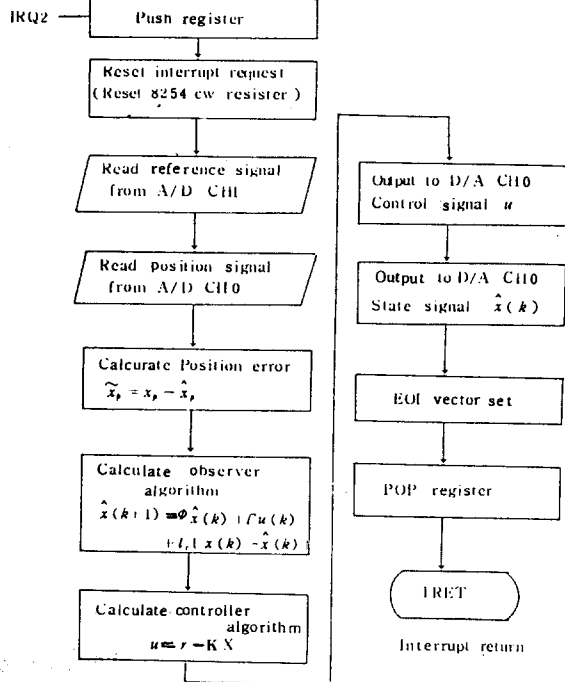


Fig. 7 제어알고리즘의 흐름도(B)

## 5. 실험 및 고찰

### 1) 실험장치 구성

본 실험에서는 유압펌프의 공급압력을 35bar로 하고 유체온도는 45℃로 고정하였다.

서어보 밸브는 MOOG 76-104 형으로서 최대허용 전

류는 40mA이며, 실린더는 양단의 면적이 동일한 복동형을 사용하였다. Fig. 8은 실험장치 블록선도이다.

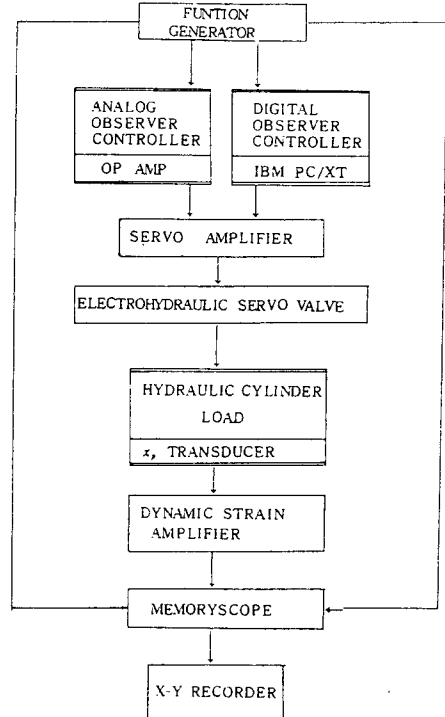
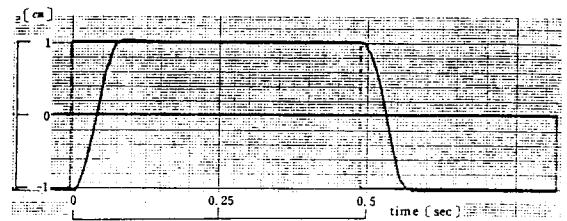


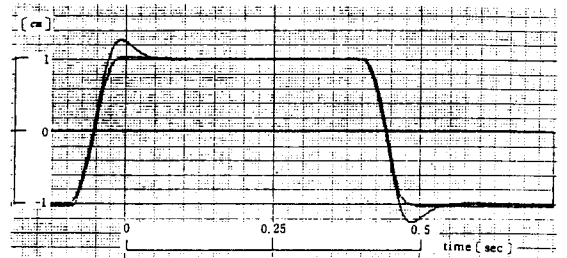
Fig. 8 실험장치블록선도

### 2) 실험결과

Fig. 9와 Fig. 10은 각각 아날로그 관측-제어기와 디지털 관측-제어기의 계단입력에 대한 명령신호 추적성능과 상태변수 추정성능 결과를 보여주고 있다.



(A)  $r - x_p$



(B)  $x_p - \hat{x}_p$

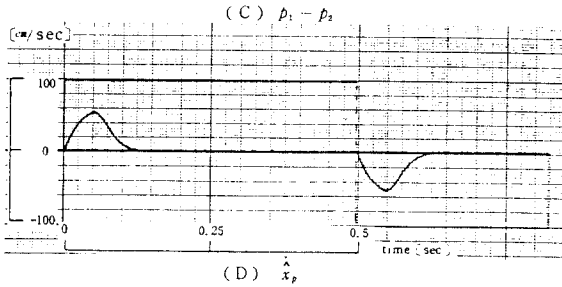
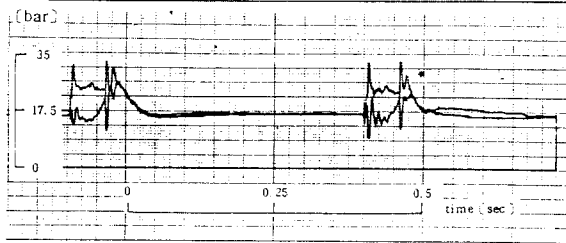


Fig. 9 Step input response by tuning feedback gain  
 $K_f = [0.814 \ 0.275 \ 0.435 \ 6.532] \ (K = 1)$

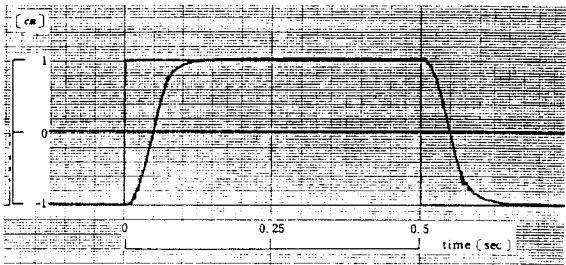
실험결과, 2차 디지털 관측-제어기에서도 4차 아날로그 관측-제어기와 거의 유사한 결과를 얻었으며 0.3 초 이내에 상태변수를 정확히 추정하는 만족할만한 결과를 얻을 수 있었다. 또한 해석해에 의한 제어이득에서의 결과보다 가변저항으로 조절한 조정이득에서의 성능특성이 더 우수한 것으로 나타났다.

## 6. 결 론

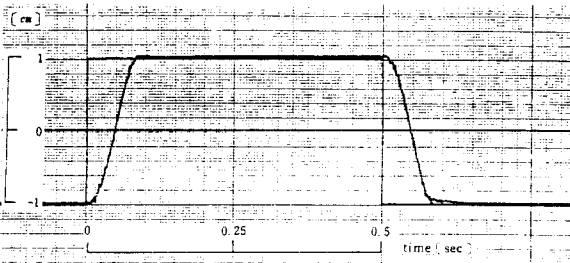
4차 선형 아날로그 관측-제어기와 2차 선형 디지털 관측-제어기를 실제 하드웨어로 구성하여 유압서보 시스템과 연동시켜 실험한 결과, 상태변수 추정 성능과 명령신호 추적성능에서 양호한 결과를 얻었으며 실용성을 확인하였다.

## 7. 참고 문헌

1. W.J. Thayer, "Transfer Function for Moog Servovalves," Moog Tech. Bulletin 103, Servocontrols, Inc., 1965
2. H.E. Merritt, "Hydraulic Control System," John Wiley & Sons, New York, 1967.
3. R. Isermann, "Digital Control System," Springer-Verlag Berlin Heidelberg, New York, 1981



(A) Optimal feedback gain,  $R = 0.005$



(B) Tuning feedback gain

Fig. 10  $r - x_p$  Step response by

(A) Optimal feedback gain

(B) Tuning feedback gain

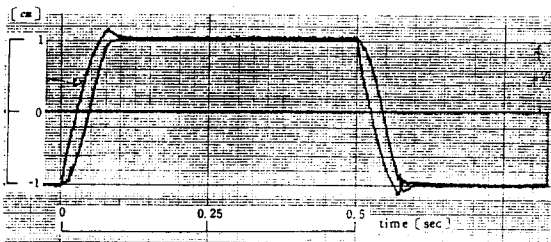


Fig. 11 piston displacement  $x_p$  and  $\hat{x}_p \ (K=5)$

$$K = (0.58 \ 3.712)$$