

전기 유압 서어보 시스템의 비표준 PID 제어에 관한 연구

이 용 주*, 송 창 섭**

A Study on the Non-Standard PID Control for Electro-Hydraulic Servo System

Yong-Joo Lee*, Chang-Seop Song**

ABSTRACT

This study deals with controlling the velocity of Electro-Hydraulic servo system through the non-standard PID control. This was done as follows. First, we modeled nonlinearised model and linearised model, second designed analytic program for electro-hydraulic servo system velocity control. Lastly, to improve dynamic characteristics of system we designed non-standard PID controller and verified through experiment and MATLAB program, commercial used software

Key Words : Hydraulic control system(유압 제어 시스템), PID control(PID 제어), Non-standard PID control (비표준 PID 제어), Electro-Hydraulic servo system(전기 유압 서어보 시스템)

1. 서 론

우주 항공 분야, 공작 기계 및 산업기기 분야, 선박, 자동차 분야 그리고 군사 병기 분야 등의 고속, 고정밀도의 위치 결정 및 속도 제어 등에 널리 사용되고 있는 전기 유압 서어보 기구는 유압 시스템의 출력이 크고 응답성이 다른 동력 시스템보다 뛰어난 장점과 전기적 요소의 신호 전달, 연산, 검출 등의 우수한 기능을 결합한 제어 시스템이다. 특히 유압 모터를 이용한 안테나, 레이더와 포신의 추적제어, 공작기계의 이송제어 등의 속도 제어에 많이 이용되고 있다.⁽¹⁾⁽²⁾

이런 여러 가지 구동장치에 이용되고 있는 유압 서어보 시스템은 고유의 비선형적인 특성 때문에 시스템의 정확한 수학적 모형을 구하기가 어려울 뿐만 아니라, 유압 구

동장치의 운동에 있어서 외부 부하 및 속도의 변화가 발생하고 이러한 비선형 시스템의 최적 응답을 얻기 위해서 여러 가지 제어 방법을 적용한 활발한 연구가 진행되어 오고 있다. 이와 관련된 연구로 이동권⁽³⁾ 등은 전기 유압 서어보 시스템의 관측기 제어를 마이크로 컴퓨터에 의해 실현한 연구를 수행하였으며, 윤중선⁽⁴⁾은 전기 유압 서어보 모터의 속도 제어를 위해 마이크로 컴퓨터에 의한 PI, PID 제어를 시뮬레이션 하였다. 장효환⁽⁵⁾ 등은 마이크로 컴퓨터를 사용하여 전기 유압 서어보 시스템의 속도 제어를 데드비트 제어와 극점-영점소거 방법 등을 이용한 연구를 발표하였다.

본 연구의 목적은 전기 유압 서어보 시스템을 비선형화된 모델과 선형화된 모델로 나누어 모델링하고 전기 유압 서어보 시스템의 속도 제어를 위한 해석 프로그램을 작성

* 한양대학교 정밀기계공학과 대학원
 ** 한양대학교 정밀기계공학과

한 후 시스템의 동특성을 개선시킬 수 있는 비표준화 된 PID 제어를 설계하는 것이다. 또한 일반 PID 제어기의 경우와 성능을 비교하고 실험을 통해 이를 검증하여 전기 유압 서어보 시스템의 속도 제어의 성능을 향상시키는 것이다.

2. 시스템 해석

2.1 시스템 모델링

유압 서어보 시스템의 구성은 Fig. 1과 같이 서어보 밸브, 유압 모터 및 부하, 센서 그리고 제어기 등으로 구성되어 있다. 유압 모터에 입력되는 작동유의 유량과 방향은 서어보 밸브의 입력 전류의 크기와 방향으로 제어하여 유압 모터의 속도를 제어하며 타코미터(tachometer)에서 측정된 모터의 속도, $y(t)$ 는 출력전압의 형태로 피드백되어 기준 신호인 기준 입력 전압, $r(t)$ 과 비교된 후 그 오차 신호가 제어기를 통해서 서어보 밸브를 구동시키는 입력 전류가 된다.

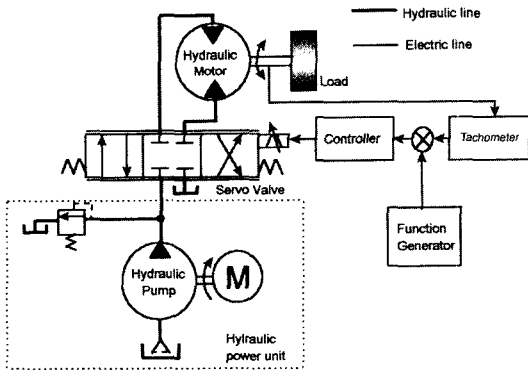


Fig.1 Construction of the hydraulic servo system

전기 유압 서어보 시스템의 모델링을 위하여 다음과 같은 가정을 하였다.

- ① 유압 펌프의 공급 압력은 일정하며 유압 탱크의 압력은 대기압이 작용한다.
- ② 서어보 밸브는 임계 중립형이며 오리피스는 쌍대적(matched)이고 대칭적(symmetrical)이며 개구 면적은 밸브 스톱의 변위에 비례한다.
- ③ 모터 내의 압력 분포는 균일하며 공동 현상은 발생되지 않는다.
- ④ 스프링 부하와 클롱 마찰력은 무시한다.

- ⑤ 작동유의 온도와 밀도는 일정하다.

2.1.1 서어보 밸브의 해석

본 연구에서 사용된 서어보 밸브는 2단 전기 유압식 서어보 밸브로서 Fig. 2와 같이 1단은 플레퍼와 노즐, 2단은 스톱 밸브로 구성되어 있다.

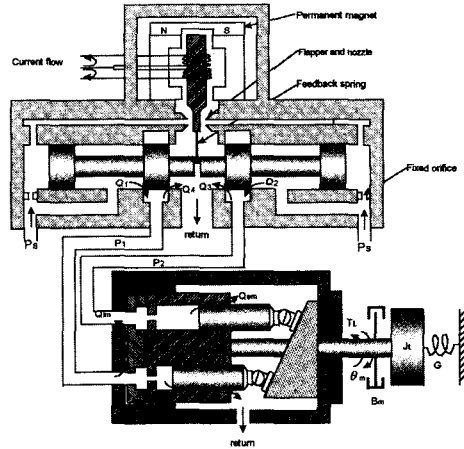


Fig. 2 Configuration of servo valve and motor

서어보 밸브의 입력 전류 $I(s)$ 와 밸브의 변위 $x_v(s)$ 와의 관계를 식(1)과 같이 표현할 수 있다.

$$\frac{x_v(s)}{I(s)} = \frac{K_1 K_2 / A_s K_f}{s \left[1 + \frac{2\zeta}{\omega_n} s + \frac{s^2}{\omega_n^2} \right] + \frac{K_2 K_w}{A_s K_f}} \quad (1)$$

여기서 ζ 는 서어보 밸브 1단의 댐핑 비율, ω_n 은 서어보 밸브 1단의 고유 진동수, A_s 는 피스톤의 유효 단면적, K_1 은 토모크 모터의 게인, K_2 는 유압 증폭기의 게인, K_f 는 아마추어-플레퍼의 게인 이고 K_w 는 피드백 스프링 게인이다. 그런데 스톱의 동특성을 결정하는 부분은 전달 함수 내의 가장 낮은 이탈 주파수(break frequency)임을 고려하여 식(1)을 식(2)과 같이 간략하게 표현할 수 있다.⁽⁶⁾

$$\frac{x_v(s)}{V(s)} = \frac{K_i K_1 K_2 / A_s K_f}{\tau_v s + 1} = \frac{K_{sv}}{\tau_v s + 1} \quad (2)$$

여기서 K_i 는 DC 증폭기 게인, τ_v 는 서어보 밸브의 시상수이다. 각 밸브의 오리피스에 유량 방정식을 적용하

이 각 포트에서의 유량을 구하면 다음과 같다.

$$Q_1 = -\frac{1}{2} C_d \omega x_v(t) (1 + \text{sign}(x_v)) \text{sign}(P_s - P_1(t)) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_s - P_1(t)|} \quad (3)$$

$$Q_2 = -\frac{1}{2} C_d \omega x_v(t) (1 - \text{sign}(x_v)) \text{sign}(P_2(t)) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_2(t)|} \quad (4)$$

$$Q_3 = \frac{1}{2} C_d \omega x_v(t) (1 + \text{sign}(x_v)) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_2(t)|} \quad (5)$$

$$Q_4 = -\frac{1}{2} C_d \omega x_v(t) (1 - \text{sign}(x_v)) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_1(t)|} \quad (6)$$

여기에서 $\text{sign}(x_v) = \begin{cases} +1 & \text{for } x > 0 \\ 0 & \text{for } x = 0 \\ -1 & \text{for } x < 0 \end{cases}$ 이고 C_d 는 밸

브의 유량 계수, ω 는 밸브 스펙의 면적 구배 (areagradient), x_v 는 밸브의 변위, P_s 는 공급 압력, P_1, P_2 는 각 포트 1, 포트 2의 압력 그리고 ρ 는 작동유의 밀도이다. Q_A 와 Q_B 를

$$Q_A = Q_1 - Q_4, \quad Q_B = Q_3 - Q_2 \quad (7)$$

이라 하면, 부하 유량, Q_L 은

$$Q_L = \frac{1}{2} (Q_A + Q_B) = C_d \omega x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} [P_s - \text{sign}(x_v) P_L]} = f(x_v, P_L) \quad (8)$$

이다. 여기서 Q_L 은 부하 압력이다.

식 (8)에서 P_L 을 적용하여 Taylor 급수 전개를 하여 2차항 이상을 무시하면 식 (9)과 같이 선형화 된다.

$$Q_L = \left. \frac{\partial Q_L}{\partial x_v} \right|_0 x_v + \left. \frac{\partial Q_L}{\partial P_L} \right|_0 P_L = K_q x_v - K_c P_L \quad (9)$$

여기에서 $K_q = \left. \frac{\partial Q_L}{\partial x_v} \right|_0$: 유량이득 (flow gain)

$K_c = \left. \frac{\partial Q_L}{\partial x_v} \right|_0$: 유량 압력 계수 (flow pressure coefficient) 이다.

2.1.2 액추에이터 및 부하의 수학적 해석

유압 모터의 연속 방정식을 적용하면

$$Q_1 - C_{im}(P_1 - P_2) - C_{em}P_1 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta_e} + \frac{dP_1}{dt}$$

$$C_{im}(P_1 - P_2) - C_{em}P_2 - Q_2 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta_e} + \frac{dP_2}{dt} \quad (10)$$

여기서 β_e 는 체적 탄성 계수, V_1, V_2 는 각각 포트 1, 2와 연결된 유압 모터 실(chamber)의 부피, C_{im} 은 모터 내부 누설 계수, C_{em} 은 모터 외부 누설 계수이다.

식 (10)에서 유압 모터 각 실의 부피를 무시하고 부하 유량, Q_L 에 대하여 정리하면

$$Q_L = D_m \frac{d\theta_m}{dt} + C_{im}(P_1 - P_2) + \frac{V_0}{2\beta_e} \frac{d(P_1 - P_2)}{dt} + \frac{f_v(\theta_m)}{2\beta_e} \frac{d(P_1 + P_2)}{dt} \quad (11)$$

여기에서, $C_{im} = C_{im} + \frac{C_{em}}{2}$ 은 모터의 전 누설계수 (total leakage coefficient of motor), θ_m 은 모터의 회전 각도, D_m 은 모터의 배제 용적, $V_0 = (V_1 + V_2)/2$ 그리고 $f_v(\theta_m)$ 는 모터의 회전에 수반한 챔버(chamber) 부피의 변화이다. 식 (11)에서 $|f_v(\theta_m)| \ll V_0$ 이고,

$P_1 + P_2 = P_s$ 상수이므로 $\frac{f_v(\theta_m)}{2\beta_e} \frac{d(P_1 + P_2)}{dt}$ 항은 무시할 수 있다. 따라서

$$Q_L = D_m s \theta_m + C_{im} P_L + \frac{V_0}{4\beta_e} s P_L \quad (12)$$

이다.

쿨롱 마찰력을 무시한 부하의 운동 방정식을 유도하면 식 (13)과 같이 된다.

$$D_m P_L = J_t s^2 \theta_m + B_m s \theta_m + G \theta_m + T_L \quad (13)$$

여기서 J_t 는 모터의 관성, B_m 은 점성 감쇠 계수, G 는 비틀림 스프링 계수이다.

(13)식을 P_L 에 대해서 정리하면

$$P_L = \frac{1}{D_m} (J_t s^2 \theta_m + B_m s \theta_m + G \theta_m + T_L) \quad (14)$$

식(9)과 식(12)을 정리하면

$$K_q x_v - K_c P_L = D_m s \theta_m + C_{im} P_L + \frac{V_t}{4\beta_e} s P_L \quad (15)$$

식(14)을 식(15)에 대입하여 정리하면

$$\theta_m = \frac{s \left\{ \frac{K_q}{D_m} x_v - \frac{K_{ce}}{D_m^2} \left(1 + \frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s \right) T_L \right\}}{\frac{V_t J_t}{4\beta_e D_m^2} s^3 + \left(\frac{K_{ce} J_t}{D_m^2} + \frac{B_m V_t}{4\beta_e D_m^2} \right) s^2 + \left(1 + \frac{K_{ce} B_m}{D_m^2} + \frac{G V_t}{4\beta_e D_m^2} \right) s + \frac{G K_{ce}}{D_m^2}} \quad (16)$$

여기서 $K_{ce} = K_c + C_{im}$ 이다.

윗 식(16)에서 $\frac{D_m^2}{K_{ce}} \ll B_m$ 이므로 $\frac{B_m K_{ce}}{D_m^2}$ 은 생략할 수

있으며 스프링의 부하, G를 무시하면

식(17)와 같이 된다.

$$\theta_m = \frac{\frac{K_q}{D_m} x_v - \frac{K_{ce}}{D_m^2} \left(1 + \frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s \right) T_L}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\delta_h s}{\omega_h} + 1 \right)} \quad (17)$$

여기서 $\omega_h = \sqrt{\frac{4\beta_e D_m^2}{V_t J_t}}$

$$\delta_h = \frac{\omega_h}{2} \left(\frac{K_{ce} J_t}{D_m^2} + \frac{B_m V_t}{4\beta_e D_m^2} \right) = \frac{K_{ce}}{D_m} \sqrt{\frac{\beta_e J_t}{V_t}} + \frac{B_m}{4D_m} \sqrt{\frac{V_t}{\beta_e J_t}} \text{이다.}$$

모터의 누설 계수, C_{im} 은 K_c 에 비해서 매우 작으므로 $K_{ce} \cong K_c$ 가 된다.

본 연구에서 사용한 시스템 상수들은 Table 1에 나타나 있으며 이 들을 식에 대입하면 서어보 밸브의 전달 함수는

$$\frac{x_v(s)}{V(s)} = \frac{8.5 \times 10^{-4}}{2.3 \times 10^{-3} s + 1} \quad (18)$$

이고 유압 모터와 부하계의 전달 함수는

$$\theta_m = \frac{1651559.668}{1.55963 \times 10^{-4} s^2 + 0.06447 s + 1} \quad (19)$$

가 된다.

따라서 식(18), (19)을 상용화된 소프트웨어인 MATLAB의 Simulink toolbox를 사용하여 모델링하면 Fig.3과 같이 된다.

2.2 비표준 PID 제어기 모델링

종래의 PID control에 관한 많은 연구의 수행과 더불어

Table 1. Dimensions of the electro-hydraulic servo system

Component	Parameter	Symbol	Value
Servo valve	Flow gain	K_q	1.182847034 [$\frac{m^3/sec}{m}$]
	Flow-pressure coeff.	K_c	$3.2259465 \times 10^{-11}$ [$\frac{m^3/sec}{N/m^2}$]
	Valve gradient	ω	0.024936605 (m)
	Discharge coeff.	C_d	0.61
	Time constant	τ_v	0.23×10^{-2} (sec)
	Valve gain	K_{sv}	0.00085 [$\frac{m}{V}$]
	Supply pressure	P_s	7.0×10^6 [$\frac{N}{m^2}$]
	Cross-section of piston	A_p	4.9484×10^{-5} (m ²)
	Hydraulic undamped natural frequency	ω_h	80.07359428 [$\frac{rad}{sec}$]
	Hydraulic damping ratio	ζ_h	2.581139889
Hydraulic motor	Total volume	V_t	1.6×10^{-3} (m ³)
	Volumetric displacement	D_m	0.7162×10^{-6} [$\frac{m^3}{rad}$]
	Total inertia of motor and load	J_t	1.0×10^{-3} (kg·m ²)
Oil	Viscous damping coeff.	B_m	0.010119
	Bulk modulus	β_e	5.0×10^9 (N/m ²)
Tachometer	Density	ρ	8.8×10^2 (kg/m ³)
	Gain	K_t	0.026 [$\frac{V}{rad/sec}$]
System Input	Input Voltage	V_m	1[V]
Controller	Proportional gain	K_p	1
	Integral gain	T_i	0.0045
	Derivative gain	T_d	0.0068

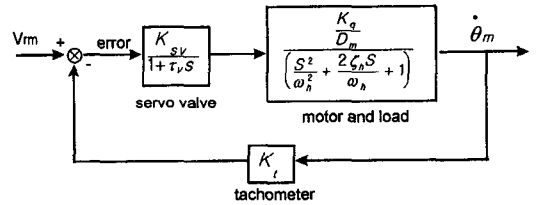


Fig. 3 Electro-hydraulic servo system model using MATLAB

어 일반적인 PID control의 여러 가지 변형된 형태가 연구되어 오고 있다. 이들 변형된 PID 제어의 형식은 주로 미분 제어에 관련되어 행해지고 있는데 이는 기준 입력의 급속한 변동이 에러의 미분으로 인해 시스템 입력의 급격한 증가를 막기 위한 것이다.

본 연구에서는 4가지 형태의 비표준 PID 제어 방법을 제안한다.

비표준 PID 제어 방법(A)은 측정값을 미분하고 PI 제어에 더하는 방법이고, 비표준 PID 제어 방법(B)은 측정값을 미분하고 피이드 포워드(feed-forward)로 측정값에 더하고 PI 제어하는 방법이며, 비표준 PID 제어 방법(C)은 유사 미분 제어와 PI제어 방법이고 비표준 PID 제어 방법(D)은 유사 미분 제어와 I 제어 방법이다.

(1) 비표준 PID 제어 방법(A)

전형적인 PID 제어의 경우 Fig. 4와 같이 system이 구성된다.

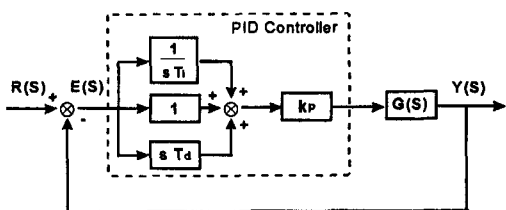


Fig. 4 General PID control system

여기서 G(s)는 플랜트를 나타낸다.

$$Y(s) = G(s)K_p E(s) \left(\frac{1}{sT_i} + 1 + sT_d \right), \quad (20)$$

$$E(s) = R(s) - Y(s)$$

이므로

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{G(s)K_p \left(\frac{1}{sT_i} + 1 + sT_d \right)}{1 + G(s)K_p \left(\frac{1}{sT_i} + 1 + sT_d \right)} \quad (21)$$

가 된다.

반면에 측정값을 미분하고 PI 제어에 더하는 방법은 미분 term의 입력을 기준 값과 측정값의 차이인 오차 신호에 연결시키는 것이 아니고 측정값에 직접 연결시켜서 PID 제어를 하는 방법이다. 이 경우에는 Fig. 5 와 같이 시스템이 형성된다.

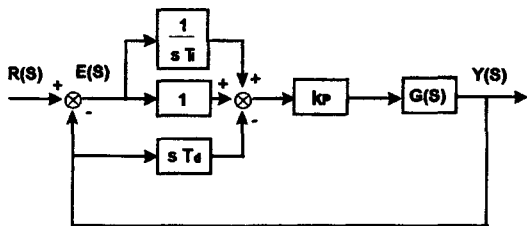


Fig. 5 Non standard PID control (A) system

여기서

$$Y(s) = G(s)K_p \left\{ E(s) \left(\frac{1}{sT_i} + 1 \right) - Y(s)sT_d \right\}, \quad (22)$$

$$E(s) = R(s) - Y(s)$$

이므로

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{G(s)K_p \left(\frac{1}{sT_i} + 1 \right)}{1 + G(s)K_p \left(\frac{1}{sT_i} + 1 + sT_d \right)} \quad (23)$$

가 된다.

(2) 비표준 PID 제어 방법(B)

측정값을 미분하고 이를 다시 측정값에 더해서 기준 입력과의 차이인 오차 신호를 만들어 PI 제어기로 보내는 방법으로 Fig. 6과 같이 시스템이 형성된다.

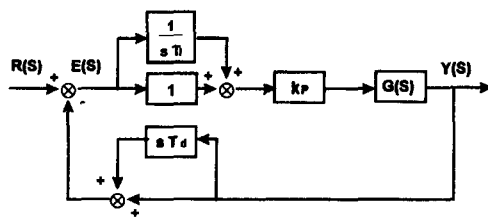


Fig. 6 Non standard PID control (B) system

여기서

$$Y(s) = G(s)K_p E(s) \left(\frac{1}{sT_i} + 1 \right), \quad (24)$$

$$E(s) = R(s) + Y_1(s), \quad Y_1(s) = -Y(s) - Y(s)sT_d$$

이므로

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{G(s)K_p \left(\frac{1}{sT_i} + 1 \right)}{1 + G(s)K_p \left(\frac{1}{sT_i} + 1 \right) (1 + sT_d)}$$

$$= \frac{G(s)K_p \left(\frac{1}{sT_i} + 1 \right)}{1 + G(s)K_p \left(\frac{1}{sT_i} + 1 + \frac{T_d}{T_i} + sT_d \right)} \quad (25)$$

가 된다.

(3) 비표준 PID 제어 방법(C)

측정값을 미분하는 것이 아니고 단지 측정값에 미분 계인을 곱하고 이를 PI 제어에 더하는 방법으로 Fig. 7과 같이 시스템이 형성된다.

여기서

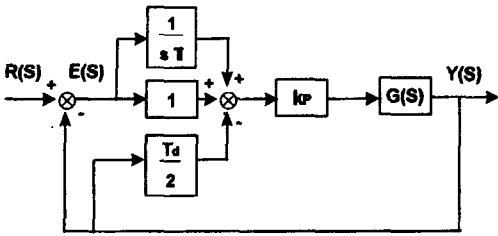


Fig. 7 Non standard PID control (C) system

$$Y(s) = G(s)K_p \left\{ E(s) \left(\frac{1}{sT_i} + 1 \right) - Y(s) \frac{T_d}{2} \right\},$$

$$E(s) = R(s) - Y(s) \quad (26)$$

이므로

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{G(s)K_p \left(\frac{1}{sT_i} + 1 \right)}{1 + G(s)K_p \left(\frac{1}{sT_i} + 1 + \frac{T_d}{2} \right)} \quad (27)$$

가 된다.

(4) 비표준 PID 제어 방법(D)

위의 (3)와 같은 시스템에서 비례 제어 부분을 제거한 방법으로 시스템은 Fig. 8과 같이 이루어진다.

여기서

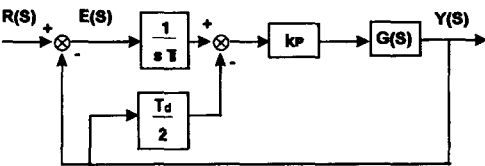


Fig. 8 Non standard PID control (D) system

$$Y(s) = G(s)K_p \left\{ E(s) \frac{1}{sT_i} - Y(s) \frac{T_d}{2} \right\},$$

$$E(s) = R(s) - Y(s) \quad (28)$$

이므로

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{G(s)K_p \frac{1}{sT_i}}{1 + G(s)K_p \left(\frac{1}{sT_i} + \frac{T_d}{2} \right)} \quad (29)$$

가 된다.

3. 컴퓨터 시뮬레이션 및 실험

3.1 시뮬레이션

본 연구에서는 전기 유압 속도 제어 시스템을 선형화된 모델과 비선형화된 모델의 경우로 나누어 시뮬레이션하고 실험 결과와 비교하였다. 선형화된 모델은 널리 사용되고 있는 시뮬레이션 소프트웨어인 MATLAB의 Simulink toolbox를 이용하여 식(18),(19)에서 구한 모델을 가지고 4가지 비표준 PID 제어 방법에 대해서 각각 시뮬레이션 하였다. 비선형화된 모델은 식(2),(8),(11) 및 (13)을 사용하여 Visual c++ 언어를 사용하여 각 유압요소를 모듈화하여 모델링하였으며 각 유압 요소들의 상태 방정식의 적분은 4차의 runge-kutta 방법으로 적분하여 time-step 1×10^{-5} sec로 시뮬레이션 하였다.

3.2 실험장치 및 방법

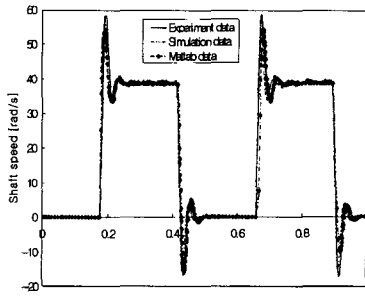
전기 유압 서어보 시스템은 Feedback사의 EHS(Electro-Hydraulic servo System)160을 이용하였다. 유압 동력원은 1420 rev/min에서 약 1.1 kw의 동력을 발생시키는 전기 모터로 구동되는 차차형 유압 펌프로 작동 압력은 70bars에서 약 0.115 l/s의 유량을 송출한다. 서어보 밸브는 Moog사의 model 760-106으로 2단 전기 유압 4 port 서어보 밸브이다. 유압 모터는 액셀형 사판식 피스톤 모터이고 관성 부하로 플라이 휠을 부착하여 실험하였다 또한 PID Controller는 Feedback사의 PCS327을 사용하여 2.2절에서 언급한 4가지 변형된 비표준 PID 제어기를 각각 구성하였으며, 또한 기준 입력 신호는 Kikusui사의 459AL 함수 발생기를 사용하여 생성하였으며 시스템의 동특성은 LeCroy사의 9314AL 400MHz 오실로스코프를 사용하여 기준 입력과 유압 모터의 속도를 비교 관측하여 최적의 비표준 제어기를 설계할 수 있도록 하였다. 그리고 Data acquisition board는 12 bit resolution의 최대 100kS/s의 sampling rate를 가지고 있는 National Instruments사의 AT-MIO-16E-10을 사용하였다..

Fig. 1과 같이 전기 유압 서어보 시스템을 구성하고 제어기는 우선 일반적인 PID 제어기를 설치한 후 시행오차를 통해 최적의 PID 계수를 결정하였다. PID 계수의 설계 조건으로는 정상 상태 오차가 존재하지 않으면서 정착시간(settling time)을 가능한 빠르게 하도록 하였다. 이렇게 하여 결정된 최적의 PID 제어 계수를 위에서

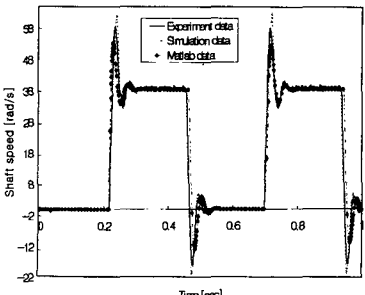
언급한 4가지 비표준형 PID 제어기에 입력시키고 동특성 실험을 통해 제어기의 성능을 검증하고 모델링의 타당성을 검증하였다. 또한 시스템의 성능을 개선시킬 수 있는 비표준 제어기의 계수들을 설계하였다.

4. 결과 및 고찰

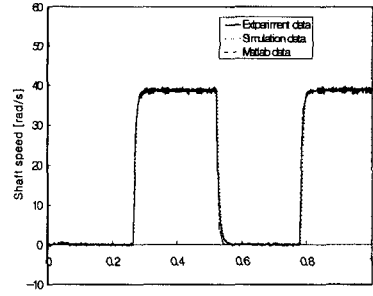
일반적인 PID 제어 방법과 비표준형 PID 제어 방법을 적용하여 제어 계수의 변화가 시스템의 동특성에 미치는 영향을 고찰하기 위해 먼저 PID 제어 방법을 사용하여 실험과 시뮬레이션을 통해서 응답 특성이 양호한 경우의 제어계수($K_p = 1, T_i = 0.0045, T_d = 0.0068$)를 선정하고 그 기준 제어 계수를 비표준형 PID 제어 방법에 적용하여 시스템의 특성의 변화를 살펴보았다. Fig.9는 일반적인 PID 제어 방법과 비표준형 PID 제어 방법 (A), (B), (C) 및 (D) 시스템의 응답 특성을 시뮬레이션과 실험을 통해서 비교한 것이다. 대체적으로 시뮬레이션의 결과가 실험 결과와 잘 일치하여 시뮬레이션 결과가 타당성을 갖고 있음을 알 수 있다. 또한 선형화된 모델을 사용한 MATLAB의 결과(MATLAB data)는 실험 결과(Experimental data) 보다 오버슈트가 작게 나타나고 정



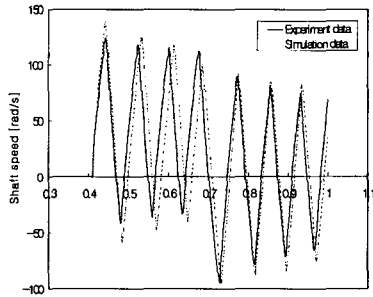
(a)



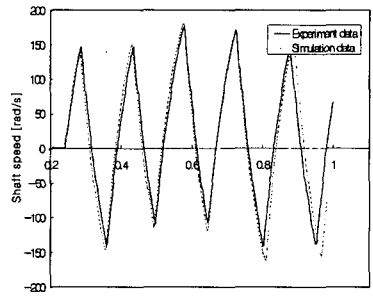
(b)



(c)



(d)



(e)

Fig. 9 Comparison with simulation data, MATLAB data and experiment data

착시간도 조금 길게 나타나는 현상을 보이고 있다. 이것은 모델링 오차로 사료되며 반면에 비선형화된 모델을 사용한 시뮬레이션의 결과(simulation data)가 보다 실험 결과와 근사하게 추종하므로 비선형화된 모델이 선형화된 모델 보다 실제 모델에 가깝게 모델링 되었음을 알 수 있다.

최적의 PID 제어 계수를 식(21), (23), (25), (27), (29)에 각각 적용하였다.

일반적인 PID 제어 방법을 적용한 경우의 시스템의 전달 함수는

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{9.546014882s^2 + 1403.825718s + 311961.2707}{3.59 \times 10^{-7}s^4 + 3.04242 \times 10^{-4}s^3 + 0.31496558s^2 + 37.49946867s + 8110.993037} \quad (30)$$

와 같이 되므로, 비표준 PID 제어 방법(A)의 시스템 전달 함수는

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{1403.825718s + 311961.2707}{3.59 \times 10^{-7}s^4 + 3.04242 \times 10^{-4}s^3 + 0.31496558s^2 + 37.49946867s + 8110.993037} \quad (31)$$

과 같이 되고, 비표준 PID 제어 방법(B)의 전달 함수는

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{1403.825718s + 311961.2707}{3.59 \times 10^{-7}s^4 + 3.04242 \times 10^{-4}s^3 + 0.31496558s^2 + 92.6538578s + 8110.993037} \quad (32)$$

와 같이 되며 또한, 비표준 PID 제어 방법(C)의 전달 함수는

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{1403.825718s + 311961.2707}{3.59 \times 10^{-7}s^4 + 3.04242 \times 10^{-4}s^3 + 0.066769193s^2 + 37.62356686s + 8110.993037} \quad (33)$$

와 같이 된다. 그리고 비표준 PID 제어 방법(D)의 전달 함수는

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{311961.2707}{3.59 \times 10^{-7}s^4 + 3.04242 \times 10^{-4}s^3 + 0.066769193s^2 + 1.124098193s + 3110.993037} \quad (34)$$

과 같이 된다. 따라서 각각의 경우에 전체 시스템의 pole과 zero는 Table 2와 같이 된다.

Table 2 Poles and zeros in the PID control method and non-standard PID control method

Method	Zeros	Poles
일반 PID 제어방법	-73.53 + 165.15i -73.53 - 165.15i	-369.92 + 794.65i -369.92 - 794.65i -53.82 + 162.82i -53.82 - 162.82i
비표준 PID 제어 방법(a)	-222.2222	-369.92 + 794.65i -369.92 - 794.65i -53.82 + 162.82i -53.82 - 162.82i
비표준 PID 제어 방법(b)	-222.2222	-242.79 + 780.28i -242.79 - 780.28i -180.94 + 33.07i -180.94 - 33.07i
비표준 PID 제어 방법(c)	-222.2222	-731.34 60.79 + 355.34i 60.79 - 355.34i 237.71
비표준 PID 제어 방법(d)	없음	-525.99 + 238.07i -525.99 - 238.07i 102.25 + 239.42i 102.25 - 239.42i

Fig. 9 (b)에 나타난 바와 같이 비표준 PID 제어 방법(A)은 일반적인 PID 제어 방법의 경우인 Fig. (a)와 응답 특성이 거의 유사한 것을 알 수 있다. 이것은 Table 2에 나타난 바와 같이 극점값을 미분하고 PI 제어에 더하는 방법의 전달 함수의 pole이 일반적인 PID 제어 방법의 경우와 일치하며 식(30)의 분자에서 s^2 의 계수 값이

s^1 의 계수 값과 s^0 의 계수 값에 비해서 상대적으로 작으므로 식(31)과 같이 s^2 이 생략되어도 그 영향이 작기 때문에 응답특성이 유사하게 되는 것이다.

Fig. 9 (c)에서는 허수 축에 가장 가까이 존재하는 pole이 일반적인 PID 제어 방법의 경우에는 $-53.82 + 162.82i$ 와 $-53.82 - 162.82i$ 인데 반해서 비표준 PID 제어 방법(B)의 경우에는 $-180.94 + 33.07i$ 과 $-180.94 - 33.07i$ 으로 s domain상의 허수 축에서 더욱 왼쪽에 존재하고 허수 부의 값도 더욱 작아지므로 전체적인 시스템의 감쇠가 커지게 되어 오버슈트가 줄어들고 시스템의 특성이 상당히 향상되는 것을 알 수 있다. 이것은

식(25)에서와 같이 $\frac{T_d}{T_i}$ 항에 의해서 식(32)의 s^1 항의 계수가 증가하여 시스템의 pole이 변동하게 되기 때문이다. 식(32)의 분모에서 s^1 항은 시스템의 지배적인 pole(dominent pole)에 영향을 미치며 이러한 2차 시스템의 s^1 항의 계수가 증가하게 되면 시스템의 지배적인 pole이 s domain상에서 왼쪽으로 이동하게 되고 허수부의 값도 적어지게 되기 때문에 시스템의 오버슈트가 줄어들고 응답성이 향상되므로 일반적인 전기 유압 서어보 시스템의 제어의 성능 향상에 적용할 수 있다.

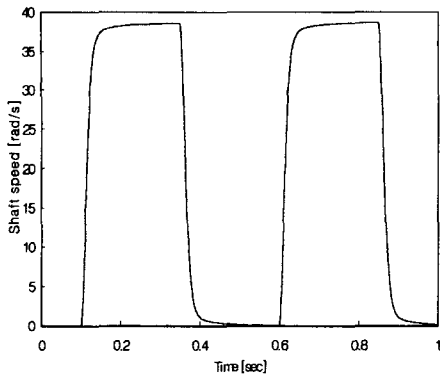
비표준 PID 제어 방법(C)과 (D)는 전달 함수의 pole이 s domain상의 우 반 평면에 존재하게되므로 Fig. 9의 (d), (e)와 같이 시스템이 불안정하게 된다. 이러한 경우에 PID 제어 계수의 변동을 통해서 시스템의 응답 특성을 향상시킬 수 있게 된다.

Fig. 10 (a)은 비표준 PID 제어 방법(C)의 경우에 시행 오차법을 통해서 계수를 변화시킨 결과 $K_p = 0.1$, $T_d = 0.248$, $T_i = 0.045$ 일 때에 오버슈트도 거의 발생하지 않으면서 정착 시간도 빠르게 되는 것을 알았다. 이것은 불안정했던 pole이 $-35.48 + 21.85i$, $-35.48 - 21.85i$ 로 이동하게 되어 시스템이 안정해지기 때문이다.

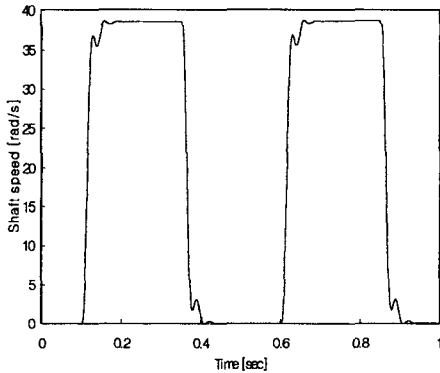
마찬가지로 Fig. 10 (b)은 비표준 PID 제어 방법 (D)을 사용해서 $K_p = 1$, $T_d = 0.88$, $T_i = 0.045$ 일 때에 동특성이 가장 좋음을 알았다. 이 경우에도 $-60.80 + 183.95i$, $-60.80 - 183.95i$ 로 불안정했던 pole이 이동하게 되어 시스템이 안정해지게 되는 것이다.

5. 결론

비표준 PID 제어 방법을 이용하여 전기 유압 서어보



(a)



(b)

Fig. 10 Non-standard PID control using pseudo derivative

시스템을 제어한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 전기 유압 서어보 시스템을 비선형화된 모델과 선형화된 모델로 나누어 모델링하고 시뮬레이션하였으며 대체적으로 시뮬레이션의 결과가 실험 결과와 잘 일치하여 시뮬레이션 결과가 타당성을 갖고 있었으며, 비선형화된 모델의 결과가 선형화된 모델의 결과보다 실험 결과에 유사하였다.

(2) 제안된 비표준 PID 제어 방법(A)은 전기 유압 서어보 시스템의 시스템 전달함수의 S^2 의 계수가 상대적으로 적으므로 일반적인 PID 제어 방법과 유사한 특성을 얻었다.

(3) 일반적인 PID 제어 방법에 구한 계수를 사용하여 제안된 4가지 비표준 PID 제어 방법으로 시스템을 제어한 경우에 비표준 PID 제어 방법(B)은 일반적인 PID 제어 방법보다 오버슈트도 적어지고 정착 시간도 빠른 결과를 얻었다.

(4) 일반적인 PID 제어 방법에서 구한 계수를 사용하면 시스템이 불안정하게 되는 비표준 PID 제어 방법(C)와 (D)에서 제어 게인의 조정을 통해서 시스템을 안정화시킬 수 있을 뿐만 아니라 일반적인 PID 제어 방법보다 동특성이 향상시킬 수 있었다.

참 고 문 헌

1. J. Watton, "Fluid Power Systems", Prentice Hall, 1989.
2. Merrit, H. E., "Hydraulic Control System", John Wiley., 1967.
3. 이동권, 이교일, "축소 차수 관측기에 의한 위치제어 유압 서어보 시스템의 과도 응답 특성 개선", 대한기계학회논문집, 제 11권, 제 6호, pp. 1036-1043, 1987.
4. 윤중선, "마이크로 컴퓨터에 의한 전기 유압 시스템의 속도 제어", 서울대학교 석사학위논문, 1983.
5. 장효환, 안병천, 김영준, "마이크로 컴퓨터에 의한 전기 유압 서어보 시스템의 속도 제어", 대한기계학회논문집, 제 12권, 제 2호, pp. 221-230, 1988.
6. Thayer, W.J., "Transfer Function for MOOG Servovalves", MOOG Technical Bulletin 103, 1965.