

2자유도 제어기법에 의한 전자 유압 서보계의 압력 제어

양경욱* · 오인호** · 이일영***

Pressure Control of Electro - Hydraulic Servo System by Two - Degree of Freedom Control Scheme

K. U. Yang · I. H. Oh · I. Y. Lee

Key words : Pressure control(압력 제어), Two - degree of freedom control(2자유도 제어), ProPortional pressure control valve(비례 전자 압력 제어 밸브)

Abstract

The Purpose of this study is to build up the control scheme that promptly controls the pressure in a hydraulic cylinder having small control volume, using a PCV(proportional control valve) and a digital computer. Object pressure control system has the character to be unstable easily, because the displacement - flow gain of the PCV is so large considering comparatively small volume of the hydraulic cylinder and the time delay of response of PCV is long. Considering the above - mentioned characteristics of the object pressure control system, in this study, a control system is designed with two degree of freedom scheme that is composed by adding a feed - forward control path to I - PD control system, and the reference model is used to decide control parameters. And through some experiments on FF - I - PD, the validity of this control method is confirmed.

기호 설명

A	: 면적	d	: 직경
C	: 유량 계수	$d(t)$: 외란
C_o	: 적분 계인	F	: 외력
		F_{b0}	: 비례 계인
		F_{b1}	: 미분 계인

* 정회원, 부산수산대학교 대학원

** 정회원, 한국해양대학교

*** 정회원, 부산수산대학교

- F_{ρ} : 피드 포워드 게인
 $G_m(s)$: 참조 모델의 전달 함수
 $G_v(s)$: 제어 대상 유압계의 전달 함수
 $G_{vL}(s)$: 일순 전달 함수
 i : 입력 전류
 K_1 : 부하측 변위 - 유량 이득
 K_2 : 부하측 압력 - 유량 이득
 K_3 : 탱크로의 회귀측 변위 - 유량 이득
 K_4 : 탱크로의 회귀측 압력 - 유량 이득
 K_i : 솔레노이드의 이득
 P : 압력
 Q : 유량
 $r(t)$: 목표 입력 신호
 t : 시간
 u : 스프링의 오버랩 양
 $u(t)$: 제어 신호
 V : 체적
 w : 스프링 밸브의 면적 구배
 x : 스프링 변위
 $y(t)$: 제어 출력
 α, β : 참조 모델 매개 변수
 β_e : 동가 체적 탄성 계수
 β_o : 작동유의 체적 탄성 계수
 ζ : 감쇠비
 σ : 상승 시간 변환 계수
 ω_n : 고유 진동수

첨 자

- c : 유압 실린더
 f : 밸브내 피드백 유로
 l : 부하측 유로
 o : 작동유
 r : 탱크측 유로
 s : 스프링

1. 서 론

유압 시스템에서 압력을 제어하는 기술은 산업계에서 널리 사용되고 있다. 차량의 자동 변속기 클러치 조작용 유압 제어계, 차량 ABS(anti-lock brake system)의 유압 제어계, 유압 사출 성형기,

유압식 형 프레스, 유압식 압연 설비 등이 그 응용 예이다.

유압 실린더 내의 압력을 제어하는 데에는 서보 밸브 또는 비례 전자 밸브(proportional control valve)가 사용되며, 제어 기법으로는 개회로 제어 법과 폐회로 제어법이 사용된다. 개회로 제어에는 자체적인 압력 피드백 기구가 내장된 제어 밸브¹⁾를 사용하는 것이 일반적이며, 그다지 고도의 정밀도와 속응성이 요구되지 않는 경우에 사용된다. 한편, 비교적 고도의 정밀도와 속응성이 요구되는 경우(예 : 유압식 압연 설비 등)에는 페루프 제어를 수행하게 되며, 근래에는 고 기능의 제어 알고리즘을 적용하기가 용이한 디지털 제어 장치가 널리 사용되고 있다.

본 연구의 목적은 차량 자동 변속기 클러치 조작용 유압 실린더²⁾와 같이 비교적 작은 제어실 용적을 갖는 유압 실린더 내의 압력을 비례 전자 압력 제어 밸브(이후에는 PCV라 칭함)와 디지털 컴퓨터를 사용하여 신속하게 제어하는 제어 기법을 확립하는 데에 있다.

대상으로 하는 유압 실린더의 용적이 작음에 비하여 실험에 사용하는 PCV의 변위 - 유량 이득은 비교적 크며, PCV의 응답 시간 지연³⁾이 긴 관계로 대상 압력 제어계는 불안정해지기 쉬운 특성을 가지고 있다. 또, 디지털 제어계를 구성했을 때 산업계에서 손쉽게 적용할 수 있도록 제어 알고리즘 연산 시간이 파다하게 요구되지 않도록 해야 하는 점도 제어계 설계시 유의해야 할 사항이다. 본 연구에서는 이러한 대상 제어계의 특성과 제어기 선택상의 조건들을 고려하여, I-PD 제어 기법³⁾에 피드 포워드(feed-forward) 제어 경로를 첨가한 2자유도 제어 기법을 사용하여 제어계를 설계하며, 제어 파라미터의 결정에는 기준 모델법⁴⁾을 사용한다.

본 연구에서 제안한 압력 제어 기법의 유용성을 실험을 통하여 확인한다.

2. 대상 유압 시스템의 모델링

2.1 대상 시스템의 개요

PCV를 사용하여 비교적 작은 용량의 유압 실린

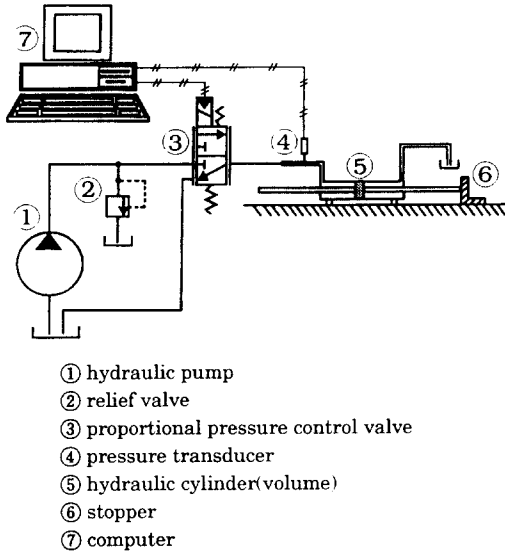


Fig. 1 Configuration of the pressure control system

더내 압력을 신속하게 제어하는 기법을 확립하는 것이 본 연구의 목적이며, 본 연구에서 사용하는 실험 장치의 구성은 Fig. 1과 같다. 압력 제어 도중에 유압 실린더 내의 피스톤은 스톱퍼 ⑥에 의하여 고정되어 있으며, 이와 유사한 압력 제어계는 차량 변속기 다판 클러치 조작용 유압 제어계 등에서 널리 사용되고 있다. 유압 실린더 내(제어실의 용적 : 105cm³)의 압력을 PCV를 사용하여 펌프 제어하는데 필요한 압력 신호는 압력 센서 ④에 의하여 검출한다. 이 압력 신호는 A/D 변환기를 통하여 컴퓨터로 전송되며, 컴퓨터에서 계산된 제어 입력 신호를 D/A 변환기를 거쳐 PCV ③으로 보냄으로써 압력을 제어하게 된다. 동시에 압력 신호와 제어 입력 신호를 컴퓨터에 저장한다. PCV와 유압 실린더 사이의 관로는 비교적 길이가 짧은 강관이며, 릴리프 밸브의 압력 설정치는 2.0MPa로 하였다. 실험에 사용된 주요 기기의 규격을 Table 1에 나타내었다.

본 실험에서 유압 실린더로 공급해야 할 요구 부하 유량은 다음 식을 사용하여 개략적으로 구할 수 있다.

$$\frac{\Delta V_c}{\Delta t} = \frac{V_c \Delta P_l / \beta_o}{\Delta t} \quad (1)$$

Table 1. Specification of instruments used in the experiment

Instruments	Specification	Manufacturer	Model number
hydraulic cylinder	5.0MPa, Max	TAIYO	35H - 2D Hydraulic CYL.
hydraulic pump	12.2cm ³ /rev	Yuken	F - PV2R1 - 12 - R
pressure sensor	0~10MPa	Sensotec	9EO2 - P3 - 100
PCV	15 l/min, 4.9MPa	Uchida	3DREP6
PC inter 386	CPU 33 MHz	Samsung	SPC

여기서, V_c 는 유압 실린더내 제어실의 체적, ΔP_l 은 가압 전후의 압력차, β_o 는 작동유의 체적 탄성계수이다.

V_c 가 105cm³, ΔP_l 이 1MPa, β_o 가 1.6×10⁹N/m², Δt 가 0.1s이라 하면, 요구 부하 유량은 3.9×10⁻⁴l/min정도이다. 그런데 이 정도로 작은 정격 부하 유량을 갖는 PCV는 양산(量産) 시판되고 있는 밸브 가운데서는 찾을 수 없으며, 특별히 설계 제작하는 것도 기술적으로 매우 어려운 것으로 판단된다. 또한, PCV 내부에 부하 압력 피드백 기구가 존재하기 때문에 제어 압력치에 맥동이 발생하기 쉽고 신속한 제어를 수행할 때는 불안정해지기 쉬운 특징을 가지고 있다. 본 연구에서는 양산 시판되고 있는 PCV 가운데서 가장 소용량의 밸브를 선택하여 사용했으며, 이 밸브의 정격 부하 유량은 공급 압력 2MPa에서 9.5l/min로서 위의 요구 부하 유량에 비하여 매우 큰 정격 부하 유량을 갖는 밸브이다. 즉, 사용하는 PCV가 시판되는 범용의 것이어서 밸브의 변위 - 유량 이득이 요구 부하 유량에 비하여 매우 크다. 따라서, 이 제어계는 PCV내 스프링의 작은 움직임에 따라 압력이 매우 급격하게 변화할 수 있어 제어하기가 난이한 제어계인 것이 특징이다.

또한, 본 연구에서 사용한 PCV는 비교적 긴 응답 시간 지연이 존재하는 밸브이며, 이러한 응답 시간 지연도 대상 제어계의 제어의 질을 향상시키는데 장애 요인이 되므로 제어계 설계시 유의해야 할 사항이다.

그리고, 본 연구에서 대상으로 하는 압력 제어계에서는 압력 제어를 수행하는 동안의 시간이 수백 ms 이내로서 비교적 짧은 시간이며, 이러한 짧은 시간내에 우수한 제어 성능을 달성하면서도 손쉽게 산업계에서 적용할 수 있는 제어계가 되도록 제어기를 설계하고, 제어에 필요한 요소 기기들을 선정하는 것도 유의해야 할 중요 사항이다.

2.2 모델링

본 연구에서 압력 제어에 사용하는 PCV 내부 구조의 개략도를 Fig. 2에 나타내었다. PCV의 부하측 포트에는 일정 체적의 압력 용기(유압 실린더)가 연결되어 있으며, PCV와 압력 용기 사이의 관로 길이는 비교적 짧고 관로 단면적이 비교적 큰 경우를 생각한다.

PCV를 통하여 부하측으로 흐르는 유량 Q_l 은 아래와 같이 표시된다.

$$Q_l = C_{d1} \omega(u+x) \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_s - P_l)} \quad (2)$$

또, 부하측으로부터 PCV를 통하여 탱크측으로 흐르는 유량 Q_r 은 다음 식으로 표시된다.

$$Q_r = C_{d2} \omega(u-x) \sqrt{\frac{2}{\rho} P_l} \quad (3)$$

PCV 내부의 피드백 유로로의 유량 Q_f 는 다음과 같이 표시된다.

$$Q_f = A_s x \frac{dx}{dt} \quad (4)$$

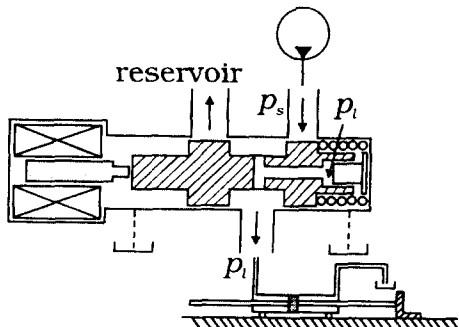


Fig. 2 Schematic diagram of the proportional pressure control valve

위 식들에서 C_{d1} , C_{d2} 는 밸브의 유량 계수, A_s 는 피드백 유로의 단면적, $\omega (= \pi d_s)$, d_s 는 스톱의 직경)는 스톱(spool) 밸브의 면적 구배, u 는 밸브 중립 상태에서 스톱 랜드(spool land)와 밸브 슬리브(sleeve)의 오버랩(overlap) 양, P_s 는 공급 압력, P_l 은 부하 압력, x 는 스톱의 변위를 나타낸다.

식(2), (3)을 선형 근사화하면 아래와 같다.

$$\Delta Q_l = \frac{\partial Q_l}{\partial x} \Delta x + \frac{\partial Q_l}{\partial P_l} \Delta P_l \quad (5)$$

$$\Delta Q_r = \frac{\partial Q_r}{\partial x} \Delta x + \frac{\partial Q_r}{\partial P_l} \Delta P_l \quad (6)$$

그리고, 부하 유량 Q_l 은 다음과 같이 표시된다.

$$Q_l = -A_s \frac{dx}{dt} + \frac{V}{\beta_e} \frac{dP_l}{dt} \quad (7)$$

여기서, β_e 는 작동유의 등가 체적 탄성 계수, V 는 부하 액츄에이터 내 고압부의 체적과 PCV와 액츄에이터 사이 연결 관로내의 체적을 합한 것을 나타낸다.

한편, PCV에 가해지는 전류 i 와 PCV내 스톱에 가해지는 힘 F_s 사이의 관계는 비례 솔레노이드의 동특성을 고려하여 다음과 같이 표시한다⁵⁾.

$$K_i i = C_1 \frac{dF_s}{dt} + C_2 F_s \quad (8)$$

그리고, 스톱 구동력 F_s 와 스톱 변위 x 사이의 관계는 다음 식으로 나타내며, 여기서 관성항은 무시하였다.

$$F_s = C_3 \frac{dx}{dt} + C_4 x + A_s P_l \quad (9)$$

여기서, K_i 는 PCV 내의 솔레노이드의 이득, i 는 입력 전류, C_1 , C_2 , C_3 , C_4 는 상수이다.

위 식들을 라플라스 변환하면

$$Q_l(s) = K_1 X(s) + K_2 P_l(s) \quad (5')$$

$$Q_r(s) = K_3 X(s) + K_4 P_l(s) \quad (6')$$

$$Q_l(s) = -A_s s X(s) + \frac{V}{\beta_e} s P_l(s) \quad (7')$$

$$K_i I(s) = C_1 s F_s(s) + C_2 F_s(s) \quad (8')$$

$$F_s(s) = C_3 s X(s) + C_4 X(s) + A_s P_l(s) \quad (9')$$

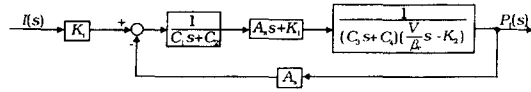


Fig. 3 Block diagram of the object pressure control system

이며, 여기서 $K_1 = -\frac{\partial Q_l}{\partial x}$, $K_2 = -\frac{\partial Q_l}{\partial P_l}$, $K_3 = -\frac{\partial Q_r}{\partial x}$, $K_4 = \frac{\partial Q_r}{\partial P_l}$ 이다.

위 식들을 사용하여, PCV 개방 조작시 즉, 압력 용기내 압력이 상승하도록 제어할 때 PCV에 인가 되는 전류 $I(s)$ 와 부하 압력 $P(s)$ 사이의 전달 함수를 구하면 아래와 같다.

$$\frac{P_l(s)}{I(s)} = \frac{K_1(K_1 + A_s s)}{(C_1 s + C_2) \left\{ (C_3 s + C_4) \left(\frac{V}{\beta_e} s - K_2 \right) + A_s (K_1 + A_s s) \right\}} \quad (10)$$

식(10)을 블록 선도로 나타내면 Fig. 3과 같다.

3. FF-I-PD 제어에 의한 2자유도 제어계 설계법

2자유도 제어계에서 피드 포워드 제어기는 피드백 제어를 수행하는 폐루프(1 자유도 제어계)에 포함되지 않으며, 따라서 피드 포워드 제어기는 1 자유도 제어계의 특성 방정식 근에 영향을 주지 않으면서도 극과 영점을 상쇄시키거나 또는 극 위치를 변경시켜서 제어의 응답성을 크게 개선할 수 있는 장점이 있다⁶⁾.

본 연구에서 대상으로 하는 유압 실린더 압력 제어계에서는 앞의 2.1절에서 설명한 바와 같이 제어계 자체가 불안정해지기 쉬워서 제어의 전향 경로 개인을 높게 설계하기가 곤란하며, PCV가 갖는 응답 시간 지연을 개선해야 할 필요성이 있고, 또한 산업계에서의 적용성을 고려하여 디지털 제어기에서의 연산 소요 시간 부담을 최소화할 필요가 있다. 이와 같은 대상 제어계의 요구 사항들을 고려하여 본 연구에서는 I-PD 제어 기법³⁾에 피드 포워드 제어 경로를 추가한 FF-I-PD 제어 기법

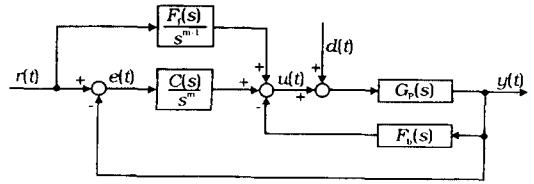


Fig. 4 Block diagram of FF-I-PD control system

을 사용하여 제어계를 설계하고자 한다.

Fig. 4는 본 연구에서 사용한 FF-I-PD 제어계의 구성을 나타낸 것이다.

Fig. 4에서 $y(t)$ 는 출력, $e(t)$ 는 편차, $u(t)$ 는 제어 신호이며 목표치 $r(t)$ 와 외란 $d(t)$ 는 각각 다음에 표시한 시간 t 의 다항식형으로 둔다.

$$r(t) = \sum_{j=0}^n r_j t^j \quad (11)$$

$$d(t) = \sum_{j=0}^n d_j t^j \quad (12)$$

$G_p(s)$ 는 제어 대상, $\frac{C(s)}{s^m}$ 는 전향 제어기, $F_b(s)$ 는 피드백 제어기, $\frac{F_f(s)}{s^m}$ 는 피드포워드 제어기이며, $G_p(s)$, $C(s)$, $F_b(s)$, $F_f(s)$ 는 아래와 같은 s 의 다항식으로 설정한다.

$$G_p(s) = \frac{1}{G(s)} = \frac{1}{g_0 + g_1 s + g_2 s^2 + \dots + g_n s^n} \quad (13)$$

$$C(s) = C_0 + C_1 s + C_2 s^2 + \dots + C_n s^n \quad (14)$$

$$F_b(s) = F_{b0} + F_{b1} s + F_{b2} s^2 + \dots + F_{bn} s^n \quad (15)$$

$$F_f(s) = F_{f0} + F_{f1} s + F_{f2} s^2 + \dots + F_{fn} s^n \quad (16)$$

식(15)로 표시되는 피드백 보상기의 함수는 제어 대상 $G_p(s)$ 의 상태 변수의 수에 따라 결정되며, 전향 경로에 있는 적분 보상기 m 값 및 식(14)로 표시되는 분자항의 수는 제어 대상의 개루프 전달 함수의 형에 따라 결정된다⁷⁾. Fig. 4의 제어계를 사용하여 목적으로 하는 제어 성능을 얻으려면 F_{b0} , F_{b1} , F_{b2} , ..., C_0 , C_1 , C_2 , ..., F_{f1} , F_{f2} , F_{f3} , ...값들을 최적의 값으로 결정해야 하며, 본 연구에서는 北森 등이 제안한 기준 모델 제어계 설계법^{3,4)}을 FF-I-PD 제어계에 확대 적용하는 방법을 사용하여 위의 제어계 파라미터들을 구하기로 한다. 기준 모델을 이용한 FF-I-PD 제어계 설계법을 설명하면 아래와 같다.

제어 대상을 포함한 기준 모델을 아래와 같은 조건이 만족되도록 설정한다.

첫째, 정상 상태에서 편차 $e(t)$ 의 값이 영(zero)이어야 한다. 즉,

$$\lim_{t \rightarrow \infty} e(t) = \lim_{s \rightarrow \infty} se(s) = 0 \quad (17)$$

둘째, 페루프계의 특성 다항식의 모든 근의 실수부가 음수이어야 한다.

셋째, 제어계 요소 기기들의 기능(예 : PCV용 앰프의 전류 출력 상한치 등)을 고려하면서 제어 압력이 최단 시간내에 비교적 작은 오버 슈트로 목표치에 도달하게 한다.

여기서 목표치 $r(t)$ 로부터 출력 $y(t)$ 사이의 기준 모델 $M_r(s)$ 을 다음 식으로 가정한다.

$$M_r(s) = \frac{\beta_0 + \beta_1 \sigma s + \beta_2 \alpha_2 (\sigma s)^2 + \dots + \beta_{n\beta} \alpha_{n\beta} (\sigma s)^{n\beta}}{1 + \alpha_1 \sigma s + \alpha_2 (\sigma s)^2 + \dots + \alpha_{n\alpha} (\sigma s)^{n\alpha}} \quad (18)$$

여기서, $n_\alpha > n_\beta$, σ 는 상승 시간 변환 계수, n_α , n_β 는 각각 분모 다항식과 분자 다항식의 차수이다.

참조 모델 $M_r(s)$ 에서 목표치에 대한 출력 편차 $e(s)$ 에 관해서

$$y(s) = M_r(s) \cdot r(s) \quad (19)$$

$$e(s) = r(s) - y(s) \quad (20)$$

가 성립하기 때문에 $e(s)$ 는 다음 식과 같이 된다.

$$e(s) = \frac{(1 - \beta_0) + (1 - \beta_1)(\sigma s) + \dots + \alpha_{n\beta}(1 - \beta_{n\beta})(\sigma s)^{n\beta}}{1 + \alpha_1 \sigma s + \alpha_2 (\sigma s)^2 + \dots + \alpha_{n\alpha} (\sigma s)^{n\alpha}} \quad (21)$$

한편 식(11)에 의해서 $r(s)$ 는 다음 식이 된다.

$$r(s) = \sum_{j=0}^n \frac{r_j}{s^{j+1}} \quad (22)$$

식(21)과(22)를 식(17)에 대입하면

$$\beta_i = 1 \quad (i=0, 1, 2, \dots, n) \quad (23)$$

$$n \leq n_\beta \quad (24)$$

가 필요하게 된다.

따라서, 식(23)과(24)를 이용하여 기준 모델 M_r

(s)는 다음과 같이 표현할 수가 있다.

$$M_r(s) = \frac{1 + \alpha_1 \sigma s + \alpha_2 (\sigma s)^2 + \dots + \alpha_{n\beta} (\sigma s)^{n\beta}}{1 + \alpha_1 \sigma s + \alpha_2 (\sigma s)^2 + \dots + \beta_{n+1} \alpha_{n+1} (\sigma s)^{n+1} + \dots + \beta_{n\beta} \alpha_{n\beta} (\sigma s)^{n\beta} + \alpha_{n\alpha} (\sigma s)^{n\alpha}} \quad (25)$$

결국 제어기와 제어 대상을 포함한 전체 제어계 전달 함수의 각각의 항이 원하는 기준 모델의 전달 함수인 식(25)의 각각의 항과 일치하도록 제어기를 설계하면 되며, 제어 계인을 자동적으로 산출하는 프로그램을 만들어서 쉽게 제어 계인을 구할 수가 있다.

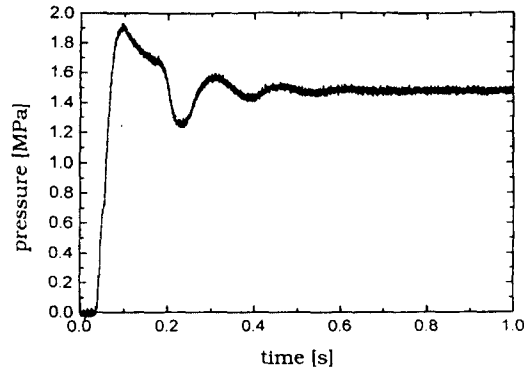
4. 제어 대상 유압계의 파라미터 결정 및 제어계 설계

4.1 제어 대상 유압계의 파라미터 결정

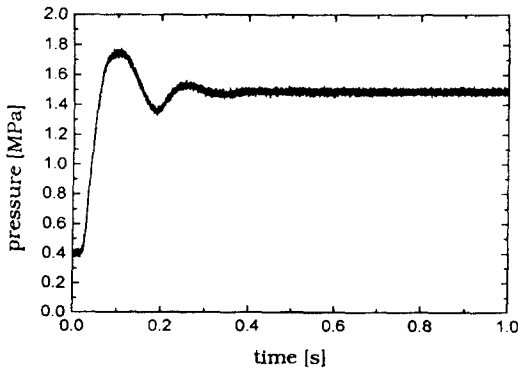
식(10)의 PCV 전달 함수에 표시된 각종 물리 인자들 가운데서, K_1 , K_2 는 부하 압력 P_l 과 부하 유량 Q_l 값이 동작점을 벗어남에 따라 크게 변화하게 되며, 밸브내 비례 솔레노이드의 동특성과 스프링 밸브의 마찰 계수 등도 제측하기가 매우 어려우므로 본 연구에서는 스텝상의 제어 입력 변화에 따른 압력 응답으로부터 제어 대상 유압계의 전달 함수를 구하기로 한다.

Fig. 5는 PCV에 단순히 스텝상의 입력 전기 신호를 인가했을 때의 압력 응답을 나타낸 것이다.

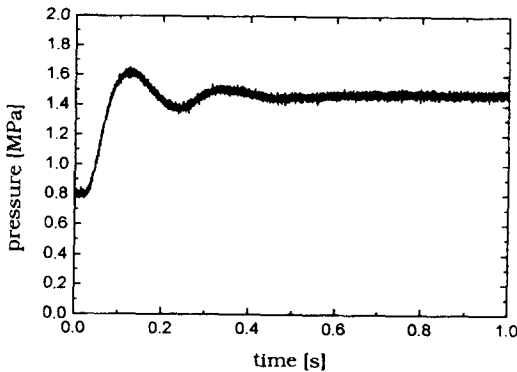
압력 응답이 (a) $0 \rightarrow 1.5\text{MPa}$, (b) $0.4 \rightarrow 1.5\text{MPa}$, (c) $0.8 \rightarrow 1.5\text{MPa}$ 로 변화하도록 했을 때의 실험 결과가 Fig. 5(a), (b), (c)이며, 압력 응답의 정착 시간(정상 편차가 $\pm 2\%$ 이내로 되는데 소요되는 시간)은 (a)에서는 500ms, (b)에서는 300ms, (c)에서는 430ms 정도였다. 응답 시간 지연은 (a)에서는 37ms, (b)에서는 25ms, (c)에서는 30ms 정도였다. 이 실험에서 (a)의 경우가 (b), (c)의 경우에 비하여 응답 시간 지연이 길고, 응답 압력 파형에 비선형적 특성이 크게 나타났다. 그 이유는(a)의 경우에는 밸브 조작 이전에 밸브가 중립 위치에 있을 때의 스프링의 오버 랩이 크고, 또한 밸브 조작



(a) variation of target pressure : 0 → 1.5MPa



(b) variation of target pressure : 0.4 → 1.5MPa



(c) variation of target pressure : 0.8 → 1.5MPa

Fig. 5 Experimental results of step response of the pressure control system under open loop control

이전에는 밸브 조작용 비례 솔레노이드에 가해지는 전류가 영이므로 디더(dither) 작용이 이루어지지 않아서 스펙의 정마찰 계수가 크기 때문인 것으로 생각된다. 그래서 실험 결과 가운데서 비교적

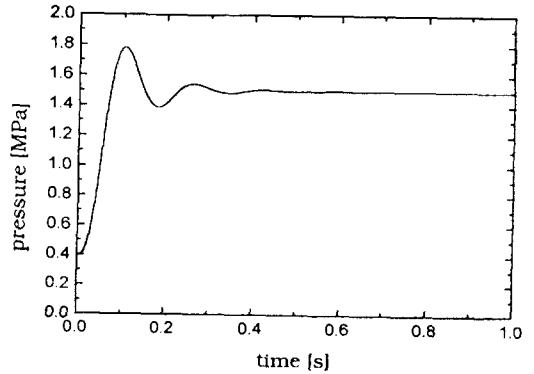


Fig. 6 Simulation result of step response of the pressure control system under open loop control (variation of target pressure : 0.4 → 1.5MPa)

선형적 특성을 보이는 (b)의 실험 결과로부터 제어 대상의 전달 함수의 파라미터를 결정하였으며⁶⁾, 그 결과 PCV를 포함하는 제어 대상 유압계의 전달 함수를 아래와 같이 3차계로 나타내었다.

$$G_o(s) = \frac{1}{0.000012897s^3 + 0.0008977s^2 + 0.03586s + 1} \quad (26)$$

식(26)에 대한 단위 스텝 응답을 Fig. 6에 나타내었다.

4.2 FF-I-PD 제어계 설계

본 연구에서는 Fig. 4와 같은 FF-I-PD 제어계를 설계한다.

제어 대상 유압계가 식(26)으로 표시되는 0형⁷⁾이므로 FF-I-PD 제어계에서의 전향 경로 적분 요소의 차수 m을 1로 하면 페루프 전달 함수는 차수가 1차 상승하여 4차계가 되며, 일순 전달 함수 $G_{vL}(s)$ 은 아래와 같다.

$$G_{vL}(s) = \frac{y(s)}{r(s)} = \frac{F_f s + C_0}{g_3 s^4 + g_2 s^3 + (F_{b1} + g_1) s^2 + (F_{b0} + g_0) s + C_0} \quad (27)$$

여기서, $g_0 = \frac{1}{k_u}$, $g_1 = \frac{2\zeta}{\omega_n k_u}$, $g_2 = \frac{2\zeta}{\omega_n^2 k_u}$, $g_3 = \frac{1}{\omega_n^3 k_u}$,

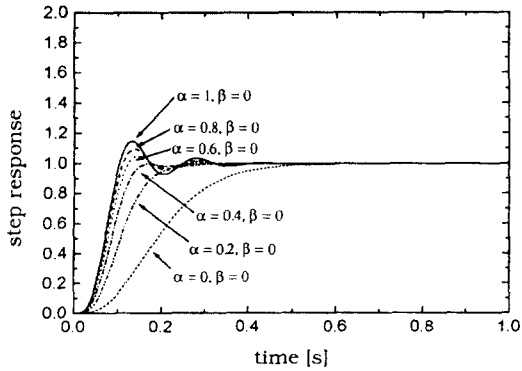


Fig. 7 Simulated step responses of reference model with various α - parameter values

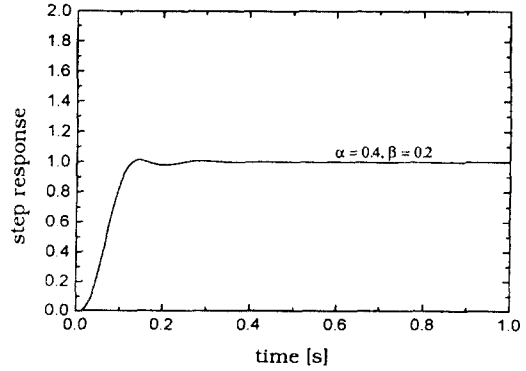


Fig. 9 Simulated step response of the objective reference model ($\alpha=0.4, \beta=0.2$)

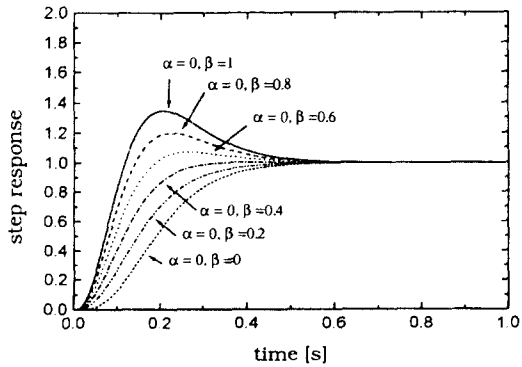


Fig. 8 Simulated step responses of reference model with various β - parameter values

을 0~1까지 0.2 간격으로 변화시켰을 때의 기준 모델의 응답 시뮬레이션 결과이다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 α 값의 변화에 따라 상승 시간은 $0.2 < \alpha < 1$ 의 영역에서는 큰 변화가 없으나 정착 시간은 상당히 달라지며, β 값의 변화에 따라서는 제어계의 정착 시간은 거의 일정하나 상승 시간(목표치가 10% → 90%로 상승하는데 소요되는 시간)이 크게 달라짐을 알 수 있다. 이 시뮬레이션 결과를 근거로 하여, 본 연구에서는 $\alpha=0.4, \beta=0.2$ 를 선정하여 제어계의 게인값을 구하였다. Fig. 9는 목표로 하는 기준 모델의 응답 시뮬레이션 결과를 나타낸 것이다.

k_u 는 제어 신호의 이득이며, ζ, ω_n 는 제어 대상의 감쇠비와 고유 진동수이다.

목표로 하는 기준 모델 $G_m(s)$ 은 식(25)를 사용하여 구하면 아래와 같다.

$$G_m(s) = \frac{C_0(1 + \beta s)}{C_0(1 + \alpha_1 s + \alpha_2 s^2 + \alpha_3 s^3 + \alpha_4 s^4)} \quad (28)$$

위 식에서 각 계수 $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$ 은 $\alpha_i = (1 - \alpha) \cdot b_i + \alpha \cdot C_i$ 를 사용하여 나타낼 수 있다⁹⁾. 따라서 α, β 의 변화에 따라 목표로 하는 기준 모델이 달라지기 때문에 시뮬레이션에서 얻어지는 응답 파형을 관찰하면서 원하는 응답이 얻어지도록 기준 모델을 결정하였다.

Fig. 7은 $\beta=0$ 으로 놓고 α 의 값을 0~1까지 0.2 간격으로 변화시켰을 때의 기준 모델의 응답 시뮬레이션 결과이며, Fig. 8은 $\alpha=0$ 으로 놓고 β 의 값

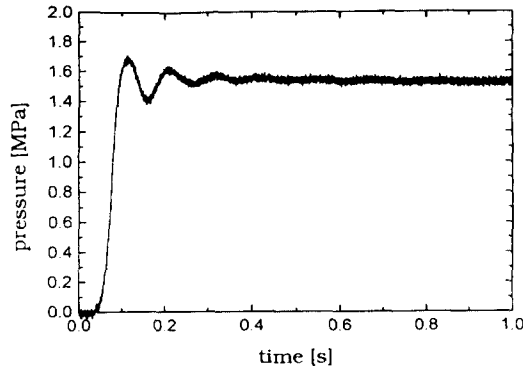
제어계의 게인을 구하기 위하여 식(27)과 (28)을 등치시키면, 제어기의 게인 값은 아래와 같이 구해진다.

$$C_0 = 12.4942, F_{\beta 0} = 0.21812, F_{\beta 0} = 0.09058, F_{\beta 1} = 0.00335$$

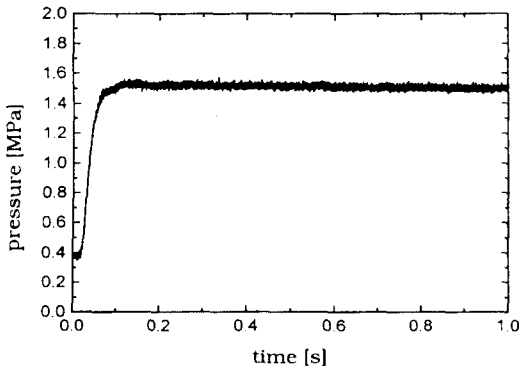
5. 실험 결과 및 고찰

Fig. 5의 스텝 응답 실험(b)[압력 변화 범위 : 0.4 → 1.5MPa]로부터 파라미터를 결정된 제어계를 대상으로 하여 4.2절에서 얻은 제어계 설계치들을 사용하여 구성된 디지털 제어계의 제어 특성을 실험을 통하여 조사하였다. 샘플링 시간은 5ms이며, 압력 제어 목표값은 1.5MPa이다.

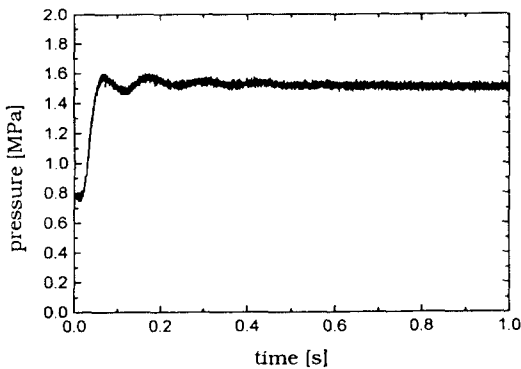
Fig. 10은 앞의 4.2절에서 설계한 FF-1-PD 제어계를 사용하여 실험을 수행한 결과이며, Fig. 10(a),(b),(c)는 각각 목표 제어 압력이 0→1.5MPa,



(a) variation of target pressure : 0 → 1.5MPa



(b) variation of target pressure : 0.4 → 1.5MPa



(c) variation of target pressure : 0.8 → 1.5MPa

Fig. 10 Experimental results of step response of the pressure control system under closed loop control with FF - I - PD controller

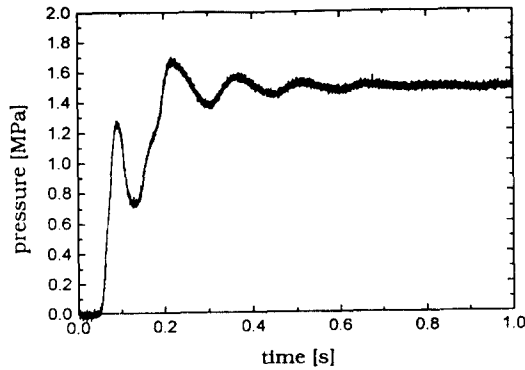
0.4 → 1.5MPa, 0.8 → 1.5MPa만큼 변화하도록 스텝상의 제어 입력 신호를 가했을 때의 실험 결과이다. Fig. 9의 기준 모델 시뮬레이션 결과와 Fig.

10(b)의 실험 결과를 비교해 보면 실험에서의 압력 변화 정착 시간은 100ms 정도로서, 양자가 비교적 잘 일치하였다. 상승 시간은 기준 모델에 비하여 실험 결과에서 더욱 단축되었으며, 이는 모델링 과정에서의 오차와 제어계가 갖는 비선형성의 영향으로 판단된다. 정상 상태에서는 적분 보상기의 기능에 의하여 입력 목표치에 정상 편차 없이 추종함을 알 수 있다.

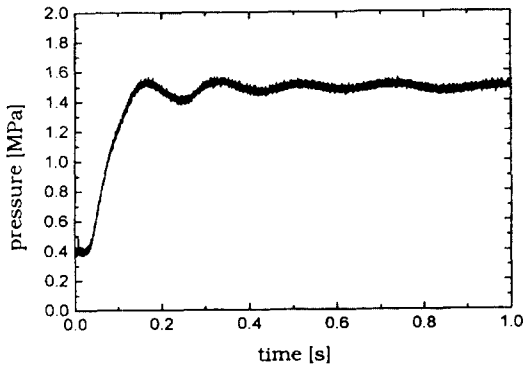
또한, Fig. 10(b)에서의 응답 시간 지연은 20ms 정도로서 개루프 응답인 Fig. 5(b)에서의 25ms 보다 다소 단축되었으며, 따라서 FF - I - PD 제어 기법을 사용하면 응답 시간 지연 개선 효과가 얻어짐을 알 수 있다.

Fig. 10의(a), (b), (c)를 비교할 때, (b)에 비하여 (a), (c)의 경우에는 비교적 큰 오버슈트가 나타났으며, 그 이유는 PCV의 특성이 압력 변화 폭에 따라 크게 달라지는 데에 기인한 것으로 판단된다. 그리고 Fig. 10(a)에서는(b), (c)에 비하여 큰 응답 시간 지연이 나타났으며, 그 이유는 제어 압력 0 MPa에서는 밸브로 공급되는 제어 전류가 0이며, 이 때 PCV 구동용 PWM 방식 앰프의 출력 신호의 크기가 0(또는 0 부근)이어서 스프링에 가해지는 디더(dither) 작용이 미약하므로 스프링에 작용하는 정마찰력이 크고, 밸브 스프링의 중립점 부근에 오버랩이 존재하기 때문인 것으로 생각된다.

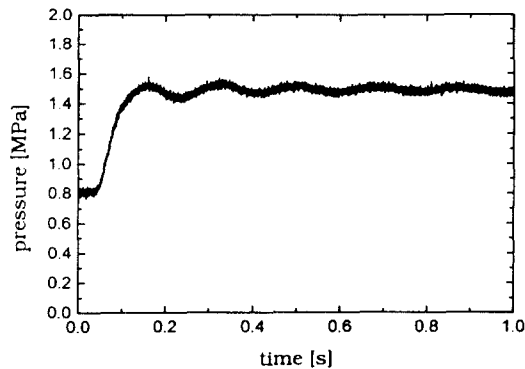
한편, 본 연구에서 적용한 FF - I - PD 제어계의 제어 성능을 보다 객관적으로 비교 검토할 자료를 얻으 목적으로, Fig. 1의 제어 대상에 PID 제어를 구사했을 때의 실험도 수행하였으며, 이 때 PID 제어 계인은 Ziegler - Nichols의 한계 감도법을 사용하고, 보다 우수한 제어 성능이 얻어지도록 튜닝(tuning)하여 구하였다. PID 제어에서의 제어 계인은 목표 제어 압력 변화폭이 0.4 → 1.5MPa일 때를 대상으로 하여 구하였으며, 실험 결과의 예를 Fig. 11에 나타내었다. Fig. 11(b), (c)를 Fig. 10(b), (c)와 비교하면, PID 제어시에는 응답 시간 지연, 상승 시간, 정착 시간이 길어지며, 오버슈트도 커졌음을 알 수 있다. 그리고, Fig. 11(a)에서는 과도 특성이 매우 불안하게 나타나는데, 그 이유는 이 제어계가 본래 불안해지기 쉬운 제어계임에도 불구하고 Fig. 11(b)에서의 과도 특성과 같은 비교적



(a) variation of target pressure : 0 → 1.5MPa



(b) variation of target pressure : 0.4 → 1.5MPa



(c) variation of target pressure : 0.8 → 1.5MPa

Fig. 11 Experimental results of step response of the pressure control system under closed loop control with PID controller

빠른 응답성을 얻기 위하여 제어계의 전향 경로에 위치한 P, I, D 게인 중 P, D의 게인을 상대적으로 낮은 값으로 결정했기 때문이다. 즉, 제어 대상의

감쇠율이 낮고, 제어 밸브의 응답 속도가 시스템의 응답 속도에 비하여 현저히 느리며, 비선형성이 강한 PCV를 사용하는 압력 제어계에서는 PID 제어 기법만으로는 제어의 질을 어느 한도 이상 향상시키는 것은 매우 어려움을 알 수 있다.

이상의 실험 결과로부터, 전향 경로에 피드 포워드 제어기와 적분항을 첨가하고, 피드백 경로에 비례항과 미분항을 설정한 FF-I-PD 제어법은 PCV의 응답 지연 시간을 보상함과 동시에 외란이나 측정 센서의 노이즈의 영향을 경감시켜 주는 적분 게인값을 상대적으로 크게 취할 수 있는 제어 기법이기에 때문에 본 연구에서 대상으로 하는 비례 전자 밸브에 의한 유압 실린더 압력 제어계에 매우 유용하게 적용할 수 있음을 알 수 있다.

6. 결 론

본 연구에서는 비교적 작은 제어실 용적을 갖는 유압 실린더내의 압력을 비례 전자 밸브와 디지털 컴퓨터를 사용하여 효과적으로 제어하는 기법을 제안하였다.

본 연구에서 얻어진 성과를 요약하면 아래와 같다.

① FF-I-PD 제어기법에 의한 2자유도 제어계를 대상 유압 제어계에 적용함으로써 비례 전자 밸브의 지연 시간을 효과적으로 단축시킬 수가 있었다.

② FF-I-PD 제어기법을 사용함으로써 전향 제어 경로의 제어 게인을 비교적 낮은 값으로 결정했음에도 불구하고 신속한 응답 성능, 안정한 제어 성능을 얻을 수 있었다.

③ FF-I-PD 제어계 설계시에 기준 모델 설계법을 활용함으로써 손쉽게 제어 게인을 결정할 수 있었다.

참고문헌

- 1) 内田油壓機器工業(株), “綜合 카탈로그”, pp.564 - 589, 1990.
- 2) K. U. Yang, S. N. Yun, I. Y. Lee, et al, “Dynamic Characteristics Improvement of Semi - Auto-

- matic Transmission Driven by Hydraulic Power for Construction Vehicles”, Proceedings of The 2nd International Symposium on Fluid Power transmission and Control, Shanghai, China, pp. 155 - 160, 1995.
- 3) 北森 侯行, “制御對象の部分的知識に基づく制御系の設計法”, 計測自動制御學會論文集, 15 - 3, pp.135 - 141, 1979.
 - 4) 中政 隆, 高木 康夫, 市川 義則, 北森 侯行, “制御系設計のための實用的な汎用参照モデル”, 計測自動制御學會論文集, 19 - 7, pp.592 - 594, 1983.
 - 5) Lu, Y, “Entwicklung Vorgesteuerter Proportionalventil mit 2 - wege - Einbauventil als Stellglied und mit gerateinterne Ruckfuehrung, Ph. D thesis, T.H.Achen, 1981.
 - 6) Benjamin C. Kuo, “Automatic Control System”, Sixth Edition, Prentice - Hall Inc., pp. 325 - 425, 1991.
 - 7) 김종식, “선형 제어 시스템 공학”, 청문각, pp.119 - 122, 1991.
 - 8) 정용길, 이일영, 양주호, “유압구동식 선박용 촉발 전장치의 정속제어”, 대한기계학회논문집, 17 - 8, pp.1999 - 2010, 1993.
 - 9) 田中 泰太郎, “ロバスト制御系設計のための α パラメータ”, 計測自動制御學會論文集, 28 - 12, pp.1501 - 1503, 1992.