

비례 위치 제어용 소형 유압 서보 기구의 특성에 관한 연구

이승현[†] · 송창섭*

한양대학교 정밀기계공학과 대학원, *한양대학교 기계공학부

A Study on the Characteristics of the Compact Hydraulic Servo Mechanism for Proportional Position Control

Seung Hyun Lee[†] and Chang Seop Song*

Department of Precision Mechanical Engineering Graduate School Hanyang University

*Department of Mechanical Engineering, Hanyang University

Abstract – In this study, the characteristics of the hydraulic servo mechanism for proportional position control of a hydraulic construction equipment were analyzed using the developed analysis tool. The result were used in the others hydraulic system except construction equipment to improve the static performance of the system, the system parameter effects on the controllable region and the hydraulic servo mechanism variation were studied.

Key word – hydraulic servo mechanism, position control, remote control, construction equipment.

1. 서 론

비례 제어용 유압 서보 기구는 굴삭기 및 크레인등의 건설 중장비 및 산업설비의 유압 서보 시스템에 채용될 수 있는 기구로서 부하 압력 및 유량에 관계없이 전류에 비례하여 변위를 제어하는 제어성이 우수하고 정밀한 유압 서보 기구이다. 특히 유압 굴삭기 및 농기계등의 작업환경이 열악하여 작업자 안전이 우려되는 유압시스템 운전 조건에 채용이 요구되고 있다.

본 논문은 유압 크레인에 사용되고 있는 원격 제어용 유압 서보 기구를[3] 해석하였다. 유압 크레인 시스템은 덤프밸브, 감압밸브, 서보 기구, 메인밸브 및 유압펌프의 5가지 부분으로 구분되는데 덤프밸브, 감압밸브, 유압펌프 및 메인밸브는 일반 상용 시스템으로 본 연구에서는 유압서보 기구만의 제어 시스템의 성능 및 특성을 고찰하였다.

또한 원격 제어용 유압 서보 기구의 제어를 위한 변수들의 영향을 살펴보고 유압 서보 기구의 각종 변수

들을 어떻게 설계하는 것이 시스템 제어의 성능을 향상시킬 수 있는가를 알아보았다.

2. 이론 해석

2-1. 구조 및 작동원리

Fig. 1에서 유압 서보 기구는 대칭 구조로 이루어져 만들어져 있다. 솔레노이드 전자석1의 코일에 전류를 흘려주면 플린저2가 흡인되므로 이 플린저에 연결되어 있는 스풀(spool)도 같은 방향으로 움직이면서 스프링7을 압축한다. 그러므로, 슬리이브 블럭(sleeve block) 4

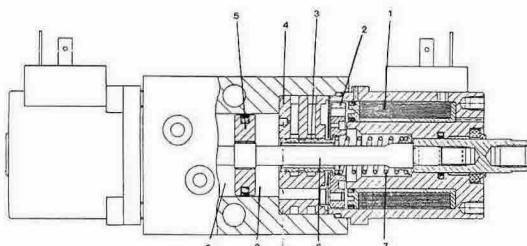


Fig. 1. Hydraulic servo mechanism for proportional position control.

[†]주저자 : yaesol99@hitech.net

^{*}책임 저자 : cssong@hanyang.ac.kr

의 공급포트(supply port)와 스플 사이에 유로가 형성되어 압유가 실린더8로 유입되고, 피스톤5를 좌측으로 밀게 된다. 이때 과도상태에서 피스톤 속도에 따라 배압실 9에 배압이 생기므로 배압의 저항을 받으며 운동한다. 피스톤 로드6의 변위에 의해 스프링7이 압축되고, 이 스프링의 압축력이 솔레노이드의 흡인력과 반대방향으로 스플3에 작용하게 된다. 이때 스프링7의 압축력은 피스톤의 변위에 비례하므로 스프링의 압축력은 점점 커져서 솔레노이드의 흡인력과 같게 될 때 평형상태가 되어 스플은 정지하게 되며, 실린더 실8의 압력은 메인 밸브에서의 외력에 의해 결정된다. 그런데, 비례전자석의 흡인력은 전자석의 코일(coil)에 흐르는 전류에 비례하므로, 피스톤의 변위는 전류의 크기에 비례하게 된다.

2-2. 수학적 모델링

Fig. 2에서 P_s 는 공급 압력 포트, T 는 탱크 포트, A 는 P_s 포트로부터 작동실로 유입되는 원통 환상구조의 유로, B 는 작동실측의 초오크 유로, C 는 원통 환상구조의 배압실측 리턴 유로, D 는 배압실측 리턴 초오크 유로를 나타낸다.

유압 서보 기구의 피스톤 작동실 및 배압실의 연속 방정식은 다음과 같다[1][5].

$$\frac{V_1 dP_1}{\beta_e dt} = Q_a - Q_b - A_p \frac{dX_p}{dt} \quad (1)$$

$$\frac{V_2 dP_2}{\beta_e dt} = A_p \frac{dX_p}{dt} - Q_c - Q_d \quad (2)$$

여기서 V_1 은 작동실 체적, V_2 는 배압실 체적, A_p 는 피스톤 단면적, β_e 는 작동유 압축률이고, 유량 Q_a , Q_b , Q_c , Q_d 는 다음과 같이 유도된다.

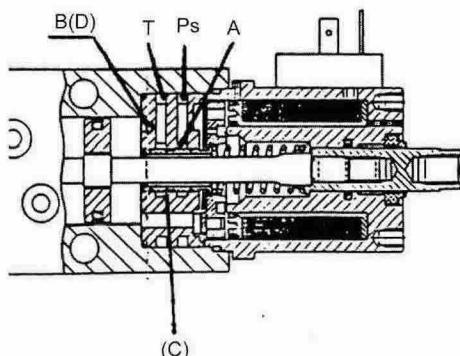


Fig. 2. Analytical model of servo mechanism.

$$Q_a = C_d \pi D s \sqrt{\frac{2}{\rho}} X v \sqrt{(P_s - P_1)} \quad (3)$$

$$Q_b = C_n \pi \frac{D b^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{(P_s - P_1)} \quad (4)$$

$$Q_c = C_d \pi D s \sqrt{\frac{2}{\rho}} X v o \sqrt{(P_2 - P_1)} \quad (5)$$

$$Q_d = C_n \pi \sqrt{\frac{2 D b^2}{\rho}} \sqrt{(P_2 - P_1)} \quad (6)$$

여기서 Q_a 는 공급 포트 P_s 로부터 유로A를 통해 작동실로 유입되는 유량, D 는 스플 외경, Xv 는 스플 오버밸브 Xvo 를 고려한 스플 변위, P_1 은 작동실내 압력, C_d 는 유량계수이며, 그 이외의 수식도 초크 직경 D_b , 초오크 유량 계수 C_n , 배압실 압력 P_2 , 탱크 압력 P_1 , 작동유 밀도 ρ 를 고려하여 마찬가지로 서술하였다.

밸브 스플에 작용하는 유체력, 점성 마찰력, 스프링 복원력 및 비례전자석의 힘을 고려하고, 피스톤에 작용하는 작동실 및 작동실측의 압력에 의한 힘, 외력에 의한 힘, 스프링에 의한 힘을 고려한 운동방정식은 다음과 같다[2][4].

$$M_{ls} \frac{d^2 X_v}{dt^2} + (B_{sp} - C_d \pi D_s \sqrt{2 \rho L_c} \sqrt{(P_s - P_1)}) \frac{dX_v}{dt} + (K_s + C_d \pi D_s C_v \cos \Phi (P_s - P_1)) X_v = K_m * I - K_s (X_0 + X_p + X_{vo}) \quad (7)$$

$$M_{lp} \frac{d^2 X_p}{dt^2} + B_{lp} \frac{dX_p}{dt} + (K_s + K_{se}) X_p = A_p (P_1 - P_2) - K_s (X_0 + X_v) - K_{se} X_{se} \quad (8)$$

여기서 M_{ls} 는 밸브 스플의 등가질량, B_{sp} 는 스플 마찰계수, L_c 는 감쇄길이(damping length), C_v 는 속도계수, ϕ 는 유체 입사각, K_m 은 자속 스프링 상수, I 는 솔레노이드 코일에 부여되는 전류이다. 또한 M_{lp} 는 외부 관성 부하를 고려한 피스톤 등가질량, B_{lp} 는 피스톤 마찰계수 B_p 와 피스톤 로드 마찰 계수 B_{pr} 의 합인 등가피스톤 마찰 계수, K_{se} 는 외력 스프링 상수. X_0 는 피스톤 스프링 초기 놀림량, X_{se} 는 외력 스프링 초기 놀림량이다.

정상상태에서의 서보 기구 특성은 식(1), 식(2)·식(7) 및 식(8)에서 속도 및 가속도량을 영으로 놓고, 밸브 스플의 변위 Xv 는 피스톤 변위 X_p 보다 매우 작다는 조건을 조합하여 정리하면 식(9) 및 식(10)을 얻을 수 있다.

$$X_p = \frac{K_m}{K_s} I \quad (9)$$

$$X_p = \left(KA_p \frac{D_s^2 X_v^2}{D_b^4} P_s + K_m \frac{I}{K_{se}} - X_{se} \right)$$

따라서 서보 기구 변위 X_p 는 식(9)에서 입력 전류 I 에 비례하고, 피스톤 스프링 상수 K_s 에 지배적인 영향을 받음을 알 수 있다. 또한 식(10)에서 피스톤 단면적 A_p , 스플 직경 D_s 및 촤오크 직경 D_b 에 영향을 받음을 알 수 있다.

본 서보 기구의 과도 응답 특성은 연속방정식 식(1) 및 식(2)와 운동방정식 식(7) 및 식(8)에서 스플 직경 D_s , 촤오크 직경 D_b , 피스톤 단면적 A_p 및 overlap량 X_{vo} 에 영향을 받음을 알 수 있다. 본 논문에서는 설계 특성상 스플 직경 D_s 는 고정시키고 나머지 변수들을 고려하였다.

3. 시뮬레이션

3-1. 유압 서보 기구 제원

앞 절에서 정특성 및 동특성의 해석결과로부터 서보 기구의 안정성과 응답특성에 큰영향을 미치는 인자는 A_p , K_s , D_b , X_0 및 X_{vo} 등으로 예상할 수 있었다.

Table 1은 computer simulation에 의한 해를 구하기 위하여 서보 기구의 제원과 동일하게 취했다. 여기서, 감쇄계수는 스플과 슬리브 사이 및 피스톤과 피스톤 블록 사이의 간극에 의해 존재하는 작동유의 점성 전단력에 의해 구하였으며, 스플의 마찰면 사이의 간극은 $3\text{ }\mu\text{m}$, 피스톤 로드에서 $5\text{ }\mu\text{m}$ 가정하였다. 또 스플 밸브에서 형성되는 제어 오리피스에서의 유입각은 Von Mises의 이론에 의거 결정된 69° 로 가정하였으며, 실험 밸브의 Mechanism상 Valve Stroke는 0.1 cm 이내로

Table 1. Dimensions of the hydraulic servo mechanism

M_{ls}	$5.10 \times 10^{-5}\text{ kg}_f\text{ sec}^2/\text{cm}$	B_{sp}	$5.10 \times 10^{-5}\text{ kg}_f\text{ sec}^2/\text{cm}$
M_{lp}	$5.01 \times 10^{-5}\text{ kg}_f\text{ sec}^2/\text{cm}$	B_p	$1.55 \times 10^{-3}\text{ kg}_f\text{ sec}^2/\text{cm}$
K_s	$2.57\text{ kg}_f/\text{cm}$	B_{pr}	$1.55 \times 10^{-2}\text{ kg}_f\text{ sec}^2/\text{cm}$
K_{es}	$12.5\text{ kg}_f/\text{cm}$	ρ	$8.87 \times 10^{-7}\text{ kg}_f\text{ sec}^2/\text{cm}^4$
K_m	$4.5\text{ kg}_f/\text{A}$	μ	$2.24 \times 10^{-7}\text{ kg}_f\text{ sec}/\text{cm}^2$
X_o	0.05 cm	β_e	$6.8 \times 10^3\text{ kg}/\text{cm}^2$
X_{vo}	0.01 cm	L_c	0.38 cm
D_s	1.22 cm	C_d	0.61
D_b	0.08 cm	C_v	0.98
V_o	150 cm^3	ϕ	69°
A_p	6.67 cm^2	X_{se}	0.1 cm

Table 2. A Simulation condition

case.1 I (A)	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5
case.2 Ap(cm ²)	3.67	4.76	6.67	8.67	
case.3 Db(cm)	0.00	0.08	0.10	0.16	0.30
case.4 Xvo(cm)	0.00	0.01	0.02	0.03	0.05
case.5 Ks(kg/cm)	1.57	2.00	2.57	3.00	3.57
case.6 Xo(cm)	0.1	0.2	0.3	0.4	

■는 시뮬레이션에서 기준값으로 사용하였다.

Table 2. B Simulation condition

condition	A_p (cm ²)	D_b (cm)	X_{vo} (cm)	X_o (cm)	K_s (kg/cm)
cond.1	3.67	0.08	0.01	0.05	2.57
cond.2	8.67	0.08	0.01	0.05	2.57
cond.3	6.67	0.0	0.01	0.05	2.57
cond.4	6.67	0.08	0.01	0.164	1.57
cond.5	6.67	0.08	0.01	0.10	2.57
cond.6	6.67	0.08	0.01	0.072	3.57

제한을 두었다. Spool이 경계점에 있을 때는 스플 속도를 0으로 보았고, 유량계수 C_d 는 0.61로 가정했다. C_n 는 Reynolds Number의 함수로 고려하였다. μ 는 점성 계수를 나타낸다.

3-2. Simulation 결과 및 고찰

시뮬레이션의 각 인자들의 값은 Table 2. A,B에 나타낸다. 그 결과 비례 전자석에 전류 I 가 계단입력으로 가해졌을 때, 각 인자들을 변화시켜 가면서 시간에 대한 부하측 압력 P_1 , 배압측 압력 P_2 및 피스톤 변위 X_p 가 Fig. 3 - Fig. 12까지 도시되어 있다.

여기서, 응답의 안정성은 압력 P_1 및 P_2 의 진동의 정도로 판별하였으며, 응답도는 압력이 정상상태에 이르는 시간과 피스톤 변위 응답시간을 기준으로 판단하였다.

위의 Fig. 3는 입력전류 I 가 일정량씩 증가함에 따라 피스톤 변위도 무단 연속적으로 일정변위씩 상승함을 나타낸다. 즉 전류 I 에 크기에 비례하는 피스톤 출력변위를 얻을 수 있다.

Fig. 4, Fig. 5 및 Fig. 6은 case 2, cond. 1 및 cond. 2을 각각 그린 것으로 피스톤 단면적의 변화에 따른 특성을 나타낸다. Fig. 4에서 피스톤 단면적 A_p 가 커짐에 따라 overshoot가 작아져 과도상태의 안정성이 향상되며, rising time은 둔화된다. 이는 A_p 가 커짐에 따라 작동실측의 유량손실 효과를 가져오므로 P_1 이

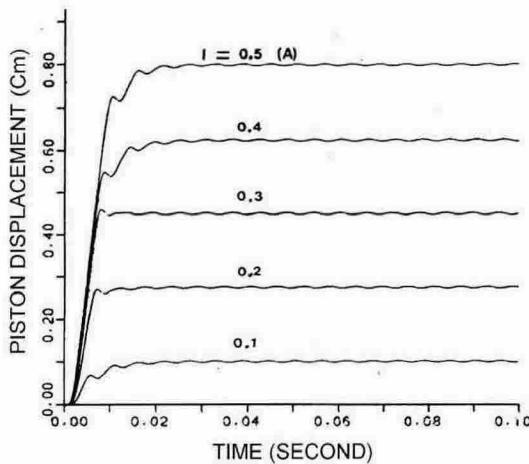
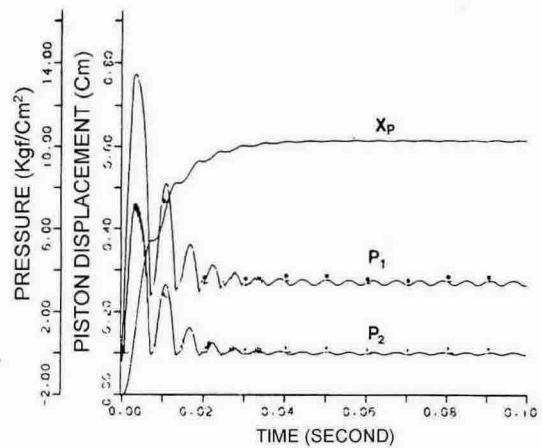
Fig. 3. Simulation result for current, I .

Fig. 6. Simulation result for Cond. 2.

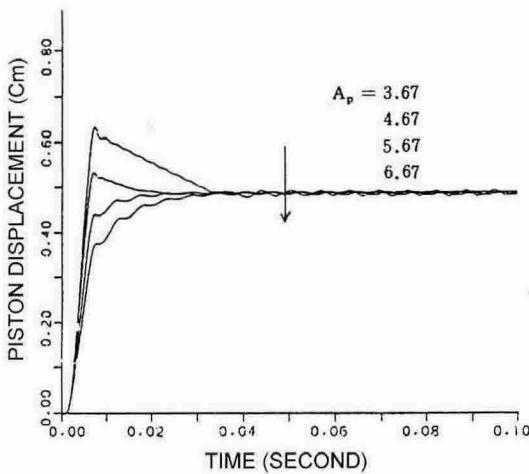
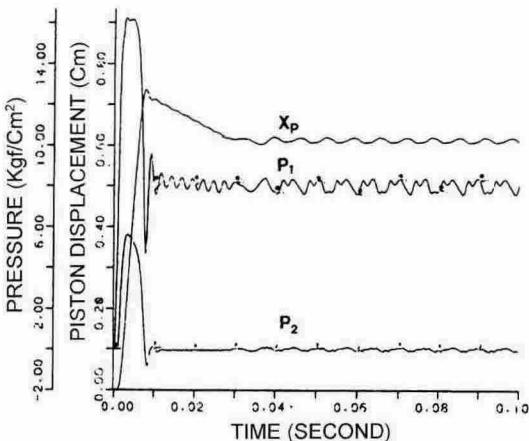
Fig. 4. Simulation result for piston area, A_p .

Fig. 5. Simulation result for Cond. 1.

강하하는 반면 배압축의 영향을 많이 받기 때문이며, 정특성에는 큰 영향이 없음을 나타낸다.

Fig. 5은 피스톤 단면적을 작게 한 경우의 과도상태 특성을 나타낸다. 과도상태의 작동실 압력 P_1 이 많이 상승하고 배압의 영향을 작게 받으므로 overshoot가 많이 생겨, 계의 특성을 나쁘게 한다.

Fig. 6은 피스톤 단면적을 크게 하여 과도상태의 특성을 좋게 한 경우로 응답속도가 늦어진다. 따라서, Fig. 4, Fig. 5 및 Fig. 6에서 A_p 가 작은 경우 overshoot를 줄여 과도상태의 특성을 개선시킬 수 있는 방안이 요구된다. Fig. 7은 흘러직경 D_b 는 시스템 특성에 중요한 인자로서 안정성 및 응답성에 큰 영향을 미친다. D_b 를 크게하면 작동실 압력 P_1 을 하강시키면서 정특성 및 동특성을 나쁘게 한다.

Fig. 8은 cond. 3을 나타낸 특성이다. 이것으로부터 과도상태의 응답도가 빠르고 안정성이 좋은 위치 제어 특성을 나타내는 것을 알수 있다.

D_b 가 작은 경우 안정성은 향상되지만 작동실의 내압 상승요인인 되어 A_p 가 작은 경우 Fig. 5와 조합하여 overshoot를 크게 하므로 과도상태의 응답성을 나쁘게 한다. Fig. 5에서 A_p 가 작은 경우 과도응답 특성을 개선시키려면 안정성에 영향을 받지 않는 범위에서 초 오크 직경 D_b 를 다소 줄여 줄수 있다.

따라서 D_b 는 A_p 에 따라 Fig. 7, Fig. 8 및 Fig. 9에서 최적치를 선택할 수 있다.

Fig. 10에서 X_{v_o} 가 증가함에 따라 응답도가 둔화되고 정특성이 약간 떨어지는 경향을 나타낸다.

X_{v_o} 가 작은 경우 과도상태의 배압증가로 인해 P_1 을

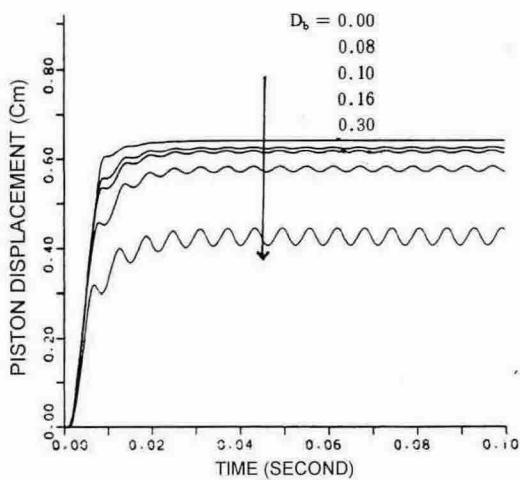
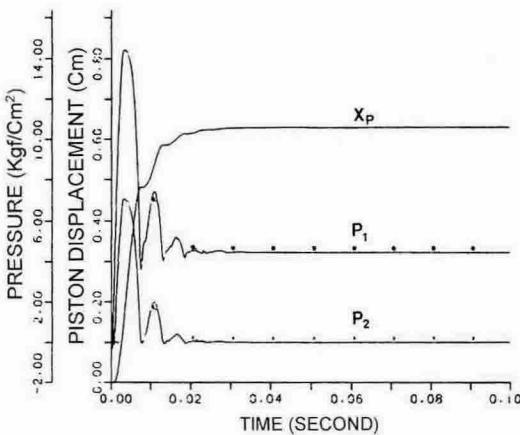
Fig. 7. Simulation result for choke diameter, D_b .

Fig. 8. Simulation result for Cond. 3.

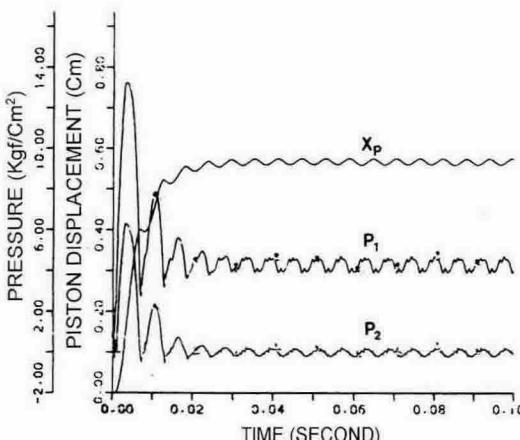
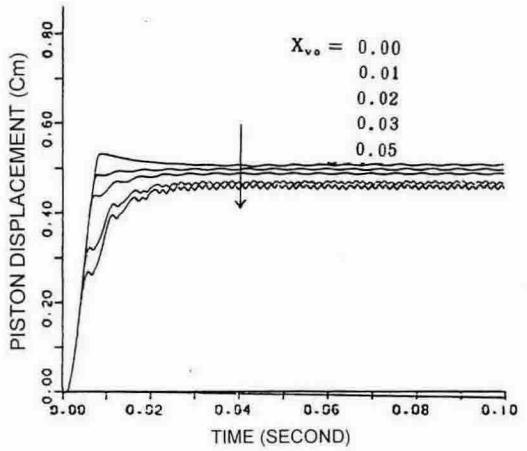
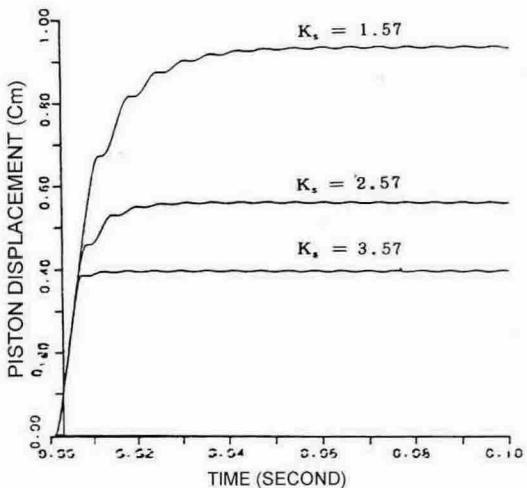


Fig. 9. simulation result for Cond. 4.

Fig. 10. Simulation result for overlap, X_{vo} .Fig. 11. Simulation result for spring Constant, K_s .

상승시켜 주므로서 응답속도는 빠르다. 오리피스C의 면적효과가 쿤오크 개도 D_b 에 비해 지배적이므로 Fig. 5, Fig. 7 및 Fig. 10를 고려하므로서 A_p 가 작은 경우에도 과도상태의 응답성을 개선하고 안정성을 유지하는 A_p , D_b 및 X_{vo} 의 최적치를 구할 수 있다.

Fig. 11은 case 6을 나타낸 특성으로 X_0 의 증가에 따라 피스톤변위는 X_0 만큼 전이되어 감소한다. 이는 식 (10)에서 규명한 바와같이 스프링 힘은 X_0 와 X_p 가 합해져 나타내며 일정 전자석힘 K_m*I 와 평형을 이루기 때문이다. 따라서, X_0 는 피스톤의 정특성만 나쁘게 하므로 작게해야 하며, 배압실측의 스플 플런저가 정지해 있도록 초기 스프링 변위를 가지면 된다.

Fig. 12은 cond. 5, cond. 6, 및 case 6을 나타낸 것

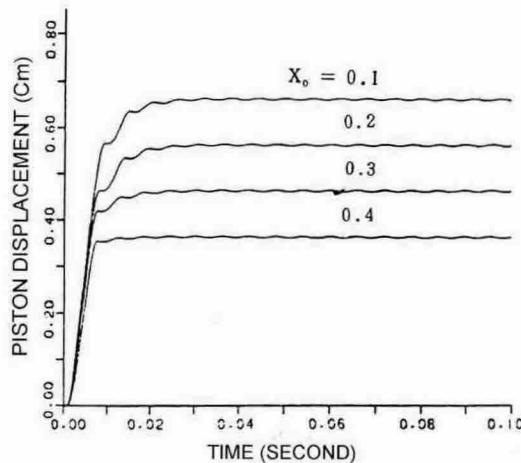


Fig. 12. Simulation result for initial spring compression, X_0 .

으로 초기 스프링 압축력을 같게한 응답특성이다. K_s 는 피스톤 변위로 인한 스프링힘과 전자석힘의 평형을 지배하므로 정특성을 지배하며, rising time을 둔화 시킨다.

4. 결 론

본 연구에서 유압 서보 기구에 대한 Digital Simulation 결과를 토대로 각 인자들이 서보 기구의 특성에 미치는 영향을 평가하여 다음과 같은 결론을 내릴 수 있다.

1) 유압 서보 액추에이터의 안정성은 촐오크의 직경 D_b 에 밀접한 영향을 받는데 D_b 가 작을수록 안정성은 향상되지만 D_b 가 작아지는 경우 과도상태의 내압 P_i 을 상승시키므로 overshoot를 크게 한다.

2) 피스톤 단면적 A_p 는 내압 결정에 중요한 인자이며 정특성은 영향을 미치지 못하나, 과도상태에는 큰 영향을 준다. 단면적 A_p 가 작은 경우 overshoot가 발생되므로 이를 줄이기 위해서는 오우버랩 X_{vo} 를 크게 해주어야 한다.

3) 피스톤실의 촐오크 직경과 벨브의 오우버랩 크기는 계의 안정성 및 과도상태 응답을 지배한다.

4) 피스톤 스프링 초기 압축길이 X_0 는 피스톤의 정특성에만 영향을 미친다.

5) 스프링 상수 K_s 는 피스톤의 정특성 및 응답속도를 지배한다.

참고문헌

- Herbert E. Merritt, "Hydraulic Control Systems," John Wiley & Sons., 1967.
- John Watton, "Fluid Power Systems," Prentice Hall, 1989.
- HIAB-FOCO., "Digi Drive Remote Control," 1988.
- Blackburn J. E., Reethof G. & Shearer J. L., "Fluid Power Control," M. I. T Press., 1960.
- 윤영표, "Pressure Control Characteristics of an Electro-Hydraulic Proportional Compound Valve," KAIST. M. S. Thesis, 1982.