

능동 현가시스템의 성능평가를 위한 유압식 시험기의 설계 및 제어에 관한 연구

A study on design and control of hydraulic test rig  
for performance evaluation of active suspension system

\*손영준\*, 이광희\*\*, 박성환\*\*\*, 이진걸\*\*\*\*

\*부산대학교 정밀기계공학과 대학원(Tel: (051)510-1449; Fax: (051)517-7716)

\*\*포항종합제철주식회사 설비기술부/기계기술팀(Tel: (0562)220-3804; Fax: (0562)220-6000)

\*\*\*부산대학교 기계기술연구소(Tel: (051)510-1449; Fax: (051)517-7716; E-mail:Shaprk01@hyowon.cc.pusan.ac.kr)

\*\*\*\*부산대학교 정밀기계공학과(Tel: (051)510-2330; Fax: (051)517-7716; E-mail:jinklee@hyowon.cc.pusan.ac.kr)

**Abstracts** To evaluate of active suspension, it is necessary for special equipment - so called Test Rig - which can perfectly realize the road condition and the impact from the road. And most of the test rig systems controlling force accurately and rapidly consist of electro-hydraulic servo mechanism, and they need robust controller which can endure outer road change. But in the case of PID controller, we should choose its best gains by trial and error method, and once its gains are fixed, they cannot get changed, so we should reset PID controller gains respectively when the road is changed. Therefore based on the load pressure feedback compensation method, our aim at constructing electro-hydraulic test rig is not affected by various road disturbance.

**Keywords** Electro-hydraulic test rig, Servovalve, Load pressure feedback, Electro-hydraulic servosystem

1. 서론

최근 승용차의 첨단화, 고속화, 고급화의 추세에 따라 주행안정성과 승차감에 대한 요구가 증대되어 전자 제어 방식의 유압식 능동 현가시스템(hydraulic active suspension system)에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.

본 연구에서는 능동 현가시스템의 성능평가를 위하여 전기·유압식 시험기(Electro-hydraulic test rig)를 설계 및 제어를 하여 능동 현가시스템의 성능평가를 위하여 노면으로부터 실제차량에 가해지는 수치화된 노면상태 및 노면충격 데이터를 정상상태 오차나 위상지연(phase delay)없이 추종함으로써 실제 차량의 작동 주파수 범위 내에서 노면상태를 완벽하게 재현하고자 한다.

제어기는 전기·유압식 시험기에 발생하는 정상상태 오차의 발생을 최소화하기 위하여 부하압력(load pressure)을 피드백 하여 질량관성의 변동에도 강한 제어성능을 구현하고자 한다.

2. 시스템의 구성

본 연구에서 대상으로 하는 능동 현가시스템의 성능평가를 위한 전기·유압식 시험기의 구성은 Fig.1과 같다. 유압 파워 장치로서 전동기에 연결된 정용량형 유압펌프를 사용하며 제어밸브로는 서보밸브(servo valve)를 사용한다. 또 부하압력의 측정을 위하여 유압식 시험기의 편로드 실린더 양단에 압력변환기(pressure transducer)를 설치한다.

한편, Fig.1에서 보는 바와 같이 전기·유압식 시험기의 편로드 실린더 상부에는 질량관성이 큰 능동 현가시스템이 장착된 1/4 차량 모델(quarter car model)이 위치하게 되므로 편로드 실

린더의 갑작스러운 하강 운동으로 서보밸브에 발생하는 서지(surge)압력에 의한 충격을 방지하기 위하여 안전밸브를 설치하였다.

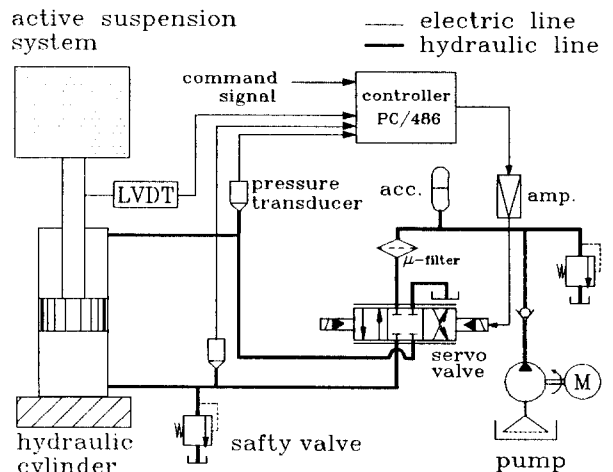


그림 1. 전기·유압식 시험기의 구성도

Fig.1 Schematic diagram of electro-hydraulic test rig

본 연구의 실험 장치에 사용된 장비의 제원은 Table.1과 같다.

표 1. 실험장비 제원

Table.1 Specifications of experimental apparatus

Instruments		Specification
Hydraulic System	Electric Motor	1160 rpm, 5.5 kW
	Hydraulic Pump	28 cc/rev
	μ-Filter	3μm
	Cylinder	50×200
	Servovalve	38 l/min z <sub>max</sub> =0.043 cm
Amplifier and Sensor	Servo Amp.	250mA/V
	Dynamic Strain Amplifier	max. ±10V auto balancing
	Pressure Sensor	max. 100 kg/cm <sup>2</sup>
	Displacement Sensor	max.range 5 cm

### 3. 시스템 해석 및 제어기 설계

본 연구에 사용한 전기·유압식 시험기(Electro-hydraulic test rig)의 시스템의 해석을 위하여 서보증폭기, 서보밸브, 유압 실린더 및 부하계의 구성을 간략화하여 Fig.2에 나타내었다.

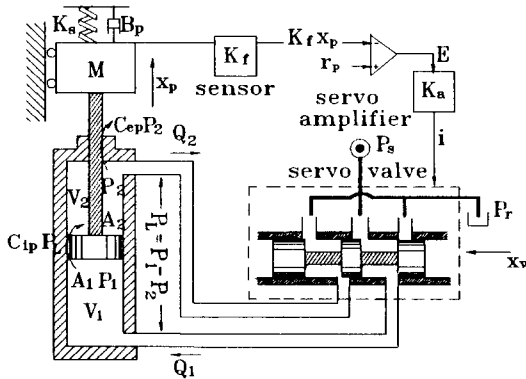


그림 2. 위치제어를 위한 전기·유압식 시험기의 구성도  
Fig. 2. Schematic diagram of electro-hydraulic test rig

#### 3.1 서보밸브의 부하압력 유량특성

Fig.2에서 서보 증폭기로 입력되는 오차 전압  $e_p(t)$ [V]는 식 (3-1)과 같이 표현된다.

$$e_p(t) = r_p(t) - y_p(t) \quad (3-1)$$

여기서  $r_p$ 는 기준입력 신호[V],  $y_p$ 는 피스톤의 변위에 대한 피드백 신호[V] 그리고  $K_f$ 는 변위 변환기의 게인[V/cm]을 나타낸다. 오차 전압  $e_p$ 는 서보 증폭기에서 증폭되어 식(3-2)와 같은 크기의 서보밸브 구동 전류  $i(t)$ [mA]로 변환된다.

$$i(t) = K_a \cdot e_p(t) \quad (3-2)$$

여기서  $K_a$ 는 서보 증폭기의 게인[mA/V]이다. 서보밸브의 토크 모터는 서보 증폭기로부터의 입력 전류에 의해 생성되는 코일 기자력에 의해 아마츄어가 움직임으로 인해 밸브 스톱이 변위한다.

다. 이에 대한 관계식은 서보밸브의 토크 모터 등에서 히스테리시스와 같은 많은 비선형적 요소에 의해 영향을 받으므로 선형 동적 방정식으로 유도되기는 어렵다. 그러나 주파수 응답 곡선 비교법에 의하여 입력 전류와 밸브 스톱 변위 간의 관계식을 식 (3-3)와 같이 모델링하였다.

$$\frac{d^2x(t)}{dt^2} + 2\zeta_v \omega_v \frac{dx(t)}{dt} + \omega_v^2 x(t) = \omega_v^2 \cdot K_t \cdot i(t) \quad (3-3)$$

여기서  $K_t$ 는 토크 모터 게인[cm/mA]이며  $\zeta_v$  및  $\omega_v$ 는 각각 서보밸브의 파라미터이다.

#### 3.2 편로드 실린더 (single rod double acting cylinder)의 해석

Fig.2에서 표시한 실린더의 운동방향  $x_p$ 가 양의 방향일때 식 (3-3)에 의한 밸브스톱의 변위  $x_v(t)$ 로 인한 헤드측 공급 유량  $Q_1$ [cm<sup>3</sup>/s] 및 로드측 귀환 유량  $Q_2$  [cm<sup>3</sup>/s]는 스톱 교축부의 오리피스유량 방정식으로부터 각각 식(3-4), 식(3-5)와 같다

$$Q_1(t) = C_d w x_v(t) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_1(t))} \quad (3-4)$$

$$Q_2(t) = C_d w x_v(t) \sqrt{\frac{2}{\rho} P_2(t)} \quad (3-5)$$

여기서,  $C_d$ 는 밸브 스톱의 오리피스 유량 계수,  $w$ 는 밸브 포트의 단면적 구배[cm<sup>2</sup>/cm],  $\rho$ 는 작동유의 밀도[kgr·s<sup>2</sup>/cm<sup>4</sup>],  $P_s$ 는 공급 압력 [kg/cm<sup>2</sup>] 그리고,  $P_1$  및  $P_2$ 는 각각 유압 실린더 내의 헤드 측과 로드 측의 압력[kg/cm<sup>2</sup>]을 나타낸다.

그리고 식(3-4)와 식(3-5)를 이용하여 실린더 각 챔버(chamber)의 유량비  $\eta$ 를 구할 수 있다.

$$\eta = \frac{Q_2(t)}{Q_1(t)} = \frac{\sqrt{P_2(t)}}{\sqrt{P_s - P_1(t)}} = \frac{A_2}{A_1} \quad (3-6)$$

여기서  $A_1$ [cm<sup>2</sup>]과  $A_2$ [cm<sup>2</sup>]는 각각 피스톤 헤드 측과 로드 측의 유효단면적이다.

부하압력(load pressure)을  $P_L$ 로 두면

$$P_L = P_1 - P_2 \quad (3-7)$$

이다. 식(3-6)과 식(3-7)을 연립하면

$$\begin{cases} P_1 = \frac{\eta^2 P_s + P_L}{1 + \eta^2} \\ P_2 = \frac{\eta^2 (P_s - P_L)}{1 + \eta^2} \end{cases} \quad (3-8)$$

이다. 또, 부하유량(load flow)을

$$Q_{L\sigma} = \frac{Q_1 + Q_2}{2} \quad (3-9)$$

로 정의한다. 식(3-8)를 (3-4), (3-5)에 대입한 후 (3-9)의 관계를 이용하여 편로드 실린더의 부하유량식을 구하면 식 (3-10)과 같다.

$$Q_{L\sigma}(t) = a C_d w x_v(t) \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - P_L(t))} \quad (3-10)$$

여기서,

$$\alpha = \frac{1 + \eta}{\sqrt{2(1 + \eta^2)}} \leq 1 \quad (3-11)$$

또, 실린더의 운동방향이 음인 경우에는 편로드 실린더의 부하유량식을 구하면 (3-12)와 같다.

$$Q_{L\sigma}(t) = a C_d w x_v(t) \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s + P_L(t))} \quad (3-12)$$

따라서, 편로드 유압실린더를 갖는 서보밸브의 부하유량식은

$$Q_{L\sigma}(t) = \alpha C_d w x_v(t) \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - \frac{x_v}{|x_p|} P_L(t))} \quad (3-13)$$

이 된다. 시스템의 부하유량식(3-13)을 작동점  $(x_v^*, P_L^*)$  근방에서 테일러급수 전개하여 선형화하면 식(3-14)과 같다.

$$Q_{L\sigma}(t) = K_{1\sigma} x_v(t) - K_{2\sigma} P_L(t) \quad (3-14)$$

여기서,

$$K_{1\sigma} = \frac{\partial Q_{L\sigma}}{\partial x_v} = \alpha C_d w \sqrt{\frac{P_s - P_L^*}{\rho}}$$

$$K_{2\sigma} = -\frac{\partial Q_{L\sigma}}{\partial P_L} = \frac{\alpha C_d w x_v^* \sqrt{\frac{1}{\rho}}}{2\sqrt{P_s - P_L^*}}$$

이다.

편로드 유압실린더의 운동방정식을 유도하면 식(3-15) 및 식(3-16)과 같다.

$$M \frac{d^2 x_p(t)}{dt^2} + B_p \frac{dx_p(t)}{dt} + K_s x_p(t) + F_L = F \quad (3-15)$$

$$F = A_1 P_1 - A_2 P_2 \quad (3-16)$$

편로드 유압 실린더의 운동방정식을 구하면

$$A_e P_L(t) = M \frac{d^2 x_p(t)}{dt^2} + B_p \frac{dx_p(t)}{dt} + K_s x_p(t) + F_e \quad (3-17)$$

이다. 위 식에서  $F_e$ 는 등가의관력으로

$$F_e = F_L - F_{ad} \quad (3-18)$$

이며  $A_e$ 는 등가면적이며,  $F_{ad}$ 는 부가의관력으로

$$F_{ad} = \begin{cases} (1-C_2)A P_s, & x_p' > 0 \\ C_2 A P_s, & x_p' < 0 \end{cases} \quad (3-19)$$

여기서,

$$a = (A_1 - A_2) \quad (3-20)$$

$$C_2 = \frac{1}{(1 + \eta^2)} \quad (3-21)$$

### 3.3 제어기 설계

한편, Fig.3에 나타난 바와 같이 서보밸브의 입력전류에 대한 출력유량(Q)은 부하압력( $P_L$ )에 영향을 받으므로 부하압력의 크기에 영향을 받는다는 점에 주목하여 다음과 같은 보상방법을 사용한다. 즉, 부하압력의 변화에 대해서도 동일한 유량특성을 가지는 서보시스템을 구성하기 위하여, 서보밸브 전단에 보상요소를 삽입하고 여기에 부하압력을 피드백하므로써 서보밸브의 입출력특성을 부하압력에 관계없이 입력전류에 비례한 출력유량이 얻어지도록 하는 것이다. 즉 서보밸브를 외관상 비례요소인  $Q = k \cdot i_s$ 가 되도록 하는 것이 정적 보상의 기본개념이다. 이를 실현하기 위한 원리를 Fig.3에 나타내었다.

Fig.3에서  $i_1, P_{L1}, Q_1$ 의 상태에서 부하압력이  $P_{L2}$ 로 되면 유량이  $Q_2$ 로 감소하므로 이의 보상을 위해 서보밸브의 입력전류를  $i_1$ 에서  $i_2$ 로 증가시켜 새로운 값  $i_2$ 를 서보밸브에 인가하여 부하압력  $P_{L2}$ 에서  $Q_1$ 이 얻어지도록 하면 부하압력 변동에 대해서도 무부하시의 경우와 동일한 유량을 얻는 것이 가능해진다.

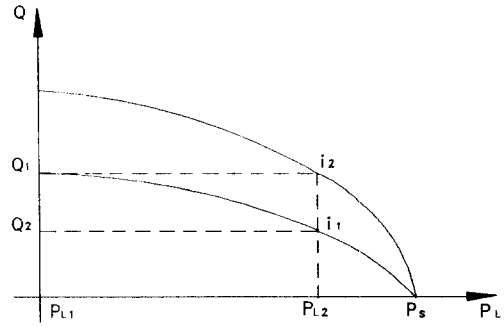


그림 3. 보상의 원리

Fig. 3. Principle of compensation

이때 무부하시에 해당하는 유량을 얻기 위한 입력 전류  $i$ 를 찾는 방법은 선형화된 유량식을 사용하는 방법과 비선형 유량식을 그대로 사용하여 보상을 설계하는 방법을 생각할 수 있으며, 본 연구에서는 선형화된 유량식만을 사용하여 보상을 설계하기로 한다. 스프링변위에 대한 부하유량식을 전압신호에 관한 식으로 바꿀 필요가 있다. 서보밸브를 비례요소로 간주하면 스프링변위, 입력전류, 입력전압 사이에는 식(3-19)과 같은 관계가 성립한다.

$$x_s(t) = K_t i(t) = K_a K_t e(t) \quad (3-19)$$

식(3-19)을 이용하여 선형화 유량식인 식(3-14)을 전압신호에 대한 식으로 고쳐 쓰면 식(3-20)과 같이 된다.

$$Q_{L\sigma}(t) = K_{1ea} e(t) - K_{2ea} P_L(t) \quad (3-20)$$

여기서,

$$K_{1ea} = \alpha K_e \sqrt{P_s - P_L^*} \quad (3-21)$$

$$K_{2ea} = \frac{\alpha K_e e^*}{2\sqrt{P_s - P_L^*}} \quad (3-22)$$

이다. 한편 실현하고자 하는 부하유량방정식은  $P_L(t)=0$ 로 하면 식(3-23)과 같이 된다.

$$Q_{L\sigma}(t) = \alpha K_e \sqrt{P_s} e_s(t) \quad (3-23)$$

선형화 유량식에 근거하여 보상을 위한 연산식을 구하기 위하여 식(3-23)을 식(3-20)에 대입하면 식(3-24)과 같이 된다.

$$\begin{aligned} e(t) &= \frac{\alpha K_e \sqrt{P_s}}{K_{1ea}} e_s(t) + \frac{K_{2ea}}{K_{1ea}} P_L(t) \\ &= \frac{1}{\sqrt{1 - P_L^*/P_s}} e_s(t) + \frac{e^*}{2(P_s - P_L^*)} P_L(t) \end{aligned} \quad (3-24)$$

### 4. 실험결과 및 고찰

Fig.4는 Fig.1과 같이 구성된 전기·유압식 시험기에 단위 스텝 입력(unit step input)을 인가하였을 때의 단순 페루프 제어 실험 결과이다. 이 때 샘플링 시간(sampling time)은 1[ms]로 선정하였으며 정용량형 유압 펌프의 공급압력은 100[kg/cm<sup>2</sup>]으로 선정하였다. 실험결과에서 보는 바와 같이 정상상태오차는 발생하지 않으나 16%의 퍼센트 오버슈트(percent overshoot)가 발생하므로 과도응답특성이 좋지 못하다. 또 상승시간이 0.09[s]임에도 불구하고 과도응답특성에 의하여 정착시간이 0.23[s]로 다소 느린 응답특성을 나타낸다. 한편, 전기·유압식 시험기에 사용된

유압 실린더는 수압면적이 다른 편로드 실린더이지만 응답특성은 양쪽 방향이 거의 일치함을 알 수 있다.

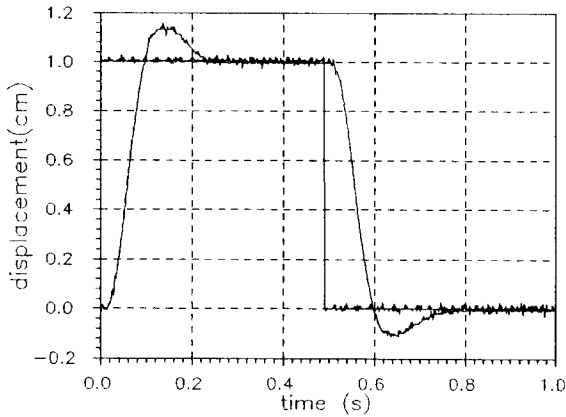


그림 4. 페루프 제어의 실험 결과 (무게 30kgf)

Fig. 4. Experimental result of simple feedback control (W:30kgf)

전기·유압식 시험기의 응답 특성을 개선하기 위하여 PID 제어를 행한 실험결과를 Fig.5에 나타내었다. 기준입력 및 실험조건은 Fig.4의 실험조건과 일치하며 PID 제어 계인은 안정한계에 기초한 Ziegler-Nichols 튜닝(tuning)법을 이용하여 선정하였다. Fig.5의 실험 결과에서 보는 바와 같이 편로드 실린더의 양 방향 응답 특성이 거의 일치함을 알 수 있으며, 정착시간은 0.14[s] 이고 정상상태오차는 발생하지 않았다. 또 오버슈트가 발생하지 않는 양호한 과도응답 특성을 나타내고 있다.

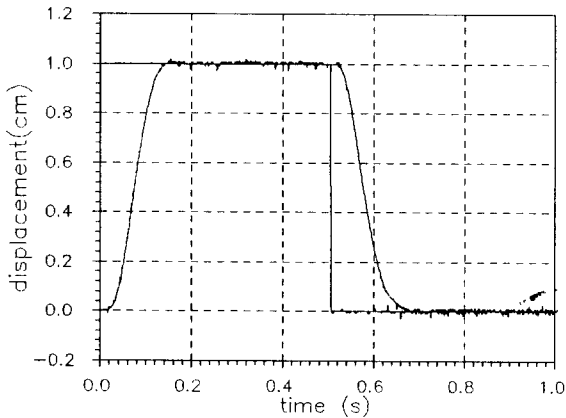


그림 5. PID 제어의 실험 결과 (무게 30kgf)

Fig. 5. Experimental result of PID control (W:30kgf)

그러나 PID 제어기의 경우에는 실험조건이 변화할 때 마다 제어계인을 연속적으로 보정해 주어야 하는 단점이 있으므로 부하압력 피드백 보상법을 이용한 제어기의 실험결과를 Fig.6에 나타내었다. 이 때 실험조건은 Fig.4의 실험조건과 동일하다. 실험결과에 나타난 바와 같이 정상상태 오차는 발생하지 않으나 정착시간은 0.24[s]로 PID제어기의 실험결과보다는 다소 느리지만 Fig.4에 나타낸 단위 피드백 제어기의 실험결과와 거의 일치함을 알 수 있다. 따라서 정착시간이 느린 이유는 PID제어기에 존재하는 D계인에 의한 영향이 없기 때문으로 사료된다.

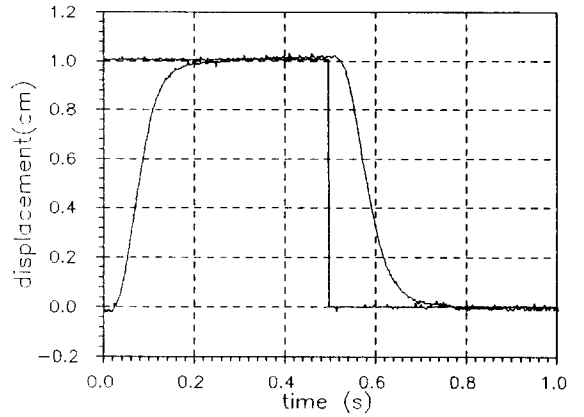


그림 6. 부하압력 피드백 제어의 실험 결과 (무게:30kgf)

Fig. 6. Experimental result of load-pressure feedback control (W:30kgf)

Fig.7은 Fig.5에서 사용한 PID제어시스템에 관성부하를 180 [kgf] 인가하였을 때의 실험결과이다. 실험결과에서 나타난 바와 같이 약 3~6%정도의 정상상태 오차를 수반하면서 헌팅(Hunting)이 발생하여 시스템이 다소 불안함을 보여주고 있다. 이러한 결과는 관성부하의 영향때문으로 사료되며 Fig.5에 나타난 실험에서 사용한 PID제어계인을 일부 조절하면 보다 나은 응답특성을 기대 할 수 있다. 그러나 승격의 수에 따라 관성부하가 변하는 현가장치의 성능 평가에는 온-라인(on-line)상에서 계인의 튜닝이 불가능함으로 부적합한 제어방식이다.

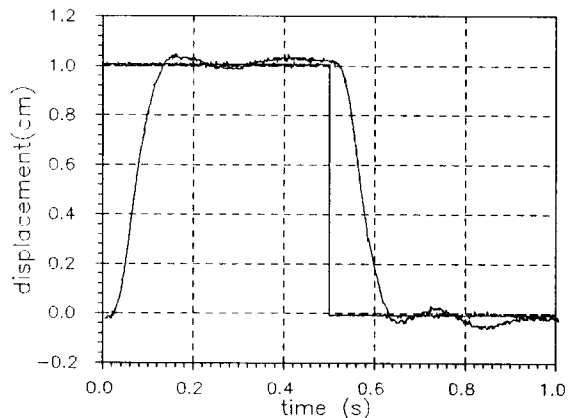


그림 7. PID 제어의 실험 결과 (무게 180kgf)

Fig. 7. Experimental result of PID control (W:180kgf)

Fig.8은 Fig.6에서 사용한 부하압력 피드백 제어시스템에 관성부하를 180 [kgf] 인가하였을 때의 실험결과이다. 정착시간은 0.25 [s]이며 약 1%미만의 미소한 정상상태오차가 발생하는 양호한 응답특성을 나타내었다. 따라서 부하압력 피드백 제어시스템은 PID 제어 시스템보다 응답속도는 약간 느리지만 부하압력의 변화와는 무관한 응답특성을 나타내므로 실험조건이 변화하는 시스템에서 보다 강한 제어응답특성을 기대 할 수 있다.

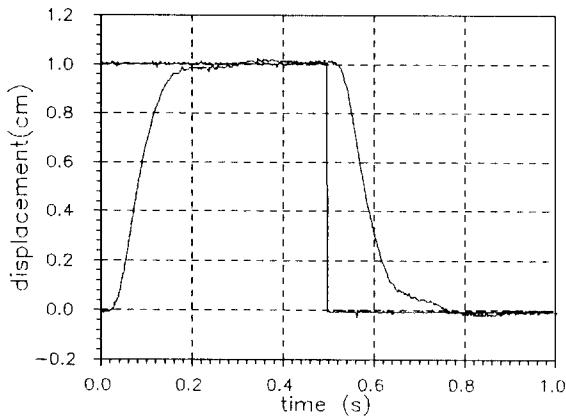


그림 8. 부하압력 피드백 제어의 실험 결과 (무게:180kg)  
 Fig. 8. Experimental result of load-pressure feedback control (W:180kg)

### 5. 결론

유압식 능동 현가시스템의 성능평가를 위한 전기·유압식 시험기를 설계하고 부하압력 피드백 제어를 사용하여 응답특성을 실험한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 전기·유압식 시험기에서 부하 조건을 변화시켜도 부하 압력 피드백 제어기는 부하와 무관한 응답특성을 실험함을 확인하였다.
- 부하유량방정식을 사용하는 경우 연산시간이 짧아지고 발산 할 우려가 없는 반면, 부하유량방정식 자체가 동작 구간에서만 유효하므로 사용범위가 제한된다.
- 능동현가시스템의 성능을 평가할 때 스프링 상 질량 (sprung mass)의 공진주파수는 1[Hz]~2[Hz]이다. 따라서 이러한 주파수 영역에서 부하압력의 변화와는 무관한 응답특성을 나타내는 부하압력 피드백 제어를 사용하는 것은 타당하다.

### 참고문헌

[1] D.Bastow and G.Howard, "Car Suspension and Handling", Pentech Press, London, 1993  
 [2] A.Esposito, "Fluid Power with Applications", Prentice-Hall international inc,  
 [3] H.E.Merrit, "Hydraulic Control Systems", McGraw Hill, New York, N.Y. , 1962  
 [4] J.Watton, "Fluid Power Systems", John Willey & Sons, New York, N.Y. , 1967  
 [5] 김종겸, "부하압력 피드백을 이용한 전기·유압서보계의 특성개선에 관한 연구", 부산대학교 대학원 박사학위논문, 1992  
 [6] 김종식, "동적 시스템 및 제어공학", 청문각, 1994  
 [7] 양상식, 박세진, 김연환, 안세영, "유압식 능동형 현가장치의 모델링과 동특성 시험", 한국자동차공학회 추계학술대