

현가시스템용 압력제어밸브에 관한 연구

김동원\*, 양승현, 이석원  
 호서대학교 정보제어공학과

A Study on Hydraulic Pressure Reducing Valve for Active Suspension Systems

Dong-Won Kim\*, Seung-Hyun Yang, Seok-Won Lee  
 Department of Information & Control Engineering, Hoseo University

**Abstract** - In this paper, a study on the analysis and design of an electro-hydraulic pressure reducing valve for active suspension system of car is fulfilled. Also, the structurally improved direct-acting electro-hydraulic pressure reducing valve is proposed to satisfy the performance that active suspension system requires.

To prove the possibility whether the proposed valve can be used for active suspension system or not, the mathematical modeling and analysis for this valve is fulfilled and the experiment of response to controlled pressure is achieved.

Here we conformed the response speed to controlled pressure of the structurally improved valve changed for the better by modifying the shape of spool such as the structure which make use of the power of controlled pressure derived from the area difference between two section areas of valve spool.

1. 서 론

일반적으로 충격 및 진동 환경으로부터 기계 구조물이나 인간을 보호하기 위한 방법으로써 스프링 및 감쇠 기구를 사용한다. 그 중에서도 불규칙한 도로환경에 대해서 차체와 운전자를 보호하기 위한 부분을 현가장치라 한다. 현가장치의 기능은 크게 세 가지로 나눌 수 있다. 첫 번째는 바퀴 윗부분에 위치한 차체와 승객의 질량을 지지하는 기능이고, 두 번째 기능은 불규칙한 노면의 형상에 의해서 유발되는 충격 및 진동을 절연하는 것이다. 세 번째 기능은 급정거 및 코너링(cornering) 등의 상황에서 주행 안정성을 유지하는 것이다.

현가계는 주로 스프링과 감쇠기로 구성되는데, 스프링은 변형에 대해서 복원력을 유발하는 요소로 사용되며 주로 강선 코일 스프링을 사용하였으나 최근에는 공기 스프링(air spring)이나 마그네틱 스프링(magnetic spring) 등을 사용하여 가변적인 성질을 이용하는 예도 있다. 그러나 현가장치의 주요 설계 대상으로는 에너지 소산요소로 사용되는 감쇠기이다. 특히 현가장치에서는 수동 유압 감쇠기를 주로 사용하여 왔으며, 이 경우에 감쇠계수는 고정된 값을 갖게 되어 진동절연 성능에는 한계가 있을 수밖에 없다. 이에 대해서 가변 특성을 가지는 진동절연 장치는 향상된 절연성능을 나타낸다.

현재 유압압 회로는 수많은 자동차 장치에 사용되고 있으며, 간단한 기계적 기구(manipulator)에서부터 항공기나 유도무기 등에서 대단히 복잡한 서보 시스템(servo system)에 이르기까지 그 적용범위가 다양하다. 시스템의 압력제어는 조절압력을 검출하여 시스템에서 요구하는 압력을 유지하기 위하여 유량을 자동 조절하는 압력제어밸브에 의해 수행된다. 거의 모든 유압압 시스

템에는 액츄에이터 내의 힘 제어를 위해 적어도 하나 이상의 압력제어 밸브를 사용하고 있으므로, 이 압력제어 밸브의 거동 및 특성에 대한 정확한 해석은 전체 시스템의 특성을 충분히 이해하는데 있어서 필수 불가결한 것이다. 본 연구에서는 승용차 현가시스템에 사용되는 전자비례 유압 감압밸브에 대하여 연구를 수행하고자 한다. 본 연구에서는 능동식 현가계에 요구되는 성능을 만족시킬 수 있도록 구조적으로 개선된 직동식 전자비례 감압밸브를 제안하고, 이 밸브가 능동식 현가계에 적용될 수 있음을 해석 및 시뮬레이션으로 입증하였다.

2. 본 론

2.1 능동식 현가계의 구성

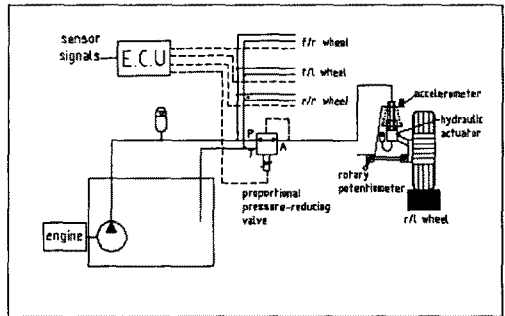


그림 2.1 능동식 현가계의 구성도

그림 2.1은 능동식 현가계의 개략적인 구성을 보여준다. 그림에서 알 수 있듯이 이 시스템은 전자비례 감압밸브를 통하여 각 바퀴마다 설치된 4개의 액츄에이터 내 압력을 제어하는 압력제어 시스템이라 정의할 수 있다. 가속도계 등의 센서 검출치를 토대로 전자제어기의 명령에 따라 유압 액츄에이터 내 압력을 조절하여 힘을 발생시킴으로써 차량자세의 변화를 적극적으로 억제시키고 노면으로부터 전달되는 진동을 감소시키므로 능동식 현가계라 한다. 이 시스템에 있어서 핵심 부품이라 할 수 있는 전자비례 감압밸브는 원하는 유압 액츄에이터 내의 제어 압력을 최종적으로 구현시켜주는 기능을 담당하며, 비례전자석에 입력된 전류 신호에 비례한 2차 포트의 압력을 설정하도록 한다.

2.1.1 연구내용

본 연구에서는 능동식 현가계에 적용할 수 있는 직동식 전자비례 감압밸브의 구조를 개선하여 이론적 해석 및 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 연구하고자 한다. 기존의 직동식 감압밸브에 푸쉬로드가 신속하게 이동할 수 있도록 추가로 회로를 설치하여 응답성이 높아지도록 하였고, 차체로부터 시그널을 받고 그에 따라 변환된 전류

신호를 솔레노이드(비례전자석)에 가하면 솔레노이드가 스톱을 신속하게 이동시켜 액츄에이터에 압력을 공급함으로써 차체를 신속하게 안정화시킬 수 있도록 하였다. 또한, 전자비례 감압 밸브계에 대한 수학적 모델링 및 해석을 수행하고 구조를 개선한 감압밸브의 제어압력 응답특성에 대한 컴퓨터 시뮬레이션 결과로 제어특성의 성능이 향상됨을 보였다.

## 2.2 밸브계의 해석

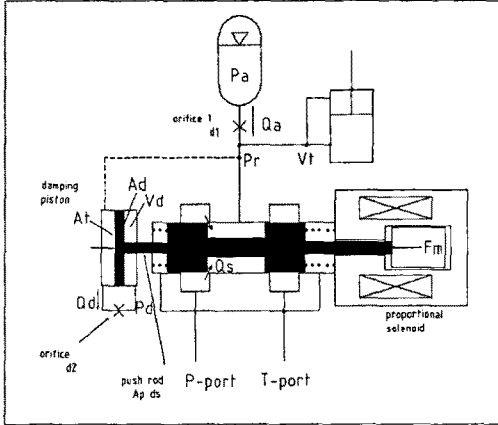


그림 2.2 직동식 전자비례 감압밸브의 구조도

그림 2.2의 밸브에 대하여 밸브 스톱의 운동방정식 및 sharp-edge orifice에서의 유량방정식, 연속방정식은 다음과 같다.

$$\dot{m}x = F_m - P_r A_p + P_d A_d - Bx - kx \quad (2.1)$$

$$Q_d = K\sqrt{P_r - P_d} \quad (2.2)$$

$$Q_d = A_d \dot{x} \quad (2.3)$$

식(2.2)와 식(2.3)을 식(2.1)에 대입하면 식(2.4)가 된다.

$$\dot{m}x + Bx + \left(\frac{A_d}{K_d}\right)^2 A_d + kx = F_m - P_r A_p \quad (2.4)$$

이 밸브는 구조적인 특성상

$$A_p = \frac{F_m}{P_{max}} \quad (2.5)$$

$$d_d = A_d^2 \frac{d(P_r - P_d)}{dQ_d} \quad (2.6)$$

식(2.5)와 식(2.6)에서와 같이  $A_p$ 와  $K_d$  즉, 댄핑 피스톤의 유효단면적과 댄핑 오리피스 직경의 적절한 조합에 의해 감압밸브의 동특성인 응답속도와 안정성을 동시에 개선시킬 수 있다.

### 2.2.1 수학적 모델링

밸브의 스톱 및 각 오리피스에서의 유량방정식은 다음과 같다.

$$Q_s = C_d A_s x \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_r)} \quad (2.7)$$

$$Q_a = C_d A_v \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_r - P_d)} \quad (2.8)$$

$$Q_d = C_d A_d \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_r - P_d)} \quad (2.9)$$

밸브의 스톱 계량 오리피스는 원형 포트로, 개구면적

$$A_s(x) = 1.7 A_m \left(\frac{x}{d}\right)^{1.5} \quad (2.10)$$

이다.

밸브 각 챔버에서의 연속방정식은 다음과 같다.

$$Q_s = Q_a + Q_d + K_f P_r - A_f \dot{x} + \frac{V_t}{\beta_e} P_r \quad (2.11)$$

$$Q_d = A_d \dot{x} + \frac{V_d}{\beta_e} P_d \quad (2.12)$$

$$Q_a = \frac{dV_{a1}}{dt} + \frac{V_{a1}}{\beta_e} P_a \quad (2.13)$$

한편 축압기내의 작동유의 체적변화는  $\frac{dV_{a1}}{dt} = \frac{dV_{a1}}{dP_a} \cdot \frac{dP_a}{dt}$  이므로 식(2.13)을 정리하면 식(2.14)가 된다.

$$Q_a = \left(-\frac{V_{a1}}{\beta_e} + \frac{dV_{a1}}{dP_a}\right) P_a \quad (2.14)$$

$$\text{또한 } Q_a = C_a P_a \quad (2.15)$$

밸브 스톱의 운동방정식은 다음과 같다.

$$\dot{m}x + Bx + kx = F_m - A_f P_r + A_d P_d - F_f + \rho L \frac{dQ_s}{dt} \quad (2.16)$$

$$F_f = 2C_d A_s(x) (P_s - P_r) \cos \theta \quad (2.17)$$

이 식들을 최종적으로 정리하면 직동식 전자비례 감압밸브의 모델을 나타낼 수 있는 다음의 5차 비선형 방정식이 구해진다.

$$P_r = \frac{\beta_e}{V_t} (Q_s - Q_a - Q_d - K_f P_r + A_f \dot{x})$$

$$P_d = \frac{\beta_e}{V_d} (Q_d - A_d \dot{x}) \quad (2.18)$$

$$P_a = \frac{Q_a}{C_a}$$

$$\ddot{x} = -\frac{B}{m} \dot{x} - \frac{k}{m} x + \frac{1}{m} (F_m - A_f P_r + A_d P_d - F_f + \rho L \frac{dQ_s}{dt})$$

### 2.2.2 선형화 모델링

식(2.11), (2.12), (2.15), (2.16)을 중립작동점 부근의 미소변화량에 대한 선형화된 증분형태로 나타내면 식(2.19)~(2.22)가 된다.

$$\delta Q_s = \delta Q_a + \delta Q_d + K_f \delta P_r - A_f \delta \dot{x} + \frac{V_t}{\beta_e} \delta P_r \quad (2.19)$$

$$\delta Q_d = A_d \delta \dot{x} + \frac{V_d}{\beta_e} \delta P_d \quad (2.20)$$

$$\delta Q_a = C_a \delta P_a \quad (2.21)$$

$$\dot{m} \delta \dot{x} + B \delta x + k \delta x = \delta F_m - A_f \delta P_r + A_d \delta P_d - \delta F_f + \rho L \frac{d\delta Q_s}{dt} \quad (2.22)$$

한편 식(2.7)~식(2.9) 및 식(2.17)을 선형화한 방정식으로 고치기 위해 편미분을 하면 다음과 같다.

$$\delta Q_s = \frac{\partial Q_s}{\partial x} \delta x + \frac{\partial Q_s}{\partial P_r} \delta P_r \quad (2.23)$$

$$\delta Q_d = \frac{\partial Q_d}{\partial P_r} \delta P_r + \frac{\partial Q_d}{\partial P_d} \delta P_d \quad (2.24)$$

$$\delta Q_a = \frac{\partial Q_a}{\partial P_r} \delta P_r + \frac{\partial Q_a}{\partial P_a} \delta P_a \quad (2.25)$$

$$\delta F_f = \frac{\partial F_f}{\partial x} \delta x + \frac{\partial F_f}{\partial P_r} \delta P_r \quad (2.26)$$

상기 식들을 정리하여 라플라스 변환한 후,  $P_r = \delta P_r(s)$ ,  $P_a = \delta P_a(s)$ ,  $P_d = \delta P_d(s)$ ,  $x = \delta x(s)$ 로 하면 다음과 같은 최종식으로 정리된다.

$$sP_r = \frac{\beta_e}{V_t} [k_{P,Q_s} P_a + k_{P,Q_d} P_r - k_{P,Q_f} P_r + k_{x,Q} x + A_f s x] \quad (2.27)$$

$$sP_a = \frac{1}{C_a} [k_{P,Q_a} P_r - k_{P,Q_a} P_a] \quad (2.28)$$

$$sP_d = \frac{\beta_e}{V_d} (k_{P,Q_d} P_r - k_{P,Q_d} P_d - A_d s x) \quad (2.29)$$

$$s^2x = -2\zeta\omega_n s x - \omega_n^2 x + \frac{\omega_n^2}{k_e} [F_m + A_d P_d + (k_2 - A) P_r - \rho L k_{P,Q} s P_r] \quad (2.30)$$

여기에서

$$k_{P,Q} = k_{P,Q_1} + k_{P,Q_2} + k_{P,Q_3} + K_l : \text{등가유량-압력계수}$$

$$k_e = k + k_1 : \text{등가 스프링 상수}$$

$$B_e = B - \rho L k_{x,Q} : \text{등가 점성 감쇠계수}$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_e}{m}} : \text{스플 및 등가 스프링의 고유진동수}$$

$$\zeta = \frac{B_e}{2\sqrt{mk_e}} : \text{스플 및 등가 스프링의 감쇠비}$$

$s$  : 라플라스 연산자이다.

이 밸브계의 변수들 중에서 동특성에 많은 영향을 미치는 변수들을 선정하여, 이들 변수들을 중심으로 단순화하여 근사적으로 해석한다.

식(2.27)~식(2.29)를 1차 지연함수로 재정리하면 다음과 같다.

$$P_r = \frac{V_m}{T_{rs}+1} [k_{P,Q_1} P_a + k_{P,Q_2} P_d + (k_{x,Q} + sA) x] \quad (2.31)$$

$$P_a = \frac{1}{T_{as}+1} P_r \quad (2.32)$$

$$P_d = \frac{V_{d1}}{T_{ds}+1} (k_{P,Q_3} P_r - sA_d x) \quad (2.33)$$

$T_r, T_d \ll T_a$  이므로  $T_r, T_d$ 는 무시하고 또한 스프링의 고

유진동수  $\omega_n$ 은 통상 큰 값을 가지므로  $\omega_n^2$ 도 무시된다. 따라서 최종적으로 다음과 같이 단순화 된다.

$$\frac{x}{F_m + (k_2 - A) P_r + A_d P_d} = \frac{1/k_e}{(2\zeta/\omega_n)s + 1} \quad (2.34)$$

$$P_r = V_m [k_{P,Q_1} P_a + k_{P,Q_2} P_d + (k_{x,Q} + sA) x] \quad (2.35)$$

$$P_a = \frac{1}{T_{as}+1} P_r \quad (2.36)$$

$$P_d = P_r - sV_{d1} A_d x \quad (2.37)$$

이 식들을 토대로 최종적으로 입력  $F_m$ 에 대한 제어압력  $P_r$ 의 전달함수는 다음과 같이 2차로 단순화된다.

$$\frac{P_r}{F_m} = \frac{b_2 s^2 + b_1 s + b_0}{a_2 s^2 + a_1 s + a_0} \quad (2.38)$$

밸브계의 블럭전도를 이용하여 선형모델을 사용한 시뮬레이션 결과는 비선형모델을 사용한 시뮬레이션 결과와 잘 일치하며, 또 선형5차 모델에 대한 제어압력 응답 특성 결과는 단순화시킨 선형2차 모델의 제어압력 응답 특성 결과와 거의 일치하고 있다.

### 2.2.3 밸브의 구조개선 및 시뮬레이션

그림 2.3은 지금까지 검토한 직동식 전자비례 감압밸브를 모델로 하여 응답특성을 개선하기 위하여 비례전자석(solenoid)이 시그널에 따라 신속하게 작동할 수 있도록 역지瓣(Check valve) 회로를 추가로 설치한 구조를 나타낸 것이다. 식(2.9)에서  $C_d$  값을 변화시켜  $Q_d$  값이 변화함으로써 밸브의 응답특성에 미치는 결과를 컴퓨터시뮬레이션을 통해 알아본다.

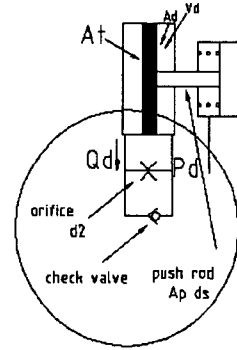


그림 2.3 제안된 밸브의 변경부 상세

### 3. 결 론

응답성을 향상시키기 위해 푸쉬로드의 직경을 키우거나 댐핑피스톤의 면적( $A_d$ )을 감소시키면 제어안정성이 나빠지게 된다. 식(2.9)에서  $C_d$  값을 변화시켜  $Q_d$  값이 변화됨으로써 댐핑피스톤( $A_d$ )의 속도가 증가하게 된다. 그림 3.1은 비례전자석(solenoid)의 액츄에이터 내 압력변화에 대한 추중성이 기존 데이터보다 높아짐을 보이고 있다.

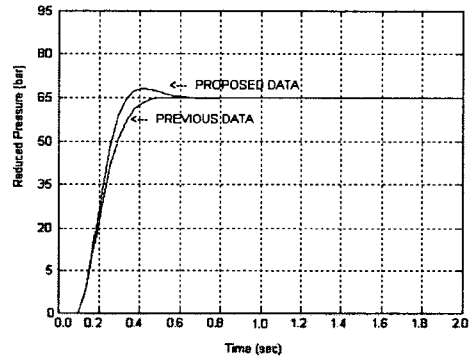


그림 3.1 기존 밸브와 제안된 밸브의 응답속도 비교

본 연구에서는 직동식 전자비례 감압밸브에 대한 이론적 해석과 이를 바탕으로 제어안정성을 유지하면서 응답성을 향상시킬 수 있는 새로운 구조의 밸브를 제안하였고, 이를 해석 및 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 검증하였다. 이러한 제안된 감압밸브는 능동식 현가시스템에 적용 구현 될 수 있을 것이다.

### [참 고 문 헌]

- [1] D.McClor and H.R.Martin, "The Control of fluid power", John Wiley & Sons, Inc., 1973.
- [2] 홍예선 외 5인, "승용차용 전자제어식 현가장치의 개발", 과학기술처, BSM439-4421-2, Feb. 1992.
- [3] D. H. Lee, "Dynamic Analysis and Design of an Electro-hydraulic Pressure Reducing Valve for Active Suspension Systems", Ph.D. Thesis, KAIST, 1996.
- [4] D. Y. Kim, "A Study on the Control of an Active Suspension System", Ph.D. Thesis, Yonsei Univ., 1993.