

유압식 능동 현가시스템의 설계 및 적용에 관한 연구

장성욱* · 이진걸*

(2001년 6월 9일 접수, 2002년 1월 31일 심사완료)

A Study on the Application and Design of Hydraulic Active Suspension System

Sung-Ouk Chang and Jin-Kul Lee

Key Words: Hydraulic Active Suspension System(유압식 능동 현가시스템), Piston Damping Valve(피스톤 감쇠 밸브), Body Damping Valve(몸체 감쇠 밸브)

Abstract

The most important parameter for hydraulic active suspension system is to sustain desirable vehicle maneuvering stability and ride comfort without increasing power consumption. The performance of hydraulic active suspension system depends on damping force of body damping valve and piston damping valve. Hydraulic actuator design and damping valve parameter selection are essential and basic procedure to design hydraulic system. This paper is on computer simulation with use of mathematical model that was delivered from dynamic characteristic of hydraulic actuator, as know basic damping characteristics of hydraulic active suspension system. The aim of this paper is to select the system parameter that affect mainly hydraulic active suspension, and identify the validity on the system parameter selection.

1. 서론

최근 승용차의 고급화 추세에 따라 편안한 승차감과 뛰어난 조정안정성에 대한 요구가 증대되고 있다. 또한 전기·전자공학의 발달로 마이크로프로세서와 센서를 이용하여 차량의 급가속, 급회전, 급정지시 차체의 운동을 최소화하기 위한 연구가 활발하게 진행되고 있다.^(1~3) 그러나 기존의 유압식 능동 현가 시스템의 성능에 관한 연구는 주 관심대상이 제어법칙을 개발하는데 있으며 실제 차량의 적용에 필요한 유압 액추에이터의 설계를 위한 연구는 미흡한 실정이다.

유압식 능동 현가시스템은 노면입력에 대하여 차체의 저주파역의 고유진동수에서부터 고주파

역의 고유진동수 영역에 이르기까지 전 영역에서의 제어를 목적으로 하는 완전 능동 현가시스템과 저주파역에 한정하여 제어를 행하는 부분적 능동 현가시스템으로 크게 나누어진다.^(4~8) 완전 능동식의 경우는 소비전력이 매우 크고 고가의 장비를 사용하므로 경제성이 떨어지는 단점 때문에 실용화에 어려움이 있다.⁽⁹⁾ 따라서 능동 현가시스템을 최소의 동력으로 현가시스템의 목적인 뛰어난 승차감과 조정안정성을 만족시키기 위하여 주요 설계변수들의 상관관계에 대하여 정확하고도 단순한 수학적 모델의 유도가 요구된다.^(10,11)

본 연구에서는 유압 액추에이터의 동력학을 고려하여 유도된 수학적 모델로부터 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 유압식 능동현가시스템의 기본적인 감쇠특성을 파악함으로써, 유압식 능동현가시스템의 응답특성에 주된 영향을 미치는 시스템 파라미터를 선정하고자 한다.

2. 시스템의 구성 및 수학적 모델링

* 책임저자, 회원, 부산대학교 지능기계공학과

E-mail : marble@pusan.ac.kr

TEL : (051)510-1449 FAX : (051)517-7716

* 회원, 부산대학교 기계공학부, 기계기술 연구소

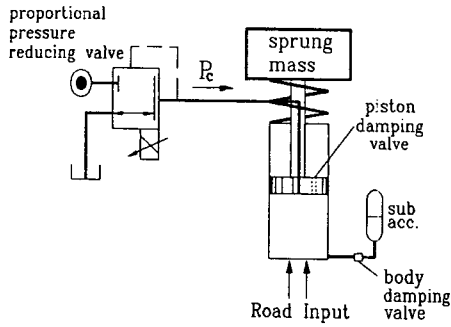


Fig. 1 Schematic diagram of the hydraulic active suspension system

2.1 시스템의 구성

본 연구에서 설계할 유압식 능동 현가 시스템은 Fig. 1과 같다. 그림에서 보는 바와 같이 유압식 능동 현가시스템은 노면입력(road input)에 대하여 주된 감쇠를 행하는 피스톤 감쇠밸브, 지속적인 노면입력이나 고주파수에서 감쇠를 하기 위한 몸체 감쇠밸브, 스프링상 질량의 기본적인 감쇠를 위한 스프링등으로 구성되어 있다. 노면입력에 대하여 주된 감쇠특성을 나타내는 피스톤 감쇠밸브는 스프링상 질량(sprung mass)의 가속도와 위치변화에 가장 큰 영향을 미치는 파라미터로서 일정한 감쇠력을 발생시키는 고정오리피스와 유압 액추에이터내의 압력차이에 비례하여 감쇠력을 발생시키는 가변오리피스로 구성되어 있다. 한편 유압액추에이터 챔버(chamber)내의 압력은 비례전자 감압밸브로 제어하였고, 바퀴의 감쇠특성은 노면입력에 포함시켰다.

2.2 비례전자 감압밸브 전용앰프의 특성

제어기로부터의 입력전압 $e[V]$ 에 대한 비례전자 감압밸브 전용앰프의 출력전류는 식 (1)과 같다. 사용된 비례전자 감압밸브 전용앰프는 [URP-15W10]으로 그 특성은 비례요소로서 표현되며 비례 게인 $K_a=120$ 이고 $I_0=200$ [mA]이다.

$$I(t) = K_a e(t) + I_0 \quad (1)$$

2.3 비례전자 감압밸브의 모델링

비례전자 감압밸브의 입력전류에 대한 2차측 압력의 변화는 식 (2)에서 보는 바와 같이 2차계

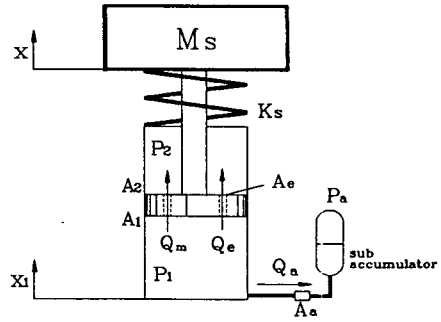


Fig. 2 Schematic diagram for modeling of hydraulic active suspension system

로 근사화할 수 있으며, 게인은 비례전자 감압밸브 전용앰프의 정특성으로부터 $I(t) > I_0$ 일 때 $K_v=0.075$ 로 근사하였다.

$$P_c(S) = \frac{\omega_n^2 K_v}{S^2 + 2\zeta\omega_n S + \omega_n^2} I(S) \quad (2)$$

2.4 유압 액추에이터의 수학적 모델링

유압식 능동 현가시스템에서 성능에 직접적인 영향을 미치는 유압 액추에이터의 수학적 모델링을 위한 개략도는 Fig. 2과 같다.⁽¹²⁾

2.4.1 피스톤 감쇠밸브의 고정오리피스

피스톤 감쇠밸브의 고정오리피스는 Fig. 2에서 나타낸 바와같이 항상 열려 있는 구조로 되어 있으며, 유압 액추에이터 헤드측 챔버의 압력 P_1 [kg/cm²], 로드측 챔버내의 압력 P_2 [kg/cm²]일 때, 두 챔버내의 압력차가 발생하면, 압력차 만큼의 유량이 고정오리피스를 통과함으로써 감쇠력을 발생시키도록 되어 있다.

따라서, 고정오리피스의 면적을 A_e [cm²], 유압 액추에이터내의 작동유의 밀도를 ρ [kg/cm³], 고정오리피스에서의 오리피스 유량계수를 C_d 라 하면, 고정오리피스를 통과하는 유량 Q_e [l/min]는 식 (3)과 같이 나타내어진다.

$$Q_e = C_d A_e \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)} \quad (3)$$

2.4.2 피스톤 감쇠밸브의 가변오리피스

Fig. 3는 유압 액추에이터의 가변오리피스의 수학적 모델링을 위한 개략도이다. Fig. 3에서 보는

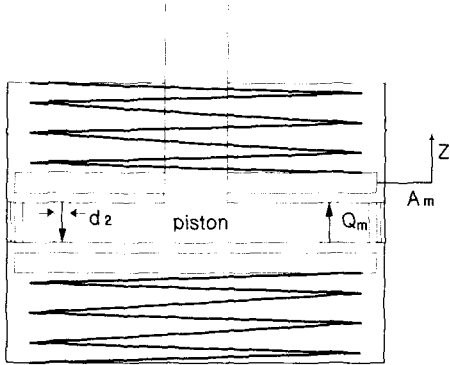


Fig. 3 Schematic diagram for modeling of piston damping valve in hydraulic actuator

바와 같이 가변 오리피스는 일반적으로 널리 사용되고 있는 디스크형 유량밸브의 형태로 모델링하였다. Fig. 2에서의 $P_1[\text{kg}/\text{cm}^2]$ 과 $P_2[\text{kg}/\text{cm}^2]$ 의 압력차에 의해 발생하는 힘만큼 Fig. 3에서의 스프링을 밀어서 유량 $Q_m[\text{l}/\text{min}]$ 을 발생시키게 된다. 여기서 $A_m[\text{cm}^2]$ 은 두 챔버내의 압력차에 의해 발생하는 힘에 비례하여 가변적으로 열리게 되는 면적으로, 압력차가 설정치보다 클 경우 완전히 열려 최고의 감쇠력을 발생하게 된다. 따라서 가변오리피스의 면적 A_m 은

$$A_m = Z \cdot \pi d = \frac{(\pi d_2)^2 \delta p d}{4K} \quad (4)$$

이다. 여기서, 유압 액추에이터의 로드측과 헤드측의 압력차를 $\delta P[\text{kg}/\text{cm}^2]$, 가변 오리피스 조절판의 지름을 $d[\text{cm}]$, 가변오리피스 조절판의 스프링장력을 $K[\text{kg}/\text{cm}]$ 라 하면 가변오리피스 조절판이 움직인 거리 $Z[\text{cm}]$ 는 가변오리피스조절판의 면적을 $A[\text{cm}^2]$ 라 하면 식 (5)과 같이 나타낼 수 있다.

$$Z = \frac{A \delta p}{K} = \frac{\pi d_2^2 \delta p}{4K} \quad (5)$$

한편 Fig. 3의 유압 액추에이터 내에서의 가변 오리피스를 통과하는 유량은, 가변오리피스에서의 오리피스 유량계수를 C_d , 유압 액추에이터내의 작동유의 밀도를 $\rho [\text{kg}/\text{cm}^3]$ 라 하면 식 (6)과 같이 나타내어진다.

$$Q_m = C_d A_m \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)} \quad (6)$$

2.4.3 유압 액추에이터의 몸체 감쇠밸브의 수학적 모델링

Fig. 2에서 보는 바와 같이 유압식 능동 현가시스템은 고주파수에서의 피동감쇠성능의 향상과 현가시스템의 안정성을 위하여 유압 액추에이터에 보조축압기를 설치하였다. 유압 액추에이터의 보조축압기(sub accumulator)를 통과하는 유량 $Q_a[\text{l}/\text{min}]$ 는 몸체 감쇠밸브의 오리피스 면적을 $A_a[\text{cm}^2]$, 액추에이터 헤드측 챔버의 압력을 $P_1[\text{kg}/\text{cm}^2]$, 몸체 감쇠밸브의 오리피스 유량계수를 C_d , 유압 액추에이터내의 작동유의 밀도를 $\rho [\text{kg}/\text{cm}^3]$, 보조축압기내의 유체의 압력을 $P_a[\text{kg}/\text{cm}^2]$ 라 하면 식 (7)과 같이 나타내어진다.

$$Q_a = C_d A_a \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_a)} \quad (7)$$

2.4.4 유압 액추에이터의 운동방정식과 보조축압기의 모델링

현가장치의 액추에이터에 작용하는 힘에 대한 운동방정식은, 스프링상 질량(sprung mass)의 변위를 $x[\text{cm}]$, 스프링 상수를 $K_s[\text{kg}/\text{cm}]$, 유압 액추에이터내의 작동유의 점성저항을 $B_p[\text{kgf} \cdot \text{s}^2/\text{cm}]$, 유압 액추에이터의 피스톤의 헤드측 단면적을 $A_1[\text{cm}^2]$, 유압 액추에이터의 피스톤의 로드측 단면적을 $A_2[\text{cm}^2]$ 이라 하면 식 (8)과 같이 나타낼 수 있다.

$$M_s \ddot{x} = A_1 P_1 - A_2 P_2 - K_s(x - x_1) - B_p(\dot{x} - \dot{x}_1) \quad (8)$$

또, Fig. 2에서 V_{01} 을 유압 액추에이터 헤드측의 초기체적[cc], V_1 을 유압 액추에이터 헤드측 챔버내의 체적[cc]이라 하면 식 (9), 식 (10)과 같이 나타낼 수 있고, 유압 액추에이터 챔버내에서 연속방정식(continuity equation)을 적용하면 식 (11), 식 (12), 식 (13)와 같이 나타낼 수 있다.

$$V_{01} = \frac{V_t}{2} \quad (9)$$

$$V_1 = V_{01} + A_1 (x - x_1) \quad (10)$$

$$P_1 = P_c \quad (11)$$

$$\dot{P}_2 = \left(\frac{\beta}{V_1} \right) [-A_2 (\dot{x} - \dot{x}_1) + Q_e + Q_m] \quad (12)$$

$$\left(\frac{V_{oil}}{\beta} + \frac{V_{gas}}{n P_a} \right) \dot{P}_a = Q_a \quad (13)$$

여기서, β 는 작동유의 체적탄성계수[kgf/cm^2],

V_1 는 유압 액추에이터의 전체체적[cc], P_a 는 보조축압기내의 유체의 압력[kg/cm^2], P_c 는 비례전자감압밸브의 제어압력[kg/cm^2], V_{oil} 는 보조축압기내의 작동유의 체적[cc], V_{gas} 는 보조축압기내의 가스의 체적[cc], n 는 보조축압기내 가스의 폴리트로픽지수이다.

3. 유압식 능동 현가시스템 및 제어기의 설계

3.1 유압식 능동현가시스템의 유압 액추에이터의 피스톤 감쇠밸브 파라미터의 선정

피스톤 감쇠밸브 파라미터의 선정은 2장에서 유도된 비선형 미분방정식을 수치 해석 전용 소프트웨어(software)인 SIMNON을 사용하여 선정하였으며, SIMNON 프로그램은 실제 시스템과 같이 비례전자감압밸브 및 유압 실린더로 구성된 전기·유압 제어시스템은 연속시스템(continuous system)으로 프로그래밍 하였고 디지털 제어기는 이산시스템(discrete system)으로 프로그래밍 하였다. 또한, 시뮬레이션 결과는 그래픽 전용 소프트웨어인 Grapher를 사용하여 나타내었다.

3.1.1 피스톤 감쇠밸브의 고정오리피스 설계 사양의 선정

피스톤 감쇠밸브와 몸체 감쇠밸브, 그리고 보조축압기의 설계파라미터의 선정은 유압 액추에이터로의 제어유량, 즉 비례전자 감압밸브로부터 유압 액추에이터로의 감쇠유량이 없는 상태에서 노면입력을 가하여 유압 액추에이터의 응답을 컴퓨터 시뮬레이션 하였다. 피스톤 감쇠밸브와 몸체 감쇠밸브, 보조축압기의 세가지 파라미터는 각각 독립적인 것이 아니고 상호 보완적이고 복합적인 요소이므로 한가지 설계사양에 대한 요소만을 독립적으로 고려하여 현가장치의 성능을 평가하기는 어렵다. 피스톤 감쇠밸브는 제어유량, 즉 비례전자 감압밸브로부터 유압 액추에이터로의 감쇠유량이 없을 때 유압식 능동 현가시스템의 주된 감쇠역할을 하는 밸브이기 때문에 유압 액추에이터의 파라미터 선정에 있어서도 제일 먼저 결정되어야 한다.

Fig. 4, Fig. 5은 가상적인 노면입력인 사인파, 즉 $5\sin(2\pi f)t$ ($f=0.5$ 일 때)의 주기를 가지는

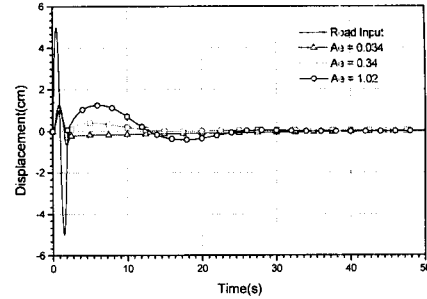


Fig. 4 Displacement of Sprung mass according to piston damping valve design parameter

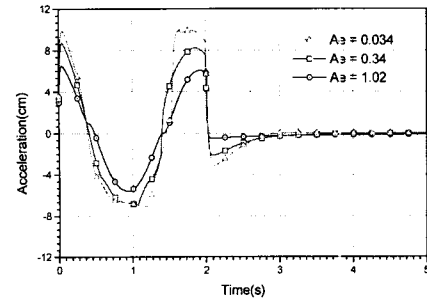


Fig. 5 Acceleration of Sprung mass according to piston damping valve design parameter

사인파, 를 유압 액추에이터에 한주기동안 입력하였을때 피스톤 감쇠밸브의 설계사양에 따른 스프링상 질량의 변위와 가속도를 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 피스톤 감쇠밸브의 고정오리피스 설계사양에 따라 스프링상 질량(sprung mass)의 변위와 가속도가 큰 폭으로 달라지는 것을 알 수 있다. Fig. 4, Fig. 5에서 보는 바와 같이 피스톤 감쇠밸브의 응답특성은 피스톤 감쇠밸브의 고정오리피스 설계사양이 $A_e=0.034[\text{cm}^2]$ 인 경우 뛰어난 감쇠성능을 보임으로써 차량의 안정성을 높일 수 있다. 그러나 스프링상 질량의 가속도를 크게 하고 있어 승차감은 오히려 나빠지고, $A_e=0.34 [\text{cm}^2]$ 인 경우 스프링상 질량의 가속도는 작아지나 스프링상 질량의 변위가 노면입력에 대하여 감쇠되는 속도가 매우 느려 안정성이 뒤떨어짐을 보여주고 있다. $A_e=1.024[\text{cm}^2]$ 와 같이 면적이 점차로 증가할수록 스프링상 질량의 변위가 노면입력에 대하여 감쇠되는 속도가 현저히 느려지는 반면, 스프링상 질량의 가속도는 점차 작아져서 승차감과 안정성은 서로 배치되고 있음을

보여주고 있다.

본 연구에서는 피스톤 감쇠밸브의 선정을 다음과 같이 행하였다. 자동차는 불규칙한 노면이나, 갑작스런 노면입력에 대하여 안정하여야 하므로 제어유량, 즉 비례전자 감압밸브로부터 유압액추에이터로의 감쇠유량이 없는 상태에서의 피스톤 감쇠밸브의 설계사양을 안정성에 주안점을 두어 감쇠특성이 뛰어난 $A_e=0.034[\text{cm}^2]$ 로 결정하였다. 그러나 피스톤 감쇠밸브에서 고정오리피스만을 설계할 경우 유압 액추에이터는 노면입력에 대하여 헤드측 챔버와 로드측 챔버내의 압력변화에 따라 고정된 오리피스의 면적으로만 감쇠력을 발생시키는 한계를 지닌다. 그러므로 고정오리피스는 유압식 능동 현가시스템에서 기본적인 안정성을 보장하지만 고정오리피스를 통과하는 감쇠유량에 의해 발생하는 스프링상 질량의 가속도가 매우 커서 승차감이 나쁜 응답특성을 나타낸다. 이와같은 피스톤 감쇠밸브 고정오리피스의 문제점을 보완하기 위하여 유압식 능동 현가시스템에서 유압실린더의 헤드측 챔버와 로드측 챔버사이의 압력 차의 크기에 따른 피스톤 감쇠밸브의 면적의 가변량에 따른 감쇠유량이 변화하는 가변오리피스를 설계하였다.

3.1.2 피스톤 감쇠밸브의 가변오리피스 설계사양의 선정

Fig. 3에서 나타낸 바와같이 피스톤 감쇠밸브의 가변오리피스는 디스크형 유량밸브의 형태로 유압 액추에이터 헤드측과 로드측 챔버의 압력차에 의해 발생한 힘이 디스크를 밀어 반대편에 있는 일정한 강성의 스프링을 고정시킴으로써 두 챔버내의 압력차에 따라 스프링이 압축되는 양만큼의 유량을 통과시키도록 설계하였다. 이러한 피스톤 감쇠밸브의 가변오리피스는 고정오리피스에 의해 결정된 시스템의 안정성을 바탕으로 설계되어야 한다. 가변오리피스의 설계시 시스템에 발생하는 이상진동은 가변오리피스가 설치로 고정오리피스의 감쇠특성이 지속적인 노면입력의 영향을 받아 시스템 자체의 감쇠특성이 변화하게 된 것을 의미하며, Fig. 6, Fig. 7에서 나타낸 이상진동현상이 발생하지 않는 범위 내에서 가변오리피스를 설계하는 것이 바람직하다. 따라서 이러한 설계사양을 충족시키지 못할 경우, 유압식 능동 현가시스템의 안전성을 기반으로 설계되어진 고정오리피

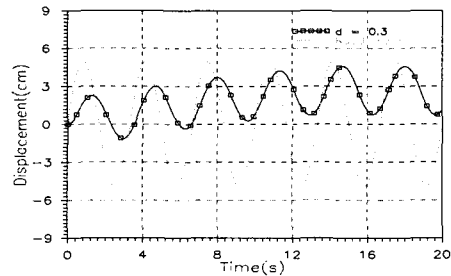


Fig. 6 Displacement of Sprung mass according to various orifice of piston damping valve design parameter($d=0.3[\text{cm}]$)

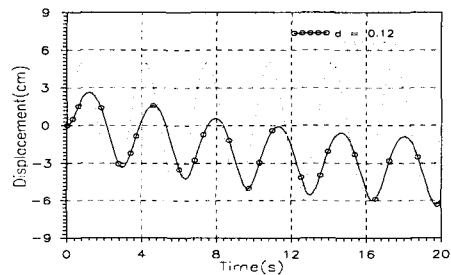


Fig. 7 Displacement of Sprung mass according to various orifice of piston damping valve design parameter($d=0.12[\text{cm}]$)

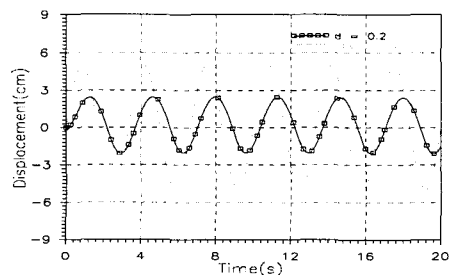


Fig. 8 Displacement of Sprung mass according to various orifice of piston damping valve design parameter($d=0.2[\text{cm}]$)

스의 설계사양이 더이상 의미를 가지지 못한다. 부가적으로 피스톤 감쇠밸브 설계시 유의해야 할 점은 가변오리피스에 증가하는 고정오리피스의 설계에 관한 것이다. 피스톤 감쇠밸브의 가변오

리피스가 고정오리피스를 증가시키는 것과 같다고 생각하여 가변오리피스를 무시한 채, 가변오리피스에 증가하는 고정오리피스 면적을 증가시키더라도 만족할 만한 성능을 기대하기는 어렵다. 이 경우 스프링상 질량의 응답은 가변오리피스가 제대로 튜닝(tuning)되지 않았을 때의 Fig. 6, Fig. 7에서와 같은 응답특성을 나타낸다. Fig. 6, Fig. 7은 고정오리피스 설계사양을 선정된 후 유압 액추에이터에 0.3[Hz]의 지속적인 노면입력을 가했을 때, 가변판의 직경 $d[\text{cm}]$ 의 크기에 따른 스프링상 질량의 변위를 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와같이 $d=0.3[\text{cm}]$, $d=0.12[\text{cm}]$ 의 경우는 지속적인 노면입력에 대해 스프링상 질량의 변위가 부가적인 진동상태를 나타내고 있다. 그러나, $d=0.2[\text{cm}]$ 인 경우는 Fig. 8에서 보는 바와 같이 스프링상 질량의 변위가 지속적인 노면입력에 대하여도 아주 양호한 응답특성을 나타내고 있다. 그러므로 유압 액추에이터에 가해지는 노면입력에 의하여 발생하는 유압실린더내의 압력맥동의 특성에 맞는 가변오리피스 설계사양의 선정은 유압식 능동 현가 시스템의 설계에서 매우 중요한 요소임을 알 수 있다.

3.1.3 몸체 감쇠밸브 설계사양의 선정

몸체 감쇠밸브는 유압식 능동 현가시스템에서 지속적인 노면입력이나, 고주파수에서의 감쇠를 위한 부가적인 감쇠를 행하는 부분이다. 그러므로 몸체감쇠밸브의 선정은 피스톤 감쇠밸브의 파라미터를 고정한 상태에서 유압식 능동현가시스템에 지속적인 노면입력을 가하여 그 응답특성을 고찰함으로써 최적의 설계사양을 선정할 수 있다. 이때, 유압식 능동 현가시스템의 감쇠특성이 몸체감쇠밸브의 영향에 의해 시스템이 부가적인 진동상태를 유발시키지 않아야 한다.

Fig. 9, Fig. 10, Fig. 11은 유압식 능동 현가시스템의 몸체 감쇠밸브 선정을 위하여 피스톤 감쇠밸브를 고정시키고, 0.3[Hz]의 노면입력을 지속적으로 가하였을 때 몸체 감쇠밸브 설계사양에 따른 스프링상 질량의 변위와 가속도의 응답을 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와같이 몸체 감쇠밸브의 면적 $Aa=0.069[\text{cm}^2]$ 인 경우와 $Aa=0.138[\text{cm}^2]$ 인 경우도 모두 부가적인 진동상태를 나타내고 있으나, 면적이 $Aa=0.1036[\text{cm}^2]$ 인 경우 매우 양호한 응답특성을 나타내고 있음을 알 수 있다.

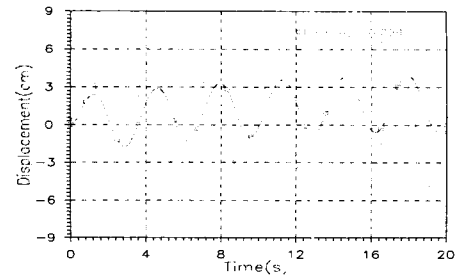


Fig. 9 Displacement of sprung mass according to body damping valve design parameter ($Aa=0.069[\text{cm}^2]$)

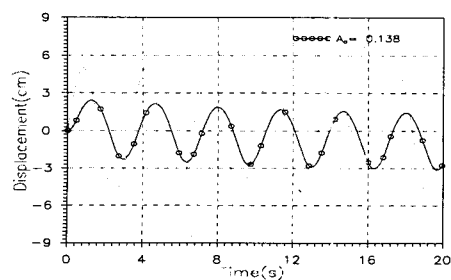


Fig. 10 Displacement of sprung mass according to body damping valve design parameter ($Aa=0.138[\text{cm}^2]$)

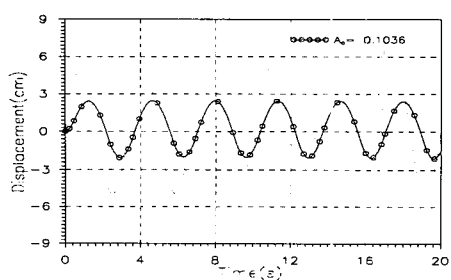


Fig. 11 Displacement of sprung mass according to body damping valve design parameter ($Aa=0.1036[\text{cm}^2]$)

본 연구에서는 여러번의 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 몸체감쇠밸브의 면적 $Aa[\text{cm}^2]$ 의 크기를 변화시켰을 때 스프링 상질량의 변위 응답특성을 고찰해 본 결과, 몸체 감쇠밸브의 면적이 $Aa=$

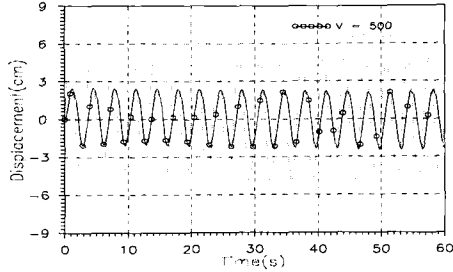


Fig. 12 Displacement of Sprung mass according to sub accumulator design parameter (v=500[cc])

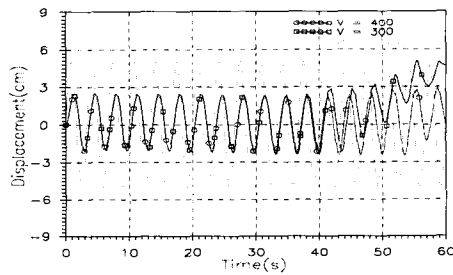


Fig. 13 Displacement of Sprung mass according to sub accumulator design parameter (v=300[cc], v=400[cc])

0.1036[cm²]보다 크거나 작은 경우, 위 또는 아래로 부가적인 진동상태를 보였다.

3.1.4 보조축압기 설계사양의 선정

피스톤 감쇠밸브와 몸체감쇠밸브의 설계사양을 고정한 상태에서 시스템에 지속적인 노면입력을 가하였을 때, 유압식 능동 현가시스템의 감쇠특성이 보조축압기의 영향에 의해 시스템이 이상 진동상태를 유발시키지 않아야 할 것이 요구된다.

Fig. 12, Fig. 13은 유압 액추에이터로 제어입력이 없는 상태에서 가상적인 노면입력인 $5\sin(2\pi f)t$ ($f=0.3$ 일 때)의 사인파를 지속적으로 입력하였을 때 보조축압기의 체적의 변화에 따른 스프링상 질량의 변위 응답을 나타낸 것이다.

보조축압기의 체적이 500[cc]인 경우는 안정하나, 300[cc]인 경우는 40[s]이후, 400[cc]인 경우는 55[s]이후, 이상진동이 발생함을 보여주고 있다. 따라서 보조축압기의 용적을 500[cc]로 선정하였다

Table 1 Parameter of the active suspension system used in computer simulation

Parameters	Values	Dimension
Sprung mass	M_s 150	Kg
Spring constant	K_s 15	Kg/cm
Piston damping valve	A_e 0.0314	cm ²
	d 0.2	cm
Body damping valve	A_a 0.1036	cm ²
Sub accumulator	V_{acc} 500	cc
Accumulator seal volume	V_s 250	cc
	Rod 18	cm
	B_p 2	Kg·s ² /cm
	A_1 12.5663	cm ²
Hydraulic cylinder	D 40	cm
	K_v 0.075	Kg/cm ² mA
Proportional pressure reducing valve	K_a 120	mA/V
Amplifier	ρ 0.00085	Kg/cm ³
	β 6900	Kg/cm ²
	C_d 0.61	
Working fluid		
Leakage coefficient		

다. 이와같은 컴퓨터 시뮬레이션 결과 선정된 능동 현가시스템의 설계사양과 컴퓨터 시뮬레이션에 사용된 시스템 파라미터는 Table 1과 같다.

3.2 제어기의 설계

현재 국내외에서 능동 현가 시스템에 최적제어 이론, 퍼지제어이론, 적응제어이론을 적용하기 위한 연구가 활발하게 진행되고 있다. 그러나 가장 우수한 성능을 보이는 최적제어이론의 경우 피드백되어야 할 상태변수가 많기 때문에 센서의 비용이 증가하고, 적응제어이론의 경우는 계산속도로 인하여 응답이 느려지는 단점이 있다.⁽¹³⁻¹⁵⁾

본 연구에서는 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 최적의 설계파라미터를 선정 후 구성이 간단한 PID제어기를 사용하여 유압식 능동 현가시스템의 응답 특성을 고찰하였다. 본 연구에서 사용된 PID제어기의 차분방정식은 식 (14)과 같고, 여기서, $e(z)$ 는 오차량, $u(z)$ 는 제어입력이다.^(16,17)

$$u(z) = K_p \left(1 + \frac{T_z}{T_i(z-1)} + \frac{T_p(z-1)}{T_d} \right) e(z) \quad (14)$$

4. 유압식 능동 현가시스템의 시뮬레이션

유압식 능동 현가시스템의 주 구성요소인 유압실린더의 설계사양에 대한 성능평가만으로 전체적인 시스템의 성능을 고찰하기에는 미흡하다.

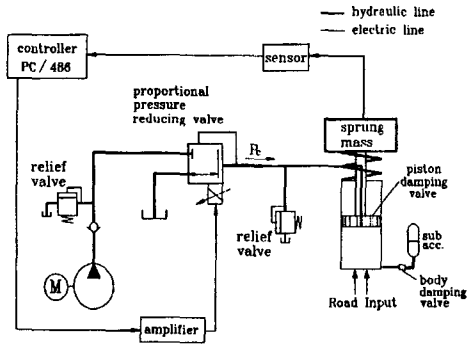


Fig. 14 Schematic diagram of the hydraulic active suspension system using proportional pressure reducing valve

따라서, 자동차의 성능평가로 널리 쓰이고 있는 범프입력(bump input)을 가하여 현가시스템의 성능을 고찰하였다.⁽¹⁸⁾ Fig. 14는 유압식 능동 현가 시스템의 범프시험(bump test)을 위한 장치의 계략도이다. Fig. 15, Fig. 16은 시속 10[Km/h]의 속도로 달려가는 자동차에 높이 0.05[m], 너비 1.73[m]의 범프입력(bump input)을 가했을 때 스프링상 질량의 변위와 가속도에 대한 컴퓨터 시뮬레이션 결과이다. 이때 샘플링 시간(sampling time)은 페루프 시스템 전체의 대역폭을 고려하여 충분히 큰 값인 5[ms]로 선정하였으며, 보조축압기의 초기봉입압은 30[Kgf/cm²]이다. 또 비교를 위하여 유압액추에이터의 제어유량이 없는 수동상태에서의 응답과 제어를 행하였을때의 응답을 나타내었으며, P=1은 단순피드백일 경우이며, P=15는 비례제어를 행하였을때의 비례제어 게인 값을 나타낸다.

Fig. 15에서 보는 바와 같이 제어유량이 없는 수동식(passive) 현가시스템의 경우 감쇠력이 매우 커 정착시간은 2[s]로 매우 뛰어나고 정상상태오차는 약 8% 정도 발생하고 있으나, 이는 노면입력에 대하여 거의 무시할 정도이다. 그러나 Fig. 16에서 보면 급격한 감쇠력으로 인한 스프링상 질량의 가속도가 매우 크게 발생하여 승차감이 나빠짐을 보여주고 있다.

단순피드백(unit feedback)의 경우 스프링상 질량의 변위가 정착시간이 오래 걸리고, 10[s] 근방에서 정상상태오차도 16%로 수동식에 비해 매우

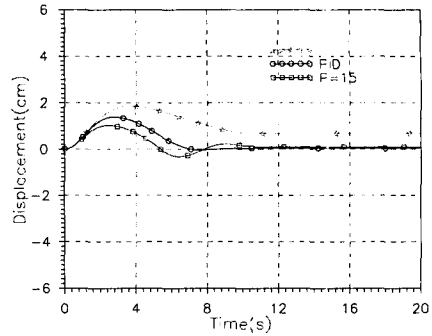


Fig. 15 Response to displacement of Sprung mass for bump input of hydraulic active suspension system

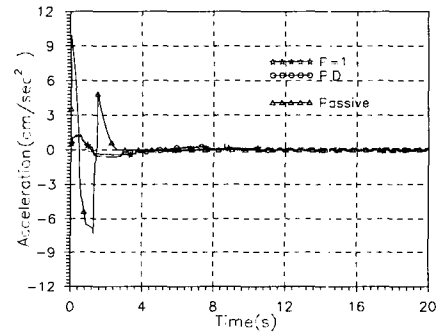


Fig. 16 Response to acceleration of Sprung mass for bump input of hydraulic active suspension system

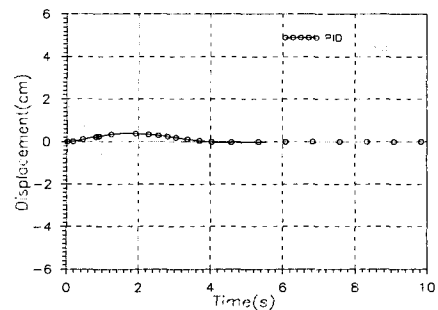


Fig. 17 PID Response to displacement of sprung mass for 0.5sin2πft road input for one cycle

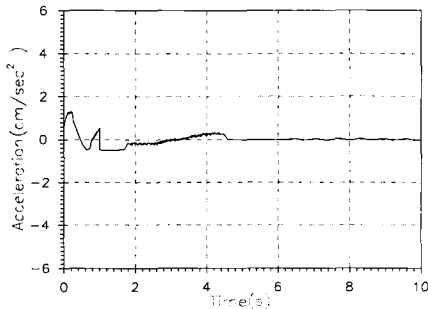


Fig. 18 PID Response to acceleration of sprung mass for $0.5\sin 2\pi ft$ road input for one cycle

뒤떨어짐을 알 수 있다. 이러한 현상은 제어입력이 노면입력을 추종하지 못한 결과이다. 그러나 Fig. 16에서 보면 단순피드백의 경우 승차감에 직접적으로 영향을 미치는 스프링상 질량의 가속도가 수동식 현가 시스템에 비해 약 90% 정도 감소되므로 그 응답특성이 매우 뛰어나고 1.2[s]뒤에는 수동식 현가 시스템에 비해 95% 정도 감소하므로 운전자가 충격력을 거의 느끼지 못하는 뛰어난 응답특성을 나타낸다. 또한, 비례 제어의 경우는 정상상태오차가 1%이내로 감소되고, 스프링상 질량의 가속도도 수동식에 비해 매우 양호하다. 그러나 비례제어의 경우에서도 여전히 정착시간이 11[s]로 매우 느리고, 단순피드백 보다 제어량이 매우 커서 스프링상 질량의 가속도에 대한 응답이 단순피드백보다 뒤떨어짐을 알 수 있다. PID제어의 경우 스프링상 질량의 변위가 단순피드백이나 비례제어의 경우보다 작고, 정착시간이 비례제어의 경우보다 4[s] 정도 개선된 것을 알 수 있으며, 이러한 속응성 향상은 PID제어의 D제인에 의한 영향임을 알 수 있다.

Fig. 17과 Fig. 18는 유압식 능동 현가시스템에 자동차의 1차 고유진동수영역인 1[Hz]에서 크기가 $\pm 0.5[m]$ 인 사인파를 한 주기 동안 입력시켰을 때 PID제어를 행한 스프링상 질량의 변위와 가속도를 나타낸 것이다. Fig. 17에서 보면 스프링상 질량의 변위에 대한 정착시간은 4[s]로 매우 느린 특성을 나타내지만 실제 스프링상 질량의 변위폭은 입력에 대하여 4% 정도로 매우 작고 정상상태오차도 발생하지 않는 뛰어난 응답특성

을 나타낸다. 또한 Fig. 18에서 보는 바와 같이 2[s] 이후의 가속도가 $0.2[cm/s^2]$ 로써, 가해지는 노면입력에 대하여 매우 뛰어난 감쇠특성을 나타낸다. 따라서 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 선정된 시스템 파라미터가 그림에서 나타낸 시뮬레이션 결과로 볼 때 그 타당성을 증명할 수 있었다.

5. 결 론

본 연구에서는 유압식 부분적 능동 현가 시스템의 기본적인 성능향상을 위하여 필수적인 유압 액추에이터를 설계하였다. 현가시스템의 유압 실린더내의 압력제어는 비례전자 감압밸브를 사용하였다.^(19,20) 컴퓨터 시뮬레이션은 다음과 같이 크게 두가지의 측면에서 행하였다. 먼저, 차량의 노면입력에 대한 안정성과 승차감의 측면에서 유압 실린더 각각의 구성요소에 대한 설계사양을 컴퓨터 시뮬레이션을 행하여 선정하였다. 설계한 유압실린더에 대한 타당성을 검증하기 위하여 구성이 간단한 PID제어기를 사용하였다. 차량의 시험에서 널리 쓰이고 있는 범프입력을 가하여 그 응답특성을 컴퓨터 시뮬레이션으로 비교 고찰하여, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 유압식 능동 현가시스템의 유압구동계에 대한 수학적 모델을 바탕으로 유압식 능동 현가시스템을 컴퓨터 시뮬레이션하여 최적의 설계사양을 결정하였다.
- (2) 유압 액추에이터의 피스톤 감쇠밸브, 몸체 감쇠밸브, 보조축압기등의 설계사양이 전체시스템에 대하여 미치는 영향을 분석함으로써 파라미터사이의 연관관계를 규명하였다.
- (3) 유압식 능동 현가시스템에서 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 결정된 최적의 설계사양을 구성이 간단한 PID제어기를 사용하여 그 응답특성을 고찰함으로써 선정된 파라미터의 타당성을 증명하였다.
- (4) 설계한 유압식 능동 현가시스템의 PID제어기에 의한 범프시험 시뮬레이션을 행한 결과 스프링상 질량의 변위에 대한 정착시간은 4[s]로 매우 느린 특성을 나타내었으나 변위폭은 입력에 대하여 4[%] 정도로 매우 작고, 또 2[s] 이후의 가속도가 $0.2[cm/s^2]$ 로써 가해지는 노면입력에 대하여 매우 뛰어난 감쇠특성을 나타냄을 알 수 있었다.

참고문헌

- (1) Masao Nagai, 1993, "Recent Researches on Active Suspensions for Ground Vehicles," *JSME, Int. J.* Vol. 36, No. 2.
- (2) 허승진, 1992, "자동차 능동형 사시 시스템 개발동향," 대한기계학회지, 제32권, 제10호.
- (3) 허승진, 1991, "승용차용 전자제어식 가변댐퍼의 개발동향," 대한기계학회지, 제31권, 제1호.
- (4) 홍예선, 황요하, 김동윤, 김영범, 심재진, "승용차용 능동제어식 현가시스템의 개발(1) : 실험 차량의 구성," 한국자동차공학회 논문집 제2권, 제2호, PP.73~82, SAE. No. 943719
- (5) 홍예선, 황요하, 김동윤, 김영범, 심재진, "승용차용 능동 현가시스템의 개발(2) : 실차 성능 실험 및 결과," 한국자동차공학회 논문집, 제2권, 제2호, PP.83~94, SAE. No. 943720
- (6) 탁태호, "능동현가장치의 승차제어로직의 설계," 한국자동차공학회 1992년도 차체동역학부문 학술강연초록집.
- (7) 양상식, 박세진, 김연환, 안세영, "유압식 능동형 현가장치의 모델링과 동특성 시험," 한국자동차공학회 1993년도 춘계학술대회 SAE. No. 933803.
- (8) 김연환, 안세영, 양상식, 이형복, "공압식 반능동형 자동차 현가장치의 롤 제어기 설계," 한국자동차공학회 1993년도 추계학술대회 SAE. No. 933926.
- (9) 이경수, 1993, "반능동 현가 시스템," 대한기계학회지, 제33권, 제10호.
- (10) 장성욱, 박성환, 이진걸, 1996, "유압식 능동현가 시스템의 개발에 관한 연구," 한국자동차공학술대회, pp. 1460~1464.
- (11) 장성욱, 1997 "유압식 능동 현가시스템의 개발에 관한 연구," 부산대학교 석사학위논문.
- (12) Merrit, H. E., 1967, *Hydraulic Control Systems*, John Willy & Sons, NewYork.
- (13) 김혁, 윤용산, 1994, "시간역과 주파수역의 복합형태의 성능지수를 이용한 차량현가계의 예견 능동 제어," 한국자동차공학회 학술강연 초록집, pp. 101~106.
- (14) 이상욱, 양상식, 1993, "퍼지이론을 이용한 능동형 현가장치의 제어기 설계," 한국자동차공학회 춘계학술대회, pp. 29~34.
- (15) 김종식, 1988, 선형 제어시스템 공학, 청문각.
- (16) 田中裕久, 1985, "油空壓のデジタル制御,"油壓と空氣壓, 第16卷, 第1號, pp. 3~11.
- (17) Franklin, G. F., Powell, J. D. and Workman, M. L., 1990, *Digital Control of Dynamic Systems*, 2nd ed., Addison Wesley.
- (18) 이경수, 1993, 전자현가장치 제어를 위한 관측기설계," 한국자동차공학회 춘계학술대회, pp. 35~40.
- (19) Lewis, E. and Stern, H., 1962, *Design of Hydraulic Control Systems*, McGraw Hill, New York.
- (20) 카야바工業株式會社, 1991, 自動車のサスペンション, 山海堂.