

유압식 능동 현가시스템의 개발에 관한 연구 A study on development of hydraulic active suspension system

장성욱, 박성환**, 이진걸***

*부산대학교 정밀기계공학과 대학원(Tel: (051)510-1449; E-mail:Sochang@hyowon.cc.pusan.ac.kr)

**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 The most important parameter for hydraulic active suspension system is to sustain desirable vehicle maneuvering stability and ride comfort without increasing consumption power. 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 active suspension 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.

Keywords Hydraulic active suspension system, Piston damping valve, Body damping valve

1. 서론

최근 승용차의 고급화 추세에 따라 편안한 승차감과 뛰어난 조정안정성에 대한 요구가 증대되고 있다. 또한 전기·전자공학의 발달로 마이크로 프로세서와 센서를 이용하여 차량의 급가속, 급회전, 급정지시 차체의 운동을 최소화하기 위한 연구가 활발하게 진행되고 있다. 그러나 기존의 유압식 능동 현가시스템의 성능에 관한 연구에서는 주 관심대상이 제어법칙을 개발하는데 있으며 실제 차량의 적용에 필요한 유압 액추에이터의 설계를 위한 연구는 미흡한 실정이다. 즉 유압식 능동 현가 시스템에서 사용되어지는 시스템 파라미터가 수학적 모델에 의한 시뮬레이션을 통하여 선정되지 않고, 국외에서 만들어진 유압식 능동 현가 시스템이 장착된 실제차량의 파라미터를 추종하거나, 국내의 수동식 현가시스템의 차량모델을 기준으로 파라미터를 추측에 의해 선정함으로써 유압식 능동 현가시스템의 근본적인 성능개선에는 많은 어려움이 있다. 유압식 능동 현가시스템에서 최소의 동력으로 현가시스템의 목적인 뛰어난 승차감과 조정안정성을 만족시키기 위하여 주요 설계변수들의 상관관계를 체계적으로 규명하는 것이 필요하며, 그 중에서 유압식 능동 현가시스템의 주요 구성요소인 유압구동계에 대하여 정확하고도 단순한 수학적 모델의 유도가 요구된다.

본 연구에서는 유압 액추에이터의 동력학을 고려하여 유도된 수학적 모델로부터 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 유압식 능동현가시스템의 기본적인 감쇠특성을 파악함으로써, 유압식 능동 현가시스템의 응답특성에 주된 영향을 미치는 시스템 파라미터를 선정하고자 한다. 파라미터의 타당성을 검증하기 위하여 제어력을 가하지 않은 상태에서 노면입력에 대한 유압식 능동 현가시스템의 특성과 구성이 간단한 제어기인 PID제어기로 제어를 행하였을 때의 능동 현가시스템의 응답 특성을 비교함으로써 능동 현가시스템의 개발에 지표를 제공하고자 한다.

2. 시스템의 구성 및 수학적 모델링

2.1 시스템의 구성

본 연구에서 설계할 유압식 능동 현가시스템은 그림2.1과 같다.

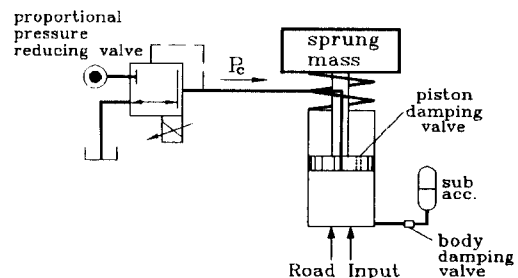


그림2.1 유압식 능동 현가시스템의 구성도
Fig.2.1 Schematic diagram of the hydraulic active suspension system

그림2.1에서 보는 바와 같이 유압식 능동 현가시스템은 노면입력(road input)에 대하여 주된 감쇠를 행하는 피스톤 감쇠밸브, 지속적인 노면입력이나 고주파수에서 감쇠를 하기 위한 몸체 감쇠밸브, 유압식 능동 현가시스템의 기본적인 감쇠를 위해 스프링을 사용하였다. 한편, 유압 액추에이터 챔버(chamber)내의 압력 제어를 위하여 비례전자 감압밸브를 사용하였고, 바퀴의 감쇠특성은 노면입력에 포함시켰다.

2.2 비례전자 감압밸브 전용앰프의 특성

제어기로부터의 입력전압 $e[V]$ 에 대한 비례전자 감압밸브 전용앰프의 출력전류는 식(2.1)과 같다. 사용된 비례전자 감압밸브 전용앰프는 [URP-15W10]으로 그 특성은 비례요소로서 표현되며 비례 게인 $K_a=120$ 이고 $I_0 = 200[mA]$ 이다.

$$I(t) = K_a e(t) + I_0 \quad (2.1)$$

2.3 비례전자 감압밸브의 모델링

비례전자 감압밸브의 입력전류에 대한 2차측 압력의 변화는 식(2.2)에서 보는 바와 같이 2차계로 근사화할 수 있으며, 개인은 비례전자 감압밸브 전용애플의 정특성으로부터 $I(t) > I_0$ 일 때 $K_c = 0.075$ 로 근사하였다. 또 카탈로그에 제시된 응답특성을 고려하여 식(2.2)에서의 $\zeta = 0.86$, $\omega_n = 53$ 으로 선정하였다.

$$P_c(S) = \frac{\omega_n^2 K_c}{S^2 + 2\zeta\omega_n S + \omega_n^2} I(S) \quad (2.2)$$

2.4 유압 액추에이터의 수학적 모델링

유압식 능동 현가시스템에서 성능에 직접적인 영향을 미치는 유압 액추에이터의 수학적 모델링을 위한 개략도는 그림2.2와 같다.

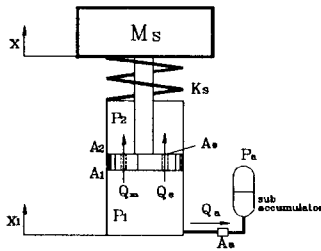


그림2.2 유압식 능동현가시스템의 유압 액추에이터
Fig2.2 Schematic diagram for modeling of hydraulic active suspension system

그림2.2의 유압 액추에이터 내에서 피스톤 감쇠밸브인 고정, 가변오리피스를 통과하는 유량은, 고정오리피스의 면적을 A_e [cm^2], 가변오리피스의 면적을 A_m [cm^2], 유압 액추에이터 헤드측 챔버의 압력을 P_1 [kgf/cm^2], 유압 액추에이터 로드측 챔버의 압력을 P_2 [kgf/cm^2]라 하면

$$Q_e = C_d A_e \sqrt{\frac{\rho}{2} (P_1 - P_2)} \quad (2.3)$$

$$Q_m = C_d A_m \sqrt{\frac{\rho}{2} (P_1 - P_2)} \quad (2.4)$$

이고, 유압 액추에이터의 보조축압기(sub accumulator)를 통과하는 유량은 몸체 감쇠밸브의 면적을 A_d [cm^2], 액추에이터 헤드측 챔버의 압력을 P_1 [kgf/cm^2], 보조축압기내의 유체의 압력을 P_a [kgf/cm^2]라 하면

$$Q_d = C_d A_d \sqrt{\frac{\rho}{2} (P_1 - P_a)} \quad (2.5)$$

과 같이 나타낼 수 있다.

그리고, 현가장치의 액추에이터에 작용하는 힘에 대한 운동방정식은, 스프링상 질량(sprung mass)의 변위를 x [cm], 스프링상수는 K_s [kg/cm], 점성저항을 B_p [$\text{Kg} \cdot \text{s}^2 / \text{cm}$], 유압 액추에이터의 피스톤의 헤드측 단면적은 A_1 [cm^2], 유압 액추에이터의 피스톤의 로드측 단면적은 A_2 [cm^2]이라 하면

$$M_s \ddot{x} = A_1 P_1 - A_2 P_2 - K_s(x - x_1) - B_p(\dot{x} - \dot{x}_1) \quad (2.6)$$

과 같다.

또, 그림2.2에서 유압 액추에이터 챔버내에서 연속방정식을 적용하여 식(2.7), 식(2.8), 식(2.9)와 같이 나타낼 수 있다.

$$P_1 = P_c \quad (2.7)$$

$$\dot{P}_2 = \left(\frac{\beta}{V_1} \right) [-A_2(\dot{x} - \dot{x}_1) + Q_e + Q_m] \quad (2.8)$$

$$\left(\frac{V_{oil}}{\beta} + \frac{V_{gas}}{nP_a} \right) \dot{P}_a = Q_a \quad (2.9)$$

여기서, β 는 작동유의 체적탄성계수 [Kg/cm^2], V_1 는 유압 액추에이터 헤드측 챔버내의 부피 [cc], P_1 는 유압 액추에이터 로드측 챔버내의 압력 [Kg/cm^2], V_{oil} 는 보조축압기내의 작동유의 체적 [cc], V_{gas} 는 보조축압기내의 가스의 체적 [cc], n 는 보조축압기내 가스의 폴리트로픽지수이다.

3. 유압식 능동현가시스템 및 제어기의 설계

3.1 유압식 능동 현가시스템의 최적설계파라미터의 선정

유압식 능동 현가시스템의 수학적모델로부터 다음과 같이 최적설계 파라미터를 선정하였다.

3.1.1 유압식 능동현가시스템의 유압 액추에이터의 피스톤 감쇠밸브 파라미터의 선정

유압식 능동현가시스템의 유압 액추에이터의 피스톤 감쇠밸브 파라미터의 선정은 2.4절의 유도된 비선형 미분방정식을 수치 해석 전용 소프트웨어(software)인 SIMNON을 사용하였으며, 그래픽은 그래픽 전용 소프트웨어인 GRAPHER를 사용하여 나타내었다.

유압식 능동 현가시스템은 피스톤 감쇠밸브와 몸체 감쇠밸브, 그리고 보조축압기의 설계사양을 선정하기 위한 것과 선정된 설계사양에 대하여 타당성을 검증하는 부분으로 크게 나누어 컴퓨터 시뮬레이션을 행하였다.

먼저, 피스톤 감쇠밸브와 몸체 감쇠밸브, 그리고 보조축압기의 설계파라미터를 선정하기 위하여, 유압 액추에이터로의 제어유량이 없는 상태에서, 노면입력을 가하여 유압 액추에이터의 응답을 컴퓨터 시뮬레이션 하였다. 피스톤 감쇠밸브와 몸체 감쇠밸브, 그리고 보조축압기의 세가지 파라미터는 각각 개별적인 성격을 띠는 것이 아니라, 상호 보완적이고, 복합적인 요소이다. 따라서 어느 한 요소만을 독립적으로 고려하여 현가장치의 성능을 평가하기는 어렵다. 노면입력에 대하여 주된 감쇠특성을 나타내는 피스톤 감쇠밸브는 스프링상 질량의 가속도와 위치변화에 가장 큰 영향을 미치는 파라미터로서 일정한 감쇠력을 발생시키는 고정 오리피스와 유압 액추에이터내의 압력차이에 비례하여 감쇠력을 발생시키는 가변오리피스로 구성되어 있다.

그림3.1, 그림3.2는 $5\sin(2\pi ft)$ ($f=0.5$ 일때)의 주기를 가지는 사인파를 2[s]동안 유압 액추에이터에 가했을 때 피스톤 감쇠밸브의 설계사양에 따른 스프링 상질량(sprung mass)의 변위와 가속도를 나타낸 것이다. 그림3.1, 그림3.2에서 피스톤 감쇠밸브의 설계사양에 따라 스프링상 질량(sprung mass)의 변위와 가속도가 큰 폭으로 달라지는 것을 알 수 있다. 피스톤 감쇠밸브는 제어유량이 없을 때 유압식 능동현가시스템의 주된 감쇠역할을 하는 밸브이기 때문에 유압 액추에이터의 파라미터 선정에 있어서도

제일 먼저 결정되어야 한다.

한편, 그림3.1, 그림3.2에서 보면 피스톤 감쇠밸브의 응답특성은 피스톤 감쇠밸브의 설계사양이 작은 경우 뛰어난 감쇠성능을 보임으로써 차량의 안정성을 높일 수 있다. 그러나 자동차의 가속도를 크게 함으로써 승차감이 매우 나쁜 특성을 나타낸다. 반대로 피스톤 감쇠밸브의 설계사양이 큰 경우 스프링상 질량으로의 충격력은 작아지는 반면 스프링상 질량의 변위가 노면입력에 대하여 감쇠되는 속도가 매우 느려진다. 그림3.1과 그림3.2에서 나타난 감쇠특성은 종래의 수동형 현가시스템에서 나타난 안정성과 승차감 상충곡선의 특성을 그대로 반영함을 알 수 있다. 그러므로 피스톤 감쇠밸브 자체의 특성만으로는 승차감과 안정성을 다 만족시켜 줄 수 없다. 이 점이 제어유량이 없는 수동상태의 감쇠밸브 한계이다.

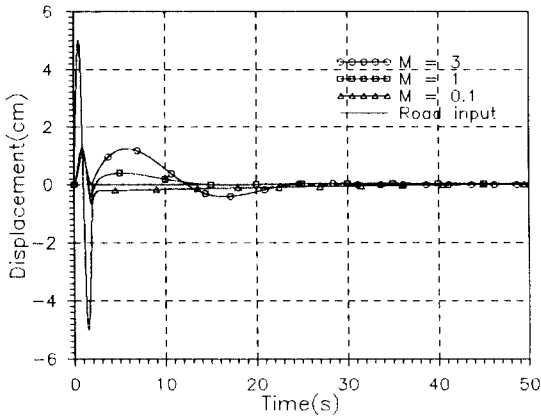


그림3.1 피스톤 감쇠밸브에 따른 스프링상 질량의 변위
Fig3.1 Displacement of sprung mass according to piston damping valve design parameter

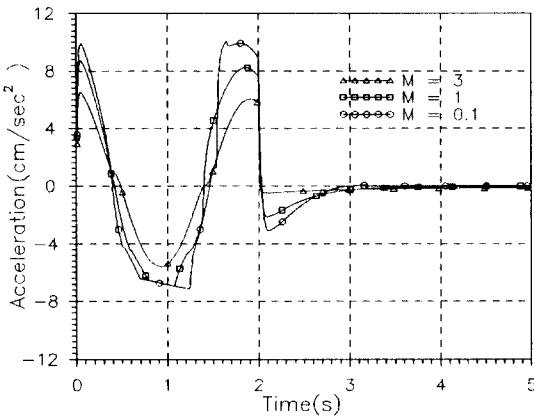


그림3.2 피스톤 감쇠밸브에 따른 스프링상 질량의 가속도
Fig3.2 Acceleration of sprung mass according to piston damping valve design parameter

따라서 본 연구에서는 승차감과 안정성의 양면성을 띠는 피스톤 감쇠밸브의 선정을 다음과 같이 행하였다. 자동차는 불규칙한 노면이나, 갑작스런 노면입력에 대하여 안정성이 우선시 되어야 하므로, 제어유량이 없는 상태에서의 피스톤 감쇠밸브의 설계사양을 안정성에 주안점을 두어 감쇠특성이 뛰어난 M=0.1로 결정하였다. 피스톤 감쇠밸브에서 고정오리피스만을 설계할 경우 유압 액추에이터는 노면입력으로 헤드측 챔버와 로드측 챔버내

의 압력맥동에 대하여 두챔버사이의 압력 차에 상관없이 항상 일정한 감쇠력을 나타내게 된다. 그러므로 고정오리피스의 설계사양은 유압식 능동 현가 시스템 자체의 감쇠특성에 큰 영향을 미치므로, 노면입력에 의하여 유압 액추에이터내의 압력맥동이 심해져도 고정오리피스의 설계사양을 임의로 크게 할 수 없다. 만약 피스톤 감쇠밸브의 가변오리피스가 고정오리피스를 증가시키는 것과 같다고 생각하여 가변오리피스를 무시한 채, 가변오리피스가 완전히 열릴 때의 면적을 기준으로 고정오리피스 면적을 증가시키더라도 만족할 만한 성능을 기대하기 어렵다. 이 경우 스프링상 질량의 응답은 가변오리피스가 제대로 튜닝(tuning)되지 않았을 때의 그림3.4와 같은 응답특성을 나타낸다.

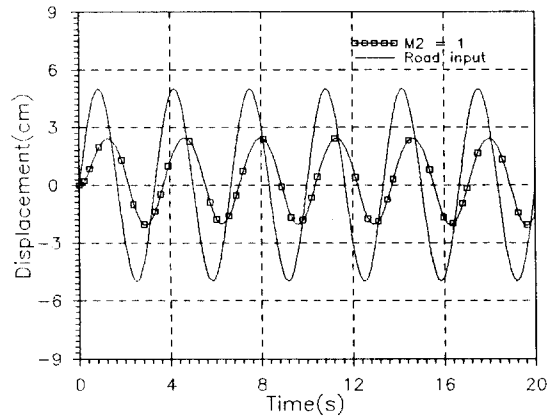


그림3.3 피스톤 감쇠밸브의 가변오리피스 사이즈에 따른 스프링상 질량의 변위

Fig3.3 Displacement of sprung mass according to various orifice of piston damping valve design parameter

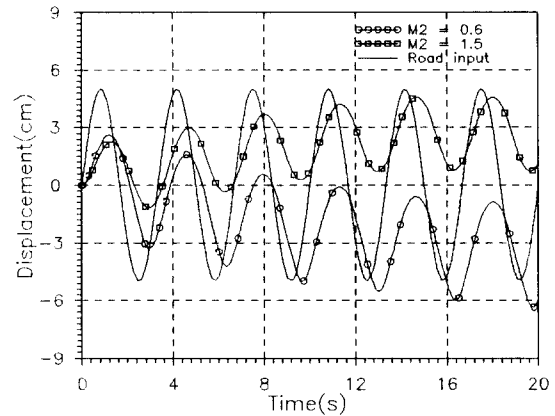


그림3.4 피스톤 감쇠밸브의 가변오리피스 설계사양에 따른 스프링상 질량의 변위

Fig3.4 Displacement of sprung mass according to various orifice of piston damping valve design parameter

피스톤 감쇠밸브의 가변오리피스는 디스크형 유량밸브의 형태로 유압 액추에이터 헤드측과 로드측 챔버의 압력차만큼 발생한 힘이 디스크를 밀고 반대편에 일정한 강성의 스프링을 고정시킴으로써 두챔버내의 압력차에 따라 스프링이 압축되는 양만큼의 유량을 통과시키도록 설계하였다. 그림3.3, 그림3.4는 고정오리피스 설계사양을 선정한 후 유압 액추에이터에 0.3[Hz]의 지속적인 노면입력을 가했을 때 가변오리피스 설계사양에 따른 스프링상

질량의 변위를 나타낸 것이다. 그림3.4는 최적의 가변오리피스 면적을 $M2=1$ 인 상태로 보았을 때, 가변오리피스 설계사양의 변동에 대한 스프링 상질량의 변위를 나타낸 것이다. 그림3.4에서 알 수 있듯이 가변오리피스의 설계사양이 작을 경우 시스템 자체가 노면입력에 대해 불안정한 부가적인 진동상태를 나타내고 있다. 반대로 가변오리피스의 설계사양이 최적일 경우보다 큰 경우에도 성능이 나빠지는 것을 알 수 있다. 그러므로 유압 액추에이터내에서의 작동압력에 따라 발생하는 압력맥동의 특성에 맞는 가변오리피스의 설계사양을 선정하는 것은 유압식 능동 현가 시스템의 설계에서 매우 중요하다.

몸체 감쇠밸브와 보조축압기는 유압식 능동 현가시스템에서 부가적인 감쇠를 행하는 부분이므로 피스톤 감쇠밸브의 파라미터를 고정한 상태에서 유압식 능동현가시스템에 노면입력을 가하였을 때 유압식 능동 현가시스템의 감쇠특성에 큰 영향을 미쳐 시스템이 불안정한 진동상태를 유발시키지 않아야 한다.

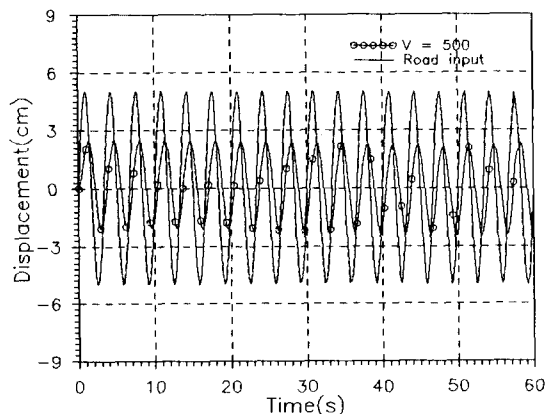


그림3.5 보조축압기 설계사양에 따른 스프링상 질량의 변위
Fig3.5 Displacement of sprung mass according to sub accumulator design parameter

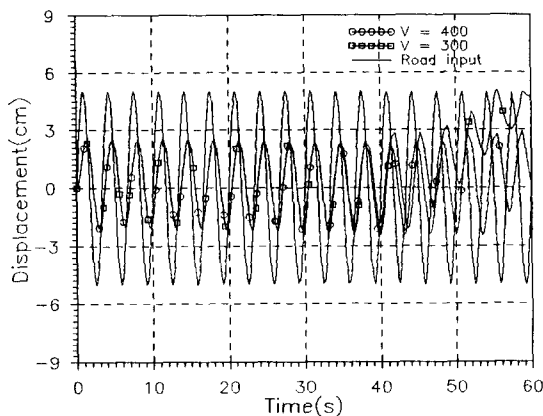


그림3.6 보조축압기 설계사양에 따른 스프링상 질량의 변위
Fig3.6 Displacement of sprung mass according to sub accumulator design parameter

그림3.5, 그림3.6는 보조축압기의 체적을 변화시키면서, 유압 액추에이터로 제어입력이 없는 상태에서 1분간 지속적인 노면입력을 가하였을 때 스프링상 질량의 변위 응답을 나타낸 것이다. 일반적으로 유압시스템에서의 축압기의 설계사양의 선정은 경험

적 지식에 의하여 결정되어지는 경우가 많으며, 수식에 의해 계산된 사이즈보다 안정성을 고려하여 몇 배 큰 사이즈를 선정한다. 유압 액추에이터를 $5\sin(2\pi f)t$ ($f=0.3$ 일때)의 사인파로 가진시켰을때, 그림3.6에서 보면 보조축압기의 체적이 300[cc]인 경우 40[s]이후 이상진동현상을 나타냈고, 400[cc]인 경우 55[s]이후 같은 현상을 나타냈다. 따라서 보조축압기의 설계사양은 500[cc]로 선정하였다.

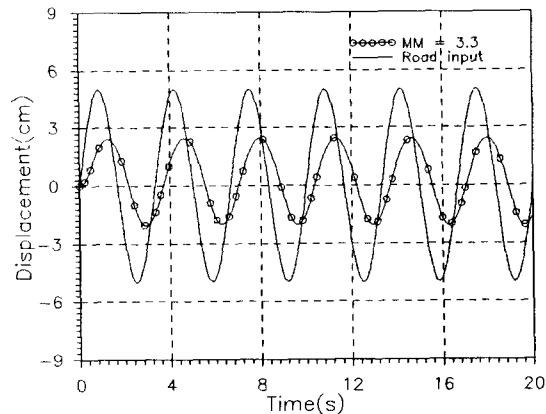


그림3.7 몸체 감쇠밸브에 따른 스프링상 질량의 변위
Fig3.7 Displacement of sprung mass according to body damping valve design parameter

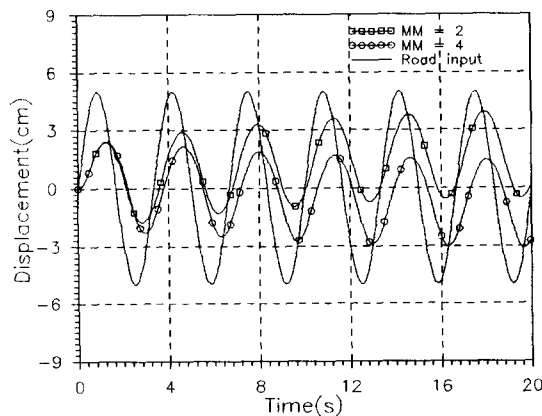


그림3.8 몸체 감쇠밸브에 따른 스프링상 질량의 변위
Fig3.8 Displacement of sprung mass according to body damping valve design parameter

그림3.7, 그림3.8은 유압식 능동 현가시스템의 몸체 감쇠밸브 선정을 위하여 피스톤 감쇠밸브를 고정시키고, 0.3[Hz]의 노면입력을 가하여 몸체 감쇠밸브 설계사양에 따른 스프링상 질량의 변위와 가속도의 응답을 나타낸 것이다. 그림2.2에서 보면 몸체 감쇠밸브는 유압 액추에이터의 헤드측 챔버와 보조축압기를 연결하는 부분에 설치되어 있다. Slow Type의 유압식 능동 현가 시스템은 차체의 1차 공진주파수인 1[Hz]~2[Hz]에서의 제어는 밸브를 통한 능동제어를 행하고 5[Hz]이상의 고주파에서의 감쇠는 보조축압기를 통한 수동감쇠에 의존하고 있다. 한편 몸체 감쇠밸브는 제어유량이 남을 때 보조축압기로 유량을 공급하고, 제어유량이 적을 경우, 보조축압기의 유량이 액추에이터 챔버내로 유입되도록 설계하였다. 그러나 몸체 감쇠밸브의 설계사양이 큰

경우 많은 양의 유체가 보조축압기를 지나들게 되어 축압기의 용량이 커져야 하는 문제점이 발생하고, 작을 경우 그림3.8에서 나타난 것처럼 이상진동현상을 수반한다.

이와같은 컴퓨터 시뮬레이션 결과 선정된 능동 현가시스템의 파라미터와 컴퓨터 시뮬레이션에 사용된 시스템 파라미터는 표 3-1과 같다.

표3-1 능동현가시스템의 컴퓨터 시뮬레이션에서 사용된 파라미터
Table 3.1 Parameter of the active suspension system used in computer simulation

| Parameters | | Values | Dimension |
|--------------------------------------|-----------|-------------|--------------------------|
| sprung mass | M_s | 150 | Kgf |
| spring constant | K_s | 15 | Kgf/cm |
| piston damping valve | A_e | 0.03141619 | cm ² |
| body damping valve | A_a | 0.103673427 | cm ² |
| sub accumulator | V_{acc} | 500 | cc |
| accumulator seal volume | V_g | 250 | cc |
| hydraulic cylinder | R_{od} | 18 | cm |
| | B_p | 2 | Kgf · s ² /cm |
| | A_1 | 12.59637 | cm ² |
| | D | 40 | cm |
| proportional pressure reducing valve | K_v | 0.075 | Kgf/cm ² mA |
| amplifier | K_a | 120 | mA/V |
| working fluid | ρ | 0.0008588 | Kgf/cm ³ |
| | β | 6900 | Kgf/cm ² |
| leakage coefficient | C_d | 0.61 | |

3.3 제어기의 설계

현재 국내·외적으로 능동 현가 시스템에 최적제어이론, 퍼지 제어이론, 적응제어이론을 적용하기 위한 연구가 활발하게 진행되고 있다. 그러나 가장 우수한 성능을 보이는 최적제어이론의 경우 피드백되어야 할 상태변수가 많기 때문에 센서의 비용이 증가하고, 적응제어이론의 경우 계산속도로 인하여 응답이 느리지는 단점이 있다.

본 연구에서는 유압식 능동현가시스템의 성능을 최대한 개선하기 위하여 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 최적의 설계파라미터를 선정 후 구성이 간단한 제어기인 PID제어기를 사용하여 유압식 능동 현가시스템의 응답 특성을 고찰하였다. 본 연구에서 사용된 PID제어기의 차분방정식은 식(3.1)과 같다.

$$u(z) = K_p \left(1 + \frac{T_z}{T_I(z-1)} + \frac{T_p(z-1)}{T_I} \right) e(z) \quad (3.1)$$

3.2.2 유압식 능동현가시스템의 시뮬레이션

그림3.9, 그림3.10은 그림2.1과 같이 구성된 유압식 능동 현가 시스템에 시속 10[Km/h]의 속도로 달러가는 자동차에 높이 0.05[m], 너비 1.73[m]의 범프입력(bump input)을 가했을 때 스프링상 질량의 변위와 가속도에 대한 컴퓨터 시뮬레이션 결과이

다. 이때 샘플링 시간(sampling time)은 5[ms]로 선정하였으며, 보조축압기의 초기봉입압은 30[Kgf/cm²]이다.

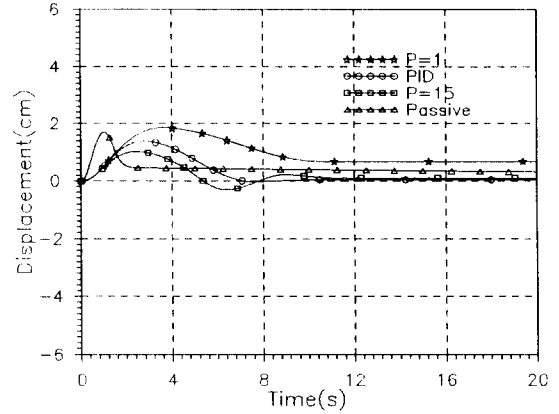


그림3.9 유압식 능동 현가 시스템의 범프입력에 대한 스프링상 질량의 변위 응답

Fig.3.9 Response to displacement of sprung mass for bump input of hydraulic active suspension system

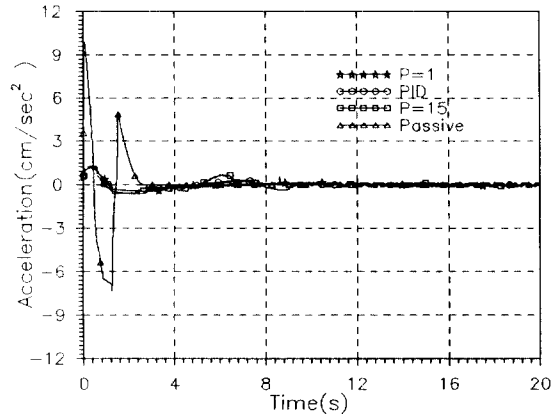


그림3.10 유압식 능동 현가 시스템의 범프입력에 대한 스프링상 질량의 가속도 응답

Fig.3.10 Response to acceleration of sprung mass for bump input of hydraulic active suspension system

그림3.9 그림3.10에서 보는 바와 같이 제어유량이 없는 수동식 (passive) 현가시스템의 경우 감쇠력이 매우 커 정착시간은 2[s]로 매우 뛰어나지만, 정상상태오차가 약 4%정도 발생하고 있으나 이는 노면입력에 대하여 거의 무시할 정도이고 수식적으로는 62[s]정도에서 오차가 거의 없어짐을 알 수 있다. 그러나 그림3.10에서 보면 급격한 감쇠력으로 인한 스프링상 질량의 가속도가 매우 크게 발생하여 승차감이 나빠진다.

한편 제어를 행하였을 때 유압식 능동 현가시스템의 스프링상 질량의 응답을 살펴보면, 단순피드백(unit feedback)의 경우 유압식 능동 현가시스템의 스프링상 질량의 가속도가 수동식에 비해 급격히 감쇠하여 승차감이 매우 뛰어나지만, 스프링상 질량의 변위가 정착시간이 오래 걸리고, 10[s]근방에서 정상상태오차도 8%로 수동식에 비해 매우 뒤떨어짐을 알 수 있다. 이러한 현상은 제어입력이 노면입력을 추종하지 하지 못하여 발생하는 것으로 사료된다. 그러나 그림3.10에서 보면 단순피드백의 경우 승차감에 직접적으로 영향을 미치는 스프링상 질량의 가속도가 수동식

현가 시스템에 비해 약 90%정도 감쇠되므로 그 응답특성이 매우 뛰어나고 1.2[s]뒤에는 수동식 현가 시스템에 비해 95%정도 감소하므로 운전자가 충격력을 거의 느끼지 못하는 뛰어난 응답 특성을 나타낸다.

비례 제어(proportional control)만을 행한 경우 약 8%정도 발생하던 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 그림3.10에서 알 수 있듯이 스프링상 질량의 가속도에 대한 응답이 단순피드백보다 뒤떨어짐을 알 수 있다. 이러한 문제점을 개선하기 위하여 PID제어기를 설계하였다.

PID제어기의 경우 그림3.9, 그림3.10에서 알 수 있듯이 스프링상 질량의 변위가 단순피드백이나 비례제어의 경우보다 작고, 정착시간이 비례제어의 경우보다 4[s]정도 개선된 것을 알 수 있다. 이러한 속응성 향상은 PID제어기의 D제인에 의한 영향으로 사료된다. 한편 PID제어기에 대한 스프링상 질량의 가속도가 그림3.10에서 보는 바와 같이 수동식, 단순피드백, 비례제어기보다 뛰어난 성능을 나타냄을 알 수 있다.

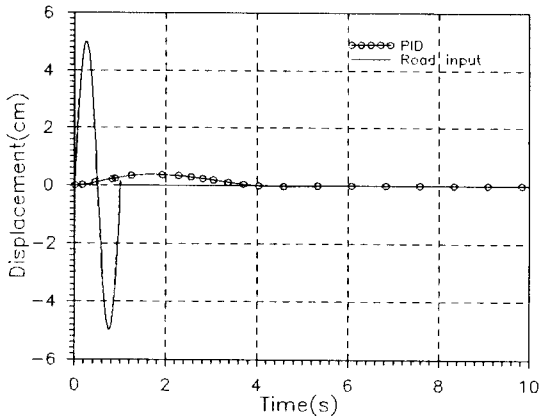


그림3.11 $5\sin 2\pi t$ 의 외란을 1[s]동안 가했을 때 스프링상 질량의 변위의 PID응답

Fig3.11 PID response to displacement of sprung mass for $5\sin 2\pi t$ road input for one sec

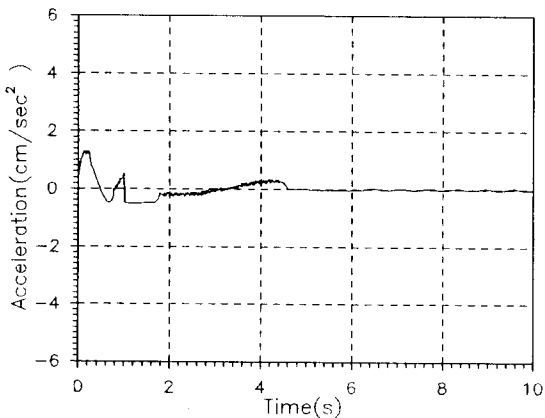


그림3.12 $5\sin 2\pi t$ 의 외란을 1[s]동안 가했을 때 스프링상 질량의 가속도의 PID응답

Fig3.12 PID response to acceleration of sprung mass for $5\sin 2\pi t$ road input for one sec

그림3.11과 그림3.12는 유압식 능동 현가시스템에 자동차의 1

차 고유진동수 영역인 1[Hz]에서 크기가 0.1[m]인 사인파를 1[s]동안 입력시켰을 때 PID제어를 행한 스프링상 질량 변위와 가속도를 나타낸 것이다. 그림3.11에서 보면 스프링상 질량의 변위에 대한 정착시간은 4[s]로 매우 느린 특성을 나타내지만 실제 스프링상 질량의 변위폭이 4%로 매우 작고 정상상태오차가 발생하지 않는 뛰어난 응답특성을 나타낸다. 또한 그림3.12에서 알 수 있듯이 2[s]이후의 가속도가 0.1[cm/s²]로 가해지는 노면입력에 대하여 매우 뛰어난 응답특성을 나타낸다. 따라서 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 선정된 파라미터가 PID제어기로 제어를 행하였을 때의 컴퓨터 시뮬레이션 결과로 볼때 그 타당성을 증명할 수 있다.

4. 결론

유압식 능동현가시스템의 각종 설계 사양을 결정하고 그 타당성을 증명하기 위하여 행한 컴퓨터 시뮬레이션 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 유압식 능동 현가시스템의 유압구동계에 대한 수학적 모델을 바탕으로 유압식 능동 현가시스템을 컴퓨터 시뮬레이션하여 최적의 설계사양을 결정하였다.
- 유압 액추에이터의 피스톤 감쇠밸브, 몸체 감쇠밸브, 보조축 압기등의 설계사양이 유압식 능동 현가시스템의 응답특성에 미치는 영향을 고찰하였다.
- 유압식 능동 현가시스템에서 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 결정된 최적의 설계사양을 구성이 간단한 PID제어기를 사용하여 그 응답특성을 고찰함으로써 선정된 파라미터의 타당성을 증명하였다.

5 참고문헌

- [1] D.Bastow and G.Howard, "Car Suspension and handling", Pentech Press, London, 1993
- [2] H.E.Merrit, "Hydraulic Control Systems", McGraw Hill, New York, N.Y. , 1962
- [3] 김종식, "동적 시스템 및 제어공학", 청문각, 1994
- [4] 양상식, 박세진, 김연환, 안세영, "유압식 능동형 현가장치의 모델링과 동특성 시험", 한국자동차공학회 추계학술대회 SAE. No 933926, 1993
- [5] 이경수, "반능동 현가시스템", 대한기계학회 제33권 제10호, 1993
- [6] 탁태호, "능동현가장치의 승용제어로직의 설계", 한국자동차공학회 차체동역학부분 학술강연초록집, 1992
- [7] 홍예선, 황요하, 김동윤, 김영범, 심재진, "승용차용 능동 제어식 현가시스템의 개발(1) : 실험차량의 구성", 한국자동차공학회 논문집 제2권 제2호, pp.73~82, 1994
- [8] 홍예선, 황요하, 김동윤, 김영범, 심재진, "승용차용 능동 제어식 현가시스템의 개발(2) : 실차 성능실험 및 결과", 한국자동차공학회 논문집 제2권 제2호, pp.83~94, 1994
- [9] 허승진, "승용차용 전자제어식 가변댐퍼의 개발동향", 대한기계학회지 제31권 제1호, 1991