한국공작기계학회논문집 Vol.11 No.1 2002. 2.
Transactions of the Korean Society of Machine Tool Engineers

자동차용 현가장치의 반능동 제어 시스템의 설계파라미터에 대한 연구

박 호*, 한창수**, 이명호**, 노병옥***

A Study on the Design Parameter of Semi-active Control System for the Vehicle Suspension

Ho Park*, Chang-Su Hahn**, Meung-Ho Rhee**, Byung-Ok Roh***

Abstract

In the determination of control laws of semi-active suspension system, optimal control theory is applied, which used in the design of fully active suspension system and in the preformance index sense. Optimal semi-active control laws are designed, and the computer program is developed for estimation of performance in the time and frequency domain. It is certified that in the semi-active control system, it is desirable to minimize the spring constant and damping coefficient as possible in the given constraints. The effect of performance improvement which is almost equal to fully active type is obtained.

Key Words : 현가장치(Suspension System), 반능동 제어시스템(Semi-active Control System), 시간역(Time Domain), 주파수역(Frequency Domain), 최적제어(Optimal Control)

1. 서 론

자동차의 능동형 현가장치는 많은 연구자의 관심의 대상이 되고 있으며, 전상태 궤환 및 절대속도 궤환을 비롯한 설계기법들이 개발[1,2]되고 있다. 하지만 완전능동형 현가장치는 많은 동력을 필요로 한다는 점과 오동작의 위험성 등의 중요한 결점을 가지고 있다[3]. 따라서 수동형과 완전능동형의 장점을 조합한, 예를 들면 능동감쇠기[4] 등을 이용한 반능동형 현가장치의 연구[5,6,7]가 요구되고 있다. 능동감쇠기는 현가계로부터 에너지가 소멸될 때만 제어작용을 하는 저출력 고이득 장치로서 기계장치, 신호처리 및 센서의 작동을 위한 매우 적은 동력원만을 필요로 한다. 만약 어떤

* 천안공업대학 자동차공학과
(박호 tigerpark@dragon.cntc.ac.kr)
** 자동차부품연구원 경량소재실
*** 선문대학교 기계 및 시스템공학부

제어법칙으로부터 결정된 작용력에 의해 발생된 기계적 동력이 항상 소멸된다면, 우리는 그러한 계를 반능동제어계[8]라고 부른다. 일반적으로 이 시스템은 센서, 신호 조절기 및 조정장치 등으로 구성되며, 수동형 요소들의 조정을 위한 오직 신호수준의 동력만을 필요로 한다. 1970년대 중반부터 반능동형 현가장치에 대한 연구가 소개되기 시작했는데[9], 이 시스템은 힘을 거의 필요로 하지 않는다는 점을 제외하고는 완전능동형 현가장치와 거의 유사하며, 스프링과 능동감쇠기라고 불리우는 장치가 병렬로 연결되어 구성된 계[10]이다. 이러한 반능동제어 시스템기술은 각종 생산 공장에서의 공작기계, 프레스기계 등의 마운트로도 활용 가능하며 기계의 진동소음을 줄이고 가공물의 정밀도를 형성하는데 기여할 수 있으리라고 사료된다[11].

본 연구에서는 반능동현가계의 모델링 및 반능동 현가장치의 개념에 대해 다루고자 하며, 컴퓨터 시뮬레이션에 의한 반능동제어법칙에 대한 성능을 평가하여 반능동형 현가장치의 개발에 기초적인 설계자료를 제시하고자 한다. 또한 반능동형 현가계의 제어법칙을 결정함에 있어서, 완전능동형 현가계의 설계에 이용한 최적제어이론[12,13,14,15]을 똑같이 적용한 성능지수적 의미에서의 최적한 반능동제어 법칙을 개발하고자 한다. 나아가서 연속형 및 개폐형 반능동 제어시스템의 성능을 비교 평가하고, 현가계의 설계 파라미터(특히, 감쇠 및 강성파라미터)가 반능동 제어시스템의 성능에 미치는 영향을 규명하고자 한다[16].

2. 현가계의 반능동제어 알고리즘의 소개

2.1 반능동형 현가계의 모델링

Fig.1 에 보이는 반능동형 현가계(1/4차 모델)의 운동방정식은

$$m_s\ddot{z}_s + c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_s(z_s - z_u) = f_s$$
$$m_s\ddot{z}_s - c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_s(z_s - z_u) + k_t(z_u - z_r) = -f_s \quad (1)$$

단, $f_s = -V(X_2 - X_4)$

여기서, 다음과 같은 상태변수(state variable)를 정의하면

$X_1 = z_s - z_u$: suspension deflection
$X_2 = \dot{z}_s$: absolute velocity of sprung mass
$X_3 = z_u - z_r$: tire deflection

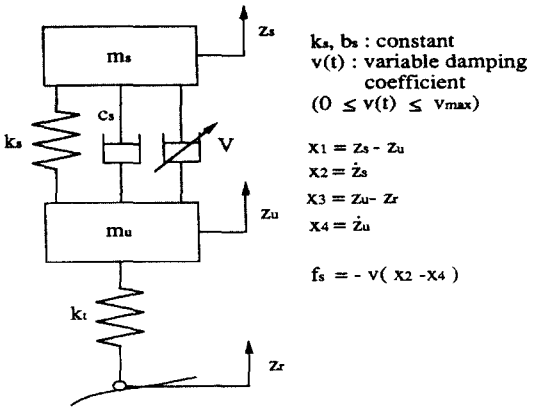

Fig. 1 Quarter car model of semi-active suspension and its conditions

$X_4 = \dot{z}_u$: absolute velocity of unsprung mass (2)

식 (1)의 운동방정식은 다음 식 (3)과 같이 상태 공간표현으로의 변환이 가능하다. 즉, 행렬 및 벡터표현을 이용하여

$$\begin{aligned} \dot{X} &= A_0X + Bf_s + L\dot{z}_r \\ &= A_0X + NVX + L\dot{z}_r \\ &= A_0X + \Phi(X)V + L\dot{z}_r \end{aligned} \quad (3)$$

여기서,

$$X = \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \end{Bmatrix} \quad A_0 = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -k_s/m_s & -c_s/m_s & 0 & c_s/m_s \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ k_s/m_u & c_s/m_u & -k_t/m_u & -c_s/m_u \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{Bmatrix} 0 \\ 1/m_s \\ 0 \\ -1/m_u \end{Bmatrix} \quad L = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad \Phi(X) = -B(X_2 - X_4)$$

$$N = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1/m_s & 0 & 1/m_s \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1/m_s & 0 & -1/m_u \end{bmatrix}$$

한편, 현가계의 성능을 평가하기 위하여 다음 식 (4)과 같

은 성능지수(performance index)를 도입 하였으며,

$$J = \lim_{T\to\infty}\frac{1}{T}E\left[\int_0^T \left\{\rho_1(z_s - z_u)^2 + \rho_2(\dot{z}_s)^2 + \rho_3(z_u - z_r)^2 + \rho_4(\dot{z}_u)^2\right\}dt\right] \quad (4)$$

여기서, ρ_1, ρ_2, ρ_3, ρ_4 : weighting-factor

식 (4)은 식 (2)에서 정의된 상태벡터를 이용하여 행렬 및 벡터 형식으로 정리하고, V를 포함하지 않는 항(Q_0) 과 포함하는 항(Q_V)으로 분류하여 표현하면 다음 식 (5)과 같이 표현할 수 있다.

$$J = \lim_{T\to\infty}\frac{1}{T}E\left[\int_0^T \left\{X^T(Q_0 + Q_V)X dt\right\}\right] \quad (5)$$

여기서,

$$Q_0 = \begin{bmatrix} k_s^2/m_s^2 + \rho_1 & c_s k_s/m_s^2 & 0 & -c_s k_s/m_s^2 \\ c_s k_s/m_s^2 & c_s^2/m_s^2 + \rho_2 & 0 & c_s^2/m_s^2 \\ 0 & 0 & \rho_3 & 0 \\ c_s k_s/m_s^2 & c_s^2/m_s^2 & 0 & c_s^2/m_s^2 + \rho_4 \end{bmatrix}$$

$$Q_V = \begin{bmatrix} 0 & k_s V/m_s^2 & 0 & -k_s V/m_s^2 \\ k_s V/m_s^2 & (2c_s + V)V/m_s^2 & 0 & -(2c_s + V)V/m_s^2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ k_s V/m_s^2 & -(2c_s + V)V/m_s^2 & 0 & (2c_s + V)V/m_s^2 \end{bmatrix}$$

결과적으로 다음과 같은 최적제어의 문제로 정리할 수 있다.

< 문 제 >

식 (9)의 초기조건 및 식(7),(8)의 구속조건을 동시에 만족하면서 식 (6)의 성능지수를 최소화하는 최적제어변수 V*를 찾아라.

$$J = \int_0^\infty \left[\left\{X^T(Q_0 + Q_V)X\right\}dt\right] \quad (6)$$

$$\dot{X} = A_0 X + \Phi(X)V \quad (7)$$

$$0 \le V \le V_{max} \quad (8)$$

$$X(0) = X_0 \quad (9)$$

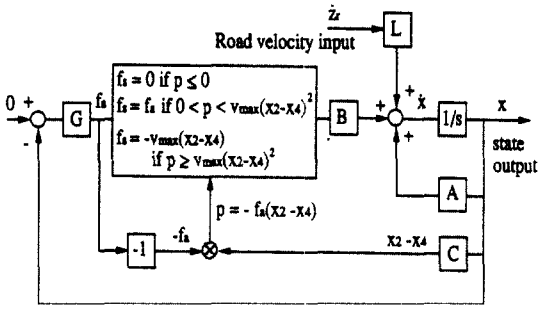

Fig. 2 Block diagram of optimal semi-active suspension

또한, 현가계의 주파수응답의 평가를 위해 도로입력에 대한 각 상태변수의 시간영역에서의 응답의 해석 및 프리에변환을 이용하여 다음과 같은 3종류의 전달함수(Transfer Function; TF)를 계산하였다.

$$H_{ACC}(S) \equiv \frac{\ddot{Z}_s(S)}{\dot{Z}_r(S)} \quad : \text{sprung mass acceleration TF}$$

$$H_{SD}(S) \equiv \frac{Z_s(S) - Z_u(S)}{\dot{Z}_r(S)} \quad : \text{suspension deflection TF}$$

$$H_{TD}(S) \equiv \frac{Z_u(S) - Z_r(S)}{\dot{Z}_r(S)} \quad : \text{tire deflection TF} \quad (10)$$

2.2 반능동제어법칙

2.2.1 연속형(continuous type) 변조방법

식 (6)-(9)로 표현된 최적제어의 문제를 바로 풀기 전에, V에 아무런 제한조건이 없는 경우(즉, $-\infty<V<\infty$)의 문제를 고려해 볼 필요가 있다. 만약 V에 식 (8)의 제한조건이 존재하지 않는다면, 최적제어변수 V*는 LQR 문제의 해로서 다음 식과 같이 얻을 수 있다.

$$V^* = -R(X)^{-1}[\Phi T(X)P + S(X)]X \quad \text{if } X_2 \neq X_4$$

$$V^* = 0 \quad \text{if } X_2 = X_4 \quad (11)$$

여기서,

$$R(X) = \frac{1}{m_s^2}(X_2 - X4)$$

$$S(X) = -\left[\frac{-k_s}{m_s^2} \frac{-c_s}{m_s^2} 0 \frac{c_s}{m_s^2}\right](X_2 - X_4) = -S_0(X_2 - X_4)$$

이때, P는 다음의 Riccati Equation을 풀어서 결정한다.

$$PA + A^T P + Q - PBR^{-1}B^T P = 0 \qquad (12)$$

여기서, $A = A_0 - BR^{-1}S_0$

$Q = Q_0 - S_0{}^T R^{-1} S_0$

2.2.2 개폐형(on-off type) 변조방법

개폐형의 경우에는 식 (8)의 제한조건이 바뀌어서, 즉, 어떤 상태에서는 V(t)=0 이고 그 외의 경우에 대해서는 V(t) $=V_{max}$의 값을 취하게 된다. 문제는 식 (7)의 상태방정식을 만족하면서 식 (6)의 성능지수를 최소화하는 제어력을 결정하는 것인데, 최적제어변수 V*는 다음과 같이 유도된다.

$$X^T(Q_{vm} + 2PNV_{\max})X > 0$$
$$X^T(Q_{vm} + 2PNV_{\max})X \le 0 \qquad (13)$$

여기서,

$$Q_{vm} = [Q_v]v = v_{\max}$$

$$NV_{\max} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -V_{\max}/m_s & 0 & -V_{\max}/m_s \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & V_{\max}/m_u & 0 & -V_{\max}/m_u \end{bmatrix}$$

이 때, 반능동제어력 f_s는, $f_s = V^*(X_2 - X_4)$ 로 주어지며, P는 식 (12)의 Riccati Equation을 풀어서 얻는다.

3. 반능동제어법칙의 성능평가

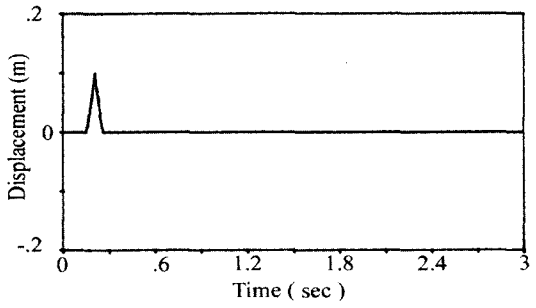

Fig. 3 Road profile : bump

Table 1 Comparison of simulated cases

symbol of simulation case	specification of control law	design parameter of passive elements
(1)	Passive	k_s=16000(hard spring),c_s=1000
(2)	Fully active(LQR)	k_s=16000(hard spring),c_s=1000
(3)	Fully active(LQR,hard)	k_s=16000(hard spring),c_s=1000
(4)	Fully active(LQR,soft)	k_s=4000(soft spring),c_s=1000
(5)	Fully active(LQR,hard,c_s=0)	k_s=16000(hard spring),c_s=0
(6)	Fully active(on-off,hard)	k_s=16000(hard spring),c_s=1000
(7)	Fully active(on-off,soft)	k_s=4000(hard spring),c_s=1000

Fig.1 에 보인 1/4차 모델에 대하여 시뮬레이션을 행하였으며, Table 1에 제시된 설계 파라미터를 이용하였다. 수동형, 완전능동형 및 반능동형 시스템의 성능을 비교평가하기 위해 Table 1에 보인 것과 같은 7가지 경우에 대한 시간 및 주파수영역의 응답을 평가하였다.

Fig. 3에는 본 논문에서 사용된 도로입력의 범퍼 모델을 나타내었고 Fig. 4에는 이 도로입력에 대한 수동형, 완전능동형, 연속형 및 개폐형 반능동 제어시스템(경우(1),(2),(3),(6)에 해당)의 스프링상 질량의 변위응답을 보이고 있으며, 완전능동 및 반능동형 시스템 모두 수동형 시스템에 비하여

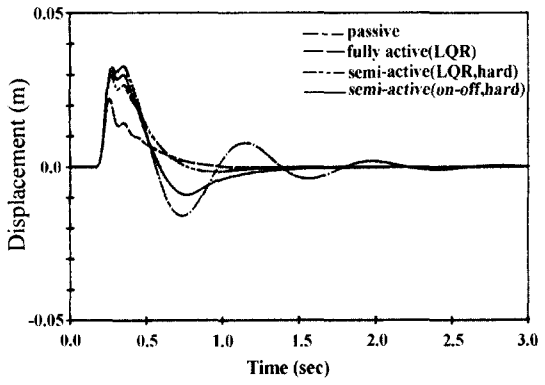

Fig. 4 Comparison of sprung mass displacement response in cases (1),(2),(3),(6)

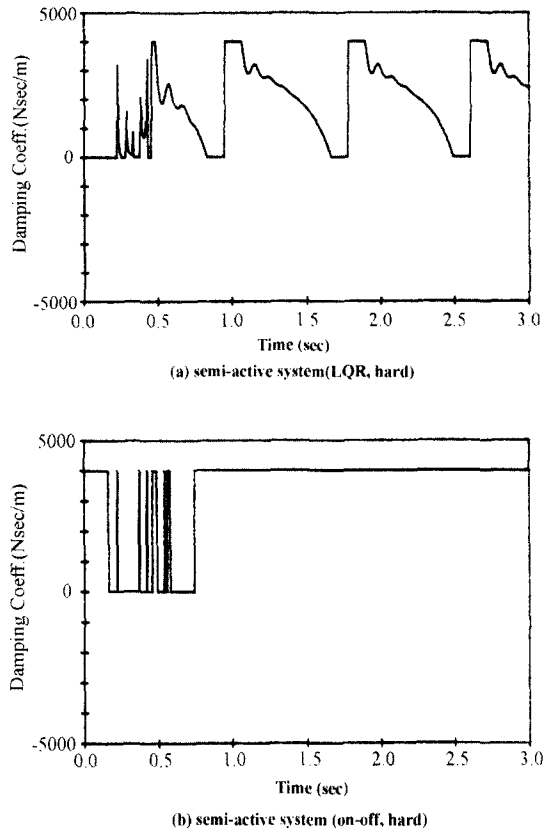

Fig. 5 Damping coefficient variation of the active damper in cases (3),(6)

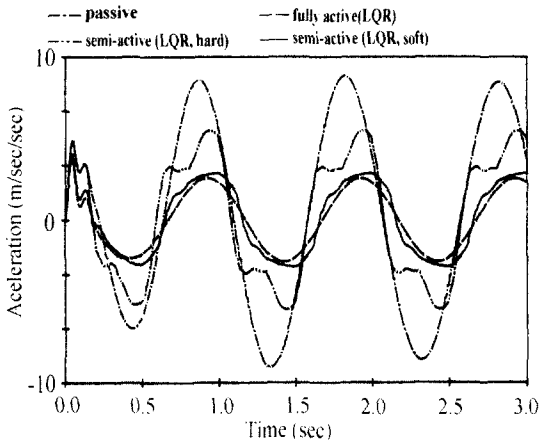

Fig. 6 Sprung mass acceleration response against a sinusoidal input at 1Hz

진동저감 특성이 향상되었음을 알 수 있다.

Fig. 5는 식 (13)에서 제시된 V^*의 최적제어법칙에 의해 제어된 연속형 및 개폐형 능동감쇠기의 감쇠계수 변조형태를 보이고 있다. 그림(a)의 연속형 시스템에서는 $V^*=0$ 및 $V^*=V_{max}$의 두 개의 수동적 변조구간과 그 사이의 능동적 변조형태를 관찰할 수 있고, 그림(b)의 개폐형 시스템에서는 두 구간의 수동적 변조에 의해서만 제어되고 있음을 볼 수 있으며 식 (13)의 의미를 확인할 수 있었다.

Fig. 6은 주어진 현가계의 스프링상질량의 고유진동모우드(1.2 Hz)를 고려한 1 Hz의 정현파 입력에 대한 스프링상질량 가속도의 시간응답을 보이고 있다. 그림에서 보면, 경우(2)의 완전능동제어에 의하여 수동형에 비해 진폭비로 약 60% 정도, 경우(3)의 반능동제어에 의해서 약 30%정도의 진동진폭의 저감효과를 얻었음을 알 수 있다. 또한 유연한 스프링을 사용한 반능동제어(경우(4))에서는 완전능동형에 가까운 성능을 얻을 수 있음을 알았다. 그러나 0.1 Hz 또는 10 Hz의 가진주파수에 대해서는 성능개선효과를 거의 얻을 수 없었으며, 능동제어효과에 대한 한계성이 존재하고 있음을 알 수 있었다.

3.2 주파수영역의 응답

이와 같이 제어된 각 시스템의 주파수응답의 성능평가를 위해, 시간영역응답에 대한 프리에변환을 실시하여 전달함수를 계산하였으며, Fig. 7~11에 각 시스템에 대한 전달함수를 나타내어 비교하였다.

Fig. 7은 식(10)에서 제시한 세가지 전달함수, 즉, 스프링상질량의 가속도, 현가변위 및 타이어변위에 대한 전달함수를 나타낸 것인데, 그림에서 보면 완전능동 및 반능동제어에 의한 1차 모우드의 레벨감소로 인하여 승차특성이 개선되었음을 보이고 있는 반면, 어느 특정한 주파수영역에서의 절충성의 존재도 시사해 주고 있다. 즉, Fig. 7의 스프링상질량 가속도응답에서는 2차모우드이상의 고주파영역에서 오히려 레벨이 증가하고 있음을 볼 수 있다.

반능동제어에 의한 스프링상질량 가속도응답의 전달함수(Fig. 7~11 참조)는 30 Hz 이상의 고주파영역에서 심한 변동을 나타내고 있음을 볼 수 있는데, 이는 반능동형 시스템의 단점인 고주파영역의 Harshness 문제를 말해 주고 있다. 그러나 변동의 정도는 스프링상수의 영향을 크게 받고 있으며, 스프링상수를 줄이면 고주파영역의 변동도 줄어든다는 사실을 Fig. 7과 Fig. 8, Fig. 10과 Fig. 11을 비교하여 알 수 있었다. 또한 유연한 스프링을 사용한 반능동형 시스

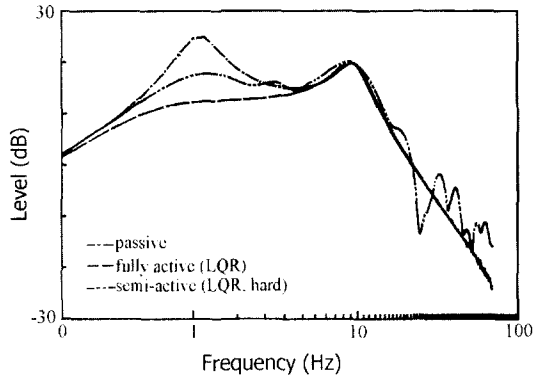

Fig. 7 Comparison of sprung mass acceleration transfer function in cases (1),(2),(3)

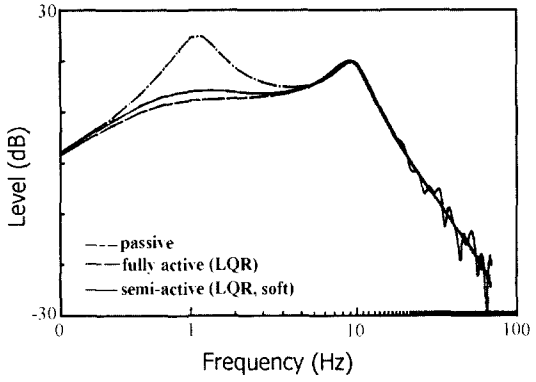

Fig. 8 Comparison of sprung mass acceleration transfer function in cases (1),(2),(4)

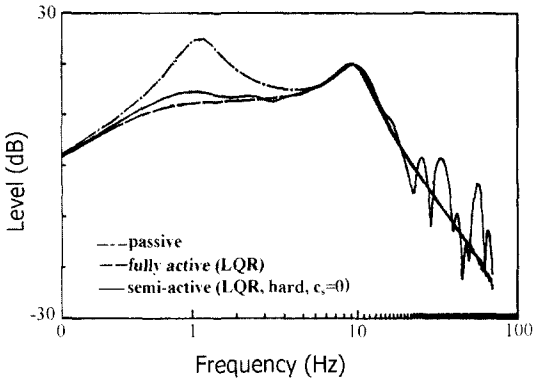

Fig. 9 Comparison of sprung mass acceleration transfer function in cases(1),(2),(5)

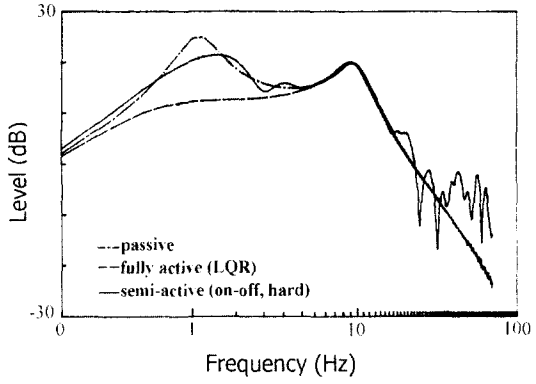

Fig. 10 Comparison of sprung mass acceleration transfer function in cases (1),(2),(6)

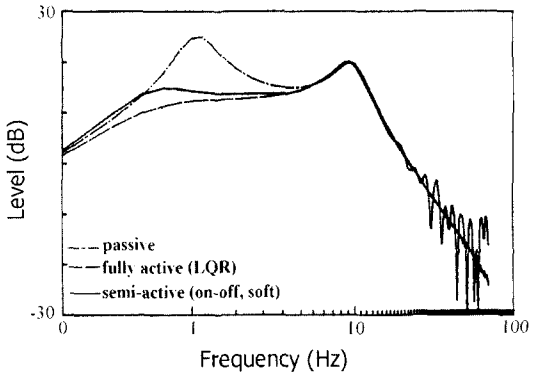

Fig. 11 Comparison of sprung mass acceleration transfer function in cases (1),(2),(7)

템의 성능은 완전능동형의 성능에 매우 접근하고 있음을 Fig. 8 및 Fig. 11에서 확인할 수 있으며, 유연한 스프링을 사용하지 않아도 수동형 감쇠기를 제거함으로써(Fig. 9 참조) 완전능동형 시스템에 필적할 만한 성능개선효과를 얻을 수 있었다. Fig. 10과 11에서 보면 연속형에 비해 1차 모우드 이하의 저주파영역에서의 성능저하현상을 관찰할 수 있지만, 유연한 스프링을 사용한 개폐형 반능동시스템에 의해서도 관심주파수영역인 약 10Hz 범위내에서는 완전능동형에 크게 뒤지지 않는 성능개선효과를 보이고 있음을 알 수 있다. 물론 2차 모우드 이상의 고주파영역의 Harshness 문제가 남아있긴 하지만 저대역통과 필터 사용 등의 대책을 생각할 수 있을 것이다.

4. 결 론

반능동제어법칙의 성능평가를 위한 컴퓨터 시뮬레이션의 실시 결과로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 자동차 현가계의 반능동제어를 위한 제어법칙을 개발하였고, 시간 및 주파수영역에서 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하였다.
(2) 완전능동형 현가계의 설계에 이용한 최적제어이론을 적용하여 종래의 연속 가변제어법칙과 동일한 최적 반능동제어 법칙을 설계할 수 있었다.
(3) 반능동제어 시스템에서는 스프링상수 및 감쇠계수를 주어진 제한조건내에서 가능한 한 작게하는 것이 바람직함을 알 수 있었다.

향후 과제로서, 능동 및 반능동 제어시스템의 구현을 위해서, 액츄에이터 및 밸브의 동특성 규명, 능동감쇠기의 감쇠계수 변조에 따른 비선형성에 대한 문제, 연속형 및 개폐형 반능동 제어시스템의 장단점 분석 등에 대한 연구가 요구된다.

참 고 문 헌

(1) D.Karnopp, "Theoritical Limitations in Active Vehicle Suspension", Vehicle System Dynamics, Vol. 15, pp. 41 ~ 54, 1986.
(2) R.M.Chalasani, "Ride Performance Potential of Active Suspension Systems-Part I", ASME Monograph, AMD-Vol. 80., 1986.
(3) 박호 외 3명, "자동차 현가장치의 능동제어에 관한 연구", 대한기계학회 춘계학술대회 논문집, pp. 308 ~ 311, 1990.
(4) D.Karnopp, "Active Damping in Road Vehicle Suspension System", Vehicle System Dynamics, Vol.12, pp.291 ~ 316, 1983.
(5) D.L.Margolis, "The Response of Active and Semi-Active Suspensions to Realistic Feedback Signals", Vehicle System Dynamics, Vol. 11, pp. 267 ~ 282, 1982.
(6) D.L.Margolis, "Semi-Active Control of Wheel Hop in Ground Vehicles", Vehicle System Dynamics, Vol. 12, pp. 317 ~ 330, 1983.
(7) D.L.Margolis, "Semi-Active Heave and Pitch Control for Ground Vehicles", Vehicle System Dynamics, Vol. 11, No. 1, pp. 31 ~ 42, 1982.
(8) L.R.Miller and C.M.Nobles, "The Design and Development of a Semi-Active Suspension for a Military Tank", SAE 881133, 1988.
(9) D.L.Klinger et al, "A Pneumatic On-Off Vehicle Suspension System", ASME J. of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 90, pp. 130 ~ 136, 1977.
(10) Kimbrough, "Bilinear Modelling and Regulator of Variable Component Suspensions", ASME WAM, AMD-Vol. 80, 1986.
(11) 박익근, 전의식, 박호, 동재욱, "사출성형 기계공장의 진동해석 및 방진대책", 서울산업대학교 논문집, 제43호, pp. 155 ~ 172, 1996.
(12) D.E.Kirk, "Optimal Control Theory", Prentice-Hall. Inc., pp. 107 ~ 177, 1970.
(13) H.Kwakkernaak, "Linear Optimal Control System", John Wiley and Sons. Inc., pp. 100 ~ 106, 1972.
(14) C.T.Chen, "Linear System Theory and Design", Holt-Saunders International Editions, pp. 133 ~ 161, 1984.
(15) 성승권, 김인수, 이중년, 이만형, "반능동 현가장치의 성능향상을 위한 견실 H∞ 제어기 설계", 한국공작기계학회, 제9권, 제4호, pp. 85 ~ 90, 2000.
(16) 박호, 전의식, 노병옥, "승차감 향상을 위한 자동차 현가장치의 능동제어시스템", 한국공작기계학회, 제7권, 제6호, pp. 102 ~ 109, 1998.