

차륜 진동을 고려한 능동 현가계 제어

Control of Active Suspension Systems Considering Wheel-Hop

이동락 * (부산대 대학원) 한기봉 (부산대 대학원)

이시복 (부산대 기계설계공학과)

ABSTRACT

In this paper, an active suspension system considering the wheel hop is studied for a quarter car model. A LQ controller controls an active suspension system in which a vibration absorber is attached to the wheel axis. The vibration absorber is adopted to reduce the vibration near the natural frequency of the unsprung mass, and the LQ controller is used to control the vibration near the natural frequency of the sprung mass. The performance of the control system considering the wheel hop is compared with that of a LQ control system.

Key Words : Passive suspension(수동 현가장치), Active suspension(능동 현가장치), Vibration Absorber(동흡진기), LQ controller(LQ 제어기)

1. 서 론

자동차의 능동 현가장치 설계시 고려되는 사항은 탑승자의 승차감, 조종안정성, 현가장치의 공간 확보문제, 제어력등이다. 차량 능동 현가장치 연구에는 보통 1/4 차량모델, 1/2 차량모델, 전체 차량모델등이 사용된다. 1/4 차량모델은 해석이 비교적 단순하고 현가장치의 동적 특성을 이해하는데 유용하고 실제 자동차에 적용하기 쉬운 반면에 전체 차량모델에 비해 제어성능이 떨어지는 단점이 있다. 이에 비해 전체 차량모델은 수직, 롤링, 피칭운동 사이의 연성등을 고려하여 제어기를 설계하기 때문에 제어성능면에서 우수하다. 그러나 수학적으로 모델이 복잡하기 때문에 제어력을 계산하는데 계산량이 많고, 실제 자동차에 적용시키기에는 복잡한 어려움을 내포하고 있다.⁽¹⁾

차량에서 현가장치는 크게 승차감과 조종안정성의 역할을 담당한다. 승차감은 차량의 주행시 차체구조 및 승객, 화물을 보호하는 것이고, 조종안정성은 차량의 운전시 바퀴와 노면 사이의 노면 반력을 정확하게 차체에 전달하여 차량의 안정성을 유지하는 것이다. 이 두가지 역할은 서로 상반적인 관계가 있으며, 일반 수동 현가장치 차량에서는 이 조건을 모두 만족시키기가 힘들다. 이 문제를 기존의 제어이론을 사용하여 능동적으로 해결하고자 하는 능동 현가장치가 70년대 이후 대두되었다.⁽²⁾

1974년도 Karnopp에 의하여 제시된 스카이 혹 감쇠기(Sky hook damper)는 노면 입력에 의한 차체 가속도를 줄이기 위하여 가상적 기준면에 감쇠기를 설치하였다.⁽³⁾ 그리고

LQ(Linear Quadratic)최적제어 이론의 적용도 보편화 되었다

.⁽⁴⁾⁽⁵⁾ 기존 귀환 제어기만으로는 노면 입력에 대하여 차체 가속도 성분의 주파수응답 가운데 차축 성분의 공진점을 제어하는데 어려운 점이 있다.⁽⁶⁾ Donald L. M.은 스카이 혹 댐퍼

기법을 이용하여 차축 진동을 제어하였다.⁽⁷⁾ 이 제어 방식은 차축 변위와 차체 가속도를 동시에 제어하는데 어려움이 있다.

진동을 줄이기 위하여 동흡진기를 부착하는 방법이 있다

.⁽⁸⁾ 동흡진기는 구조체에 사용되며 단순히 주 구조체의 고유 진동수와 일치하는 1자유도 진동자를 부착하여 특정주파수에서 주 구조체의 진동을 줄일수 있다.

본 연구에서는 1/4 차량 모델에 차축 진동을 줄이기 위하여 동흡진기를 도입한 능동 현가장치를 설계한다. 동흡진기를 차축에 부착한 시스템에 대하여 LQ 제어기를 구성하였다. 동흡진기는 차축 공진 주파수 부근의 진동을 줄이고, LQ 제어기는 차체 공진 주파수 부근의 진동을 제어한다. 차륜진동을 고려하여 설계된 능동 현가장치의 제어성능, 즉 승차감, 조종 안정성을 기존의 LQ 능동 현가장치와 비교, 검토하였다.

2. 현가장치와 노면의 모형화

본 연구에서는 Fig. 1과 같이 자동차의 1/4모형을 차량 모델로 사용한다. 바퀴와 현가장치 그리고 동흡진기의 스프링과

감쇠기는 선형구간에서만 작동하고, 노면으로부터 외란이 들어온다고 가정한다.

1/4 차량 모델의 운동방정식은 다음 식과 같이 표현된다.

$$M_s \ddot{x}_s + C_s(\dot{x}_s - \dot{x}_u) + K_s(x_s - x_u) = u$$

$$M_a \ddot{x}_a + C_a(\dot{x}_a - \dot{x}_u) + K_a(x_a - x_u) = 0$$

$$M_u \ddot{x}_u + C_u(\dot{x}_u - \dot{x}_s) + K_u(x_u - x_s) + C_a(\dot{x}_u - \dot{x}_a) + K_a(x_u - x_a) + K_t(x_u - x_r) = -u \quad (1)$$

식(1)은 차체와 동흡진기 그리고 차축의 수직운동 방정식을 나타낸다. 여기서 M_s , C_s , K_s 는 각각 차체의 질량, 현 가장치의 감쇠계수, 스프링계수를 나타내며, M_u , K_u 는 차축의 질량, 타이어의 강성계수이고, M_a , C_a , K_a 는 동흡진기의 질량, 감쇠계수, 스프링계수이며, u 는 구동기 힘을 나타낸다. x_s , x_u , x_a , x_r 은 각각 차체, 차축, 동흡진기, 노면의 변위이다. 식(1)을 상태 공간 방정식으로 나타내면 식(2)와 같다.

$$\dot{x}_p(t) = A_p x_p(t) + B_p U(t) + L_p y_r(t) \quad (2)$$

여기서 A_p , B_p , L_p , x_p 는 다음과 같다.

$$A_p = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{M_s} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{K_s}{M_s} & -\frac{C_s}{M_s} & 0 & 0 & \frac{K_s}{M_s} \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{M_a} & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{K_a}{M_a} & -\frac{C_a}{M_a} & \frac{K_a}{M_a} \\ \frac{K_s}{M_u} & \frac{C_s}{M_u} & \frac{K_a}{M_u} & \frac{C_a}{M_u} & -\frac{K_s + K_a + K_t}{M_u} - \frac{C_s + C_a}{M_u} \end{bmatrix}$$

$$B_p = \left[0 \ \frac{1}{M_s} \ 0 \ 0 \ 0 \ -\frac{1}{M_a} \right]^T$$

$$L_p = \left[0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ \frac{K_t}{M_u} \right]^T$$

$$x_p = [x_s \ \dot{x}_s \ x_a \ \dot{x}_a \ x_u \ \dot{x}_u]^T$$

식 (2)에서 노면 입력 $x_r(t)$ 는 확률과정으로 가정할 수 있으며, 그 통계적 특성은 일반적으로 파워스펙트럼 밀도함수에 의해 기술할 수 있다. 본 연구에서는 노면의 파워스펙트럼 밀도함수를 다음과 같이 가정한다.

$$S_r(\omega) = \frac{(\sigma^2/\pi)a\nu}{\omega^2 + a^2\nu^2} \quad (3)$$

여기서 σ^2 은 노면 요철의 분산이고, a 는 노면 형상관련 계수이며, ν 는 차량 속도이다. 다음과 같은 유색잡음 성형필터(shaping filter)를 이용하면, 백색잡음 입력으로부터 노면 입력의 확률과정을 모형화할 수 있다.⁽⁹⁾

$$\dot{x}_r(t) = -a\nu x_r(t) + \sigma\sqrt{a\nu/\pi} \omega(t) \quad (4)$$

$$y_r(t) = x_r(t)$$

여기서 $\omega(t)$ 는 다음과 같은 성질을 갖는 백색잡음이다.

$$E[\{\omega(t)\}^T \{\omega(t)\}] = W \cdot \delta(t-t)$$

여기서 W 는 2π 이다.

3. 제어기 설계

바퀴를 통하여 들어오는 불규칙한 노면 입력은 차량 진동을 가장 크게 유발시키는 외란중의 하나다. 노면의 불규칙한 외란에 의한 차량의 진동은 차체 공진과 차축 공진 주파수 부근에서 크게 나타나게 된다. 이를 줄이기 위한 능동제어 방법으로 피드백 제어기가 주로 사용되고 있다.⁽⁴⁾⁽⁵⁾⁽⁶⁾ 그중 LQ(Linear Quadratic)제어기는 모든 상태변수의 정보를 알 수 있다는 가정하에 플랜트의 상태방정식을 구속조건으로 하고 주어진 성능계수(Performance Index)를 최소화하는 최적제어 이론에 기반을 둔 상태피드백 기법이다.⁽¹⁰⁾ 그러나 이 제어기는 차축 공진주파수 성분의 외란을 제어하는데 어려움이 있다.

동흡진기는 진동을 줄일 수 있는 한 방법으로 시스템의 고유진동수에 밀접하게 작동하는 구조체에 사용되며, 단순히 주 구조체의 고유진동수와 일치하는 1자유도 진동자를 부착하는 것이다. 주 구조체에 동흡진기를 부착함으로써 특정 주파수에서의 진동의 감소가 주 구조체에서 일어진다. 본 논문에서는 이를 고려하여 차축 공진주파수 부근의 진동을 줄이기 위하여 차축에 동흡진기를 부착하고, 이 시스템을 플랜트로 하는 LQ 제어기를 구성하였다. Fig. 2는 LQ제어에 대한 블럭선도(Block Diagram)를 나타낸다.

LQ제어를 위하여 시스템의 상태방정식과 출력방정식을 각각 식(5)과 식(6)으로 표현한다.

$$\dot{x}(t) = A_p x(t) + B u(t) \quad (5)$$

$$y(t) = C x(t) \quad (6)$$

최적제어를 위하여 식(5)를 구속조건으로 하는 성능계수 J 를 식(7)과 같이 정의한다.

$$J = \frac{1}{2} \int_0^\infty (\rho_1 x_s(t)^2 + \rho_2 x_u(t)^2 + \rho_3 u(t)^2) dt \quad (7)$$

식(7)은 식(8)의 일반적인 최적제어의 성능계수 형태로 변형된다

$$J = \frac{1}{2} \int_0^\infty (x^T Q x + u^T R u) dt \quad (8)$$

여기서 Q 는 양의 반한정 대칭행렬 ($Q = Q^T \geq 0$)인 상태가중행렬이고, R 은 양의 한정 대칭행렬 ($R = R^T > 0$)인 제어가중행렬이다. 제어입력 $u(t)$ 는 식(9)와 같이 표현된다.

$$u(t) = -G x(t) \quad (9)$$

식(9)에서 제어 개인 행렬 G 는 식(10)과 같다.

$$G = R^{-1}B^T K \quad (10)$$

식(10)에서 행렬 K 는 식(11)의 제어 대수 리카티식에서 구해진다.

$$KA_p + A_p^T K + Q - KBR^{-1}B^T K = 0 \quad (11)$$

4. 수치 실험 결과 및 고찰

능동 현가장치의 성능은 승차감과 조종안정성에 의해 평가된다. 승차감은 차체 가속도, 그리고 조종 안정성은 현가장치와 타이어 변위의 지배를 받는다. 차륜진동을 고려하여 설계된 능동 현가장치의 성능을 수동 현가장치, 기존 LQ능동현가장치와 수치실험을 통해 비교 평가한다. 수치 실험에 사용한 1/4차량 모델의 제원은 Table 1과 같고, 노면 요철의 특성을 나타내는 상수들은 Table 2와 같이 가정하였다. 원하는 제어 성능을 얻기 위해 수치 실험을 통하여 가증치를 Table 3과 같이 선정하였다. Fig. 3과 Fig. 4는 각각 도로의 시간역 특성과 파워스펙트럼 밀도를 나타낸다.

Fig.5는 수동 현가장치, LQ 제어기, 차륜진동을 고려한 제어기의 노면 입력에 대한 차체 가속도 성분의 주파수 응답을 나타낸다. 차륜진동을 고려한 제어기는 전 주파수 범위에서 제어효과를 나타내고 있고, 수동 현가장치에 비해 차축 공진점에서 8.3dB, 차체 공진점에서 28.3dB정도 개선을 보이고 있다. 기존 LQ 제어기는 차체 공진점 이하에서 차륜진동을 고려한 제어기와 비슷한 성능을 보이고 있으나, 차축 공진점 부근에서는 제어효과가 거의 없다.

Fig.6은 수동 현가장치, LQ제어기, 차륜진동을 고려한 제어기의 노면 입력에 대한 차축 변위 성분의 주파수응답을 나타낸다. 차륜성분을 고려한 제어기는 기존의 LQ제어기에 비해 차축 공진점부근에서 4.1dB 정도 개선을 보이고 있다.

Fig.7과 Fig.8은 모형화된 노면 입력에 대하여 수동 현가장치, LQ제어기, 차륜진동을 고려한 제어기의 시간역에서의 차체 가속도를 나타내고 있다. 차륜진동을 고려한 제어기는 모든 주파수 성분에 대하여 제어 효과를 나타내고 있다. 기존 LQ제어기는 저주파 입력에 대해서만 제어효과를 나타내고 있다. 전 구간 동안 수동 현가장치, 기존 LQ제어기, 차륜진동을 고려한 능동 현가장치의 가속도에 대한 RMS값은 각각 7.18 m/s^2 , 6.24 m/s^2 , 4.54 m/s^2 이다.

Fig.9와 Fig.10 그리고 Fig.11과 Fig.12는 모형화된 노면 입력에 대하여 수동 현가장치, LQ제어기, 차륜진동을 고려한 제어기의 차축과 차체의 상대변위와 차축의 변위를 나타내고 있다. 차륜진동을 고려한 제어기는 기존 LQ제어기보다 좋은 제어 효과를 내고 있다. 전 구간동안 수동 현가장치, 기존 LQ 제어기, 차륜진동을 고려한 제어기의 차축과 차체의 상대변위에 대한 RMS 값은 각각 $4.94 \times 10^{-2} \text{ m}$, $4.76 \times 10^{-2} \text{ m}$, $4.47 \times 10^{-2} \text{ m}$ 이고, 차축의 변위에 대한 RMS값은 각각 $4.10 \times 10^{-2} \text{ m}$, $4.92 \times 10^{-2} \text{ m}$, $4.63 \times 10^{-2} \text{ m}$ 이다.

Fig.13은 노면입력이 들어올때의 필요한 제어입력이다. 이는 자동차가 20 m/s 로 주행할때의 제어입력이라 할수 있다. 이 제어입력은 순간 최대 약 3600N 정도이며, 기존 LQ 제어기의 순간 최대 제어입력보다 작다. Fig.14와 Fig.15 그리고 Fig.16은 차축 공진주파수에서의 제어특성을 알아보기위해 크기 0.15m , 주파수 61.4rad/s 인 정현파를 노면입력으로 주었을 때 차체의 가속도, 차축의 변위, 차체와 차축의 상대변위를 나타낸다.

이들 결과에서 기존 LQ 능동 현가장치는 승차감에 비중을 두어 설계할 때 조종 안정성이 나빠지고, 차축 공진점 부근의 노면 입력응답을 제어하지 못하나 차륜진동을 고려한 제어기를 이용함으로써 조종 안정성 뿐만 아니라 차축 공진점 부근의 노면 입력에 대해서도 제어를 효과적으로 수행할 수 있음을 알 수 있다.

5. 결 론

본 논문에서는 1/4차량 모델에 차륜진동을 고려하여 제어 기를 설계하였고, 기존 LQ제어기와 성능을 비교하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 관심 주파수 범위의 노면입력은 차체와 차축 공진 주파수 부근에서 영향을 크게 미치는데, 기존 LQ제어기는 차축 공진 주파수 부근의 진동을 제어하기가 어렵지만, 차륜진동을 고려한 제어기는 이 진동을 효과적으로 제어할 수 있다.
- (2) 승차감에 비중을 두어 설계할 때 기존 LQ 제어기는 승차감 개선에는 크게 기여할 수 있지만 조종 안정성은 다소 나빠진다. 그러나 차륜진동을 고려한 제어기는 기존 제어기 보다 승차감과 조종 안정성을 동시에 향상 시킬수 있다.
- (3) 차륜진동을 고려한 제어기는 차축 설계시 동흡진기를 부착 해야 하는 단점을 가지고 있다.

참 고 문 헌

1. 곽영학, 박영진, “능동형 현가시스템을 위한 모드 sky-hook 감쇠제어기”, 대한기계학회 동역학 및 제어부문 학술강연회논문집, pp. 53-59, 1992.
2. P.W. Claar II and J.M. Vogel, “A review of active suspension control for on and off-highway vehicles”, Society of Automotive Engineers Paper Number 892482, 1989.
3. D. Karnopp and M.J. Crosby, “Vibration control using semi-active force generators”, Journal of Engineering for Industry Trans. ASME, May, pp. 619-662, 1974.
4. R. Krstic & D. Hrovat, “Optimal active suspension control based on a half-car model: an analytical solution”, IAC vol. 37, no. 4, April, 1992.

5. T. Yoshimura, "An active vertical suspension for track /vehicle systems", JSV 106(2), pp217-225, 1986.
6. M. NAGAI, "Researches on Active Suspensions for Ground Vehicles", JSME International Journal, Series C, Vol. 36, No. 2, pp161-170, 1993.
7. Donald L.M., "Semi Active Control of Wheel Hop in Ground Vehicles", Vehicle System Dynamics, Dec., pp 317-330, 1983.
8. Rao, S. S. "Mechanical Vibration", 2nd ed. Addison-Wesley, 1990.
9. Dodds, C. J. and Robson, J. D., "The Description of Road Surface Roughness", J. Sound & Vibration, Vol. 31, No. 2, 1990.
10. 김종식, "선형 제어시스템 공학", 청문각, 1990.

Table 1. Design parameters of 1/4 car model

차체 질량	(M_s)	240 Kg
차축 질량	(M_u)	48 Kg
동흡진기 질량	(M_a)	4.8 Kg
현가장치 스프링 상수	(K_s)	16000 N/m
타이어 스프링 상수	(K_t)	160000 N/m
동흡진기 스프링 상수	(K_a)	16000 N/m
현가장치 감쇠 계수	(C_s)	980 N s/m
동흡진기 감쇠 계수	(C_a)	98 N s/m

Table 2. Shaping filter parameters

노면 요철 분산	(σ^2)	$8 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
노면 형상 관련 계수	(a)	0.45 m^{-1}
차량 속도	(v)	20 m/s

Table 3. Weighting values

가중치	수치
ρ_1	2
ρ_2	1×10^{-2}
ρ_3	1×10^{-12}

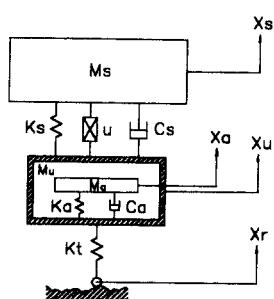


Fig.1 Quarter car model

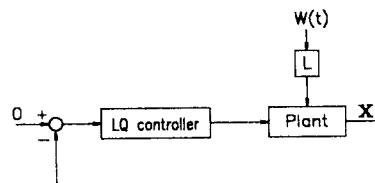


Fig.2 Block diagram

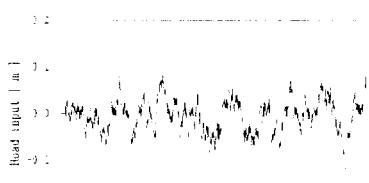


Fig.3 Time history

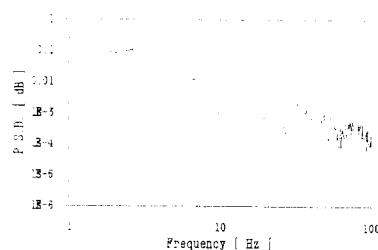


Fig.4 Power spectral density of the road input

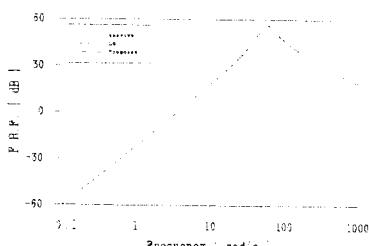


Fig.5 Acceleration P.R.P. of the sprung mass

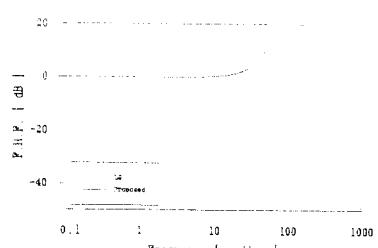


Fig.6 Displacement P.R.P. of the unsprung mass

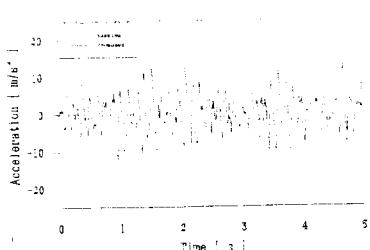


Fig.7 Time history of the sprung mass

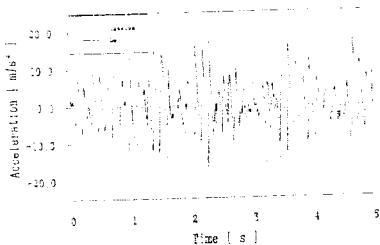


Fig.8 Time history of the sprung mass

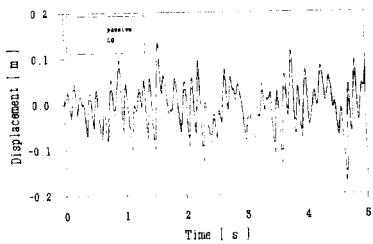


Fig.9 Time history of the unsprung mass

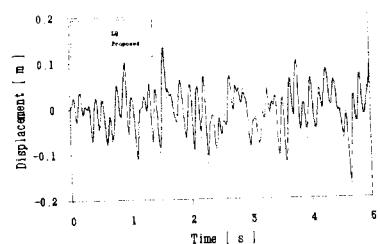


Fig.10 Time history of the unsprung mass

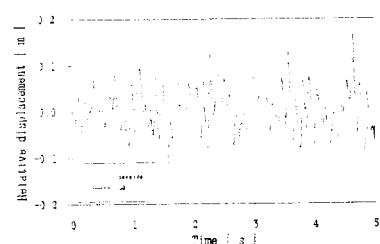


Fig.11 Suspension rattle space

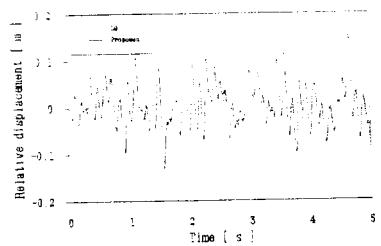


Fig.12 Suspension rattle space

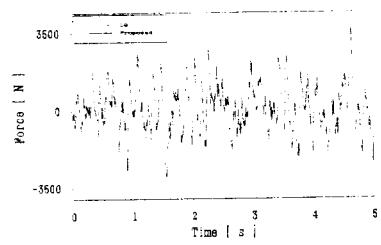


Fig.13 Control force

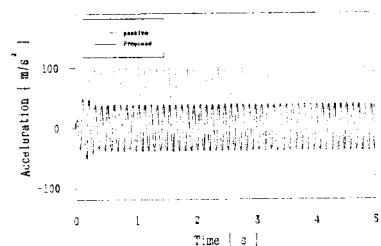


Fig.14 Time history of the sprung mass

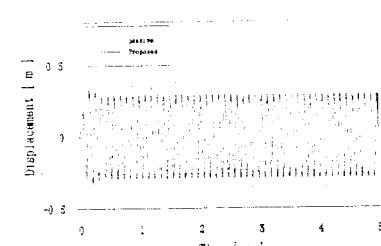


Fig.15 Time history of the unsprung mass

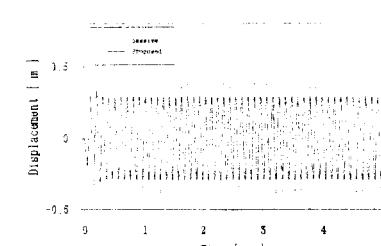


Fig.16 Time history of the suspension rattle space