韓國精密工學會 '94年度 秋季學術大會論文集 pp.293～298

차량 능동 현가장치의 혼합제어기 설계

한기봉* 이시복**

* 부산대학교 기계설계공학과 대학원 ** 부산대학교 기계설계공학과

ABSTRACT

In ground vehicles, the increasing demand for safety and ride comfort which are in trade-off relation, especially at high speeds, has led to the development of actively controlled suspensions. The LQG/LTR controller can be used to design a robust feedback control system that deals with disturbance rejection properties as well as insensitivity to modelling errors and sensor noise. And when the disturbance can not be measured but is limited within a certain frequency range, a bandpass feedback to eliminate the disturbance response can be used.

In this paper, a hybrid controller cosisted of bandpass feedback controller and LQG/LTR controller is applied to a quarter-car model moving on a randomly profiled road. The random road profile considered as colored noise is shaped from white noise by use of shaping filter. The performance of the hybrid control system is compared with that of an LQG/LTR controlled system.

Key Words:Passive suspension(수동 현가장치), Active suspension(능동 현가장치), Bandpass feedback control(대역통과 귀환 제어), Shaping filter(성형 필터), Hybrid controller (혼합 제어기)

1. 서 론

자동차의 능동 현가장치 설계시 요구되는 사항은 탑승자의 승차감, 조종성, 현가장치의 공간확보문제, 제어력등이다. 차량 능동식 현가장치는 보통 1/4 차량모델, 1/2 차량모델, 전체 차량모델등으로 모델링 하여 능동제어기를 설계한다. 1/4 차량모델은 해석이 비교적 단순하고 현가장치의 동적 특성을 이해하는데 유용하고 실제 자동차에 적용하기 쉬운 반면에 전체 차량모델에 비해 제어력이 떨어진다는 단점이 있다. 이에 비해 전체 차량모델은 수직, 롤링, 피칭운동 사이의 연성등을 고려하여 제어기를 설계하기 때문에 제어력면에 있어서 효율이 높다. 그러나 수학적으로 모델이 복잡하기 때문에 제어력을 계산하는데 계산 량이 많고, 실제 자동차에 적용시키기에는 복잡한 어려운점을 내포하고 있다[1].

차량에서 현가장치는 크게 2가지의 역할, 즉 승차감과 안정성을 담당한다. 승차감은 차량의 주행시 불규칙한 노면으로부터 전달되는 진동을 흡수하는 장치로서 차체구조 및 승객, 화물을 보호하는 것이고, 안정성은 차량의 운전시 바퀴와 노면사이의 노면 반력을 정확하게 차체에 전달하여 차량의 안정성을 유지하는 것이다. 이 2가지 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 대두 되었다[2]. 1974년도 Karnopp에 의하여 제시된 'Sky-hook' 감쇠기는 노면 입력에 의한 차체의 가속도를 줄이기 위하여 가상적 기준면에 감쇠기를 설치 하였다[3]. 그리고 제어공학이 정립된 LQ(Linear Quadratic)최적제어 이론의 적용도 보편화 되었다[4][5] 1980초에 개발된 LQG/LTR(Linear Quadratic Gaussian control with Loop Transfer Recovery)제어기는 안정도-강인성이 좋은 체계적인 설계기법으로서 전상태(full state)를 측정할 필요가 없으므로 실제 적용시 효과적이다[6][7][8]. 그러나 기존 귀환 제어기만으로는 노면 입력에 대하여 차체의 가속도 성분의 주파수응답 가운데 차축 성분의 공진점을 제어하는데 어려운 점이 많다[9]. Foag와 Voets는 노면으로 부터 들어오는 외란을

미리 검출하여 제어기의 피드포워드 기능을 가능케하는 예견제어를 적용하였다[10][11]. 그러나 예견제어를 하기 위해서는 예견 센서와 그 부착위치가 문제가 된다. 이 제어 방식은 줄이는 한 방법으로 대역통과 귀환 제어기를 구성하는 방법이 있다[12][13]. 이것은 외란을 검출하기는 힘들지만 그 주파수대역을 알고 있을 때, 이 외란을 줄이기 위해서 적용 가능하며, 예견센서를 필요로 하지 않는 잇점을 갖고 있다.

본 연구에서는 이를 고려하여 1/4 차량 모델에 대역통과 귀환 제어기와 LQG/LTR 제어기로 구성된 혼합제어 능동 현가장치를 설계한다. 먼저 대역통과 귀환 제어기를 설계한 후, 그 전체 시스템에 대하여 LQG/LTR 제어기를 구성하였다. 대역통과 귀환 제어기는 차축 공진 부근 주파수 성분을 제어하고, LQG/LTR 제어기는 차체 공진 부근의 주파수 성분 제어를 감당한다. 이와 같이 설계된 혼합제어 능동 현가장치의 제어성능 즉, 승차감, 조종 안정성을 기존의 LQG/LTR 능동 현가장치와 비교, 검토하였다.

2. 현가장치와 노면의 모형화

본 연구에서는 Fig.1과 같이 자동차의 1/4모형을 차량 모델로 사용한다. 바퀴와 현가장치의 스프링과 감쇠기는 선형구간에서만 작동하고, 노면으로부터 외란이 들어온다고 가정한다. 1/4 차량 모델의 운동방정식은 다음 식과 같이 표현된다.

$$m_s\ddot{y}_s + C_s(\dot{y}_s - \dot{y}_u) + K_s(y_s - y_u) = F$$

$$m_u\ddot{y}_u + C_s(\dot{y}_u - \dot{y}_s) + K_s(y_u - y_s) + K_t(y_u - y_r) = -F \tag{1}$$

식(1)은 차체와 차축의 수직운동 방정식을 나타낸다. 여기서 m_s, C_s, K_s는 각각 차체의 질량, 현가장치의 감쇠계수, 스프링계수를 나타내며, m_u, K_t는 차축의 질량및 타이어의 강성계수이고, F는 구동기 힘을 나타낸다. y_s, y_u, y_r는 각각 차체의 변위, 차축의 변위, 노면의 변위이다. 식(1)을 상태 공간 방정식으로 나타내면 다음과 같다.

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

여기서 A_p, B_p, L_p, x_p는

$$A_p = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{K_s}{m_s} & -\frac{C_s}{m_s} & \frac{K_s}{m_s} & \frac{C_s}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{K_s}{m_u} & \frac{C_s}{m_u} & -\frac{K_t+K_s}{m_u} & -\frac{C_s}{m_u} \end{bmatrix}$$

$$B_p = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{m_s} & 0 & -\frac{1}{m_u} & 0 \end{bmatrix}^T$$

$$L_p = \begin{bmatrix} 0, & 0, & 0, & \frac{K_t}{m_u} \end{bmatrix}^T, \qquad x_p = [\, y_s \;\; \dot{y}_s \;\; y_u \;\; \dot{y}_u \,]^T$$

이고, 또한 U(t)는 다음과 같다.

$$U(t) = U_b(t) + U_l(t) \tag{3}$$

여기서 $U_b(t)$는 대역통과 귀환 제어기의 제어력이고, $U_l(t)$는 상태 출력 귀환 제어기의 제어력이다.

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

$$S_r(\omega) = \frac{(\sigma^2/\pi)av}{\omega^2 + a^2v^2} \tag{4}$$

여기서 σ^2은 노면 요철의 분산이고, a는 노면 형상관련 계수이며, v는 차량 속도이다. 다음과 같은 유색잡음 성형필터(shaping filter)를 이용하면, 백색잡음 입력으로부터 노면 입력의 확률과정을 모형화할 수 있다[14].

$$\dot{x}_s(t) = -av\,x_s(t) + \sigma\sqrt{av/\pi}\;\omega(t) \tag{5}$$

$$y_r(t) = x_s(t)$$

여기서 $\omega(t)$ 다음 성질을 갖는 백색잡음이다.

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

여기서 W는 2π 이다.

3. 제어기 설계

바퀴를 통하여 들어오는 불규칙한 노면 입력은 차량 진동을 가장 크게 유발시키는 외란중의 하나다. 이를 줄이기 위한 능동제어 방법으로 피드백제어기가 주로 사용되고 있다[4][5][6]. 그중 LQG/LTR 제어기는 안정도-강인성이 좋은 체계적인 설계기법으로 전 상태값들을 측정할 필요가 없어서 실제 적용시 효과적이나, 차축 공진 주파수성분의 외란을 제어하는데 어려운 점이 있다. 또한 노면 입력을 미리 검출할 수 있으면, 피드포워드 제어기를 사용하여 효과적으로 이 외란 응답을 제어할 수 있다. 한편 노면 입력을 미리 검출하기는 힘들지만, 들어오는 외란의 주파수 대역폭을 알고 있을 때, 이 외란에 대한 응답을 줄이기 위해서 대역통과 귀환 제어기를 사용할 수 있다[12]. 노면의 불규칙한 외란에 의한 차량의 진동은 차체 공진과 차축 공진주파수 부근에서 크게 나타나는데, 차축 공진부근 주파수성분을 효과적으로 제어하기 위해서 대역통과 귀환제어기를 설계하고, 그 전체 시스템에 대하여 설계기법이 체계적이고, 안정도-강인성이 좋은 LQG/LTR 제어기를 구성하였다. Fig. 2는 1/4 차량모델에 대역통과 귀환 제어기를 먼저 설계한 후, 그 전체 시스템에 대하여 LQG/LTR 제어기를 구성한다.

3.1 대역통과 귀환 제어기 설계

대역통과 제어기를 앞에서 모형화한 노면과 자동차를 대상으로 설계한다. 대역통과 귀환 제어기의 제어력은 다음과 같이 표현된다.

$$U_b(s) = H(s) \cdot x_3(s) \tag{6}$$

여기서 $x_3(s)$는 차축의 수직 변위이고, $H(s)$는 대역통과 귀환 제어기 전달함수로 다음 식으로 표현할 수 있다.

$$H(s) = \frac{s^2 K_b}{(s/\omega_1 + 1)(s/\omega_2 + 1)} \tag{7}$$

여기서 ω_1과 ω_2는 노면 입력과 탑승자가 민감하게 느끼는 주파수 범위를 포함하는 값이다. 노면 입력과 탑승자가 민감하게 느끼는 주파수대역은 대략 3 rad/sec-63 rad/sec 주파수범위이다[15]. 이를 고려하여 ω_1과 ω_2는 각각 1 rad/sec 와 63 rad/sec 로 선정하였고, 게인 K_b는 차체 공진점 이하에서 주파수응답이 최소로 되는 값을 시행착오방법에 의하여 300으로 선정하였다. 식(1), 식(7)를 조합하면 다음과 같이 된다.

$$m_s\ddot{y}_s + C_s(\dot{y}_s - \dot{y}_u) + K_s(y_s - y_u) = \ddot{U}_b + U_t$$

$$m_u\ddot{y}_u + C_s(\dot{y}_u - \dot{y}_s) + K_s(y_u - y_s) + K_t(y_u - y_r) = -(\ddot{U}_b + U_t)$$

$$\dddot{U}_b + (\omega_1 + \omega_2)\ddot{U}_b + \omega_1\omega_2\dot{U}_b = \omega_1\omega_2\ddot{y}_u \tag{8}$$

식(8)은 상태방정식

$$\dot{X}_b(t) = A_b X_b(t) + B_b U_b(t) + L_b y_r(t) \tag{9}$$

로 나타낼 수 있다.

여기서 A_b, $B_b(t)$, L_b, $X_b(t)$는

$$A_b = \begin{vmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -\frac{K_s}{m_s} & -\frac{C_s}{m_s} & \frac{K_s}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 \\ \frac{K_s}{m_u} & \frac{C_s}{m_u} & -\frac{K_t+K_s}{m_u} \\ 0 & 0 & 0 \\ \frac{K_bK_s\omega_1\omega_2}{m_u} & \frac{K_bC_s\omega_1\omega_2}{m_u} & -\frac{K_b(K_s+K_t)\omega_1\omega_2}{m_u} \end{vmatrix}$$

$$\begin{vmatrix} 0 & 0 & 0 \\ \frac{C_s}{m_s} & \frac{1}{m_s} & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ -\frac{C_s}{m_u} & -\frac{1}{m_u} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ -\frac{K_bC_s\omega_1\omega_2}{m_u} & -\omega_1\omega_2(\frac{K_b}{m_u}+1) & -(\omega_1+\omega_2) \end{vmatrix}$$

$$B_b = \left[0 \quad \frac{1}{m_s} \quad 0 \quad -\frac{1}{m_u} \quad 0 \quad -\frac{K_b\omega_1\omega_2}{m_u} \right]^T$$

$$L_b = \left[0 \quad 0 \quad 0 \quad \frac{K_t}{m_u} \quad 0 \quad \frac{K_bK_t\omega_1\omega_2}{m_u} \right]^T$$

$$X_b = [\, y_s,\ \dot{y}_s,\ y_u,\ \dot{y}_u,\ U_b,\ \dot{U}_b \,]^T$$

이다.

3.2 LQG/LTR 제어기설계

LQG/LTR 제어기는 대역통과 귀환 제어기가 설치된 시스템에 대해서 구성한다. 우선 성능및 안정도-강인성등을 고려하여 원하는 루프의 형상을 만족하도록 목표필터를 설계하고 루프전달회복 방법을 이용하여 보상된 시스템의 루프전달함수의 특이값 형상으로 회복시키는 조직적 과정으로 이루어진다. LQG/LTR 보상기 구조는 Fig. 3와 같이 모델기준 보상기의 구조와 같다. 이것은 두개의 귀환루프를 가진 설계플랜트 모델의 복사된 구조로 이루어진다. 귀환루프는 각각 이득행렬 H와 G를 포함하고 있다. LQG/LTR 제어기 설계시, 칼만 필터게인 행렬 H는 목표필터를 설계할 때, 그리고 제어게인 행렬 G는 루프전달회복 절차를 수행할 때 각각 구해진다.

LQG/LTR 제어기를 설계하기 위해 식(9)의 차량모델 그 자체를 설계플랜트 모델로 선정하였다.

$$\dot{X}_b(t) = A_bX_b(t) + B_bU_b(t)$$

$$Y_b(t) = C_bX_b(t) \tag{10}$$

식(10)에서 Y_b는 출력변수로 차체의 수직변위를 선정하였다.

목표필터의 필터게인 행렬 H는 다음 식을 이용하여 구해진다.

$$H = \frac{PC_b^T}{\mu} \tag{11}$$

여기서 행렬 P는 필터 대수리카티식 (filter algebraic Riccati equation)에서 구한다. 필터 대수리카티식은 다음과 같다.

$$A_bP + PA_b^T + LL^T - \frac{1}{\mu}PC_b^TC_bP = 0 \tag{12}$$

여기서 설계파라미터 μ 와 L은 각각 원하는 루프형상과 요구되는 대역폭 20rad/sec - 25rad/sec 범위를 만족하도록 칼만 필터 주파수역 등가식으로 부터 구한다. 주파수역 등가식은 다음과 같다.

$$G_{TFL}(s) = C_b(sI - A_b)^{-1}/\mu \tag{13}$$

루프전달회복 과정은 보상된 플랜트의 루프전달함수 $G(s)K_c(s)$를 목표필터루프 $G_{TFL}(s)$로 회복시키는 단계이다. 제어행렬 G는 저가 최적제어 기법으로 계산할 수 있으며, 다음 식으로 구해진다.

$$G = \frac{1}{\rho}B^TK \tag{14}$$

식 (14)에서 행렬 K는 출력가중행렬을 $Q = C^TC$로 놓고, 제어가중파라미터 ρ가 0으로 접근할 때, 제어대수리카티 식을 풀어서 구한다.

제어대수리카티식은 다음과 같다.

$$K\Lambda_b + \Lambda_b{}^T K + Q - \frac{1}{\rho} K B_b B_b{}^T K = 0 \qquad (15)$$

제어가중파라미터 ρ가 0으로 접근 할 때, 플랜트 전달함수 G(s)와 모델기준 보상기의 전달함수 K(s)의 곱인 루프 전달함수 T(s)의 극한거동은 다음과 같다.

$$\lim_{\rho \to 0} T(s) \to \lim_{\rho \to 0} G(s)K(s) = \lim_{\rho \to 0} G(s)G(s)^{-1}G_{TFL}(s) = G_{TFL}(s) \qquad (16)$$

식(16)은 루프전달함수 T(s)가 목표필터루프 전달함수 $G_{TFL}(s)$로 회복됨을 나타낸다.

혼합제어기(Hybrid control)와 기존 LQG/LTR 제어기의 성능을 비교해 보기 위해서 제어가중파라미터 ρ값을 두 제어기 모두 1E-14를 사용하였다. 이때 Fig. 4에서 보는 바와 같이 보상된 플랜트의 전달함수루프가 전 주파수 구간에서 목표필터루프에 잘 회복된다. Fig. 4(a)는 LQG/LTR 제어기의 특이값 선도를 나타내는데 고주파수에서 -40 dB로 감소하고, 차체 공진점 7.92 rad/sec에서 목표필터 루프에 잘 회복하고 있으나, 차축 공진점부근 67.3rad/sec에서 공진이 일어남을 알 수 있다. Fig. 4(b)는 혼합제어기의 특이값 선도를 나타낸다. 혼합제어기는 고 주파수에서 LQG/LTR 제어기 보다 더 빠른 속도로 감소하고, 차체 공진점 7.92 rad/sec와 차축 공진점 67.3rad/sec 모두에서 목표필터 루프에 잘 회복됨을 알 수 있다. Fig. 6 과 Fig. 7에서 현가장치가 저주파영역에서 대역통과 필터 역할을 함으로 외란제거 성능에는 영향을 주지 않는다.

4. 수치 실험 결과및 고찰

능동 현가장치의 성능은 승차감과 조종 안정성을 평가한다. 승차감은 차체 가속도, 그리고 조종 안정성은 현가장치와 타이어 변위의 지배를 받는다. 설계된 혼합제어 현가장치의 성능은 수동 현가장치, 기존 LQG/LTR과 수치실험을 통해 비교, 평가한다. 수치 실험에 사용한 1/4차량 모델의 제원은 Table. 1과 같고, 노면 요철의 특성을 나타내는 상수들은 Table. 2와 같이 가정하였다. Fig. 5(a) 와 Fig. 5(b)는 각각 도로의 시간역 특성과 파워스펙트럼 밀도를 나타낸다.

Fig. 6은 수동 현가장치, 대역통과 귀환 제어 능동 현가장치의 노면 입력에 대한 속도 성분의 주파수 응답을 보여준다. 차체 공진점은 7.92 rad/sec이고, 차축의 공진점은 67.3rad/sec이다. 대역통과 귀환 제어기는 차체 공진점 이하에서는 제어효과가 나타나지 않고, 그 이상 범위에서 제어효과가 나타나며, 특히 차축 공진점에서 7.9dB정도 개선을 보이고 있다.

Fig. 7은 수동 현가장치, LQG/LTR 제어기, 혼합제어기의 노면 입력에 대한 가속도 성분의 주파수 응답을 나타낸다. 복합 제어기는 전 주파수범위에서 제어효과를 나타내고 있고, 수동 현가장치에 비해 차축 공진점에서 6.6dB, 차체 공진점에서 18.5dB정도 개선을 보이고 있다. 기존 LQG/LTR 제어기는 차체 공진점 이하에서 혼합제어기와 비슷한 성능을 보이고 있으나, 차축 공진점 부근에서는 제어효과가 거의 없다. Fig. 8은 모형화된 노면 입력에 대하여 수동 현가장치, LQG/LTR 제어기, 혼합제어기의 시간역에서 가속도를 나타내고 있다. 혼합제어기는 노면의 거의 모든 성분에 대하여 제어효과를 나타내고 있으나, 기존 LQG/LTR 제어기는 저주파 입력에 대해서만 제어효과를 나타내고 있다.

Fig. 9, Fig. 10은 모형화된 노면 입력에 대하여 수동 현가장치, LQG/LTR 제어기, 혼합제어기의 차축과 차체의 상대변위와 타이어 변위를 나타내고 있다. 혼합제어기는 제어효과를 나타내고 있으나, 기존 LQG/LTR 제어기는 오히려 수동 현가장치 보다 나빠짐을 알 수 있다.

이들 결과에서 기존 LQG/LTR 능동 현가장치는 승차감에 비중을 두어 설계할 때 조종안정성이 나빠지고, 차축 공진점 부근 노면 입력응답을 제어하지 못하나 혼합제어기를 설계함으로써 조종안정성 뿐만 아니라 차축 공진점 부근의 노면 입력에 대해서도 제어를 효과적으로 수행할 수 있음을 알 수 있다.

5. 결 론

현가장치는 탑승자가 민감하게 느끼는 3rad/sec - 63rad/sec 부근의 주파수영역에서 승차감과 조종성을 효과적으로 제어해야 한다. 본 논문에서는 이 주파수영역에서 승차감에 비중을 두어 대역통과 귀환 제어기와 LQG/LTR 제어기로 구성된 혼합제어기를 설계하고 1/4 차량모델에 적용하여 기존 LQG/LTR 제어기와 성능을 비교했다.

(1) 관심주파수 범위의 노면입력은 차체와 차축 공진 주파수부근에서 영향을 크게 미치는데, 기존 LQG/LTR 제어기는 차축 공진주파수 성분을 제어하기가 곤란한데 비해서 혼합제어기는 이 주파수 성분을 효과적으로 제어할 수 있다.

(2) 혼합제어기는 차축 공진점 부근의 주파수를 갖는 노면입력에 대하여 제어를 함으로써 기존 LQG/LTR 제어기보다 승차감을 더 향상시킬 수 있다.

(3) 승차감에 비중을 두어 설계할 때 기존 LQG/LTR 제어기는 승차감 개선에는 크게 기여할 수 있지만 조종안정성은 다소 나빠진다. 그러나 혼합제어기는 승차감과 조종안정성을 동시에 향상 시킬 수 있다.

참 고 문 헌

1. 곽영하, 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 sus-pension control for on and off highway vehicles",Soc-iety of Automotive Engineers Paper Number,892482,
3. D.Karnopp and M.J Crosby,etc.1974 "Vibration control using seim-active force generators", Jornal of Engin-eering for Industry Trans.ASME,May pp.619-662,1974.
4. R. Krtorica & D. Hrovat, "Optimal active suspension control based on a half-car model: an analytical solu-tion", IAC vol.37, no.4april 1992.
5. T.Yoshimura,"An active vertical suspension for track /vehicle systems", JSV 106(2), pp217-225,1986.
6. 김종식,"신형 제어시스템 공학", 청문각,1990.
7. 양상식,박태원,etc,"능동형 현가장치의 설계 및 전체차량 해석(I):LQG/LTR설계",한국자동차공학회춘계학술대,1993.
8. Ray,L.R.,"Robust Linear-Optimal Control Laws for Acti-ve Suspension System", J.Dynamic System, Measurement ,and Control,Vol.114, pp592-598,1992.
9. Masao.NAGAI,"Researches on Active Suspensions for Gro-und Vehicles",JSME. International Journal, Series C, Vol.36,No.2,pp161-170,1993.
10. W. FOAG,"A practical control concept for passenger car active suspensionwith preview", ImechE, pp11-15, 1992.
11. F.E Veldpaus & H.J,M.Voets," An Optimal Continuous Time Control Strategy for Active Suspensions with Pr-eview", Vehicle System Dynamics, 22, pp43- 55,1993.
12. Yohji.OKDA & Ryuichi OKASHITA, " Adaptive Control of an Active Mass Damper to Reduce Structural Vibr --ation", JSME International Journal, Series III. Vol.33,pp435-440,1990.
13. C.Pilbeam, BA,Msc & RS.sharp,"On the preview control of limited bandwidth vechicle suspensions", IMech, pp 185-193,1993.
14. Dodds,C.J. and Robson,J.D.,"The Description of Road Surface Roughness", J.soundand Vibration, Vol. 31, No 2,pp175.
15. 황재혁,"LQG/LTR 설계방법을 이용한 자동차 현가장치 능동제어",한국소음진동학회지,pp383 394,1993.

Table. 1 Design paramemters of 1/4 car model

차 체 질 량 (m_s)	240kg
차 축 질 량 (m_u)	36kg
감 쇠 계 수 (C_s)	980N sec/m
스프링 상수 (K_s)	16000N/m
타 이 어 스프링 상수 (K_t)	160000N/m

Table. 2 Shaping filter parameters

노면 요철 분산 (σ^2)	$8\times10^{-4}m^2$
노면 형상 관련 계수 (a)	$0.45m^{-1}$
차량 속도 (v)	20m/sec

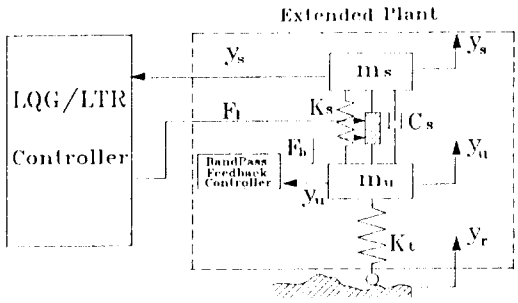


Fig. 1 Active suspension system with hybrid controller

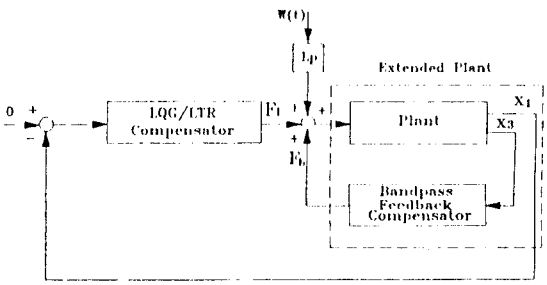


Fig. 2 Hybrid control system

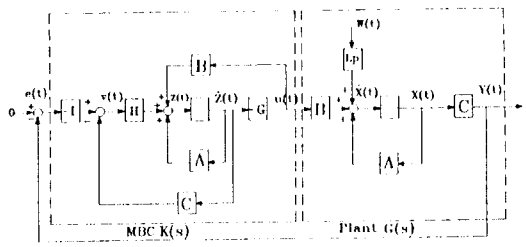
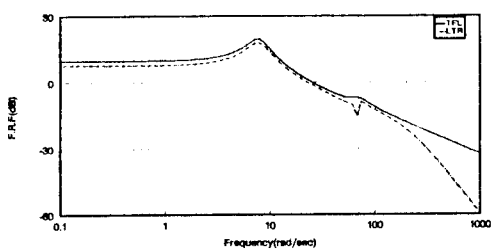
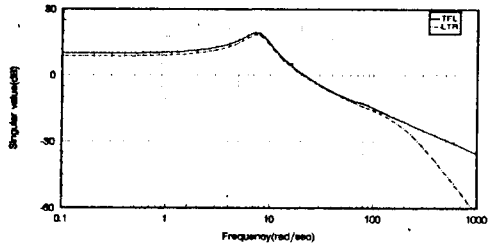


Fig. 3 Output feedback control system

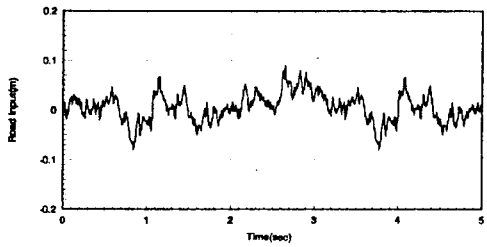


(a) LQG/LTR compensator

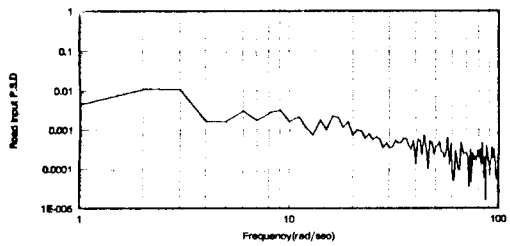


(b) Hybrid compensator

Fig. 4 Singular values of the loop TFM



(a) Time history



(b) Power spectral density

Fig. 5 Road input profile.

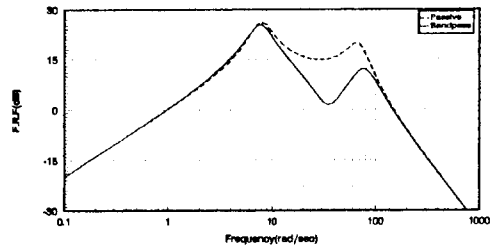


Fig. 6 Velocity frequency response functions for bandpass feedback active and passive suspension

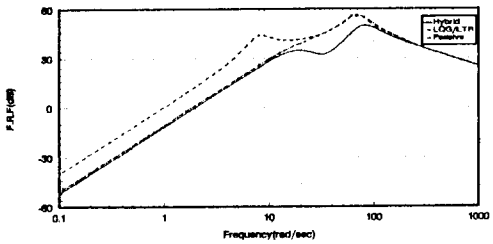
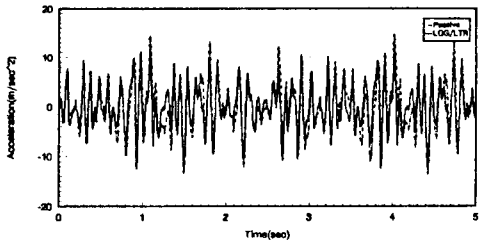
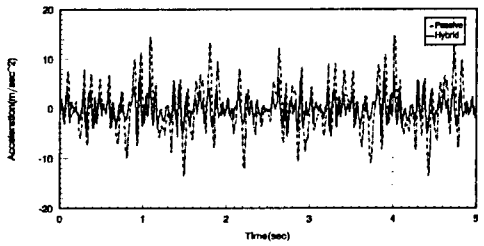


Fig. 7 Acceleration frequency response functions for hybrid, LQG/LTR and passive suspension



(a) Passive and LQG/LTR suspension



(b) Passive and hybrid suspension

Fig. 8 Acceleration responses of the sprung mass

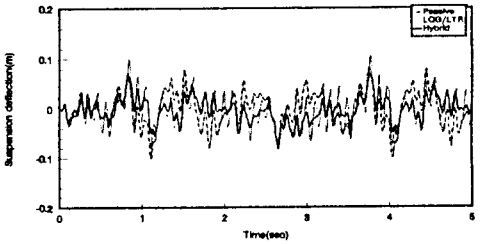
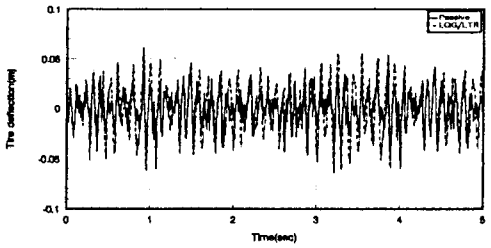
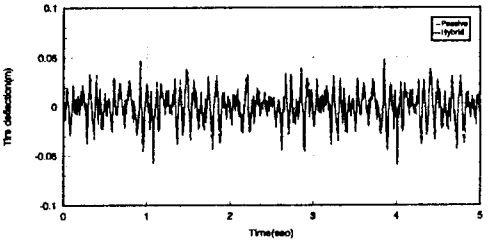


Fig. 9 Suspension deflections



(a) Passive and LQG/LTR suspension



(b) Passive and hybrid suspension

Fig. 10 Tire deflections