

〈論 文〉

# 주파수 가중치를 고려한 승차감의 향상을 위한 차량 현가장치의 동시최적화

Simultaneous Optimization of Vehicle Suspensions for the Improvement  
of Frequency-weighted Riding Comfort

김 창 동\* · 정 의 봉\*\*

Chang-Dong Kim and Weui-Bong Jeong

(1994년 8월 29일 접수 ; 1994년 11월 21일 심사완료)

## ABSTRACT

This paper presents the simultaneous optimal design of structure and LQG control systems for the improvement of riding comforts of active vehicle suspension systems. The performance index of riding comforts is extended to include frequency-weighted acceleration in the quadratic cost functional. Janeway human response curve with respect to acceleration is used to verify the usefulness of the presented method. The method is applied to a half model of an active vehicle suspension systems with elastic body moving on randomly profiled road. The values of stiffness of suspensions are used for the structural design variables. The conjugate gradient method is used for optimization. The simulated results of simultaneous optimization with frequency-weighted cost functional are compared with those without frequency-weighted cost functional.

## 1. 서 론

차량의 승차감이나 안정성 등의 차량 운동성능을 향상시키기 위하여 능동형 현가장치에 관한 연구가 많이 이루어지고 있다<sup>(1~5)</sup>. 지금까지의 대부분의 연구는 차량 운동성능 향상을 위하여 현가장치 구조만의 수동적 설계나 능동적인 제어계만의 설계가 분리되어 연구되고 있다. 그러나 현가장치 구조계와 제어계는 서로 밀접한 연관을 갖고 있으므로, 구조계와 제어계를 동시에 고려한 설계로 차량 운동성능을 더욱 향상시킬 수 있다.

구조계와 제어계의 동시최적화에 관한 연구는 설계의 복잡성과 반복계산을 요하는 등의 이유로 아직

극히 초보적인 단계의 연구가 이루어지고 있을 뿐이다. Junkins<sup>(6)</sup>는 최적 레귤레이터에 의한 페루프의 고유치의 감도를 구하여 고유치의 수정을 행하였다. Onoda<sup>(7)</sup>는 2차 형식으로 주어지는 진동에너지의 제약식하에서 증량과 제어에너지의 최소화화를 행하였다. Yamakawa<sup>(8)</sup>는 구조증량과 최적 레귤레이터의 혼합을 평가함수로 하고 수치 적분법에 의하여 평가함수의 감도를 구하였다. 2륜 차량모델의 현가장치에 대한 동시최적화를 수행한 예는 Kim과 Jeong<sup>(9)</sup>이 있으며 동시최적화에 의하여 차량성능이 향상됨을 보여주고 있다. 차량의 승차감의 기준으로 운전석의 절대가속도의 분산을 이용하는 경우가 많지만,<sup>(2,9)</sup> 인간이 느끼는 가속도는 그 가속도가 갖고 있는 주파수 성분에 따라 다르며, 특정 주파수 범위에서는 특히 불쾌감을 많이 느끼게 된다. 그러므로 불쾌감을 느끼기 쉬운 주파수 범위에 대하여 가중치를 부여한 가속도를 승차감의 기준으로 사용하면 보다

\*부산대학교 정밀기계공학과 대학원

\*\*정회원, 부산대학교 정밀기계공학과 및 기계기술연구소

승차감이 향상된 설계가 가능하게 된다. 주파수 영역에서의 승차감의 표현은 Janeway<sup>(10)</sup> 등에 의하여 연구가 되어 I. S. O.에 제시되어 있다. 시간영역에서의 최적레플레이터 이론을 주파수 영역으로 확장하는 방법이 Gupta<sup>(11)</sup>에 의하여 제안되어 몇 개의 간단한 예가 제시되어 있다. 주파수 영역에서의 최적레플레이터 이론을 현가장치에 응용한 예는 川原과 吉田<sup>(12)</sup>이 1륜 차량모델에 대하여 실험을 하였으며, Jeong<sup>(6)</sup>은 4륜 강체 차량모델에 대하여 시뮬레이션을 수행하였다. 저자가 알고 있는 한에는, 주파수 가중치를 고려한 승차감에 대한 현가장치의 동시최적화를 수행한 보고는 없다.

본 연구에서는 인간의 가속도 감지곡선을 고려한 승차감을 향상시키기 위하여, 2륜 차량 현가장치 모델에 대한 동시최적화를 수행한다. 전륜 및 후륜에 작용하는 노면입력은 같은 확률적 특성을 갖는 독립된 유색잡음으로 가정하였으며, 그 특성은 Dodds<sup>(13)</sup>의 결과를 이용하였다. 제어계의 설계는 LQG 제어 이론을 이용하였으며, 현가장치 구조계의 설계변수로는 강성을 선정하였다.

## 2. 모형화

본 연구에서는 독립된 2개의 유색잡음의 노면을 주행하는 차체의 탄성을 고려한 1/2 차량모델을 선정하였다. 차체를 집중하중이 현가장치 지지점에 작용하는 양단 자유 탄성보로 가정하면, 고유모우드의 직교성으로부터 탄성보의 모우드 좌표에서의 비연성화된 운동방정식은 다음과 같이 표현된다<sup>(2)</sup>.

$$\mu_n \ddot{T}_n + \lambda k_n \dot{T}_n + k_n T_n = f_1 z_n(b_1) + f_2 z_n(b_2) \quad (n=1, 2, \dots, p) \quad (1)$$

여기서  $\lambda$ 는 비례점성감쇠를 나타내면, 모우드 질량  $\mu_n$ 과 모우드 강성  $k_n$ 은

$$\mu_n = \int \rho A z_n^2(x) dx, \quad k_n = \omega_n^2 \mu_n$$

로 주어진다.  $\omega_n$ 은 고유진동수,  $\rho A$ 는 단위길이당 질량이고,  $z_n(x)$ 는 양단 자유보의  $n$ 차 고유모우드이며,  $f_1, f_2$ 는 다음과 같이 표현되는 현가장치 지지점 (Fig. 1의 A점 및 B점으로 좌표는  $b_1, b_2$ 이다)에 작용하는 힘이다.

$$f_1 = f_f - k_f(y_a - y_{tr}) - c_f(\dot{y}_a - \dot{y}_{tr})$$

$$f_2 = f_r - k_r(y_b - y_{tr}) - c_r(\dot{y}_b - \dot{y}_{tr})$$

탄성을 고려한 1/2 차량 모델을 상태방정식으로

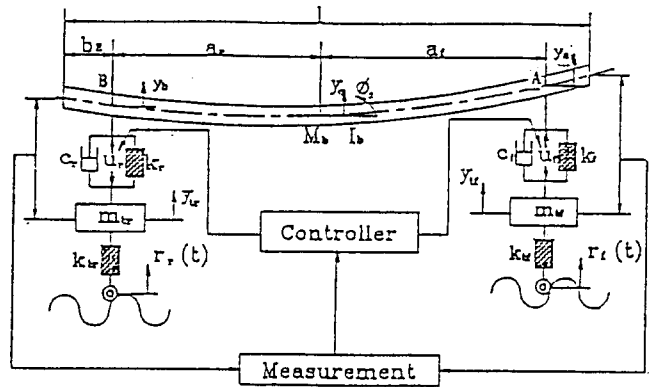


Fig. 1 Active vehicle suspension model with elastic body

표시하면 다음과 같다.

$$\{\dot{x}(t)\} = [A]\{x(t)\} + [B]\{f(t)\} + [L]\{r(t)\} \quad (2)$$

여기서 차체탄성의  $p$ 차 모우드까지 고려하여 4자유도 강체모델과 합성하였으므로  $[A], [B], [L]$ 은 각각  $(8+2p) \times (8+2p), (8+2p) \times 2, (8+2p) \times 2$  행렬이다. 상태변수  $\{x(t)\}$ , 노면입력  $\{r(t)\}$  및 제어력  $\{f(t)\}$ 는 다음과 같다.

$$\{x(t)\} = [y_c \phi_c y_{tr} T_1 \dots T_p \dot{y}_c \dot{\phi}_c \dot{y}_{tr} \dot{T}_1 \dots \dot{T}_p]^T$$

$$\{r(t)\} = [r_f(t) \quad r_r(t)]^T,$$

$$\{f(t)\} = [f_f(t) \quad f_r(t)]^T$$

그리고, 능동 현가장치 구동기는 유압 servo 기구로 가정하여, 입력전압  $u(t)$ 와 발생하는 힘  $f(t)$  사이의 전달함수는 다음과 같이 가정한다<sup>(6)</sup>.

$$\frac{F(s)}{U(s)} = \frac{K}{T_s s + 1} \quad (2)$$

식 (3)을 상태방정식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\{\dot{f}(t)\} = [A_f]\{f(t)\} + [B_f]\{u(t)\} \quad (4)$$

여기서

$$[A_f] = -\frac{1}{T} \begin{bmatrix} 10 \\ 01 \end{bmatrix},$$

$$[B_f] = -\frac{K}{T} \begin{bmatrix} 10 \\ 01 \end{bmatrix}$$

$$\{f(t)\} = [f_f(t) \quad f_r(t)]^T,$$

$$\{u(t)\} = [u_f(t) \quad u_r(t)]^T$$

노면의 파워스펙트럼 밀도함수가 주어지면<sup>(2,13)</sup> 유색잡음 성형필터(Shaping Filter)를 이용하여 백색잡음 입력으로부터 노면 요철의 확률과정을 모형화할 수 있다<sup>(2,9,13)</sup>.

$$\begin{aligned} \{\dot{x}_s(t)\} &= [A_s]\{x_s(t)\} + [B_s]\{w(t)\} \\ \{r(t)\} &= [C_s]\{x_s(t)\} \end{aligned} \quad (5)$$

단,  $\{r(t)\}$ 는 전후륜에 작용하는 노면 요철이고,  $\{w(t)\}$ 는 다음과 같은 성질을 갖는 백색잡음이다.

$$E[\{w(t)\}\{w(\tau)\}] = [W]\delta(t - \tau)$$

차량의 운동방정식 (2), 구동기 방정식 (4)와 성형 필터 방정식 (5)를 합성하여 확대계를 구성하면 다음과 같다.

$$\{\dot{x}_t\} = [A_t]\{x_t(t)\} + [B_t]\{u(t)\} + [L_t]\{w(t)\} \quad (6)$$

여기서,

$$\begin{aligned} [A_t] &= \begin{bmatrix} [A] & [L][C_s] & [B] \\ [0] & [A_s] & [0] \\ [0] & [0] & [A_r] \end{bmatrix}, \\ [B_t] &= \begin{bmatrix} [0] \\ [0] \\ [B_r] \end{bmatrix}, \\ [L_t] &= \begin{bmatrix} [0] \\ [B_s] \\ [0] \end{bmatrix} \\ \{x_t(t)\} &= \{x(t) \ x_s(t) \ f(t)\}^T, \\ \{u_t(t)\} &= \{u_r(t) \ u_r(t)\}^T \end{aligned}$$

이다.

### 3. 주파수 가중치를 고려한 승차감 평가함수

차량의 앞쪽 현가장치 지지점에 운전석이 있다고 가정하고, 승차감의 기준으로 운전석의 가속도의 분산을 이용하면 성능 평가함수는 다음과 같이 표현되어진다.

$$\begin{aligned} J_1 &= E\{\dot{y}_a^2\} \\ &= E\{[\dot{y}_c + (b_1 - a_2 - b_2)\ddot{\phi}_c + \sum_{j=1}^P \ddot{T}_j(t)z_j(b_j)]^2\} \\ J_2 &= E(u_r^2 + u_s^2)/2 \end{aligned} \quad (7)$$

첫번째 항  $J_1$ 은 승차감에 대한 성능지수로서 차체의 A점(차량 앞쪽에서의 현가장치 지지점)에서의 가속도의 분산이고,  $J_2$ 는 제어력의 크기에 대한 성능지수로서 제어입력의 분산이다. 가속도와 제어력의 가중치를  $\rho$ 라 하면 성능 평가함수는 아래와 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} J &= J_1 + \rho J_2 \\ &= E\{\dot{y}_a^2 + \rho/2(u_r^2 + u_s^2)\} \end{aligned}$$

$$= E\left\{\{x_t^T u^T\} \begin{bmatrix} [Q] & [0] \\ [0] & [R] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_t \\ u \end{Bmatrix}\right\} \quad (8)$$

여기서,  $\dot{y}_a = [A_c]\{x_t\}$ 로 표시되면  $[Q] = [A_c]^T[A_c]$ 가 된다.

인간이 느끼는 가속도는 주파수에 따라 감도가 다르므로 주파수 영역에서의 가중치를 승차감 평가함수에 고려할 필요가 있다. 운전석의 가속도  $\dot{y}_a(j\omega)$ 에 대하여 주파수 가중치  $G_1(j\omega)$ 를 고려한 가속도  $\ddot{h}_a(j\omega)$ 는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} \ddot{h}_a(j\omega) &= G_1(j\omega) \dot{y}_a(j\omega) \\ &= \{P_1(j\omega)\}^T \{x_t(j\omega)\} \end{aligned} \quad (9)$$

단,

$$\{P_1(j\omega)\}^T = G_1(j\omega) [A_c]^T$$

평가함수 식 (8)은 Parseval의 정리에 의하여 다음과 같이 다시 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} J &= \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} E \int_{-T}^T [\{x_t^*(j\omega)\}^T [Q] \{x_t(j\omega)\} \\ &\quad + \{u^*(j\omega)\}^T [R] \{u(j\omega)\}] \end{aligned} \quad (10)$$

여기서 \*는 공액복소수를 의미한다. 식 (10)에 주파수 성형 가중치 전달함수를 이용하여 다시 쓰면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} J &= \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} E \int_{-T}^T [\{x_t^*(j\omega)\}^T [Q(j\omega)] \\ &\quad \{x_t(j\omega)\} + \{u^*(j\omega)\}^T [R] \{u(j\omega)\}] \end{aligned} \quad (11)$$

단,

$$[Q(j\omega)] = \{P_1(j\omega)\} \{P_1(j\omega)\}^T$$

식 (9)를 상태방정식으로 변환하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \{\dot{x}_t\} &= [A_1]\{x_t\} + [B_1]\{x_t\} \\ \ddot{h}_a &= [C_1]\{x_t\} + [D_1]\{x_t\} \end{aligned} \quad (12)$$

여기서,  $\{x_t\}$ 는 승차감의 주파수 성형을 위한 상태변수이고,  $\ddot{h}_a$ 는 차체의 앞쪽 현가장치 지지점에서의 주파수 성형된 수직방향 가속도이다. 가속도에 대한 인간의 감지특성을 해석적으로 표현한 식으로 Janeway 감지곡선이 널리 이용되어진다<sup>(5,10)</sup>. 수직방향 가속도에 대한 Janeway 감지곡선은 Fig. 2와 같으며, 다음 식과 같이 표현되어진다.

$$G_1(j\omega) = \frac{T_2(1+j\omega T_1)(1+j\omega T_4)}{T_1(1+j\omega T_2)(1+j\omega T_3)} \quad (13)$$

단,

$$T_1 = \frac{1}{2\pi \times 1}, \quad T_2 = \frac{1}{2\pi \times 6}$$

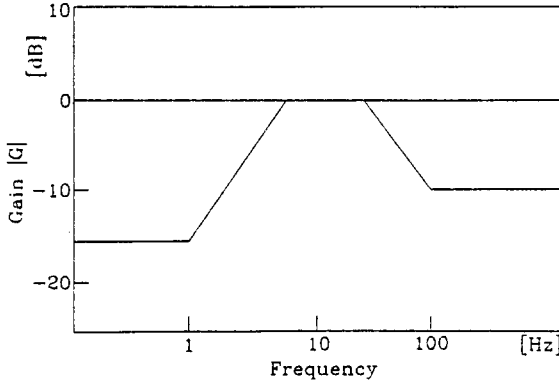


Fig. 2 Janeway human response curve with respect to acceleration

$$T_3 = \frac{1}{2\pi \times 20}, T_4 = \frac{1}{2\pi \times 60} \quad (14)$$

식 (12)에서 행렬  $[A_1], [B_1], [C_1], [D_1]$ 은 다음과 같다.

$$[A_1] = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{1}{T_2 T_3} & -\frac{T_2 + T_3}{T_2 T_3} \end{bmatrix},$$

$$[B_1] = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} [A_c]$$

$$[C_1] = \frac{1}{T_1 T_2 T_3^2} [T_2 T_3 - T_1 T_4 T_2 T_3 (T_1 + T_4) - T_1 T_4 (T_2 + T_3)]$$

$$[D_1] = \frac{T_4}{T_3} [A_c]$$

주파수 성형을 위한 식 (12)와 운동방정식 (6)을 합성하면, 상태방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$\{\dot{x}_v(t)\} = [A_v] \{x_v(t)\} + [B_v] \{u(t)\} + [L_v] \{w(t)\} \quad (15)$$

단,

$$[A_v] = \begin{bmatrix} [A] [L] [C_s] [B] [0] \\ [0] [A_s] [0] [0] \\ [0] [0] [A_r] [0] \\ [ \quad B_1 \quad ] [A_1] \end{bmatrix},$$

$$[B_v] = \begin{bmatrix} [0] \\ [0] \\ [B_r] \\ [0] \end{bmatrix}, [L_v] = \begin{bmatrix} [0] \\ [B_s] \\ [0] \\ [0] \end{bmatrix}$$

$$\{x_v(t)\} = \{x_t(t) x_1(t)\}^T$$

그리고 주파수 가중치를 고려한 승차감 평가함수 식은 식 (12)로부터 다음과 같다.

$$J_{1f} = E[\dot{h}_a^2(j\omega)]$$

$$= E\left\{ \{x_t^*(j\omega)^T x_1^*(j\omega)^T \} \begin{bmatrix} [D_1]^T [D_1] & [D_1]^T [C_1] \\ [C_1]^T [D_1] & [C_1]^T [C_1] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_t(j\omega) \\ x_1(j\omega) \end{Bmatrix} \right\} \quad (16)$$

승차가 평가함수 식 (10)은 식 (16)에 의해서 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$J_f = E[\{x_v\}^T [Q_f] \{x_v\} + \{u\}^T [R] \{u\}] \quad (17)$$

단,

$$[Q_f] = \begin{bmatrix} [D_1]^T [D_1] & [D_1]^T [C_1] \\ [C_1]^T [D_1] & [C_1]^T [C_1] \end{bmatrix} \quad (17)$$

잘 알려진 LQG 제어이론에 의하면 식 (7)의 성능 평가함수를 최소화하는 제어력  $\{u(t)\}$ 는 다음과 같이 주어진다<sup>(14)</sup>.

$$\{u(t)\} = -[F] \{x_v(t)\} \quad (18)$$

단,

$$[F] = [R]^{-1} [B_v]^T [P]$$

여기서 양의 한정대칭 행렬인  $[P]$ 는 다음의 Riccati 방정식의 해로 주어진다.

$$[A_v]^T [P] + [P] [A_v] + [Q_f] - [P] [B_v] [R]^{-1} [B_v]^T [P] = [0] \quad (19)$$

그리고 최적으로 제어되었을 경우의 승차감 평가함수는

$$J_0 = \text{tr}([P] [L_v] [W] [L_v]^T) \quad (20)$$

의 값을 갖는다.

#### 4. 동시최적화

구조물의 수동적 동특성을 변화시키면 능동형 차량 현가장치의 승차감 평가함수 식 (15)의  $J_0$ 의 값도 변하게 된다. 그러므로 승차감 평가함수  $J_0$ 를 최소로 하는 구조물의 최적설계가 가능하게 된다. 최적설계를 수행하기 위해서는 성능 평가함수의 구조물 설계변수에 대한 감도해석이 선행되어야 한다. 제어성능을 향상시키기 위하여 현가장치 구조 중에서 설계변경 가능한 설계변수를  $\zeta$ 라 하면, (본 연구에서는 설계변수로 현가장치의 강성을 설정하였다) 승차감 평가함수  $J_0$ 의 설계변수에 대한 감도는 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{\partial [J_0(\zeta)]}{\partial \zeta} = \text{tr} \left( \frac{\partial [P(\zeta)]}{\partial \zeta} [L_v] [W] [L_v]^T \right) \quad (21)$$

식 (21)에서  $\partial[P(\zeta)]/\partial\zeta$ 는 식 (19)의 Riccati방정식을 구조설계 변수로 편미분하여 다음과 같이 구해진다. 식 (19)의 각 행렬은 설계변수  $\zeta$ 의 함수이므로 다시 쓰면

$$\begin{aligned} & [A_{\nu}(\zeta)]^T[P(\zeta)] + [P(\zeta)][A_{\nu}(\zeta)] + [Q_{\nu}(\zeta)] \\ & - [P(\zeta)][B_{\nu}(\zeta)][R_{\nu}(\zeta)]^{-1}[B_{\nu}(\zeta)]^T[P(\zeta)] \\ & = [0] \end{aligned} \quad (22)$$

와 같고, 식 (22)를 구조설계변수  $\zeta$ 에 대하여 미분을 취하면

$$[A_{\nu}]^T \frac{\partial[P(\zeta)]}{\partial\zeta} + \frac{\partial[P(\zeta)]}{\partial\zeta} [A_{\nu}] + [Q_{\nu}] = [0] \quad (23)$$

단,

$$\begin{aligned} [A_{\nu}] &= ([A_{\nu}] - [B_{\nu}][R]^{-1}[B_{\nu}]^T[P]) \\ [Q_{\nu}] &= \frac{\partial[A_{\nu}]^T}{\partial\zeta}[P] + [P] \frac{\partial[A_{\nu}]}{\partial\zeta} - \frac{\partial[Q_{\nu}]}{\partial\zeta} \\ &\quad - [P] \frac{\partial[B_{\nu}]}{\partial\zeta} [R]^{-1} [B_{\nu}]^T [P] \\ &\quad - [P] [B_{\nu}] \frac{\partial[R]^{-1}}{\partial\zeta} [B_{\nu}]^T [P] \\ &\quad - [P] [B_{\nu}] [R]^{-1} \frac{\partial[B_{\nu}]^T}{\partial\zeta} [P] \end{aligned} \quad (24)$$

평가함수의 설계변수에 대한 감도가 구해지면, 비선형 최적화 기법을 이용하여 최적의 설계변수를 구할 수 있다. 본 연구에서는 공액경사법을 이용하였다<sup>(15)</sup>.

### 5. 수치결과 및 고찰

시뮬레이션에서 이용한 차량의 제원은 트럭으로 가정하여 Hac<sup>(2)</sup>로부터  $M_b=10^4$  kg,  $m_f=m_r=10^3$  kg,  $I_b=1.2 \times 10^5$  kgm<sup>2</sup>,  $k_f=k_r=200$  kN/m,  $c_f=c_r=20$  kNs/m,  $k_{\nu f}=k_{\nu r}=2000$  kN/m,  $a_f=a_r=4$  m로 선정하였다. 탄성보에 대한 자료는 실제 차량의 1차 고유진동수와 거의 같은 값을 갖도록  $EI=10^8$  Nm<sup>2</sup>,  $\rho A=834$  kg/m,  $l=12$  m,  $\lambda=0.02$  s로 선정하였다. 그리고 탄성보의 진동모우드는 노면입력의 주파수특성을 고려하여 3차까지 고려하였다. 노면요철의 특성을 나타내는 상수는  $a=0.45$  m<sup>-1</sup>,  $\sigma^2=3 \times 10^{-4}$  m<sup>2</sup>로 선정하였으며 차량속도는  $v=20$  m/s로 가정하였다. 그리고 구동기의 특성은  $T=0.01$  sec,  $K=1000$  V/N으로 하였다.

본 연구에서 제어계와 구조계의 동시최적화를 위하여 선정한 설계변수로는 설계변경 가능한 매개변수이어야 하므로, 앞·뒤 현가장치의 강성특성  $k_f$ ,  $k_r$ 로 선정하였다. 시간역에서의 가속도 분산을 평가함수로 선정하여 동시최적화를 수행한 경우와 주파

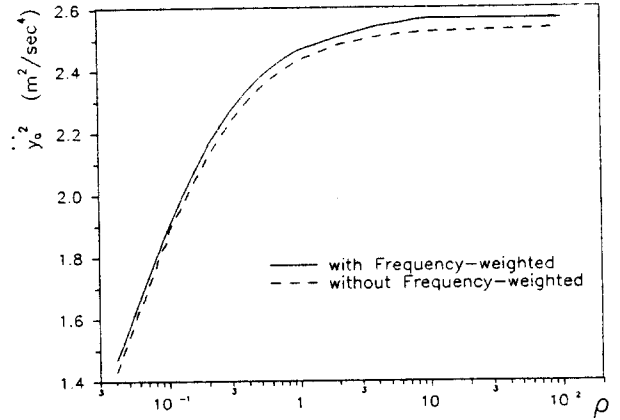


Fig. 3 The variance of acceleration of vehicle body for the simultaneous optimal design versus control weighting coefficient

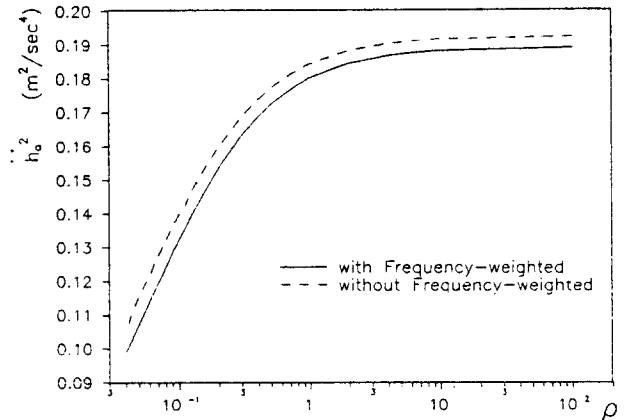


Fig. 4 The variance of frequency-weighted acceleration of vehicle body for the simultaneous optimal design versus control weighting coefficient

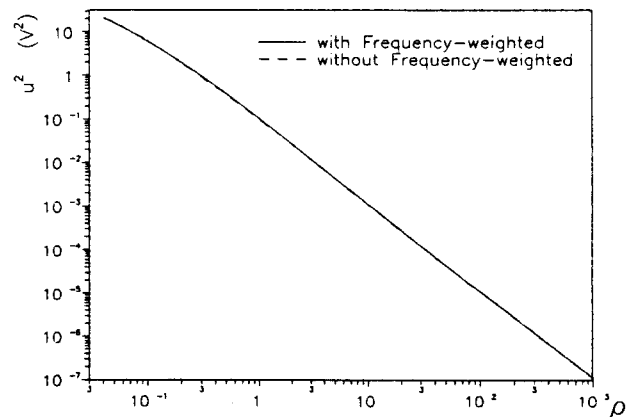


Fig. 5 The variance of control input for the simultaneous optimal design versus control weighting coefficient

수 가중치를 고려한 가속도 분산을 평가함수로 선정하여 동시최적화를 수행한 경우의 식 (8)의 제어력 가중치  $\rho$  변화에 따른 응답특성 비교를 Fig. 3, 4 및 5에 나타냈다. 실선은 주파수 가중치를 고려한 경우이고, 점선은 주파수 가중치를 고려하지 않은 경우의 결과이다. Fig. 3은 앞쪽 현가장치 지지점에서의 절대가속도의 분산이며, 시간역 최적제어의 동시최적화 결과가 주파수 성형된 최적제어의 동시최적화의 결과보다 낮게 결과가 나왔다. 이는 주파수 가중치를 고려하지 않은 동시최적화가 가속도의 시간역 분산을 최소화하도록 설계되어지기 때문이다. 그러나 Fig. 4에서 보듯이 주파수 성형된 가속도의 평가치는 주파수 증가치를 고려한 동시최적화의 경우가 낮음을 알 수 있다. Fig. 5는 제어력 크기의 분산으

로서, 두 경우가 거의 같은 크기를 나타냈다. 제어력 가중치  $\rho=1.2 \times 10^{-1}$ 의 경우, 제어계와 구조계의 동시최적화를 실시한 결과의 현가장치의 최적 강성값은  $k_f=1.3503 \times 10^2$  kN/m,  $k_r=3.2168 \times 10^2$  kN/m 이고, 주파수 성형된 최적제어와 구조계의 동시최적화를 실시한 결과의 최적 강성값은  $k_f=3.7646 \times 10^2$  kN/m,  $k_r=5.4499 \times 10^2$  kN/m였으며, 이 때의 앞쪽 현가장치 지지점에서의 가속도 스펙트럼 및 제어력의 스펙트럼 특성은 Fig. 6 및 7와 같다. Fig. 6 및 7에서 제어를 행하지 않은 경우나 최적제어만 수행한 경우보다 동시최적화를 수행한 경우가 가속도 응답과 제어입력이 저감됨을 알 수 있다. 그리고 Fig. 6의 가속도의 주파수 응답특성을 비교하면, 3 Hz ~ 20 Hz 사이에서는 주파수 성형된 최적제어의 동시최적화가 시간역 최적제어의 동시최적화보다 낮은 응답특성을 가지며, 그 외의 주파수 범위에서는 주파수 성형된 최적제어의 동시최적화보다 시간역 최적제어만의 동시최적화가 낮은 특성을 가지므로 원하는 주파수 범위에서는 주파수 성형된 최적제어의 동시최적화 결과가 단지 최적제어만의 동시최적화보다 향상된 결과를 보임을 알 수 있다. Fig. 7은 제어력에 대한 주파수 응답특성으로 제어력의 분산의 크기를 두 경우가 거의 같지만, 주파수 가중치를 고려한 경우가 관심주파수에서의 크기가 커지고, 그 외의 주파수 범위에서는 크기가 작아짐을 알 수 있다.

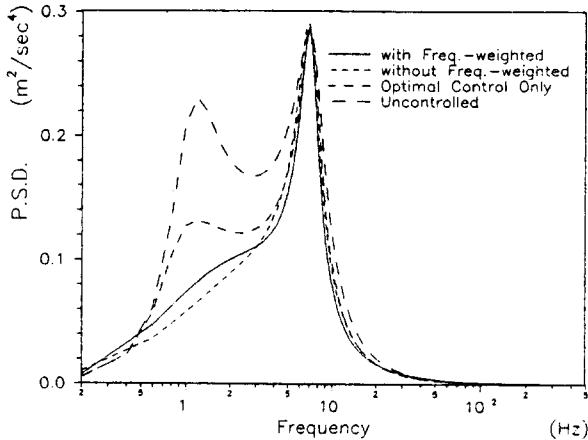


Fig. 6 The power spectral density function of the acceleration of vehicle body for the simultaneous optimal design

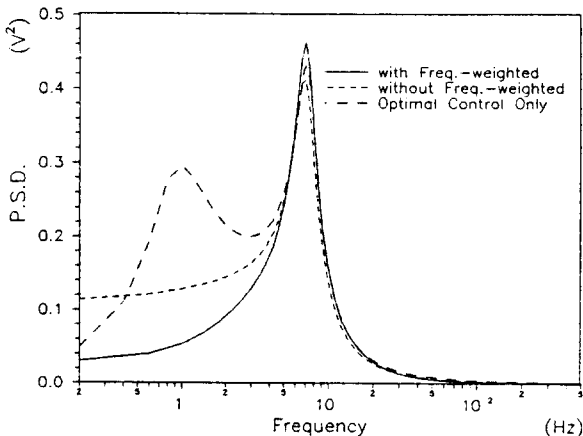


Fig. 7 The power spectral density function of control input for the simultaneous optimal design

## 6. 결 론

유색잡음의 노면입력을 받는 2륜 유연 차량모델에 대하여 인간의 감지곡선을 고려한 승차감의 향상을 위한 현가장치 구조계와 제어계의 동시최적화를 수행하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 능동형 차량 현가장치에 대하여 주파수 가중치를 고려한 구조계와 제어계의 동시최적화를 수행하는 방안을 제시하였다.

(2) 주파수 가중치를 고려한 평가함수에 대한 동시최적화는 같은 크기의 제어력으로 원하는 주파수 범위에서의 응답특성을 향상시킬 수 있었다.

(3) 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여, 본 연구에서 제시한 동시최적화 이론의 유용성이 검증되었다.

## 참 고 문 헌

- (1) Hac, A., 1985, "Suspension Optimization of a 2-DOF Vehicle Model using a Stochastic Optimal

- Control Technique,” J. Sound and Vibration, Vol. 100, No. 3, pp. 343~357.
- (2) Hac, A., 1986, “Stochastic Optimal Control of Vehicles with Elastic Body and Active Suspension,” J. of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 108, June, pp. 106~110.
- (3) 永井, 澤田, 1987, “柔構造彈性車體의 アクティブ制御技術,” 日本機械學會論文(C編), 53券, 492號, pp. 1750~1757.
- (4) Jeong, W. B., Yoshida, K., Kobayashi, H. and Oda, K., 1990, “State Estimation of Road Surface and Vehicle System using a Kalman Filter,” JSME Int. J. Series 3, Vol. 33, No. 4, pp. 528~534.
- (5) 鄭, 吉田, 長松, 角田, 1990, “周波數成形評價關數を用いた準最適出力制御による車輛の振動制御,” 日本機械學會論文(C編), 56券, 530號, pp. 2567~2774.
- (6) Junkins, J. L., 1985, “Eigenvalue Optimization Algorithms for Structure/Controller Design Iterations,” Journal of Guidance, Control and Dynamics, Vol. 8, Nov.~Dec., pp. 697~706.
- (7) Onoda, J. and Hafkta, R. T., 1988, “An Approach to Structure/Control Simultaneous Optimization for Large Flexible Spacecraft,” AIAA Journal, Vol. 25, No. 8, pp. 1133~1138.
- (8) Yamakawa, H., 1989, “Unified Method for Combined Structure and Control Optimization of Non-linear Mechanical and Structural Systems,” Computer Aided Optimum Design of Structures: Recent Advances, Springer-Verlag, Vol. 2, pp. 287~298.
- (9) 김창동, 정의봉, 1993, “능동형 차량 현가장치의 성능 향상을 위한 구조최적화,” 대한기계학회 논문집, 제17권, 제6호, pp. 1381~1388.
- (10) Janeway, R. N., 1948, “Passenger Vibration Limits,” SAE Journal, Aug., pp. 48.
- (11) Gupta, N. K., 1980, “Frequency-Shaped Cost Functional: Extension of Linear-Quadratic-Gaussian Design Methods,” J. Guidance and Control, Vol. 3, No. 6, Nov-Dec, pp. 529~535.
- (12) 吉田, 川原, 1988, “人間の感度を考慮したサスペンションの最適化,” 慶應義塾大學 大學院 碩士論文.
- (13) Dodds, C. J. and Robson, J. D., 1973, “The Description of Road Surface Roughness,” J. Sound and Vibration, Vol. 31, No. 2, pp. 175.
- (14) 榎木, 添田, 中溝, 1987, 確率システム制御の基礎, 日新出版, 日本.
- (15) Arora, J. S., 1989, Introduction to Optimum Design, McGraw-Hill, Chap 4~5.