대한기계학회 2001년도 추계학술대회논문집 A pp. 646~653 KSME 01F107

LQG/LTR제어기법을 이용한 자동차 서스펜션 시스템의 진동제어

안정근*·송창훈*·유삼현**·이종원***

Vibration Contol of Automotive Suspension System using the LQG/LTR Control Methodology

Jeong-Keun Ahn, Chang-Hun Song, Sam-Hyeon Yoo and Chong-Won Lee

Key Words: Target Filter Loop(목표 필터 루프), Kalman Filter(Kalman 필터), Singular Value(특이값), Frequency Domain Equality(주파수 영역 평형), Linear Quadratic Regulator(선형 2차 조정기), Riccati Equation(Riccati 방정식), Cost Function(비용함수)

Abstract

LQG/LTR Control Methology is recently used for the analysis of multi-variable control in frequency domain. Target filter loop is designed by the demanding requirements such as cross-over frequency, disturbance rejection in low frequency domain, zero steady-state error, identification of maximum and minimum singular values and sensor noise rejection in high frequency domain. Loop transfer recovery is accomplished by solving the cheap control and then simulation close to the target filter loop. In this study, LQG/LTR Control Methodology is applied to the seat suspension system. It is found that this technique is very effective to control the system and improve the ride quality of human body.

1. 서 론

차량의 승차감은 주행시 차량의 진동에 의하여 탑승자의 좌석을 통해 전달되는 느낌으로 차량의 성능을 나타내는 중요한 요소 중 하나이다.

차량의 탑승자가 장시간 진동에 노출될 경우 피로에 의한 능률의 감퇴와 허리 디스크와 같은 질병을 초래할 수 있으므로 진동 억제의 필요성이 절실히 요구되고 있다.

전통적으로 자동차 회사들은 수동 감쇠기(passive damper)의 최적화 설계에 의존하여 원하는 승차감을 달성해 왔으나 최근에는 승차감을 증가시키기 위하여 차체의 현가장치뿐만 아니라 시트 자체의 현가장치를 설계하는 것에 대한 관심 또한 높아지고 있다.[1]

본 연구에서는 신체 중 가장 피로를 많이 느끼게 되는 머리부분의 진동을 알아보고자 인체모형을 탑재한 자동차 모델링을 구성하였고 시스템의 안정성 보장, 보다 빠른 반응을 위해서 LQG/LTR (Linear Quadratic Gaussian control with Loop Transfer Recovery) 제어기법이 적용되었다.

LQG/LTR 제어기법은 까다롭지 않은 가정에서 잘 정의된 기법으로 안정도, 강인성 및 시스템의 주파수역 성능을 만족하는 목표 필터 루프를 설계하고 루프 전달 회복을 이용하여 보상된 시스템의 루프 전달함수행렬의 특이값을 목표 필터 루프의 전달함수행렬의 특이값 형상으로 회복시킴으로써 다변수 제어시스템을 조직적으로 할 수 있는 공학적 최적 제어 이론이라고 할 수 있다.[2]

* 중앙대학교 대학원
** 육군사관학교 무기공학과
*** 중앙대학교 기계공학부

2. LQG/LTR 제어기 설계

2.1 시스템의 교란 및 잡음

제어장치에 적용한 피드백 시스템은 일반적으로 Fig. 1과 같이 표현되고, 입력과 출력의 관계는 식(1)과 같이 나타내어진다.

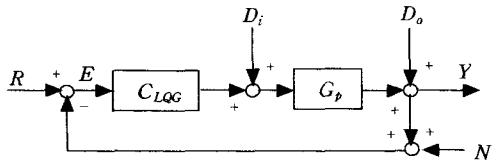

Fig. 1 Feedback system with controller

$$y = \frac{G_p C_{LQG}}{1+G_p C_{LQG}} R + \frac{1}{1+G_p C_{LQG}}(G_p D_i + D_o) - \frac{G_p C_{LQG}}{1+G_p C_{LQG}} N \quad (1)$$

여기서 G_p, C_{LQG}, D_i, D_o, N은 각각 시스템의 전달함수, 제어장치, 시스템 입구와 출구에서의 교란 그리고 잡음을 나타내고 있다. 이상적인 시스템의 표현은 입력에 따른 정확하고 빠른 출력을 나타내야 하고 교란 및 잡음의 제거를 위해 제어장치를 적용할 경우 아래와 같은 결과를 나타내야 한다.[3]

$$\frac{G_p C_{LQG}}{1+G_p C_{LQG}} \approx 1 : \text{입력에 대한 정확한 출력} \quad (2)$$

$$\frac{1}{1+G_p C_{LQG}} \approx 0 : \text{교란 제거} \quad (3)$$

$$\frac{G_p C_{LQG}}{1+G_p C_{LQG}} \approx 0 : \text{센서 잡음 제거} \quad (4)$$

식(2)는 폐루프 전달함수를, 식(4)는 민감도 전달함수를 나타낸다. 교란제거를 위해서 루프전달함수 $G_p C_{LQG}$의 값은 고주파 영역에서 충분히 커야하며 잡음제거를 위해서는 저주파 영역에서 충분히 작아야 한다.

2.2 목표 필터 루프(Target Filter Loop) 설계

LQG/LTR 제어기법을 적용하기 위한 시스템의 상태 공간모델식은 식(5)와 같다.

$$\dot{x}_p(t) = A_p x_p(t) + B_p u_p(t)$$
$$y_p(t) = C_p x_p(t) \quad (5)$$

여기서, 시스템의 $x_p(t)$는 상태벡터, $u_p(t)$는 입력벡터이고 $y(t)$는 출력벡터이다. 또한 시스템의 G_p는 정방행렬이고 식(6)과 같다.

$$G_p = C_p \Phi B_p \qquad \Phi = (sI - A_p)^{-1} \quad (6)$$

본 연구에서는 임의의 일정한 기준 입력이나 외란에 대하여 0-정상상태 오차를 갖는 LQG/LTR 피드백 제어 시스템을 설계하고자 한다. 이를 만족시키기 위해서는 자유적분요소를 포함하는 설계시스템이 필요하다. 새로운 설계시스템 G_d는 식(7)과 같이 나타낼 수 있으며 Fig. 2에서 보여주고 있다.[4]

$$G_d = G_p \frac{I}{s} \quad (7)$$

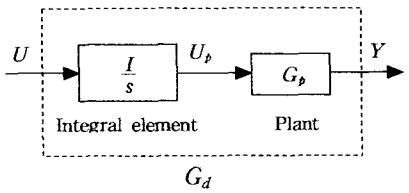

Fig. 2 System with free integrator

설계시스템은 적분요소가 첨가된 플랜트의 동력학식으로 나타내는데 식(8)과 같은 상태방정식으로 표현된다.

$$\dot{x} = Ax + Bu$$
$$y = Cx \quad (8)$$

여기서 A, B, C 그리고 x는 각각 식(9)로 나타내어진다.

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ B_p & A_p \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} I \\ 0 \end{bmatrix}, \quad C = [\,0 \;\; C_p\,]$$
$$x = [\,u_p \;\; x_p\,]^T \quad (9)$$

Kalman filter를 적용하여 목표 필터 루프를 설계할 경우 식(10)과 같이 표현할 수 있으며, Fig. 3은 목표 필터 루프를 나타내는 블럭선도이다.

$$G_{KF} = C\Phi H = C(sI-A)^{-1}H \tag{10}$$

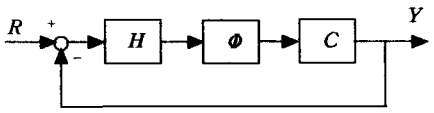

Fig. 3 Structure of target filter loop

필터 게인 행렬 H는 식(11)로부터 구할 수 있다.

$$H = \frac{1}{\mu}\Sigma C^T \tag{11}$$

여기서 μ는 설계상수이고 Σ는 식(12)의 Filter Algebraic Riccati Equation(FARE)으로부터 구할 수 있다.

$$A\Sigma + \Sigma A^T + LL^T - \frac{1}{\mu}\Sigma CC^T\Sigma = 0 \tag{12}$$

또한 주파수 영역 평형(Frequency Domain Equality; FDE)식으로부터 설계행렬 L을 구할 수 있으며 FDE는 식(13)과 같이 표현된다.

$$\sigma_i[I + G_{KF}(j\omega)] = \sqrt{1 + \frac{1}{\mu}\sigma_i{}^2[C_p(j\omega I - A_p)^{-1}L]} \tag{13}$$

여기서 σ_i는 주파수 영역에서의 특이값을 나타낸다. 먼저 저 주파수 영역에서 식(14)가 성립하므로 식(13)은 식(15)로 전환될 수 있다.

$$\lim_{\omega \to 0}(j\omega I - A_p)^{-1} \cong -A_p{}^{-1} \tag{14}$$

$$\sigma_i[G_{KF}(0)] \cong \frac{1}{\sqrt{\mu}}\sigma_i(-C_pA_p{}^{-1}L_{low}) \tag{15}$$

그러므로 저 주파수 영역에서 최대 및 최소 특이값이 일치하기 위해서는 식(16)을 만족해야 한다.

$$-C_pA_p{}^{-1}L_{low} = I$$

$$\text{또는 } L_{low} = -C_p(C_pA_p{}^{-1}C_p{}^T)^{-1} \tag{16}$$

또한 고 주파수 영역에서 식(17)이 성립하므로 식(13)으로부터 식(18)을 얻을 수 있다.

$$\lim_{\omega \to \infty}(j\omega I - A_p)^{-1} \cong \frac{1}{j\omega} \tag{17}$$

$$\sigma_i[G_{KF}(j\omega)] \cong \frac{1}{\omega\sqrt{\mu}}\sigma_i(C_pL_{high}) \tag{18}$$

여기서 최대 및 최소 특이값이 일치하기 위해서는 식(19)를 만족해야 한다.

$$L_{high} = C_p(C_pC_p{}^T)^{-1} \tag{19}$$

식(12)를 만족하는 설계행렬 L은 식(20)과 같으며

$$L = [L_{high} \quad L_{low}]^T \tag{20}$$

PC-Matlab 명령어 "LQE"로 필터 게인 행렬 H를 구할 수 있다.[5]

2.3 루프 전달 회복(Loop Transfer Recovery)

루프 전달 회복(LTR) 방법은 다변수 피드백 제어 시스템 설계에서 사용되고 있는 매우 강력하고 유용한 방법중의 하나이다. LTR단계는 보상된 플랜트의 루프 전달함수 G_dC_{LQG}를 TFL의 G_{KF}로 회복시키는 단계이다. LQG/LTR 기술을 적용한 시스템의 제어 장치와 입력에 대한 표현은 식(21)과 같으며 시스템의 블럭선도는 Fig. 4에서 보여주고 있다.

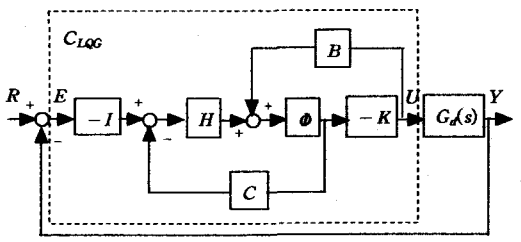

Fig. 4 Block Diagram of feedback system with a compensator

$$U = C_{LQG}E \qquad \Phi = (sI - A)^{-1}$$
$$C_{LQG} = K(sI - A + BK + HC)^{-1}H \tag{21}$$

필터 게인 행렬 H는 구했으므로 제어 게인 행렬 K를 설계하면 된다. 제어 게인 행렬은 비용함수(cost function; J)의 최소화로부터 유도할 수 있다.

$$J = \frac{1}{2}\int_0^\infty [x^T Q x + uRu]dt \tag{22}$$

여기서 $Q = C^T C = Q^T \geq 0$이며 R은 임의의 상수 행렬이다. 식(22)에 대한 해는 선형 2차 조정기(LQR)의 최적제어(cheap control; $\rho \to 0$)로부터 식(23)과 같이 구할 수 있으며 행렬 S는 식(24)의 Control Algebraic Riccati Equation (CARE)으로부터 구할 수 있다.

$$K = \frac{1}{\rho}B^T S \tag{23}$$
$$0 = -SA - A^T S - C^T C + \frac{1}{\rho}SBB^T S \tag{24}$$

PC-Matlab 명령어 "LQR"로 제어 게인 행렬 K를 구할 수 있다.[5]

식(21)의 C_{LQG}를 적용할 경우 상태함수는 식(25)와 같이 표현되며, A_k, B_k 그리고 C_k는 식(26)과 같다.

$$\dot{z} = A_k z + B_k e$$
$$u = C_k z \tag{25}$$

$$A_k = A - BK - HC, \quad B_k = -H$$
$$C_k = -K \tag{26}$$

3. 자동차 서스펜션 시스템의 모델링

이 연구에서 사용된 인체모형과 차체를 연계한 수학적 모델의 기본은 정지해 있는 1/4차량에 선형 시트를 설치하고 인체를 four mode system으로 나타내어 각 부분의 진동을 측정할 수 있도록 한 것이다. 이 모델은 제어기를 쉽게 설계할 수 있는 잇점이 있다. 이 모델은 인체 모형, 시트, 현가장치(suspension) 그리고 휠(wheel)을 포함한 시스템을 보여주는데 각 부분에 대응하는 선형 스프링과 감쇠 계수를 사용하였다.[6]

m_1, m_2, m_3, m_4는 인체를 머리, 가슴, 배, 하복부 4개의 질량을 가진 댐퍼-스프링 시스템으로 나타내었고[7] m_5, m_6, m_7는 시트, 차체, 휠을 나타낸 값이며 각각의 k와 c는 시트, 서스펜션, 휠의 강성과 감쇠를 나타낸다.

본 연구에서 적용된 각종 차량 계수들은 GM사 중형차의 계수를 사용하였으며 인체 계수와 차량 계수는 Table 1과 같다.

Table 1. System parameters of modeling

	$m(kg)$	$c(N \cdot s/m)$	$k(N/m)$
Head	4.17	250	134400
Upper Torso	15	200	10000
Viscera	5.5	330	20000
		$c' = 909$	$k' = 192000$
Lower Torso	36	2475	49341.6
seat	23.4	350	23424.8
body	1500	1150	25000
wheel	60		300000

시트와 현가장치에 제어기를 적용한 경우를 상단제어기(upper controller), 시트와 휠에 제어기를 적용한 경우를 교차제어기(cross controller) 그리고 현가장치와 휠에 제어기를 적용한 경우를 하단제어기(lower controller)라고 정의하였다.

각 경우에 대한 성능 비교를 위하여 신체 중 가장 피로를 많이 느끼는 머리부분의 진동에 대해 시뮬레이션을 실시하였으며 설계 요구 조건은 다음과 같다.

임의의 상수 입력에 대한 정상상태오차는 0이며, 교차주파수는 10rad/s, 저 주파수 영역에서의 교란 제거 효과는 0.1rad/s이내에서 1%이내이며, 고 주파수 영역에서의 센서 잡음 제거 효과는 300rad/s 이상에서는 3%이내이어야 한다.

3.1 상단제어기 적용

Fig. 5는 상단제어기를 적용한 경우의 시스템 모델링이며 운동방정식은 식(27)과 같다.

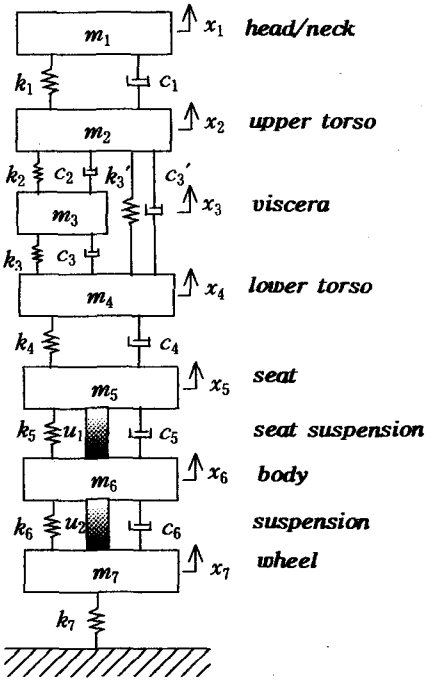

Fig. 5 A 7 DOF seat/suspension system with upper controller

$$
\begin{aligned}
&m_1\ddot{x}_1 + k_1(x_1 - x_2) + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = 0\\
&m_2\ddot{x}_2 - k_1(x_1 - x_2) + k_2(x_2 - x_3) + k_3'(x_2 - x_4)\\
&\quad - c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + c_3'(\dot{x}_2 - \dot{x}_4) = 0\\
&m_3\ddot{x}_3 - k_2(x_2 - x_3) + k_3(x_3 - x_4) - c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3)\\
&\quad + c_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) = 0\\
&m_4\ddot{x}_4 - k_3(x_3 - x_4) + k_4(x_4 - x_5) - k_3'(x_2 - x_4)\\
&\quad - c_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) + c_4(\dot{x}_4 - \dot{x}_5) - c_3'(\dot{x}_2 - \dot{x}_4) = 0\\
&m_5\ddot{x}_5 - k_4(x_4 - x_5) + k_5(x_5 - x_6) - c_4(\dot{x}_4 - \dot{x}_5)\\
&\quad + c_5(\dot{x}_5 - \dot{x}_6) = u_1\\
&m_6\ddot{x}_6 - k_5(x_5 - x_6) + k_6(x_6 - x_7) - c_5(\dot{x}_5 - \dot{x}_6)\\
&\quad + c_6(\dot{x}_6 - \dot{x}_7) = u_2 - u_1\\
&m_7\ddot{x}_7 - k_6(x_6 - x_7) + k_7x_7 - c_6(\dot{x}_6 - \dot{x}_7) = -u_2
\end{aligned}
\tag{27}
$$

3.2 교차제어기 적용

Fig. 6은 교차제어기를 적용한 경우의 시스템 모델링이며 운동방정식은 식(28)과 같다.

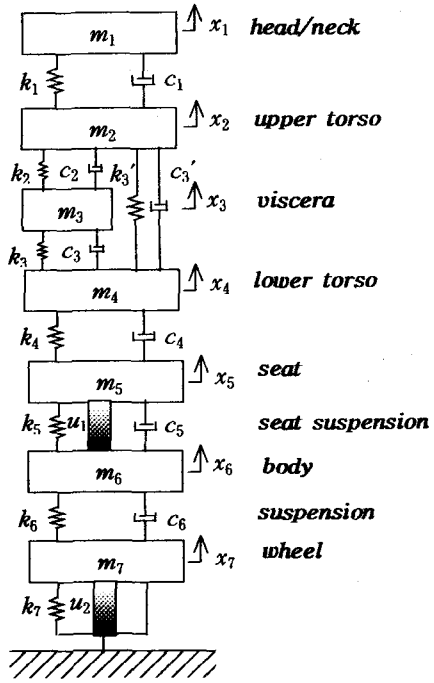

Fig. 6 A 7 DOF seat/suspension system with cross controller

$$
\begin{aligned}
&m_1\ddot{x}_1 + k_1(x_1 - x_2) + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = 0\\
&m_2\ddot{x}_2 - k_1(x_1 - x_2) + k_2(x_2 - x_3) + k_3'(x_2 - x_4)\\
&\quad - c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + c_3'(\dot{x}_2 - \dot{x}_4) = 0\\
&m_3\ddot{x}_3 - k_2(x_2 - x_3) + k_3(x_3 - x_4) - c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3)\\
&\quad + c_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) = 0\\
&m_4\ddot{x}_4 - k_3(x_3 - x_4) + k_4(x_4 - x_5) - k_3'(x_2 - x_4)\\
&\quad - c_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) + c_4(\dot{x}_4 - \dot{x}_5) - c_3'(\dot{x}_2 - \dot{x}_4) = 0\\
&m_5\ddot{x}_5 - k_4(x_4 - x_5) + k_5(x_5 - x_6) - c_4(\dot{x}_4 - \dot{x}_5)\\
&\quad + c_5(\dot{x}_5 - \dot{x}_6) = u_1\\
&m_6\ddot{x}_6 - k_5(x_5 - x_6) + k_6(x_6 - x_7) - c_5(\dot{x}_5 - \dot{x}_6)\\
&\quad + c_6(\dot{x}_6 - \dot{x}_7) = -u_1\\
&m_7\ddot{x}_7 - k_6(x_6 - x_7) + k_7x_7 - c_6(\dot{x}_6 - \dot{x}_7) = u_2
\end{aligned}
\tag{28}
$$

3.3 하단제어기 적용

Fig. 7는 하단제어기를 적용한 경우의 시스템 모델링이며 운동방정식은 식(29)와 같다.

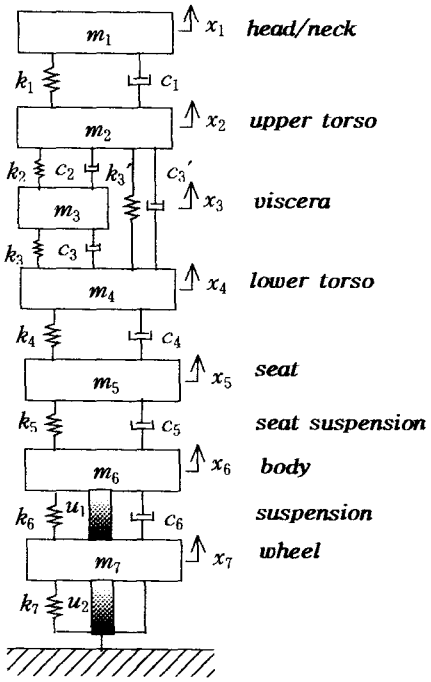

Fig 7. A 7 DOF seat/suspension system with lower controller

$$
\begin{aligned}
&m_1\ddot{x}_1 + k_1(x_1 - x_2) + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = 0\\
&m_2\ddot{x}_2 - k_1(x_1 - x_2) + k_2(x_2 - x_3) + k_3'(x_2 - x_4)\\
&\quad - c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + c_3'(\dot{x}_2 - \dot{x}_4) = 0\\
&m_3\ddot{x}_3 - k_2(x_2 - x_3) + k_3(x_3 - x_4) - c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3)\\
&\quad + c_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) = 0\\
&m_4\ddot{x}_4 - k_3(x_3 - x_4) + k_4(x_4 - x_5) - k_3'(x_2 - x_4)\\
&\quad - c_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) + c_4(\dot{x}_4 - \dot{x}_5) - c_3'(\dot{x}_2 - \dot{x}_4) = 0\\
&m_5\ddot{x}_5 - k_4(x_4 - x_5) + k_5(x_5 - x_6) - c_4(\dot{x}_4 - \dot{x}_5)\\
&\quad + c_5(\dot{x}_5 - \dot{x}_6) = 0\\
&m_6\ddot{x}_6 - k_5(x_5 - x_6) + k_6(x_6 - x_7) - c_5(\dot{x}_5 - \dot{x}_6)\\
&\quad + c_6(\dot{x}_6 - \dot{x}_7) = u_1\\
&m_7\ddot{x}_7 - k_6(x_6 - x_7) + k_7x_7 - c_6(\dot{x}_6 - \dot{x}_7) = u_2 - u_1
\end{aligned}
\tag{29}
$$

3.4 적용 및 시뮬레이션

설계 요구 조건을 만족하도록 목표 폐터 루프를 설계하고 루프 전달함수가 목표 폐터 루프에 접근하도록 제어장치를 설계하여 시뮬레이션을 실시한 결과는 다음과 같다.

주파수 영역에서 폐루프 시스템에 대하여 각각의 제어기를 적용하였을 때의 특이값을 Fig. 8에서 보여주고 있다. Fig. 8에서 입력에 대한 정확한 출력을 위한 조건으로 폐루프 전달함수의 특이값은 저 주파수 영역에서 1(0dB)의 값을 고 주파수 영역에서는 센서 잡음제거를 위해 0에 가까운 값을 나타내고 있다.

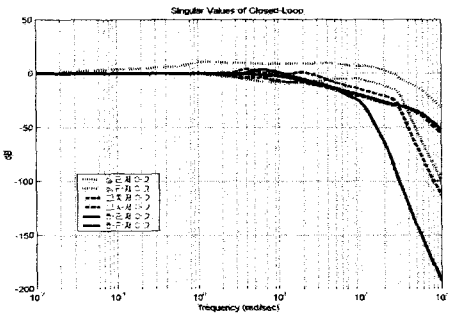

Fig. 8 Singular values of closed-loop transfer function

Fig. 9는 민감도 함수의 특이값을 보여주고 있으며, 민감도 전달함수가 저 주파수 영역에서 교란을 제거하기 위한 조건으로 0에 가까운 특이값을 취하고 있음을 보여주고 있다.

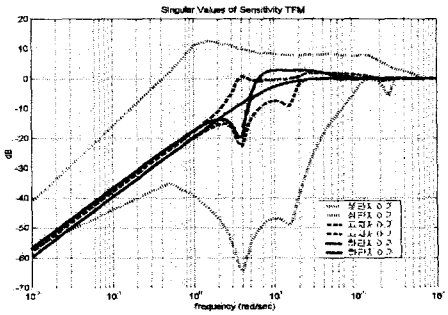

Fig. 9 Singular values of sensitivity TFM

제어장치를 적용하지 않은 시스템의 진동을 분석하기 위해 x_1, x_7의 초기 위치를 0.1m로 설정하여 가진시켰을 경우의 자유진동을 Fig. 10에서 보여주고 있다. 제어대상인 인체의 머리부분 진동에 해당하는 x_1의 경우 10초가 경과한 후에도 진동이 억제되지 않고 있음을 알 수 있다.

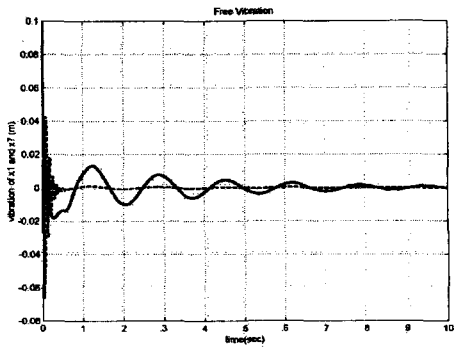

Fig. 10 Free vibration of system

Fig. 11은 동일한 초기 위치를 주었을 때 상단 제어기를 시스템에 적용한 경우의 x_1과 x_7의 진동을 나타내고 있다.

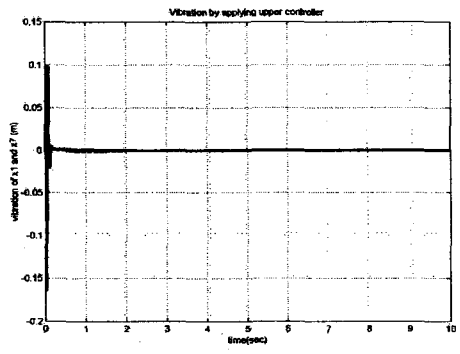

Fig. 11 Vibration by applying upper controller

Fig. 11에서 진동이 발생한 후 0.2초가 경과하면 x_1의 진동은 급격히 억제되는 것을 알 수 있지만 그래프를 확대하여 보면 잔류진동이 약 7초간 진행된다. 그리고 기준입력인 0.1m에 대해 시스템의 진동 폭이 갑자기 증가함을 알 수 있다.

Fig. 12는 동일한 초기 위치를 주었을 때 교차 제어기를 시스템에 적용한 경우의 x_1과 x_7의 진동을 나타내고 있다.

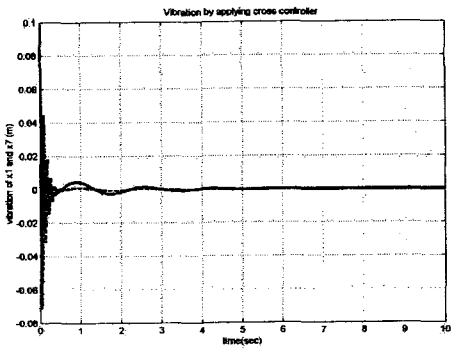

Fig. 12 Vibration by applying cross controller

Fig. 12에서 x_1의 잔류진동은 5초가 경과하면 완전히 억제되어 시스템이 안정화됨을 보여주고 있다.

Fig. 13은 동일한 초기 위치를 주었을 때 하단 제어기를 시스템에 적용한 경우의 x_1과 x_7의 진동을 나타내고 있다.

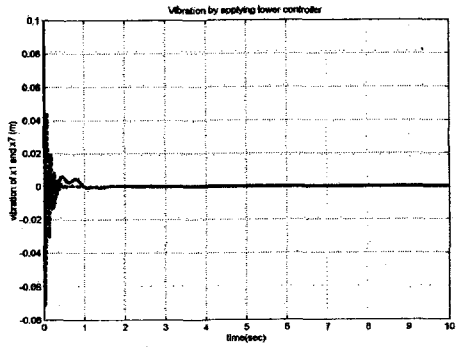

Fig. 13 Vibration by applying lower controller

Fig. 13에서 진동이 발생한 후 2초가 경과하면 x_1의 잔류진동은 완전히 억제되어 시스템이 안정화됨을 보여주고 있다.

좀 더 정확한 비교를 위하여 Fig. 14를 통해 기준입력에 대한 출력을 알아보았다.

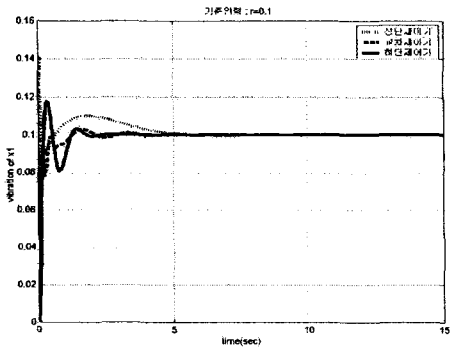

Fig. 14 Transient response for the reference input

Fig. 14는 머리부분의 기준입력을 0.1m로 하였을 때 상단제어기는 약 7초, 교차제어기는 약 5초 그리고 하단제어기는 약 2초 후에 기준입력에 접근하고 있음을 보여준다. 즉 하단제어기가 상단제어기나 교차제어기에 비하여 뛰어난 진동제어 성능이 있음을 알 수 있다.

4. 결 론

제어장치를 설계하는 궁극적인 목적은 설계된 제어장치를 시스템에 적용하였을 경우 기준입력에 대한 설계 요구 조건을 만족하는 출력을 얻는데 있다. 설계 요구 조건은 안정성과 정확성 그리고 보다 빠른 반응을 위한 방향으로 선정된다.

본 연구에서는 자동차 서스펜션 시스템 모델을 이용하여 LQG/LTR 제어 기법을 통한 제어기를 설계하였다. 그리고 인체 모델을 시스템에 적용하여 가장 피로를 많이 느끼게 되는 머리부분의 진동특성을 알아보았고 진동제어를 통해 가장 적절한 제어기의 위치를 알아내고자 하였다. 제어기의 위치는 시트와 현가장치, 시트와 휠 그리고 현가장치와 휠 이 세 가지 경우로 나누어 적용하였다. 그리고 각각의 경우를 상단제어기, 교차제어기, 하단제어기로 정의하였고 그에 대한 각각의 진동특성을 분석하였다.

그 결과 하단제어기를 적용하였을 때 인체에 전달되는 진동이 가장 효과적으로 감소되었음을 알 수 있다. 특히 피로도를 가장 민감하게 느끼는 머리부분의 진동시간과 진동 폭이 감소됨에 따라 피로를 적게 느끼게 되고 승차감도 향상됨에 따라 탑승객뿐만 아니라 운전자에게 보다 쾌적한 운전환경을 제공할 수 있음을 알 수 있다.

본 연구는 정지해 있는 차량의 진동제어에 관해서만 시뮬레이션 한 것으로 실제 로드(road)환경에서의 진동제어에 대한 연구도 병행되어야 할 것이다.

참고문헌

(1) 모창기, 선우명호, 1998, "유압식 반능동 진동흡수기를 이용한 자동차 의자 진동 제어", 한국자동차공학회 춘계학술대회 Vol. II pp.527~532.

(2) 김종식, 2001, "선형제어시스템공학", 청문각

(3) 정지현외 3명, 2000, "Model Based Compensator를 이용한 다변수 제어분석", 대한기계학회 추계학술대회 논문집(A) pp.564~569

(4) 유삼현외 3명, 1997, "LQG/LTR 설계 기법을 이용한 전차 포/포탑의 다변수 강인제어", 육사논문 53집, pp.597~617

(5) Delores M. Etter, 1997, "Engineeing Problem Solving with MATLAB", Prentice-Hall International, Inc.

(6) 모창기, 선우명호, 1999, "반능동 진동흡수기의 자동차 시트서스펜션에 대한 응용", 한국자동차공학회논문집 제 7권 제 8호 pp.160~171.

(7) Wan, Y., Schimmels, J.M, 1997, "Optimal Seat Suspension Design Based on Minimum Simulated Subjective Response", Journal of Biomechanical Engineering, pp.409~416