노면추정을 통한 반능동 현가시스템의 LQG 제어

LQG Control for Semi-Active Suspension Systems with Road-Adaptation

손 현 철, 홍 경 태, 홍 금 식*
(Hyun-Chul Sohn, Kyung-Tae Hong, and Keum-Shik Hong)

Abstract : A road-adaptive LQG control for the semi-active Macpherson strut suspension system of hydraulic type is investigated. A new control-oriented model, which incorporates the rotational motion of the unsprung mass, is used for control system design. First, based on the extended least squares estimation algorithm, a LQG controller adapting to the estimated road characteristics is designed. With computer simulations, the performance of the proposed LQG-controlled semi-active suspension is compared with that of a non-adaptive one. The results show better control performance of the proposed system over the compared one.

Keywords : semi-active suspension, new control-oriented model, road variation, extended least squares estimation algorithm, LQG controller

I. 서론

차량의 현가시스템은 노면으로부터의 외란을 차단하고 운전자에게는 조종안정성을 높이는 역할을 수행해야 한다. 노면외란의 차단이란 차량의 도로 주행 시 노면의 요철로 인해 유발된 차체의 진동을 억제하여 승객이 느끼는 승차감을 향상시키는 것 뿐만 아니라 차체의 심각한 진동으로 인한 화물 및 차체의 손상을 방지하는 것까지 포함하며, 조종안정성이란 바퀴가 노면에 충분히 접지되어 있어 엔진의 견인력을 도로면에 전달시키고 차량의 선회 시에 도로면과 바퀴사이에 충분한 마찰력을 제공하여 운전자의 핸들조작에 따른 차량의 선회운동을 충실하게 얻게끔 하는 것을 말한다.

현가시스템은 제어력의 발생방법에 따라 수동 현가시스템, 능동 현가시스템, 반능동 현가시스템으로 분류할 수 있다. 수동 현가시스템은 차체의 중량을 지지하기 위한 현가스프링과 일정한 크기의 유로를 가진 감쇠기로 구성된다. 따라서,고정된 유로에서 얻어지는 일정한 크기의 감쇠특성이 다양한 노면입력에 대하여 모든 주파수대역에서 승차감과 조종안정성을 개선시키기는 불가능하다. 반면에, 능동 현가시스템은 차체의 진동을 제어할 목적으로 별도의 구동기를 사용하므로 원하는 크기와 방향으로 제어력을 연속적으로 발생시켜 원하는 제어입력을 얻을 수 있으나 복잡한 장치로 인한 높은 비용이 문제가 된다. 그러므로 비용의 절감과 감쇠특성의 보완을 목적으로 댐퍼의 유로의 크기를 조절하거나 전기장 또는 자기장으로 유체의 감쇠특성을 바꾸는 반능동 현가시스템이 근래에 와서 많이 연구되고 있다.

능동/반능동 현가시스템을 부착함으로써 승차감과 조종안정성을 개선시키고자 하는 노력은 자동차회사 및 현가시스템 부품회사에서 오랜 기간동안 연구되어 왔고, 또한 진행되고 있다[1-11]. Karnopp 외 2인[6]은 차체를 고정된 가상의 천정과 댐퍼로 연결하게 되면 최적의 감쇠특성을 얻을 수 있다는 점에서 착안하여 이러한 감쇠특성을 발생하도록 제어기를 설계하여 차체의 진동을 감쇠시킴으로써 승차감을 향상시키는 스카이훅 제어방법을 제안하였다. 그러나 스카이훅 제어기법은 차체의 공진주파수에서의 진폭의 크기를 낮추는 점에는 효과적이나, 차축의 공진주파수에서는 수동 현가시스템보다 진폭이 커져 조종안정성에는 나쁜 영향을 끼치는 단점이 있다[4,5,10]. 이러한 문제점을 해결하기 위해 지면과 차축사이에도 가상의 댐퍼를 추가하여 차축의 공진도 제어하고자 하는 그라운드훅 제어가 제안되고 있으나[1], 차축의 절대속도를 알아야 하므로 센서의 개수와 계산량이 증가하게 된다. 또한 기존의 제어기는 고정된 제어이득을 사용하기 때문에 특정한 노면에 대해서만 우수한 제어성능을 나타내며, 이러한 제어기를 기준으로 설계된 반능동 현가시스템은 노면의 상태가 변하는 경우에 효과적으로 대처하지 못한다. 그러므로 노면의 변화에 가장 적합하도록 현가시스템의 감쇠력을 조절하기위해 노면특성을 규명하는 노면적응형 반능동 현가시스템이 핵심기술로 대두되고 있다[7,9,10,12-16]. 그리고 탑승자인 인간의 감지특성에 대한 연구는 자동차용 의자류 부품에서 많이 이루어졌으며 승차감의 해석측면에서 반드시 필요하다 하겠다[17-20].

본 논문에서는 노면의 굴곡을 백색잡음(white noise)을 입력으로 하는 ARMA(Auto-regressive Moving Average)모델로 표현할 수 있다고 가정하며, 성형필터의 매개변수를 이용하여 노면의 특성을 추정하기로 한다[9]. 본 논문에서 제안하는 반능동 현가시스템의 제어기는 확장된 최소제곱법 (extended least squares method)을 통해 추정된 노면특성과 인간의 감지특성을 LQG제어기의 동적가중치에 반영하여 설계한다. 또한, 제안된 반능동 현가시스템의 제어기성능을 모의실험을 통하여 기존의 승차감위주 스카이훅제어와 비교 검토하고, 노면변화에 대하여 기존의 제어기보다 우수함을 보인다.

본 논문의 공헌은 다음과 같다. 먼저, 노면의 통계적인 특성을 근사적으로 표현하며, 적응기법을 이용하여 노면의 상태를 실시간으로 추정한다. 추정된 노면상태를 이용하도록 설계된 LQG제어기는 컨트롤암의 회전운동을 고려한 새로운

* 책임저자(Corresponding Author)
논문접수 : 2002. 10. 26., 채택확정 : 2003. 6. 11.
손현철, 홍경태 : 부산대학교 지능기계공학과
(hcson@kebi.com/hongkt@pusan.ac.kr)
홍금식 : 부산대학교 기계공학부(kshong@pusan.ac.kr)

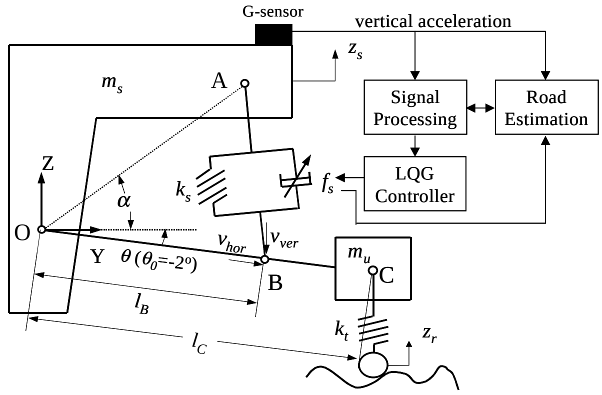


그림 1. 맥퍼슨형 반능동 현가시스템의 새로운 모델링.
Fig. 1. A new model for the semi-active Macpherson suspension.

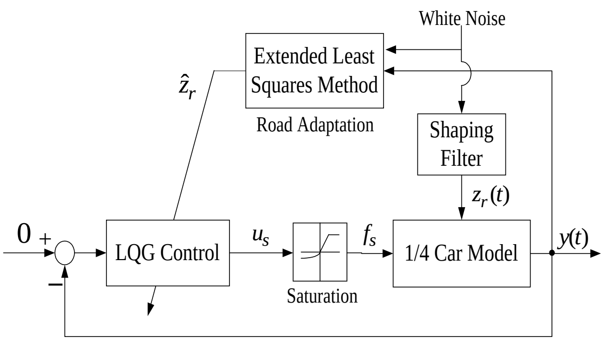


그림 2. 1/4-차량 모델에 대한 노면적응형 LQG제어.
Fig. 2. Schematic of the road-adaptive LQG control for a 1/4-car model.

1/4차량모델에 적용되며, 다양한 노면입력에 대해서 기존의 제어기에 비해 우수한 성능을 보인다. 본 논문에서 제안하는 제어기는 노면입력에 대한 인간의 감지특성을 고려하여 승차감 측면에서 기존의 제어기에 비해 우수하다 하겠다. 또한 연속가변댐퍼의 감쇠력은 노면적응 LQG제어기의 원하는 제어력을 추정하기 위해 현가시스템의 상대속도에 대한 다항식으로 근사화된다.

II. 1/4차량모델

그림 1은 맥퍼슨(Macpherson)형 반능동 현가시스템을 포함하는 1/4차량모델의 운동을 도식화한 개략도이며 그림 2는 노면 적응형 LQG제어의 개념도이다. 본 논문에서 사용되는 1/4차량모델은 기존의 선형 1/4차량모델에서 고려하지 못하고 있는 컨트롤암의 회전운동을 고려하여 유도된 모델이다. 컨트롤암이란 바퀴의 롤운동이 가능하도록 차체와 차축을 핀조인트로 연결하는 링크를 말하며, 컨트롤암의 질량은 차체 및 차축의 질량보다 매우 작아 무시할 수 있다고 가정한다. 그림 1에 대한 보다 구체적인 가정들은 참고문헌[4,11]을 참조하기로 한다. 1/4차량모델의 운동방정식은 차체의 수직변위 z_s 와 컨트롤암의 각변위 θ 를 일반화된 좌표계로 설정하여 아래와 같이 유도할 수 있다[4].

$$(m_s+m_u)\ddot{z}_s + m_u l_C\cos(\theta-\theta_o)\ddot{\theta} - m_u l_C\sin(\theta-\theta_o)\dot{\theta}^2 + k_t\{z_s + l_C(\sin(\theta-\theta_o)-\sin(\theta_o)) - z_r\} = 0, \quad (1)$$

$$m_u l_C^2\ddot{\theta} + m_u l_C\cos(\theta-\theta_o)\ddot{z}_s + k_t l_C\cos(\theta-\theta_o)\{z_s + l_C(\sin(\theta-\theta_o) - \sin(-\theta_o)) - z_r\} - \frac{1}{2}k_s\sin(\alpha'-\theta)[b_l + d_l/\{c_l - d_l\cos(\alpha'-\theta)\}^{1/2}] = -l_B f_s, \quad (2)$$

여기서

$$a_l = l_A^2 + l_B^2,\ b_l = 2l_A l_B,\ c_l = a_l^2 - a_l b_l\cos(\alpha'),$$

$$\alpha' = \alpha + \theta_o,\ d_l = a_l b_l - b_l^2\cos(\alpha')$$

이며, 시뮬레이션시에 사용된 1/4차량 모델의 각종 차량제원은 표 1과 같다.

표 1. 모의실험에 사용된 1/4차량 모델의 제원.
Table 1. Nominal parameter values used in simulations.

Parameters	Description	Nominal value
m_s	Sprung mass	453 Kg
m_u	Unsprung mass	36 Kg
k_s	Coil spring constant	17,658 N/m
k_t	Tire spring constant	183,887 N/m
l_A	Distance from O to A	0.66 m
l_B	Distance from O to B	0.34 m
l_C	Length of the control arm	0.37 m
α	Angle between the y -axis and $\overline{OA}$	74°
θ_0	Angular displacement of the control arm at a static equilibrium point	–2°

운동방정식 (1)-(2)에서 상태변수는 $[x_1\ x_2\ x_3\ x_4]^T = [\ z_s\ \dot{z}_s\ \theta\ \dot{\theta}\ ]^T$ 로 정의되며, 출력변수는 $y(t) = \ddot{z}_s(t)$ 이다. 1/4차량 모델에 대한 선형 상태방정식은 비선형 운동방정식 (1)-(2)를 평형상태 $x_e = (0,\ 0,\ \theta_o,\ 0)$ 에서 선형화하여 아래와 같이 얻을 수 있다.

$$\dot{x}(t) = A_m x(t) + B_1 f_s + B_2 z_r(t),\ x(0) = x_o, \quad (3)$$

$$y(t) = C_m x(t) + D_1 f_s + D_2 z_r, \quad (4)$$

여기서

$$A_m = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ a_{21} & 0 & a_{23} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ a_{41} & 0 & a_{43} & 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -0.494 & 0 & 21.177 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -13,796 & 0 & -5105.4 & 0 \end{bmatrix},$$

$$B_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ \dfrac{l_B \cos(-\theta_o)}{m_s l_C + m_u l_C \sin^2(-\theta_o)} \\ 0 \\ -\dfrac{(m_s + m_u) l_B}{m_s m_u l_C^2 + m_u^2 l_C^2 \sin^2(-\theta_o)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0.002 \\ 0 \\ -0.074 \end{bmatrix},$$

$$B_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ \dfrac{k_t l_C \sin^2(-\theta_o)}{m_s l_C + m_u l_C \sin^2(-\theta_o)} \\ 0 \\ \dfrac{m_s k_t l_C \cos(-\theta_o)}{m_s m_u l_C^2 + m_u^2 l_C^2 \sin^2(-\theta_o)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0.494 \\ 0 \\ 13,796 \end{bmatrix},$$

$$C_m = \begin{bmatrix} a_{21} & 0 & a_{23} & 0 \end{bmatrix},$$

$$D_1 = \left[\frac{l_B \cos(-\theta_o)}{m_s l_C + m_u l_C \sin^2(-\theta_o)} \right] = [0.002],$$

$$D_2 = \left[\frac{k_t l_C \sin^2(-\theta_o)}{m_s l_C + m_u l_C \sin^2(-\theta_o)} \right] = [0.494]$$

이고, a_{21}, a_{23}, a_{41}, a_{43} 에 대한 정확한 수식들은 참고문헌[5]을 참조한다.

III. 노면적응기법

차량의 현가시스템을 제어하는 목적은 크게 승차감과 조종안정성을 향상시키는 것이며, 승차감은 노면의 불규칙성에 따른 차량의 수직방향 응답특성에 많은 영향을 받는다. 노면의 형상에 대한 연구는 크게 두가지로 분류하면 첫째, 실험적인 방법으로 도로의 변위를 측정하여 데이터를 수식화하는 것과 둘째, 확률적인 가상신호를 이용하여 실제의 노면과 유사한 특성을 가지는 노면을 생성하는 방법이 있다[21]. 이와 같은 방법으로 실제 노면과 유사하게 재구성된 노면정보는 차량의 가속내구시험, 진동시험 등에 많이 사용되고 있다[22,23]. 본 논문에서는 노면의 특성을 실시간으로 추정하여 승차감과 조종안정성을 향상시키고자 한다.

1. 노면요철 모델링

일반적으로 노면모델은 백색잡음 $\varepsilon(t)$ 을 입력으로 하고 실제 노면 $z_r(t)$ 과 같은 통계적인 특성을 가지는 유색잡음(colored noise)을 출력으로 하는 일종의 성형필터(shaping filter)로 표현되며, 그 통계적 특성은 파워스펙트럼 밀도에 의해서 기술된다[24-28]. 노면정보를 측정하고 이를 수식적으로 표현한 대표적인 방법은 ISO, MIRA, Wong등에 의해 이미 제시되었으며, 본 논문에서는 노면의 파워스펙트럼 밀도를 아래의 식으로 근사화한다[14].

$$S_v(v) = \frac{\sum_{j=0}^{m} b_{vj} v^{2j}}{\sum_{i=0}^{n} a_{vi} v^{2i}}, \tag{5}$$

여기서 v 는 노면의 공간주파수(단위길이 당의 파형의 수)이고, a_{vi} 와 b_{vj} 는 성형필터의 매개변수들이다. 차량이 주행할 때 노면의 입력은 거리에 대한 공간주파수로 표현되는 것이 아니라 시간의 함수로 표현되며, 노면의 파워스펙트럼 밀도의 평균제곱 (총면적)은 변하지 않으므로 아래의 관계가 성립한다.

$$S_r(\omega) d\omega = S_v(v) dv, \tag{6}$$

여기서 $S_r(\omega)$ 는 노면입력의 가진주파수 $\omega[rad/\sec]$ 에 대한 노면입력의 파워스펙트럼 밀도를 나타내며, 차량의 속력이 V 일 때 ω 는 다음과 같다.

$$\omega = 2\pi v V. \tag{7}$$

그러므로 노면의 파워스펙트럼 밀도는 $dv = (2\pi V)^{-1} d\omega$ 의 관계를 이용하면 아래 식으로 표현된다.

$$S_r(\omega) = \frac{\sum_{j=0}^{m} b_{vj} (2\pi V)^{-2j-1} \omega^{2j}}{\sum_{i=0}^{n} a_{vi} (2\pi V)^{-2i} \omega^{2i}}. \tag{8}$$

백색잡음을 입력으로 하는 성형필터의 출력에 대한 파워스펙트럼 밀도가 노면입력의 파워스펙트럼 밀도와 같도록 성형필터의 전달함수 $G_r(j\omega) = z_r(t)/\varepsilon(t)$ 를 결정하고, 성형필터의 입력에 대한 출력의 파워스펙트럼 밀도함수를 다음과 같이 나타낸다[13].

$$S_r(\omega) = |G_r(\omega)|^2 S_\varepsilon(\omega), \tag{9}$$

여기서 $S_\varepsilon(\omega)$ 와 $S_r(\omega)$ 은 성형필터의 입력과 출력에 대한 파워스펙트럼 밀도함수이다. 성형필터의 전달함수는 백색잡음의 특성 $S_\varepsilon(\omega) = 1$ 을 이용하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$G_r(s) = \sqrt{(2\pi V)^{2n-2m-1}} \frac{\sqrt{b_{vm}} \prod_{j=0}^{m} (s - z_j)}{\sqrt{a_{vn}} \prod_{i=0}^{n} (s - p_i)}, \tag{10}$$

여기서 $s = j\omega$ 이고, p_i, z_j 은 각각 아래 식들의 음의 근들이다.

$$\sum_{i=0}^{n} (-1)^i a_{vi} (2\pi V)^{-2i} s^{2i} = 0, \tag{11}$$

$$\sum_{j=0}^{m} (-1)^j b_{vj} (2\pi V)^{-2j-1} s^{2j} = 0. \tag{12}$$

본 논문에서는 $m = 0$, $n = 2$ 로 두고 노면의 거칠기와 차량의 속력 V 에 따른 (8)에서 구한 노면입력의 파워스펙트럼

밀도를 표 2에 나타낸다[1,14]. 또한 각각의 노면입력에 대한 성형필터의 매개변수를 표 2에 나타낸다. 차량모델을 반차량 혹은 전차량으로 확장할 경우, 차량의 앞-뒤 바퀴에 작용하는 노면들은 단순한 시간지연요소를 가지며, 차량의 좌-우 바퀴에 작용하는 노면들은 고주파수로 갈수록 상호상관함수가 줄어들게 된다[2,27].

2. 확장된 최소제곱법

노면의 특성은 확장된 최소제곱법을 이용하여 추정되고, 추정된 노면상태를 동적 가중치에 반영하여 노면적응 LQG 제어기를 설계한다. 먼저 노면특성을 나타내는 성형필터의 전달함수는 백색잡음 $\varepsilon(t)$ 을 입력으로 하는 (10)의 ARMA 모델을 z-변환하여 구할 수 있다.

$$G_r(z^{-1}) = \frac{z_r(t)}{\varepsilon(t)} = \frac{b_{k_1} z^{-1} + b_{k_2} z^{-2}}{1 + a_{k_1} z^{-1} + a_{k_2} z^{-2}} . \tag{13}$$

성형필터의 매개변수들을 추정하기 위해 (13)을 귀환 모델(regression model)로 나타내면 다음과 같다.

$$z_r(t) = \Phi^T(t-1)\theta , \tag{14}$$

여기서 추정하고자 하는 매개변수 벡터 θ 와 알고있는 변수들로 구성된 귀환변수 벡터 $\Phi(t-1)$ 는 아래와 같다.

표 2. 노면입력과 성형필터의 파워스펙트럼 밀도.
Table 2. Power spectrum density functions of the road input and shaping filter.

	Road profiles $S_r(\omega)$	Shaping filter $G_r(s)$
50km/h Paved road	$\frac{0.7332}{\omega^4 - 191\omega^2 + 2.308\times10^5}$	$\frac{0.7332}{s^2 + 27.75s + 480.4}$
50km/hr Standard unpaved road	$\frac{4.715}{\omega^4 + 33000\omega^2 + 1.046\times10^8}$	$\frac{4.715}{(s+59.14)(s+172.7)}$
40m/hr Very poor unpaved road	$\frac{15.37}{\omega^4 + 8633\omega^2 + 2.521\times10^6}$	$\frac{15.37}{(s+17.10)(s+363.9)}$

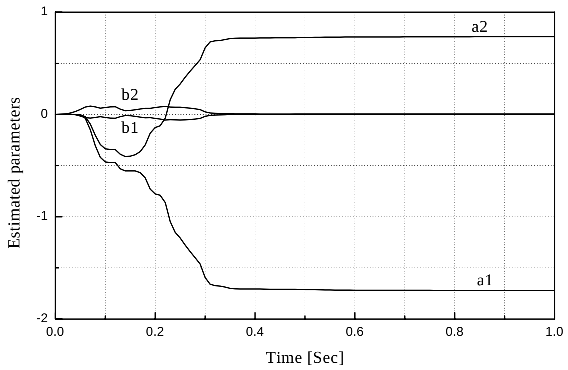


그림 3. 성형필터의 매개변수 추정.
Fig. 3. Estimated parameters of the shaping filter.

$$\theta = [a_{k_1} \quad a_{k_2} \quad b_{k_1} \quad b_{k_2}]^T , \tag{15}$$

$$\Phi(t-1) = [-z_r(t-1) \;\; -z_r(t-2) \;\; \varepsilon(t-1) \;\; \varepsilon(t-2)]^T . \tag{16}$$

$z_r(t)$ 의 추정치 $\hat{z}_r(t)$ 는 다음과 같이 나타낸다.

$$\hat{z}_r(t) = \Phi^T(t-1)\hat{\theta}(t) . \tag{17}$$

최소제곱법의 성능지수 J_{LS} 는 아래와 같이 추정오차 $e_s(t) = z_r(t) - \hat{z}_r(t)$ 의 가중된 제곱항으로 선정되고, 매개변수 벡터 $\hat{\theta}$ 은 아래의 성능지수를 최소화하는 방향으로 결정된다.

$$J_{LS}(\hat{\theta}, t) = \frac{1}{2}\sum_{i=1}^{t} \lambda^{t-i} \left\{ z_r(i) - \Phi^T(i-1)\hat{\theta}(i) \right\}^2 , \tag{18}$$

여기서 λ ($0 < \lambda \le 1$)는 망각지수(forgetting factor)이며, 본 논문에서는 $\lambda = 0.9$ 값을 사용한다. $\Phi^T\Phi$ 의 역행렬이 존재한다면 J_{LS} 를 최소로 하는 $\hat{\theta}(t)$ 는 다음과 같이 유도된다[29].

$$\hat{\theta}(t) = \hat{\theta}(t-1) + L(t)[z_r(t) - \Phi^T(t)\hat{\theta}(t-1)] , \tag{19}$$

$$L(t) = \frac{P(t-1)\Phi(t)}{\lambda + \Phi^T(t)P(t-1)\Phi(t)} , \tag{20}$$

$$P(t) = \frac{1}{\lambda}\{I - L(t)\Phi^T(t)\}P(t-1) . \tag{21}$$

성형필터의 매개변수를 추정하기 위해서는 (16)의 귀환변수 벡터들을 모두 알고 있어야만 한다. 본 논문에서 귀환변수 z_r 과 ε 은 출력변수 $\ddot{z}_s$ 를 이용하여 구한다. 노면입력 $z_r(s)$ 에 대한 출력변수 $\ddot{z}_s(s)$ 의 전달함수는 (3)-(4)로부터 아래와 같다.

$$\begin{aligned} G_{rs}(s) &\overset{\Delta}{=} \frac{\ddot{z}_s(s)}{z_r(s)} = C'(sI - A')^{-1}B_2 + D_2 \\ &= \frac{0.5s^4 + 17212.4s^3 + 317325s^2 - 11.5s - 212.6}{s^4 + 45.7s^3 + 509765s^2 + 17212.4s + 317359} , \end{aligned} \tag{22}$$

여기서 $A' = A_m + B_1 H$, $C' = C_m + D_1 H$ 이며, (A_m , B_2 , C_m , D_2)는 (3)-(4)에서 언급한 값들이다. 또한 반능동 현가시스템의 감쇠력 f_s 는 일정한 감쇠계수를 가지는 값으로 가정하여 $c_p \Delta\dot{l} \cong Hx \overset{\Delta}{=} c_p \left[0 \quad 0 \quad \partial\Delta\dot{l}/\partial\theta \quad \partial\Delta\dot{l}/\partial\dot{\theta} \right]_{x_e} x$ 로 대체한다[9]. 본 논문에서는 $H = [0 \quad 0 \quad 0 \quad 614]$ 를 사용한다. 노면입력 $z_r(s)$ 는 (22)의 전달함수를 이용하여 추정되며, 필터의 안정성을 위해 20Hz의 절점주파수를 갖는 저주파 통과필터가 아래와 같이 추가된다.

$$z_r(s) = \frac{40\pi}{s + 40\pi} \cdot G^{-1}{}_{rs}(s) \cdot \ddot{z}_s(s) . \tag{23}$$

귀환벡터 (16)에서 백색잡음은 측정 및 예측이 불가능하므로 아래와 같이 근사화할 수 있다.

$$\varepsilon(t) \cong \zeta(t) = z_r(t) - \Phi^T(t-1)\hat{\theta}(t) \,. \qquad (24)$$

그러므로 최종적으로 구해지는 귀환변수 벡터 $\Phi(t-1)$ 는 다음과 같다.

$$\Phi(t-1) = [-z_r(t-1) \;\; -z_r(t-2) \;\; \zeta(t-1) \;\; \zeta(t-2)]^T \,. \qquad (25)$$

그림 3은 포장도로를 50km/h의 속력으로 주행할 때, 성형필터의 매개변수 값을 보여주고 있다. 그림 3에서 성형필터의 매개변수는 0.3초 이후에 실제 도로의 특성값으로 수렴하고 있다.

IV. 노면적응 반능동 현가시스템

차량제어의 목적은 크게 승차감과 조종안정성을 향상시키는 것이며, 고정된 제어이득은 서로 상충되는 제어목적을 만족시킬 수 없다. 그러나 제어이득을 주행하는 노면의 특성에 따라 변화시키는 노면적응기법은 상충되는 제어목적을 모두 만족시킬 수 있다. 본 논문에서는 추정된 노면에 대한 매개변수 $\hat{\theta}(t)$ 와 인간의 감지특성을 동적 가중치에 반영하여 LQG제어기를 설계한다[7]. LQG제어기에 의해 결정된 감쇠력은 반능동 현가시스템의 상대속도에 따라 전류를 인가하여 오리피스의 개구면적을 조절함으로써 추종된다.

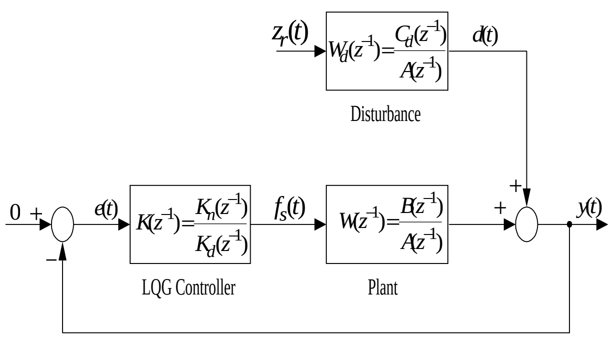


그림 4. 출력 되먹임 제어시스템.
Fig. 4. Output feedback control system.

1. LQG 제어기 설계

그림 4에서 반능동 현가시스템의 감쇠력 f_s 에 대한 출력변수 y 로의 전달함수 $W(z^{-1})$ 와 노면입력 z_r 에 대한 출력변수 $\Phi_{ue} = M^*\Phi_{dd}S$ 로의 전달함수 Φ_{dd} 는 (3)-(4)를 0.01초의 샘플링시간으로 Z-변환하여 얻어진다.

$$W(z^{-1}) = \frac{y(t)}{f_s(t)} \stackrel{\Delta}{=} \frac{B(z^{-1})}{A(z^{-1})} \,, \qquad (26)$$

$$W_d(z^{-1}) = \frac{y(t)}{z_r(t)} \stackrel{\Delta}{=} \frac{C_d(z^{-1})}{A(z^{-1})} \,. \qquad (27)$$

$\varepsilon(t)$ 는 통계적 특성이 $N(0,\,\sigma^2)$ 인 백색잡음이고, 플랜트의 전달함수 $W(z^{-1})$ 는 안정가능하고 검출가능하며, 외란 전달함수 $W_d(z^{-1})$ 는 점근적으로 안정하다고 가정한다. 외란에 대한 감도전달함수 $S(z^{-1})$ 와 제어감도전달함수 $M(z^{-1})$ 를 아래와 같이 둔다.

$$S(z^{-1}) = \frac{y(t)}{d(t)} = \frac{1}{1+W(z^{-1})K(z^{-1})} \,, \qquad (28)$$

$$M(z^{-1}) = -\frac{f_s(t)}{d(t)} = \frac{K(z^{-1})}{1+W(z^{-1})K(z^{-1})} \,. \qquad (29)$$

LQG제어기의 성능지수는 아래와 같이 정의한다[28].

$$\begin{aligned} J &= \frac{1}{2\pi j}\oint_{|z|=1} X(z^{-1})\frac{dz}{z} \\ &= \frac{1}{2\pi j}\oint_{|z|=1}\left\{Q_c\Phi_{ee} + R_c\Phi_{uu} + G_c\Phi_{ue} + G_c^*\Phi_{eu}\right\}\frac{dz}{z}. \end{aligned} \qquad (30)$$

위첨자 *는 수반(adjoint)이고, $Q_c(z^{-1})$, $R_c(z^{-1})$, $G_c(z^{-1})$ 는 동적가중치이며 각각 다음과 같다.

$$Q_c = \frac{B_q^* B_q}{A_q^* A_q} \,,\;\; R_c = \frac{B_r^* B_r}{A_r^* A_r} \,,\;\; G_c = \frac{B_q^* B_r}{A_q^* A_r} \,. \qquad (31)$$

$\Phi_{uu}(z^{-1})$, $\Phi_{ee}(z^{-1})$, $\Phi_{ue}(z^{-1})$ 는 각각 감쇠력 $f_s(t)$ 에 대한 스펙트럼, 오차 $e(t)$ 에 대한 스펙트럼, 감쇠력과 오차의 곱에 대한 스펙트럼을 나타내며 다음과 같다.

$$\Phi_{uu} = M\Phi_{dd}M^* \,, \qquad (32)$$

$$\Phi_{ee} = S\Phi_{dd}S^* \,, \qquad (33)$$

$$\Phi_{ue} = M^*\Phi_{dd}S \,, \qquad (34)$$

여기서 Φ_{dd} 는 외란에 대한 스펙트럼이며 다음과 같다.

$$\Phi_{dd} = Y_f^* Y_f = \left\{\frac{C_d}{A}\varepsilon(t)\right\}^* \left\{\frac{C_d}{A}\varepsilon(t)\right\} = \frac{C_d^* C_d}{A^* A} \,. \qquad (35)$$

(32)-(35)를 (30)에 대입하여 정리하면 $X(z^{-1})$ 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} X(z^{-1}) = Y_f^*[&M^*(W^*Q_cW + R_c - W^*G_c - G_c^*W)M + Q_c \\ &- M^*W^*Q_c - Q_cWM + MG_c + M^*G_c^*]Y_f \,. \end{aligned} \qquad (36)$$

(36)을 간략화하기 위해 Y_c 와 Φ_h 를 아래와 같이 정의한다.

$$Y_c^* Y_c = W^*Q_cW + R_c - W^*G_c - G_c^*W \,, \qquad (37)$$

$$\Phi_h = W^*\Phi_{dd}Q_c - G_c^*\Phi_{dd} \ . \tag{38}$$

성능지수 $X(z^{-1})$ 는 (37)과 (38)를 (36)에 대입하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} X &= Y_f^*[M^*(W^*Q_cW + R_c - W^*G_c - G_c{}^*W)M + Q_c \\ &\quad - M^*W^*Q_c - Q_cWM + MG_c + M^*G_c{}^*]Y_f \\ &= (Y_cMY_f - Y_c^{*-1}\Phi_hY_f^{*-1})^*(Y_cMY_f - Y_c^{*-1}\Phi_hY_f^{*-1}) \\ &\quad + Q_c\Phi_{dd} - Y_c^{*-1}\Phi_hY_f^{*-1}Y_f^{-1}\Phi_h^*Y_c^{-1} \ . \end{aligned} \tag{39}$$

2. 최적화 문제

(39)에서 마지막 2개 항은 제어감도 $M(z^{-1})$ 와 상관없기 때문에 무시하고 전개한다. (37)은 (26)과 (31)을 대입하여 아래와 같이 정의할 수 있다.

$$Y_c^*Y_c = \frac{D_c^*D_c}{AA^*A_qA_q^*A_rA_r^*} \ . \tag{40}$$

(40)을 이용하여 (39)의 각 항들을 정리하면 다음과 같다.

$$Y_cMY_f = \frac{D_cC_dK_n}{AA_qA_r(AK_d + BK_n)} \ , \tag{41}$$

$$Y_c^{*-1}\Phi_hY_f^{*-1} = \frac{B_qC_d(A_r^*B^*B_q^* - A^*A_q^*B_r^*)}{D_c^*AA_q} \ . \tag{42}$$

다항식으로 표현된 항들을 간략화하기 위해 Diophantine 식들을 도입하기로 한다. 먼저 (42)의 우변은 D_c^* 와 AA_q 의 항으로 부분분수 전개하면 G 와 F 의 해를 갖는 Diophantine 식으로 표현된다.

$$D_c^*Gz^{-g} + FAA_q = B_qC_d(A_r^*B^*B_q^* - AA_q^*B_r^*)z^{-g} \ , \tag{43}$$

여기서 g 는 (43)이 z^{-1} 의 곱수에 관한 다항식으로만 표현되게 하는 최소값이다. 예로 D_c^* 는 z 의 다항식으로 표현되므로 z^{-1} 의 곱수가 곱해져야 한다.

성능지수의 최적문제를 다루기 위해 (39)의 첫번째 항은 다음과 같이 표현된다.

$$Y_cMY_f - Y_c^{*-1}\Phi_hY_f^{*-1} = \frac{D_cC_dK_n}{AA_qA_r(AK_d + BK_n)} - \frac{G}{AA_q} - \frac{Fz^g}{D_c^*} \ . \tag{44}$$

(44)을 간략화하기 위해 D_cC_d 를 대처할 수 있는 Diophantine 식을 도입한다. 두 번째 Diophantine 식의 해는 H 와 F 이며, F 는 (43)의 값과 동일하게 한다.

$$D_c^*A_rHz^{-g} - FBA_rA_q = (B_rB_r^*A^*A_qA_q^* - B^*B_q^*B_rA_qA_r^*)C_dz^{-g} \ . \tag{45}$$

표 3. 전신 피폭진동에 대한 가중함수 $W_h(f)$ 들의 주파수역 특성(BS6841).

Table 3. Frequency characteristics of weighting functions $W_h(f)$ to assess human exposure to whole-body vibration (BS6841).

Exposure area	Measure axis	Weighting function	Multiplying factor	Frequency response
Seat	x_{seat} , y_{seat}	w_d	1.00	$0.5 < f < 2.0$: $W_h(f) = 1.0$ $2.0 < f < 80.0$: $W_h(f) = 2.0/f$
	z_{seat}	w_b	1.00	$0.5 < f < 2.0$: $W_h(f) = 0.4$ $2.0 < f < 5.0$: $W_h(f) = f/5.0$ $5.0 < f < 16.0$: $W_h(f) = 1.0$ $16.0 < f < 80.0$: $W_h(f) = 16/f$
	R_x	w_e	0.63	$0.5 < f < 1.0$: $W_h(f) = 0.63$ $1.0 < f < 5.0$: $W_h(f) = 0.63/f$
	R_y	w_e	0.40	$0.5 < f < 1.0$: $W_h(f) = 0.4$ $1.0 < f < 5.0$: $W_h(f) = 0.4/f$
	R_z	w_e	0.20	$0.5 < f < 1.0$: $W_h(f) = 0.2$ $1.0 < f < 5.0$: $W_h(f) = 0.2/f$
Back	x_b	w_c	0.80	$0.5 < f < 8.0$: $W_h(f) = 0.8$ $8.0 < f < 80.0$: $W_h(f) = 6.4/f$
	y_b	w_d	0.50	$0.5 < f < 2.0$: $W_h(f) = 0.5$ $2.0 < f < 80.0$: $W_h(f) = 1.0/f$
	z_b	w_d	0.40	$0.5 < f < 2.0$: $W_h(f) = 0.4$ $2.0 < f < 80.0$: $W_h(f) = 0.8/f$
Feet	x_f , y_f	w_b	0.25	$0.5 < f < 2.0$: $W_h(f) = 0.1$ $2.0 < f < 5.0$: $W_h(f) = f/20.0$ $5.0 < f < 16.0$: $W_h(f) = 0.25$ $16.0 < f < 80.0$: $W_h(f) = 4.0/f$
	z_f	w_b	0.40	$0.5 < f < 2.0$: $W_h(f) = 0.16$ $2.0 < f < 5.0$: $W_h(f) = f/12.5$ $5.0 < f < 16.0$: $W_h(f) = 0.4$ $16.0 < f < 80.0$: $W_h(f) = 6.4/f$

(43)과 (45)에 적당한 값으로 곱한 후, 더하면 아래의 식을 얻을 수 있다.

$$D_c^*(GA_rB + HAA_r)z^{-g} = D_c^*D_cC_dz^{-g} \ . \tag{46}$$

(46)에서 공통요소 D_c^* 와 z^{-g} 를 소거하면 D_cC_d 는 다음과 같다.

$$GA_rB + HAA_r = D_cC_d\ . \tag{47}$$

(47)식을 (44)에 대입하면 성능지수의 첫번째 항은 다음과 같이 정리된다.

$$Y_cMY_f - Y_c^{*-1}\Phi_hY_f^{*-1} = \frac{HK_n - GK_d}{A_q(AK_d + BK_n)} - \frac{Fz^g}{D_c^*}. \tag{48}$$

(48)은 인과성(causal) 및 비인과성(non-causal)항으로 분리되며 제어기 K 는 첫번째 인과성 항에만 관여된다. 그러므로 인과성 항이 영이 되면 성능지수는 최소가 된다.

$$K = \frac{K_n}{K_d} = \frac{G}{H}. \tag{49}$$

최종적으로 원하는 제어력이 다음과 같이 구해진다.

$$u_s(t) = -Ky(t)\ . \tag{50}$$

3. 동적가중치의 선정

LQG제어기의 제어이득은 (31)의 동적가중치를 변경시켜 결정하며 동적가중치 $Q_c(z^{-1})$, $R_c(z^{-1})$, $G_c(z^{-1})$ 는 노면의 특성과 가속도에 대한 인간의 감지특성을 고려하여 선정된다. 노면의 특성은 2절에서 추정한 성형필터의 매개변수를 사용하며, 인간의 감지특성은 영국 ISVR의 Griffin교수[17,19]가 제안한 진동의 인체감지에 대한 등가가중 필터(equivalent weighting filter)의 개념을 사용한다. 표 3은 전신피폭 진동에 대한 가중함수(BS6841)들을 나타내며[18,20], 그림 5는 주파수 응답특성이 유사한 필터들로 근사화한 것이다. 이 곡선을 고려하여 인간의 감지특성에 대한 가중치를 주파수 함수로 나타내면 다음과 같다.

$$T(s) = \frac{277s + 29293}{s^2 + 182.8s + 10106} - \frac{19s + 1163}{s^2 + 26.5s + 632}. \tag{51}$$

(51)을 이산전달함수로 나타내면 다음과 같다.

$$T(z^{-1}) = \frac{B_f(z^{-1})}{A_f(z^{-1})} = \frac{1 + b_{f_1}(z^{-1}) + b_{f_2}(z^{-1}) + b_{f_3}(z^{-1}) + b_{f_4}(z^{-1})}{1 + a_{f_1}(z^{-1}) + a_{f_2}(z^{-1}) + a_{f_3}(z^{-1}) + a_{f_4}(z^{-1})}. \tag{52}$$

따라서 동적가중치는 노면의 특성 (13)과 인간의 감지특성 (52)를 반영하여 다음과 같이 선정된다.

$$Q_c(z^{-1}) = \frac{B_q^*(z^{-1})B_q(z^{-1})}{A_q^*(z^{-1})A_q(z^{-1})} = \frac{B_f^*(z^{-1})B_k^*(z^{-1})B_k(z^{-1})B_f(z^{-1})}{A_f^*(z^{-1})A_k^*(z^{-1})A_k(z^{-1})A_f(z^{-1})}, \tag{53}$$

$$R_c(z^{-1}) = \frac{B_r^*(z^{-1})B_r(z^{-1})}{A_r^*(z^{-1})A_r(z^{-1})} = \frac{\rho^2B_f^*(z^{-1})B_k^*(z^{-1})B_k(z^{-1})B_f(z^{-1})}{A_f^*(z^{-1})A_k^*(z^{-1})A_k(z^{-1})A_f(z^{-1})}, \tag{54}$$

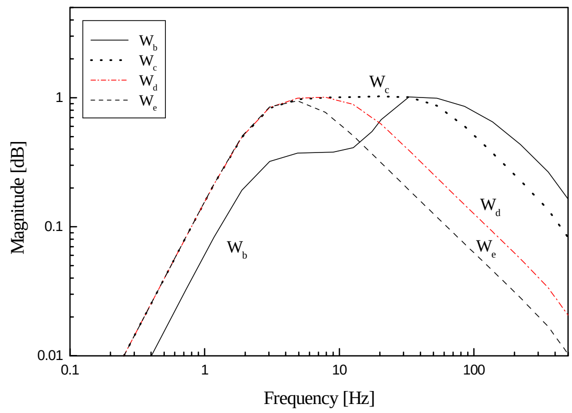


그림 5. 인체진동특성에 따른 가중함수와 동등한 주파수역 특성을 갖는 필터들.

Fig. 5. Frequency characteristics of equivalent filters to weighting functions to assess human response to vibration.

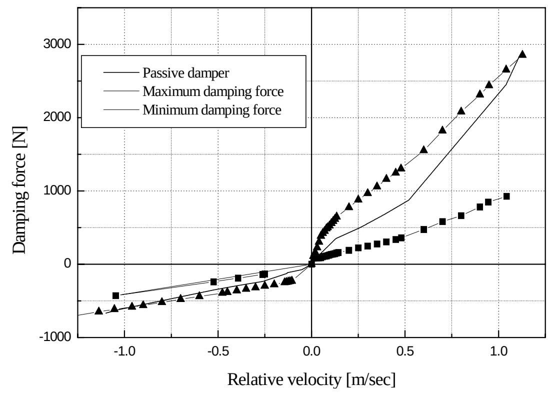


그림 6. 전형적인 연속가변댐퍼의 감쇠특성.

Fig. 6. Damping force characteristics of a typical continuously variable damper.

$$G_c(z^{-1}) = \frac{B_q^*(z^{-1})B_r(z^{-1})}{A_q^*(z^{-1})A_r(z^{-1})} = \frac{\rho B_f^*(z^{-1})B_k^*(z^{-1})B_k(z^{-1})B_f(z^{-1})}{A_f^*(z^{-1})A_k^*(z^{-1})A_k(z^{-1})A_f(z^{-1})}. \tag{55}$$

4. 노면적응 반능동 현가시스템 설계

(50)에서 계산된 LQG 제어기의 원하는 감쇠력은 가변댐퍼에 의해 구현된다. 또한 실제 반능동 현가시스템의 제어력은 연속가변댐퍼의 포화값이기 때문에 아래와 같이 제한된다.

$$f_s = \begin{cases} f_s^*, & if \quad f_s^* \le u_s, \\ u_s, & if \quad f_{s*} < u_s < f_s^*, \\ f_{s*}, & if \quad f_{s*} \ge u_s, \end{cases} \tag{56}$$

여기서 f_s^* 와 f_{s*} 는 각각 주어진 현가시스템의 상대속도에서 최대 및 최소 감쇠력을 의미한다. 그림 6은 반능동 현가시스템의 감쇠력을 나타낸 곡선이며 가운데 굵은 실선은 수동 현가시스템의 감쇠력을 나타낸다. 또한 가장 큰 기울기를 가지는 점선은 0A 전류를 인가한 경우이며 최대 감쇠력을

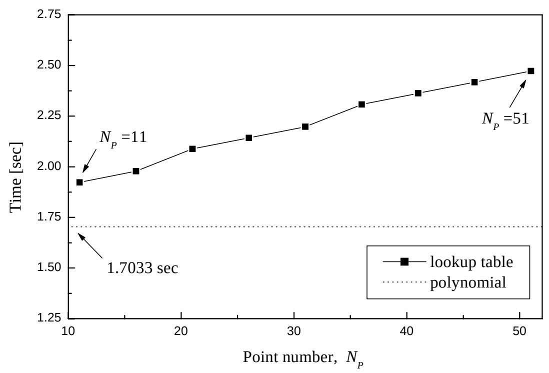


그림 7. Lookup table과 근사화된 다항식의 감쇠력 계산시간 비교.

Fig. 7. Access time comparison: lookup table and polynomial.

나타낸다. 그림 6에서 반능동 현가시스템의 감쇠력은 1사분면, 3사분면에서만 존재하며 압축영역보다 인장영역에서 큰 값을 갖는다.

본 논문에서 사용한 반능동 현가시스템의 감쇠력은 현가시스템의 상대속도와 전류입력에 따른 오리피스의 개구면적에 의해 결정된다. 원하는 감쇠력 f_s 를 반능동 현가시스템이 추종하기 위해서는 연속가변댐퍼의 유압방정식으로 구하는 방법, 실험데이터에 근거한 lookup table을 사용하는 방법, 실험데이터를 근사화시킨 다항식을 사용하는 방법 등이 있다[5]. 그러나 유압방정식은 복잡한 비선형방정식이고 측정이 불가능한 변수값이 다수 존재하므로 실제 적용시키기에는 어려움이 있다. 그림 7은 lookup table과 근사화된 다항식의 계산량을 lookup table의 데이터 개수에 따라 비교한 그래프이다. 두 방정식의 계산량은 전류가 0A일 때의 임의의 현가시스템의 상대속도에 대한 감쇠력 계산을 1,000,000회 반복하여 측정한다. 그림 7에서 lookup table은 데이터 개수를 11개까지 줄여도 근사화시킨 다항식보다 계산시간을 많이 소모하며, 정확성도 나빠짐을 알 수 있다. 그러므로 본 논문에서 원하는 감쇠력 f_s 를 추종하기 위한 전류입력 i 는 현가시스템 상대속도에 대해 근사화시킨 다항식을 이용하여 계산된다. 본 논문에서 사용한 현가시스템의 상대속도에 대한 근사화된 다항식은 표 4에서 언급한다.

V. 모의실험

노면특성과 인간의 감지특성을 고려한 노면적응 반능동 현가시스템의 성능을 승차감만을 위주로 하는 기존의 스카이훅제어와 모의실험을 통해 비교 평가한다. 모의실험에 사용한 1/4차량 모델의 제원은 표 1과 같고, 샘플링시간은 제어기의 주파수대역폭과 플랜트를 고려하여 0.01초로 하였으며, 시스템규명에 사용된 $P(t-1)$ 의 초기값과 λ 의 값을 각각 $1\times10^6[I]$ 와 0.9로 하였다.

그림 8은 모의실험에 사용된 노면을 나타내며, 10초 간격으로 포장도로, 비포장도로, 그리고 포장도로를 반복하여 재현한다. 그림 9(a)는 노면적응 반능동 현가시 스템과 수동 현가시스템의 승차감을 비교하여 나타낸 것이며, 그림 9(b)는 노면적응 반능동

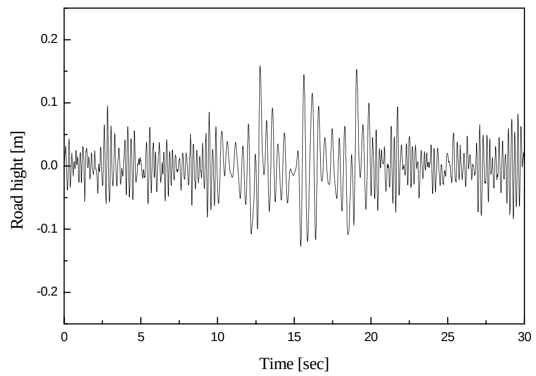
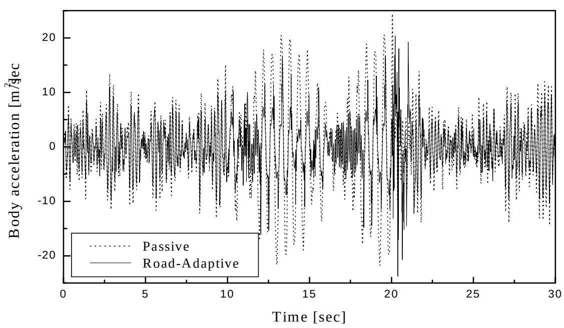


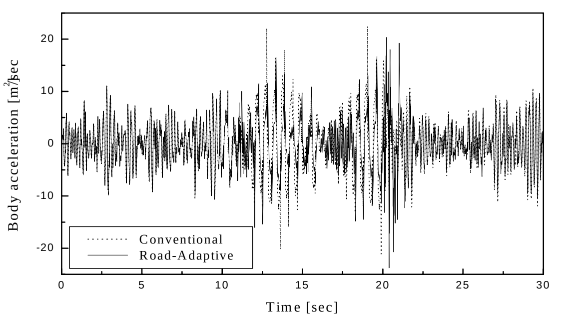
그림 8. 노면입력의 시간 궤적.

Fig. 8. Time history of a road input.

현가시스템과 기존의 스카이훅제어의 승차감을 나타낸 것이다. 그림 9에서 승차감의 전 구간 RMS값은 노면적응 반능동 현가시스템, 기존의 스카이훅제어, 수동 현가시스템들에 대해 각각 4.49 m/s^2 , 4.94 m/s^2 , 7.22 m/s^2 이다. 그림 9(b)에서 처음 10초 동안은 기존의 스카이훅 제어와 노면적응 반능동 현가시스템의 성능이 같지만, 10초 후 노면의 특성이 변화되어 비포장도로를 주행할 때에는 노면적응 반능동 현가시스템의 성능이 기존의 스카이훅 제어의 성능보다 우수함을 알 수 있다. 비포장도로 구간에서의 노면적응 반능동 현가시스템과 기존의 스카이훅 제어의 가속도에 대한 RMS값은 각각 4.98 m/s^2 , 6.63 m/s^2 이다.



(a) Passive and road adaptive control of semi-active suspension.



(b) Conventional and road adaptive control of semi-active suspension.

그림 9. 차체의 수직가속도 응답.

Fig. 9. Acceleration responses of the sprung mass.

VI. 결론

본 논문에서는 노면에 대한 통계적인 특성을 백색잡음과 성형필터를 이용하여 표현하였으며, 확장된 최소제곱법을 이용하여 추정하는 방법을 제시하였다. 노면적응 반능동 현가시스템은 노면의 특성과 인간의 감지특성을 LQG제어기의 동적가중치에 고려하여 설계하였고, 기존의 스카이훅제어와 성능을 비교하여 다음과 같은 결론을 얻었다. 1) 기존의 스카이훅 제어는 특정 노면에 대해서는 성능이 우수하지만 특성이 다른 노면을 주행할 때는 성능이 떨어진다. 그러나 노면적응 반능동 현가시스템은 특성이 다른 노면을 주행할 때도 성능이 우수하다. 2) 특성이 변하는 노면에 적응하는 노면적응 반능동 현가시스템을 설계하는 알고리즘을 제시하였다.

참고문헌

[1] S M. B. A. Abdel Hady and D. A. Crolla, “Active Suspension Control Algorithms for a Four-Wheel Vehicle Model,” *International Journal of Vehicle Design*, vol. 13, no. 2, pp. 144-158, 1992.

[2] D. A. Crolla and M. B. A. Abdel Hady, “Active Suspension Control: Performance Comparisons using Control Laws Applied to a Full Vehicle Model,” *Vehicle System Dynamics*, vol. 20, pp. 107-120, 1991.

[3] G. L. Glauser, J. N. Juang, and J. L. Sulla, “Optimal Active Vibration Absorber: Design and Experimental Results,” *ASME Transactions, Journal of Vibration and Acoustics*, vol. 117, no. 4, pp. 165-171, 1995.

[4] K. S. Hong, D. S. Jeon, W. S. Yoo, H. Sunwoo, S. Y. Shin, C. M. Kim, and B. S. Park, “A New Model and an Optimal Pole-Placement Control for the Macpherson Suspension System,” *SAE Paper*, no. 1999-01-1331, pp. 267-276, March 1999.

[5] K. S. Hong, H. C. Sohn, and J. K. Hedrick, “Modified Skyhook Control of Semi-Active Suspensions: A New Model, Gain Scheduling, and Hardware-in-the-Loop Tuning,” *ASME Transactions, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 124, no. 1, pp. 158-167, March 2002.

[6] D. C. Karnopp, M. J. Crosby, and R. A. Harwood, “Vibration Control Using Semi-Active Force Generators,” *ASME Journal of Engineering for Industry*, vol. 96, no. 2, pp. 619-626, 1974.

[7] H. S. Roh and Y. Park, “Stochastic Optimal Preview Control of an Active Vehicle Suspension,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 220, no. 2, pp. 313-330, 1999.

[8] R. S. Sharp and D. A. Crolla, “Road Vehicle Suspension System Design: A Review,” *Vehicle System Dynamics*, vol. 16, pp. 167-192, 1987.

[9] H. C. Sohn, K. S. Hong, W. S. Yoo, and O. K. Lim, “A Road-Adaptive LQG Control for Semi-Active Suspension Systems,” *IFAC Workshop on Adaptation and Learning in Control and Signal Processing*, pp. 371-376, Como, Italy, August 29-31, 2001.

[10] 박배정, 홍금식, “맥퍼슨형 반능동 현가시스템의 노면적응형 스카이훅 제어와 HILS,” 한국정밀공학회지, 제17권, 제1호, pp. 34-44, 2000.

[11] 홍금식, 전동섭, 김철민, 유완석, “Macpherson형 현가시스템의 새로운 모델링과 최적극배치 제어,” 제어·자동화·시스템공학 논문지, 제4권, 제6호, pp. 713-721, 1998.

[12] I. Fialho and G. J. Balas, “Road Adaptive Active Suspension Design Using Linear Parameter-Varying Gain-Scheduling,” *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 10, no. 1, pp. 43-54, 2002.

[13] T. J. Gordon and R. S. Sharp, “On Improving the Performance of Automotive Semi-Active Suspension Systems through Road Preview,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 217, no. 1, pp. 163-182, 1998.

[14] W. B. Jeong, “State Estimation of Road Surface and Vehicle System Using a Kalman Filter,” *JSME International Journal, Series C: Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing*, vol. 33, no. 4, pp. 528-534, 1990.

[15] H. Kim and Y. S. Yoon, “Semi-Active Suspension with Preview Using a Frequency-Shaped Performance Index,” *Vehicle System Dynamics*, vol. 24, pp. 759-780, 1995.

[16] M. Pärssinen, “Hertzian Contact Vibrations under Random External Excitation and Surface Roughness,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 214, no. 4, pp. 779-783, 1998.

[17] H. K. Jang and M. J. Griffin, “The Effect of Phase of Differential Vertical Vibration at the Seat and Feet on Discomfort,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 223, no. 5, pp. 785-794, 1999.

[18] 양보석, 이종원, “ISO/TC 108(기계진동 및 충격)의 활동현황,” 한국소음진동공학회지, 제8권, 제6호, 1998.

[19] 우춘규, 정완섭, 김수현, 곽윤근, “인체 진동모델의 진동전달특성에 관한 조사,” 한국소음진동공학회지, 제6권, 제5호, pp. 625-633, 1996.

[20] 정완섭, 우춘규, 박세진, 김수현, “동시 3축 가진에 의한 자동차 의자류의 승차감 평가,” 한국소음진동공학회지, 제7권, 제1호, pp. 143-152, 1997.

[21] M. G. Kim, K. S. Kim, and W. S. Yoo, “Modified Road Profile Generation Using Road-Wheel FRF and Simulation of Dynamic Load Transfer in Vehicle Suspension,” *SAE Technical Paper,* no. 1999-01-0937, 1999.

[22] 김명규, 김광석, 유완석, “타이어의 비선형성 보상을 위한 노면 형상의 재구성,” 한국자동차공학회논문집, 제7권, 제8호, pp. 199-207, 1999.

[23] 민병훈, 정원욱, “차량의 가속내구시험을 위한 TEST ROAD PROFILE 설계방법,” 한국자동차공학회논문집, 제2권, 제1호, pp. 128-141, 1994.

[24] J. S. Lin and K. S. Yim, “Application of Random Vibration Test Methods for Automotive Subsystems Using Power Spectral Density,” *SAE Technical Paper*, no. 2000-01-1331, 2000.

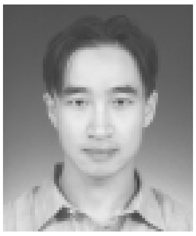
[25] J. H. Morrill II, T. Achatz, and A. Khosrovaneh, “An Application for Fatigue Damage Analysis Using Power Spectral Density from Road Durability Events,” *SAE Technical Paper*, no. 980689, 1998.

[26] 김광석, 유완석, “전력밀도함수를 이용한 노면 형상 생성에 관한 연구,” 한국자동차공학회 논문집, 제5권, 제1호, pp. 136-145, 1997.

[27] 최규재, 유영면, 조영건, 이광표, 윤용산, “승차감 시뮬레이션을 위한 좌우 불규칙 노면 형상 생성,” 한국자동차공학회논문집, 제7권, 제1호, pp. 305-311, 1999.

[28] W. Weiblen, B. Oelmann, and K. Kirstätter, “How to Generate Load Profiles Out of Road Profiles?,” *SAE Technical Paper,* no. 981016, 1998.

[29] M. J. Grimble, *Robust Industrial Control: Optimal Design Approach for Polynomial Systems*, Prentice Hall, pp. 48-112, 1994.



손 현 철

1974년 10월 20일생. 1994-1998 부산대학교 제어기계공학과(공학사). 1998-2000 부산대학교 대학원 지능기계공학과(공학석사). 2000-2001 동대학원 박사과정, 2002-현재 대흥R&T 기술연구소 계장, 관심분야는 적응제어, Hydro-엔진마운트 개발, 능동제어 엔진마운트 및 ECU개발, ER-유체를 이용한 엔진마운트 개발, 현가장치제어 및 ECU개발, HILS, Under-actuated System.

홍 금 식

1957년 8월 25일생. 1975-1979 서울대학교 기계설계학과(공학사). 1985-1986 Columbia University (New York) 기계공학과(공학석사). 1987-1991 University of Illinois at Urbana-Champaign (UIUC) 응용수학과(이학석사) 및 기계공학과(공학박사). 1991-1992 UIUC 기계공학과 Post-doctral Fellow. 1979-1982 군복무(포병). 1982-1985 대우중공업(인천) 기술연구소 연구원(소음/진동 담당). 1993-현재 부산대학교 공과대학 전임강사, 조교수, 부교수. 1996-1999 제어· 자동화· 시스템공학 논문지 편집위원. 2000-현재 Automatica, Associate Editor. 2003-현재 제어· 자동화· 시스템공학회 국제협력이사. 관심분야는 시스템이론, 적응제어, 비선형제어, 분포매개변수시스템의 제어.

홍 경 태

1973년 9월 28일생. 1992-2000 금오공과대학교 전자통신공학과(공학사). 1993-1995 군복무(통신병). 2000-2002 부산대학교 대학원 지능기계공학과(공학석사). 2002-현재 동대학원 박사과정. 관심분야는 적응제어, 현가장치제어 및 ECU개발, HILS, 능동제어 차량시트개발, 개방구조의 비젼센서를 이용한 Anti-Sway Control 시스템 개발, 크레인 LMI 시스템 개발, 임베디드시스템, 무선통신을 위한 Data Link Protocols.