

Macpherson형 현가장치의 새로운 모델링과 최적극배치 제어

A New Model and Optimal Pole-Placement Control for the Suspension System of Macpherson Type

홍금식, 전동섭, 김철민, 유완석
(Keum-Shik Hong, Dong-Seop Jeon, Cheol-Min Kim and Wan Suk Yoo)

Abstract : In this paper a new modeling and an optimal pole-placement control for the suspension system of Macpherson type are investigated. The rotational motion of the unsprung mass is emphasized in the new modeling. The two generalized coordinates selected in the new model are the vertical displacement of sprung mass and the angular displacement of control arm. Both variables are measured from their static equilibrium points. It is shown that the conventional model is a special case of the new model since the transfer function of the new model coincides with that of the conventional one if the lower support point of the shock absorber is located at the mass center of the unsprung mass. It is also shown that the resonance frequencies of the new model agree better with experimental results. Therefore, the new model is more general in the sense that it provides an extra degree of freedom in determining the plant model for control system design. An optimal pole-placement control which combines LQ control and pole-placement technique is applied to the new model. Simulations are provided.

Keywords : suspension, modeling, control arm, frequency response, optimal control, pole-placement

I. 서론

본 논문은 Macpherson형 현가장치에 관한 새로운 모델링과 최적극배치제어에 관한 연구이다. 현가장치는 차량의 무게지지, 노면으로부터 발생하는 진동의 차단, 타이어의 노면과의 접지력 유지 등의 역할을 한다. 이러한 현가장치는 제어입력의 유무에 따라 능동현가장치와 수동현가장치로 크게 나눌 수 있다. 능동현가장치는 제어력을 발생시키는 방법에 따라 반능동형(semi-active)과 (완전)능동형(full-active)으로 구분할 수 있는데, 반능동형은 오리피스에 의해 조절에 따른 댐핑력의 증감으로 제어력을 발생시키고, 능동형은 피스톤 양쪽으로 유압을 공급하여 제어력을 발생시키는 현가장치를 말한다. 또한, 능동형 현가장치는 채택하는 제어기법에 따라 다양하게 구분될 수 있는데, 그 중에서도 특히 제어기가 시스템의 시변특성에 적응(adaptation)하여 제어기 게인을 자동으로 조절하는 방법을 적응형(adaptive type)이라 한다. 적응형에는 게인예정형(gain scheduling), 모델기준적응제어(model reference adaptive control), 자기동조제어(self-tuning control)등을 들 수 있다.

현가장치의 성능은 승차감, 조향안정성, 현가장치가 차지하는 공간 및 동적 타이어힘 등으로 결정될 수 있는데, 능동현가장치를 채택하는 주 목적은 승차감 및 조향안정성의 향상에 있다. 승차감의 향상을 위해서는 노면으로부터 유발되는 차체의 진동을 신속하게 차단시키고, 인체에 민감하게 느껴지는 1Hz 부근의 공진 피크값을 낮추는 것이 중요하다. 차체의 진동을 감소시키기 위해

서는 차체를 고정된 천장에다 댐퍼로써 연결하는 것이 가장 이상적이라는 sky-hook 제어개념이 1970년대 초반에 소개된 바 있다. 그리고, 이러한 sky-hook에 가장 근접된 성능을 구체적으로 구현하기 위한 다양한 제어기법이 계속적으로 발표되고 있다. 이경수[1,6,7]는 다단댐퍼로 구성된 반능동 현가장치에 대한 가변구조제어(variable structure control) 및 관측기를 이용한 차량계수를 규명하였고, 김혁과 윤용산[3]은 예견센서를 이용한 노면의 추정과 최적제어기를 이용한 차량의 모의실험에 관한 연구를 수행하였다. 또한 한기봉과 이시복[4]은 1/4 차량 모델에 대하여 피드백제어와 LQG /LTR 제어를 적용한 복합제어 능동현가장치에 대한 연구를 수행하였다. 반능동현가장치의 구현을 위한 댐퍼의 연구로서, 김기선 외 5인[5]은 Electro-Rheological(ER)유체를 이용하여 가변형 ER댐퍼 모델을 구성하고 이의 성능실험에 대한 연구를 수행하였다.

또한, 국외에서의 최근의 연구에 대한 동향을 간략히 소개하면 다음과 같다. Truscott와 Wellstead[12]는 현가 시스템의 스트럿(strut)에 고무 마운팅을 장착함으로써 고주파에 의한 영향을 줄이는 모델링을 제시하고 있다. 또한, 스프링 위 질량(sprung mass)의 진동을 줄이기 위한 스프링 아래 질량(unsprung mass)의 과도한 진동을 줄이기 위해서 스프링 아래 질량에 수동식 진동흡수기를 장착하는 모델링도 Teja와 Srinivasa[13]에 의하여 제시되고 있다. 그리고, 차량의 실제 거동에 좀 더 가깝게 제어법칙을 적용하기 위해서 전차량 모델(full-car model)을 사용하기도 하지만, 전차량 모델은 수학적인 모델링이 복잡하고, 상용화하기에는 상당히 어려운 점이 있다. 그리고 이러한 전차량 모델에서도 전, 후륜의 현가장치

접수일자 : 1998. 5. 4., 수정완료 : 1998. 8. 28.

홍금식, 전동섭, 유완석 : 부산대학교 기계공학부

김철민 : 대우정밀공업주식회사 기술연구소

들은 1/4 차량 모델을 동일하게 사용하고 있다. 그러나 현재 차량에 적용되는 현가장치는 일반적으로 독립형 현가장치로, 전륜의 경우 Macpherson형의 현가장치를 적용하고, 후륜은 멀티링크식 또는 dual link식 현가장치를 적용하고 있다. 그러므로 능동/반능동 현가장치의 구현 및 실제 적용을 위해서는 다양한 형태의 현가장치의 동특성을 모두 나타낼 수 있는 모델이 필요하다.

현재 일반 승용차에 가장 많이 적용되는 독립형 현가장치는 Macpherson형 현가장치로써 이는 타 현가장치에 비해 캠버방향을 유지시켜 주는 이외에도 많은 장점을 가지고 있다. 그러나, 현재의 1/4 차량 모델은 다양한 형태의 현가장치들을 오직 하나의 형태로만 나타내는 단순한 구조이다. 따라서, Macpherson형 현가장치에 대한 기존의 모델링에서 컨트롤암(control arm)이 현가장치와 차체를 연결하고 있는 또 다른 요소라는 점이 완전히 간과되고 있다. 컨트롤암은 현가장치와 차체를 결합하여, 현가장치의 구조를 결정하고, 타이어 및 샴시의 하중을 받아 상하 운동을 하는 기능을 가진다. 이러한 상하 운동시에 컨트롤암은 스프링과 댐퍼의 성질도 가지고 있어서 현가장치의 역할도 더불어 수행한다.

본 논문에서는 먼저, Macpherson형 현가장치에서 컨트롤암의 역할을 고려하기 위하여 컨트롤암을 질량이 없는 rigid bar로 가정하고, 현가장치와 차체를 핀조인트로 연결하는 새로운 모델을 도입한다. 그리고, 새로운 모델에 대하여 Lagrangian mechanics에 의한 운동방정식을 유도한다. 유도된 운동방정식에 대해 개루프 시스템의 동특성 파악 및 제어법칙의 적용을 위해 평형점에서 선형화하여 상태방정식을 유도한다. 또한, 새로운 모델링에 의한 운동방정식이 다양한 형태의 현가장치의 동특성을 나타냄을 알아보기 위하여, 개루프 시스템의 파라미터를 변경하여 기존의 모델의 개루프 시스템과 동일한 상태에서 두 모델의 주파수응답 및 고유진동수를 비교·분석한다. 다음으로 컨트롤암의 역할을 고려한 개루프 시스템의 동특성을 파악함으로써, 새로운 모델링만을 이용하여 기존의 1/4차량 현가장치 모델의 동특성을 모두 파악할 수 있음을 알아본다. 마지막으로 능동/반능동 현가장치의 구현을 위한 제어기법으로서 LQ문제와 고유치 문제를 동시에 고려할 수 있는 최적극배치 기법을 이용하여 제어기를 설계하고 이에 의한 폐루프 시스템의 성능을 분석한다.

본 논문의 특징은 다음과 같다. Macpherson형 현가장치에 대한 새로운 모델이 제시된다. 새로운 모델에서 현가장치의 아래 지지점을 스프링 아래 질량의 중심과 일치시키게 되면, 노면으로부터 스프링 위 질량으로의 전달함수는 기존의 모델과 정확히 일치하게 된다. 따라서, 새로운 모델은 기존의 모델의 전달특성을 포함하는 보다 일반적인 모델이 된다. 또한, 주파수역 분석에서 차량 현가장치의 공진점은 실제차량의 실험치와 거의 동일한 값을 보이고 있다. 그리고, 제어성능을 분석하기 위하여 최적제어와 극배치기법을 동시에 고려한 최적극배치 제어가 시도된다.

II. 기존의 모델링

그림 1은 Macpherson형 현가장치이다. 1/4 차량에 대한 모델링으로서 문헌상에서 많이 사용되고 있는 모델은 그림 2와 같으며 이에 대한 운동방정식은 다음과 같다 [1-8].

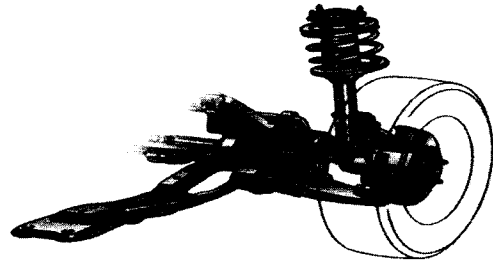


그림 1. Macpherson형 현가장치.
Fig. 1. Macpherson type suspension system.

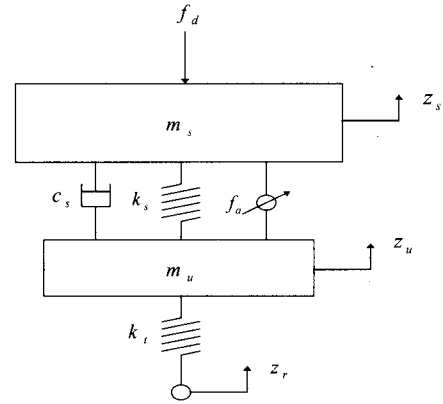


그림 2. 기존의 1/4 차량 모델.
Fig. 2. Conventional 1/4 car model.

$$\begin{aligned} m_s \ddot{z}_s &= -k_s(z_s - z_u) - c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + f_a - f_d \\ m_u \ddot{z}_u &= k_s(z_s - z_u) + c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_t(z_u - z_r) - f_a \end{aligned} \quad (1)$$

(1)에 나타나는 파라미터들에 대한 정의는 다음과 같으며, 본 논문의 시뮬레이션 시에 사용한 값들을 괄호안에 나타낸다.

- m_s : 스프링 위 질량 (sprung mass, 453 Kg)
- m_u : 스프링 아래 질량 (unsprung mass, 71 Kg)
- c_s : 감쇠계수 (damping coefficient, 1950 N · s/m)
- k_s : 코일스프링 상수 (spring constant, 17658 N/m)
- k_t : 타이어 스프링상수 (spring constant of the tire, 183887 N/m)
- f_a : 능동/반능동 제어입력 (active/semi-active control force, N)
- f_d : 탑승자하중 등의 외란 (disturbances, 0 N)

도입된 상태변수들은 다음과 같다[10].

- $x_1 = z_s - z_u$: 현가장치 변위(suspension deflection)
- $x_2 = \dot{z}_s$: 스프링 위 질량의 속도
- $x_3 = z_u - z_r$: 타이어 변형(tire deflection)

$x_4 = \dot{z}_u$: 스프링 아래 질량의 속도
 이에 따른 시스템의 상태방정식은 다음과 같다.

$$\dot{x} = Ax + B_1 f_a + B_2 \dot{z}_r + B_3 f_d \quad (2)$$

여기서,

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{c_s}{m_s} & 0 & \frac{c_s}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_s}{m_u} & \frac{c_s}{m_u} & -\frac{k_t}{m_u} & -\frac{c_s}{m_u} \end{bmatrix}$$

$$B_1 = [0 \ \frac{1}{m_s} \ 0 \ -\frac{1}{m_u}]^T, \quad B_2 = [0 \ 0 \ -1 \ 0]^T$$

$$B_3 = [0 \ \frac{1}{m_s} \ 0 \ 0]^T$$

이다. 또한, 노면입력 \dot{z}_r 으로부터의 차체의 가속도에 대한 전달함수는 다음과 같다.

$$H_a(s) = \frac{\ddot{z}_s(s)}{\dot{z}_r(s)} = \frac{k_t s(c_s s + k_s)}{d(s)} \quad (3)$$

여기서

$$d(s) = m_s m_u s^4 + (m_s + m_u) c_s s^3 + \{(m_s + m_u) k_s + m_s k_t\} s^2 + k_t c_s s + k_s k_t$$

이다.

III. 새로운 모델링

그림 3은 Macpherson형 현가장치에서 나타나는 운동을 보다 자세히 도식화한 개략도이다. 차체, 코일스프링, 작동기, 차축 및 타이어, 컨트롤암, 그리고 외란(탑승인원, 바람)등으로 구성되어 있다. 만약, 그림 3에서 컨트롤암의 질량을 고려하고, 또한 컨트롤암과 차체와의 연결 부위가 부싱(bushing)이라고 가정하면 전체 시스템의 자유도는 4가 된다. 그리고 이때의 일반화된 좌표계는 $z_s, d, \theta_1, \theta_2$ 이다. 그러나, 실제적으로 컨트롤암의 질량은 차체의 질량 또는 차축의 질량과 비교할 때 매우 작으므로 이를 무시하고, 또한 컨트롤암이 차체와 엑슬간을 핀조인트로 연결하는 질량이 없는 강체라고 가정하면 시스

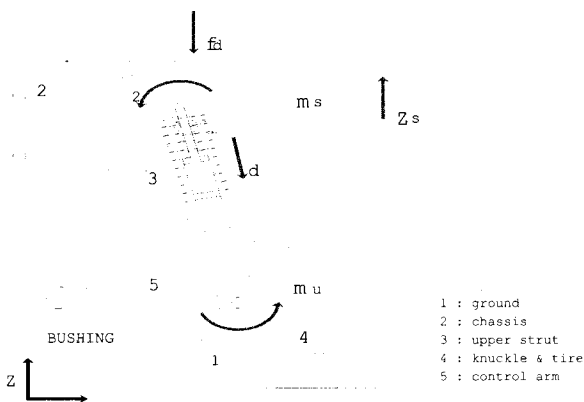


그림 3. Macpherson형 현가장치의 개략도.
 Fig. 3. Schematic diagram of Macpherson type suspension system.

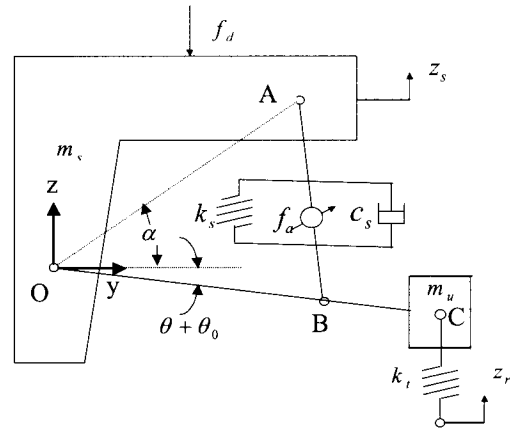


그림 4. 새로운 모델링.
 Fig. 4. A new 1/4 car modeling.

템의 자유도는 2가 된다. 그림 4는 이와같은 가정하에서 그림 3에서 나타나는 운동 중 차체의 상하운동(z_s)과 컨트롤암의 회전운동(θ)을 일반화된 좌표계로 취한 본 논문에서 연구하고자 하는 Macpherson형 현가장치에 대한 새로운 모델이다. 그림 4의 모델에 도입된 가정들은 다음과 같다.

- 가정 : 1) 스프링 위 질량(m_s)은 상하운동(z_s)만을 한다. 2) 스프링 위 질량과 스프링 아래 질량(m_u)은 코일스프링 뿐만 아니라 컨트롤암을 통하여서도 핀조인트로 연결되어 있으며, 컨트롤암의 회전각변위를 θ 로 표시한다. 3) z_s 와 θ 는 정적평형상태(static equilibrium state)로부터 측정된다. 4) 스프링 위 질량과 스프링 아래 질량은 질점질량으로 가정한다. 5) 컨트롤암의 질량과 탄성은 무시한다. 6) 코일스프링, 타이어, 댐퍼등은 선형성을 유지하는 범위 내에서 동작하는 것으로 가정한다.

그림 2와 그림 4를 비교할 때, 컨트롤암이 추가된 현가장치에 대한 새로운 제원은 다음과 같으며, 나머지 파라미터들은 모두 기존모델과 같은 수치를 사용한다.

l_A : O점에서 A점까지의 거리 (0.66 m)

l_B : O점에서 속 업쇼버의 지지점(B점)까지의 거리 (0.34 m)

l_C : 컨트롤암의 길이 (0.37 m)

α : \overline{OA} 와 수평축(y축)이 이루는 각

θ_0 : 정적평형상태에서 수평축과 컨트롤암이 이루는 각

이제, 그림 4의 y-z좌표계에서 점 A, B, C의 정적평형상태로부터의 변위를 $(y_A, z_A), (y_B, z_B), (y_C, z_C)$ 로 나타낸다. 또한, 정적평형상태에서 스프링 위 질량이 z_s 만큼 상승하고, 스프링 아래 질량이 θ 만큼 O점을 중심으로 반시계방향으로 회전하였다고 가정한다. 이제, 그림 4로부터 다음의 관계식이 성립한다.

$$y_A = 0 \quad (4a)$$

$$z_A = z_s \quad (4b)$$

$$y_B = l_B (\cos(\theta - \theta_0) - \cos(-\theta_0)) \quad (4c)$$

$$z_B = z_s + l_B(\sin(\theta - \theta_0) - \sin(-\theta_0)) \quad (4d)$$

$$y_C = l_C(\cos(\theta - \theta_0) - \cos(-\theta_0)) \quad (4e)$$

$$z_C = z_s + l_C(\sin(\theta - \theta_0) - \sin(-\theta_0)) \quad (4f)$$

그리고, 현가장치의 상대변위 및 상대속도를 구하기 위하여 다음 변수들을 도입한다.

l : 정적평형상태에서 A점에서 B점까지의 거리

l' : 컨트롤암의 θ 만큼 회전 후 A점에서 B점까지의 거리

l 과 l' 은 l_A 와 l_B , 그리고 $\alpha' = \alpha + \theta_0$ 에 의해서 다음과 같이 구할 수 있다.

$$l = (l_A^2 + l_B^2 - 2l_A l_B \cos \alpha')^{\frac{1}{2}}$$

$$l' = (l_A^2 + l_B^2 - 2l_A l_B \cos(\alpha' - \theta))^{\frac{1}{2}}$$

또한, 현가장치의 상대변위 및 상대속도를 구하기 위한 관계식은

$$\begin{aligned} (\Delta l)^2 &= (l - l')^2 = l^2 + l'^2 - 2ll' \\ &= 2a_l - b_l(\cos \alpha' + \cos(\alpha' - \theta)) \\ &\quad - 2(a_l^2 - a_l b_l(\cos \alpha' + \cos(\alpha' - \theta)) \\ &\quad + b_l^2 \cos \alpha' \cos(\alpha' - \theta))^{1/2} \end{aligned} \quad (5a)$$

$$z_C - z_r = z_s + l_C(\sin(\theta - \theta_0) - \sin(-\theta_0)) - z_r \quad (5b)$$

$$\dot{\Delta l} = \dot{l} - \dot{l}' = \frac{b_l \sin(\alpha' - \theta) \dot{\theta}}{2(a_l - b_l \cos(\alpha' - \theta))^{1/2}} \quad (5c)$$

이 된다. 여기서, $a_l = l_A^2 + l_B^2$, $b_l = 2l_A l_B$ 이다. 또한,

$$\dot{y}_C = -l_C \sin(\theta - \theta_0) \dot{\theta} \quad (6a)$$

$$\dot{z}_C = \dot{z}_s + l_C \cos(\theta - \theta_0) \dot{\theta} \quad (6b)$$

의 관계가 성립한다. 이상과 같은 관계식을 이용하여 Lagrangian mechanics에 의한 운동방정식을 유도한다.

먼저, 점 A, B, C의 정적평형점으로부터의 상대좌표값들을 사용하여 표기된 현가장치의 운동에너지 T, 위치에너지 V 및 감쇠에너지 D는 다음과 같다.

$$T = \frac{1}{2} m_s \dot{z}_s^2 + \frac{1}{2} m_u (\dot{y}_C^2 + \dot{z}_C^2) \quad (7a)$$

$$V = \frac{1}{2} k_s (\Delta l)^2 + \frac{1}{2} k_t (z_C - z_r)^2 \quad (7b)$$

$$D = \frac{1}{2} c_s (\dot{\Delta l})^2 \quad (7c)$$

(4)-(6)을 (7)에 대입하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2} (m_s + m_u) \dot{z}_s^2 + \frac{1}{2} m_u l_C^2 \dot{\theta}^2 \\ &\quad + m_u l_C \cos \theta \dot{\theta} \dot{z}_s \end{aligned} \quad (8a)$$

$$\begin{aligned} V &= \frac{1}{2} k_s [2a_l - b_l(\cos \alpha' + \cos(\alpha' - \theta)) \\ &\quad - 2(a_l^2 - a_l b_l(\cos \alpha' + \cos(\alpha' - \theta)) \\ &\quad + b_l^2 \cos \alpha' \cos(\alpha' - \theta))^{1/2}] \\ &\quad + \frac{1}{2} k_t [z_s + l_C(\sin(\theta - \theta_0) - \sin(-\theta_0)) - z_r]^2 \end{aligned} \quad (8b)$$

$$D = \frac{c_s b_l^2 \sin^2(\alpha' - \theta) \dot{\theta}}{8(a_l - b_l \cos(\alpha' - \theta))} \quad (8c)$$

일반화된 좌표계 $q_1 = z_s$, $q_2 = \theta$ 에 대하여 (8a-c)을 Lagrange 방정식에 대입하여 유도된 운동방정식은 다음과 같다

$$\begin{aligned} (m_s + m_u) \ddot{z}_s + m_u l_C \cos(\theta - \theta_0) \ddot{\theta} \\ - m_u l_C \sin(\theta - \theta_0) \dot{\theta}^2 + k_t [z_s + l_C(\sin(\theta - \theta_0) \\ - \sin(-\theta_0)) - z_r] = -f_d \end{aligned} \quad (9a)$$

$$\begin{aligned} m_u l_C^2 \ddot{\theta} + m_u l_C \cos(\theta - \theta_0) \ddot{z}_s \\ + \frac{c_s b_l^2 \sin^2(\alpha' - \theta) \dot{\theta}}{4(a_l - b_l \cos(\alpha' - \theta))} + k_t l_C \cos(\theta - \theta_0) \cdot \\ \{z_s + l_C[\sin(\theta - \theta_0) - \sin(-\theta_0)] - z_r\} \\ - \frac{1}{2} k_s \sin(\alpha' - \theta) [b_l + \frac{d_l}{(c_l - d_l \cos(\alpha' - \theta))^{1/2}}] \\ = -l_B f_a \end{aligned} \quad (9b)$$

여기서,

$$c_l = a_l^2 - a_l b_l \cos(\alpha + \theta_0),$$

$$d_l = a_l b_l - b_l^2 \cos(\alpha + \theta_0)$$

이다. 이제, (9a,b)에 대하여 다음과 같은 상태변수를 도입한다.

$x_1 = z_s$: 스프링 위 질량의 변위

$x_2 = \dot{z}_s$: 스프링 위 질량의 속도

$x_3 = \theta$: 컨트롤암의 각변위

$x_4 = \dot{\theta}$: 컨트롤암의 각속도

이에 따른 시스템의 상태방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= f_1(x_1, x_2, x_3, x_4, f_a, z_r, f_d) \end{aligned} \quad (10)$$

$\dot{x}_3 = x_4$

$$\dot{x}_4 = f_2(x_1, x_2, x_3, x_4, f_a, z_r, f_d)$$

여기서,

$$\begin{aligned} f_1 = \frac{1}{D_1} \{ m_u l_C^2 \sin(x_3 - \theta_0) x_4^2 - \frac{1}{2} k_s \sin(\alpha' - x_3) \cdot \\ \cos(x_3 - \theta_0) g(x_3) + c_s h(x_3) \dot{\theta} - k_t l_C \sin^2(x_3 - \theta_0) z(\cdot) \\ + l_B f_a \cos(x_3 - \theta_0) - l_C f_d \} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} f_2 = \frac{-1}{D_2} \{ m_u l_C^2 \sin(x_3 - \theta_0) \cos(x_3 - \theta_0) x_4^2 \\ + (m_s + m_u) c_s h(x_3) x_4 - \frac{1}{2} (m_s + m_u) k_s \cdot \\ \sin(\alpha' - x_3) g(x_3) + m_s k_t l_C \cos(x_3 - \theta_0) z(\cdot) \\ + (m_s + m_u) l_B f_a - m_u l_C \cos(x_3 - \theta_0) f_d \} \end{aligned}$$

이며, 또한

$$D_1 = m_s l_C + m_u l_C \sin^2(x_3 - \theta_0)$$

$$D_2 = m_s m_u l_C^2 + m_u^2 l_C^2 \sin^2(x_3 - \theta_0)$$

$$g(x_3) = b_l + \frac{d_l}{(c_l - d_l \cos(\alpha' - x_3))^{1/2}}$$

$$h(x_3) = \frac{b_l^2 \sin^2(\alpha' - x_3)}{4(a_l - b_l \cos(\alpha' - x_3))}$$

$$\begin{aligned} z(\cdot) &= z(x_1, x_3, z_r) \\ &= x_1 + l_C(\sin(x_3 - \theta_0) - \sin(-\theta_0)) - z_r \end{aligned}$$

이다.

IV. 선형화 및 전달함수

평형상태 $(x_{1e}, x_{2e}, x_{3e}, x_{4e}) = (0, 0, 0, 0)$ 에 대하여 (10)을 선형화하면 다음과 같은 상태방정식을 구할 수 있다.

$$\dot{x} = Ax(t) + B_1 f_a(t) + B_2 z_r(t) + B_3 f_d(t), \quad x(0) = x_0 \quad (11)$$

여기서

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{\partial f_1}{\partial x_1} & \frac{\partial f_1}{\partial x_2} & \frac{\partial f_1}{\partial x_3} & \frac{\partial f_1}{\partial x_4} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{\partial f_2}{\partial x_1} & \frac{\partial f_2}{\partial x_2} & \frac{\partial f_2}{\partial x_3} & \frac{\partial f_2}{\partial x_4} \end{bmatrix}_{x=x_e}$$

$$= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ a_{21} & 0 & a_{23} & a_{24} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ a_{41} & 0 & a_{43} & a_{44} \end{bmatrix}$$

$$B_1 = \left[0, \frac{\partial f_1}{\partial f_a}, 0, \frac{\partial f_2}{\partial f_a} \right]_{f_a=0}^T = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{l_B \cos(-\theta_0)}{m_s l_C + m_u l_C \sin^2(-\theta_0)} \\ 0 \\ \frac{(m_s + m_u) l_B}{m_s m_u l_C^2 + m_u^2 l_C^2 \sin^2(-\theta_0)} \end{bmatrix}$$

$$B_2 = \left[0, \frac{\partial f_1}{\partial z_r}, 0, \frac{\partial f_2}{\partial z_r} \right]_{z_r=0}^T = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{k_l l_C \sin^2(-\theta_0)}{m_s l_C + m_u l_C \sin^2(-\theta_0)} \\ 0 \\ \frac{m_s k_l l_C \cos(-\theta_0)}{m_s m_u l_C^2 + m_u^2 l_C^2 \sin^2(-\theta_0)} \end{bmatrix}$$

$$B_3 = \left[0, \frac{\partial f_1}{\partial f_d}, 0, \frac{\partial f_2}{\partial f_d} \right]_{f_d=0}^T = \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{l_C}{m_s l_C + m_u l_C \sin^2(-\theta_0)} \\ 0 \\ \frac{m_u l_C \cos(-\theta_0)}{m_s m_u l_C^2 + m_u^2 l_C^2 \sin^2(-\theta_0)} \end{bmatrix}$$

그리고,

$$a_{21} = \frac{-k_l l_C \sin^2(-\theta_0)}{D_1}$$

$$a_{23} = \frac{1}{D_1^2} \left\{ \left[\frac{1}{2} k_s \left(b_l + \frac{d_l}{(c_l - d_l \cos \alpha')^{1/2}} \right) \cos(\alpha' + \theta_0) - \frac{1}{2} k_s \sin \alpha' \cos(-\theta_0) \left(\frac{d_l^2 \sin \alpha'}{2(c_l - d_l \cos \alpha')^{3/2}} \right) - k_l l_C^2 \sin^2(-\theta_0) \cos(-\theta_0) \right] \cdot [m_s l_C + m_u l_C \sin^2(-\theta_0)] + m_u k_s l_C \sin \alpha' \cdot \sin(-\theta_0) \cos^2(-\theta_0) \left(b_l + \frac{d_l}{(c_l - d_l \cos \alpha')^{1/2}} \right) \right\}$$

$$a_{24} = \frac{1}{D_1} \cdot \frac{c_s b_l^2 \sin^2 \alpha'}{4(a_l - b_l \cos \alpha')}$$

$$a_{41} = \frac{-m_s k_l l_C \cos(-\theta_0)}{D_2}$$

$$a_{43} = -\frac{1}{D_2^2} \left\{ \left[\frac{1}{2} (m_s + m_u) k_s \cos \alpha' \left(\frac{d_l}{(c_l - d_l \cos \alpha')^{1/2}} + b_l \right) - \frac{1}{2} (m_s + m_u) k_s \sin \alpha' \left(\frac{d_l^2 \sin \alpha'}{2(c_l - d_l \cos \alpha')^{3/2}} \right) + m_s k_l l_C^2 \cos(-\theta_0) \right] \cdot [m_s m_u l_C^2 + m_u^2 l_C^2 \sin^2(-\theta_0)] + \frac{1}{2} (m_s + m_u) m_u^2 k_s l_C^2 \cdot \sin \alpha' \sin(-\theta_0) \left(b_l + \frac{d_l}{(c_l - d_l \cos \alpha')^{1/2}} \right) \right\}$$

$$a_{44} = -\frac{1}{D_2} \cdot \frac{(m_s + m_u) c_s b_l^2 \sin^2 \alpha'}{4(a_l - b_l \cos \alpha')}$$

이다.

이제, 시스템의 입출력 관계를 알아보기 위해서 노면 입력 z_r 에 대한 시스템 출력으로서 출력변수를 $y(t) = [\ddot{z}_s \ \theta]^T$ 로 잡으면, 다음의 출력방정식이 얻어진다.

$$y(t) = Cx(t) + D_1 f_a(t) + D_2 z_r(t) + D_3 f_d(t) \quad (12)$$

여기서,

$$C = \begin{bmatrix} a_{21} & 0 & a_{23} & a_{24} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

$$D_1 = \begin{bmatrix} \frac{l_B \cos(-\theta_0)}{m_s l_C + m_u l_C \sin^2(-\theta_0)} \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$D_2 = \begin{bmatrix} \frac{k_l l_C \sin^2(-\theta_0)}{m_s l_C + m_u l_C \sin^2(-\theta_0)} \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$D_3 = \begin{bmatrix} -\frac{l_C}{m_s l_C + m_u l_C \sin^2(-\theta_0)} \\ 0 \end{bmatrix}$$

이다.

V. 비교 및 분석

(2)의 기존의 모델에서 노면입력은 속도 \dot{z}_r 이고, 출력은 스프링 위 질량의 가속도 \ddot{z}_s 과 스프링 아래 질량의 가속도 \ddot{z}_u 이다. 그러나, 새로운 모델에서는 노면입력은 변위 z_r 이고, 출력은 스프링 위 질량의 가속도 \ddot{z}_s 과 컨트롤암의 각변위 θ 이다. 따라서, 두 모델간을 직접적으로 비교할 수 있는 출력변수는 스프링 위 질량의 가속도 \ddot{z}_s 이며, 비교를 위해서는 두 모델간에 동일한 노면으로부터의 입력을 필요로 한다. 본 절에서는 새로운 모델의 전달함수에서 노면입력을 속도 \dot{z}_r 로 바꾸어 이 입력에 의한 가속도의 응답을 비교, 분석하기로 한다. 여기서, 속도입력은 백색잡음(white noise)을 사용하기로 한다.

우선, 새로운 모델에서의 컨트롤암에서의 지지점의 위치를 바꿈으로서 기존의 모델과 새로운 모델이 동일한 동특성을 나타내는 것을 알아본다. 새로운 모델을 기존의 모델과 동일하게 나타내기 위하여 $l_B = l_C$, $l_B = l_A \cos \alpha$, 그리고 $\theta_0 = 0^\circ$ 로 두었을 때, 새로운 모델링에 대한 상태방정식 (11)은 다음과 같이 바뀐다.

$$\dot{x} = Ax(t) + B_1 f_a(t) + B_2 z_r(t) + B_3 f_d(t), \quad x(0) = x_0$$

여기서,

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{k_s l_C}{m_s} & \frac{c_s l_C}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{k_t}{m_u l_C} & 0 & a_{43} & -\frac{(m_s + m_u)c_s}{m_s m_u} \end{bmatrix}$$

$$B_1 = [0 \quad \frac{1}{m_s} \quad 0 \quad -\frac{m_s + m_u}{m_s m_u l_C}]^T$$

$$B_2 = [0 \quad 0 \quad 0 \quad \frac{k_t}{m_u l_C}]^T$$

$$B_3 = [0 \quad -\frac{1}{m_s} \quad 0 \quad \frac{1}{m_s l_C}]^T$$

이다. 여기서,

$$a_{43} = -\frac{(m_s + m_u)k_s}{m_u m_s} - \frac{k_t}{m_u}$$

이다.

이때의 시스템의 출력방정식은 다음과 같다.

$$y(t) = Cx(t) + D_1 f_d(t) + D_3 f_d(t)$$

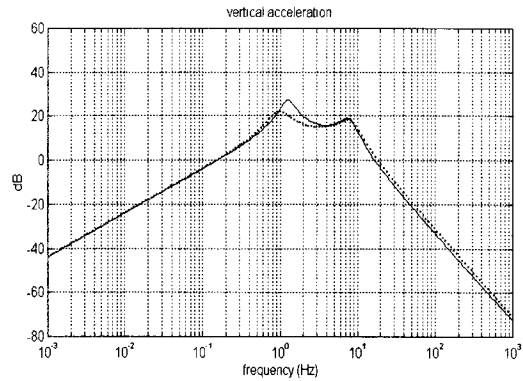
여기서,

$$C = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \frac{k_s l_C}{m_s} & \frac{c_s l_C}{m_s} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}, \quad D_1 = \begin{bmatrix} \frac{1}{m_s} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad D_3 = \begin{bmatrix} -\frac{1}{m_s} \\ 0 \end{bmatrix}$$

이다. 이 경우, 노면으로부터의 입력을 속도성분 즉, sz , 로 바꾸고, 속도입력에 대한 스프링 위 질량의 수직가속도으로의 전달함수를 구하면 정확하게 (3)이 얻어진다. 즉, 기존의 모델은 새로운 모델에 있어서 $l_B = l_C$, $\theta_0 = 0^\circ$ 인 특별한 경우에 해당하게 된다. 따라서, 새로운 모델을 사용하게 되면 기존의 모델보다 차량종류에 따른 현가장치 모델링에 있어서 다양성을 부여할 수 있다. 표 1에서 보는 바와 같이 첫 번째 공진점은 기존의 모델에서는 1Hz보다 작게 나타나지만, 새로운 모델에서는 1.2Hz보다 크게 나타난다. 이는 실제 실험치와 비교할 때, 거의 같은 수치를 나타낸다. 능동/반능동 현가장치의 구현에서 가장 중요시 되는 것은 승차감의 향상이다. 그리고, 이러한 승차감에 가장 큰 영향을 미치는 것이 바로 이 1Hz 부근의 공진점인 것을 감안한다면, 보다 실제에 가까운 모델로서 제어기를 설계함으로써 보다 우수한 제어성능을 기대할 수 있다.

그림 5는 두 모델의 동일한 노면속도 입력에 대한 주파수 응답특성을 비교한 것이다. 그림에서 보이듯이, 두 모델 사이의 공진주파수는 상당한 차이를 보인다. 그러나, 새로운 모델에서 l_C/l_B 의 값이 작아질수록 첫 번째 공진주파수는 낮아지고 있다. 동일한 제원에 대해서 나타나는 두 모델간의 차이를 다음과 같이 요약한다.

1) 기존 모델은 새로운 모델에서 $l_B = l_C$ 인 특별한 경우에 해당한다. 2) 새로운 모델의 첫 번째 공진주파수는 기존의 모델의 것보다 높게 나타난다. 이는 실험치와 거의 일치함을 보인다. 하지만, 공진주파수가 크게 나타나는데 비해 감쇠율(damping ratio)은 현저하게 낮게 나타난다. 3) 두 번째 공진점에 있어서는 새로운 모델에서 공진주파수 뿐만 아니라 감쇠율도 낮게 나타난다.



(--- conventional model — new model)

그림 5. 기존 모델과 새로운 모델의 비교.

Fig. 5. Comparison between conventional and new models.

표 1. 기존의 모델과 새로운 모델의 비교.

Table 1. Comparison between two models.

| | 기존의 모델 | 새로운 모델 | |
|--------------|--|--|--|
| | | $l_B = l_C$ | $l_B = 0.34m,$ $l_C = 0.37m$ |
| 극점 | $-1.85 \pm 5.79i$ $-14.04 \pm 50.40i$ | $-1.85 \pm 5.79i$ $-14.04 \pm 50.40i$ | $-1.50 \pm 7.70i$ $-10.92 \pm 48.30i$ |
| 공진점 (감쇠율) | 0.97 Hz (0.30) 8.33 Hz (0.27) | 0.97 Hz (0.30) 8.33 Hz (0.27) | 1.25 Hz (0.20) 7.88 Hz (0.23) |

VI. 최적극배치제어

본 절에서는 앞에서 주어진 현가장치 파라미터값들을 이용하여 개루프 시스템의 주파수응답과 최적극배치제어를 적용한 폐루프 시스템의 성능을 비교 평가한다. 최적극배치제어란 최적제어와 극배치기법의 장점들을 모두 활용하기 위하여 이 둘을 복합한 제어기법이다. 최적제어를 수행함으로써 시스템의 입력과 상태(혹은 출력)의 가중함수로 정의된 목적함수를 최소화하고, 극배치기법으로 폐루프 시스템이 원하는 동특성을 갖도록 설계한다. 이해를 돕기위하여 최적극배치 기법을 간략히 요약한다[9].

다음과 같은 선형시불변시스템과 이에 대한 성능지수를 고려한다.

$$\dot{x} = Ax + Bu, \quad x \in R^n, \quad u \in R^m \quad (13a)$$

$$J = \frac{1}{2} \int_0^\infty \{x^T Qx + u^T Ru\} dt, \quad Q \geq 0, \quad R > 0 \quad (13b)$$

위의 성능지수를 최소로 만드는 최적의 제어입력과 폐루프 시스템은 다음이 된다.

$$u = -R^{-1}B^T M_s x = -Kx \quad (14)$$

$$\dot{x} = (A - BR^{-1}B^T M_s)x \quad (15)$$

이때의 $M_s \geq 0$ 는 다음의 리카티 방정식의 해이다.

$$A^T M_s + M_s A - M_s S M_s + Q = 0 \quad (16)$$

여기서, $S = BR^{-1}B^T$ 이다. M_s 는 또한 다음의 Hamil-

tonian 행렬 H 에 의해서도 구할 수 있다.[9]

$$H = \begin{bmatrix} A & -S \\ -Q & -A^T \end{bmatrix}$$

이제, (13a,b)에 의해서 결정된 페루프시스템의 고유치들의 일부를 다시 -2α 만큼 이동시키는 문제를 고려하자. 이는 다음의 Theorem에서와 같이 α 만큼의 상대안정도가 지정되어 성능지수 J 의 상태가중행렬 Q 가 수정됨으로서 최종적인 페루프 시스템을 구할 수 있다.

정리[9] : 주어진 행렬 Q 와 R 그리고 $\alpha=0$ 에 대한 시스템 (15)의 스펙트럼을 Λ_s 이라고 하자. 이제 원하는 상대안정도의 차수를 $\alpha=p$ 로 두고, Q 를 아래와 같이 섭동시키자.

$$\Delta Q = -2pM_u \quad (17)$$

여기서, M_u 는 (16)의 음반정치해 (negative semi-definite solution)이다. 그러면, (17)과 같이 섭동된 조건에 따른 최적시스템의 스펙트럼 $\Lambda(F_s)$ 는 다음과 같이 정해진다.

$$\Lambda(F_s) = \Lambda_s - 2pI. \quad (18)$$

이상과 같이 두 기법의 장점을 가지는 최적극배치제어를 적용하기 위한 알고리즘을 정리하면 다음과 같다.

- 1) LQR 제어기법의 가중행렬 Q 와 R 을 선택한다.
- 2) 선택되어진 Q , R , 그리고 $\alpha=0$ 에 대하여 $\Lambda(H)$ 를 결정한다. 여기서, $\Lambda(H)$ 는 H 의 고유치들로 구성된 정방행렬이다.
- 3) $2p_i$ 만큼 고유치를 이동시킬 행렬 A_i 와 Q_i 를 다음과 같이 정의한다.

$$A_i = A_{i-1} + p_i I, \quad A_0 = A$$

$$Q_i = Q_{i-1} - 2p_i M_i, \quad Q_0 = Q$$

여기서, M_i 는 Hamiltonian matrix의 안정한 고유치와 옮겨질 불안정한 고유치의 고유벡터들로 구성되며, $M_i = M_u$ 인 경우, 페루프 시스템의 모든 고유치가 $2p_i$ 만큼 이동하게 된다.

- 4) 3)에서 구해진 A_i 와 Q_i 를 이용하여 다음의 리카티 방정식을 만족하는 해 M_s 를 구한다.

$$A_i^T M_s + M_s A_i - M_s S M_s + Q_i = 0$$

- 5) M_s 를 이용하여 최종적인 페루프 시스템 $F_s = A - S M_s$ 을 결정한다.

1. LQR 제어

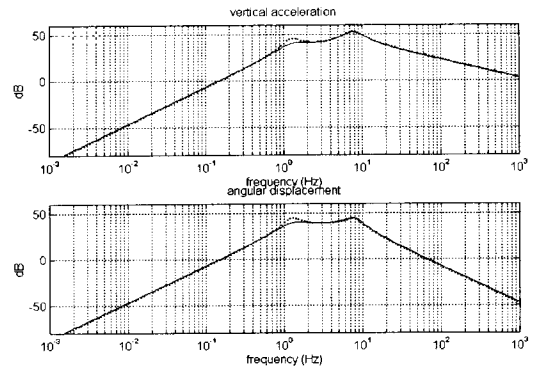
본 논문에서 제어기의 설계목적은 승차감의 향상에 두었다. 최적제어기법을 적용하기 위하여 다음과 같은 가중행렬을 선정한다.

$$Q = \text{diag}(10^5 \quad 10^5 \quad 10^{-1} \quad 10^{-1})$$

$$R = 10^{-2} \quad (19)$$

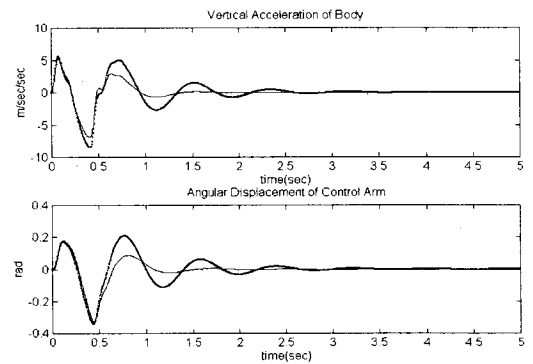
여기서, Q 의 선정시 스프링 위 질량의 수직가속도에 영향을 미치는 스프링 위 질량의 속도 및 변위에 큰 가중치를 두었다.

(19)의 성능지수를 최소화시키는 제어기를 설계하였을



(... open loop system — closed loop system)

그림 6. 최적제어를 사용한 경우의 주파수역 분석
Fig. 6. Frequency response of (15) with (19).



(... open loop system — closed loop system)

그림 7. 최적제어를 사용한 경우의 시간역 분석
Fig. 7. Time domain response of (15) with (19).

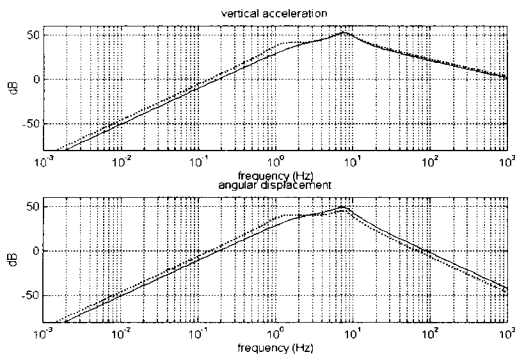
때, 페루프 시스템의 고유치는 $\lambda_c = \{-3.2042 \pm 7.1971i, -10.8560 \pm 48.2377i\}$ 이고, 그림 6은 개루프 시스템과 최적제어기법을 이용한 페루프 시스템의 주파수역 성능을 비교한 것이다. 개루프 시스템에 비해 페루프 시스템은 승차감에 영향을 미치는 1Hz부근에서 좋은 성능을 보이지만, 낮은 주파수대에서 성능이 오히려 나빠짐을 알 수 있다. 그리고, 그림 7은 높이 10cm, 길이 0.5m인 둔덕을 지날 때의 시간역 응답을 나타낸 것으로서 수직가속도와 회전각변위 모두 빠른 정착시간을 나타내며, 가속도의 크기도 상당히 줄어들어 성능이 상당히 개선되었음을 알 수 있다.

2. 최적극배치 제어

여기서, 좀 더 빨리 정상상태에 도달시키기 위해서는 대표극점의 감쇠율을 높힐 필요가 있다. 그러므로 최적극배치 기법을 이용하여 대표극점의 위치를 실수축에 평행하게 -8만큼 옮김으로서 대표극점의 감쇠율은 0.407에서 0.841으로 바뀌었고, 이에 의해 결정된 페루프 시스템의 고유치는 다음과 같다.

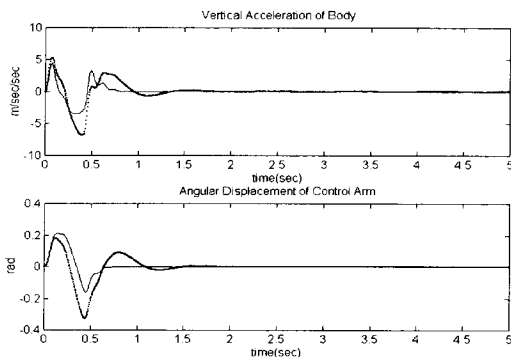
$$\lambda_{opt} = \{-11.2042 \pm 7.1971i, -10.8560 \pm 48.2377i\}$$

그리고 그 결과를 그림 8 및 그림 9에 나타내었다. 그



(... optimal control — optimal pole-placement)

그림 8. 최적극배치제어의 주파수역 분석.
Fig. 8. Frequency response of the optimal pole-placement control with $\alpha=-8$.



(... optimal control — optimal pole-placement)

그림 9. 최적극배치제어의 시간역 분석.
Fig. 9. Time domain response of the optimal pole-placement control with $\alpha=-8$.

림 8은 최적제어만을 사용한 경우와 최적극배치제어를 사용한 경우의 주파수역 성능을 나타낸 것으로, 후자가 전자에 비하여 저주파수에서 성능이 크게 향상됨을 알 수 있다. 그리고 그림 9는 둔덕을 지날 때의 시간역응답을 나타낸 것으로 역시 빠른 정착과 함께 평형상태로의 빠른 복귀 등 좋은 성능 향상을 보이고 있다.

VII. 결론

본 논문에서는 실제 차량에서 가장 많이 적용되고 있는 Macpherson형 현가장치에 대하여 컨트롤암의 역할이 고려된 모델링을 수행하였다. 새로운 모델에서는 기존모델과는 달리 노면으로부터의 입력이 컨트롤암상에서의 충격흡수기의 위치에 따라 스프링 위 질량에 다른 크기로 전달될 수 있기 때문에 컨트롤암의 지지점을 달리 하여 플랜트에 변화를 부여할 수 있었다. 새로운 모델에서 컨트롤암의 길이를 $l_B=l_C$ 로 하고, 컨트롤암의 초기 각을 $\theta_0=0$ 로 두게 되면, 노면으로부터 스프링 위 질량으로의 전달함수는 기존의 모델과 정확히 일치하게 된다. 따라서, 새로운 모델은 기존의 모델의 특성을 모두 포함하는 보다 일반적인 모델이 된다. 새로운 모델에서

는 기존 모델과는 공진주파수는 높게 나타나고, 감쇠율은 낮게 나타났다. 그러나, 새로운 모델의 공진주파수는 실험치와 거의 같은 값을 나타냈다. 그리고, 피드백제어 기로써 목적함수를 최소화하는 최적제어와 페루프시스템의 극점을 원하는 위치에 쉽게 위치시키는 극배치제어기법을 결합한 최적극배치제어의 설계과정을 기술하였다. 본 논문에서 제시된 새로운 모델은 다양한 현가장치의 동특성 해석 및 제어기 설계에 이용될 수 있을 것이다.

참고문헌

- [1] 이경수, 서명원, 오태일, “반능동 현가시스템의 Robust 제어법칙,” 한국자동차공학회 논문집 제2권, 제6호, pp.117-126, 1994.
- [2] 이형복, 김현수, “반능동형 전자제어 현가장치의 제어기 개발연구,” 자동차공학회지, vol. 16, no. 3, pp. 1-11, 1994
- [3] 김혁, 윤용산, “시간역과 주파수역의 복합형태 성능지수를 이용한 차량현가계의 예견 능동제어,” 자동차공학회지 제16권, 제3호, pp. 19-29, 1994.
- [4] 한기봉, 이시복, “차량 능동 현가장치의 성능향상을 위한 복합제어기 설계,” 한국정밀공학회지 제12권, 제7호, pp. 74-81, 1995.
- [5] 김기선, 장유진, 최승복, 정재천, 서문석, 여문수, “승용차용 연속가변 ER댐퍼의 성능연구,” 한국자동차공학회 논문집 제3권, 제6호, pp. 69-77, 1995.
- [6] 이경수, “능동 및 반능동차량 현가시스템 제어를 위한 차량계수 규명,” 대한기계학회 논문집, vol. 19, no. 10, pp. 2505-2513, 1995
- [7] 이경수, “능동/반능동 현가장치 기술,” 제어·자동화·시스템공학회지 제2권, 제2호, pp. 41-56, 1996.
- [8] 허승진, “자동차의 능동형 샤시시스템 개발동향,” 제어·자동화·시스템공학회지 제2권, 제2호, pp. 57-65, 1996.
- [9] J. Medanic, H. S. Tharp and W. R. Perkins, “Pole placement by performance criterion modification,” *IEEE Trans. Automatic Control*, vol. 33, no. 5, pp. 469-472, May, 1988.
- [10] C. Yue, T. Butsuen and J. K. Hedrick, “Alternative control laws for automotive active suspension,” *Trans. of the ASME, Journal of Dynamics System, Measurement, and Control*, vol. 111, pp. 286-291, 1989.
- [11] A. Stensson, C. Asplund and L. Karlsson, “The nonlinear behavior of a Macpherson strut wheel suspension,” *Vehicle System Dynamics*, vol. 23, pp. 85-106, 1994.
- [12] A. J. Truscott and P. E. Wellstead, “Adaptive ride control in active suspension systems,” *Vehicle System Dynamics*, 24, pp. 197-230, 1995.
- [13] S. R. Teja and Y. G. Srinivasa, “Investigation on the stochastically optimized PID controller for a linear quater-car road vehicle model,” *Vehicle System Dynamics*, 26, pp. 103-116, 1996.

[14] J. S. Lin and I. Kanellakopoulos, "Nonlinear design of active suspensions," *IEEE Control*

System Magazine, vol. 17, no. 3, pp. 45-59, 1997.



홍 금 식

1957년 8월 25일생. 1975년 3월-1979년 2월 서울대학교 기계설계학과(공학사). 1985년 8월-1987년 1월 Columbia University (New York) 기계공학과(공학석사). 1990년 6월-1991년 1월 University of Illinois at Urbana-Champaign (UIUC) 응용수학과(이학석사). 1987년 1월-1991년 8월 UIUC 기계공학과(공학박사). 1991년 8월-1992년 8월 UIUC 기계공학과 Postdoctoral Fellow. 1979-1982년 군북무(포병). 1982년-1985년 대우중공업(인천) 기술연구소 근무. 1993년-현재 부산대학교 공과대학 조교수. 관심분야는 시스템이론, 적응제어, 비선형제어, 분포계수시스템의 제어.



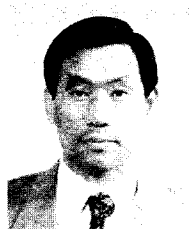
전 동 섭

1971년 3월 4일생. 1989년 3월-1996년 2월 부산대학교 수학과(이학사). 1996년 3월-현재 부산대학교 정밀기계공학과 석사과정 재학중. 관심분야는 비선형제어, 시간지연시스템, 최적제어.



김 철 민

1967년 11월 25일생. 1986년 3월-1992년 2월 부산대학교 기계설계학과(공학사). 1992년 3월-1994년 2월 부산대학교 기계설계학과(공학석사). 1994년 3월-현재 부산대학교 기계설계학과 박사과정. 1994년-현재 대우정밀 기술연구소 연구원. 관심분야는 차량시스템, 비선형제어.



유 완 석

1954년 10월 10일생. 1972년-1976년 서울대학교 기계공학과(공학사). 1976년-1978년 한국과학원 기계공학과(공학석사). 1981년 8월-1985년 7월 The Univ. of Iowa(공학박사). 1978년 3월-현재 부산대학교 조교, 전임강사, 조교수, 부교수, 교수. 1994년 12월-1996년 3월 부산대학교 공과대학 교무과장, 부학장. 1997년 12월-현재 한국과학재단 지정 기계공학연구정보센터(METRIC) 소장. 관심분야는 기계시스템 모델링 및 해석, 다물체동역학(multibody dynamics), 기구학해석, 차량동역학(vehicle dynamics).