

# 승차감향상을 위한 자동차현가장치의 능동제어시스템

박 호\*, 전 의 식\*\*, 노 병 옥\*\*\*

## Active Control System of a Vehicle Suspension for Improving Ride Quality

Ho Park\*, Euy-Sik Jeon\*\*, Byung-Ok Roh\*\*\*

### Abstract

As the fundamental study of an active suspension system, computer simulation is performed using a quarter model. Design data for the development of active suspension system are presented through performance estimation of active control laws in the time and frequency domain. The verification of compromise between ride quality and handling characteristics is carried out.

Keywords : Active Suspension(능동형 현가장치), Performance Estimation(성능평가), Control Laws(제어 법칙), Ride Quality(승차감), Handling Characteristics(조종특성)

### 1. 서론

현가장치의 중요한 기능은 차체를 지지하고 불규칙 노면으로부터 발생하는 진동을 절연하는 것이며 이에 대한 많은 문제들은 수동형 장치(passive device)를 이용하여 해결되어 왔다. 수동형 현가장치는 구조가 간단하여 값이 싸고 신뢰성도 높지만, 고유진동수 부근의 공진 피크를 억제하거나, 고주파영역의 진동 절연에서 여러가지 제한된 영역이 존재<sup>(1)(2)(3)</sup> 하는 한계를 지니고 있어 진동상황에

따라 진동을 적극적으로 억제하는 능동형 현가장치 (예를 들면, 능동감쇠기, 유압 및 공압 액추에이터 등을 이용)에 대한 연구<sup>(4)(5)(6)</sup>가 많이 이루어지고 있으며, 최근에는 수동형과 능동형의 절충형인 반능동형 현가장치에 대한 연구<sup>(9)(10)</sup>도 활발히 전개되고 있다. 특히, 전자현가장치(electronic suspension)에 대한 관심이 매우 고조되고 있는 것은 승차감과 조종성을 동시에 향상시킬 수 있다는 이점 때문이다.

따라서, 국내 자동차제작 회사들은 변조형, 능동형 및

\* 천안공업대학 자동차학과

\*\* 천안공업대학 용접기술학과

\*\*\* 선문대학교 기계 및 시스템공학부

반능동형 현가장치에 대한 연구를 시작하고 모의 시스템 (prototype system)의 개발을 서두르고 있으나, 능동형 현가장치에 대한 연구는 아직은 미비한 실정이고 시행착오에 의한 수동형 현가장치에 대한 연구가 주류를 이루고 있어 비경제적이며 개발과정에서의 많은 문제점을 지니고 있다.

본 연구에서는 능동형 현가장치에 대하여 1/4차 모델 (quarter model)을 이용한 컴퓨터 시뮬레이션을 실시하였다. 또한, 현가계의 능동제어법칙(active control law)에 대한 시간 및 주파수영역에서의 성능을 평가하고 승차감 및 조종성에 대한 절충성을 규명하여 능동형 현가장치의 개발에 기초적인 설계자료를 제시하고자 한다.

## 2. 능동제어 알고리즘

### 2.1 능동형 현가계의 모델링 및 수식화

Fig. 1에서 2자유도 현가계(quarter model)의 운동 방정식은

$$\begin{aligned} m_s \ddot{Z}_s + c_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) + k_s(Z_s - Z_u) &= f_a \\ m_u \ddot{Z}_u - c_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) - k_s(Z_s - Z_u) + k_t(Z_u - Z_r) &= -f_a \end{aligned} \quad (1)$$

식 (1)에 다음과 같은 상태변수(state variable)를 정의하면

$$\begin{aligned} X_1 &= Z_s - Z_u && \text{: 현가변위} \\ X_2 &= \dot{Z}_s && \text{: 스프링상질량 절대속도} \\ X_3 &= Z_u - Z_r && \text{: 타이어변위} \\ X_4 &= \dot{Z}_u && \text{: 스프링하질량 절대속도} \end{aligned} \quad (2)$$

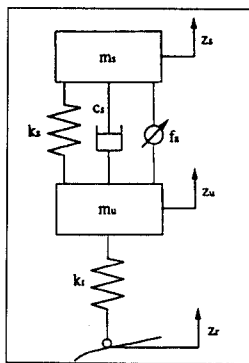


Fig. 1 Quarter model of fully active vehiclesu spension

다음과 같은 상태공간표현(state space representation)이 가능하다.

$$\dot{X} = AX + Bf_a + LZ_r \quad (3)$$

여기서,

$$X = \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \end{Bmatrix}, A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -k_s/m_s - c_s/m_s & 0 & c_s/m_s & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ k_s/m_u & c_s/m_u & -k_t/m_u - c_s/m_u & 0 \end{bmatrix},$$

$$B = \begin{Bmatrix} 0 \\ 1/m_s \\ 0 \\ -1/m_s \end{Bmatrix}, L = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

현가계의 성능을 평가하기 위하여 다음과 같은 성능지수(performance index)를 도입,

$$J = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} E \left[ \int_0^T \{ \dot{Z}_s^2 + \rho_1(Z_s - Z_u)^2 + \rho_2 \dot{Z}_s^2 + \rho_3(Z_u - Z_r)^2 + \rho_4 \dot{Z}_u^2 \} dt \right] \quad (4)$$

여기서,  $\rho_1, \rho_2, \rho_3, \rho_4$  : 가중치

식 (2)에서 정의된 상태벡터를 이용, 다시 정리하면 식 (5)와 같다.

$$J = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} E \left[ \int_0^T \{ X^T Q X + 2X^T S f_a + R f_a^2 \} dt \right] \quad (5)$$

여기서,

$$Q = \begin{bmatrix} k_s^2/m_s^2 + \rho_1 & c_s k_s/m_s^2 & 0 & -c_s k_s/m_s^2 \\ c_s k_s/m_s^2 & c_s^2/m_s^2 + \rho_2 & 0 & c_s^2/m_s^2 \\ 0 & 0 & \rho_3 & 0 \\ c_s k_s/m_s^2 & c_s^2/m_s^2 & 0 & c_s^2/m_s^2 + \rho_4 \end{bmatrix},$$

$$S = \begin{bmatrix} -k_s/m_s^2 \\ -c_s/m_s^2 \\ 0 \\ c_s/m_s^2 \end{bmatrix}, R = \frac{1}{m_s^2}$$

### 2.2 능동제어법칙

2.2.1 전상태 폐환 시스템(full state feedback system)

액츄에이터의 능동제어력(active control force)  $f_a$ 를 결정하기 위해 다음과 같은 전상태제환법칙<sup>(11)(12)(13)(14)</sup>을 고려하였다.

$$f_a = -g_1 X_1 - g_2 X_2 - g_3 X_3 - g_4 X_4 = -GX \quad (6)$$

여기서,  $G = [g_1, g_2, g_3, g_4]$  : 제환이득행렬

이때, 능동제어력  $f_a$ 를 결정하는데 있어서 계의 성능지수(식(5))를 최소화하기 위한 제환이득행렬  $G$ 는 최적제어이론<sup>(15)(16)</sup>에서의 LQR문제(Linear Quadratic Regulator problem)의 Riccati 방정식으로 구하였다.

$$(A - BR^{-1}S)^T P + P(A - BR^{-1}S) + (Q - S^T R^{-1}S) - PBR^{-1}B^T P = 0 \\ G = R^{-1}(B^T P + S) \quad (7)$$

폐루프(closed-loop) 상태방정식은 식 (5) 및 식 (7)을 식 (3)에 대입하여 다음 식과 같이 얻을 수 있다.

$$\dot{X} = (A - BG)X + LZ, \quad (8)$$

### 2.2.2 출력 제환시스템(output feedback system)

앞의 전상태 제환시스템에서의 네가지 상태량을 모두 측정한다는 것은 매우 어렵고 비용도 많이 소비되며, 특히 타이어변위( $X_3$ )와 스프링하질량의 절대속도( $X_1$ )는 더욱 그러하다. 또한 효율적인 제환시스템의 구성을 위하여 출력의 정보를 손상시키지 않고 센서의 수를 줄이는 것도 매우 중요하다. 만약  $g_3 = 0$  이라 놓을 수 있다면, 타이어 변위( $X_3$ )는 측정할 필요가 없게 된다. 또한 스프링하질량의 절대속도는 계의 상태방정식 식 (3)의 상태벡터에서 ( $X_1, X_2, X_2$ ) 또는 ( $X_1, X_2, X_2 - X_4$ )와 같은 측정값으로 재구성될 수 있어 본 연구에서는 측정가능한 상태변수를 ( $X_1, X_2, X_2$ )의 쌍으로 택하여 시뮬레이션을 하였다.

시스템의 출력 방정식은 식 (9)로 표현<sup>(17)</sup>되며,

$$y_m = C_m X + D_m f_a \quad (9)$$

여기서,

$$C_m = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -k_s/m_s & -b_s/m_s & 0 & b_s/m_s \end{bmatrix}, \quad d_m = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 1/m_s \end{bmatrix}$$

출력제환법칙은 다음과 같다.

$$f_a = K y_m = -(k_1 \ k_2 \ k_3) y_m \quad (10)$$

식 (10)을 식 (9)에 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$y_m = (I + D_m K)^{-1} C_m X \quad (11)$$

따라서 식 (11)을 식 (3)에 대입하면 식 (12)와 같은 페루프의 상태방정식을 얻을 수 있다.

$$\dot{X} = (A - BK(I + D_m K)^{-1} C_m) X + LZr \quad (12)$$

식 (8)과 식 (12)를 비교하면 제환이득행렬을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$G = K(I + D_m K)^{-1} C_m \quad (13)$$

### 2.2.3 절대속도제환 시스템(absolute velocity feedback system)

스프링상질량의 진동 모드(여기서는 1차 모드로서 1.2 Hz 임)에서의 승차감의 성능개선은 스프링상 질량의 절대속도제환의 항( $X_2$ )에 의하여 크게 영향을 받으므로, 좀 더 간단한 능동제어법칙을 도입하면 식 (14)와 같이 쓸 수 있다.

$$f_a = -g_2 X_2 \quad (14)$$

실제 응용면에서는, 현가계의 피드백 시스템을 구축하는데 있어서 전상태 제환제어는 센서의 다중화 및 계측상의 어려움(특히 타이어 변위)이 많으므로 스프링상질량의 절대속도만을 측정하는 식 (15)와 같은 방법이 보다 실제적인 문제의 해결책이라고 사료된다.

### 2.3 전달함수(transfer function)

현가계의 주파수응답의 평가를 위해 식 (1)에 대한 라플라스 변환을 이용하였으며(18), 식 (15)와 같이 전달함수를 도입하여 성능평가의 기준으로 삼았다.

$$H_{AC}(S) \equiv \frac{\ddot{Z}_s(s)}{\dot{Z}_r(s)} \quad : \text{스프링상질량가속도 전달함수}$$

$$H_{TD}(S) \equiv \frac{Z_u(s) - Z_r(s)}{\dot{Z}_r(s)} \quad : \text{타이어변위 전달함수} \quad (15)$$

이때의 현가계의 일반적 성질을 알기위해 도로입력은  $Z_r(t)$ 은 백색잡음(white noise)으로 모델링하였으며, 자동차의 타이어와 노면사이는 점접촉, 전진속도는 일정하다고 가정하였다.

### 3. 현가계의 능동진동제어

#### 3.1 수동형 현가계의 진동해석

도로 입력에 대한 응답계산은 모드해석기법을 적용하여 모드좌표계에서 해석하였으며, 좌표의 역변환에 의하여 물리좌표계에서의 응답을 구하였다. 그리고 식 (2)에서 정의된 상태벡터를 케환하여 능동제어력을 계산한 다음, 액추에이터를 이용하여 제어력을 공급하는 시스템으로 구성하였다. Table 1 은 주어진 1/4차 모델에 대한 설계변수값을 보이고 있으며, 시뮬레이션에 이용한 노면형상 데이터(road profile data)는 반사인곡선의 범프(bump)모델 및 백색 잡음모델을 병용하였다.

능동제어력을 고려하지 않는 원래의 수동형 현가계(이하 PAS System)에 대한 진동해석을 실시하여 그 응답특성을 살펴보았다. Fig. 2는 도로입력(bump model)에 스프링상질량의 변위응답을 보이고 있으며 이때의 샘플링타임(sampling time)은 0.005초로 하여 0~5초 사이의 응답을 표현한 것이다. Table 2는 계의 고유치해석 결과이며, 1차모드는 스프링상질량 모드(sprung mass mode)로서 약 1.2 Hz, 2차 모드는 스프링하질량 모드(unsprung mass mode)로서 약 10.8 Hz 에서 공진피크를 보이고 있다.

Table 1 Design parameters of 2DOF suspension

element	symbol	unit	value
sprung mass	$m_s$	kg	240
unsprung mass	$m_u$	kg	36
suspension damping	$c_s$	Nsec/m	1,000
suspension stiffness	$k_s$	N/m	16,000
tire stiffness	$k_t$	N/m	160,000

Table 2 Modal parameters of passive suspension

system	modal parameter	1st mode	2nd mode
passive system	undamped natural frequency	1.25 Hz	11.02 Hz
	damping ratio	0.2233	0.2054
	modal decay rate	-1.75	-14.22
	damped natural frequency	1.22 Hz	10.79 Hz
	mode shape	$1.00 + j0.00$ $0.08 + j0.04$	$1.00 + j0.00$ $-6.23 + j15.36$

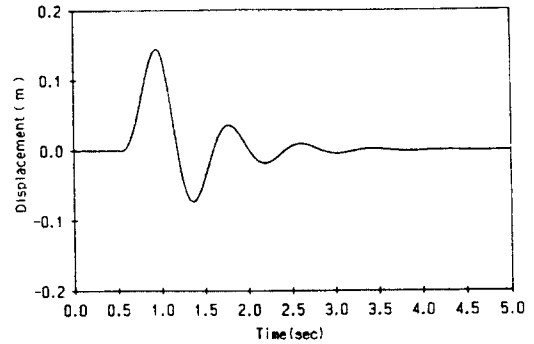


Fig. 2 Sprung mass vibration of PAS system

#### 3.2 능동제어법칙의 성능평가

전상태케환시스템(이하 FSF시스템), 출력케환시스템(이하 OPF시스템), 및 스프링상질량 절대속도제한(이하 AVF시스템)에 의한 능동제어를 실시하여 응답개선결과를 본래의 수동형 현가장치와 비교 고찰하였다. Fig. 3은 PAS, FSF, OPF 및 AVF시스템의 스프링상질량의 변위 응답을 나타내고 있으며, 각 제어시스템의 능동제어력에 의해 변위 및 가속도의 진동진폭이 잘 제진되고 있고, 정상상태로의 수렴시간도 많이 단축됨을 알 수 있다. FSF 및 OPF시스템은 거의 대등한 성능을 보이고 있으며, 스프링상질량 절대속도제한만에 의한 AVF시스템에서도 크게 뒤지지 않는 우수한 제진효과를 보이고 있다.

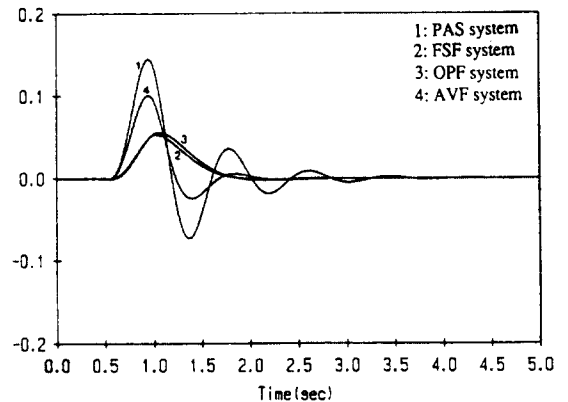


Fig. 3 Sprung mass displacement response of each system

Fig. 4는 각 제어시스템에서의 범프통과 전후의 현가계에 가해진 능동제어력의 비교를 나타내고 있으며, 피이드백 상태변수를 치환한 OPF시스템에서의 제어력의 소모량이 FSF시스템에 비해서 오히려 증가하였음을 알 수 있다. 이것은 OPF시스템에서 상태변수를 제한시킬 때 타이어변위( $X_4$ ) 대신에 다른 상태변수보다 상대적으로 큰 값을 갖는 스프링상질량가속도( $X_2$ )로 치환하였기 때문으로 사료되며, OPF시스템의 하나의 단점으로 지적된다. 한편, AVF시스템에서는 다른 시스템에 비해서 제어력의 소모가 대폭 감소되고 있음을 나타내고 있어, 능동현가장치의 중요한 결점 가운데의 하나가 큰 동력을 필요로 하는 것임을 생각할 때 이것은 AVF시스템이 갖는 큰 장점중의 하나라고 보여진다

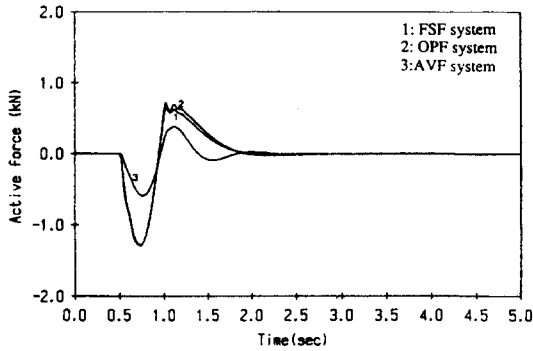


Fig. 4 Comparison of active force for each active system

Fig. 5, Fig. 6은 각 제어시스템에서의 도로입력에 대한 스프링상질량가속도 및 타이어변위의 전달함수를 비교하고 있다. 그림에서 보면 능동제어에 의해 1차 모드의 레벨이 대폭 감소되어 승차특성이 개선되었음을 알 수 있으며, 앞의 시간응답의 결과에 상응하는 주파수응답특성이 나타나고 있다. 특기사항으로서 타이어변위에 대한 2차 모드 부근의 주파수영역을 주목할 수 있는데, 그 영역에서는 능동제어시스템의 레벨이 수동형시스템보다 오히려 증가하는 현상을 볼 수 있다. 이는 능동제어시스템의 한계성을 시사해 주는 결과로 사료되며, 좀 더 상세한 고찰을 위해 정현파입력에 대한 응답을 계산해 보았다.

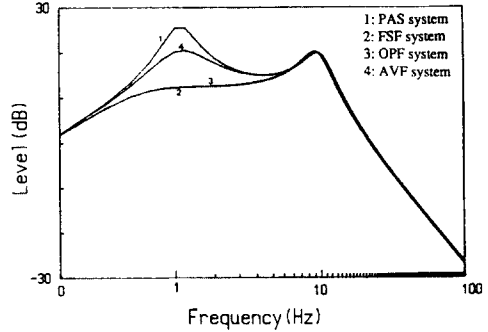


Fig. 5 Comparison of sprung mass acceleration transfer function

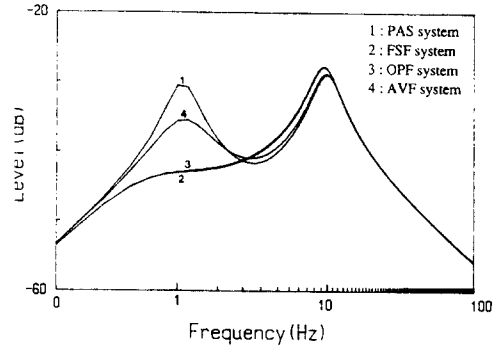


Fig. 6 Comparison of tire deflection transfer function

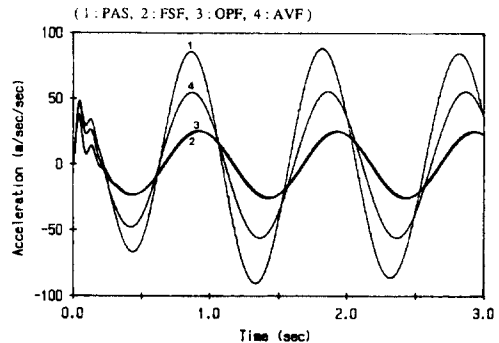


Fig. 7 Sprung mass acceleration response against a sinusoidal input at 1 Hz

Fig. 7은 1차 모드를 고려한 1 Hz의 정현파입력에 대한 스프링상질량가속도의 응답을 각 시스템별로 비교한 것인데, 주파수응답(Fig. 5)에 상응하는 결과를 얻을 수 있었다. 또한 Fig. 8은 2차 모드인 10 Hz의 정현파입력에 대한 타이어변위의 응답을 표현한 것으로서, 주파수응답(Fig. 6)에서 예측한 대로 능동제어시스템에서의 레벨이 더욱 증가되었으며, LQR이론에 의한 능동제어시스템의 결점으로 지적할 수 있다.

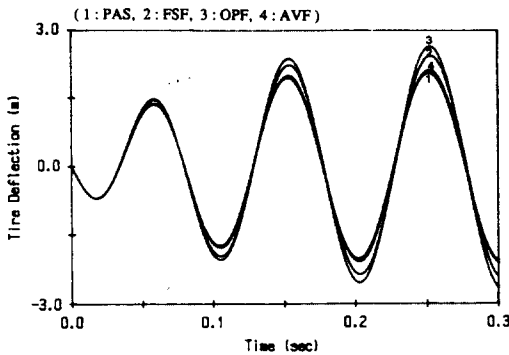


Fig. 8 Tire deflection response against a sinusoidal input at 10 Hz

### 3.3 승차 및 조종특성의 절충성 평가

전상태제환 시스템에서의 능동제어력은 상태벡터와 궤환이득에 의해서 결정되며, 궤환이득은 LQR이론에 의하여 구하였다. 따라서 궤환이득은 식 (4)의 가중치에 의해 영향을 받게 됨을 알 수 있는데, 이 가중치는 해석자의 주관과 공학적 판단에 의해 결정되는 상수이다. 본 연구에서는 승차감 향상을 위한 가중치와 조종성 향상을 위한 가중치를 별도로 고려하여 승차감과 조종성 사이의 절충성(trade off)에 대해 분석하였다.

Fig. 9 및 Fig. 10은 두 종류의 가중치에 의한 스프링상질량의 변위를 비교한 것인데 승차감 향상을 위한 가중치를 사용했을 때에는 스프링상질량의 변위는 PAS 시스템에 비해서 상당히 잘 제어되고 있지만, 스프링하질량의 변위는 전혀 제진되지 않고 있음을 볼 수 있다. 반면, 조종성향상을 위한 가중치를 사용했을 때에는 스프링상질량의 변위는 PAS시스템에 비해서 별로 개선되고 있지 않지만, 스프링하질량의 변위는 비교적 잘 제진되어 조정특성이 향상되었음을 알 수 있다.

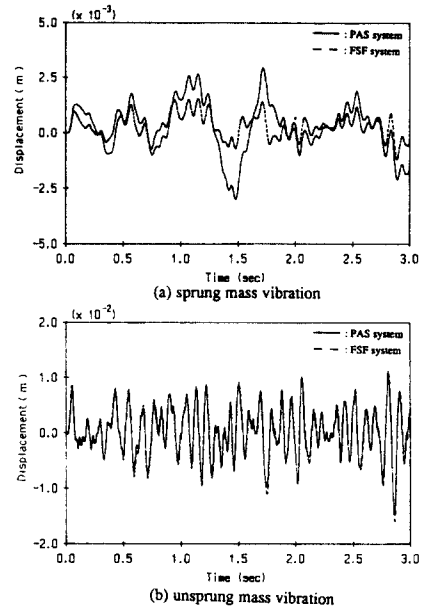


Fig. 9 Comparison of PAS and FSF system for using ride quality oriented weighting factor

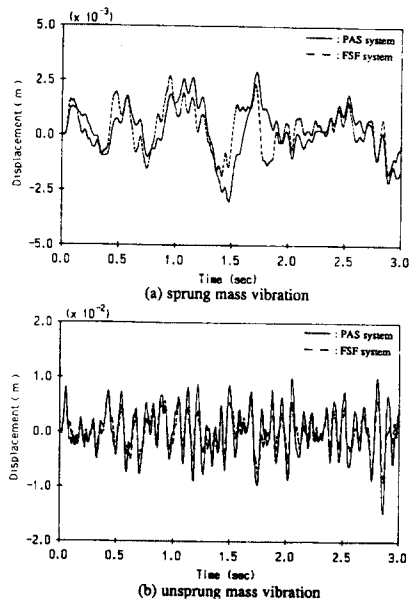


Fig. 10 Comparison of PAS and FSF system for using handling oriented weighting factor

Fig. 11은 가중치의 변화에 의한 FSF 시스템의 스프링상질량가속도 및 타이어변위 전달함수를 나타내고 있는데, 승차감과 조종성 사이의 절충성이 잘 나타나 있다. 즉, 조종성을 대변하고 있는 타이어변위의 전달함수를 주목해 보면, 승차감 향상을 위한 가중치를 이용했을 때는 1차 모드는 그 레벨이 상당히 감소되어 좋은 승차특성을 나타내고 있으나, 1차 모드 이상 2차 모드 부근에서는 그 레벨이 오히려 증가되어 조종성에는 좋지 않은 영향을 미치고 있음을 알 수 있다. 반면, 조종성 향상을 위한 가중 상수를 사용했을 때는 2차 모드의 레벨이 감소되어 조정 특성의 향상을 알 수 있으나, 대신에 1차 모드에서는 그 레벨이 증가하여 승차감이 감소됨을 알 수 있다. 즉, 승차 및 조정특성 사이에는 절충성이 존재하고 있으며, 두 특성을 동시에 잘 제어하는 것은 어려운 일이기 때문에, 제어기를 설계하는 설계자는 자신의 경험 및 공학적인 센스와 충분한 시뮬레이션을 통하여 두 특성을 적절히 절충하는 가중치를 결정하는 것이 중요하다.

#### 4. 결론

능동제어법칙의 성능평가를 위한 시뮬레이션을 실시한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 1/4차 모델링에 의한 자동차 현가계의 진동해석 및 능동제어를 위한 여러 제어법칙의 시간 및 주파수영역에서의 성능평가 시스템의 전산프로그램을 개발하였다.
2. 전상태래환 및 출력래환의 능동제어에 의하여 승차특성을 상당히 개선시킬 수 있었으며, 스프링상질량의 절대속도래환시스템에 의해서도 전상태래환 또는 출력래환시스템에 못지 않는 우수한 제진효과를 얻을 수 있었다.
3. 상태변수에 대한 계측상의 어려움과 동력의 절약적인 측면을 고려할 때, 실제계의 적용에서는 출력래환 또는 스프링상질량의 절대속도래환시스템이 보다 경제적인임을 알 수 있었다.
4. 승차 및 조정특성사이의 절충성을 규명하였으며, 향후 과제로서 두 특성을 적절하게 절충하는 가중치의 최적 결정에 관한 연구가 필요하다고 사료된다.

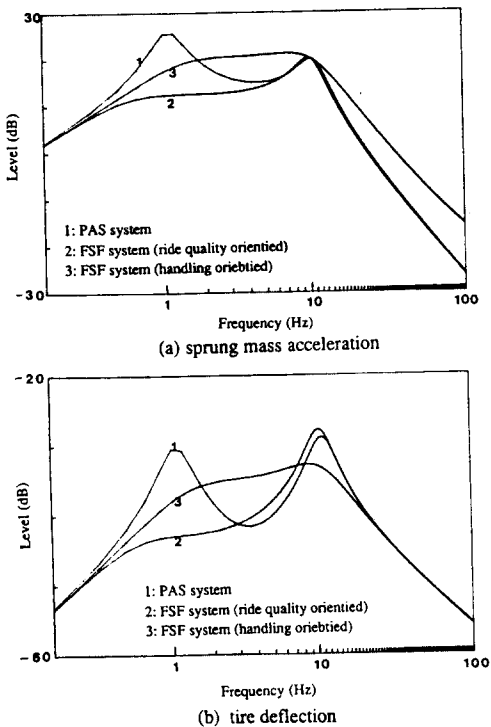


Fig. 11 Comparison of transfer function

#### 참고 문헌

1. A.G.Thompson, "Suspension Design for Optimum Road-Holding", SAE 830663, pp.1135-1150, 1984.
2. G.Mastinu, "Passive Automotible Suspension Parameter Adaption", IMechE, C425/88, pp.51-58, 1988.
3. D.Hrovat, "Influence of Unsprung Weight on Vehicle Ride Quality", J.of Sound and Vibration, Vol.124(3), pp.497-516, 1988.
4. D.L.Klinger et al, "A Pneumatic On-Off Vehicle Suspension System", ASME, Vol.90, pp.130-136, 1977.
5. G.W.Celniker and J.K.Hedrick, "Rail Vehicle Active Suspensions for Lateral Ride and Stability Improvement", ASME J.of Dynamic System, Measurement and Control, Vol.104, pp.101-106, 1982.
6. W.H.Cormier and R.E.Fenton, "On the Steering of Automated Vehicles --- A Velocity

- Adaptive Controller", IEEE, Vol.VT-29, No.4, pp.375-385, 1980.
7. D.Karnopp, "Active Damping in Road Vehicle Suspension Systems", Vehicle System Dynamics, Vol.12, pp.291-316, 1983.
  8. D.L.Margolis, "Semi-Active Control of Wheel Hop in Ground Vehicles", Vehicle Dynamics, Vol.12, pp.317-330, 1983.
  9. Yoshiaki IWATA, "The Study of Semi-Active Suspensions by On-Line Control of Damping and Stiffness Parameters", JSME, Vol.56, No.521, pp.71-76, 1989.
  10. Haruhiko Tanabashi et al, "Toyota Electronic Modulated Air Suspension for the 1989 SOARER", SAE 870541, pp.2691-2701, 1988.
  11. D.A.Crolla, "Theoretical Comparisons of Various Active Suspension Systems in terms of Performance and Power Requirements", IMechE, C420/88, pp.1-9, 1988.
  12. P. Barak and D. Hrovat, "Application of the LQG Approach to Design of an Automotive Suspension for Three-Dimensional Vehicle", IMechE, C421/88, pp.11-26, 1988.
  13. C.Yue et al, "Alternative Control Laws for an Automotive Active Suspensions", ACC, pp.2373-2378, 1988.
  14. C.Smith et al, "The Prediction of Passenger Riding Comfort from Acceleration Data", ASME, Vol.90, pp.18-23, 1988.
  15. D.E.Kirk, "Optimal Control Theory", PRENTICE-HALL INC., pp.29-42, 1970.
  16. H.Kwakernaak, "Linear Optimal Control System", John Wiley and Sons Inc., pp.193-318, 1972.
  17. A.G.Thompson et al, "Optimal Linear Active Suspensions with Derivative Constraints and Output Feedback Control", Vehicle System Dynamics, Vol.17, pp.179-192, 1988.
  18. 이명호, "유압 비례 위치제어 시스템의 마찰력 보상기 설계", 한국공작기계학회지, 제 7권 제 4호, pp.130-135, 1988.