

자동차 현가장치의 적응제어를 위한 FEEDBACK 시스템의 성능감도해석 Performance Sensitivity Analysis of Feedback System for Adaptive Control of a Vehicle Suspension

박 호*, 전 의 식**, 오 재 응***
H. Park, E. S. Jeon, J. E. Oh

ABSTRACT

A linear quarter model of a vehicle suspension system is built and simulated. Especially the so-called sensitivity analysis is conducted in order to show its applicability to design problems, and sensitivity function is determined in the frequency domain. The change of frequency response function is predicted, which depends on the design parameter variation and the property is verified by computer simulation.

Typical performance measures, namely, sprung mass acceleration, suspension deflection, and tire deflection are examined. The vehicle model is analyzed for its performance sensitivity as a function of the system's feedback gains. The variable feedback gains are selected as the spring and damping coefficients.

Frequency response, RMS response, and performance index of the performance evaluation variables are considered and three-dimensional and contour plots of response surfaces are formed to examine output sensitivity to suspension feedback. Performance trade-offs over the entire frequency spectrum are identified from the FRF, and that between ride quality and handling characteristics are examined from the RMS responses.

1. 서 론

산업사회의 발달과 더불어 자동차의 승차감 향상에 대한 소비자의 강한 요구에 의해, 현가장치의 최적한 강성 및 감쇠조건을 획득하기 위한 많은 노력이 경주되어 왔다. 현가계의 강성 및 감쇠특성은 자동차의 승차 및 조

종특성(ride and handling characteristics)을 결정하는데 중요한 역할을 하고 있다.¹⁻²⁾ 최근 노면상태 또는 운전자에 의하여 제시된 상태를 몇 개의 센서를 이용하여 탐지하고, 그 조건에 부합하도록 즉시 현가계의 특성을 바꾸어 주는 전자현가장치가 개발되어 실차에 응용되고 있다.³⁻⁴⁾

*정회원, 한양대학교 대학원 정밀기계공학과

**국립천안공업전문대학 용접기술과

***정회원, 한양대학교 공과대학 정밀기계공학과

현가계의 강성 및 감쇠계수를 감소시키는 것은 잘 포장된 도로에서의 안락한 승차감을 제공하지만 회전, 가속 및 감속시 차체거동에 있어서의 큰 변위를 야기한다. 이것은 고속 주행시의 돌발사고에 대한 방어능력의 감소 및 차체 내부의 불안정성의 요인이 되며, 또한 현가계의 스트로크(stroke)를 단축시켜서 거친 도로의 주행시 현가계 상하충돌(suspension full-bumping)의 원인이 되기도 한다.⁵⁻⁶⁾

이러한 문제들을 해결하기 위해서는 고속 주행, 회전, 가속 및 감속시에는 현가계의 강성 및 감쇠계수를 증가시키고, 그 외의 상태에서는 반대로 감소시켜야 한다. 또한 이러한 목적의 달성을 위하여 그 파라미터들의 최적한 값에 대한 추경과 여러가지 다른 노면상태 및 운전조건에서의 적절한 값의 선택에 대한 연구가 선행되어야 하며, 현가계의 특성을 soft 상태(승차특성의 향상)로 할 것이냐, hard 상태(조종특성의 향상)로 할 것이냐를 선택하는 기준이 결정되어야 할 것이다. 즉 노면상태 및 운전조건에 따라 현가계의 성능을 극대화하기 위하여 현가계의 케환이득을 신속하게 변화시키는 적응제어시스템의 개발이 필요하다.⁷⁻⁸⁾

선진국에서는 이러한 연구에 의하여 결정된 현가계의 특성을 전자기술과의 접목을 통하여 승차감, 안정성 및 조정성을 동시에 제공하는 제어시스템을 개발하였는데, 이것이 바로 ECS(Electronically Controlled Suspension)라고 불리는 전자현가장치이다. 전자 제어현가장치는 운전자의 요구 또는 자동차의 주행상태를 감지하여 현가계의 특성 및 스트로크를 자동적으로 조절하여 자동차의 성능을 향상시킬 목적으로 개발되었다.⁹⁻¹⁰⁾ 물론 이를 위해서는 조절가능한 현가계의 요소가 필요하며, 적용가능한 요소로서는 체적가변 공기스프링, 가변유압감쇠기, 유압 및 전자 액츄에이터 등을 들 수 있다.¹¹⁻¹²⁾

본 연구에서는 자동차 현가계의 강성 및 감쇠 파라미터를 가변 케환이득으로 택하였으며, 그 케환이득의 함수로서의 현가계의 성능감도를 해석하였다. 또한 각 파라미터의 변화에

따른 출력감도와 현가계 스트로크의 제한조건 하에서의 노면접촉성능 및 진동절연성능 사이의 절충성에 대하여 조사하고자 한다. 자동차 현가계의 2자유도 선형역학모델을 이용하여 주파수영역에서의 감도함수를 결정하였으며, 현가계의 케환이득의 변화에 따르는 FRF(주파수응답함수), RMS 응답 및 성능지수를 평가하여 적응제어를 위한 전자제어현가시스템의 설계 및 응용에 대한 기초자료를 제시하고자 한다.¹³⁻¹⁴⁾

2. 감도함수에 의한 주파수영역에서의 감도해석

n자유도 기계계의 운동방정식은 Newton 역학이나 Lagrange 역학으로부터 쉽게 구할 수 있다. 점성적으로 감쇠되는 선형 기계계에 대해 운동방정식은 다음과 같은 형태로 쓸 수 있다.

$$M\ddot{q} + C\dot{q} + Kq = f \quad (1)$$

여기에서 M, C, K 는 n차의 정방, 대칭행렬로 관성(inertia), 감쇠(damping), 강성(stiffness)를 각각 나타낸다. 그리고 q, f 는 n차원의 변위와 힘 벡터를 나타낸다. 만약 q, f 의 모든 성분에 대하여 프리에 변환이 가능하다고 하면 (1)식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$q^* = Z^{-1} f^* \quad (2)$$

여기에서

$$Z = K - \omega^2 M + j\omega C \quad (3)$$

는 기계적 저항(mechanical impedance)이고, q^* 와 f^* 는 q 와 f 의 프리에 변환이다. ω 는 라디안 주파수이고 $j = \sqrt{-1}$ 이다. n차원 정방전달행렬은 다음과 같이 주어진다.

$$G = Z^{-1} \quad (4)$$

운동학적으로 가진된 계의 운동방정식은 다음과 같은 일반적인 형태를 가진다.

$$M_u \ddot{u} + C_u \dot{u} + K_u u \quad (5)$$

여기에서 M_u, C_u, K_u 는 $(n \times m)$ 차원 행렬로써 운동학적 가진 u 의 m 차원 벡터와 연관되어 있다. 계 (5)의 $(n \times m)$ 차원 전달행렬은 다음과 같이 쓰여질 수 있다.

$$G = Z^{-1} R \quad (6)$$

여기에서 $(n \times m)$ 행렬 R 은 다음과 같다.

$$R = K_u - \omega^2 M_u + j\omega C_u \quad (7)$$

이제 (2)식은 다음과 같다.

$$q^* = Gu^* \quad (8)$$

여기에서 u^* 는 u 의 푸리에 변환이다. 행렬 (4)는 R 이 단위행렬이라 가정하여 (6)식으로부터 얻어질 수 있기 때문에 전달행렬 (6)은 행렬(4)보다 더 일반적 형태의 것이다.

이제 행렬 M, C, K, M_u, C_u, K_u 의 각 성분이 r 차원 파라미터 벡터 a

$$a = [a_1 \dots a_r] \quad (9)$$

으로 나타내어 진다고 가정하자. 그러면 (3)식과 (7)식으로부터 전달행렬 G 는 파라미터 벡터 a 에 의존한다. 즉 $G = G(a)$ 이다. 파라미터를 변화시키기 전의 기계를 나타내는 (1), (5)식을 원래 시스템이라 부르고, 원래의 파라미터 벡터를 a_0 로 나타내기로 하자. 그러면 실제의 파라미터 벡터는 $a = a_0 + \Delta a$ 로 표현될 수 있는데, 여기에서 Δa 는 작은 파라미터 벡터라 가정한다. 감도행렬은 전달행렬 G 를 매개변수 a_s 에 대하여 편미분한 것으로 정의된다.

$$W_s = \partial G / \partial a_s |_{a_0}, \quad s = 1, \dots, r \quad (10)$$

(10)식에서 첨자 a_0 는 편도함수가 공칭 파라미터값에서 계산되었음을 나타낸다. 표기를 간단히 하기 위해 다음의 전개에서는 이 첨자를 생략하기로 한다.

(10)식에 (6)식을 대입하고 역행렬 미분법칙을 사용하면 (10)식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$W_s = (\partial / \partial a_s) (Z^{-1} R)$$

$$\begin{aligned} &= -Z^{-1} (\partial Z / \partial a_s) Z^{-1} R + Z^{-1} (\partial R / \partial a_s) \\ &= Z^{-1} (R_s - Z_s G) \end{aligned} \quad (11)$$

여기에서

$$\begin{aligned} Z_s &= [\partial Z_{ij} / \partial a_s], \\ \partial Z_{ij} / \partial a_s &= (\partial K / \partial k_{ij}) \partial k_{ij} / \partial a_s - \omega^2 (\partial M / \partial m_{ij}) \partial m_{ij} / \partial a_s \\ &\quad + j\omega (\partial C / \partial c_{ij}) \partial c_{ij} / \partial a_s \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} R_s &= [\partial R_{ij} / \partial a_s], \\ \partial R_{ij} / \partial a_s &= (\partial K_u / \partial k_{u,ij}) \partial k_{u,ij} / \partial a_s - \omega^2 (\partial M_u / \partial m_{ij}) \partial m_{ij} / \partial a_s \\ &\quad + j\omega (\partial C_u / \partial c_{u,ij}) \partial c_{u,ij} / \partial a_s \end{aligned} \quad (13)$$

(단, $i, j = 1, \dots, n, l = 1, \dots, m, s = 1, \dots, r$ 이다.)

(10)식에 나타난 감도행렬 W_s 의 모든 성분은 주파수 ω 의 복소함수이다. 이런 함수들은 전달행렬 G 로 표현되는 계의 동특성에 대한 임의의 파라미터 변화의 영향을 나타낸다.

$w_{s(k,l)}$ 과 $g_{k,l}$ 이 행렬 W_s 와 G 의 (k,l) 번째 성분이라 하자. 여기에서

$$w_{s(k,l)} = \partial g_{k,l} / \partial a_s \quad (14)$$

단, $k = 1, \dots, n, l = 1, \dots, m, s = 1, \dots, r$ 이다. 이런 성분들은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$w_{s(k,l)} = Re \{w_{s(k,l)}\} + jIm \{w_{s(k,l)}\} \quad (15)$$

$$g_{k,l} = Re \{g_{k,l}\} + jIm \{g_{k,l}\} \quad (16)$$

실제 적용에 있어서 전달함수 성분의 실수부와 허수부의 감도 대신에 진폭-주파수 특성의 감도를 고려할 수 있다. 전달행렬 성분의 크기에 대한 감도함수를 모든 주파수영역에서 고려할 수 있다. 이러한 크기들은 일반적으로 진폭-주파수 특성이라 알려져 있으며, 이와같이 진폭-주파수 특성에 대한 감도함수는 기계를 설계하고 수정하는데 필요한 매우 유용한 정보를 준다.

한편, 진폭-주파수 특성에 대한 감도함수는 복소감도함수의 실수부와 일치하므로¹⁵⁾

$$|g_{k,1}| w_s(k,1) = Re\{w_s(k,1)\} \quad (17)$$

여기에서

$$|g_{k,1}| = \sqrt{[Re\{g_{k,1}\}]^2 + [Im\{g_{k,1}\}]^2} \quad (18)$$

$$|g_{k,1}| w_s(k,1) = \partial |g_{k,1}| / \partial a_s \quad (19)$$

대수감도함수 (Bode 감도함수)는 주파수 영역에서의 감도해석에 사용되며 다음과 같이 정의되며

$$\begin{aligned} s_s(k,1) &= \partial \ln g_{k,1} / \partial \ln a_s \\ &= (\partial g_{k,1} / g_{k,1}) / (\partial a_s / a_s) \\ &= w_s(k,1) (a_s / g_{k,1}) \end{aligned} \quad (20)$$

(17)식으로부터 매우 유용한 식을 유도할 수 있다.

$$|g_{k,1}| s_s(k,1) = Re\{s_s(k,1)\} \quad (21)$$

본 연구에서는 자동차 현가장치의 선택된 파라미터의 변화에 대한 주파수 영역에서의 스프링 상하 질량의 진폭감도를 결정하였으며, (20)식에 의하여 대수감도함수를 결정하였다. 정규화된 계수 $a_s/g_{k,1}$ 은 결과를 보다 잘 해석하는데 매우 편리하며, 실제의 계산에서는 (21)식이 사용되었다.

3. 현가계의 감도해석에 대한 컴퓨터 시뮬레이션

3.1 현가계의 모델링 및 FORMULATION

Fig. 1에는 자동차 현가장치의 2자유도 선형역학 모델 (quarter model)을 나타내었으며, Table 1 및 Table 2는 1/4 차 모델 (quarter model)에 대한 설계파라미터⁹⁾ 및 계산된 모우드 파라미터를 보이고 있다.

도로입력 (본 연구에서는 백색잡음으로 가정하였음)에 대한 응답계산은 모우드 해석의 기법을 적용하여 모우드좌표계에서 해석하였으며 좌표의 역변환에 의하여 물리좌표계에서의 응답을 구하여, RMS 응답 및 성능지수를 구하였다. Fig. 1에 보이는 2자유도 현가계

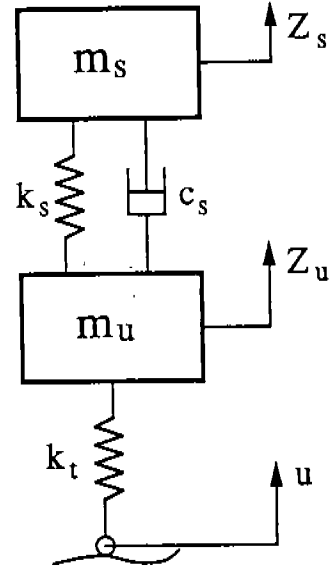


Fig. 1 Quarter model of vehicle suspension

Table 1 Design parameter of 2DOF vehicle suspension

model name	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 Model parameters of the passive system

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 + j 15.36

의 운동방정식은

$$\begin{aligned} m_s \ddot{z}_s + c_s (\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_s (z_s - z_u) &= 0 \\ m_u \ddot{z}_u - c_s (\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_s (z_s - z_u) \\ + k_t (z_u - u) &= 0 \end{aligned} \quad (22)$$

운동방정식을 행렬 형태로 나타내 보면

$$\begin{pmatrix} m_s & 0 \\ 0 & m_u \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{z}_s \\ \ddot{z}_u \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} c_s & -c_s \\ -c_s & c_s \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{z}_s \\ \dot{z}_u \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} k_s & -k_s \\ -k_s & k_s + k_t \end{pmatrix} \begin{pmatrix} z_s \\ z_u \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ k_t \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u \\ 0 \end{pmatrix} \quad (23)$$

본 연구에서는 식(23)을 구성하고 있는 여러 설계파라미터 가운데에서 c_s 및 k_s 에 대한 대수감도함수를 계산하여 고찰하고자 한다. 즉 대수감도함수는 다음과 같이 선택된 파라미터 벡터에 대하여 구해졌다.

$$a = (c_s, k_s) \quad (24)$$

여기에서, 주어진 현가계의 파라미터의 기준치는 Table 1에 보인 값을 그대로 사용하였다. 현가계의 성능을 평가하는 기준은 해석자의 경험과 주관에 의해 결정되는 것이지만, 본 연구에서는 계의 상태량을 모두 고려하여 다음 식(25)와 같은 성능지수 (Performance Index or Cost Function)를 결정하였다. 이 상태량들에 곱해진 가중상수에 의하여 성능지수에 미치는 각 상태량의 영향을 조절하게 되는데, 가중상수의 적절한 값들은 해석자의 주관 및 시행착오를 통해서 결정하게 된다.¹⁶⁾ 본 연구에서는 ($\rho_1, \rho_2, \rho_3, \rho_4$)의 값으로서 (400, 16, 400, 16)을 사용하였다.

$$J = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} E \left\{ \int_0^T \{ \dot{Z}_s^2 + \rho_1 (Z_s - Z_u)^2 + \rho_2 \dot{Z}_s^2 + \rho_3 (Z_u - u)^2 + \rho_4 \dot{Z}_u^2 \} dt \right\} \quad (25)$$

여기서,

$\rho_1, \rho_2, \rho_3, \rho_4$: 가중상수

\dot{Z}_s : 스프링상질량의 가속도

$Z_s - Z_u$: 현가변위

\dot{Z}_u : 스프링상질량의 절대속도

$Z_u - u$: 타이어변위

\dot{Z}_u : 스프링하질량의 절대속도

또한, 현가계의 주파수응답함수를 평가하기 위해 식(22)의 Laplace 변환을 이용하여 다음과 같은 세가지의 전달함수 (Transfer Function: TF)를 이용하였다.

$$H_{AC}(S) = \frac{\ddot{Z}_s(S)}{\dot{U}(S)}$$

: 스프링상질량의 가속도 전달함수

$$H_{SD}(S) = \frac{Z_s(S) - Z_u(S)}{\dot{U}(S)}$$

: 현가변위 전달함수

$$H_{TD}(S) = \frac{Z_u(S) - U(S)}{\dot{U}(S)}$$

: 타이어변위 전달함수 (26)

3. 2 감도함수의 의미

스프링상질량 (sprung mass)와 스프링하질량 (unsprung mass)의 대수감도함수를 (24)식에 나타난 파라미터 벡터에 대하여 계산하여 Fig. 2에 나타내었다. 계산은 계의 첫번째 (약 1.2 Hz)와 두번째 공진주파수 (약 10.8 Hz)를 포함하도록 고려하여 0~12 Hz의 주파수범위에서 행하였다.

Fig. 2의 스프링상하질량의 주파수응답함수의 진폭에 대한 감도함수를 고찰하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 현가계 감쇠 (c_s)의 변화에 대한 스프링상질량 주파수응답함수의 감도함수는 첫번째 공진주파수 이하에서 음의 값을 가진다. 이것은 감쇠계수가 증가하면 진동진폭이 감소된다는 것을 나타낸다. 고주파 영역에서 c_s 의 증가는 스프링상질량의 진동진폭의 증가를 일으킨다. 또한 현가계 강성 (k_s)은 첫번째 공진주파수 영역에서 계의 응답에 중요한 영향을 끼친다. 첫번째 공진주파수 바로 위에서 k_s 의 증가는 스프링상질량의 진동진폭의 증가를 일으킨다 (Fig. 2(a) 참조).

(2) c_s, k_s 의 변화는 1차 공진주파수의 근방에서 크게 영향을 미치고 있으며, 2차 공

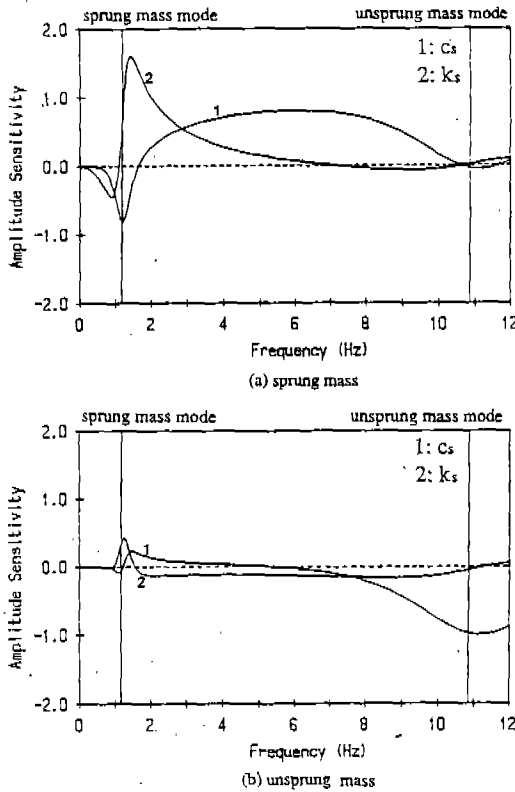


Fig. 2 Logarithmic sensitivity functions of parameter for the vibration amplitude of the sprung mass

진주파수 영역에서는 c_s 의 변화에 대한 감도 함수가 음의 값을 가지고 있음을 알 수 있는데, 이것은 c_s 의 증가는 그 주파수영역에서의 스프링하질량의 진동진폭을 감소시킨다는 것을 의미한다 (Fig. 2(b) 참조).

4. 파라미터의 변화에 따르는 성능감도의 평가

4.1 주파수 응답의 평가

먼저 식 (26)에서 보인 것과 같은 세 전달함수에 대하여 궤환이득의 변화 (감도해석은 파라미터의 미소변화에 대한 응답의 변화를 예측하는 기술이지만, 응답의 변화를 명확하게 비교하기 위해 원래값에 대해 25%, 50%, 100%, 200%, 400%의 다섯가지 값에 대한 응답을 비교하였음)의 효과를 고찰하였다. Fig. 3, Fig. 4, Fig. 5는 파라미터의 변화에 대한

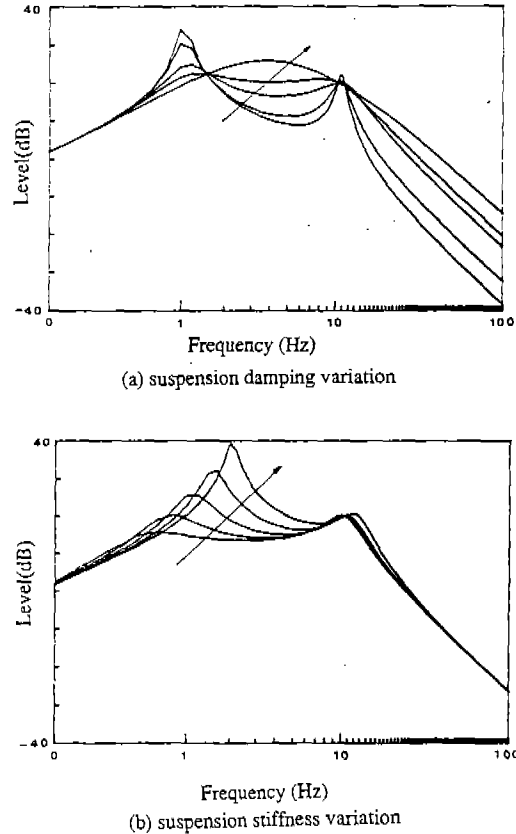
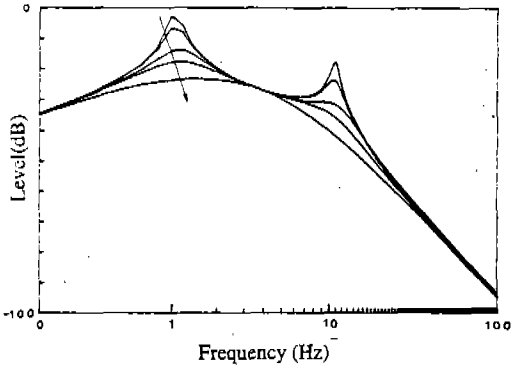


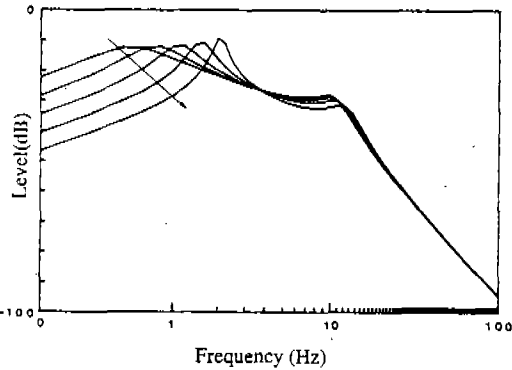
Fig. 3 Frequency response of sprung mass acceleration to varying suspension parameters

H_{AC} , H_{SD} , H_{TD} 의 변화를 비교한 것이다.

Fig. 3은 감쇠 및 강성계수의 변화에 대한 스프링상 질량의 가속도 응답을 나타낸 것인데, Fig. 2의 감도곡선에서 예측한 것과 동일한 형태의 응답을 보이고 있다. Fig. 3(a)에서 화살표의 방향은 c_s 의 증가방향을 나타내고 있는데, c_s 의 증가는 1차 모드 부근에서는 스프링상 질량의 진동진폭을 감소시키고 있으나, 그 이상의 고주파영역에서는 오히려 증가하고 있음을 볼 수 있다. 그러나 이것이 커다란 문제가 되지는 않는데, 왜냐하면 도로로부터의 운동학적가진 (kinematic excitation)에서는 진동수중 낮은 성분의 것이 지배적이고 중요한 것이기 때문이다. 또한 Fig. 3(b)에서 보는 바와 같이 k_s 의 변화는 고유진동 주파수의 변화 (1차 모우드가 2차 모우드에



(a) suspension damping variation



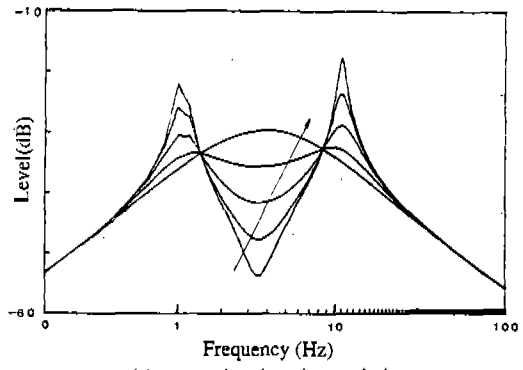
(b) suspension stiffness variation

Fig. 4 Frequency response of suspension deflection to varying suspension parameters

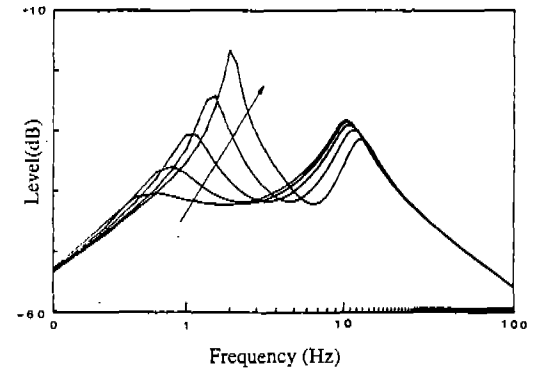
접근함) 뿐만 아니라 진동진폭의 증가에도 크게 영향을 미치고 있음을 알 수 있다.

현가변위의 거동을 Fig. 4에 나타내었는데, 감쇠계수를 증가시키면 현가계의 스트로크는 단지 감소되며 반면에 강성의 변화는 전 주파수영역에 걸쳐서 레벨 증폭 및 감소의 절충성을 보이고 있음을 알 수 있다. 즉 강성의 증가는 1차 모드 이하의 저주파영역 및 약 4~10 Hz의 주파수영역에서 레벨의 감소를 가져오나, 2~3 Hz의 주파수영역에서는 레벨이 증가하고 있다. 또한 강성의 변화에 따라 계의 고유진동수도 이동현상을 보이고 있는데 특히 1차 모드가 크게 영향을 받고 있음을 볼 수 있다.

Fig. 5는 타이어변위의 주파수응답을 나타낸 것인데, 그림(a)에서 보듯이 감쇠계수의 감소는 1차 및 2차 모드에서의 레벨을 증가



(a) suspension damping variation



(b) suspension stiffness variation

Fig. 5 Frequency response of tire deflection to varying suspension parameters

시키고 있으며 그 사이의 주파수영역에서는 반대의 현상을 보이고 있다. 감쇠계수의 증가에 따른 타이어변위의 응답은 약 4 Hz에서의 하나의 고유진동수를 갖는 단일 질량계의 응답에 접근하고 있음을 볼 수 있다. 또한, 그림(b)의 강성의 변화에 대한 타이어 변위의 응답은 주파수영역에 따른 레벨증폭 및 감소의 절충성을 보이고 있다. 원래값에 대하여 강성을 증가시킬 때에는 그 절충성이 현저히 나타나고 있지만, 감소의 경우에는 1차 모드 전후의 주파수영역에서의 미소한 레벨의 증가를 수반할 뿐 1~3 Hz의 주파수영역에서는 현저한 레벨의 감소를 보이고 있다.

4.2 RMS 응답의 평가

여기서는 시간영역에서의 성능평가를 위해 앞에서 제시한 세 가지 성능기준에 대한 RMS 응답을 계산하여 고찰하였다. Fig. 6은 현가

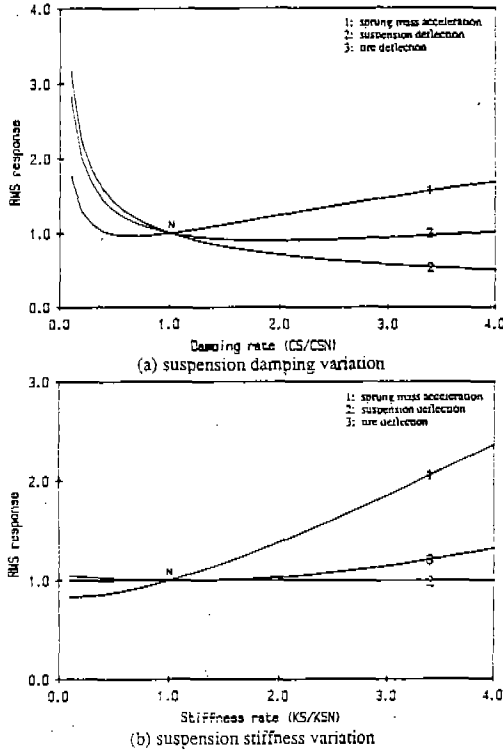


Fig. 6 RMS response of sprung mass acceleration, suspension deflection, and tire deflection to varying suspension parameters

계 감쇠 및 강성 파라미터의 함수로서 각각의 RMS 응답을 비교한 것이다. 원래값의 10%~400% 사이의 파라미터 변화에 따르는 응답을 계산하였으며, 모든 RMS 응답은 원래의 시스템에 의하여 얻어진 응답에 의하여 정규화(normalization)되었다.

현가계 감쇠의 변화에 대한 세 성능기준의 RMS 응답의 변화를 Fig. 6(a)에 나타내었다. 그림에서 세 곡선의 교차점 N은 원래계의 응답점을 표현하고 있는데, 그 점은 원래계에 대한 진동절연성 및 노면접촉성 사이의 절충성을 잘 표현하고 있다. 즉, 세 기준 응답의 레벨을 동시에 줄여서 성능을 개선시키는 것은 불가능함을 알 수 있다.

Fig. 6(b)는 강성의 변화에 대한 세가지 성능기준의 RMS 응답의 변화를 나타낸 것인데, 현가변위는 강성의 변화에 상관없이 일정한 값을 보이고 있다. Fig. 4(b)의 주파수응답과

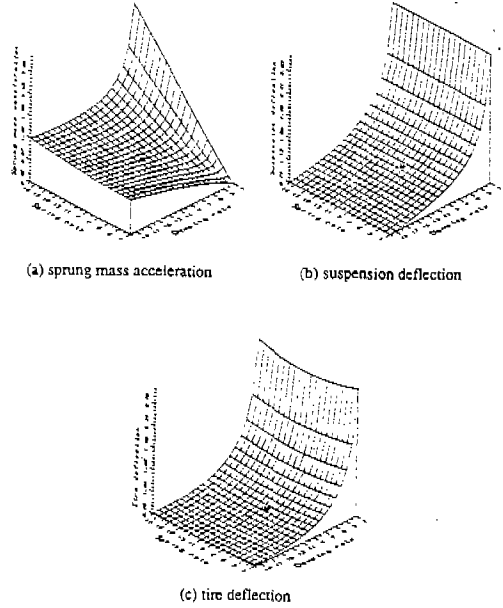


Fig. 7 RMS response surface to varying suspension parameters

비교해 보면, 전 주파수영역에 걸친 레벨증가 및 감소의 절충성에 의해 증감에너지의 평균치는 영(zero)이 되어 RMS 응답이 일정하게 되었음을 유추할 수 있다. 또한 강성의 감소에 의해 타이어변위에 그다지 큰 영향을 미치지 않고, 스프링상질량 가속도응답의 레벨을 감소시킴으로서 진동절연성을 향상시킬 수 있음도 알 수 있다. 그러나 강성의 감소로 인한 다른 부작용(예를 들면, 외력 또는 적재 하중에 대한 응답 등)도 고려해야 할 것이다.

다음은 두 파라미터를 동시에 변화시키면서, 파라미터 변화방향에 수직인 방향으로 형성된 RMS 응답곡선을 3차원 그래프를 이용하여 가시적으로 표현하여 조사하였다. 이러한 그래프를 활용하면 현가계의 궤환이득의 변화에 대한 성능의 변화를 일목요연하게 고찰할 수 있으며, 현가계의 적응제어에 있어서 효과적인 튜닝(tuning)을 실현할 수 있으리라 생각한다.

Fig. 7은 현가계의 감쇠 및 강성 파라미터를 동시에 변화시켰을 때의 스프링상질량 가속도, 현가변위, 타이어변위의 RMS 응답곡면에 대한 3차원 그래프를 나타내고 있다. 응

답곡면에서의 각 축의 파라미터 변화율은 원래의 파라미터값의 10%~200% 범위로 한정하여 각각 20 단계의 변화에 대한 계산을 수행하였으며, 점 N은 파라미터를 변화하기 전의 원래계의 응답점을 가리키고 있다. 물론 이 범위보다 큰 변화율에 대해서도 계산을 수행해 보았지만 다른 경향을 보이지 않았기 때문에 그 범위내에서의 결과만을 도시하여 고찰하기로 한다.

Fig. 7(a)에서 보면 스프링상질량 가속도 응답의 최소값은 감쇠 및 강성계수를 모두 감소시킴으로서 얻을 수 있으며, 만약 감쇠 및 강성계수가 모두 영(zero)이라면 도로입력이 스프링상질량에 전혀 전달되지 않기 때문에 완전한 진동절연상태에 도달됨을 알 수 있다.

물론 이것은 단지 학술적 흥미만을 가질 뿐이고, 현가계는 어디까지나 차체를 지지해야 하므로 주어진 제한영역내에서의 그래프의 의미를 평가해야 할 것이다. 또한 그림에서 보면 정해진 강성값에 대해서는 절연성을 극대화시키는 감쇠값이 존재하고 있음도 볼 수 있다.

Fig. 7(b)는 감쇠 및 강성의 함수로서 현가변위의 RMS 응답을 보여주고 있는데, Fig. 6(b)에서 검토한 바와 같이 강성의 변화는 현가변위의 RMS 응답에 전혀 영향을 미치지 않고 있으며, 단지 감쇠의 변화에 의한 영향만을 받고 있음을 확인할 수 있다. 또한 감쇠값을 매우 감소시키면 현가스트로크의 제한 조건에 도달되리라는 것도 그림을 통해 직감적으로 알 수 있다.

타이어변위의 RMS 응답곡면을 Fig. 7(c)에 나타내었는데, 작은 감쇠값의 영역에서는 타이어변위의 RMS 값이 급격히 증가하는 반면 원래값보다 큰 감쇠의 영역에서는 완만하게 변화하고 있음을 볼 수 있다. 그리고 타이어변위는 강성의 변화에 대해 둔감한 편이며, 강성이 증가하면 감도도 따라서 증가함을 볼 수 있다. 또한 주어진 감쇠값에 대해서 타이어변위를 극소화하는 강성값이 존재하고 있음도 Fig. 6(b)와 더불어 확인할 수 있었다.

4.3 성능지수의 평가

현가계의 감쇠 및 강성파라미터의 변화에 대한 성능지수의 변화를 조사하기 위하여 식 (2)에 정의된 성능지수를 이용하여 계산하였다. 원래의 주어진 계에 대하여 다른 파라미터는 고정시킨 상태에서 감쇠 또는 강성파라미터만의 변화에 대한 성능지수의 변화를 Fig. 8에 나타내었다. Fig. 8(a)는 감쇠의 변화에 대한 성능지수의 변화를 보여주고 있는데, 아래로 볼록한 포물선 형태를 그리고 있어 주어진 강성값에 대해 성능지수를 최소화시키는, 즉 성능을 극대화시키는 최적의 감쇠치가 존재하고 있음을 시사해 주고 있다. Fig. 8(b)는 강성의 변화에 대한 성능지수의 변화를 나타내고 있는데, 강성의 증가와 더불어 단조롭게 증가하는 경향을 보이고 있으며 강성을 감소시킬수록 좋은 성능을 나타내고 있다.

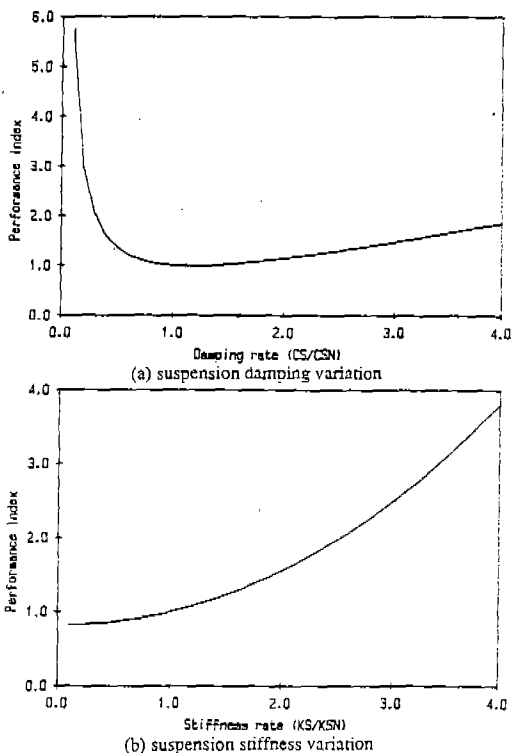
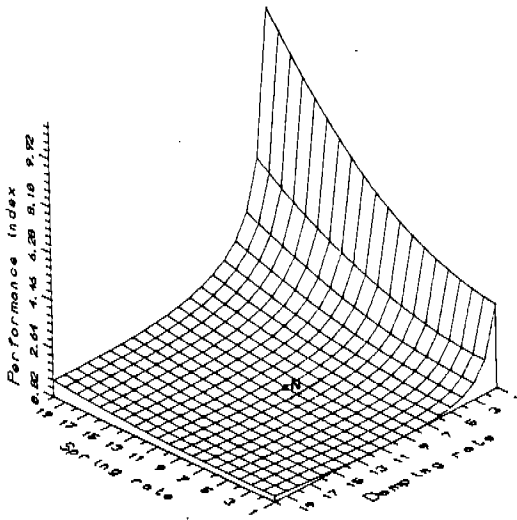
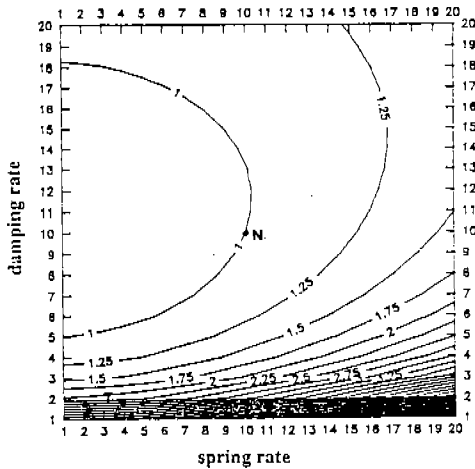


Fig. 8 Performance index variation curve to varying suspension parameters



(a) 3-dimensional plot



(b) contour plot

Fig. 9 Performance index variation surface to varying suspension parameters

다음은 현가계의 궤환이득의 변화에 대한 성능지수의 변화를 효과적으로 평가하기 위하여, 두 파라미터의 동시 변화에 의해 형성된 성능지수곡면을 3차원 및 등고선 그래프를 이용하여 Fig. 9에 나타내었다. 앞의 경우와 마찬가지로 성능지수곡면에서의 각 축의 파라미터 변화율은 원래의 파라미터값의 10%~200% 범위에서의 20 단계로 한정하여 계산하였으며, 점 N은 파라미터를 변화하기 전의 원래계의 응답점을 가리키고 있다. 그림에서

보면, 계의 성능에 크게 영향을 미치는 설계 파라미터는 강성계수임을 알 수 있으며, Fig. 8에서 보는 바와 같이 전체적으로 강성 파라미터의 변화에 의해 지배되고 있음을 볼 수 있다. 그러나 강성계수를 어떤 값으로 고정시켰을 때는 그 시스템의 성능을 극대화시키는 최적의 감쇠치가 존재하고 있음을 알 수 있으며, 설계 파라미터의 변화에 따르는 성능의 변화를 종합적으로 평가할 수 있어 본 연구의 결과는 시스템의 최적설계를 위한 자료로 활용될 수 있으리라 생각한다.

5. 결 론

자동차 현가계의 감쇠 및 강성 파라미터를 가변 궤환이득으로 택하여, 그 궤환이득의 함수로서의 현가계의 성능감도해석을 실시한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 현가계의 1/4 차 모델에 대한 감도함수를 이용하여 계의 주파수응답함수에 대한 개개의 설계 파라미터의 영향을 추정하였으며, 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 본 알고리즘의 타당성을 검증하였다.

(2) 감쇠 및 강성 파라미터의 변화에 따르는 주파수응답 및 RMS 응답을 평가하여, 주파수영역에서의 레벨증가 및 감소의 질충성과 진동절연성(승차특성) 및 노면접촉성(조정성) 사이의 질충성을 규명하였다.

(3) RMS 응답 및 성능지수곡면의 3차원 그래프를 이용하여 현가계의 궤환이득의 변화에 대한 성능의 변화를 가시적으로 표현함으로써, 현가계의 적응제어에 있어서 효과적인 튜닝(tuning)의 실현 및 계의 성능을 극대화하는 최적 파라미터의 추정을 위한 자료를 제시하였다.

참 고 문 헌

1. A. Hac, 1987, "Adaptive Control of Vehicle Suspension", *Vehicle System Dynamics*, Vol. 16, pp. 57-54.
2. Y. Kobayashi et al, 1988, "An Analy-

- tical Method for Predicting Impact Characteristics of Vehicle Steering Assemblies", *Int. J. of Vehicle Design*, Vol 9, pp. 412-422.
3. Yoshiaki IWATA, 1989, "The Study of Semiactive Suspensions by On-Line Control of Damping and Stiffness Parameters", *JSME*, Vol 56, No. 521, pp.71-76.
 4. D.L. Klinger and A.J. Calzado, 1977, "A Pneumatic On-Off Vehicle Suspension System", *ASME*, pp. 130-136.
 5. C.C. Smith et al, 1978, "The Prediction of Passenger Riding Comfort from Acceleration Data", *ASME*, Vol. 100, pp. 34-41.
 6. G.W. Celniker and J.K. Hedrick, 1982, "Rail Vehicle Active Suspensions for Lateral Ride and Stability Improvement", *ASME*, Vol. 104, pp. 100-106.
 7. R.C. Ehite, Jr. and N.K. Cooperrider, 1981, "Guideway-Suspension Tradeoffs Rail Vehicle Systems", *ASME*, Vol. 103, pp. 237-244.
 8. D. Karnopp, 1983, "Active Damping in Road Vehicle Suspension Systems", *Vehicle System Dynamics*, Vol 12, pp. 291-316.
 9. R.M. Chalasani, 1986, "Ride Performance Potential of Active Suspension Systems - Part I", *ASME Monograph*, AMD-Vol 80.
 10. A.G. Thompson and et al, 1984, "Active Suspensions with Vibration Absorbers and Optimal Output Feedback Control", *SAE*, 841253.
 11. F. Sugasawa and et al, 1985, "Electronically Controlled Shock Absorber System Used as a Road Sensor Which Utilizes Super Sonic Waves", *SAE*, 851652.
 12. Y.K. Kwak and C.C. Smith, 1980, "An Active and Passive Steering Controller Study of Rubber-Tired Automated Guideway Transit Vehicles", *ASME*, Vol. 103, pp. 168-173.
 13. A.G. Nalecz and J. Wicher, 1988, "Design Sensitivity Analysis of Mechanical Systems in Frequency Domain", *JSV*, Vol. 120, No. 3, pp. 517-526.
 14. Y. Lin, 1989, "Suspension Optimization by a Frequency Domain Equivalent Optimal Control Algorithm", *JSV*, Vol 133, pp. 239-249.
 15. C.C. Hsieh and J.S. Arora, 1984, "Design Sensitivity Analysis and Optimization of Dynamic Response", *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 43, pp. 195-219.
 16. S. Kimbrough, 1986, "Bilinear Modeling and Regulator of Variable Component Suspensions", *ASME WAM*, AMD-Vol 80.