

자동차용 현가장치의 성능감도해석에 의한 안정승차영역의 결정

박 호*, 한창수⁺, 김병우⁺, 김동규⁺⁺
(논문접수일 2002. 8. 5, 심사완료일 2002. 10. 8)

Sweet Area Determination by Performance Sensitivity Analysis for an Automotive Vehicle Suspension

Park Ho*, Hahn Chang-su⁺, Kim Byeong-woo⁺, Kim Dong-gyu⁺⁺

Abstract

Using a quarter car model, an analytic method for performance estimation of a vehicle suspension system with respect to frequency response, RMS response and performance index is presented. From frequency response function, compromization of response performance to the whole frequency range is verified and from RMS response and performance index, sensitivity of ride and handling characteristics are examined. Using a full car model, sweet area(stable ride area) are determined and performance sensitivity is estimated according to the change of feedback gains. In order to estimate the output sensitivity, response curve is displayed using a 3-dimensional contour plot. Design data are suggested for optimal design parameter estimation, which maximize the performance of the given suspension system.

Key Words : Quarter Car Model(1/4차량 모델), Full Car Model(전차량모델), Suspension(현가장치), Frequency Response(주파수응답), RMS Response(자승평균제곱근 응답), Performance Index(성능계수), Sweet Area(안정승차영역), Parameter Estimation(파라미터 추정)

1. 서론

현가계의 강성 및 감쇠계수를 감소시키는 것은 잘 포장된 도

로에서는 안락한 승차감을 제공하지만 회전, 가속 및 감속시에
는 차체거동에 있어서의 큰 변위를 야기시킨다¹⁾. 이것은
고속 주행시의 돌발사고에 대한 방어능력의 감소 및 차체

* 주저자, 천안공업대학 자동차공학과 (tigerpark@cnc.ac.kr)
주소: 330-240 충남 천안시 부대동 275-1
+ 자동차부품연구원
++ 조선대 우주항공공학과

내부의 불안정성의 요인이 되며, 또한 현가계의 스트로크를 단축시켜서 거친 도로의 주행시 현가계 상하충돌의 원인이 되기도 한다⁽²⁾.

이러한 문제들을 해결하기 위해서 고속주행, 회전, 가속 및 감속시에는 현가계의 강성 및 감쇠계수를 증가시키고, 그 외의 상태에서는 감소시켜야 한다. 또한 이러한 목적의 달성을 위하여 파라미터들의 최적값에 대한 추정과 여러 가지 다른 노면상태 및 운전조건에서 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 궤환이득(feedback gain)을 신속하게 변화시키는 적응제어 시스템의 개발이 필요하다.

선진국에서는 이러한 연구에 의해 결정된 현가계의 특성을 전자기술과의 접목을 통하여 승차감, 안정성 및 조정성을 동시에 제공하는 제어시스템을 개발하였는데, 이것이 바로 ECS(전자제어현가장치)이다. 전자제어현가장치는 운전자의 요구 또는 자동차의 주행상태를 감지하여 현가계의 특성 및 스트로크를 자동적으로 조절하여 자동차의 성능을 향상시킬 목적으로 개발되었다. 물론 이를 위해서는 조절가능한 현가계의 요소가 필요하며, 적용가능한 요소로서는 체적 가변공기스프링, 가변유압감쇠기, 유압 및 전자 액추에이터 등을 들 수 있다⁽³⁻⁵⁾.

본 연구에서는 자동차 현가계의 강성 및 감쇠 파라미터를 가변궤환이득으로 택하였으며, 그 궤환이득의 함수로서의 현가계의 성능감도 및 파라미터의 변화에 따른 성능평가에 대해 다루고자 하며, 현가계 스트로크의 제한조건하에서의 노면접촉성능 및 진동절연성능 사이의 현가특성에 대한 적절한 설계점을 찾아가는 절충성(trade-off)에 대하여 조사하고자 한다. 자동차 현가계의 2자유도 선형역학모델(1/4차량 모델)을 이용하여 현가계의 성능평가를 위한 해석적 기법을 제시하였으며, 현가계의 궤환이득의 변화에 따르는 FRF(주파수응답함수), RMS 응답 및 성능지수의 최적승차위치 및 안정승차영역을 결정하였고, 궤환이득의 변화에 따르는 성능평가를 실시하여, 적응제어를 위한 전자제어현가시스템의 설계 및 응용에 대한 기초자료를 제시하고자 한다⁽⁶⁻⁸⁾.

2. 1/4차량 모델을 이용한 성능감도의 평가

2.1 모델링

Fig. 1에 보이는 2자유도 현가계의 운동방정식은 선형스

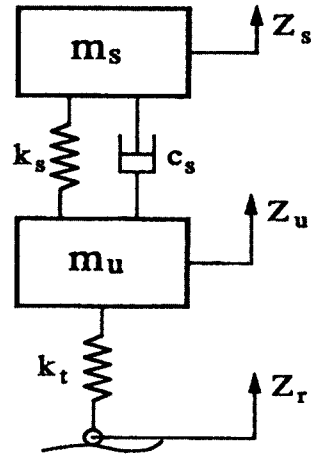


Fig. 1 Quarter model of a vehicle suspension

프링상수 \$k_s\$와 선형감쇠율 \$c_s\$로서 표현된다. 타이어는 스프링상수 \$k_t\$로 단순하게 모델링되었다. 운동에 대한 선형방정식은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$m_s \ddot{Z}_s + c_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) + k_s(Z_s - Z_u) = 0 \quad (1)$$

$$m_u \ddot{Z}_u - c_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) - k_s(Z_s - Z_u) + k_t(Z_u - Z_r) = 0 \quad (2)$$

상태변수는 다음과 같이 정의하였다.

$$X_1 = Z_s - Z_u : \text{현가 변위}$$

$$X_2 = \dot{Z}_s : \text{스프링상 질량의 절대속도}$$

$$X_3 = Z_u - Z_r : \text{타이어 변위}$$

$$X_4 = \dot{Z}_u : \text{스프링하 질량의 절대속도}$$

식 (1)의 운동방정식은 식 (2)의 상태공간표현을 이용하여 다음과 같이 표현할 수 있다.

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

여기서

$$X = \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \end{Bmatrix} \quad L = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

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

현가계의 성능을 평가하기 위하여 승차감을 정량화시킨 성능지수⁽⁴⁾는 다음과 같다.

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

여기서 $\rho_1, \rho_2, \rho_3, \rho_4$ 는 가중계수이다. 식 (4)는 다음과 같이 다시 정리할 수 있다.

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

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

도로입력은 백색잡음이고 현가계는 선형이라고 가정하면, 에르고딕 가설을 만족한다. 즉, 시간영역의 평균은 앙상블 평균과 같으므로

$$\begin{aligned} J &= \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} E \left[\int_0^T (X^T Q X) \right] \\ &= \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \left[\int_0^T (E[X^T Q X]) \right] \\ &= \text{Trace} [Q E[X^T X]] \\ &= \text{Trace} [Q \Sigma] \end{aligned} \quad (6)$$

여기서 Σ 는 공분산행렬로서 다음과 같다.

$$\Sigma = E[X^T X] = \begin{bmatrix} \sigma_{11} & \sigma_{12} & \sigma_{13} & \sigma_{14} \\ \sigma_{12} & \sigma_{22} & \sigma_{23} & \sigma_{24} \\ \sigma_{13} & \sigma_{23} & \sigma_{33} & \sigma_{34} \\ \sigma_{14} & \sigma_{24} & \sigma_{34} & \sigma_{44} \end{bmatrix} \quad (7)$$

식 (3)에 대한 공분산 전달방정식은 식 (8)과 같이 주어진다.

$$A \Sigma + \Sigma A^T + L \Theta L^T = 0 \quad (8)$$

여기서 Θ 는 도로의 굴곡정도와 차량속도에 의해 결정되는 백색잡음의 세기(intensity)이다.

공분산 전달방정식 (8)을 이용하면 스프링상 질량의 가속도, 현가변위 및 타이어변위의 RMS 값은 식 (9)와 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} \bar{X}_2 &= \sqrt{\text{Var}[X_2]} \\ &= \sqrt{\frac{1}{m_s^2} E[k_s^2 X_1^2 + c_s^2 X_2^2 + c_s^2 X_4^2 + 2c_s k_s X_1 X_2 - 2c_s k_s X_1 X_4 - 2c_s^2 X_2 X_4]} \\ &= \sqrt{\frac{1}{m_s^2} [k_s^2 \sigma_{11} + c_s^2 \sigma_{22} + c_s^2 \sigma_{44} + 2c_s k_s \sigma_{12} - 2c_s k_s \sigma_{14} - 2c_s^2 \sigma_{24}]} \end{aligned}$$

$$\bar{X}_1 = \sqrt{\text{Var}[X_1]} = \sqrt{\sigma_{11}} \quad (10)$$

$$\bar{X}_3 = \sqrt{\text{Var}[X_3]} = \sqrt{\sigma_{33}} \quad (11)$$

여기서, 공분산 행렬은 식 (8)의 해로서 다음과 같이 구해진다.

$$\sigma_{11} = \frac{m_s + m_u}{2c_s} \quad \sigma_{12} = -\frac{m_s + m_u}{2m_s}$$

$$\sigma_{13} = \frac{k_s(m_s + m_u)^2 - m_s m_u k_t}{2m_s k_t c_s} \quad \sigma_{14} = -\frac{m_s + m_u}{2m_s}$$

$$\sigma_{22} = \frac{k_s^2(m_s + m_u)^2 + k_t((m_s + m_u)c_s^2 + m_s^2 k_s)}{2m_s^2 k_t c_s}$$

$$\sigma_{23} = -\frac{m_u}{2m_s}$$

$$\sigma_{24} = \frac{k_s^2(m_s + m_u)^2 + k_t((m_s + m_u)c_s^2 - m_s m_u k_s)}{2m_s^2 k_t c_s}$$

$$\sigma_{33} = \frac{k_s^2(m_s + m_u)^3 + k_t c_s^2(m_s + m_u)^2 + m_s m_u k_t (m_s k_t - 2(m_s + m_u)k_s)}{2m_s^2 k_t^2 c_s}$$

$$\sigma_{34} = -\frac{1}{2}$$

$$\sigma_{44} = \frac{k_s^2(m_s + m_u)^2 + k_t((m_s + m_u)c_s^2 + m_s^2(k_t - k_s) - 2m_s m_u k_s)}{2m_s^2 k_t^2 c_s}$$

현가계의 성능지수 J도 공분산 행렬을 이용하여 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$J = \frac{1}{m_s^2} (k_s^2 \sigma_{11} + c_s^2 \sigma_{22} + c_s^2 \sigma_{44} + 2c_s k_s \sigma_{12} - 2c_s k_s \sigma_{14} - 2c_s^2 \sigma_{24}) + \rho_1 \sigma_{11} + \rho_2 \sigma_{22} + \rho_3 \sigma_{33} + \rho_4 \sigma_{44}$$

또한 현가계의 성능을 평가하기 위해서 다음과 같은 세 종류의 전달함수를 정의하고 그 특성의 변화를 살펴보고자 한다.

$$H_{AC} = \frac{\dot{Z}_s(s)}{\dot{U}(s)} : \text{sprung mass acceleration}$$

$$H_{SD} = \frac{Z_s(s) - Z_u(s)}{\dot{U}(s)} : \text{suspension deflection}$$

$$H_{TD} = \frac{Z_u(s) - Z_r(s)}{\dot{U}(s)} : \text{tire deflection}$$

2.2 피드백 시스템의 성능감도의 평가

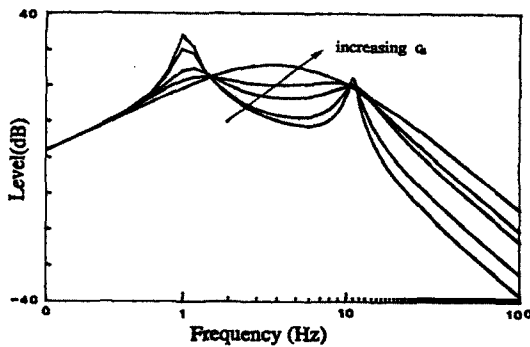
2.2.1 주파수 응답의 평가

우선 모델의 입력속도에 대한 주파수응답의 파라미터 변경에 따른 영향을 고찰하였다. 현가계의 감쇠 및 강성계수를 원래의 값에 대해 25, 50, 100, 200, 400%의 다섯가지 값으로 변화시켜가며 조사하였다. Fig. 2~4는 파라미터 변경에 따른 현가장치 성능의 세가지 주된 측정치 H_{AC} , H_{SD} , H_{TD} 의 특성을 보여주고 있다.

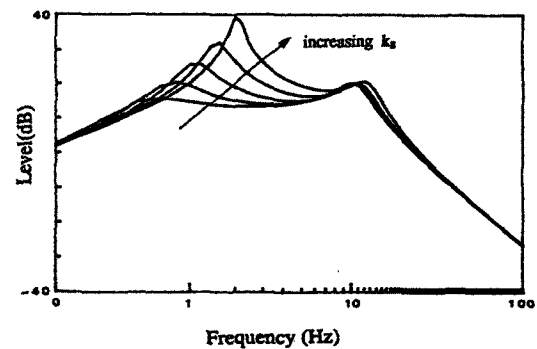
Fig. 2는 감쇠 및 강성계수의 변화에 대한 스프링상 질량의 가속도응답을 나타내고 있는데, 화살표는 파라미터 값의 증가하는 방향을 나타낸다. Fig. 2(a)와 2(b)에서 알 수 있듯이 감쇠계수를 증가시키면 1차모드 영역에서의 응답레벨이 감소되나 고주파영역에서는 증가한다. 그리고 스프링강성 변화의 효과는 고유진동수에만 영향을 미치는 것이 아니라 1차모드가 2차모드로 접근함에 따라 최대크기가 증가하고 있음을 알 수 있다.

현가변위의 거동은 Fig. 3에 나타내었는데 Fig. 3(a)와 같이 감쇠계수를 증가시키면 현가계의 스트로크만이 감소되는 반면 Fig. 3(b)와 같이 강성의 변화는 전 주파수영역에서 걸쳐서 레벨 증폭 및 감소의 절충성을 보이고 있음을 알 수 있다. 즉, 강성의 증가는 1차모드 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 1차모드가 크게 영향을 받고 있음을 알 수 있다.

Fig. 4는 타이어변위의 주파수응답을 나타낸 것인데 Fig. 4(a)의 감쇠계수의 감소는 1차 및 2차 모드에서의 레벨을 증가시키고 있으며 그 사이의 주파수영역에서는 반대의 현상을 보이고 있다. 감쇠계수의 증가에 따른 타이어변위의 응답은 약 3.5 Hz에서의 하나의 고유진동수를 갖는 단일 질량계의 응답에 접근하고 있음을 알 수 있다. 또한 Fig. 4(b)의 강성변화에 대한 타이어변위의 응답은 주파수영역

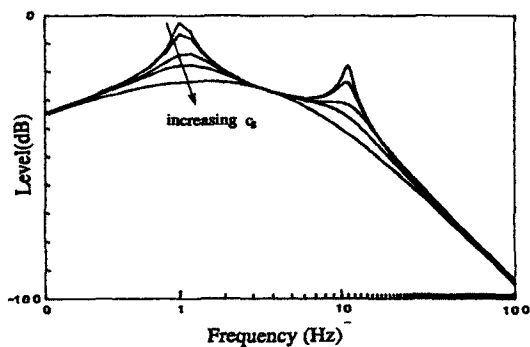


(a) suspension damping variation

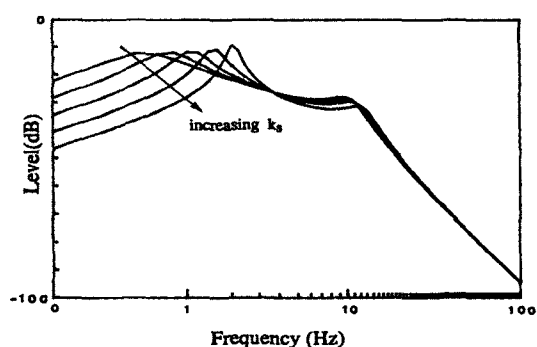


(b) suspension stiffness variation

Fig. 2 Frequency response of sprung mass acceleration to varying suspension parameters



(a) suspension damping variation



(b) suspension stiffness variation

Fig. 3 Frequency response of suspension deflection to varying suspension parameters

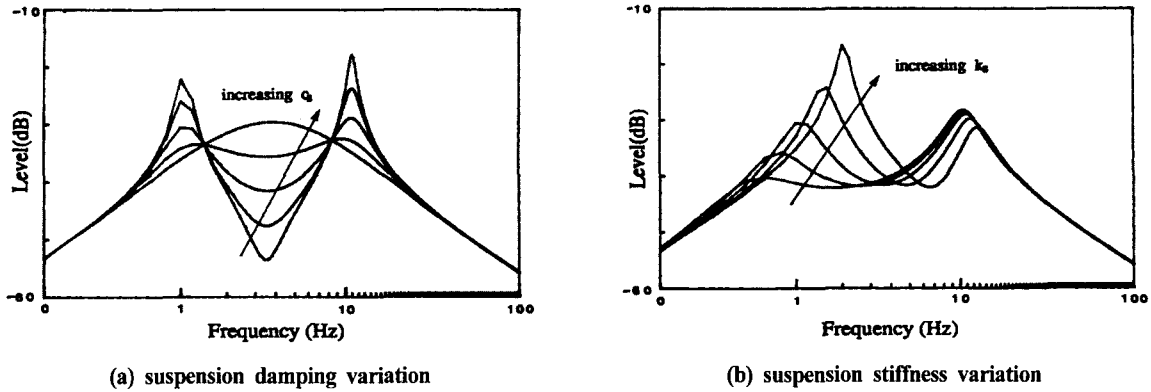


Fig. 4 Frequency response of tire deflection to varying suspension parameters

에 따른 성능의 절충성을 보이고 있다. 원래값에 대하여 강성을 증가시킬 때에는 주파수영역에 따라 절충성이 현저히 나타나고 있지만 감소의 경우에는 1차 모드 전후의 주파수 영역에서의 미소한 레벨의 증가를 수반할 뿐 1~3 Hz의 주파수영역에서는 현저한 레벨감소를 보여주고 있다.

2.2.2 RMS 응답의 평가

앞의 결과들 중 대부분의 경우 여러 다른 주파수 사이의 절충성이 존재하고 있고, 이것은 성능평가시 고려해야 할 중요한 인자이다. 따라서 본 연구에서는 각각의 성능평가에 있어서의 RMS 응답을 계산하여 고찰하였다.

Fig. 5~7는 현가계의 감쇠 및 강성 파라미터를 동시에 변화시켰을 때의 스프링상 질량 가속도, 현가변위, 타이어 변위의 RMS 응답곡면에 대한 3차원 그래프를 나타내고 있다. 응답곡면에서의 각 축의 파라미터 변화율은 원래의 파

라미터값의 10-200% 범위로 한정하여 각각 20단계의 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. 5에서 보면 스프링상 질량 가속도 응답의 최소값은 감쇠 및 강성계수를 모두 감소시킴으로서 얻을 수 있으며, 만약 감쇠 및 강성계수가 모두 영(zero)이라면 도로입력이 스프링상 질량에 전혀 전달되지 않는 완전 진동절연상태에 도달함을 알 수 있다. 그리고 그림상에 주어진 강성값에 대해서 절연성을 극대화시키는 감쇠값이 존재하고 있음도 알 수 있다.

Fig. 6은 감쇠 및 강성의 함수로서 현가변위의 RMS 응답을 보여주고 있는데 강성의 변화는 현가변위의 RMS 응

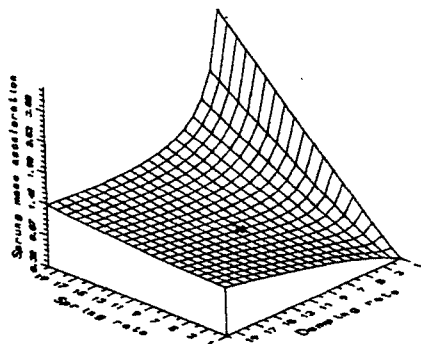


Fig. 5 RMS response surface of sprung mass acceleration to varying suspension parameter

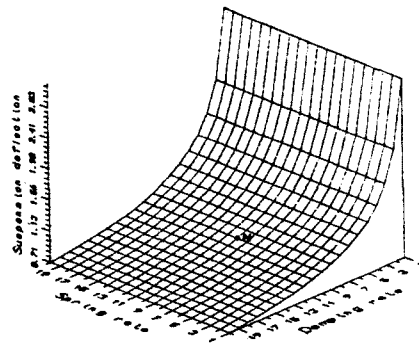


Fig. 6 RMS response surface of suspension deflection to varying suspension parameter

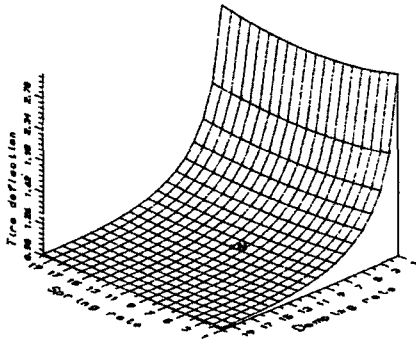


Fig. 7 RMS response surface of tire deflection to varying suspension parameter

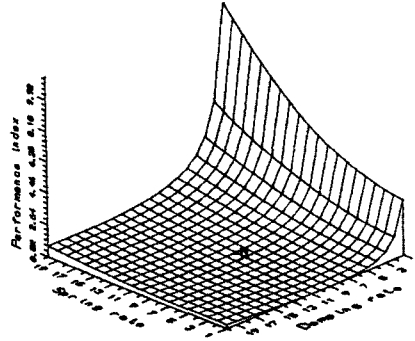


Fig. 8 Performance index variation surface to varying suspension parameter

답에 전혀 영향을 미치지 않고 있으며, 단지 감쇠의 변화에 의한 영향만을 받고 있음을 확인할 수 있다. 또한 매우 적은 감쇠값은 현가변위를 증폭시켜 현가 스트로크의 제한조건에 도달되리라는 것도 파악할 수 있다.

Fig. 7에는 타이어변위의 RMS 응답곡면을 나타내었는데 작은 감쇠값의 영역에서는 타이어변위의 RMS 값이 급격히 증가하는 반면 원래값보다 큰 감쇠의 영역에서는 완만하게 변화하고 있음을 알 수 있다. 그리고 타이어변위는 강성의 변화에 대해 둔감한 편이며, 강성이 증가하면 감도도 더불어 증가함을 알 수 있다. 또한 주어진 감쇠값에 대하여 타이어변위를 극소화하는 강성값이 존재하고 있음도 확인할 수 있었다.

2.2.3 성능지수의 평가

현가계의 궤환이득의 변화에 대한 성능지수의 변화를 효과적으로 평가하기 위하여, 두 파라미터의 동시 변화에 의해 형성된 성능지수곡면을 3차원 그래프를 이용하여 Fig. 8에 나타내었다. 성능지수곡면에서의 각 축의 파라미터 변화율은 원래의 파라미터값(k_s : 16,000 N/m, c_s : 1,000 N·sec/m)의 10~200% 범위에서의 20단계로 한정하여 계산하였으며, 점 N은 파라미터를 변화시키기 전의 원래계의 응답점을 나타내고 있다. 그림에서 보면 강성 및 감쇠계수가 계의 성능에 크게 영향을 미치고 있으며, 강성계수를 어떤 값으로 고정시켰을 때는 그 시스템의 성능을 극대화시키는 최적한 감쇠치가 존재하고 있음을 알 수 있다. 이러한 결과를 잘 고찰하면 현가시스템의 최적설계를 위한 자료로 활용할 수 있으리라 사료된다.

3. 전차량 모델을 이용한 안정승차영역의 시뮬레이션

3.1 전차량 모델의 방정식 및 안정승차영역의 결정

전차량모델은 Fig. 9에서 보는 바와 같이 스프링상 질량의 무게중심에서의 3개와 앞뒤 차축의 스프링하 질량에서의 4개로서, 모두 7개의 자유도로 모델링하였다.

이 전차량 모델은 스프링상 질량 및 스프링하 질량의 부분으로 다음과 같이 분리된 자유도로서 표시할 수 있으며,

$$Z_x = \begin{Bmatrix} Z \\ \theta \\ \phi \end{Bmatrix} \quad Z_u = \begin{Bmatrix} Z_{u1} \\ Z_{u2} \\ Z_{u3} \\ Z_{u4} \end{Bmatrix} \quad (12)$$

행렬 및 벡터표현을 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} M_s & 0 \\ 0 & M_u \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{Z}_c \\ \dot{Z}_u \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} RC_s R^T & -RC_s \\ -C_s R^T & C_s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_c \\ Z_u \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} RK_s R^T & -RK_s \\ -K_s R^T & K_s + K_i \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_c \\ Z_u \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ k_r Z_r \end{Bmatrix} \quad (13)$$

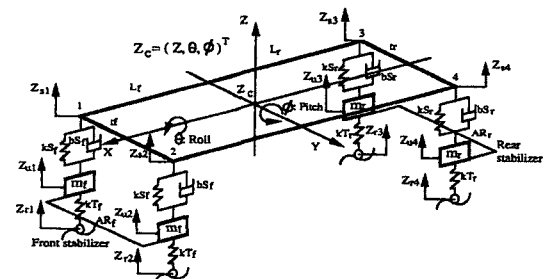


Fig. 9 full car model of passive suspension

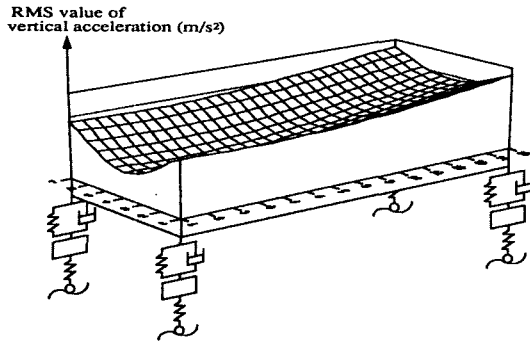


Fig. 10 Distribution of RMS vertical acceleration for full car model

여기서

$$M_s = \begin{bmatrix} M_z & 0 & 0 \\ 0 & I_x & 0 \\ 0 & 0 & I_y \end{bmatrix} \quad R = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ -t_f & t_f & -t_f & t_f \\ -L_f & -L_f & L_r & L_r \end{bmatrix}$$

$$K_s = \begin{bmatrix} kS_f + A_r/2 & -A_r/2 & 0 & 0 \\ -A_r/2 & kS_f + A_r/2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & kS_r + A_r/2 & -A_r/2 \\ 0 & 0 & -A_r/2 & kS_r + A_r/2 \end{bmatrix}$$

$$C_s = \begin{bmatrix} bS_f & 0 & 0 & 0 \\ 0 & bS_f & 0 & 0 \\ 0 & 0 & bS_r & 0 \\ 0 & 0 & 0 & bS_r \end{bmatrix} \quad M_u = \begin{bmatrix} m_f & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_f & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_r & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_r \end{bmatrix}$$

$$K_t = \begin{bmatrix} kT_f & 0 & 0 & 0 \\ 0 & kT_f & 0 & 0 \\ 0 & 0 & kT_r & 0 \\ 0 & 0 & 0 & kT_r \end{bmatrix}$$

이 운동방정식에 모드해석의 기법을 적용하여 과도응답을 계산하였으며, 도로입력은 백색잡음모델을 이용하였다. 이때 계의 응답특성에 크게 영향을 미치는 1차 및 2차모드만을 고려하여 평가하기로 하였다. 앞 뒤 차축의 사이를 0.2 m의 간격으로 15등분, 좌우차폭을 0.25 m의 간격으로 7등분하여 105개(15×7)의 승차위치를 정하고, 각 승차위치에서의 바운싱, 롤링 및 피칭운동에 의해 발생하는 수직방향 가속도의 RMS 값은 Fig. 10에 나타내었다.

그림에서 각 승차위치에서의 가속도 크기의 분포를 살펴보면 아래로 볼록한 사발의 형태를 나타내고 있으며, 무게 중심의 앞쪽에 비해 뒤쪽으로 갈수록, 중심에서 좌우측으로 갈수록 그 레벨이 증가하고 있음을 알 수 있다. 또한 전체의 승차영역 가운데 가속도레벨이 최소인 점이 반드시 존재할 것이며, 그 점을 중심으로 비교적 레벨이 낮은 어떤 영역이 형성되어 있으리라는 것을 짐작할 수 있다. 그 영역을 안정 승차영역이라 부르고 다음과 같이 정의하였다.

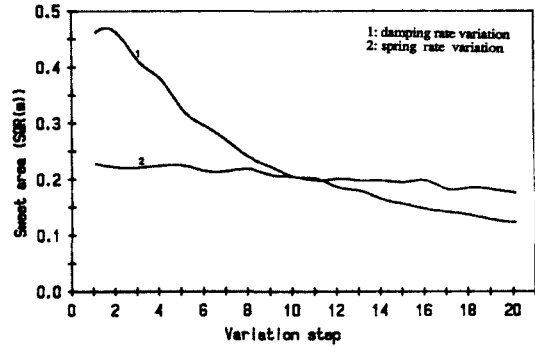


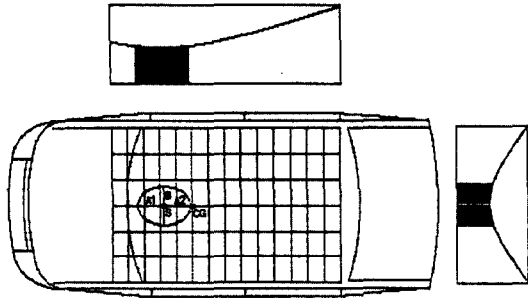
Fig. 11 The change of sweet area due to damping and spring rate variation

차체의 중심선에 대한 전후 방향의 가속도 분포 곡선의 최소점 S를 잡고, 그 점을 기준으로 앞쪽의 분포 곡선을 적분하여 그 면적의 50%가 되도록 A1을 정하였으며, 그 때의 가속도 레벨과 같은 뒤쪽의 분포곡선상의 점을 찾아서 A2를 결정하였다. 또한 점 S를 중심으로 좌우 분포 곡선을 적분하여 전체 면적의 20%가 되도록 B의 값을 정하였는데, 이는 A1 및 A2가 결정된 점에서의 가속도 레벨과 같도록 고려된 것이다. 그리하여 점 S를 중심으로 A1과 B가 이루는 좌측 반타원과 A2와 B가 이루는 우측 반타원의 면적을 합하여 주어진 전차량 모델에 대한 안정승차영역으로 정의하였으며, 실제 파라미터의 변화에 대한 계산은 원래 시스템에서의 데이터를 기본으로 하여 비교할 수 있도록 정규화하였다.

3.2 피드백 시스템의 안정승차영역의 평가

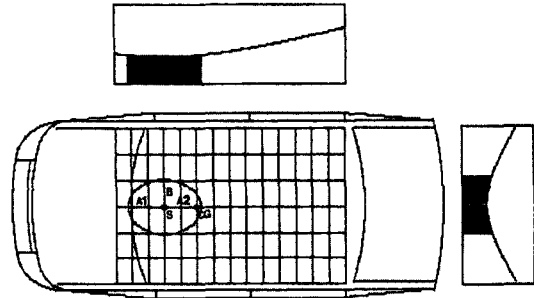
본 연구에서는 앞에서 정의된 안정승차영역에 대하여 현가계의 궤환이득의 변화에 따르는 영역의 변화에 대한 시뮬레이션을 실시하였다. 궤환이득으로서는 역시 현가계의 감쇠 및 강성 파라미터를 택하였으며, 원래 값에 대하여 20단계 (10~200%)의 변화를 고려하여 계산을 수행하였다.

Fig. 11은 감쇠 및 강성계수의 변화에 대한 안정승차영역의 변화를 나타내고 있는데, 감쇠 및 강성을 감소시킬수록 영역의 면적이 증가하는 경향을 보이고 있다. 그림에서 보면 전체적으로 강성의 변화보다는 감쇠의 변화에 크게 의존하고 있으며, 감쇠의 증가보다는 감소에 민감하게 변화하고 있음을 알 수 있다. A1과 A2는 거의 같은 크기의 레벨을 보이고 있고, B는 A1, A2에 비해 비교적 작은 0.2m 부근에서 소폭의 변화를 나타내고 있으며, 모두 감쇠의 증가보다는 감소에 대해 더욱 민감하게 변화함을 알 수 있다. 본



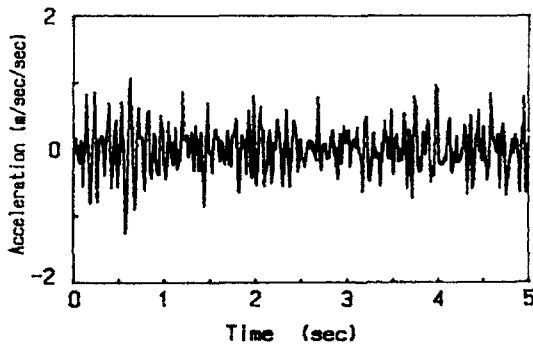
Sweet Area : 0.2042[m²] S-CG=0.36 [m]
 Total Area : 4.2000[m²] A1=0.33 A2=0.32 [m]
 Ratio(Sa/Ta): 0.0486 B=0.2 [m]

Fig. 12 The sweet area of full car model before design modification

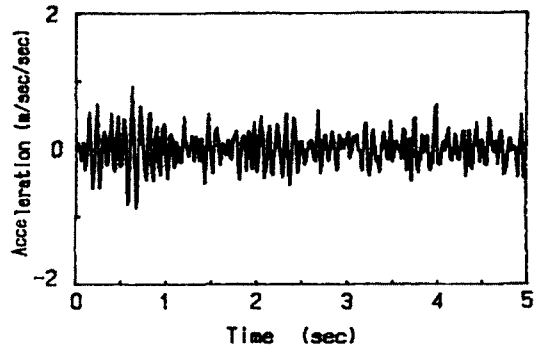


Sweet Area : 0.3859[m²] S-CG=0.4 [m]
 Total Area : 4.2000[m²] A1=0.45 A2=0.46 [m]
 Ratio(Sa/Ta): 0.0919 B=0.27 [m]

Fig. 13 The sweet area of full car model after design modification



(a) before modification



(b) after modification

Fig. 14 Comparison of the acceleration at the optimal ride location before and after design modification

시뮬레이션에서는 10-200% 사이의 20단계의 변화를 고찰 하였지만, 실제로는 감쇠 및 강성의 변화에는 어떤 한도 내에서의 제한 조건이 존재하기 때문에, 본 연구의 결과는 모두 그 제한조건 내에서의 설계변경시에 자료로 활용될 수 있으리라 생각된다. 여기서 원래의 파라미터를 기준으로 증가 및 감소방향으로 50%의 제한조건을 가정한다면 안정승차영역의 최대치는 그 제한조건 내에서의 감쇠 및 강성계수를 최소로 했을 때, 즉 원래값의 50%로 줄였을 때 얻을 수 있음을 예측할 수 있다. Fig. 12의 설계변경전에 비하여 Fig. 13의 설계변경후의 안정승차영역은 약 90% 정도 증가 하였음을 알 수 있으며, Fig. 14의 설계변경후의 도로입력에 대한 점 S에서의 가속도의 변화를 살펴보면, 설계변경후의 레벨이 크게 낮아졌음을 알 수 있다.

4. 결론

자동차 현가계의 감쇠 및 강성 파라미터를 가변 귀환이득으로 택하여, 그 귀환이득의 함수로서의 현가계의 성능감도 해석을 실시한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 감쇠 및 강성 파라미터의 변화에 따르는 주파수 응답 및 RMS 응답을 평가하여, 주파수영역에서의 레벨증가 및 감소의 절충성과 진동절연성(승차특성) 및 노면접촉성(조종성) 사이의 절충성을 규명하였다.
- (2) 현가계의 귀환이득의 변화에 대한 3차원 성능지수곡면 및 등로선 그래프를 통하여 주어진 계의 성능을 극대화하는 최적 파라미터의 추정 및 최적설계를 위한 자료를

제시하였다.

- (3) 운전자의 안정승차영역에 대한 성능평가를 통해 그 민감도가 강성계수보다는 감쇠계수에 더 많이 좌우하고 있으며 아울러 감쇠계수의 변화량에 있어서도 증가하는 것보다 감소하는 것에 더 많이 좌우되고 있음을 알 수 있었다.

참고 문헌

- (1) A. Hac, "Adaptive Control of Vehicle Suspension", *Vehicle System Dynamics*, Vol. 16, pp. 57~64, 1987.
- (2) C.C. Smith et al., "The Prediction of Passenger Riding Comfort from Acceleration Data", *ASME*, Vol. 100, pp. 34~41, 1978.
- (3) R.M. Chalasani, "Ride Performance Potential of Active Suspension System - Part I", *ASME Monograph*, AMD-Vol. 90, 1986.
- (4) A.G. Thompson et al., "Active Suspensions with Vibration Absorbers and Optimal Output Feedback Control", *SAE 941253*, 1984.
- (5) F. Sugawara et al., "Electronically Controlled Shock Absorber System used as a Road Sensor which utilizes Super Sonic Waves", *SAE 851652*, 1985.
- (6) 박 호 외 3인, "자동차 현가장치의 적응제어를 위한 FEEDBACK 시스템의 성능감도해석", 국방과학연구소 전투차량개발기술 학술대회논문집, pp. 537~544, 1990.
- (7) 박 호 외 3인, "테니스 라켓의 안정타점영역의 확장을 위한 CAD화에 관한 연구", 대한기계학회논문집, Vol. 12, No. 1, pp. 95~105, 1988.
- (8) 박 호, "자동차 현가장치의 성능감도해석 및 능동진동 제어에 관한 연구", 한양대학교 대학원 박사논문, 1990.