

<論 文>

자동차 懸架裝置의 최적설계에 관한 연구

김 호 룡* · 최 섭**

(1987년 1월 20일 접수)

A Study on the Optimal Design of Automobile Suspension System

Ho-Ryong Kim and Sub Choi

Key Words: Suspension System(懸架裝置), Power Spectral Density(출력스펙트럼밀도), Optimization(최적화), Ride Quality(승차감), Absorbed Power(勵振動力), Overall Optimum(전체최적치)

Abstract

An optimal design to improve the ride quality was performed with the time and frequency domain analysis based on both of deterministic and random road profiles. The objective function is established to minimize the absorbed power while the constraints are taken so as to satisfy the condition for the stability of vehicle.

The result of the optimal design shows that the rms for the acceleration of a driver and his seat is within the critical values for the ride quality from ISO. The optimal values obtained show that the maximum absolute acceleration of the driver and his seat has significantly been reduced and the reference limits on the relative displacement have satisfied their feasibility.

As the optimal value according to a specific speed is the results from the optimization process, a global optimum value should be determined to be the one which gives the minimum values of total sum of absorbed power with respect to various speed.

기 호 설 명

A_{rms} : 주파수영역에서 운전자 가속도의 rms
[A] : 시스템행렬
[B] : 입력행렬
[C] : 감쇄계수행렬
 f_1, f_2 : 주파수영역의 하한 및 상한치
 H_i : 단위충격에 대한 전달함수

[I] : 단위행렬
[K] : 강성행렬
[M] : 질량행렬
 R_{*1}, R_{*2} : 전륜, 후륜의 변위에 대한 자기상관함수
 S_{*1}, S_{*2} : 전륜과 후륜변위의 출력스펙트럼밀도
 t_s : 시간지연
Y : 상태변수벡터

* 정회원, 연세대학교 공과대학 기계공학과

** 연세대학교 대학원

1. 서 론

자동차를 설계할 때 일반적으로 안정감, 승차감, 소음문제, 형상, 경제성이 고려되며 승차감이란 자동차의 주행시 불규칙노면에 의해 운전석을 통하여 느끼는 불쾌감의 정도를 나타내는 양이므로 자동차 설계시 중요한 결정사항이다. 승차감은 운전석의 변위, 가속도, Jerk 및 진동흡수력으로 표시된다.

승차감과 안정성을 좌우하는 현가장치(懸架裝置: suspension system)는 노면으로부터의 충격이 직접 차체에 전달되지 않게하여 승차감을 좋게함과 동시에 기계부나 적재화물 및 승객의 손상을 방지하는 역할을 한다. 따라서 현가장치의 최적설계 및 진동특성에 대하여 현재까지 많은 연구가 진행되어 졌다.

Bruce⁽¹⁾는 확정적 노면과 무작위노면에 대해 시간 및 주파수영역에 따른 해석방법을 제시하였다.

Smith⁽²⁾는 각 주파수에서 운전석의 가속도 rms 값을 PSD로 표시한 진동특성값이 수식적으로 계산한 ISO, UTACV 경계치보다 작아야 승차감이 좋다고 주장하였다.

Healey, Nathman Smith⁽³⁾는 평면운동의 4자유도와 공간운동의 7자유도 모델을 실험하여 측정결과가 가속도 rms 값에 있어서 15% 오차이내로 일치함을 보였다. Arora와 Haug⁽⁴⁾는 서로다른 확정적 노면에 대해 승객이 느끼는 최대절대 가속도값을 최소화시키면서 자동차의 변위제한 조건식을 두어 시간영역 해석에서 최적설계를 하였다.

1982년 이세정⁽⁵⁾은 목적함수로 진동흡수력을 최소로 하고 가상범프에 대한 과도응답과 고속도로 주행시 정상응답을 제한식으로 한 현수장치의 최적설계문제에 gradient 기법을 적용하여 설계 변경에 영향을 주는 것이 현수장치의 스프링임을 밝혔다.

본 연구에서는 승차감을 향상시키기 위해 운전석의 진동을 고려한 평면 5자유도 모델을 사용하여 확정적 노면과 무작위 노면에 대한 시간영역, 주파수영역 해석과 이에 따른 최적설계를 수행하였다. 최적설계시 목적함수는 주파수영역에서의 운전석의 가속도 PSD를 구하여 勵振動力(absorbed power)을 계산한 다음, 이를 최소화하면서 차체의 안정성을 제한조건으로 하였다. 또 최적설계의 결과인 운전석의 가속도 rms 값과 ISO 경계값을 비교하였다. 시간영역에서는 결과를 해당된 운전석의 최대절대 가속도 및 상대변위에 대한 한계치와 비교하였다.

한편으로 실제 노면 형상을 컴퓨터로 시뮬레이션하고, 속도에 따른 최적치들 중에서 전체최적치 결정법을 제시하였다.

2. 해석방법

2.1 계의 모델

본 연구에서는 운전석의 승차감을 고찰하기 위하여 운전석의 수직운동을 고려한 5자유도 평면모델을 Fig.1과 같이 선정하였다.

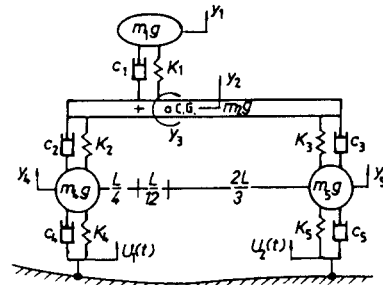


Fig. 1 Five degree of freedom automobile model

Fig. 1의 동적모델로부터 운동방정식을 유도하면 다음과 같다.

(1) 운전석의 수직운동

$$m_1 \ddot{y}_1 + c_1 \dot{y}_1 - c_1 \dot{y}_2 - \frac{L}{12} c_1 \dot{y}_3 + k_1 y_1 - k_1 y_2 - \frac{L}{12} k_1 y_3 = 0 \tag{1}$$

(2) 차체의 수직운동

$$m_2 \ddot{y}_2 - c_1 \dot{y}_1 + \dot{y}_2 (c_1 + c_2 + c_3) + \dot{y}_3 \left(\frac{L}{12} c_1 + \frac{L}{3} c_2 - \frac{2L}{3} c_3 \right) - c_2 \dot{y}_4 - c_3 \dot{y}_5 - k_1 y_1 + y_2 (k_1 + k_2 + k_3) + y_3 \left(\frac{L}{12} k_1 + \frac{L}{12} k_2 - \frac{L}{12} k_3 \right) - k_2 y_4 - k_3 y_5 = 0 \tag{2}$$

(3) 차체의 피칭운동

$$I \ddot{y}_3 - \frac{L}{12} c_1 \dot{y}_1 + \dot{y}_2 \left(\frac{L}{12} c_1 + \frac{L}{3} c_2 - \frac{2L}{3} c_3 \right) + \dot{y}_3 \left(\frac{L^2}{144} c_1 + \frac{L^2}{9} c_2 + \frac{4L^2}{9} c_3 \right) - \frac{L}{3} c_2 \dot{y}_4 + \frac{2L}{3} c_3 \dot{y}_5 - \frac{L}{12} k_1 y_1 + y_2 \left(\frac{L}{12} k_1 + \frac{L}{3} k_2 - \frac{2L}{3} k_3 \right) + k_3 \left(\frac{L^2}{144} k_1 + \frac{L^2}{9} k_2 + \frac{4L^2}{9} k_3 \right) - \frac{L}{3} k_2 y_4 + \frac{2L}{3} k_3 y_5 = 0 \tag{3}$$

(4) 전륜의 수직운동

$$m_4 \ddot{y}_4 - c_2 \dot{y}_2 - \frac{L}{3} c_2 \dot{y}_3 + \dot{y}_4 (c_2 + c_4) - k_2 y_2 - \frac{L}{3} k_2 y_3 + y_4 (k_2 + k_4) = k_4 U_1(t) + c_4 \dot{U}_1(t) \quad (4)$$

(5) 후륜의 수직운동

$$m_5 \ddot{y}_5 - c_3 \dot{y}_2 + \frac{2L}{3} c_3 \dot{y}_3 + \dot{y}_5 (c_3 + c_5) - k_2 y_2 + \frac{2L}{3} k_2 y_3 + y_5 (k_3 + k_5) = k_5 U_2(t) + c_5 \dot{U}_2(t) \quad (5)$$

2.2 노면의 형성

노면의 형상을 확정적노면과 무작위노면으로 분류하여 다음과 같이 고찰한다.

(1) 확정적노면

확정적노면의 형상은 일반적으로 진폭 y_0 와 반파장 (half wavelength) l_i 로 Fig. 2와 같이 표시한다.

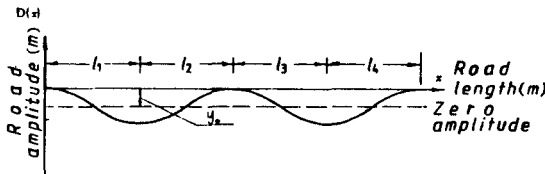


Fig. 2 Deterministic road profile

노면의 형상 $D(x)$ 을 자동차의 속도 (V) 에 따른 시간 t 의 함수로 표시하면,

$$D(t) = \begin{cases} y_0 [1 - \cos \omega_i (t - t^{i-1})], & t^{i-1} \leq t \leq t^i \quad (i: \text{홀수}) \\ y_0 [1 + \cos \omega_i (t - t^{i-1})], & t^{i-1} \leq t \leq t^i \quad (i: \text{짝수}) \end{cases} \quad (6)$$

후륜은 전륜에 대해 $t_0 = \frac{V}{L}$ 의 시간지연을 가지므로

$$U_2(t) = U_1(t - t_0), \quad t_0 \leq t \leq T_1 + t_0 \quad (7)$$

고속도로 노면을 예로서 표시하면 Fig. 3과 같다.

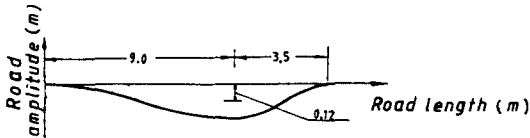


Fig. 3 Road profile for highway

(2) 무작위 노면

실제 노면은 무작위 형상(random shape)이므로 노면의 상태를 거칠기(roughness)와 표면파형(waviness)의 PSD로 나타낸다. 무작위 노면의 PSD는 다음과 같다.

$$S_r(f) = \begin{cases} r \frac{V}{V_{it}} \left(\frac{f}{f}\right)^{n_1} & : 0 < f < f \quad (f = 3\text{Hz}) \\ r \frac{V}{V_{it}} \left(\frac{f}{f}\right)^{n_2} & : f < f \end{cases} \quad (8)$$

여기서 r 은 거칠기상수($6.5 \times 10^{-8} \text{m}^2/\text{Hz}$)⁽⁵⁾이고 n_1, n_2 는 주행속도에 따른 상수이며, 주파수 f 는 일정 주행 속도 V 와의 관계식

$$f = \frac{V}{2l_i} \quad (9)$$

로서 정의된다.

2.3 주파수영역 해석

실제 노면은 무작위 노면이고, 승차감도 PSD로 주어지는 勵振動力으로 결정되므로 주파수 영역에서의 해석이 필요하다. 후륜의 변위식(7)을 PSD로 나타내기 위해 먼저 自己相關(auto correlation)을 구하면,

$$R_{u_2}(t) = \left(t - \frac{L}{V}\right) R_{u_1}(t) \quad (10)$$

식(10)을 Fourier transform 시키면,

$$S_{u_2}(t) = \int_{-\infty}^{\infty} \left(t - \frac{L}{V}\right) R_{u_1}(t) e^{-i\omega t} dt = e^{-\frac{L}{V} i \omega} \int_{-\infty}^{\infty} R_{u_1}(t) e^{-i\omega t} dt = e^{-\frac{L}{V} i \omega} \cdot S_{u_1}(f) \quad (11)$$

제의 입력인 노면의 형상을 PSD로 표시하였고, 또 계가 선형이므로 주파수 응답함수(frequency response function)를 이용하여 다음과 같이 출력 PSD를 구한다.

먼저, 식(1)~(5)를 행렬식으로 표현하면,

$$[M] \{\ddot{y}_i(t)\} + [C] \{\dot{y}_i(t)\} + [K] \{y_i(t)\} = U_i(t) \quad (i=1, 2, \dots, 5) \quad (12)$$

한편 주파수 응답함수 $Y_i(f)$ 는 단위충격(unit impulse)에 대한 시간 응답함수 $y_i(t)$ 의 Fourier 변환과 같으므로⁽⁶⁾,

$$\{Y_i(f)\} = \int_0^{\infty} y_i(t) e^{-i\omega t} dt = H_i(\omega) \quad (13)$$

여기서 $H_i(\omega)$ 는 단위충격에 대한 전달함수(transfer function)이므로,

$$\{\dot{Y}_i(f)\} = i\omega H_i(\omega) \quad \{\ddot{Y}_i(f)\} = -\omega^2 H_i(\omega) \quad (14)$$

따라서 식(12)를 Fourier 변환시키면 식(13)과 식(14)로부터

$$H_i(\omega) \{-\omega^2 [M] + i\omega [C] + [K]\} = \{U_i(\omega)\} \quad (i=1, 2, \dots, 5) \quad (15)$$

식(15)를 복소변수표시법으로 표시하면

$$\begin{Bmatrix} R_s[H_i(\omega)] \\ I_s[H_i(\omega)] \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -\omega^2 [M] + [K] & i\omega [C] \\ i\omega [C] & \omega^2 [M] - [K] \end{bmatrix}^{-1}$$

$$\begin{cases} R_i[U_i(\omega)] \\ I_i[U_i(\omega)] \end{cases} \quad (16)$$

여기서 $U_i(\omega)$ 는 식(1)~(5)로부터,

$$U_i(\omega) = \begin{cases} 0 \\ 0 \\ 0 \\ k_i + i\omega C_i \\ (k_s + i\omega C_s) \cdot e^{-\frac{1}{2} \sigma_i} \end{cases} \quad (i=1, 2, \dots, 5) \quad (17)$$

식(17)로부터 전달함수 $H_i(\omega)$ 가 구하여지고 입력인 노면의 PSD가 식(8)로 주어지므로 계의 출력 PSD, $S(\omega)$ 는,

$$S_i(\omega) = |H_i(\omega)|^2 \cdot S(\omega) \quad (i=1, 2, \dots, 5) \quad (18)$$

예를들어, 운전석의 가속도에 대한 주파수응답 $\dot{Y}_1(f)$ 는, 식(14)에 의해

$$\dot{Y}_1(\omega) = -\omega^2 H_1(\omega) \quad (19)$$

2.4 시간영역 해석

계의 물리적인 상태를 시간영역에서 해석하기 위해 상태변수기법(state variable technique)을 사용한다. 계의 운동방정식인 식(12)의 2차 미분방정식을 변환시키면 다음과 같이 상태방정식으로 표시할 수 있다.

$$\dot{Y} = [A]Y + [B]U \quad (20)$$

여기서

$$[A] = \begin{bmatrix} 0 & [I] \\ -[M]^{-1}[K] & -[M]^{-1}[C] \end{bmatrix}$$

$$[B] = \begin{bmatrix} 0 \\ [M]^{-1} \end{bmatrix}$$

도로면에서 승객이 느끼는 최대절대 가속도의 값이 작아질수록 승차감이 향상되므로 이식을 사용하여 최적설계에 대한 최대절대 가속도를 계산하여 최적설계 값을 검토하고 최적여부를 판단한다.

3. 최적설계

3.1 목적함수와 제한조건식

목적함수는, 승차감을 향상시키기 위해, 식(21)과 같이 운전석의 가속도 PSD의 적분으로 표시되는 동적변동력으로 하였다.

$$\text{Minimize} : \phi = \int_{f_1}^{f_2} K^2_{iso}(f) \cdot |\dot{Y}_1(f)|^2 S \cdot (f) \quad (21)$$

한편, 민감한 승객들은 운전석의 주파수가 0.5Hz 정도의 낮은 주파수에서도 Kinetosis(진동에 의한 불쾌감)를 느끼나 20Hz 이상에서는 거의 느끼지 않는데 이는 주행속도에 따른 노면의 주파수가 증가함에 따라 도로면에 의한 계의 입력이 식(8)에서와 같이 기하급수적

으로 감소하기 때문이다. 따라서 본 연구에서는 설계 주파수 영역을 0.5Hz~20Hz로 택하였다. 식(21)의 동적변동계수(weighting coefficient) $K_{iso}(f)$ 는 ISO에서 추천한 동적변동계수로서 아래와 같다.

$$K_{iso} = \begin{cases} -0.076f^2 + 0.61f - 0.23 & \text{for } 0.5 \leq f \leq 4\text{Hz} \\ 1 & \text{for } 4 \leq f \leq 8\text{Hz} \\ 0.0028f^2 - 0.13f + 1.84 & \text{for } 8 \leq f \leq 20\text{Hz} \end{cases} \quad (22)$$

한편 계의 안정성을 고려하기 위해 식(20)에서 입력에 대한 행렬 $[B]$ 를 0으로 하면,

$$\dot{Y} = [A]Y_1$$

이고 이 식을 풀면,

$$\dot{Y}_1(t) = e^{[A]t} \cdot Y(0) \quad (23)$$

식(23)에서 계가 안정하기 위해서는 $[A]$ 의 고유치, 즉 $[A]$ 의 스펙트럼이 0보다 적어야 하나 본 연구에서는 안정성을 확실하게 하기 위해 식(24)과 같이 -1보다 적도록 하였다.

$$[A] \text{의 고유치} \leq -1 \quad (24)$$

실제의 경우 차체의 정적변위가 25cm보다 작아야 함을 기준으로 하여 스프링 상수의 제한 최저치를 구하고 감쇠계수는 K.S. 공업규격⁽⁸⁾을 이용하여 다음과 같이 제한하였다.

$$\begin{aligned} 8.8 &\leq k_1 [\text{kN/m}] \\ 35.0 &\leq k_2 [\text{kN/m}] \\ 35.0 &\leq k_3 [\text{kN/m}] \\ 0.4 &\leq c_1 \leq 8.8 [\text{kN} \cdot \text{sec/m}] \\ 0.9 &\leq c_2 \leq 14.0 [\text{kN} \cdot \text{sec/m}] \\ 0.9 &\leq c_3 \leq 14.0 [\text{kN} \cdot \text{sec/m}] \end{aligned} \quad (25)$$

한편 다른 제한조건으로는 동적변위에 대한 것이 있으나, 동적변동력을 최소화 할 때 목적함수에 동적변위가 함께 고려되므로 동적변위에 대한 제한식은 생략하였다.

3.2 최적화 기법

본 연구에서 사용한 최적화 기법은 벌칙함수(penalty function)의 개념을 이용하여 제한성 최적화 문제를 무제한성 문제로 변형시킨후 직접탐색기법(direct search method)중의 하나인 SEEK 알고리즘을 사용하여 최적해를 구하였다. SEEK 알고리즘은 탐색방향에 있어서 도함수를 구하지 않고 단일변수탐색(univariate search)과 형태이동(pattern move)(Fgi. 4)을 사용하므로 최적점에서의 수렴과정에서 계산시간을 감소시키며, 불규칙 혹은 불연속 함수의 경우에도 사용할 수 있는 장점이 있다.

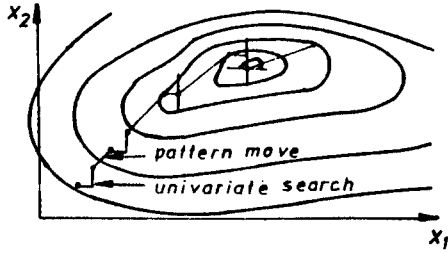


Fig. 4 Direct search method by SEEK algorithm

4. 결과 및 검토

Table 1의 데이터를 이용하여 일정 주행속도를 변화시키면서 얻은 최적치는 Table 2와 같다.

Table 1 Data for the dynamic model of automobile

$m_1=107.5\text{kg}$	$k_4=263\text{kN/m}$
$m_2=1668\text{kg}$	$k_5=263\text{kN/m}$
$m_4=35.8\text{kg}$	$c_4=0.9\text{kN}\cdot\text{sec/m}$
$m_5=35.8\text{kg}$	$c_5=0.9\text{kN}\cdot\text{sec/m}$
$I=4612.5\text{kg}\cdot\text{m}^2$	$L=3.05\text{m}$

Table 2로부터 속도변화에 따른 스프링 상수의 최적치는 제한 조건의 최저치이며, 감쇄계수의 최적치는 속도가 증가함에 따라 앞쪽 현가장치의 감쇄계수는 감소하며, 뒤쪽 현가장치와 운전석의 감쇄계수는 증가함을 알 수 있다.

한편 전체최적설계 값은 주행속도를 변화시켜 얻은 최적치중 하나가 선택되어야 한다. 따라서 실제 자동차 주행속도는 40km/h~100km/h 범위에서 다양하므로 여러주행속도를 변화시켜 승객에게 가해지는 勵振動力의 합이 최소화되는 것을 선택하였다. Table 3은 Table 2의 일정 주행속도를 변화시켜 얻은 최적치를 40, 60, 80, 100km/h의 주행속도에 대한 勵振動力의 합으로 표

Table 2 Results from the optimal design with respect to various speeds. k : (kN/m), c : (kN·sec/m)

Speed[km/h]	Minimum absorbed power[m ² /sec ⁴]	k_1	k_2	k_3	c_1	c_2	c_3
40	0.0042	8.8	35.0	35.0	3.3	10.1	3.0
60	0.0082	8.8	35.0	35.0	4.4	9.1	3.1
80	0.0123	8.8	35.0	35.0	4.7	7.7	3.7
100	0.0157	8.8	35.0	35.0	5.1	5.6	5.8

Table 3 Sum of absorbed power

Speeds for optimum design value[km/h]	Sum of absorbed power [m ² /sec ⁴]	Sum of absorbed power for Arora ⁽⁶⁾ [m ² /sec ⁴]
40	0.0417	0.0585
60	0.0411	—
80	0.0410	0.0503
100	0.042	—

시한 것이다.

Table 3 으로부터 전체 최적설계(global optimum design)값은 주행속도 80km/h에 해당하는 최적치임을 알 수 있다. 또 최적치는 Arora⁽⁶⁾의 연구결과에 대해 勵振動力을 20% 감소시켰음을 알 수 있다. 주파수 영역에서 운전석의 가속도 rms 값은 목적함수 즉 식 (21)의 피적분함수의 제곱근이다. Fig. 5는 전체최적치에 해당하는 가속도 rms 값을 구해 UTACV, ISO 경계치와 승차감을 비교한 것이다.

Fig. 5로부터 최적설계된 차량의 승차감이 ISO, UTACV 경계기준을 만족하였음을 알 수 있다.

한편, 최적설계 여부를 판단하기 위하여 최적설계값을 Fig. 3의 확정적 노면에 적용시켜 운전석의 최대 절대 가속도를 구하고 Arora의 결과와 비교하였고(Fig. 6), 또 상대변위의 한계치(Table 4)와 비교검토하기 위하여 상대변위를 구하였다(Fig. 7).

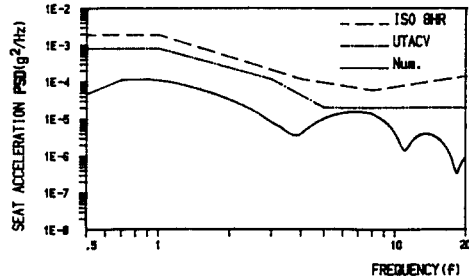


Fig. 5 Comparison of the optimized design with ISO and UTACV standards for riding quality

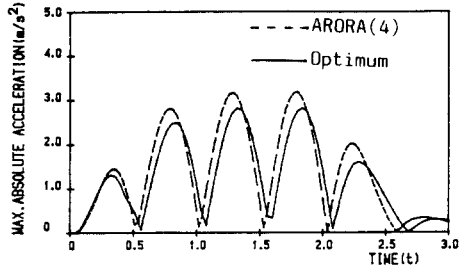


Fig. 6 Maximum absolute acceleration of driver seat w.r.t deterministic highway profile for $V=80\text{km/h}$

Table 4 Limited value of relative displacements.

Chassis and driver's seat	5.0cm
Chassis and front wheel	13.0cm

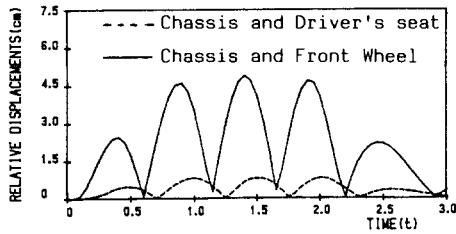


Fig. 7 Relative displacements on a deterministic highway profile for $V=80\text{km/h}$

Fig. 6 으로부터 최적설계한 자동차의 최대절대 가속도가 주행속도 $V=80\text{km/h}$ 에서 Arora의 결과보다 감소하여 설계가 향상되었음을 알 수가 있으며, 또 Fig. 7로부터 상대변위가 Table 4의 한계치 이내에 있어 본 설계가 타당함을 알 수 있다.

실제 노면에서의 최적설계 여부를 고찰하기 위하여 실제 노면을 컴퓨터로 시뮬레이션 하였다. 일반적으로 도시 노면의 파장이 6.1m 임을 감안하여 컴퓨터로 무작위수를 발생시키고, 분할구간에서의 노면은 cubic spline 내삽곡선을 이용하여 다항식에 의한 근사함수로 표시하였다(Fig. 8).

이렇게 simulate 된 무작위 노면을 주행할 때의 최대절대 가속도를 계산하여 Arora의 결과와 비교하였고(Fig. 9), 또 상대변위를 계산하여 상대변위 한계치와

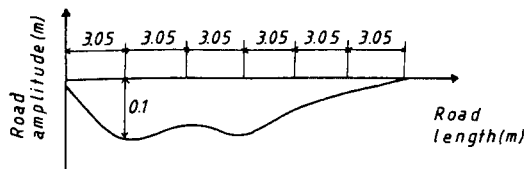


Fig. 8 A part of the simulated random road profile of city road

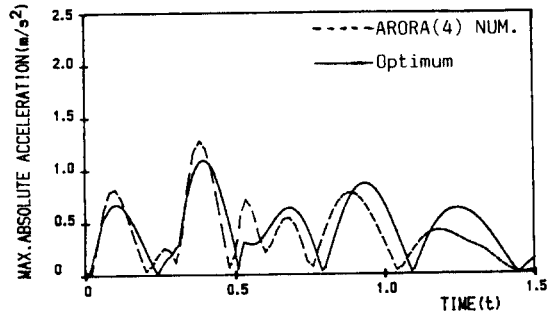


Fig. 9 Comparison of absolute acceleration for random road profile with Arora's design for $V=40\text{km/h}$

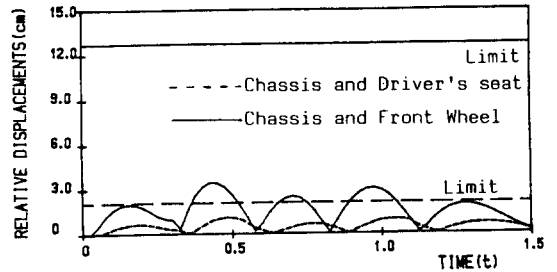


Fig. 10 Displacements between chassis and driver's seat, chassis and front wheel w.r.t random road profile for $V=40\text{km/h}$

비교하였다(Fig. 10). 최적설계된 자동차가 실제노면을 주행할 때 Arora의 결과보다 최대절대 가속도값이 역시 감소하였으며 상대변위 한계치도 충분히 만족함을 보였다.

5. 결 론

- (1) 운전자의 勵振動力을 목적함수로 하여 얻은 최적치는 기존결과들보다 勵振動力을 약 20% 감소시켰다.
- (2) 주파수영역(운전석가속도의 rms 값)과 시간영역(운전석의 최대절대가속도)을 동시에 고려하여 최적설계한 결과, 승차감의 향상은 물론 차체의 안정성도 현저히 향상시켰다.
- (3) 자동차 懸架裝置의 최적설계시 전체 최적설계값은 여러 주행속도에 따른 勵振動力의 합의 최소가 되는 최적치로 선택하는 것이 바람직하다.

참 고 문 헌

- (1) Bruce. D. Van Deusen, 1967, "Analytical Technique for Designing Riding Quality into Automotive Vehicle", SAE Paper 670021, pp.155~162.
- (2) C.C. Smith, 1976, "On Using the ISO Standard to Evaluate the Ride Quality of Broad-Band Vibration Spectra in Transportation Vehicles", Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, pp. 440~443.
- (3) A.J. Healey, E. Nathman and C.C. Smith, 1977, "An Analytical and Experimental Study of Automobile Dynamics with Random Roadway Input", Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, pp.284~292.
- (4) E.J. Haug and J.S. Arora, 1979, "Applied Optimal Design", Wiley.
- (5) Skattum. K.S., Harris. J.F., and Howell. L.J., 1975, "Preliminary Vehicle Structural Design for Comparison with Quantative Criteria", SAE Report 750136, pp.650~661.
- (6) J.S. Bendat and A.G. Piersol., 1971, "Random Data", Wiely.
- (7) 이종원의 3인, 1983, "수치적 방법에 의한 승용차 동적해석", 자동차공학회지, Vol. 5, No. 3, pp. 45~55.
- (8) 한국공업규격, 1986, "통형 속 어브 소오브", KS R 4019.
- (9) 이세경, 1982, "승차감향상을 위한 차량현수장치의 최적설계" 한국과학기술원, 석사학위논문.