

## 수치적 방법에 의한 승용차 동적해석 (Dynamic Analysis of Vehicle System using Numerical Method)

李宗元\* · 朴潤植\*\* · 朴寬欽\*\*\* · 曹永昊\*\*\*  
C. W. Lee · Y. S. Park · K. H. Park · Y. H. Cho

### Abstract

This paper discussed about Application Technique of Numerical Methods for large structure. The dynamic behaviours of a vehicle were investigated through finite element modelling. After dividing a vehicle body into three substructures, Basic Mass System was composed of 60 flexural modes which was obtained from the dynamic characteristics of each substructure using Modal Synthesis Method. Engine, transmission and rear axle, etc. were added to Basic Mass Model, consequently Full Mass System was constructed by 72 degree of freedoms. Full Mass System was analyzed over the frequency range 0.5-50.0 Hz under the loading conditions which were Stationary Gaussian Random Process.

Results and discussions provided the guidelines to eliminate resonances among the parts and to improve the Ride Quality. The Absorbed Power was used as a standard to determine the Ride Quality. The RMS value of driver's vertical acceleration was obtained 0.423g from the basic model and 0.415g from the modified model.

#### 기 호 설 명

<p>[M] : System mass matrix</p> <p>[c] : System damping matrix</p> <p>[k] : System stiffness matrix</p> <p>[<math>\phi</math>] : normal mode</p> <p>[<math>\psi</math>] : auxiliary normal mode</p> <p>{u} : displacement vector (coordinate)</p> <p>{<math>\dot{u}</math>} : velocity vector</p> <p>{<math>\ddot{u}</math>} : acceleration vector</p> <p>{<math>\xi</math>} : modal coordinate</p> <p>{<math>\zeta</math>} : auxiliary modal coordinate</p> <p>{F} : force vector</p>	<p><math>K_F</math> : equivalent spring constant of front tire</p> <p><math>K_R</math> : equivalent spring constant of rear tire</p> <p>P : Laplacian Operator</p> <p>RMS : root mean square</p> <p>*</p> <p>T : transformation</p> <p>ISO : international standard organization</p> <p>a : represents the free coordinate</p> <p>b : represents the constrained coordinate</p> <p>c : represents the connecting coordinate</p> <p>i : represents the ith mode.</p>
--	---

\* KAIST CAD/CAM 실 실장

\*\* KAIST 기계공학부 선임연구원

\*\*\* KAIST CAD/CAM 실 연구원

### 1. 서 론

자동차 차체설계에 있어서 안전성, 승차감, 소음문제, 형태, 경제성 등 고려하여야 할 사항이 많다.

본 연구에서는 승차감에 영향을 미치는 진동 특성을 얻고자 하였다. 자동차에 있어서 진동은 차체 자체의 어떤 구성요소를 파괴시키는 원인으로 기계 성능을 저하시키며 또한 불쾌한 소음을 발생시켜 차체를 어떤 한계값 이내로 설계하게끔 하여 성능 향상에 장애 요인이 된다.

진동문제를 해결하기 위해서는 기진력이 일어나지 않도록 동적 평형관계를 잘 조절하거나 가능한 한 줄여줄 수 있도록 설계제작되어야 하며 큰 질량을 갖는 부품들의 고유 진동수가 일치되어 일어나는 공진을 피하기 위해 각각의 고유 진동수가 많은 차이를 갖도록 공진 회피 설계가 이루어져야 한다.

또한 각 부품들이 조립된 후 전체적인 구조물이 구조상 진동에 잘 견디며, 진동을 흡수할 수 있게 형상이 이루어져야 한다. 구조물의 동적 특성을 규명하는 방법은 multiple shaker를 사용하는 실험적 방법과 유한 요소법<sup>1)</sup>을 사용하는 해석적인 방법이 있다. 차체와 같은 복잡한 형상을 가지며 다양한 성질을 갖는 부재로 이루어진 구조물은 해석 모델에 실험으로 얻어진 동특성을 부가하여 해석하는 방법이 정확도와 효율성 그리고 경제성을 높인다. 이 방법은 구조물을 서로 상관된 요소로 나누어서, 각기 해석적인 방법, 실험 그리고 수학적 해를 통해 동적 특성을 구한 뒤 그들의 동적특성을 coupling하여 전체 해석 시스템을 얻는다. 이 방법은 같은 구조를 가진 요소가 많은 경우에 한 요소만 동적 특성이 구하여지며 전체 해석 시스템을 구성할 때 같은 구조를 가지는 부분은 특성을 구할 필요가 없이 각 요소가 부착되는 지점에 특성 값을 적용시켜 전체 시스템을 얻을 수 있어 편리하며, 각 요소를 따로 해석함으로써 인하여 어떤 요소의 변경이 필요하더라도 그 변경된 요소만 따로 특성을 구하여 전에 구하여진 나머지 동적특성과 coupling하여 해석할 수 있다.

자동차와 같이 복잡한 구조물은 유한요소법으로 해석할 경우 많은 비용이 소요된다. 이러한 이유로 L. J. Howell<sup>2)</sup>, M. M. Elmadany<sup>3)</sup> 등은 몸체를 몇개의 모드로 나타내어 대략적인 응답을 구하였다. 그러나 실제의 승용차 몸체(body)는 해석상 관심 있는 주파수대(0.5~50.0Hz)에서 flexual mode를 갖는다.

본 연구 과정에서 만들어진 몸체의 해석 모델은 Table. 1과 Fig. 1에서 보여지듯 problem size가 매우 크므로 컴퓨터 용량과 계산시간 등으로 인하여 해석이 거의 불가능하다.

해석상에서 problem size를 줄이기 위하여 static condensation, dynamic condensation<sup>4)</sup> 그리고 modal mode analysis를 적용하였으나 경제적인 이유로 해석도중에 중지하였다(참고문헌<sup>1)</sup> pp.1015~1026참조). 이러한 이유로 본 연구에서는 몸체(body)를 세 부분(Fig. 2)으로 나누어 각각을 해석한 후에 다시 합쳐서 몸체만의 해석 시스템을 만든 후 승용차의 다른 요소들을 덧붙여 전체 시스템을 만들어서 해석을 하였다.

Table. 1. Specification of Finite Element Model.

The number of node point	1178
The number of beam element	256
The number of plane rectangular element	836
The number of plane triangular element	534
Bandwidth of total model	81

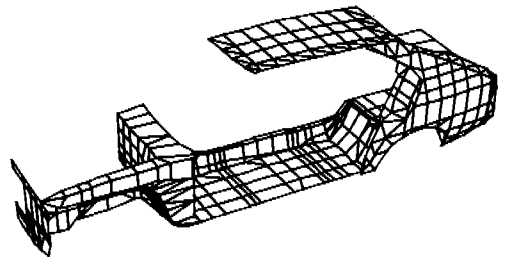


Fig. 1. Perspective View of geometric model (half model).

## 2. 시스템 모델링

### (a) 차체의 유한 요소 모델링

본 연구에서는 얇은 셸 요소(thin shell element)와 beam 요소로 용접(spot welding) 점이나 급격히 형상이 변하는 곳을 절점으로 처리하여 구성하였으며 일반적인 사항은 참고문헌(1)에 자세히 기술되어 있다.

### (b) 고유치 해석

구조물을 해석하는 경우 일반적으로 다음 세 가지 범위에 속한다.

- a few roots of a large-order matrix
- all the roots of a large-order matrix
- a few roots of a complex matrix

본 연구에서 승용차의 몸체를 Fig. 2와 같이

세 부분으로 분할하여 각각의 고유치 해석을 행하였다. 각 부분은 'a few roots of a large-order matrix'이므로 matrix의 요소들이 띄엄띄엄 떨어져 있는 경우의 matrix에서 적은 수의 고유치를 구할 때 적절한 방법인 Inverse power method를 사용하였다.

각 substructure에 대한 고유치 해석 요약은 Table. 2에 보여진다.

전체적인 모델을 3분할한 결과 substructure 3은 지지점이 없기 때문에 rigid body motion을 가진다.

이러한 해석상 애보를 피하기 위하여  $U_0$ 를 어떤 기준점의 D.O.F라 두고 grid points의 geometry를 이용하여 기준점에 대한 모든 grid points의 변위를 관계지우는 rigid body trans-

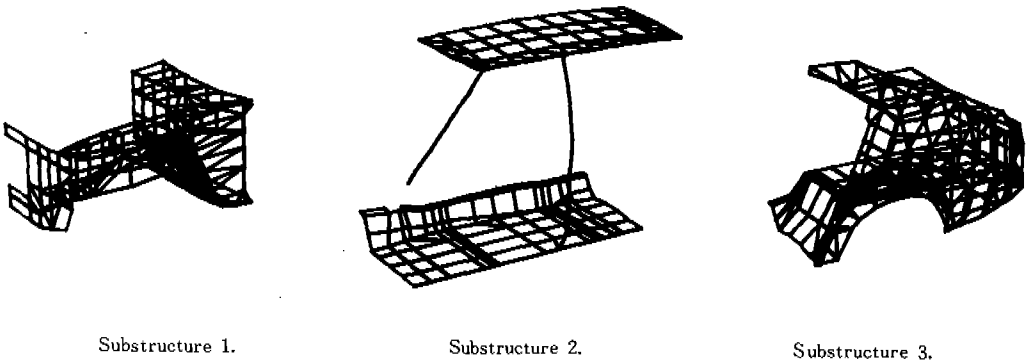


Fig. 2. Substructures

Table. 2. Summary of eigenvalue analysis in Substructures.

Method; inverse power method	substructure one	substructure two	substructure three
Frequency range	0.0~10.0 Hz	0.0~10.0 Hz	0.0~10.0 Hz
Number of free body modes	0	0	3
Number of elgenvalues extracted	12	40	44
Number of triangular decompositions	12	46	44
Total number of vector iterations	87	365	371
Lagest off-diagonal modal mass term	$0.28 \times 10^{-12}$	$0.12 \times 10^{-12}$	$0.55 \times 10^{-12}$

formation matrix를 다음과 같이 얻어 사용하였다.

$$U_g = D_{g0} U_0$$

여기서  $U_g$ : 다른 grid point의 변위

또한 rigid body mass matrix는 기준점에 대하여 계산된다.

$$M_0 = D_{f0}^T M_{gg} D_{g0}$$

c) Modal synthesis

구조물을 몇 개의 요소로 나누어 그 요소의 physical displacement를 generalized coordinate로 변환시켜 동적특성을 나타내는 modal model로 바꾸며 각 요소 사이의 interface compatibility equation을 이용하여 각 요소의 modal model을 조합하여 전체 구조물의 특성을 구하는 방법이다.

본 연구에서는 Fig. 2의 각 substructure를 vibration mode로 동적특성을 나타내기 위하여 substructure 1은 substructure 2와, 또한 substructure 3과 접하는 절점들을 구속하였으며 substructure 3은 구속이 없는 상태에서 계산되었다.

각 구속조건들에 대하여 구조물의 특성을 linearity, conservation of energy, reciprocity를 만족시키면서 전체 시스템으로 재구성하는 과정은 다음과 같이 유도된다. (5, 6, 7)

구조물의 운동 방정식

$$[M] \{\ddot{U}\} + [c] \{\dot{U}\} + [k] \{U\} = \{f\} \dots\dots\dots (1)$$

구속이 없는 자유도를  $\{U_a\}$ ,

구속된 자유도를  $\{U_b\}$ 라 두고 damping을 무시하면 식(1)은

$$\begin{Bmatrix} f_a \\ \dots \\ f_b \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} K_{aa} + M_{aa} P^2 & K_{ab} \\ \dots & \dots \\ K_{ab}^T & K_{bb} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} U_a \\ \dots \\ U_b \end{Bmatrix} \dots\dots\dots (2)$$

여기서  $\{f_a\}$ ,  $\{f_b\}$ 는 각각 구속되지 않은 자유도와 구속된 자유도에 가해지는 하중이다. 식(2)에서 질량은 구속되지 않은 자유도  $\{U_a\}$ 에 lump됨을 나타낸다. 즉 구속된 자유도의 질량은 구조물의 진동 모드(vibration mode)에 전혀 영향을 주지 않기 때문에 구조물의 나머지 쪽으로 lump되는 것이 정확한 결과를 얻는다.

본 연구에서는 substructure 간의 접촉점들이 한번은 구속되고 한번은 구속되지 않은 상태에서 해석되었으므로 구속된 경우의 질량은 무시되었으나 문제의 크기상 해석 결과에는 영향이 거의 없다.

substructure mode shape는 free coordinates  $\{U_a\}$ 와 modal coordinates  $\{\xi_i\}$ 사이의 modal transformation으로 기술된다.

$$\{U_a\} = [\phi_{ai}] \{\xi_i\} \dots\dots\dots (3)$$

modal coordinates에 관계되는 generalized force는

$$\{f_i\} = [\phi_{ai}]^T \{f_a\} \dots\dots\dots (4)$$

또한 진동 모드의 orthogonality property는 다음 관계를 준다.

$$[\phi_{ai}]^T [K_{aa} + P^2 M_{aa}] [\phi_{ai}] = [K_i + m_i P^2] \dots\dots\dots (5)$$

여기서  $[K_i]$ 와  $[m_i]$ 는 diagonal matrix이다. 식(3), (4), (5)를 이용하면 식(2)는 다음과 같이 된다.

$$\begin{Bmatrix} \bar{f}_i \\ \dots \\ f_b \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} K_i + m_i P^2 & \phi_{ai}^T K_{ab} \\ \dots & \dots \\ K_{ab}^T \phi_{ai} & K_{bb} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \xi_i \\ \dots \\ U_b \end{Bmatrix} \dots\dots\dots (6)$$

식(6)에서 inertia force를 분리 하면

$$\{\bar{f}_i\} = \{f_i\} - [m_i P^2] \{\xi_i\} \dots\dots\dots (7)$$

그리고 식(6)을 다시 쓰면

$$\begin{Bmatrix} \bar{f}_i \\ \dots \\ f_b \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} K_i & \phi_{ai}^T K_{ab} \\ \dots & \dots \\ K_{ab}^T \phi_{ai} & K_{bb} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \xi_i \\ \dots \\ U_b \end{Bmatrix} \dots\dots\dots (8)$$

식(8)은 다음과 같은 standard form의 stiffness matrix 갖도록 재구성할 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} \xi_i \\ \dots \\ f_b \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} K_i^{-1} & \psi_{ib} \\ \dots & \dots \\ -\psi_{ib}^T & \bar{K}_{bb} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \bar{f}_i \\ \dots \\ U_b \end{Bmatrix} \dots\dots\dots (9)$$

여기서

$$[\psi_{ib}] = -[K_i]^{-1} [\phi_{ai}]^T [K_{ab}]$$

$$[\bar{K}_{bb}] = [K_{bb}] - [\psi_{ib}]^T [K_i] [\psi_{ib}]$$

구조물의 vibration mode 동안  $\{U_b\} = 0$ 이므로 구속점에 적용하는 하중 벡터는 식(9)에서 다음과 같이 얻어진다.

$$\begin{aligned} \{F_b\} &= -\{f_b\} = \{\psi_{ib}\}^T \{f_i\} \\ &= \{\psi_{ib}\}^T [K_i] \{\xi_i\} \dots \dots \dots (10) \end{aligned}$$

Substructure가 normal mode로 진동하는 동안 modal coordinate와 modal coordinate의 unit value에 의해 구속점에 작용하는 force vector를 관제지우는 stiffness matrix를  $[K_{bi}]$ 라 정의하면

$$\{F_b\} = [K_{bi}] \{\xi_i\} \dots \dots \dots (11)$$

식(10)과 식(11)에서

$$\{\psi_{ib}\} = [K_i]^{-1} [K_{bi}]^T \dots \dots \dots (12)$$

가 얻어진다. 여기서 얻어진  $\{\psi_{ib}\}$ 를 사용하여 구속된 자유도를 관제지우는 식을 얻는다.

$$\{\xi_i\} = \{\psi_{ib}\} \{U_b\} \dots \dots \dots (13)$$

식(9)에서

$$\{\xi_i\} = [K_i]^{-1} \{\bar{f}_i\} + \{\psi_{ib}\} \{U_b\}$$

$$\{\bar{f}_i\} = [K_i] \{\xi_i - \xi_b\} \dots \dots \dots (14)$$

또한 구속이 없는 자유도  $\{U_a\}$ 는 다른 구조물(substructure)과 접하는 자유도( $\{U_c\}$ )도 포함한다.

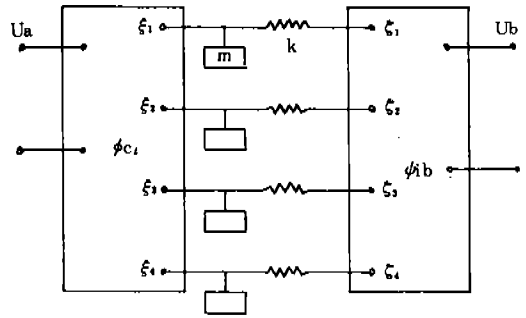
$\{U_c\}$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\{U_c\} = \{\phi_{ci}\} \{\xi_i\} \dots \dots \dots (15)$$

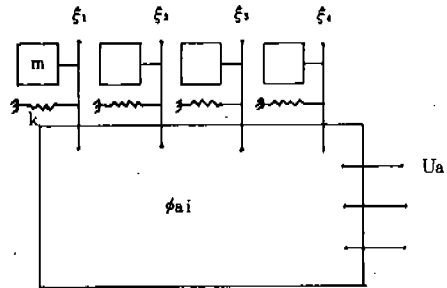
여기서  $\{\phi_{ci}\}$ 는  $\{\phi_{ai}\}$ 의  $\{U_c\}$ 에 관계된 부분이다.

d) 몸체의 modal model

세개의 substructure를 각각 따로 고유치 해석을 통하여 generalized mass와 generalized stiffness 그리고 mode vector를 구하는 동시에 식(13), (14), (15)를 사용하여 각 substructure를 연결시킨다. 이 때의 physical grid point (Fig. 3에서의  $U_a, U_b$ )는 응답을 알고자 하는 곳, mode shape의 가시화물 위한 plotting에 필요한 곳, 입력점, 각 substructure의 접합점, 엔진 등 다른 구조물과 접하는 곳을 선택하였다.



Modal model for substructure 1 and 2



Modal model for substructure 3

Fig. 3. Representation of part of Structure by its Vibration modes.

e) Full mass system model

Vehicle시스템을 구성하는 요소 중의 engine, transmission, rear axle들은 vehicle ride region (0.5~50.0Hz)에서 공진하는 것이 아니므로 강체로 처리하였다. 그리고 질량이 작은 부품들은 생략되었다.

- body, front sheet metal, frame → modal model of structure
- engine, transmission, rear axle → rigid body (질량, 관성모우먼트, 모우드형태)
- suspension system, mounting system, tire
  - rigid body
  - stiffness element
  - damping element

몸체는 60개의 generalized coordinates로 구성되었으며 엔진은 6개 그리고 rear axle은 2개의 자유도를 사용하였다.

Unsprung mass, driver 그리고 seat는 각각 vertical motion만 갖는 1자유도 계로 처리되

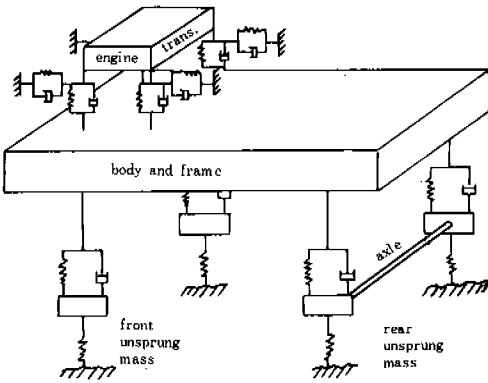


Fig. 4. Schematic Gross Behavior Model for Car Ride Vibrations.

Table 3. Parameters of Vehicle System Model.

parameter	value (assumed)
wheel base	2.340m
overall length	3.970m
overall width	1.558m
overall height	1.360m
interior length	1.695m
interior width	1.336m
interior height	1.090m
front track	1.278m
rear track	1.248m
engine, transmission mass	141kg
engine, transmission inertia ( $I_x$ )	$3.23 \times 10^4 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$
engine, transmission inertia ( $I_y$ )	$3.76 \times 10^4 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$
engine, transmission inertia ( $I_z$ )	$3.65 \times 10^4 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$
rear axle mass (tire + unsprung mass)	107.4kg
rear axle roll moment	$3.275 \times 10^4 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$
front (unsprung + tire) mass	19.65kg
driver mass	55kg
front suspension stiffness	183.63kg/mm
rear suspension stiffness	255.71kg/mm
tire stiffness	1801.9kg/mm
seat mass	10kg
seat stiffness	436.kgf/mm
front suspension damping	12.01kgf.sec/mm
rear suspension damping	12.01kgf.sec/mm
seat damping	6.174kgf.sec/mm
engine mounting rubber stiffness	1801.9kgf/mm
engine mounting rubber damping	12.01kgf.sec/mm

어 모두 72개의 자유도로서 full mass system을 구성하였다. Fig. 4는 연구에 사용된 full mass

system을 보여 주며 Table.3은 모델에 사용된 부품들의 명세를 보여 준다.

### 3. 승용차 동적해석

다자유도계에 대한 운동 방정식은 다음과 같이 matrix 형으로 나타낼 수 있다.

$$[M] \{\ddot{U}\} + [C] \{\dot{U}\} + [K] \{U\} = \{F\} \dots (16)$$

frequency response function  $[H(\omega)]$ 을 얻기 위해 하중벡터를  $\{F\} = \{F_0\} e^{i\omega t}$ 로 놓으면 다음과 같이 된다.

$$\{U\} = [H(\omega)] \{F_0\} \dots (17)$$

여기서  $[H(\omega)] = [-\omega^2[M] + i\omega[C] + [K]]^{-1}$

하중 벡터가 stationary random excitation이므로 cross-correlation function은 다음과 같이 주어진다.

$$[\phi_{FF}(t_1 - t_2)] = E\{\{F^*(t_1)\} \{F(t_2)\}^T\} \dots (18)$$

response spectral density matrix<sup>(9)</sup>

$$[\Phi_{XX}(\omega)] = [H^*(\omega)] [\Phi_{FF}(\omega)] [H(\omega)]^T \dots (19)$$

response spectral density를 구하기 위하여 식 (19)의 입력  $[\Phi_{FF}(\omega)]$ 를 정의하여 주어야 한다.

바퀴에서 차체에 가해지는 힘은 「도로의 요철 진폭 × 타이어 스프링 상수」로 나타내어질 수 있다. 타이어에 가해지는 입력은 다음과 같이 spectral density function으로 나타낸다.

$$[\Phi_{FF}(\omega)] = \begin{bmatrix} \phi_{11} & \phi_{12} & \phi_{13} & \phi_{14} \\ \phi_{21} & \phi_{22} & \phi_{23} & \phi_{24} \\ \phi_{31} & \phi_{32} & \phi_{33} & \phi_{34} \\ \phi_{41} & \phi_{42} & \phi_{43} & \phi_{44} \end{bmatrix} \dots (20)$$

Subscript 1, 2, 3, 4는 각각 left front, right front, left rear, right rear타이어를 나타낸다.

실제 식 (20)의 각항들을 얻어 해석하려면 매우 복잡하다.

그러므로 본 연구에서는 다음의 가정으로 간단화하였다.

가정① ; Fig. 5와 같이 속도  $V$ m/s로 달리는 승용차에 대해 앞쪽 타이어 (1, 2)와 뒷쪽 타이어 (3, 4)가 같은 도로의 요철로 인한 하중을  $1/V$ 의 시간차로 받는다.

$$\left. \begin{aligned} \phi_{11} &= \phi_{33} \\ \phi_{22} &= \phi_{44} \\ \phi_{12} &= \phi_{34} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (21)$$

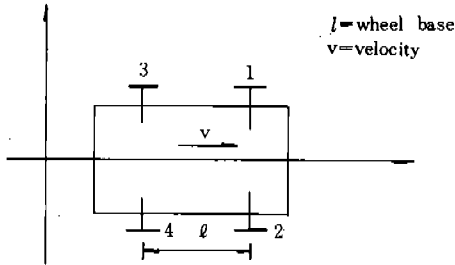


Fig. 5. 4-input Model.

front-rear input에 대한 cross-correlation function

$$\phi_{13} = E[W_1(t) W_1(t + \tau - l/v)] = \phi_{11}(\tau - l/v) \dots\dots\dots (22)$$

Fourier transformation의 성질을 이용하면 식 (22)는 다음과 같이 바꾸어진다.

$$\begin{aligned} \Phi_{13}(\omega) &= \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \phi_{11}(\tau - l/v) e^{-i\omega\tau} d\tau \\ &= \frac{e^{-i\omega l/v}}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \phi_{11}(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau \\ &= e^{-i\omega l/v} \Phi_{11} \dots\dots\dots (23) \end{aligned}$$

같은 과정으로

$$\Phi_{24}(\omega) = e^{-i\omega l/v} \Phi_{22} \dots\dots\dots (24)$$

식 (21), (22), (23)을 이용하여 하중 matrix 식 (20)은 다음과 같은 식으로 바꿀 수 있다.

$$\left[ \begin{array}{c|c} K_F^k[\Phi_{ww}(\omega)] & K_F K_R e^{-b}[\Phi_{ww}(\omega)] \\ \hline K_F K_R e^{-b}[\Phi_{ww}(\omega)] & K_R^k[\Phi_{ww}(\omega)] \end{array} \right] \dots\dots\dots (25)$$

여기서  $\Phi_{ww} = \begin{bmatrix} \Phi_{11} & \Phi_{13} \\ \Phi_{21} & \Phi_{22} \end{bmatrix}$

$$b = i\omega l/v$$

가정② ; 좌우바퀴가 겪는 도로의 요철 (W<sub>1</sub>, W<sub>2</sub>) 이 동일한 형태를 갖는다. 이 가정을 적용시키면 식(24)는

$$[\Phi(\omega)] = \{G^*\} \{G\}^T \Phi_{11}(\omega) \dots\dots\dots (26)$$

여기서  $\{G\}^T = [K_F \ K_R \ K_R e^{-b} \ K_R e^{-b}]$

본 연구에서는 식(19)에서 전달함수 [H(ω)]를 구한 뒤 도로조건으로 Belgian road<sup>(1)</sup>를 사용 response spectral density를 구하였다.

#### 4. 해석 결과와 고찰

실제상에서 고려하여야 하는 지점들에 대한 반응을 구하였다. Fig.5는 좌우 뒷 타이어의 frequency에 따른 변위를 나타낸다.

최대 값을 갖는 f=0.9979 Hz는 "wheel hop" frequency를 나타내며 하중조건으로 인하여 모든 타이어에서 같은 형태를 갖는다. 그리고 이 Fig.6은 rear axle bouncing과도 같은 형태를 갖는다. rear axle rolling response를 나타내는 Fig.7에서는 좌우 바퀴에 같은 입력을 준 조건 때문에 변위는 거의 없으나 0.3723 Hz에서 최대값을 가지므로 rear axle rolling의 고유 진동수는 0.3723Hz임을 알 수 있다. 이 고유진동수는 engine의 수직방향 bouncing고유진동수와 일치함을 보여 수정이 요한다. Fig.8은 차량이 Belgian 도로를 달릴때 운전자가 받는 수직방향 가속도의 PSD이며 최대값은 차체의 bouncing frequency에서 나타나며, "wheel hop"진동수인 0.9979 Hz에서도 높은 값을 갖는다. 또한 1.111 Hz와 1.546 Hz에서 높은 값을 보이는데 차체의 natural mode의 고유진동수들이다. 0.9979 Hz에 대한 deformed mode shape가 Fig.9에 보여진다.

동적해석의 중요한 역할은 승차감 향상이다. 승차감에 대한 척도는 운전석의 변위, 가속도, Jerk의 값 그리고 진동흡수력 등인데 본 연구에서는 승차감에 대한 지표로서 진동 흡수력(absorbed power)를 사용하였다.

진동흡수력은 승객이 느끼는 불편감 정도를 나타내므로 승차감 향상을 위하여 작아져야 한다.

진동흡수력은 다음과 같이 나타내어진다.

$$P_r = \int_0^{\infty} k(\omega) \Phi_{aa}(\omega) d\omega$$

여기서 k(ω) : weighting coefficient

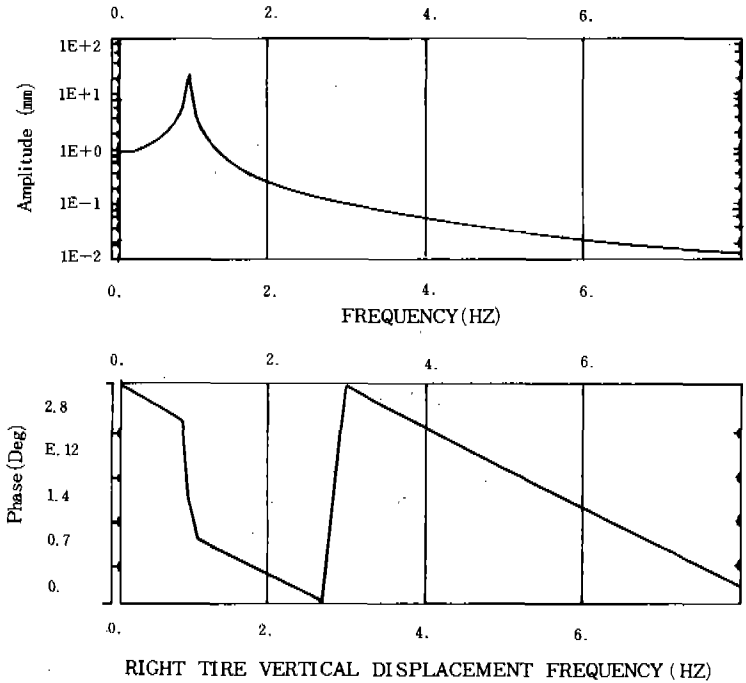


Fig. 6. Right Tire Vertical Displacement Response.

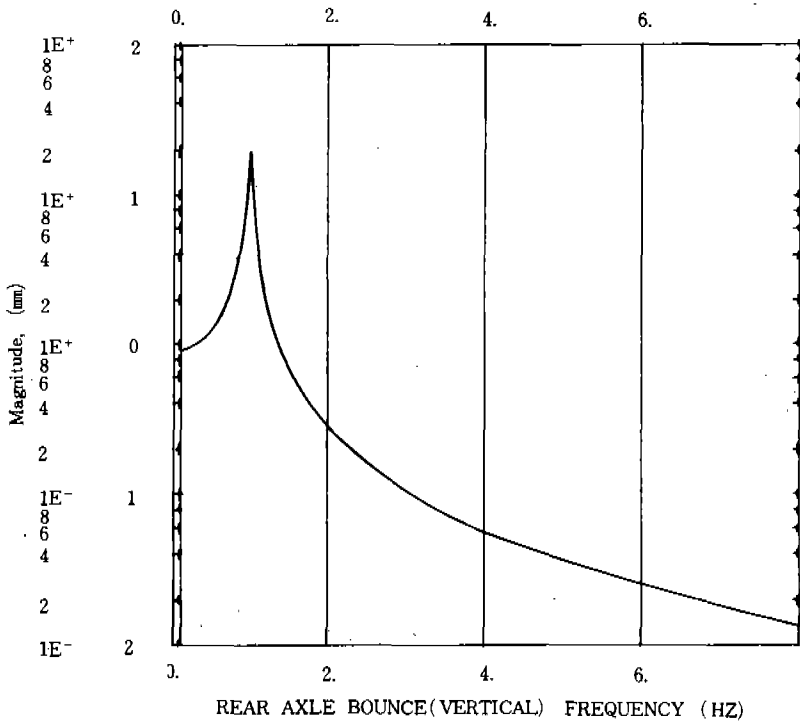


Fig. 7. Rear Axle Bouncing Displacement Response (Vertical).



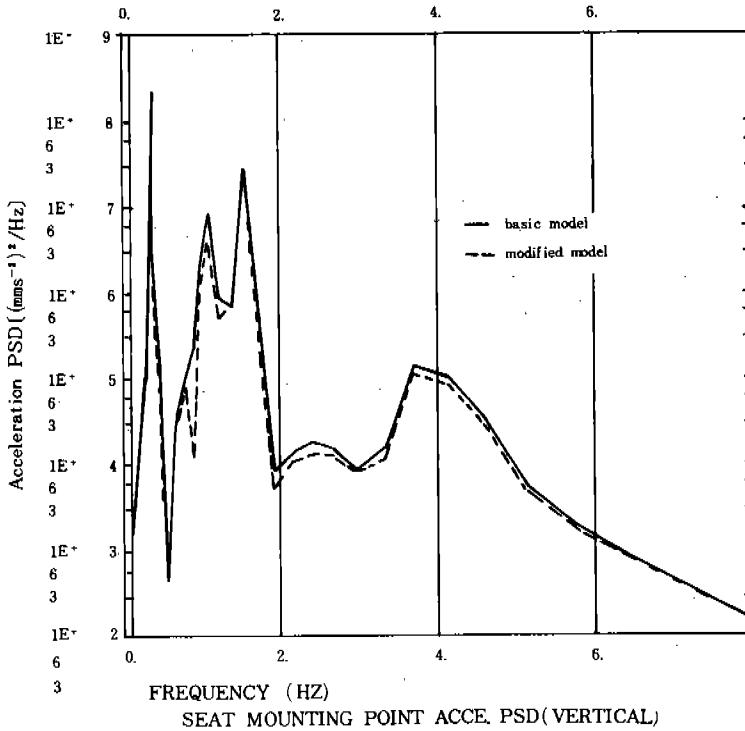


Fig. 8. Driver's Acceleration PSD (Vertical) - (mms<sup>-2</sup>)<sup>2</sup>/Hz

f = 0.3723291 Hz

--- basic model  
— deformed shape

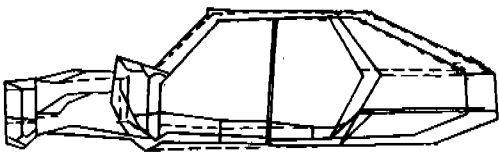


Fig. 9. Mode Shape in f = 0.3723 Hz.

$\Phi_{\ddot{a}\ddot{a}}$  : 운전석의 가속도 PSD

가속도의 RMS

$$RMS(A_{iso}) = \left[ \int_0^{\infty} k_{iso}(\omega) \Phi_{\ddot{a}\ddot{a}}(\omega) d\omega \right]^{1/2}$$

여기서

$$K_{iso}^{(9)} =$$

$$\begin{cases} -0.076f^2 + 0.61f - 0.23 & 0.5 \leq f < 4. \text{ Hz} \\ 1 & 4. \leq f \leq 8. \text{ Hz} \\ 0.0028f^2 - 0.13f + 1.84 & 8. < f \leq 20. \text{ Hz} \end{cases}$$

Table. 3의 차량에서 RMS(A<sub>iso</sub>) = 0.423g (g : 중력가속도)를 얻었다. 이 값을 줄이기 위한 방안으로 다음의 세 가지 설계방안이 고려된다.

- ① unsprung mass 불 줄인다. 즉, 질량을 줄임으로써 보다 적은 관성력이 sprung mass에 전달되게 함으로써 승차감을 증가 시킨다.
- ② 현가장치의 최적화; 노면의 노철을 타이어에서 일부 흡수하고, 이로 인한 차축의 운동의 일부를 스프링이 흡수한다. 스프링을 진동시키지 않기 위하여 shock absorber가 frame과 axle에 연결된다.

soft suspension은 고진동 입력으로부터 차체를 안정시키나 wheel handing은 stiff suspension property가 요구되므로 최적화가 필요하다.

- ③ Tune the sprung mass

흔들림을 막기 위하여 body, FESM과 엔진 등을 frame에 장착할 때의 위치와 장착점에 서의 mounting material인 고무와 elastomer

의 성질과 형태의 적당한 조합이 이루어지도록 하여야 한다.

조건 ①과 ③은 승용차의 기본설계 변경을 필요로 하므로 본 연구에서는 앞뒤 suspension의 stiffness 값만 70%로 줄였다.

그 결과 RMS ( $A_{1.60}$ ) = 0.415g (g: 중력 가속도)을 얻어 약 1.89%의 RMS의 감소가 일어났다.

차체의 운동을 분석하기 위하여 vehicle parameter는 각각의 동적 특성 분석 뿐만 아니라 그들이 또 다른 것과의 결합시에 대해서도 연구되어야 한다.

본 연구결과에서 보여 주는 바와 같이 낮은 스프링 계수를 사용하면 승차감을 승차시킬 수 있으나 스프링 계수를 어떤 값 이하로 내리면 suspension의 동적변위를 과도하게 증가시켜 결국 body를 밑으로 내리게 된다. 그러므로 suspension의 스프링 계수는 riding comfort와 road safety, 둘다 고려한 상태에서 결정되어야 하며, 또한 공진조절과 바퀴와 도로와의 지속적인 접촉을 위해 suspension damping도 고려되어야 한다.

## 5. 결 론

- (1) 수치 해석의 강력한 방법인 modal analysis와 modal synthesis method를 사용함으로써 계산시간의 절감과 computer core memory 사용의 최소화를 얻을 수 있었다.
- (2) 본 연구에서 수행된 과정은 대형 구조물의 효과적, 경제적인 동적 해석을 위한 방법 제시에 치중하였으며 실제 산업체에서 응용시에는 좀더 정확한 modeling 및 기타 입력자료를 추가 사용하여야 실제에 응용할 수 있는 결과를 얻을 수 있을 것이다.
- (3) 본 해석에서 미비한 점들은 엔진으로부터의 진동을 고려치 못한 점과 좌우 바퀴에 서로 다른 입력을 주지 못한 점 등이다. 특히 국내에서 생산되는 승용차 부품들에 대한 데이터와 국내의 도로에 대한 정량화된 데이터의 미비로 인하여 실제의 승용차가 나타내는 동특

성에 대해 많은 오차가 있을 것이다.

- (4) 승용차의 동적해석 결과에서 각 부재들이 고유진동수와 각 부재들이 coupling된 경우에 동적특성이 어떻게 변하는가를 알 수 있으므로 공진 회피 설계에 이용된다.
- (5) 차량이 Belgian road를 달릴 때 운전사의 수직방향 가속도 PSD는 최대값이  $2.12 \times 10^6$  [ $\text{mm S}^{-2}$ ]<sup>2</sup>/Hz], 그리고 rms 값은 0.423g를 나타내었다. 승차감 향상을 위하여 suspension stiffness를 70%로 줄인 결과 수직방향 가속도 rms가 0.415g로 줄어져 승차감 향상에 suspension stiffness의 역할이 중요함을 알 수 있다.

## 〈후 기〉

본 연구는 1982년도 과학기술처 국책 프로젝트인 “기계의 CAD/CAM 및 MECHATRONICS 화 기술 개발”의 일부분으로서 한국과학기술원 CAD/CAM실에서 수행된 것이다. 과학기술처 및 관련기관에 감사의 뜻을 표한다.

## 참 고 문 헌

1. N8-1915-2(2); 기계의 CAD/CAM 및 Mechatronics 화 기술개발, 과학기술처, pp. 987~1100, 1983.
2. L. J. Howell; Power Spectral Density Analysis of Vehicle Vibration Using the NASTRAN Computer Program, SAE Technical paper 740328, pp. 1415~1424, 1974.
3. M. M. Elmadany, M. A. Dokainish; An Assessment of Ride Quality of Heavy Duty Trucks, SAE paper 801418, pp. 4485~4496, 1980.
4. Mounir M. Kamal and Joseph A. Wolf, Jr.; Modern Automotive Structural Analysis, VAN NOSTRAND REINHOLD COMPANY, p. 47, 1982.

5. S. C. Walgrave and J. M. Ehlbeck; Understanding Modal Analysis, SAE paper 780-695, pp. 2695~2075, 1978.
6. R. R. Craig, Jr; Methods of Component Mode Synthesis, Shock and Vibration Digest, Vol. 9, Part 11, pp. 3~10, 1977.
7. R. M. Hintz; Analytical Methods in Component Modal Synthesis, AIAA Journal, Vol. 13, NO. 8, pp. 1007~1016, August, 1975.
8. M. F. Nelson; The Use of Condensation Techniques for Solving Dynamics Problems, SAE paper 740330, pp. 1435~1444, 1974.
9. K. S. Skattum, J. F. Haris, L. J. Howell; Preliminary Vehicle Structural Design for Comparison with Quantitative Criteria, SAE paper 750136, pp. 31~42, 1975.