

# 새시 프레임 상의 바디 마운트계의 진동해석

이 창 노<sup>\*1)</sup> · 류 봉 조<sup>2)</sup>

우석대학교 기계자동차공학과<sup>1)</sup> · 한밭대학교 기계공학부<sup>2)</sup>

## Vibration Analysis of Body Mount System on Chassis Frame

Chang-Ro Lee<sup>\*1)</sup> · Bong-Jo Ryu<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup>Department of Mechanical and Automotive Engineering, Woosuk University, Jeonbuk 565-701, Korea

<sup>2)</sup>Division of Mechanical Engineering, Hanbat National University, Daejeon 305-719, Korea

(Received 18 August 2009 / Accepted 19 October 2009)

**Abstract** : This paper describes the static and dynamic characteristics of body mount system which are to be considered in the early design stage. At every location of body mount the static load and dynamic response to road input were calculated using the half car model. Normal mode analysis for the half car model was also performed. In the analysis the design parameters such as the stiffness of mount rubbers and their distribution on mount location were examined for improving ride comfort especially in the lower frequency range.

**Key words** : Body mount(차체 마운트), Vibration(진동), Ride comfort(승차감), Normal mode analysis(고유진동해석), Frequency response(주파수 응답)

### 1. 서 론

최근 승용차의 차체는 거의 일체형이지만 대형차(버스, 트럭)나 다목적 차량(SUV)은 동력장치, 현가장치 등 새시를 부착하기 위해 프레임을 채용하고 있다. 차체와 프레임의 두 구조물은 바디 마운트 고무<sup>1)</sup>를 매개로 결합되는데 마운트 고무는 차량의 주행 중 차체에 전달되는 전달력을 작게 하기 위해서는 유연해야하지만, 차체중량 지지나 주행 중 급격한 제동이나 코너링 등의 과도응답 시에는 차체와 프레임을 견고하게 결합하기 위해서 상당한 강성이 필요하게 되어 서로 상반되는 특성이 요구된다.

바디 마운트계는 마운트의 개수, 위치 및 마운트 고무의 특성에 따라 마운트 주위 구조물의 진동 절연성 과 바디 마운트 부위의 내구성이 달라지므로 이러한 설계변수를 적절히 설계 초기단계에서 적절

히 선정할 필요가 있다. 차량에 적용된 마운트계에 대한 연구로는 서브프레임 마운트의 위치나 특성 최적화,<sup>2)</sup> 엔진마운트의 동특성 연구<sup>3,6)</sup> 및 NVH 향상을 위해 새시부품의 차체 취부에 대한 최적화<sup>4,5)</sup> 등이 있으나 바디 마운트계에 대한 연구는 부진하다.

본 논문은 이러한 바디 마운트계의 설계초기단계에서 검토할 수 있는 정하중 및 진동해석에 대하여 기술하고자 한다.

### 2. 바디 마운트의 구조 및 기능

#### 2.1 바디 마운트의 구조

바디 마운트는 Fig. 1과 같이 프레임과 차체 사이에 차체길이 방향으로 좌우 대칭으로 위치하는데 보통 8~10개정도가 사용된다. 일반적인 바디 마운트의 구조는 Fig. 2와 같으며, 구성부품으로는 Upper

\*Corresponding author, E-mail: rolee@woosuk.ac.kr

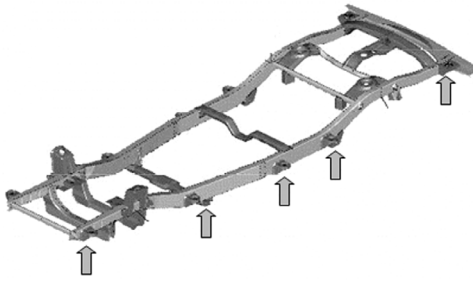


Fig. 1 Layout of body mounts on chassis frame

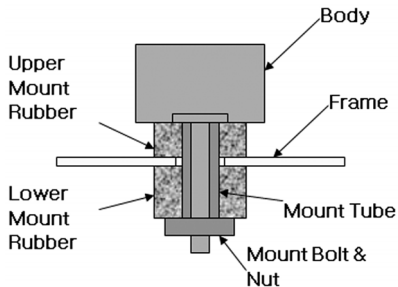


Fig. 2 Schematic of body mount system

Mount Rubber, Lower Mount Rubber, Tube, Washer 및 Mount Bolt-Nut가 있다. 차체는 Mount Bolt부에 연결되고 프레임은 Upper Mount Rubber와 Lower Mount Rubber 사이에 끼워져 있다. 차량이 주행 중에 차체와 프레임의 상대운동이 발생하더라도 상, 하 마운트 고무들의 총변형량(압축량)은 Mount Tube의 길이에 의하여 항상 일정하게 유지된다.

### 2.2 바디 마운트에 작용하는 하중

바디 마운트에 작용하는 하중은 정하중과 동하중으로 나누어 생각할 수 있다. Fig. 2와 같이 1개의 바디 마운트를 고려하면 차체자중에 의한 Upper Mount Rubber와 Lower Mount Rubber의 정적변형  $\delta_{u_0}$ ,  $\delta_{l_0}$ 는 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\delta_{u_0} = \frac{K_l \delta_t + F_0}{K_u + K_l}, \quad \delta_{l_0} = \frac{K_u \delta_t - F_0}{K_u + K_l} \quad (1)$$

여기서  $F_0$ 는 마운트 정하중,  $K_u$ ,  $K_l$ 는 상, 하 마운트 고무의 스프링 상수이고,  $\delta_t$ 는 상, 하 마운트 고무의 총변형량으로 튜브의 길이에 의하여 항상 일정하여 다음 식으로 나타낼 수 있다.

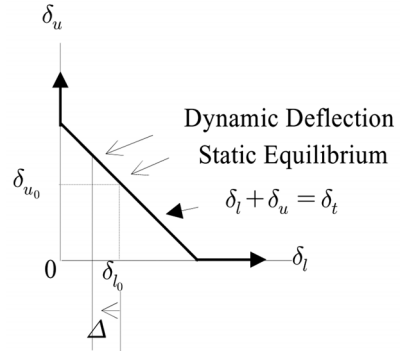


Fig. 3 Deflection of mount rubber

$$\delta_t = \delta_{u_0} + \delta_{l_0} \quad (2)$$

차량이 주행 중 바디 마운트계에 동하중  $F_d$ 가 작용하면 정적변형은 변하게 되어 동적변형  $\Delta$ 가 발생한다. 동적변형은 정적 평형위치로부터의 변위로 정의하며 프레임을 고정된 경우 차체가 내려오게 되면 양의 동적변형, 차체가 올라가게 되면 음의 동적변형으로 약속한다. 동적변형과 정적변형과의 관계는 Fig. 3과 같다. Fig. 3에서 동적변형이 양으로 증가(차체가 내려오는 경우)하여  $\delta_{l_0}$ 보다 커지면 Lower Mount Rubber는 기능을 하지 못하고 Upper Mount Rubber만 압축 변형하게 되므로 Fig. 3의 수직선을 따라 올라간다. 또한 동적변형이 음으로 증가(차체가 올라가는 경우)하여  $\delta_{u_0}$ 보다 커지면 Upper Mount Rubber가 기능을 하지 못하고 Lower Mount Rubber만 압축 변형하게 되므로 Fig. 3의 수평선을 따라 우측으로 이동한다. 따라서 마운트 고무의 특성을 선형으로 가정한 경우 동하중과 동적변형과의 관계는 Fig. 4와 같으며 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_d = K_c \delta_{l_0} + K_u (\delta_d - \delta_{l_0}) \quad \text{if } \Delta > \delta_{l_0} \quad (3)$$

$$F_d = K_c \delta_d \quad \text{if } -\delta_{u_0} \leq \Delta \leq \delta_{l_0} \quad (4)$$

$$F_d = -K_c \delta_{u_0} + K_l (\delta_d + \delta_{u_0}) \quad \text{if } \Delta \leq -\delta_{u_0} \quad (5)$$

여기서  $K_c = K_l + K_u$

### 2.3 차량 주행중 마운트계의 거동

차량 주행중 심한 충격 등에 의해서 동적변형이

정적변형 보다 커지면 상, 하 마운트부시중 하나만 작동하게되고 Fig. 4에서 나타난 것처럼 마운트계의 스프링 상수가 낮아져 급격한 변형을 발생하여 마운트계가 동적으로 불안정하게 될 소지가 있다. 따라서 정적변형의 크기를 차량의 주행조건에 따른 동하중 범위 내에 오도록 설정해야 한다. 이를 위해서는 마운트 고무의 강성이 크게 요구되는데 진동 저감의 측면에서는 강성을 무작정 크게 할 수는 없다. 이런 경우 정적평형 부근에서는 강성이 작고 정적변형을 벗어나는 곳에서는 강성이 증가되는 비선형 특성을 갖도록 마운트 고무의 형상을 설계해야 한다. 실차에서는 여러 개의 마운트가 있으므로 동하중이 크게 작용하는 마운트에는 이러한 고려가 필수적이다.

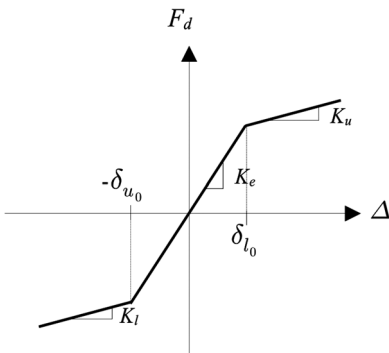


Fig. 4 Dynamic load vs. dynamic deflection

### 3. 바디 마운트계의 진동해석

바디 마운트계의 진동해석을 위하여 5개의 마운트로 구성된 1/2차량모델을 작성하고 MATLAB을 이용하여 정하중 해석, 고유진동 해석, 정규모드해석, 주파수 응답해석을 수행한다.

#### 3.1 해석 모델

실차에는 앞장에서 기술한 바디 마운트가 8개에서 10개정도로 종방향으로 설치되어 있다. 마운트의 위치 및 강성의 설계는 차량이 좌우 대칭이라고 가정하고 행해지므로 여기서도 차량의 종방향으로 반차량에 대하여만 모델링한다. 바디 마운트의 개수를 5개라고 하면 마운트계를 포함한 차량모델은 Fig. 5와 같은데 차체, 프레임(엔진,구동장치 포함)

및 전, 후차축의 4개의 강체로 구성되며 차체 바운스( $z_b$ ), 차체 피칭( $\theta_b$ ), 프레임 바운스( $z_f$ ), 프레임 피칭( $\theta_f$ ) 및 전, 후차축의 수직운동( $z_{uf}, z_{ur}$ )을 갖는 6자유도 선형모델이다.

Fig. 5의 차량모델을 구성하는 각 강체에 대하여 운동방정식을 세워 하나로 조합하면 다음 식으로 된다.

$$M \ddot{q} + C \dot{q} + Kq = f \tag{6}$$

여기서

$$q = \begin{pmatrix} \delta_b \\ \delta_f \\ \delta_a \end{pmatrix}, \quad \delta_b = \begin{pmatrix} z_b \\ \theta_b \end{pmatrix}, \quad \delta_f = \begin{pmatrix} z_f \\ \theta_f \end{pmatrix}, \quad \delta_a = \begin{pmatrix} z_{uf} \\ z_{ur} \end{pmatrix},$$

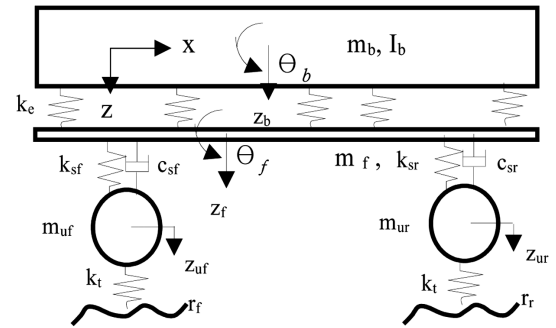


Fig. 5 Half car model with 6 D.O.F

$$M = \text{diag}(M_b, I_b, M_f, I_f, m_{uf}, m_{ur}),$$

$$C = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & R_a^T C_s R_a - R_a^T C_s \\ 0 & -C_s R_a & C_s \end{bmatrix},$$

$$K = \begin{bmatrix} R_b^T K_e R_b & -R_b^T K_e R_f & 0 \\ -R_f^T K_e R_b & R_f^T K_e R_f + R_a^T K_s R_a & -R_a^T K_s \\ 0 & -K_s R_a & K_s + K_t \end{bmatrix}$$

이고

$$R_b = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ x_b - x_1 & x_b - x_2 & x_b - x_3 & x_b - x_4 & x_b - x_5 \end{bmatrix}^T$$

$$R_f = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ x_f - x_1 & x_f - x_2 & x_f - x_3 & x_f - x_4 & x_f - x_5 \end{bmatrix}^T$$

$$R_a = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ x_f - x_{af} & x_f - x_{ar} \end{bmatrix}^T$$

$$K_t = \text{diag}(k_{t_1}, k_{t_2}), \quad K_s = \text{diag}(k_{s_f}, k_{s_r}),$$

$$C_s = \text{diag}(c_{s_f}, c_{s_r}), \quad K_e = K_u + K_t$$

$$K_u = \text{diag}(k_{u_1}, k_{u_2}, k_{u_3}, k_{u_4}, k_{u_5}),$$

$$K_f = \text{diag}(k_{f_1}, k_{f_2}, k_{f_3}, k_{f_4}, k_{f_5})$$

이다. 또한  $x_i (i = 1, 2, 3, 4, 5)$ 는 각 바디 마운트 위치의  $x$ -좌표이고,  $x_b, x_f, x_a$ 는 각각 차체, 프레임, 차축(전,후)의 무게중심의  $x$ -좌표이다.

### 3.2 정적해석

마운트계 설계시 가장 기초적인 해석은 각 바디 마운트에서의 마운트 고무의 정적변형 및 마운트 정하중을 구하는 정적해석이다. 정적평형 상태에서는 관성력 및 감쇠력이 작용하지 않으므로 식 (6)의 좌변의 첫 번째 항과 두 번째 항을 없애고, 외력을 강체의 무게를 포함한  $f_0$  로 하고 변위를  $\delta_0$  로 하면 식 (7)과 같이 된다.

$$K\delta_0 = f_0 \tag{7}$$

$$\text{여기서 } f_0 = [f_b \ f_f \ f_a]^T,$$

$$f_b = W_b + R_b^T K_t \delta_t,$$

$$f_f = W_f - R_f^T K_t \delta_t, \quad f_a = W_a \tag{8}$$

$$\text{또한 } W_b = \begin{pmatrix} W_b \\ 0 \end{pmatrix}, W_f = \begin{pmatrix} W_f \\ 0 \end{pmatrix}, W_a = \begin{pmatrix} W_{a_f} \\ W_{a_r} \end{pmatrix},$$

$$\delta_t = [\delta_{t_1} \ \delta_{t_2} \ \delta_{t_3} \ \delta_{t_4} \ \delta_{t_5}]^T \text{이다.}$$

따라서 강체의 정적변위, 마운트고무의 정적변형 및 각 마운트 정하중은 다음 식 (8), (9), (10)로 된다.

각 강체의 정적변위 :

$$\delta_0 = K^{-1} f_0 \tag{9}$$

마운트 고무의 정적변형 :

$$\delta_u = R_b \delta_b - R_f \delta_f \text{ (Upper)} \tag{10}$$

$$\delta_l = \delta_t - \delta_u \text{ (Lower)} \tag{11}$$

마운트 정하중 :

$$W_m = K_u \delta_u - K_t \delta_t \tag{12}$$

식 (10)에서 마운트 정하중의 합은 차체의 중량과 같다. 또한 각 마운트에서의 정하중은 차체의 중량이 마운트의 위치와 마운트 고무의 강성, 마운트 튜브의 길이에 따라 분배된 것이다.

### 3.3 정규모드 해석

차량모델의 동특성을 파악하기 위하여 정규모드 해석을 수행함으로써 고유진동수 및 진동형을 구한다. 이 해석에서는 식 (6)에서 외력을 0으로 하고 편위상 감쇠를 고려치 않는다. 따라서 식 (6)은 다음 식 (11)로 된다.

$$M\ddot{q}(t) + Kq(t) = 0 \tag{13}$$

식 (11)에서  $q(t) = X e^{j\omega t}$  로 하면 다음 식 (12)로 된다.

$$(-\omega^2 M + K)X = 0 \tag{14}$$

식 (12)의  $X$ 가 영이 아닌 해를 갖기 위해서는  $(-\omega^2 M + K)$ 의 행렬식이 0이 되어야 한다. 따라서  $[-\omega^2 M + K] = 0$ 의 해  $\omega_n (n = 1, 2, \dots, 6)$ 을 구하면 이것이 계의 고유진동수이며 각  $\omega_n$ 을 식 (12)에 대입하여 얻은  $X$ 의 진폭비  $\phi_n$ 이 그 고유진동수에서의 진동형이다.

### 3.4 주파수 응답 해석

차량의 주행중 가진력은 크게 엔진에 의한 것과 불규칙한 노면에 의한 것으로 나뉘는데 여기서는 노면에 의한 것만 고려한다. 따라서 가진위치는 전, 후축의 타이어와 노면간 접촉점이고 가진력은 진폭이 일정한 노면의 주기적 변위에 의해 발생하는 것으로 가정한다. 이때 축거에 따른 전후 노면입력의 시간차는 고려하지 않는다. 차량의 속도가 증가함에 따라 가진주파수가 증가하므로 노면입력에 대한 차량응답을 주파수 응답으로 해석한다.

## 4. 해석 결과

Table 1과 같은 제원을 갖는 다목적 차량(MPV)에

Table 1 Vehicle parameters (Half car)

Symbol	Unit	Values	Description
$M_b$	kg	670	Body mass
$I_b$	kg-m <sup>2</sup>	996	Body pitch inertia
$x_{cb}$	mm	1924	Body C.G X-Coord.
$M_f$	kg	395	Frame mass
$I_f$	kg-m <sup>2</sup>	500	Frame pitch inertia
$x_{cf}$	mm	757	Frame C.G X-Coord.
$M_{uf}, M_{ur}$	kg	120, 180	Unsprung mass-frt,rr
$x_i^*$	mm	-460, 670, 1603, 2100, 3469	Mount location X-Coord. (5 points)
$K_{ui}$	kgf/mm	10.8, 20.7, 18.1, 33.6, 23.0	Upr mount rubber static stiffness
$K_{udi}$	kgf/mm	16.0, 31.1, 27.2, 63.5, 35.6	Upr mount rubber dynamic stiffness
$K_{li}$	kgf/mm	11.1, 11.1, 11.1, 11.1, 0.0	Lwr mount rubber static stiffness
$K_{ldi}$	kgf/mm	14.8, 14.8, 14.8, 14.8, 0.0	Lwr mount rubber dynamic stiffness
$d_i$	mm	13.7, 14.7, 13.7, 14.7, 0.0	Total deflection of mount rubber
$x_{sf}, x_{sr}$	mm	35, 2665	Wheel center X-coord
$k_{sf}, k_{sr}$	kgf/mm	2.5, 2.78	Wheel rate-frt,rr
$c_{sf}, c_{sr}$	kgf-sec/m	98.7, 285.0	Damping coeff. frt, rr
$k_t$	kgf/mm	21.2	Tire spring rate

\*  $i=1,2,3,4,5$  (Body mount loaction)

대한 해석을 수행하였다. 마운트 고무의 특성은 방진고무시험기로 측정하여 구하였으며 고유진동수 해석이나 주파수응답해석에서는 마운트 고무의 동강성을 사용하였다.

### 4.1 정적해석결과

적차상태의 정적 해석결과인 마운트 하중, 상하 마운트 고무의 정적변형 등이 Table 2와 같다. Table 2에서 마운트 하중의 해석결과는 시험측정치와 비교되었는데 3번 마운트와 4번 마운트의 마운트하중이 해석치와 시험치가 차이가 크다. 이것은 해석에서의 마운트 하중은 모든 마운트가 동시에 차체에 초기접촉이 발생한 다음 차체자중이 가해진 경우로 계산되는데 실차에서는 마운트 브라켓의 조립위치 오차, 마운트 고무의 스프링 특성의 오차 등에 기인

Table 2 Static analysis results (G.V.W)

No.	Mount load (kgf) (Analysis/Test)	Upper Defl.(mm)	Lower Defl.(mm)
1	54.8 / 54.4	9.4	4.3
2	122.4 / 124.8	9.0	5.7
3	99.0 / 141.8	8.6	5.1
4	212.1 / 149.9	8.4	6.3
5	180.1 / 197.5	7.8	NA

하여 초기접촉이 동시에 일어나지 않으므로 값이 달라질 수가 있다.

### 4.2 정규모드 해석결과

적차상태에서 고유모드 해석결과는 Table 3과 같다. Table 3에서 고유진동수들이 진동형에 따라 대체로 잘 분리되어 있음을 알 수 있다. 즉 차체 모드, 프레임 모드, 차축 모드가 서로 분리되어 있다. 특히 주행중 노면입력이 크게 되는 차축의 수직운동 모드(3,4번째)와 차체와 프레임의 분리모드(5,6번째)의 고유진동수가 서로 떨어져 있어 차축 가진에 의한 차체 진동에 대한 마운트계의 절연이 비교적 양호한 특성을 갖고 있다고 할 수 있다. 또한 5, 6번째

Table 3 Normal mode analysis results

Mode	fn (Hz)	Vibration mode description
1 st	1.01	Body & Frame pitching (Node at frt)
2 nd	1.07	Body & Frame pitching (Node at rear)
3 rd	8.13	Rear axle hop
4 th	9.90	Front axle hop
5 th	12.69	Body & Frame pitching with mount separation (Node at rear)
6 th	19.28	Frame pitching separated from body (Node at front)

모드에서 마운트 고무의 변형이 크게 발생하여 공진 시에는 마운트 동하중이 커질 것으로 예상된다.

### 4.3 주파수응답 해석결과

Fig. 6(a)는 전륜위치에서, Fig. 6(b)는 후륜위치에서의 노면입력 대한 5개 바디 마운트 하중의 주파수 응답이다. Fig. 6(a)에서 응답피크는 1 Hz 부근과 13 Hz 부근이다. 이는 Table 3에서 1,2차와 5차 모드인 차체와 프레임의 운동에 대한 공진 주파수에 해당한다.

또한 6차 모드인 19 Hz에서는 피크가 나타나지 않는데 그것은 6차 모드의 절점(Node)이 전륜위치에 있기 때문이다. 13Hz의 피크에서 마운트 위치에 따른 응답의 크기 순서는 1번>2번>5번>3번>4번이다.

한편 Fig. 6(b)에서 응답피크는 1 Hz, 8 Hz, 13 Hz, 19 Hz 부근이다. 이 피크들은 Fig. 6(a)에 비해 무딘데 그것은 후차축에서의 현가장치 감쇠력이 상대적으로 크기 때문이다. 하지만 13Hz에서의 피크를 제외하고는 전 주파수 범위에서 Fig. 6(a)에 비해 응답이 크다. 특히 승차감 대역인 4-8Hz 부근에서의 응답이 커서 후륜입력시 전륜입력시 보다 승차감이 나쁠 것으로 사료된다. 이것은 바디 마운트 시스템의 특성보다는 현가장치의 스프링 과 감쇠특성 및 차축질량의 크기와 더욱 관련된다. 또한 6차 모드인 13Hz의 피크에서 마운트 위치에 따른 응답의 크기는 1번>2번>5번>3번>4번의 순서이다.

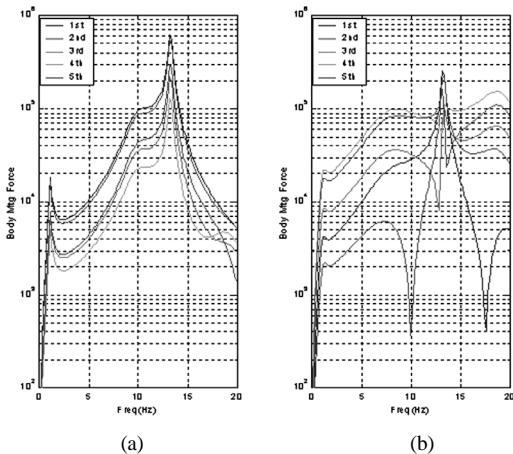


Fig. 6 Frequency response of body mount forces to road input : (a) front input , (b) rear input

## 5. 결론

바디 마운트계의 진동해석을 위하여 반차 모델을 작성하였다. 차량모델에 대한 정적해석을 통하여 각 마운트에서 정하중을 계산하였다. 또한 차량모델의 고유진동수 및 주파수 응답 해석을 통하여 노면입력에 대한 마운트하중의 동적응답의 크기 및 이에 따른 승차감을 예측할 수 있었다. 해석결과는 바디 마운트계의 초기설계시 마운트 위치 및 마운트 고무의 형상설계를 할 수 있는 자료로 유용하게 사용될 수 있다. 향후에 실차의 바디나 프레임은 탄성체이므로 이들의 동특성이 고려된 차량 모델에 대한 연구를 수행하고자 한다.

## 후 기

이 논문은 2010학년도 우석대학교 교내학술연구비 지원에 의하여 연구되었음.

## References

- 1) Japan Rail Road Vehicle Engineering, Vibration Isolation Rubber, Modern Engineering Press, p.208, 1975.
- 2) S. Hayashi and S. Kano, "Optimization Method for Distribution and Specification of Sub-frame mounting," Transactions of JSAE, Vol.52, No.2, pp.147-152, 1994.
- 3) W. B. Jeong, K. G. Jeong and T. M. Go, "Estimation of Rigid Body Properties for Mounted Structure Systems," Spring Conference Proceedings of KSME, pp.515-518, 1993.
- 4) K. C. Kim and J. H. Lee, "Design Optimization Analysis of Body Attachments for NVH Performance Improvement," Spring Conference Proceedings, KSAE, pp.752-759, 2002.
- 5) S. Y. Lee, Y. H. Kim and K. S. Lee, "Road Noise Improvement Using Chassis Mounting Point Local Stiffness Estimation," Spring Conference Proceedings, KSAE, pp.1125-1130, 2008.
- 6) J. Y. Kuk and J. H. Lim, "A Study on Vibration Characteristics of Engine Mount System of a Medium Duty Truck-at the KeyOn/Off," Transactions of KSAE, Vol.6, No.4, pp.97-102, 2008.