

# 진동 파워흐름 측정을 통한 SUV용 엔진 마운트의 에너지 전달 기여도 분석에 관한 연구

A Study on the Transmitted Energy Contribution Analysis  
of SUV Engine Mount by Vibration Power Flow Measurement

김 수 곤\* · 이 상 권† · 김 성 중\*\*

Su-Gon Kim, Sang-Kwon Lee and Sung-Jong Kim

(2007년 10월 10일 접수 ; 2008년 3월 27일 심사완료)

**Key Words :** Vibrational Power Flow(진동파워흐름), Structure-borne Noise(구조기인소음), Booming Noise(부밍 소음), Transfer Path Analysis(전달경로해석), Engine Mount(엔진마운트), Dynamic Characteristic (동특성)

## ABSTRACT

Reduction of structure-borne noise in the compartment of a car is an important task in automotive engineering. Many methods which analyze noise transfer path have been generally used for structure-borne noise. These methods are useful in solving particular problem but do not quantify the effectiveness of vibration isolation for each isolator of a vehicle. To quantify the effectiveness of vibration isolation, the vibrational power flow measurement has been used for a simple isolation system or a laboratory based isolation system. This paper identifies the transfer path of booming noise in a SUV. The powertrain used for test has a in-line 4cylinder engine and 5-shift auto-transmission. This powertrain is transversely supported by four isolators. We calculated the energy flow throughout four isolator by the measurement of power flow and the contribution of energy flow at each isolator.

## 1. 서 론

일상생활에서 자동차가 차지하는 비중이 증가하면서 정숙함이 자동차를 구매하는데 중요한 요소가 되고 있다. 그래서 국내외 우수 자동차 회사에서는 과거 수년부터 현재까지 정숙한 자동차의 개발을 위해서 오랜 기간 연구를 계속하고 있으며, 실내소음의 원인을 규명하기 위한 여러 가지 기술을 개발, 이용하고 있다<sup>(1,2)</sup>.

특히 이 논문에서는 자동차 실내소음에 가장 중요한 원인인 파워트레인에 의한 구조기인 소음에 대해 살펴볼 것이다<sup>(3)</sup>. 파워트레인에 의한 구조기인 소음은 엔진의 연소로부터 발생한 진동이 마운트를 통하여 차체로 전달되어 차량 실내 소음의 원인이 된다. 따라서 파워트레인의 마운트에 의해서 전달되는 에너지는 정확히 규명할 필요가 있다. 그러나 고체 전달음을 규명하는 전달경로해석기법은<sup>(4,5)</sup> 마운트들을 통하여 전달되는 주요 경로에 대한 원인은 규명되지만 각 마운트에 부가되는 절대적인 진동 에너지 양을 규명하기는 어렵다. 또한, 차량 전체의 진동 에너지의 발생원과 에너지의 흐름이 차량 전체에 어떻게 흘러가는가에 대한 영향을 예측하기는 어렵다. 이 연구는 요즘 여가 생활의 중요성과 함께 인기를 얻

† 교신저자: 정회원, 인하대학교 기계공학과  
E-mail : sangkwon@inha.ac.kr  
Tel : (032)860-7305, Fax : (032)868-1716

\* 인하대학교 대학원 기계공학과

\*\* 인하대학교 대학원 기계공학과

고 있는 SUV차량에 대해 실험을 행하였다. 우선 연소에 의한 엔진 진동의 특성과 파워트레인에 부착되어 있는 4개의 마운트의 동특성을 파악하여 진동과 파워흐름기법을 통해 진동 흐름을 측정하고 실제로 각 마운트에 걸리는 진동의 절대적인 에너지 양을 정량적으로 분석하였다<sup>(6)</sup>. 이 결과를 통하여 파워트레인에 의해 발생하는 진동에 대한 각 마운트에서의 에너지 전달 기여도를 규명하였다. 특히 자동차 음질에 영향을 주는 부밍소음은 20~200 Hz에서 발생하는 것으로 기존의 방법으로 마운트의 영향을 양적으로 평가하기는 어렵지만 진동과 파워흐름의 측정을 통하여 각 마운트의 영향을 잘 평가 할 수 있다. 또한 각 마운트에서의 절대적인 진동과 파워 흐름의 평가는 향후 마운트를 납품하는 업체에 대해 마운트 사양을 가이드하는 좋은 자료로 사용될 수 있으며 단순한 고무의 동특성치 이외에 차량의 실내 소음을 저감하기 위해서 설계 시 주파수 따른 마운트의 특성치를 제시할 수 있을 것이다.

## 2. 직렬 4기통 엔진 해석 이론

파워트레인을 진동시키는 주된 가진원은 피스톤을 누르는 연소힘과 피스톤과 커넥팅로드가 연결되는 부분에 reciprocating mass에 의한 관성력에 의해서이다<sup>(7,8)</sup>. 이러한 진동은 엔진 마운트를 통해 차체로 전달되어 차체의 진동을 유발시켜 차량의 실내 소음을 만들게 된다. 그러므로 구조기인 소음의 1차적 중요한 경로인 엔진 마운트계의 가진력을 해석적으로 분석함으로써 구조기인 소음의 원인을 분석할 수 있으며, 이 결과로 엔진 마운트계의 해석 및 개선을 통하여 엔진 구동에 따른 진동과 소음을 줄일 수 있다.

### 2.1 엔진에 작용하는 힘 해석

직렬 4기통 엔진의 연소는 180°의 위상차를 가지고 각각 1번, 4번 피스톤과 2번, 3번 피스톤이 coupled된 상태로 행해진다. 하나의 크랭크 축에 각기 다른 시간에 순차적으로 연소가 이루어지므로 크랭크 축은 모멘트의 영향을 받게 된다. 우선 연소에 의한 힘을 고려해 보자. 각 실린더의 번호를 순차적으로 1, 2, 3, 4라 하면 전체 힘은

$$\sum F_a = F_{a1} + F_{a2} + F_{a3} + F_{a4} \quad (1)$$

불균형 왕복운동에 의해 발생하는 힘은

$$F_a = M_p \ddot{s} = -M_p \Omega^2 R (\cos \theta + (R/L) \cos 2\theta) \quad (2)$$

여기서,  $M_p$ 는 왕복 질량,  $\ddot{s}$ 는 피스톤의 가속도와  $\Omega$ 는 크랭크 축의 각주파수를 나타낸다. 그리고  $R$ 과  $L$ 은 각각 크랭크 핀의 중심에 대한 크랭크 축 중심의 거리와 피스톤 핀의 중심에 대한 크랭크 핀 중심의 거리를,  $\theta$ 는 실린더 축에 대한 커넥팅 로드 각도를 나타낸다.

식(1)은 식(2)와  $Z = -M_p \Omega^2 R$ 에 의해 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\sum F_a = Z [(\cos \theta_1 + \cos \theta_2 + \cos \theta_3 + \cos \theta_4) + (R/L)(\cos 2\theta_1 + \cos 2\theta_2 + \cos 2\theta_3 + \cos 2\theta_4)] \quad (3)$$

각 피스톤의 회전각  $\theta_2, \theta_3, \theta_4$ 를  $\theta_1$ 에 관해 나타낼 수 있다. 그 값을 식(3)에 넣어 정리하면 직렬 4기통 엔진의 불균형 힘은 식(4)와 같다.

$$F_a = 4Z(R/L) \cos 2\theta_1 \quad (4)$$

### 2.2 엔진에 작용하는 모멘트 해석

엔진에 작용하는 모멘트에는 보통의 직렬 4기통 엔진에서 4개의 실린더가 서로 짝을 이루어 만드는 중심과 엔진의 무게 중심이 달라서 발생하는 피칭 모멘트와 피스톤이 커넥팅 로드와 연결되어 직선운동이 회전운동으로 바뀌면서 발생하는 롤링 모멘트가 있다.

(1) 피칭(pitching) 모멘트

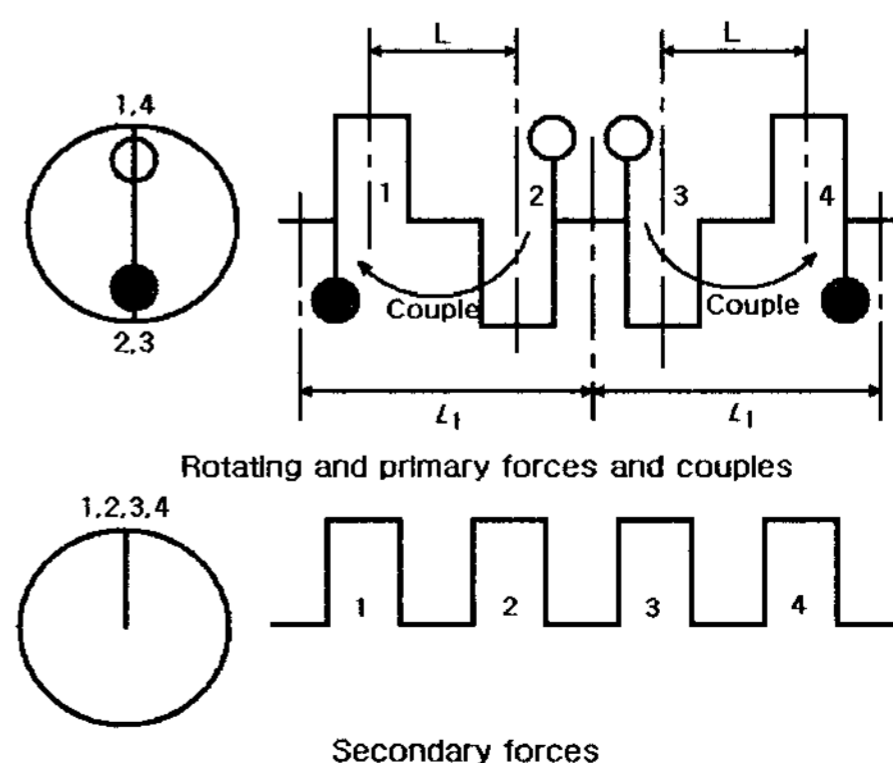


Fig. 1 Balance of the i4 engine crankshaft

직렬 4기통 엔진은 4개의 실린더 중간점으로부터 각각의 실린더가 같은 거리에 있으므로 같은 모멘트 팔을 갖는다. 즉, 연소가 이루어지면서 한 사이클을 이루었을 때는 중간점에 대해 대칭의 모양으로 같은 힘을 발생시키므로 모멘트가 상쇄된다. 그러나 피스톤의 관성력에 의한 힘에서 2차 힘은 상쇄되지 않고 남아 있으므로 이것에 대한 모멘트가 작용하게 된다. 실린더 평면상의 4개의 실린더 중간점과 엔진의 질량 중심과의 거리를  $L$ , 실린더 축 사이의 거리를  $d$ 라고 하면 질량 중심에 대한 피칭 모멘트는 식 (5)와 같다.

$$M = LZ(R/L)(6d \cos 2\theta_1) \quad (5)$$

(2) 롤링(rolling) 모멘트

직렬 4기통 엔진은 실린더당  $\theta$ 가  $180^\circ$ 의 위상차를 가지므로 발생하는 모멘트를 구할 수 있다. 이 식에서  $(R/L)^2$  이상의 오더는  $(R/L)$  이하의 값보다 매우 작으므로 무시하면 구하고자 하는 롤링모멘트는 식 (6), (7)과 같다.

$$M_s = -2M_p R^2 \Omega^2 \sin 2\theta \quad (6)$$

$$M_p = 2\pi D^2 (R/L) R p(\Omega t) \sin 2\theta \quad (7)$$

여기서,  $D$ 는 피스톤의 직경을  $p$ 는 연소 압력을 나타낸다.

2.3 엔진에 작용하는 토크 해석

엔진에 작용하는 토크는 크랭크 축에 수직인 평면에서 엔진의 무게 중심에 대한 모멘트로써 관성력, 연소압력, 그리고 커넥팅로드의 각 가속도의 세 가지에 의해 발생한다.

(1) 관성력에 의한 토크( $T_i$ )

피스톤의 운동량 변화( $dP/dt$ )는 왕복운동에 의한 가속력( $F_a$ )과 크랭크 핀과 크랭크 축 사이의 길이( $S \tan \phi$ )을 이용하여 표현할 수 있다.

$$dP/dt = m(dv/dt) = ma = F_a \cdot S \tan \phi \quad (8)$$

엔진 질량( $M_{rec}$ )중심이 크랭크 축에 있다고 가정하면 식 (9)로 표현된다.

$$T_i = F_a \cdot S \tan \phi = M_{rec} \ddot{S} \cdot S \tan \phi \quad (9)$$

전개한 후 2차항 이상을 소거하면 구하고자 하는 관성토크  $T_i$ 는 결국 다음과 같다.

$$T_i = \frac{1}{2} M_{rec} R^2 \Omega^2 \left[ \frac{R}{2L} \sin \theta - \sin 2\theta + \frac{3R}{2L} \sin 3\theta \right] \quad (10)$$

(2) 연소압력에 의해 발생하는 토크( $T_p$ )

피스톤이 한 일은 크랭크 축이 한 일과 같다. 즉,  $p dV = T_p d\theta$ 와 같은 관계가 성립된다. 이 식을  $T_p$ 에 관하여 정리하면 간단히 식 (11)로 나타낼 수 있다.

$$T_p = p A_p (\dot{S}/\Omega) \quad (11)$$

여기서,  $A_p$ 는 피스톤의 면적,  $\dot{S}$ 는 피스톤의 속도이다. 피스톤은 2회전 당 1회 폭발하므로  $1/2\Omega$ 의 주기를 갖는 Fourier series로 확장이 가능하다. 즉, 연소 압력에 의한 토크  $T_p$ 는 식 (12)와 같다.

$$T_p = -4 \left( \frac{\pi D^2}{4} \right) R \left[ \begin{matrix} (b_2 \sin 2\theta + b_4 \sin 4\theta) \\ + (c_2 \cos 2\theta + c_4 \cos 4\theta) \end{matrix} \right] \quad (12)$$

(3) 커넥팅로드의 각가속도에 의한 토크( $T_L$ )

가상의 커넥팅로드를 설정할 때, 중력 중심의 모멘트가 실제 커넥팅로드의 중력 중심과 같고, 따라서 작용하는 힘도 같다. 그러나 커넥팅로드의 관성 모멘트가 모델 상으로 실제와 다르기 때문에 차이에 대한 토크가 보상 되어야 한다. 커넥팅로드의 관성 모멘트를 보정해주기 위한 크랭크 축의  $T_L$ 은 식 (13)과 같다.

$$T_p = (I_L - hjM_L) \Omega^2 \sum S_{2n} \sin 2n\theta \quad (13)$$

여기서  $I_L$ 은 관성모멘트이며  $h$ 와  $j$ 는 커넥팅 로드 의 중력 중심에 대한 커넥팅 로드의 양 끝에서의 각각의 거리를 나타낸다. 그리고  $M_L$ 은 커넥팅 로드의 양 끝단의 질량을 더한 후 중력가속도로 나누어 준 값이다.

(4) 합력 토크( $T_{tot}$ )

합력 토크는 관성력, 연소압력, 커넥팅로드의 각 가속도에 의해 발생하는 토크를 모두 합한 것과 같다.

$$T_{tot} = T_i + T_p + T_L \quad (14)$$

### 2.4 밸런스 샤프트 이론

위에서 구한 힘, 모멘트, 토크를 합하면 직렬 4기통 엔진에서는 수직방향과 롤링 방향으로 2차 모드가 진동에 가장 큰 영향을 미친다는 것을 알 수 있다. 이것을 막기 위해 밸런스 샤프트가 사용되는데, 두 개의 축 위치에 따라 진동의 양을 얼마나 줄이느냐가 결정된다. 여기에 사용되는 방법에는 Lanchester와 MMC 밸런스 샤프트가 있다. Lanchester 밸런스 샤프트는 shake force를 제거하는 것이고, MMC 밸런스 샤프트는 엔진에서 발생하는 모멘트를 제거하는 것이다. 밸런스 샤프트를 장착하면 엔진으로부터 발생하는 부밍 소음을 줄일 수 있고, 엔진 미션의 지지부, 브라켓 등 진동을 지지하는 부분에서도 진동 값이 현저히 준다. 또한 소음 측정에서도 개선 효과가 있다.

실험 차량에는 Lanchester 밸런스 샤프트가 장착되어 있다. 이 밸런스 샤프트는 엔진에서는 피스톤이 커넥팅 로드와 결합되어 있어서 회전할 때 커넥팅 로드의 Big-end 부가 크랭크 샤프트를 중심으로 회전하면서 편심하중을 만들어 내는데 이것으로 인해 회전하였을 때 원심력이 발생하며 이를 기진력이라 하며 식(15)와 같다.

$$\text{기진력}(Z) = \text{질량} \times \text{가속도} = MR\Omega^2 \quad (15)$$

크기가 같고 방향이 반대인 힘을 작용해주어 발생하는 기진력을 없앨 수 있다. 식(4)에서 힘( $F_a$ )을 제거하기 위해 밸런스 샤프트 2개를 장착할 경우 필요한 밸런스 샤프트의 질량( $M_B$ ) 및 무게중심( $R_B$ ) 등

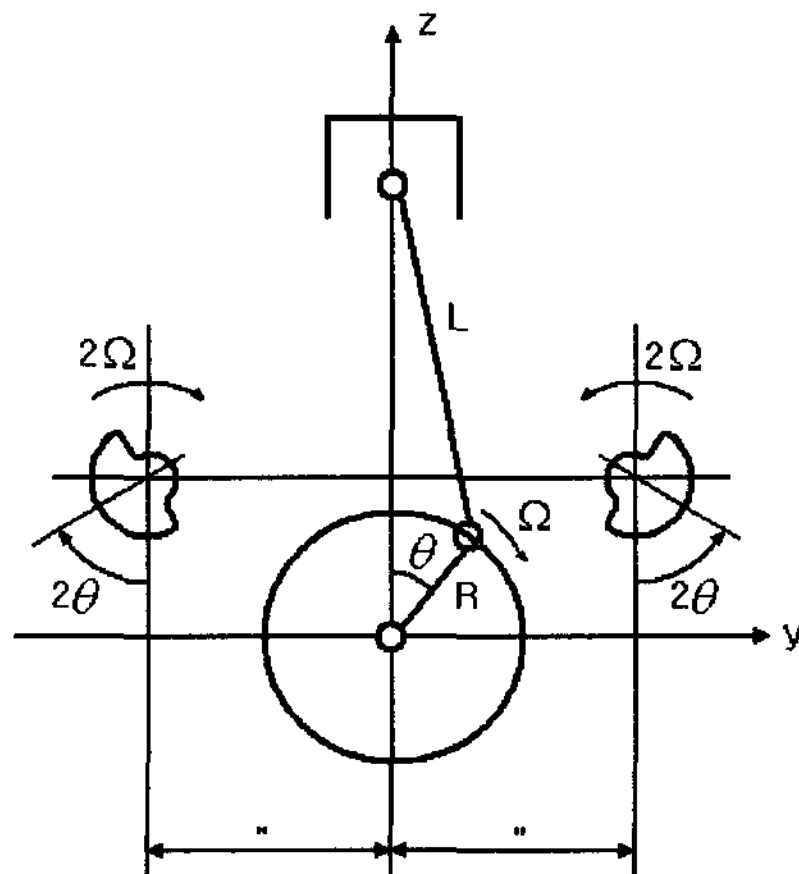


Fig. 2 Counter balance system for equilibration of vertical force only

을 구하여 밸런스 샤프트의 밸런스 웨이트에 의하여 발생하는 힘을  $F_B$ 라 하면 다음과 같이 식(16)으로 나타낼 수 있다.

$$|F_B| = M_B R_B (2\Omega)^2 \quad (16)$$

여기서 발생하는 합력이 0이 되어야 하고, 2개의 샤프트가 2배의 속도로 회전하므로 식(17)로 나타낼 수 있으며

$$\sum F_Z = F_a - 2|F_B| \cos 2\theta = 0 \quad (17)$$

정리하면 식(18)이 된다.

$$2M_B R_B = M_p R (R/L) \quad (18)$$

즉 밸런스 샤프트 2개가 동일한 무게와 동일한 질량중심을 가지고  $2\Omega$ 의 속도로 운전하며 평행하게 설치될 경우 shake force는 제거되지만, 모멘트는 제거되지 않는다. Fig. 2는 Lanchester 밸런스 샤프트의 작동 모습을 보여주고 있다.

## 3. 고무의 동적 성질

### 3.1 고무의 동특성

이상적인 선형 탄성고체에서 응력은 변형률에 비례하는 후크의 법칙(Hooke's law)을 따르고 이상적인 점성유체는 변형률의 시간변화율에 비례하는 뉴턴의 법칙(Newton's law)을 따른다. 실제로 고무는 이들 두 가지 경우의 중간적인 특성을 갖는데 이를 점탄성 거동이라고 한다. 이러한 점탄성 재료의 모델은 스프링과 댐퍼요소로 이루어진 맥스웰 모델과

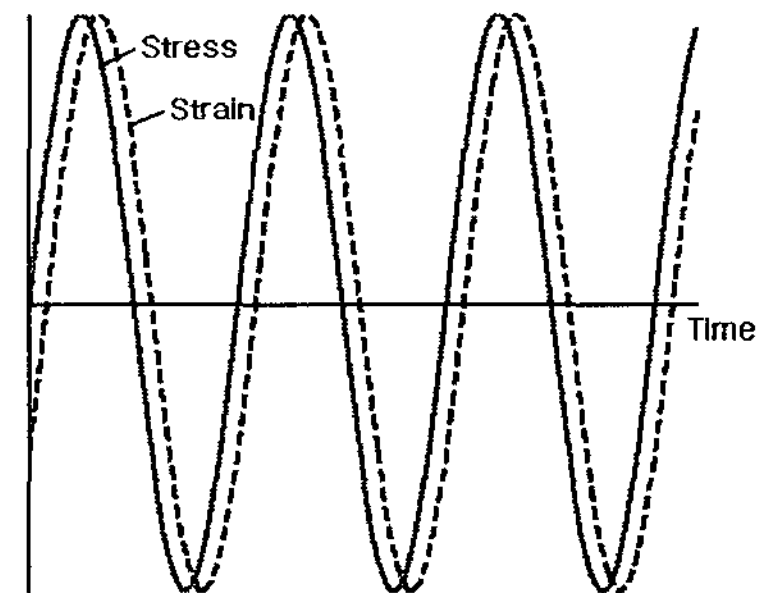


Fig. 3 Stress and strain vs. time under the harmonic loading

브와 모델 등으로 표현된다. 고무 시편의 한쪽에 정현파의 변위를 주고 다른 쪽에서 하중을 측정하면 동적인 변형( $\gamma$ ) 또는 동적인 응력( $\sigma$ )과 시간과의 관계는 Fig. 3에서 보는 바와 같이 응력이 변형보다 약간 앞서게 된다. 이 관계는 다음 식과 같이 나타내어진다.

$$\gamma(t) = \gamma_0 \cos \omega t \quad (19)$$

$$\sigma(t) = \sigma_0 \cos(\omega t + \delta) \quad (20)$$

점탄성 재료는 스프링과 댐퍼의 특성을 동시에 갖고 있으므로 위상각이 0~90° 범위에 있다. 위의 식 (20)을 바꿔 쓰면 다음과 같다.

$$\sigma(t) = \sigma_0 [\cos \delta \cos \omega t - \sin \delta \sin \omega t] \quad (21)$$

우변의 제 1항은 변형률과 같은 위상의 응력 성분이고 제 2항은 90° 위상이 다른 응력 성분으로 각 응력 성분의 진폭과 변형률 진폭의 비를 구하면 다음 식과 같다.

$$G^* = G_1 + iG_2 = G_1(1 + i \tan \delta) \quad (22)$$

$$G_1 = (\sigma_0 / \gamma_0) \cos \delta \quad (23)$$

$$G_2 = (\sigma_0 / \gamma_0) \sin \delta \quad (24)$$

$$\eta = \tan \delta = G_2 / G_1 \quad (25)$$

위 식에 있어서  $G^*$ 는 복소탄성계수라 하며, 각도  $\delta$ 를 손실각,  $G_1$ 을 저장탄성계수 또는 동적탄성계수,  $G_2$ 를 손실탄성계수  $\eta$ 를 손실계수라고 하며 이들은 고무재료의 동적 성질을 나타내는 양이다.

### 3.2 동적성질에 영향을 미치는 인자

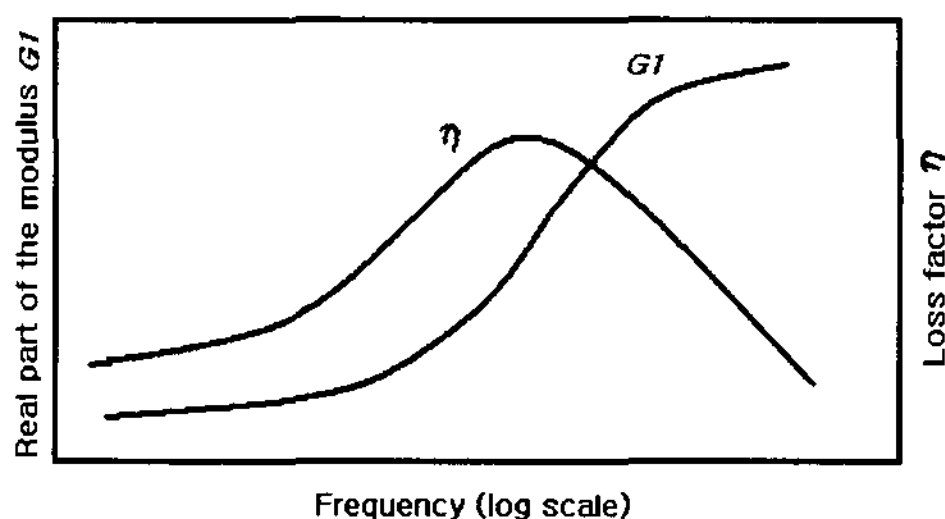


Fig. 4 Effect of frequency on dynamic properties

고무의 동적 성질은 일종의 물질정수로서 일반적으로 온도, 주파수, 진폭에 따라 변화하는 양이다. 이들 인자 중에서 어떠한 하나의 인자의 영향을 알아볼 때는 다른 인자를 일정하게 유지하여야 한다. 그렇게 하여 얻어진 동적 성질은 독립변수의 이름을 따라 온도 특성, 주파수 특성 및 진폭 특성이라고 부른다. 그 중에서 주파수 특성은 온도와 진폭을 일정하게 유지한 채로 진동수를 고유진동수까지 올리면 Fig. 4에서와 같이 저장 탄성계수는 증가하여 마침내 유리상 고체의 높은 특성치에 도달하게 된다. 동시에 손실계수는 처음에는 증가하다가 고유진동수를 넘으면 분자운동의 저항이 증가되어 손실계수는 감소하는 현상이 발생하는 특징이 있다<sup>(9)</sup>.

## 4. 진동 파워 흐름

### 4.1 진동 파워

유연한 지지구조물로 단일 지점을 통해 전달되는 진동 파워는 단위 시간에 행해 지는 일의 양이고 식 (26)과 같이 나타낼 수 있다<sup>(10)</sup>.

$$P_i = F_i \cdot V_i \quad (26)$$

즉 파워는 해당 가진점에서 작용하는 힘과 그에 따른 응답의 곱을 나타내는 것이다. 여기서 모빌리티를 가진 구조물의 가진점에서의 일정시간 동안에 진행된 진동 파워 흐름은 그 힘과 속도가 조화 함수로 나타낼 수 있다.

### 4.2 조화 가진에 대한 진동 파워

진동 구조물에서 진동 파워 흐름의 평균값은 순간적인 값보다 중요하고, 힘과 속도는 조화 함수의 형태이고 일정 시간의 힘과 속도의 값으로 나타내어지며 식 (27)과 같이 주어진다<sup>(11)</sup>.

$$P = \frac{1}{T} \int_0^T F_i \cdot V_i dt \quad (27)$$

여기서  $F_i = \bar{F}e^{j\omega t}$ ,  $V_i = \bar{V}e^{j\omega t}$  을 대입하면 식 (28)과 같이 나타낼 수 있다.

$$P = \frac{1}{T} \int_0^T F_i \cdot V_i dt = \frac{1}{2} (F_1 V_1 + F_2 V_2)$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{1}{2} \text{Re}(\vec{F} \cdot \vec{V}) = \frac{1}{2} \text{Re}(\vec{F} \cdot \vec{V}^*) \\
 &= \frac{1}{2\omega} \text{Im}(\vec{F} \cdot \vec{a})
 \end{aligned}
 \tag{28}$$

### 4.3 랜덤 가진에 대한 진동 파워

랜덤 가진에 대한 진동 파워는 파워 스펙트럼 밀도함수로 구해질 수 있는데 파서벌 이론을 이용하여 구할 수 있다. 이는 시간영역에서의 총 파워는 주파수 영역에서의 총 파워와 같다는 이론이다. 여기서 파워는 파워스펙트럼 밀도함수로 나타낼 수 있다. 파워스펙트럼 밀도함수는 주파수영역에서 임의의 신호가 가지고 있는 파워분포를 나타내고 파워는 실수 값을 가지므로 주파수 영역에서의 평균 파워식은 식 (29)와 같다.

$$P = \text{Re}\{G_{FV}\} \Delta f \tag{29}$$

여기서  $G_{FV}$  는 작용하는 힘과 가속도의 상호스펙트럼 밀도함수를 나타내고,  $\Delta f$  는 주파수 분해능을 뜻한다. 그러므로 구조물에 스펙트럼 밀도 함수( $G_{FF}$ ) 의 힘이 가진 된다면 파워는 식 (30)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}
 \frac{\text{Power}}{\text{Hz}} &= G_{FF} \text{Re}(\vec{M}) = \text{Re}(G_{FV}) = G_{VV} \text{Re}(\vec{Z}) \\
 &= \frac{1}{\omega} \text{Im}(G_{Fa}) \\
 \therefore P &= \frac{1}{\omega} \text{Im}\{G_{Fa}\} \Delta f
 \end{aligned}
 \tag{30}$$

여기서  $G_{Fa}$  는 작용하는 힘과 가속도의 상호스펙트럼 밀도함수를 나타낸다. 식 (30)에서 고무 마운트의 복소강성과 힘은

$$K = \bar{K}(1 + j\eta) \tag{31}$$

$$F = Kx = \frac{Ka_s}{-\omega^2} \tag{32}$$

와 같이 나타낼 수 있으므로 진동 파워에 대한 식은 결국 식 (33)으로 계산할 수 있다.

$$\text{Power} = -\frac{1}{\omega^3} \text{Im}(G_{a_s, a_r} K) \Delta f \tag{33}$$

여기서,  $a_s$  와  $a_r$  은 각각 방진시스템 전후의 가속도 이므로  $G_{a_s, a_r}$  는 방진시스템 전후의 가속도의 상호스펙트럼 밀도 함수를 나타낸다. 식 (33)은 실제 기계물의 운전 중, 기계와 구조물의 연결점에서 측정된 가속도에 대한 상호 스펙트럼 밀도함수와 고무 마운트의 복소강성을 이용해 진동 파워흐름을 효과적으로 계산할 수 있다.

## 5. 진동 파워 흐름의 측정

이 연구에 사용된 차량은 Fig. 5와 같은 2188cc, 직렬 4기통 디젤엔진과 자동변속기로 구성된 파워트레인이 4개의 마운트에 의해 지지되어 장착되어 있는 SUV차량이다.

### 5.1 동특성 시험

#### (1) 동특성 실험 방법

고무재료의 동적 성질인 저장탄성계수와 손실계수에 대한 주파수 특성을 파악하기 위한 동적 시험방법에는 강제진동법, 감쇠진동법, 충격진동법 등이 있고, 강제진동법에는 비공진법과 공진법이 있다. 공진법은 시편의 공진주파수에서만 특성치를 얻는 방법으로 신뢰도가 높으나 공진주파수에 국한된다는 단점이 있다. 이에 반해 비공진법은 시편의 동강성을 이용하여 전체 주파수에서 특성을 얻는 방법으로 정밀도만 유지된다면 주파수 조정이 용이하며 재료의 특성치가 주파수에 따라 심하게 변하는 경우에도 그 특성파악이 가능하다는 장점이 있다. 따라서 이 연구에서는 비공진법 중에서 하중과 변위의 파형을

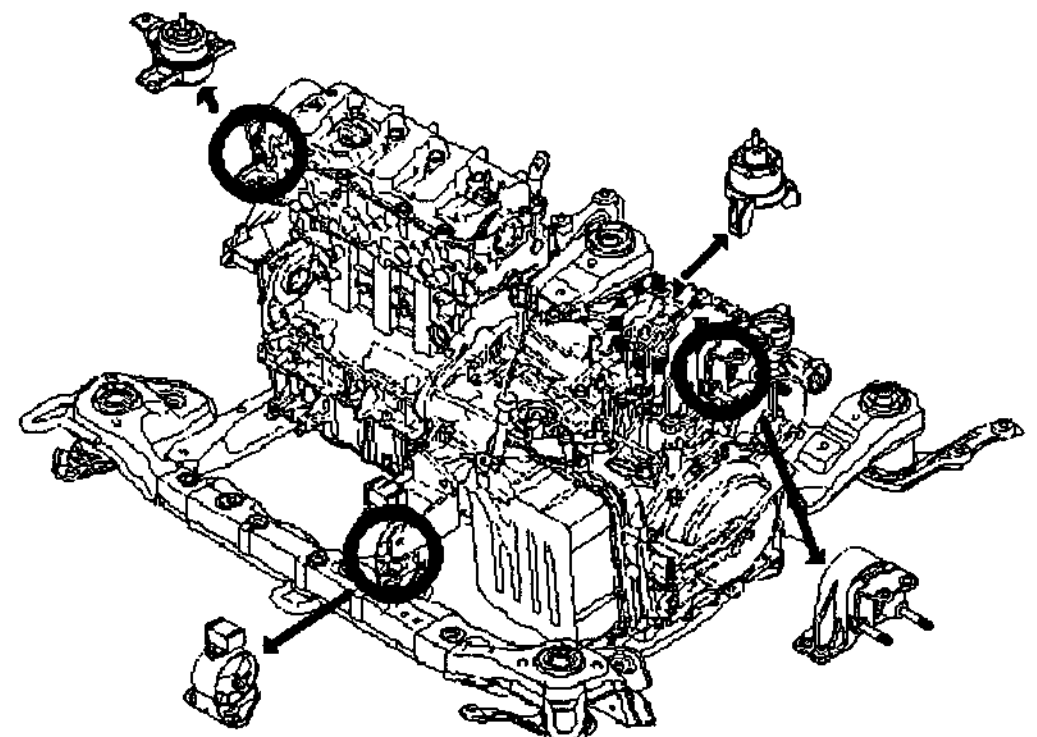


Fig. 5 The Powertrain, frame and mount of the test vehicle

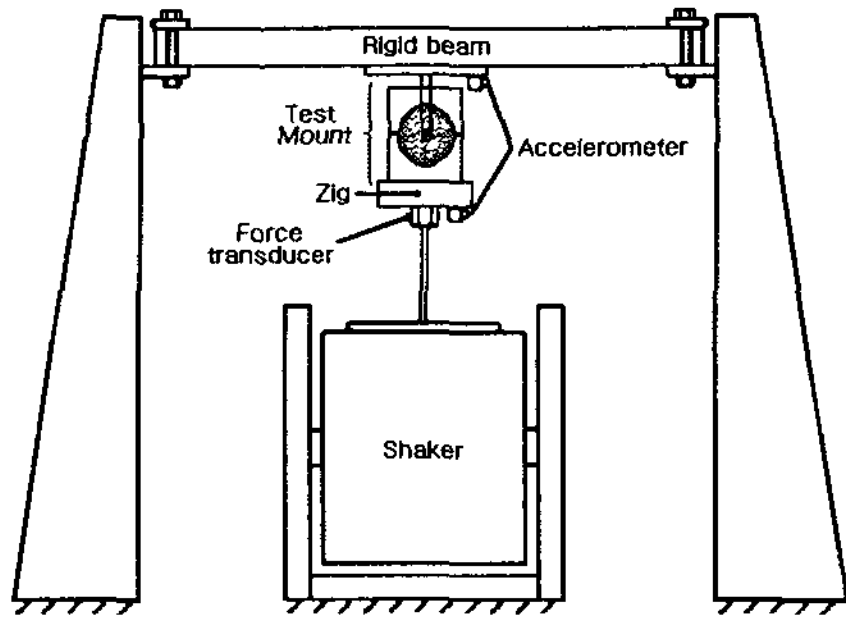


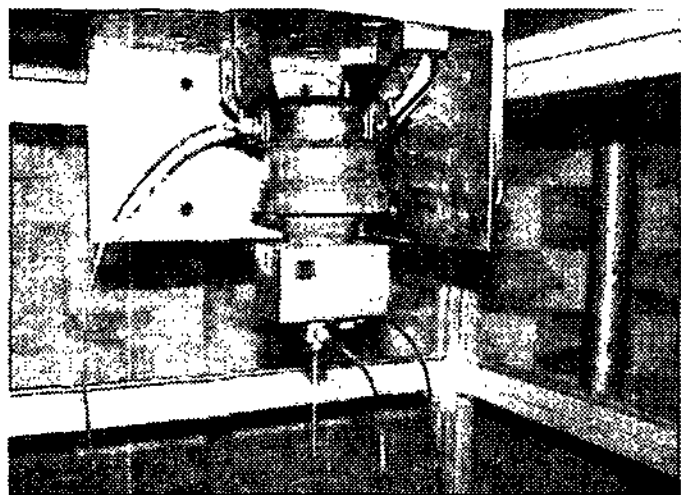
Fig. 6 Dynamic testing system for measurement



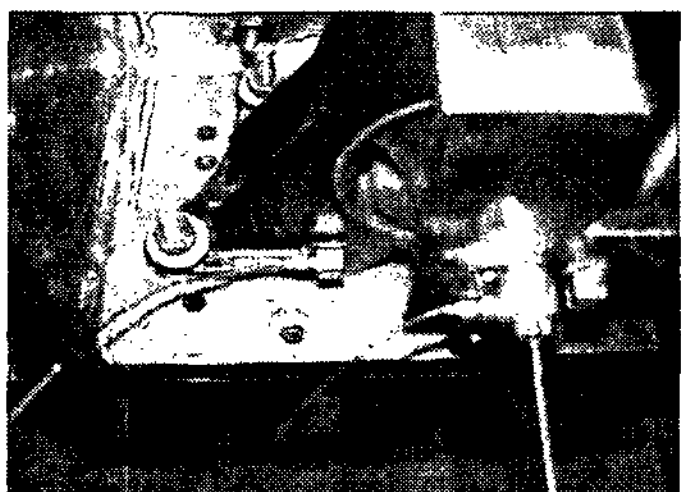
(a) EG mount



(b) FR mount



(c) RR mount



(d) TM mount

Fig. 7 Dynamic test of mount

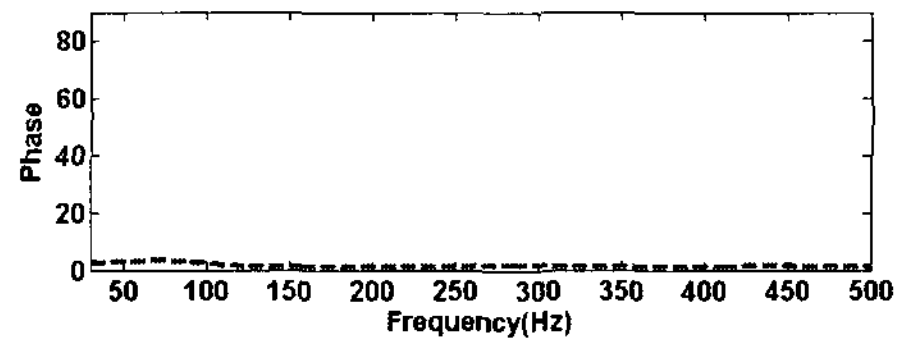
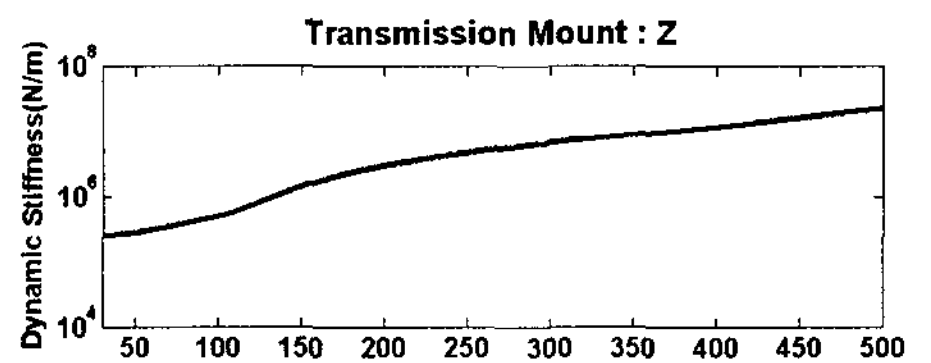
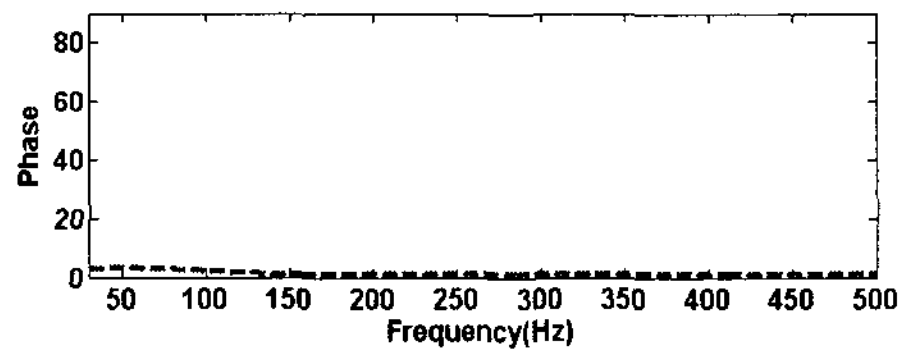
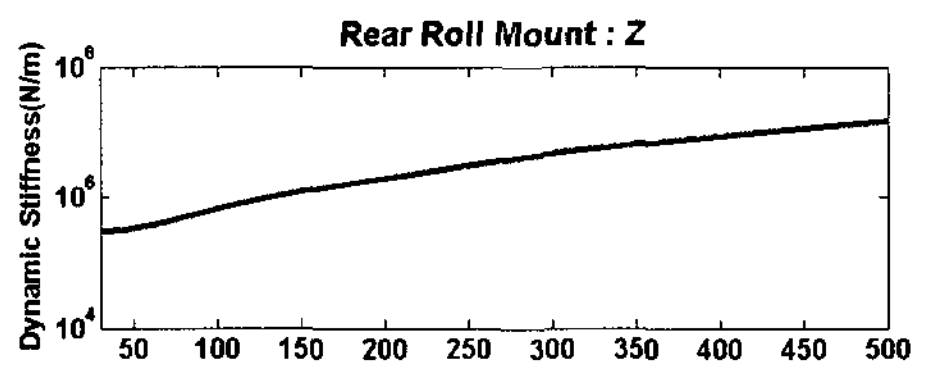
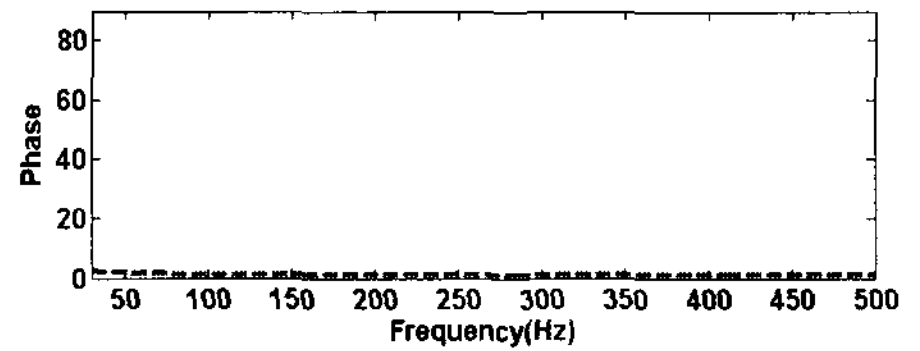
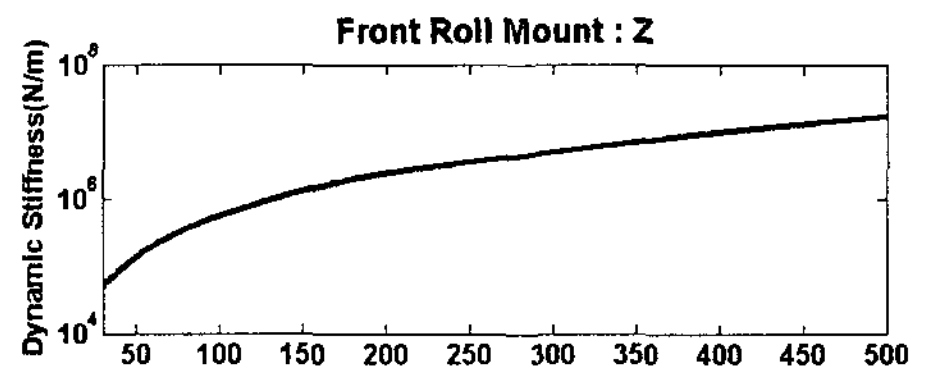
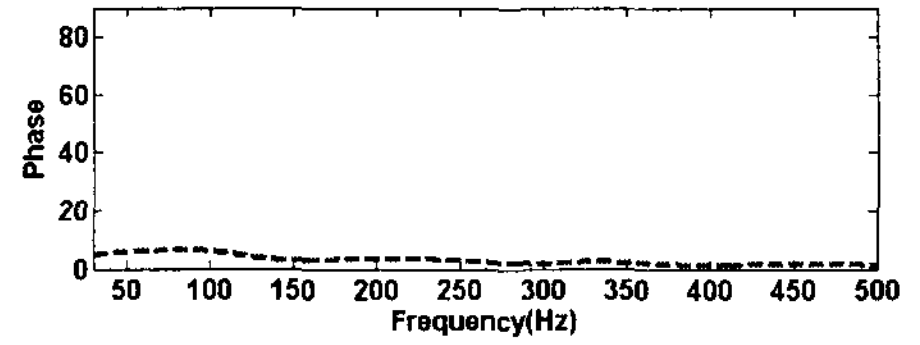
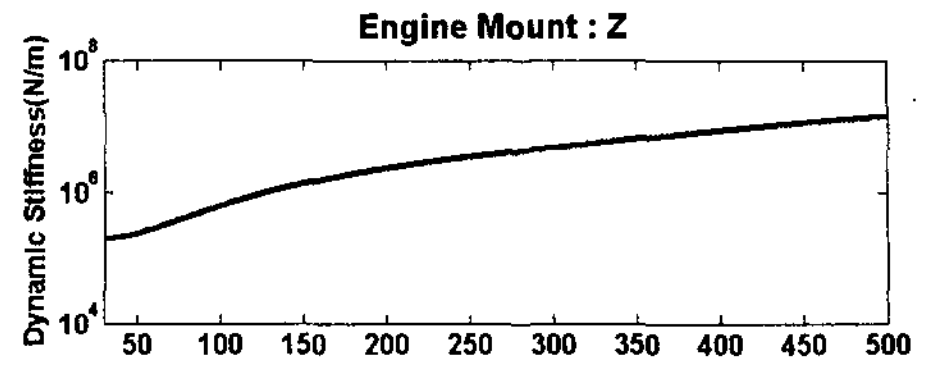


Fig. 8 Dynamic characteristics of mount

분석하여 저장스프링상수를 구하는 방법으로 동특성 시험을 수행하였다<sup>(12)</sup>.

Fig. 6의 실험장치를 만들어서 Fig. 7과 같이 실제 차량에서 파워트레인을 지지하는 EG마운트, FR마운트, RR마운트, TM마운트를 각각 X축, Y축, Z축을 따로 30~500 Hz까지 1 Hz마다 가진을 하여서 주파수에 따른 마운트의 동특성을 측정하였다.

(2) 동특성 실험 결과

시험을 통하여 구해진 값은 다음의 식을 통하여 스프링 상수와 손실계수를 계산하였다.

$$K = K^* \cos \delta$$

$$= (P_0 / x_0) \cos \delta \quad (34)$$

$$\eta = \tan \delta \quad (35)$$

위 식에 있어서  $K^*$ 는 복소스프링 상수라 하고  $K$ 를 저장스프링상수라 한다. Fig. 8은 실험을 통하여 측정된 각 마운트의 Z방향의 저장스프링상수와 손실각의 값을 보여준다.

5.2 진동 측정 실험

각 마운트는 Fig. 9와 같이 위치하고 있고 Fig. 10은 파워트레인에서 차체로 연결되어있는 각 마운트들의 진동을 측정하기 위한 가속도 센서의 부착 위치를 나타내며 엔진 마운트, 기어 박스 마운트, 전면 롤 마운트 그리고 후면 롤 마운트 전후로 각각 3축 가속도 센서를 부착하여 X, Y, Z의 세 방향 진동 신호와 전후 두 진동 신호의 상호스펙트럼 밀도 함수를 idling상태에서 4000 rpm까지 2단 완가속으로 하여 측정하였다<sup>(13)</sup>.

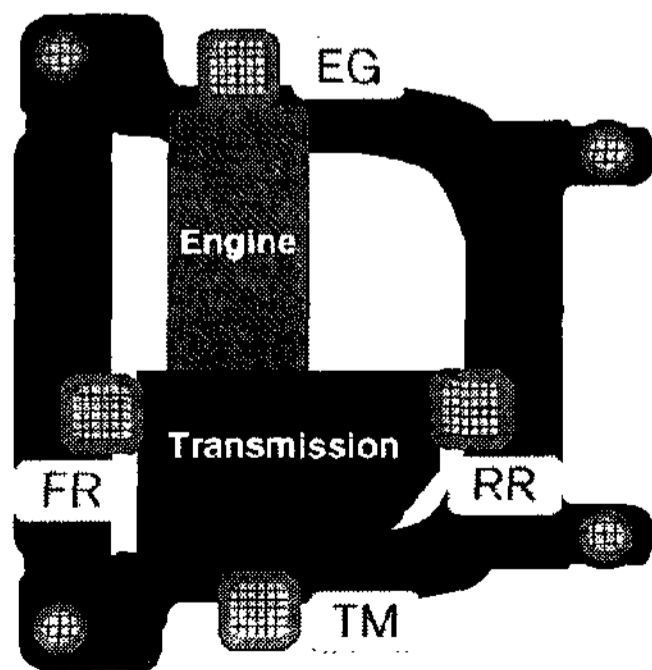
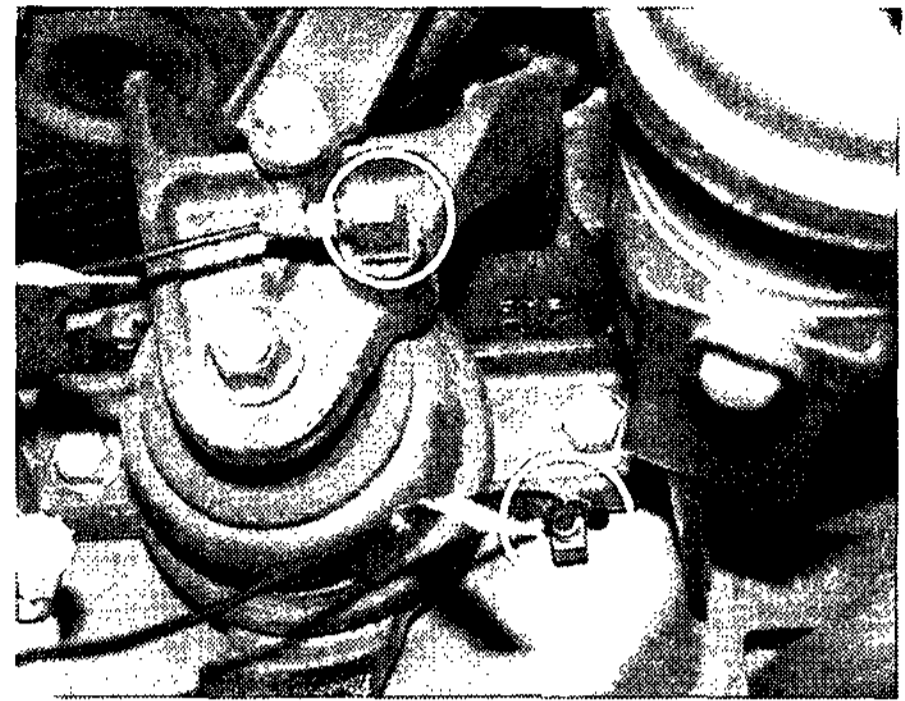
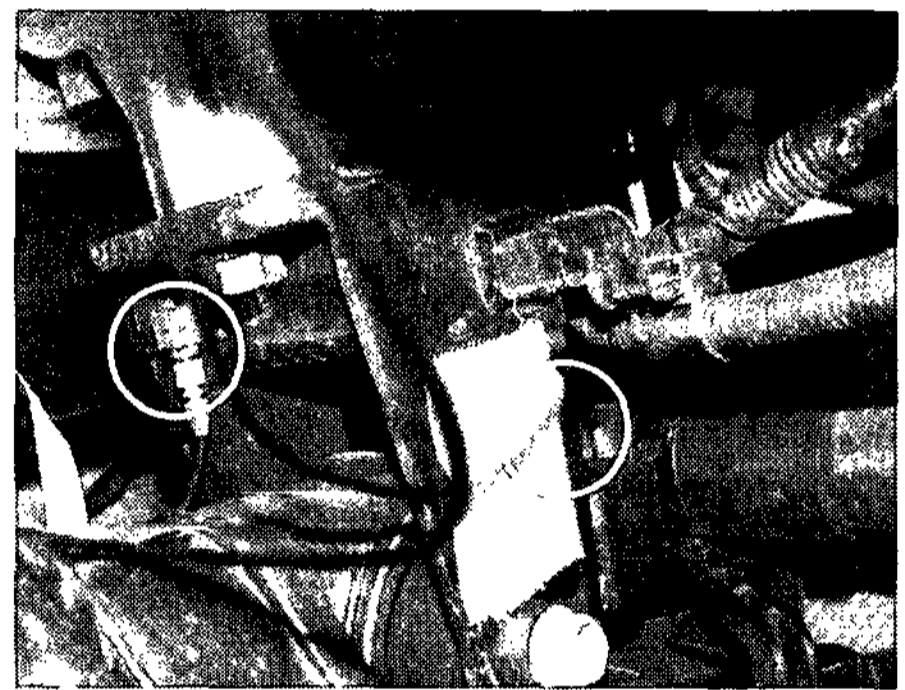


Fig. 9 Layout of the powertrain and frame of the test vehicle



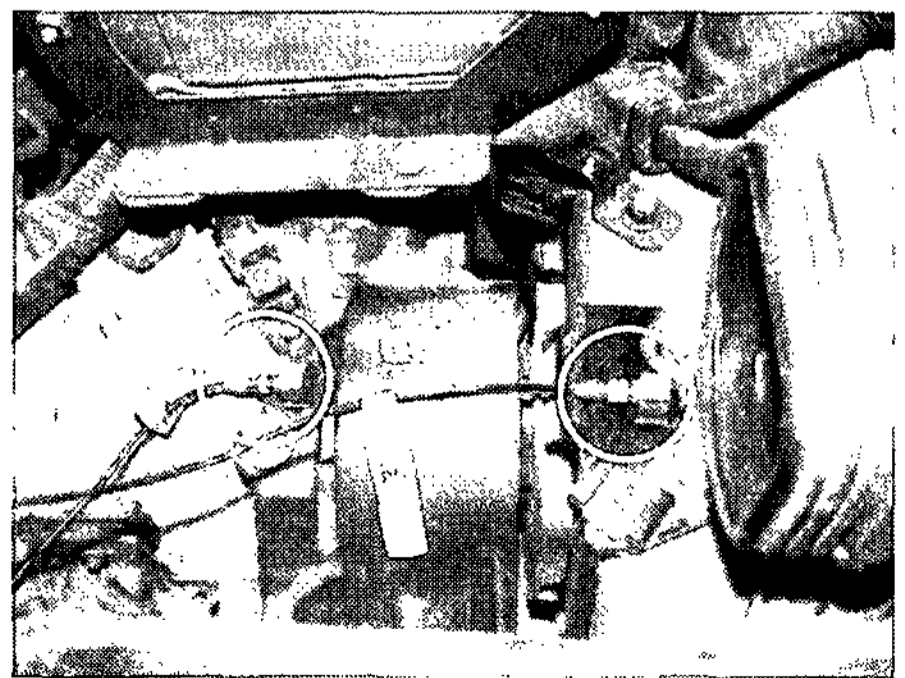
(a) EG mount



(b) FR mount



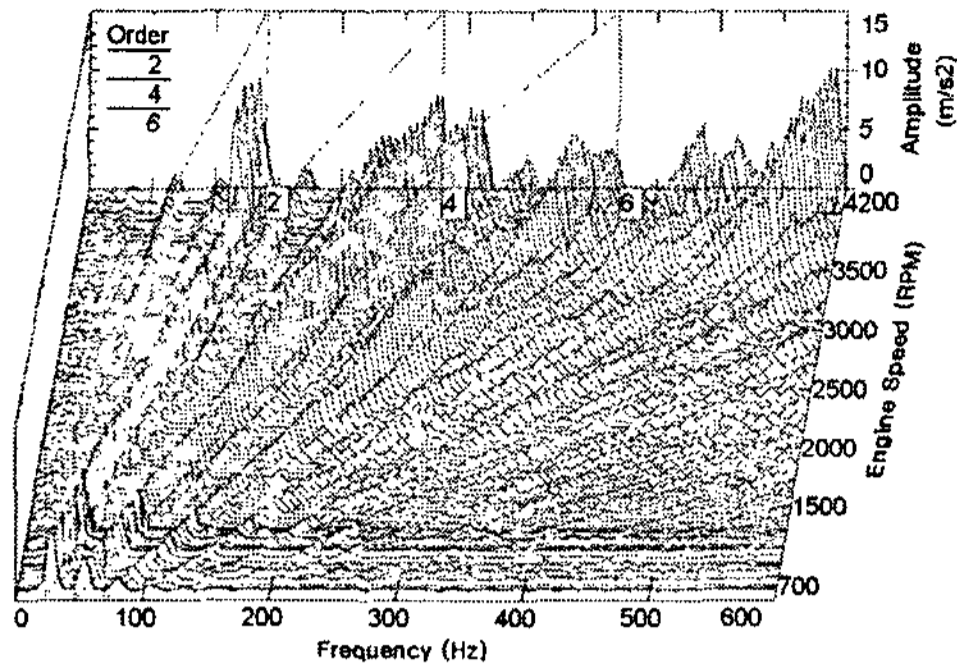
(c) RR mount



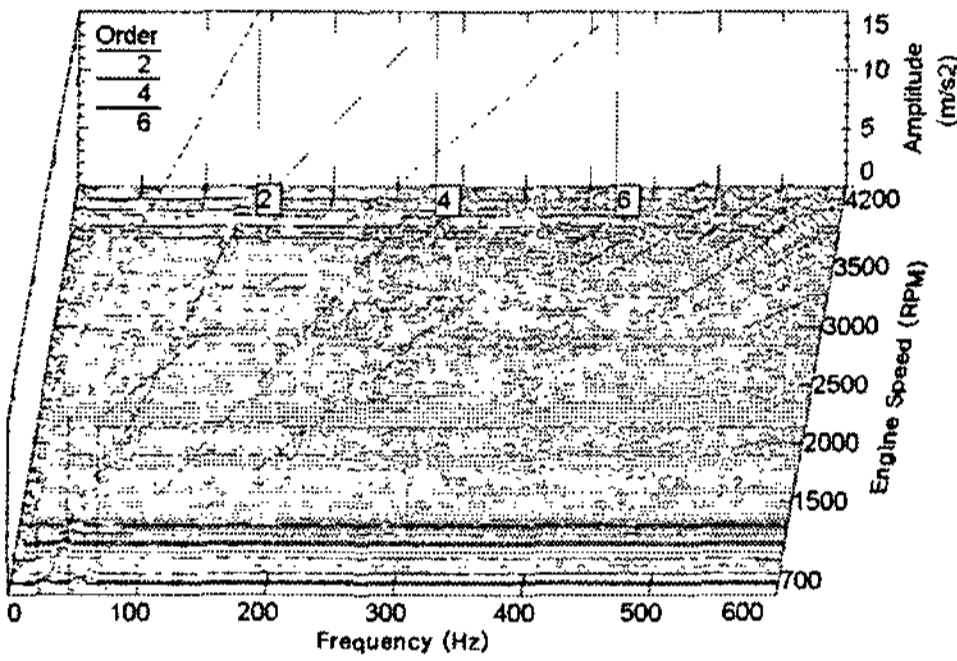
(d) TM mount

Fig. 10 setting up the sensors to the mounts





(a) The acceleration before RR mount



(b) The acceleration after RR mount

Fig. 11 The acceleration value of RR mount

Fig. 11은 RR마운트의 전후 진동량을 나타내며 2nd, 4th, 6th오더가 전체진동에 큰 영향을 미치는 것을 알 수 있다.

### 5.3 결과

시험을 통하여 측정한 각 마운트의 동강성 값과 마운트 전후 진동의 상호스펙트럼밀도함수를 식 (33)를 사용하여 진동 파워를 구하였다. Fig. 12는 파워트레인에서 각 주파수에 따른 진동 파워 흐름을 보여주며 전체적으로 50~100 Hz 사이에서 많은 에너지가 전달되는 것을 확인할 수 있다. Fig. 13에서는 전 주파수에서의 각각의 마운트에 대한 기여도와 X, Y, Z방향에 의한 기여도를 알 수 있다. 전체 진동 파워는 RR마운트의 Z축에 의해서 대부분 전달된다는 것을 확인할 수 있었다.

4기통 엔진의 경우 2nd 오더 성분이 중요한데, Fig. 14는 2nd 오더에서의 RPM에 따른 각각의 마운트를 통한 진동 파워 흐름을 보여주며 특히 2000 RPM에서의 값이 크다는 것을 보여준다. Fig. 15에서는 2000 RPM에서의 각 마운트의 진동 파워 흐름을 통하여 각 마운트의 기여도를 알 수 있다.

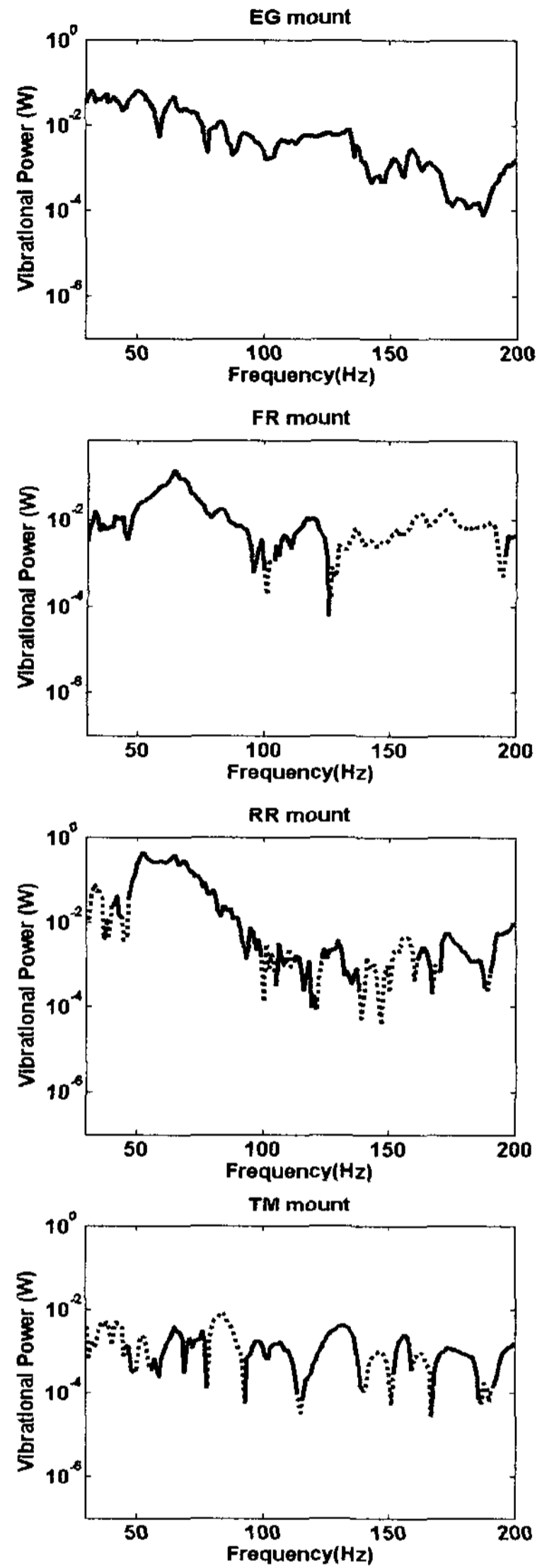


Fig. 12 The vibrational power flow measurement of engine mount

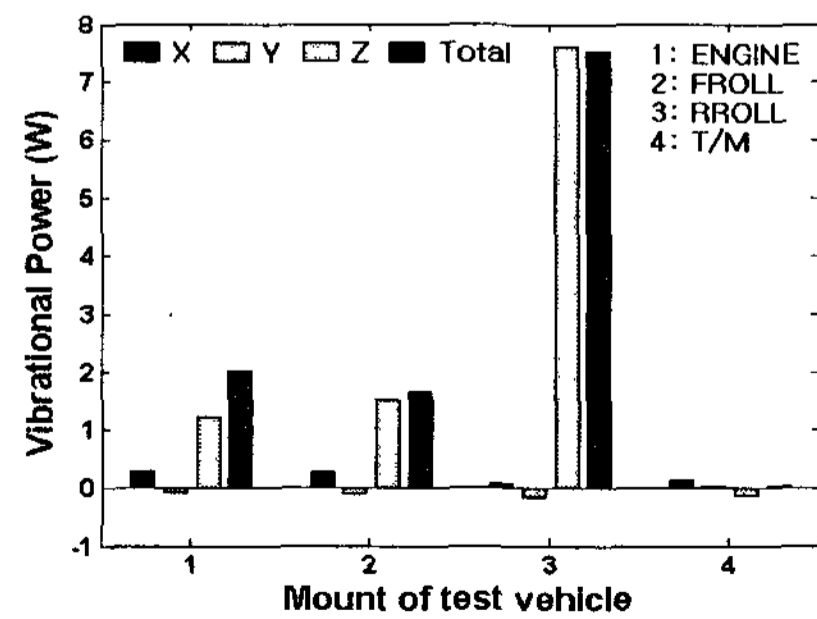


Fig. 13 The vibrational power flow through 4 engine mounts of the test vehicle(x, y, z, total)

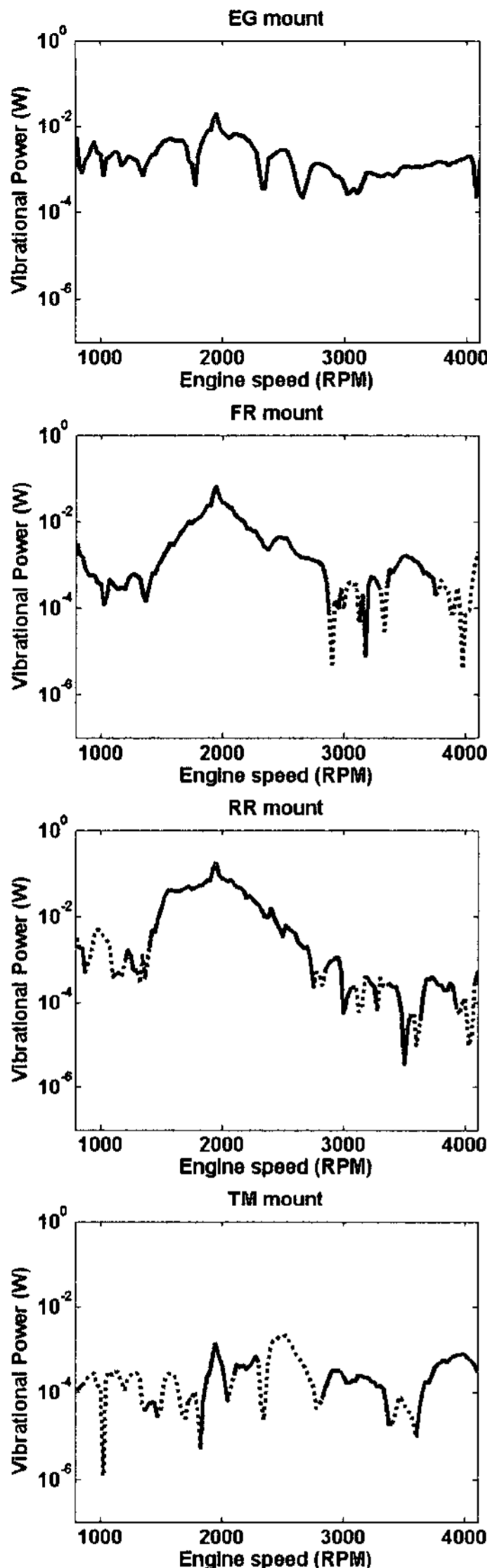


Fig. 14 The vibrational power flow measurement of engine mount at 2nd order

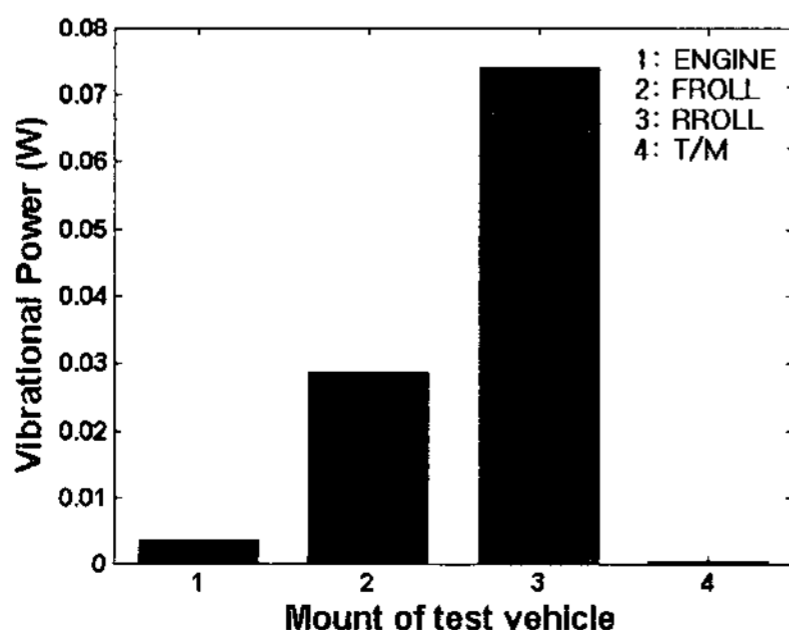


Fig. 15 The vibrational power flow through 4 engine mounts of the test vehicle at 2000 RPM

## 6. 결 론

자동차의 실내소음에 영향을 미치는 파워트레인의 진동에 의한 구조기인소음의 전달경로를 분석하는 것은 실내소음을 저감하는데 대단히 중요하다. 특히 각 마운트에 대한 진동 파워 흐름의 예측은 절연 장치들의 진동 절연의 효율을 평가하는데 유용한 도구가 된다. 이 논문에서는 파워트레인 마운트에 대해 동특성 값과 실제 차량의 마운트 전후의 진동값을 직접 측정하여 진동 파워 흐름을 측정하였다. 이 실험의 결과를 통하여 각 마운트에 대한 에너지 전달 기여도를 알 수 있었고, 각 주파수에 대한 마운트의 기여도도 알 수 있었다. 특히 2nd 오더에서의 RR마운트의 Z방향이 거의 대부분의 에너지를 전달하는 것을 확인할 수 있었다. 전체적으로 50~100Hz에서 많은 에너지가 전달되는 것을 확인하였다.

이러한 데이터들은 각 마운트를 설계하는데 기초적인 데이터로 사용되어서 각 마운트가 진동을 절연하고 이로 인해 실내소음을 줄이기 위한 설계에 도움이 될 것이다. 그리고 차체의 설계시에도 엔진에서 마운트를 통하여 전달되는 에너지양을 통하여 각 마운트에 연결되어 있는 차체나 프레임의 강성값에 대한 설계에도 도움이 될 것이다.

## 후 기

이 연구는 산업자원부의 “Powertrain 진동 Simulation 기반 기술 개발” (과제번호 33135-01) 연구비로 진행되었습니다.

## 참 고 문 헌

(1) Lee, S. K., Choi, B. U. and Yeo, S. D., 1993, “A Study on Improvement of the Power Plant Vibration for the Noise Reduction and the Sound Quality Improvement in the Compartment”, KSEA, Vol. 1, No. 2, pp. 77~88.

(2) Seki, Y., Suzuki, T., Tsukahara, M. and Takahashi, Y., 2001, “How to Predict Powertrain Vibration at the Engine Mounting Points Under Running Conditions”, SAE Paper 2001-01-1592.

- (3) Lee, S. K., Yeo, S. D. and Rho, I. H., 1994, "Weight Reduction and Noise Refinement of Hyundai 1.5Liter Powertrain", SAE Paper 940995.
- (4) Van der Linden, R. J. and Fun, J. K., 1993, "Using Mechanical-acoustic Reciprocity for Diagnosis of Structure Borne Sound in Vehicles", SAE Paper 931340.
- (5) Van der Auweraer, H., Mas, P., Dom, S., Vecchio, A., Janssens, K. and Van de Ponsele, P., 2007, "Transfer Path Analysis in the Critical Path of Vehicle Refinement: The Role of Fast, Hybrid and Operational Path Analysis", SAE Paper 2007-01-2352.
- (6) Wyckaert, K. and Van der Auweraer, H., 1995, "Operational Analysis, Transfer Path Analysis, Modal Analysis: Tools to Understand Road Noise Problems in Cars", SAE Paper 951251.
- (7) Taylor, C, F, 1995, "The Internal Combustion Engine in Theory and Practice", Vol. 2, Chap. 8, M.I.T. PRESS.
- (8) Van Basshuysen, R. and Schafer, F., 2002, "Internal Combustion Engine Handbook", SAE, pp. 51~56.
- (9) Kim, W. D., Woo, C. S. and Kim, W. S., 2004, "Development of Integrated Design System for Mechanical Rubber Components", National Research Laboratories Project Report, Korean Institute of Machinery & Materials.
- (10) Goyder, H. G. D. and White, R. G., 1980, "Vibrational Power Flow from Machines Into Built up Structure, Part I, II, III", Journal of Sound and Vibration, Vol. 68, No.1, pp. 59`75.
- (11) Pinnington, R. J., 1987, "Vibrational Power Flow Transmission to a Seating of a Vibration Isolated Motor", Journal of Sound and Vibration, Vol. 118, No. 3, pp. 515~530.
- (12) "Testing Method for Dynamic Properties of Rubber Materials for Vibration Isolators", Korean Industrial Standard M 6665.
- (13) Lee, J. Y., Lee, S. K., Jo, Y. K. and Kim, J. U., 2006, "Identification of the Interior Noise Generated by SUV Axle and Modification of the structural on Axle System for Noise Reduction", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 16, No. 6, pp. 582~592.