

<논 문>

## 실험적 방법을 통한 횡 탑재 엔진 차량에 대한 진동 해석

### Vibration Analysis for Car Installed Transverse Engine Through Experimental Method

양 성 모\* · 김 남 응\* · 김 중 희\*

S. M. Yang, N. E. Kim, and J. H. Kim

(1999년 2월 24일 접수 ; 1999년 5월 17일 심사완료)

**Key Words :** Toe Pan Vibration(토우 팬 진동), Vector Synthesis Method(벡터 합성법), Powertrain Vibration(파워트레인 진동), Operating Deflection Shape(ODS, 엔진 운전 모드), Rigid ODS Fitting(강체 ODS 핏팅), ODS Participation Factor(ODS 기여 요소), Normal Equation Method(표준 방정식법), Trimmed Body FRF(차체전달함수), Engine Mount(엔진 마운트)

#### ABSTRACT

Research on vibration of a vehicle with a transversely mounted 4-cylinder engine was performed using a vector synthesis method. Data of the engine vibration for the vector synthesis method was obtained experimentally and the data was ODS-fitted to calculate vibration level on any engine location assuming that the engine is rigid body in the frequency range of interest. In order to derive the excitation force on the vehicle body, the displacements were converted from the acceleration of engine. The transfer functions from engine mounts to toe pan on the floor were obtained experimentally. The vibration level on the toe pan was predicted by multiplying the excitation force by the transfer function. The predicted vibration level was compared with experimental data and the result was reasonable. Using the developed method, analysis was made for the effect of body fixture conditions of the vehicle when testing the engine vibration and for the effect of the transfer functions when the engine is installed or when the engine is removed. Finally the degree of contribution for 12 transfer paths was calculated.

#### 1. 서 론

1970년대부터 대부분의 중 소형차에 적용되고 있는 횡 탑재 엔진(파워트레인)의 경우 탑재공간이 작고 저연비를 실현할 수 있는 장점이 있으나 NVH 측면에서 종 탑재 엔진보다 불리하다. 우선 횡 탑재 엔진의 경우 큰 중감속 기어비(~4)때문에 구동 토크 발생시 큰 엔진운동을 하며 이는 엔진마운트를

통해 차체로 들어오는 차량진동 원인이 된다. 또한 전후 마운트를 통하여 들어오는 토크 변동을 줄이기 가 어려우며 롤 주파수 및 롤 운동특성이 차체의 1 차 굽힘 주파수와 근접하여 굽힘 모드 가진이 쉽게 이루어질 수 있다<sup>(1,2)</sup>.

이와 같이 NVH 측면에 취약한 횡 탑재 엔진 마운트를 최적화하기 위해서는 엔진의 운동특성, 각 마운트를 통하여 차체로 가진되는 가진력, 그리고 마운트가 위치한 차체로부터 운전자나 승객이 느낄 수 있는 곳까지의 진동전달 특성 등에 대한 정확한 이해가 요구되며 이와 같은 목적으로 많은 연구가

\* 정희원, 삼성자동차 기술연구소

이루어졌다<sup>(1,3-6)</sup>. Geck & Patton<sup>(3)</sup> 그리고 Ford<sup>(4)</sup>는 횡 탑재 엔진을 갖는 전륜구동차량에서의 엔진진동 및 엔진마운트가 NVH 성능에 미치는 효과를 분석하였으며 롤 모드를 비연계(decouple)시키면서 롤 주파수를 낮추고 상하진동(bounce) 주파수를 높이는 설계 방향을 제시하였다. 또한 모드 비연계법을 이용하여 엔진마운트 강성, 위치 등에 대한 최적화 연구를 해석적 방법으로 수행하였다. Bretl<sup>(5)</sup>과 황인수, 지상현, 고병식<sup>(6)</sup> 등은 엔진의 진동형태보다도 직접 운전자나 승객이 진동을 적게 느낄 수 있도록 하는 최소응답법(minimal response method)을 이용한 엔진마운트 최적화를 해석적 방법으로 수행하였으며 최적화 결과가 기존의 엔진모드 비연계법에 의해 도출된 결과와 다를 수 있음을 보였다. 박철휘, 오진우<sup>(7)</sup> 등은 참고문헌 (5)와 (6)에서 사용된 방법에 대한 정확도를 향상시키고자 차체 모달시험 데이터를 이용하여 엔진마운트 최적화를 수행하였다. Hata와 Tanaka<sup>(8)</sup>는 엔진진동 및 차체진동특성을 시험적 방법으로 구하고 이를 기초 데이터로 벡터합성법에 적용시켜 운전석 진동이 최소가 되는 엔진마운트 최적화를 수행하였다. 벡터합성법은 TPA(transfer path analysis) 용어로 잘 알려져 있으며 실제의 시험데이터를 이용하고 각 진동 전달경로에 대한 기여도 분석이 가능하다는 점에서 차량개발 시 진동문제 원인규명 및 해결에 유용하게 이용된다.

본 연구에서는 이와 같은 엔진마운트 특성을 이해하기 위하여 시험적 방법을 통한 벡터합성법으로 직렬 4 실린더 가솔린 엔진이 횡 탑재된 중형 세단 승용차(SM520) 모델에 대한 연구를 수행하였다. 엔진진동시험, 차체진동시험, 그리고 이들을 조합하여 차량진동을 예측하는 벡터합성법을 단계적으로 수행하였으며 이때 필요한 프로그램은 MATLAB S/W를 이용하여 개발하였다. 엔진마운트 진동특성을 예측하기 위하여 엔진 rpm 스위프(sweep)시 엔진 진동 가속도를 측정하고 이를 표준방정식법을 이용하여 ODS 피팅하였다. 차체 전달 특성 역시 시험적 방법으로 얻고 이 두 가지 시험 결과를 토대로 엔진 운동 특성, 각 마운트에 전해지는 가진력, 그리고 차체 전달합수 등을 조합하여 차체로 들어오는 차량진동을 예측하였다. 차량진동 분석 데이터로는 엔진 크랭크축 회전의 2차 진동 성분(C2)에 국한시켰으며 예측결과를 시험결과와 비교하여 본 해석 방법을 검증하였다. 개발된 진동 예측 프로그램을 이용하여 엔진 진동시험 시 차체의 고정조건, 차체 진동시험 시 엔진 탈/장착에 따른 영향 등을 고찰하였으며 본

연구에서 고려된 12개의 진동전달 경로에 대한 기여도를 분석하여 엔진마운트를 통하여 전달되는 주진동 원인을 규명하였다.

## 2. 엔진진동

### 2.1 엔진진동시험

엔진 진동에 기인되어 마운트로부터 받는 차체가 진력을 예측하는 방법으로 이론 수식에 의거하거나 시험 데이터를 이용하는 두 가지 대표적 방법이 있다. 본 연구에서는 rpm을 증가시키며 엔진의 강제진동 ODS를 측정하고 이 데이터를 표준방정식법으로 ODS 피팅하는 시험적 방법을 이용하였다. 이 방법은 엔진을 직접 이용하기 때문에 엔진 선행개발 단계에서의 적용은 어려우며 개발이 완료상태에서나 가능하다. 하지만 피스톤질량, 권벡팅로드치수, 가스 폭발력 등 엔진의 상세 정보 없이도 쉽게 사용할 수 있다. 엔진진동 시험 시 엔진은 마운트 강성과 엔진 자체의 질량으로 이루어진 강제진동 시스템으로 가정하고 엔진이 실차에 장착된 상태에서 수행하였다. 엔진진동 자체가 순수히 강제 시스템에 의한 ODS 성분만으로 이루어지기 위해서는 차체진동에 기인되는 차체부 쪽 진동이 엔진진동에 영향을 주지 말아야 한다. 본 연구에서는 엔진이 실차에 장착된 상태에서 차체의 탄성진동이 전달되지 않도록 차체를 지지한 후 시험을 하였으며 또한 차체 지지가 없을 경우의 효과도 비교해 보았다.

ODS 피팅에 사용되는 데이터 측정 시 약 1000~3000 rpm 영역에서 10 rpm 간격으로 엔진진동 가속도를 측정하였다. 사용된 가속도계는 Fig. 1에서와 같이 3축 가속도 센서 7개를 이용하였다. 7개의 가속도계 중 4개는 엔진 상부에, 3개는 엔진의 하부에 장착하였으며 B&K 4326 센서 모델을 사용

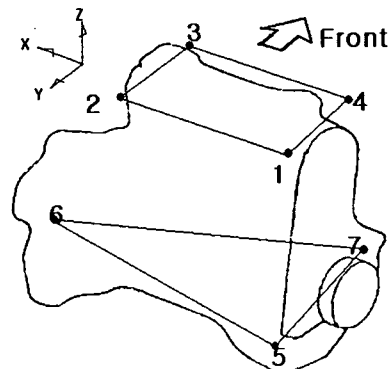


Fig. 1 Locations of accelerometers

하였다. 센서신호는 B&K 5974 모델의 전하형태 (charge type) 증폭기를 통하여 VXI A/D 변환기로 받았으며 VXI 모듈은 HP725 W/S에 설치된 CADA-X S/W로 콘트롤된다. 측정된 가속도 데이터는 CADA-X S/W 내 ODS 분석 모듈을 이용하여 ODS 피팅에 사용되는 C2 성분의 복소진동데이터로 변환시켰다. 직렬 4 실린더 엔진에서 C2 성분이라 함은 엔진 크랭크축 회전에 대한 2차 진동 성분으로 주로 실린더 내 가스 폭발 때문에 생긴다. C2 성분은 가장 큰 엔진 가진력이 되며 차량진동에 결정적 영향을 준다.

## 2.2 ODS 피팅 수식화

시험을 통해 얻은 엔진진동 가속도 정보를 활용하여 엔진의 모든 부위에서 진동을 예측하는 방법으로 ODS 피팅법이 유용하게 이용된다. 이에 대한 수식화로서 Crowley, Brown, 그리고 Rocklin<sup>(9)</sup> 등의 표준 방정식법을 이용하였다. 이 방법은 엔진이 강제 ODS 모드로 만 이루어지고 엔진 마운트 차체축이 고정되어있다는 가정 하에 사용될 수 있다. ODS 피팅 관련 수식 전개는 아래와 같다.

임의의  $r$ -rpm,  $i$ -위치에서의 엔진 진동 데이터는 식 (1)과 같이 수식화(근사화)할 수 있다.

$$\{P(i)\}^r = \{K\}^r [U(i)] \quad (1)$$

여기서

$\{P(i)\}^r = \{P(X,i) \ P(Y,i) \ P(Z,i)\}^r$ :  $r$ -rpm에서 진동 가속도 벡터[1X3]

$\{K\}^r = \{K(1) \ K(2) \ K(3) \ K(4) \ K(5) \ K(6)\}^r$ :  $r$ -rpm에서 ODS기여요소 벡터[1X6]

$[U(i)]$ : 엔진  $i$ -위치기본행렬[6X3]

식 (1)에서 X, Y, Z는 차량 좌표계로 좌우, 전후, 상하 방향을 나타낸다. 진동 가속도 벡터와 ODS기여요소벡터는 복소수 성분으로 이루어져 있다.  $i$ -위치기본행렬은 실수로 표현되며  $i$ -위치의 좌표 값으로 구성되어있다.  $i$ -위치기본행렬을 다시 쓰면 식 (2)가 된다.

$$[U(i)] = \begin{bmatrix} U(1,i) \\ U(2,i) \\ U(3,i) \\ U(4,i) \\ U(5,i) \\ U(6,i) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -Z_i & Y_i \\ Z_i & 0 & -X_i \\ -Y_i & X_i & 0 \end{bmatrix} \quad (2)$$

여기서  $X_i, Y_i, Z_i$ 는 엔진  $i$ -위치에서의 좌표 값을 나타낸다.  $U(1,i) \sim U(3,i)$ 는 물리적으로  $i$ -위치에서 X, Y, Z 방향의 병진변위를,  $U(3,i) \sim U(6,i)$ 는 X, Y, Z 축에 대한 회전변위를 의미한다.  $U(1,i) \sim U(6,i)$  벡터들은 엔진 표면 좌표 값을 측정함으로써 얻을 수 있으며 본 연구에서는 3차원 측정기를 이용하였다. 식 (1)에서 임의의 점에 대한 근사화된 진동량,  $\{P(i)\}^r$ 을 얻기 위해서는 미지수인 ODS 기여요소 벡터를 알아야 한다. 이 ODS 기여요소 벡터를 얻기 위해서 시험데이터가 이용된다.

엔진 rpm 스위프 시 Fig. 1에서처럼 센서 7개를 사용할 경우 임의의 엔진 센서  $j$ 에 대한 진동 가속도는 다음과 같이 표현된다.

$$\{P(j)\}^r = \{P(X,j) \ P(Y,j) \ P(Z,j)\}^r \quad (3)$$

이와 같은 진동 가속도 벡터 7개가 가속도 센서를 통해 얻어지며 성분별로 총 21개가 된다. 식 (3)의 모든 측정데이터를 식 (1)의 끝에 종합하여 다시 쓰면 식 (4)가 된다.

$$[P]^r = \{K\}^r [U] \quad (4a)$$

여기서

$$\begin{aligned} [P]^r &= [\{P(1)\} \ \{P(2)\} \ \dots \ \{P(7)\}]^r \\ [U] &= [\{U(1)\} \ \{U(2)\} \ \dots \ \{U(7)\}] \end{aligned} \quad (4b,c)$$

$[P]^r$ 은  $r$ -rpm에서 모든 센서에서의 진동 측정 데이터 벡터로  $[1 \times 21]$  크기이며,  $[U]$ 는 모든 센서에 대한 위치 행렬로  $[6 \times 21]$ 크기이다. 식 (4b)의  $[P]^r$  벡터 내 측정 데이터 중 SN(signal-to-noise)비가 작거나 센서의 부착 방향의 부적절성, 센서 고정 값의 오류 등으로 신뢰도가 떨어지는 데이터들이 있을 수 있으며 이와 같은 낮은 신뢰도를 갖는 데이터의 영향을 최소화 하기 위하여 가중벡터 개념을 사용한다. 임의의  $j$  센서 부착 점에서의 가중 벡터는 식 (5)로 표현된다.

$$w(j) = \{w(X,j) \ w(Y,j) \ w(Z,j)\} \quad (5)$$

여기서  $w(X,j), w(Y,j), w(Z,j)$ 는  $j$ -번째 센서에 대한 X, Y, Z 축 방향의 가중치이다. 식 (5)의 가중 벡터는 보통 0~1의 값을 사용하며 데이터의 신뢰도가 적을 때는 0에 가까운 값을, 신뢰도가 클 경우는 1에 가까운 값을 사용한다. 식 (5)의 가중벡터를 적용하여 식 (4)을 다시 쓰면 식 (6)이 된다.

$$\begin{aligned} [\bar{P}] &= \{K\} [\bar{U}] \\ [\bar{P}] &= [\{w(1)P(1)\} \{w(2)P(2)\} \dots \{w(7)P(7)\}] \\ [\bar{U}] &= [\{w(1)U(1)\} \{w(2)U(2)\} \dots \{w(7)U(7)\}] \end{aligned} \quad (6a,b,c)$$

여기서  $[\bar{P}]'$ 은 가중 복소 ODS 측정 데이터 벡터이고,  $[\bar{U}]$ 는 가중 위치 행렬이다. 식 (6)의  $[\bar{P}]'$ ,  $[\bar{U}]$ 는 시험이나 좌표 값 측정으로 알고있는 값이며  $\{K\}'$ 은  $[1 \times 6]$  크기를 갖는 복소 벡터로서 미지수가 12개이다.  $\{K\}'$ 을 계산해 내기 위해서는 측정 데이터가 최소 12개가 필요하며 그 이상 사용 시 일반적으로 정확도가 증가한다. 참고문헌 (9)의 표준방정식법으로  $\{K\}'$ 을 얻는 방법은 우선 식 (6a)의 좌우 항 우측에 전치행렬(transpose matrix)  $[\bar{U}]'$ 를 곱하고 역행렬을 취하면 식 (7)이 된다.

$$\begin{aligned} [\bar{P}][\bar{U}] &= \{K\}[\bar{U}][\bar{U}] \\ \{K\}' &= ([\bar{P}][\bar{U}])([\bar{U}][\bar{U}])^{-1} \end{aligned} \quad (7a,b)$$

식 (7b)에서 구해진  $\{K\}'$ 을 식 (1)에 넣고 계산하면 Fig. 1과 같이 시험 시 부착된 센서 위치에서의 진동량 뿐만 아니라 그밖에 계산에 필요한 엔진의 모든 점에 대한 진동량을 근사적으로 얻을 수 있다. 이 방법은 차체의 진동이 마운트를 통해서 엔진에까지 영향을 주지 말아야 하며 센서가 부착되는 점의 기하학적 좌표, 센서의 방향, 센서 교정 값 등이 정확하여야 하기 때문에 시험 시 많은 주의를 요하는 단점이 있으나 엔진의 관성특성, 엔진의 폭발력 등 엔진 특성에 대한 상세 정보없이 측정된 데이터만을 이용하는 장점이 있다.

### 3. 차체진동시험

실차 상태에서 엔진진동이 운전석에 미치는 영향을 살펴보기 위해서는 차체측 엔진 마운트 위치로부터 운전석 토우 팬(toe pan, 주행 중 운전자가 발을 위치시킬 수 있는 플로어 영역을 말하며 운전자가 이 부분 진동을 가장 쉽게 느낄 수 있음)까지의 전달 경로에 대한 진동특성을 알 필요가 있다. 원래 마운트 4 포인트에서 운전석 토우 팬까지의 진동특성 데이터를 얻기 위해서 마운트 각 포인트를 가진시키고 토우 팬에서의 진동특성 데이터를 취득하여야 하나 본 시험에서는 편의상 상반원리(reciprocal theorem)에 근거하여 토우 팬(지면에서 플로어 밀판 쪽으로)

에 가진기를 설치하여 상하방향으로 가진시키며 각 마운트 포인트에서의 응답 특성을 얻었다. 가진기는 B&K 4808, 파워앰프(power amp)는 B&K 2712 모델을 이용하여 정현 스위프 가진을 시켰다. 가진 시 각 마운트의 진동측정을 위하여 B&K 4326타입 3축 가속도 센서를 사용하였다. 가진력이나 마운트 센서 신호는 HP35670A Analyzer를 이용하여 차체전달함수로 변환시켰다. 진동 경로분석을 위하여 차체 전달함수를 얻을 때 엔진을 차체로부터 탈거한 상태에서 측정하는 것이 좋다고 보고되고있다<sup>(8)</sup>. 본 연구에서는 차체로부터의 엔진 탈/장착 조건이 실차 진동 예측 결과에 미치는 영향을 알아보기 위하여 엔진 탈/장착 모두에 대해서 시험하였다.

### 4. 실차진동예측

2절에서 엔진진동시험을 통하여 원하는 마운트 위치에서의 진동 특성을, 3절에서 차체 가진 시험을 통하여 엔진마운트-토우팬 전달함수를 측정할 수 있도록 하였다. 이 두 데이터와 엔진마운트 방진고무 주 방향 강성 및 회전방향 데이터를 이용하면 실제 차량에서 마운트를 통하여 차체 토우팬으로 전달되는 진동을 예측할 수 있다. Fig. 2는 토우팬에서의 진동을 예측하는 계산 흐름도이다. 엔진 진동시험을 통하여 진동 데이터를 얻고 이를 표준방정식법을 이용하여 ODS 피팅을 수행하면 원하는 모든 엔진 위치에서의 진동 특성을 얻을 수 있다. 이때 가속도 데이터를 사용하기 때문에 이것에 주파수 제곱을 함으로 변위 데이터로 환산할 수 있다. 변위 데이터는 마운트 방진고무 주방향 강성 데이터를 차체 좌표계로 변환한 강성 값과의 곱으로 마운트에서의 진동 가진력을 얻을 수 있다. 얻어진 엔진 가진력과 차체 가진시험을 통하여 얻어진 마운트-토우팬 전달함수를 곱하고 이 모든 값을 더함으로서 토우팬에서의 진동을 예측할 수 있다.

엔진마운트 방진고무의 경우 단품 시험 시 일반적으로 주축 또는 주축에 가까운 데이터를 추출하여 관리한다. 이와 같은 주축 강성 데이터를 실제 엔진 진동 변위와 곱으로서 사용할 때는 주축에 대한 엔진 강성 데이터를 차체 좌표계로 변환하여야 한다. Fig. 3에서  $x, y, z$  좌표계는 마운트 방진고무 좌표계로서 단품 데이터는 이 좌표에 근거하여 추출하게 된다. 이 좌표계로 표현된 강성 데이터를 차체 좌표계인  $X, Y, Z$  좌표계로 변환시켜야 하며 이때 식

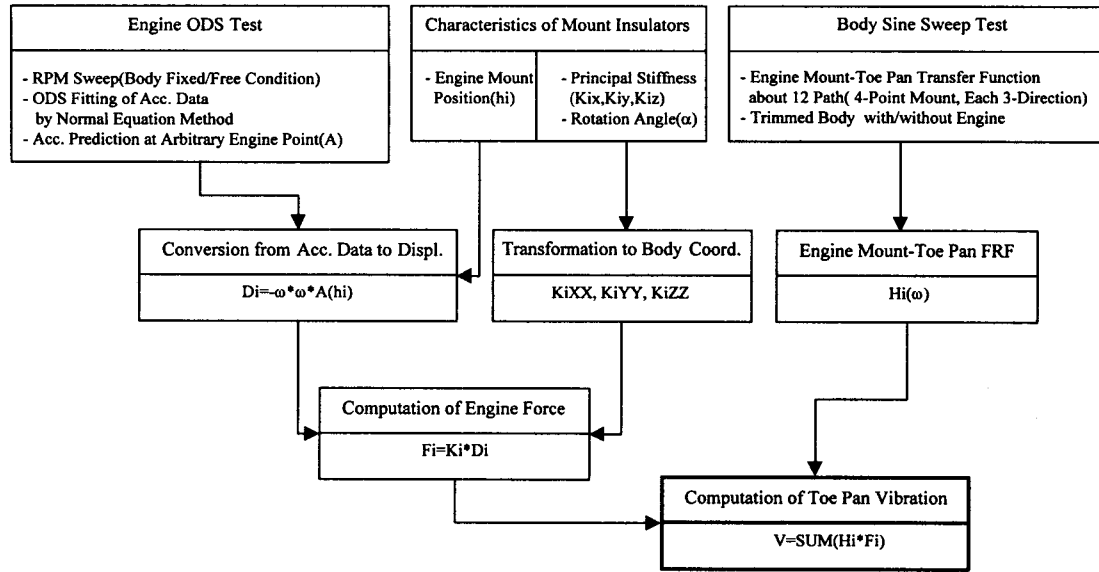


Fig. 2 Flowchart to predict vibration of toe pan using vector synthesis method

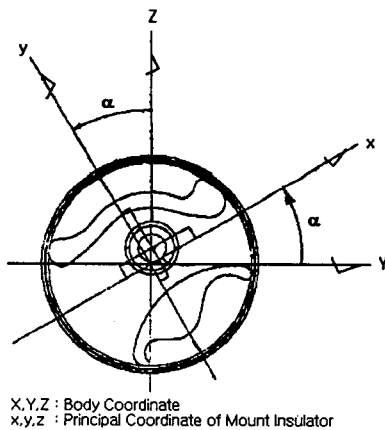


Fig. 3 Coordinate transformation of engine mount insulator

(8)을 사용하였다. 식 (8)은 Fig. 3에서처럼 z 방향을 중심으로 α 각도로 회전한 경우의 예이다.

$$\begin{bmatrix} K_{ixx} & K_{ixy} & 0 \\ K_{iyx} & K_{iyy} & 0 \\ 0 & 0 & K_{izz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \alpha & -\sin \alpha & 0 \\ \sin \alpha & \cos \alpha & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \\
 \times \begin{bmatrix} k_{ixx} & 0 & 0 \\ 0 & k_{iyy} & 0 \\ 0 & 0 & k_{izz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \alpha & \sin \alpha & 0 \\ -\sin \alpha & \cos \alpha & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (8)$$

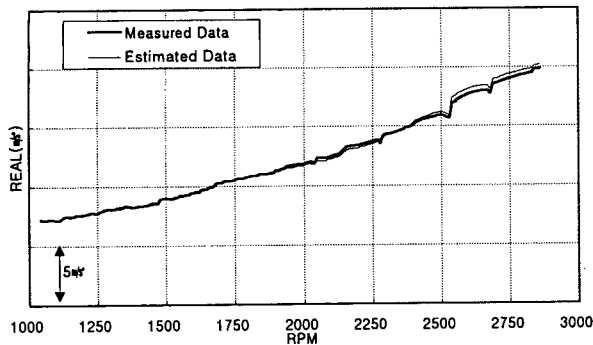
방진고무 강성의 경우 본 연구에서는 편의상 주파수에 무관한 정적 강성 값을 이용하였다. 보다 정확한 계산을 위해서는 각 주파수에 해당되는 동강성 값을 이용하여야 하나 본 연구에서 사용된 4개의 마

운트 경우 단품 관리치 및 단품시험 조건들이 서로 불 일치하여 대표 동강성 값 선정에 어려움이 따랐다. 실제 차량의 경우 특정 주파수에 대한 진동특성을 향상시킬 목적으로 주파수 튜닝된 유체봉입 마운트 등이 사용되며 본 연구에서 사용된 SM5 경우도 RH쪽에 유체봉입 마운트를 적용하고 있다. 따라서 실제 진동치와 벡터합성법을 이용하여 예측된 결과가 다소 다를 수 있다. 하지만 유체봉입형 마운트 튜닝 주파수가 보통 30 Hz 미만에서 이루어지며 일반 고무 마운트의 경우도 주파수에 따라 강성 값의 차이는 작기 때문에 이에 따른 오차는 적으리라 예상된다.

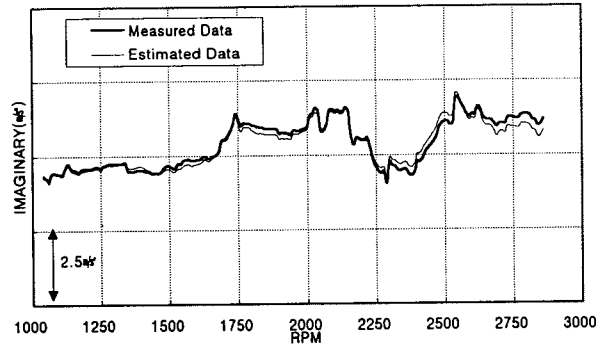
## 5. 결과 검토

### 5.1 엔진진동

ODS 피팅에 대한 프로그램을 MATLAB S/W를 이용하여 개발하였다. 식 (6)에서 [P]<sup>r</sup>은 엔진을 rpm 스위프하면서 각 rpm 별로 측정된 가속도 데이터이며 시험을 통하여 얻어지는 값이고 [O]는 센서 위치 좌표 값을 통하여 얻어지는 값이다. 그리고 본 연구에서 사용된 가중벡터는 Fig. 1의 7개의 센서에서 2번 Z, 3번 Y, 4번 X, 5번 Y, 7번 Z 방향은 0으로, 나머지는 1로 적용하였다. 식 (7)의 절차를 이용하여 ODS 기여 요소벡터, [K]를 모든 rpm에 대하여 얻었으며 이를 식 (1)에 적용하여 예측한 [P]와 실제 측정된 [P]를 비교하여 본 연구에서 개발된 ODS 피팅 프로그램의 신뢰성을 확인



(a) Real part



(b) Imaginary part

Fig. 4 Comparison between measured and estimated data for acc. of Z-direction of 6th sensor

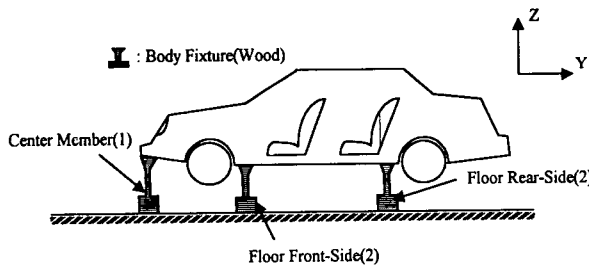
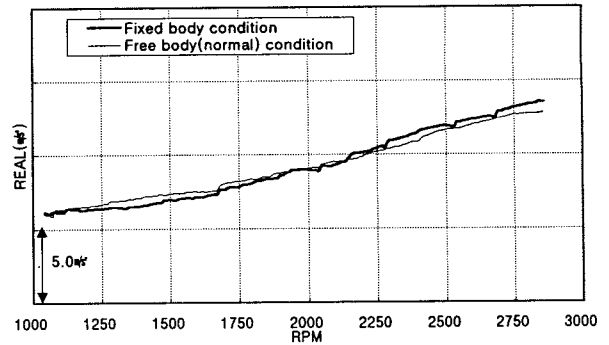


Fig. 5 Body Fixtures to obtain more exact rigid ODS data of engine(Total 5 points)

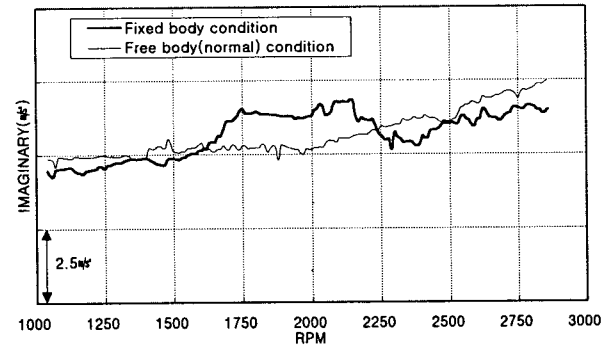
해보았다.

Fig. 4는 Fig. 1의 6번 센서의 Z방향에 대한 C2 성분의 가속도 데이터이다. 이때 차체의 탄성진동 및 현가계/타이어 진동을 최소화하기 위하여 차체를 Fig. 5와 같이 고정시켰다. Fig. 4에서 전반적으로 시험된 rpm 영역에서 ODS 피팅 결과와 시험치가 잘 일치하고 있다. 이와 같은 결과는 다른 측정치에서도 마찬가지이며 결과적으로 본 연구에서 개발하여 사용된 코드는 시험치를 잘 예측하고 있다.

Fig. 6은 Fig. 5의 차체 지지 조건과 타이어가 노면에 접지(무 지지)되어 있을 때의 엔진 ODS 시험 데이터를 비교한 그림이다. Fig. 5와 같은 차체 고정 방법은 현가계 진동 또는 차체의 탄성진동에 기인된



(a) Real part

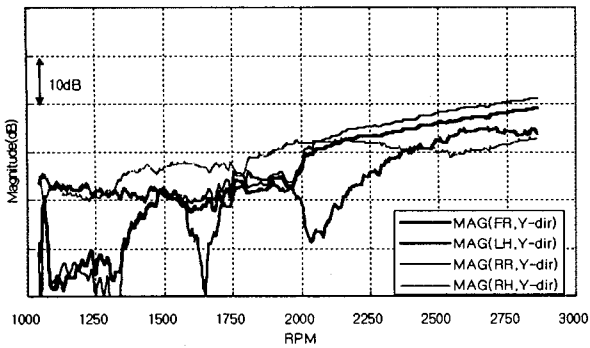


(b) Imaginary part

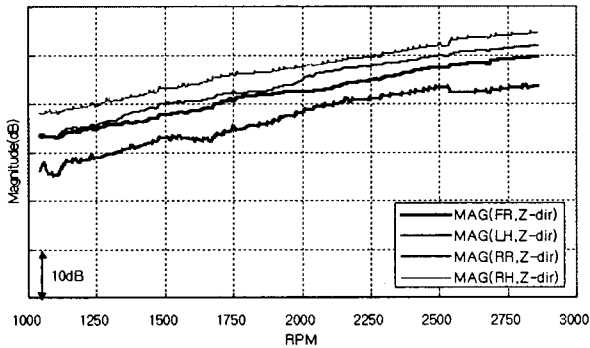
Fig. 6 Comparison of engine vibration between fixed- and free-body condition(Z-direction of 1st sensor)

오차를 감소시키는 효과는 있으나 차체 각 지지 점들 간의 균형이 이루어져야 하며 또한 시험 시 많은 시간을 소비하게 된다. 그러나 이들 두 결과를 비교하여 이와 같은 오차 인자의 영향이 적다면 엔진진동 측정 시 차체 지지 없는 조건에서 시험할 수 있으므로 실제 시험 시 대단히 간편하다. Fig. 6에서는 대표적으로 Fig. 1의 1번 가속도 센서의 Z방향을 나타내었다. 여기서 가속도의 실수부는 전반적으로 동일하나 허수부의 경우 최대  $1.5 \text{ m/s}^2$  정도의 차이를 보이며 두 결과가 다소 다르다. 하지만 허수부 크기는 실수부 크기에 비하여 약 3배 정도 작은 값이다. 이와 같은 차이는 본 연구에서 사용한 센서 7개중 1번과 6번 Z 방향 허수부에서만 나타났고 그 외의 센서에서는 거의 일치했다. Fig. 6의 결과로 미루어 ODS 피팅법을 적용하기 위하여 엔진진동을 측정할 때 본 연구의 경우는 차체를 고정하지 않고 실차 상태에서 측정해도 차량 진동 예측결과에 큰 영향을 주지 않으리라 예상된다.

표준방정식법을 통하여 얻어진 ODS 기여요소 벡터를 적용하여 실제 엔진 마운트 위치에서의 엔진진



(a) Y-direction



(b) Z-direction

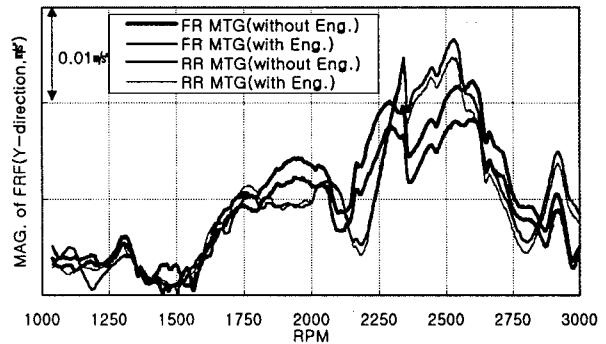
Fig. 7 Estimated vibration results at four points of real engine mounts(FR, LH, RR, RH)

동 특성을 분석해 보았다. Fig. 7의 경우 구해진 ODS 기여요소벡터에 실제 엔진 마운트 좌표 값을 적용시켜 예측한 결과이며 X 방향은 생략하였다. 이해를 돕고자 마운트 위치를 설명하면 FR(Front), RR(Rear) 마운트는 엔진을 기준으로 X 방향에 대해 엔진 중앙부에, Z 방향에 대해 엔진하부 앞, 뒤쪽에 위치해 있고 중앙부재(center member)와 연결되어 있다. LH(Left, TM) 마운트의 경우 엔진 Y, Z 방향에 대해 중앙부에, X 방향에 대해 좌측 끝단부(트랜스미션부)에 위치해 있다. RH(Right, ENG) 마운트의 경우 엔진 Y 방향에 대해 중앙부에, Z 방향에 대해 상부에, X 방향에 대해 우측 끝단부(엔진부)에 위치해 있다. 그리고 LH, RH 마운트의 경우는 차체에 직접 연결되어 있다. Fig. 7a의 Y 방향의 경우 LH 마운트 진동이 다른 곳보다 작는데 이는 X축 상에서 엔진을 보았을 때 LH 마운트 위치가 엔진 회전중심에 가깝기 때문이다. 2000 rpm 이하 영역에서 FR, RR 마운트 진동이 작은 이유는 크랭크샤프트 근처에 있는 토크롤축(낮은 rpm 영역에서는 회전중심 임)이 FR, RR 마운트 위치와 합

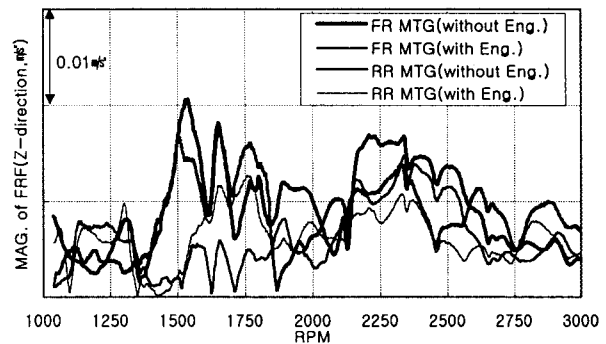
계 Y 방향에 대해 일직선화 되어있기 때문으로 여겨진다. Fig. 7(b)의 Z 방향 진동의 경우 LH, FR, RR, RH순으로 진동이 크며 rpm 따라 점진적으로 증가한다. Z 방향 진동의 경우는 엔진의 불평형 관성력(inertial imbalance)이 주 진동원이며 RH 마운트의 경우 피스톤 운동을 하는 엔진 바로 옆에 있으며 RH 측에서 좌측(X, TM)방향으로 멀어질수록 진동이 작아진다. Fig. 7(a)와 (b)의 Y, Z 방향을 상호 비교하였을 때 전반적으로 Z 방향의 진동이 Y 방향에 비해 약 5~10 dB이상 크며 rpm이 증가할수록 진동 크기의 차이가 심화된다. 이는 참고문헌 (3)과 (8)에서도 언급되었듯이 일반적으로 낮은 rpm 영역에서는 피스톤 왕복질량과 폭발성분에 의한 엔진의 2차 토크 성분이 추가되어 엔진이 X 축을 중심으로 회전 운동을 하고, 높은 rpm 영역에서는 엔진의 2차 성분인 불평형 관성력이 주 진동 원인이 되어 Z 방향 진동이 커지기 때문이다.

## 5.2 차량 진동

Fig. 2의 일련의 계산과정을 MATLAB S/W를



(a) Y-direction



(b) Z-direction

Fig. 8 Transfer functions for trimmed body with/without engine

이용하여 프로그램화 하였으며, 이에 대한 검증을 수행하였다. 우선 차체 진동 데이터 취득을 위하여 차체가진 시험을 실시하였다. Fig. 8은 엔진 탈거/장착 조건에서 시험을 통하여 얻은 결과 중 전달 특성이 큰 FR, RR 마운트 Y, Z 방향에 대해서 나타내었다. 여기서 수평축의 경우 C2 성분을 기준으로 표현하였다. Y 방향의 경우는 엔진 탈거 시나 장착 시 모두 유사한 전달 특성을 갖는다. 그러나 Z 방향의 경우는 많은 차이를 보이며 특히 1500~1800 rpm 사이에서 심하다. 이는 엔진의 자중이 Z 방향으로 작용되어 정적 평형상태가 틀려지면서 차체 구조물 시스템 특성 들이 변경되었기 때문이다. 이와 같은 전달 특성의 차이는 실제 차량진동 예측 결과에도 영향을 줄 것으로 예측된다.

Fig. 9는 본 연구에서 개발된 프로그램을 이용하여 계산된 차체 토우팬 진동 결과와 시험치를 비교한 그림이다. Fig. 9에서 진한 굵은 선은 엔진이 장착된 상태에서 엔진 rpm 스위프 시 운전석 토우팬 Z 방향 진동을 실차 상태에서 측정된 C2 결과이며 옅은 굵은 선은 본 연구에서 개발된 프로그램을 이용하여 예측한 결과이다. 이때 엔진진동은 Fig. 5 조건에서 측정하였으며 ODS 피팅법으로 엔진진동을 예측하고 이 데이터와 엔진 탈거 상태에서 측정된 Fig. 8의 차체전달함수 데이터를 이용하였다. 그림에서 보면 절대적 진동 크기는 다소 차이가 있으나 2000 rpm 영역을 제외한 1600, 2400, 2650 rpm 영역에서 진동이 커지는 경향성이 동일함을 알 수 있다. 예측결과에서는 없고 시험데이터에서만 나타나는 2000rpm 영역의 진동성분은 본 연구에서 고려되고 있는 12가지(각 마운트당 3성분씩 4 마운트) 전달경로 외에서 발생되고 있는 것으로 추측된다. Fig. 9의 결과로 미루어 본 연구에서 개발된 프로그램은

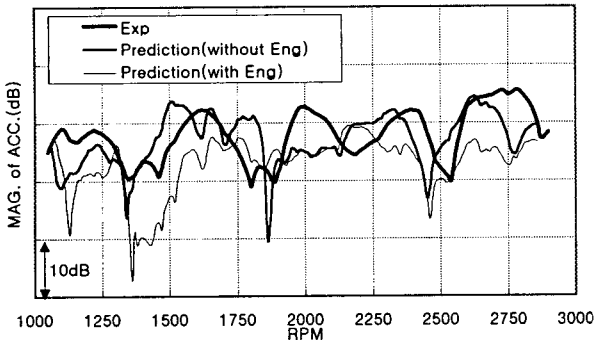


Fig. 9 Effects of body transfer functions

합리적으로 시험데이터를 예측하며 이를 이용하여 차체 전달경로에 대한 기여도 분석에 의미있는 결과를 얻을 수 있다. Fig. 9에서 가는 실 선은 엔진이 장착된 상태에서 얻어진 차체 전달함수 데이터를 이용한 결과로 엔진이 탈거된 경우보다 시험치와의 오차가 크다. 이와 같은 결과는 차체의 전달특성 측정 시 엔진을 탈거시켜 측정하는 것이 바람직함을 보여준다.

Fig. 10은 엔진데이터 취득 시 차체 고정방법의 차이에 의한 효과를 본 그림이다. 차체를 Fig. 5와 같이 고정시켰을 경우와 고정시키지 않은 상태에서 측정된 엔진진동 차이는 Fig. 6에서와 같은 결과를 보이며 이에 대한 영향이 Fig. 10에서 보여지고 있다. 앞서 예측된 바처럼 엔진진동 측정 시 고정조건에 따른 차이는 1000~3000 rpm 영역에서는 미미함을 알 수 있다.

Fig. 11은 본 연구에서 고려된 12가지 전달경로 중 기여도가 큰 4가지를 보여준 그림이다. 여기서도 Fig. 5의 조건에서 측정된 엔진 데이터를, 엔진 탈거 상태에서 측정된 차체 진동 데이터를 이용하였다. Total sum은 12가지 경로를 통하여 토우팬 Z 방

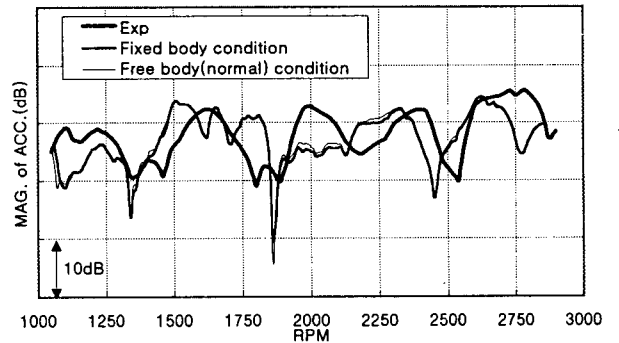


Fig. 10 Effects of engine vibration data

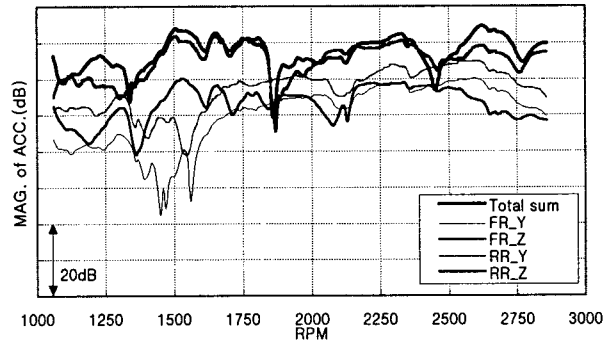


Fig. 11 Contributions of vibration transfer paths



향으로 전달되는 진동량 총합을, 기타 선들은 총합에 대한 기여 성분들을 의미한다. 여기서 RR 마운트 Z 방향 기여도가 진동량 총합에 결정적 영향을 주고 있다. RR 마운트 Z 방향 기여 성분이 부분적으로 진동량 총합보다 커지는데 이는 총합이 기여 성분들의 복소 벡터 합으로 이루어져 있기 때문이다. FR, RR Z 방향 사이에 엔진진동치와 차체 전달 특성들의 차이가 적은데도 RR 마운트 기여 성분이 특히 큰 것은 RR 마운트 방진고무 강성이 FR의 경우보다 약 4배( $K_{zz}$ 의 경우 FR 마운트 강성 값이 6.25 kgf/mm, RR는 24.67 kgf/mm) 크기 때문이다. Y 방향의 경우 약 2000 rpm 이상부터 FR, RR 마운트의 기여도가 커지는데 이는 Fig. 8a에서 보이듯이 2250~2700 rpm 사이에서 차체 진동 전달 특성이 크기 때문이다. 이들의 결과를 종합해 볼 때 본 연구의 차량에서 엔진 마운트를 통해 차체 토우팬으로 전달되는 진동을 감소시키기 위해서는 RR 마운트 방진고무 강성을 변경시키거나 FR, RR 마운트에서 차체 토우팬까지 전달되는 차체 진동 특성을 감소시키는 것이 바람직함을 알 수 있다.

## 6. 결 론

시험을 통한 벡터합성법으로 직렬 4 실린더 가솔린 엔진이 횡 탑재된 승용차(SM520) 모델에 대하여 엔진 진동 가진력에 의해 발생하는 차량진동 연구를 수행하였다. 엔진진동은 rpm 스위프 시 엔진 표면에 7개의 가속도 센서를 부착하여 강제진동 ODS 데이터를 얻었다. 이를 표준방정식법으로 ODS 피팅하여 임의의 모든 엔진 표면에서 진동을 예측할 수 있도록 하였다. 엔진진동 ODS 추출시험 시 차체의 탄성 진동이나 헨가계 진동 등에 의해 발생할 수 있는 오차성분을 알아보기 위해 차체를 고정된 경우와 고정하지 않은 경우에 대해서 시험하였으며 이들의 차이가 미소함을 보였다. 차체에서 마운트-토우팬 진동 전달함수 추출을 위하여 가진기를 토우팬에 상하방향으로 설치하고 가진시키며 12경로에 대한 전달함수를 측정하였다. 차체시험 시 엔진 탈/장착에 따른 영향을 보기 위하여 두 가지 조건에 대해 시험하였으며 엔진 탈거 상태의 전달함수 데이터가 장착상태보다 정확한 토우팬 진동을 예측함을 보였다. 기 측정된 엔진진동, 차체 마운트-토우팬 전달함수와 엔진 마운트 방진고무 데이터를 이용하여 차체의 토우팬 진동을 계산하였으며 합리적으로 시험치를 예측

하였다. 또한 이를 이용하여 12개의 진동전달경로에 대한 기여도 분석을 실시하였으며 본 연구에서 사용된 모델(SM5)의 경우는 RR 엔진마운트 진동에 의한 기여도가 가장 큼을 보였다. 추후 본 연구에서 개발된 프로그램을 이용하여 기타 모델에 대한 분석도 가능하며 또한 차량 개발단계에서 엔진마운트 강성, 위치, 방향 설정 최적화에 유용하게 이용될 수 있다.

## 7. 후 기

엔진진동시험과 차체 가진시험 시 도움을 준 박기효, 김준, 강기호 사우께 감사 드립니다.

## 참 고 문 헌

- (1) M. Isamu, N. Yasuji and A. Katsuyoshi, 1983, "On Noise and Vibration from Engines Transversely Installed in Front Wheel Drive Cars," JSAE Review, pp. 24~31.
- (2) T. Kazuhiro, K. Kunio, K. Tsukio, and M. Noriaki, 1985, "A Study of Noise in Vehicle Passenger Compartment During Acceleration," SAE Paper 850965, pp. 27~34.
- (3) P. E. Geck and R. D. Patton, 1984, "Front Wheel Drive Engine Mount Optimization," SAE Paper 840736, pp. 123~134.
- (4) D. M. Ford, 1985, "An Analysis and Application of a Decoupled Engine Mount System for Idle Isolation," SAE Paper 850976, pp. 133~142.
- (5) J. Bretl, 1993, "Optimization of Engine Mounting Systems to Minimize Vehicle Vibration," SAE Paper 931322, pp. 475~482.
- (6) 황인수, 지상현, 고병식, 1996, "Lanos의 Engine Mount의 최적설계," 제어자동차 시스템공학회지, Vol. 2, No. 6, pp. 14~19.
- (7) 박철희, 오진우, 1998, "차체의 탄성진동을 고려한 4기통 엔진 고무마운트의 최적설계," 한국자동차공학회논문집, 제 6 권, 제 1 호, pp. 163~181.
- (8) H. Hata and H. Tanaka, 1987, "Experimental Method to Derive Optimum Engine Mount System for Idle Shake," SAE Paper No. 870961, pp. 121~130.
- (9) J. Crowley, D. L. Brown, and G. T. Rocklin, 1986, "Uses of Rigid Body Calculations in Test," IMAC Conference, pp. 487~493.