

Powertrain에 의한 차량실내소음 예측을 위한 엔진 가진력 해석에 관한 연구[#]

Analysis of Excitation Forces for the Prediction of the Vehicle Interior Noise by the Powertrain

이 주 형* · 이 상 권† · 김 성 종** · 김 태 용*

Joo-Hyung Lee, Sang-Kwon Lee, Sung-Jong Kim and Tae-Yong Kim

(2006년 9월 26일 접수 ; 2006년 12월 1일 심사완료)

Key Words : Powertrain(파워트레인), Gas Force(연소힘), EMA(진동모드해석), RMA(주행모드해석), FEM(유한요소법), Dynamic Analysis(동적해석)

ABSTRACT

The objective of this paper is to get excitation forces of the engine at each of the brackets for the prediction of the vehicle interior noise by the powertrain. A powertrain geometry model is produced by CATIA and its FE model is made by MSC/Patran. A vibration mode analysis and a running mode analysis are experimentally implemented. After getting a satisfied MAC value by doing a correlation about a measured mode analysis value and analyzed value through MSC/Nastran software, all components are assembled through MSC/ADAMS software which is a dynamic analysis tool. We can predict the vibration of brackets which is the last points to occur the force of the engine combustion by analyzing the combustion force produced by engine mechanism.

기 호 설 명

A_p : 피스톤 면적

F_p : 실린더 축 방향에 대해 피스톤에 작용하는 관성력

L : 피스톤 핀의 중심에 대한 크랭크 핀 중심의 거리

M_p : 왕복 질량

Ω : 크랭크 축의 각주파수 = $2\pi N$

P : 연소 압력

ϕ : 실린더 축에 대한 커넥팅로드 축의 각도

R : 크랭크 핀의 중심에 대한 크랭크 축 중심의 거리

\dot{S} : 피스톤의 가속도

T_p : 연소 압력에 의한 토크

θ : 실린더 축에 대한 크랭크 축의 각도

V : 체적

Z : $-M_p \Omega^2 R$

1. 서 론

자동차의 기술이 발전하면 할수록 좀 더 정숙하고 편안한 자동차가 개발되어 출시되고 있고 자동차를 이용하는 소형차 소유자와 더불어 거의 모든 자동차 소비자들도 자동차에서 더 높은 수준의 정숙성을 요구

† 책임저자; 정회원, 인하대학교 기계공학과

E-mail : sangkwon@inha.ac.kr

Tel : (032)860-7305, Fax : (032)868-1716

* 정회원, 인하대학교 대학원 기계공학과

** 인하대학교 대학원 기계공학과

이 논문은 2006 추계 소음진동 학술대회에서 우수논문으로 추천되었음.

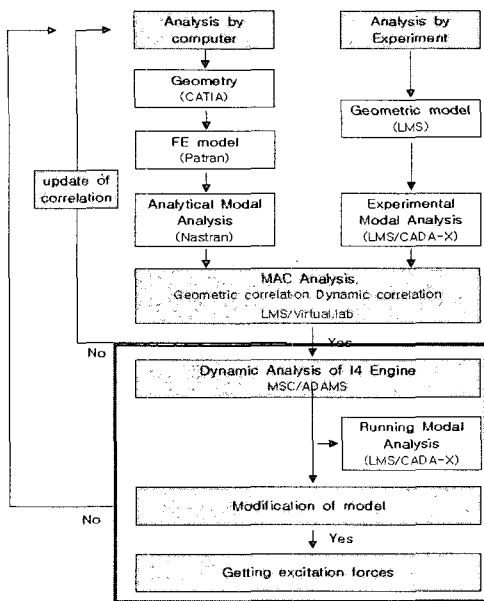


Fig.1 Flow chart for getting the force of a powertrain

하고 있다. 이러한 이유로 자동차의 진동 및 소음을 저감시키기 위한 연구가 현재 더욱 활발히 진행되고 있고 해가 갈수록 주기가 짧아지는 신차의 개발에 맞추어 진동 분야도 신속히 개발되어야 하는 실정이다.

이에 엔진 마운트, 프레임, 차량 바디 등 구조기인에 의한 진동 저감을 위해 해석에서 꼭 필요한 엔진의 가진력을 구하고자 실차의 엔진을 모델링하고 동역학 해석 툴인 ADAMS를 이용하여 실차 test를 통해 얻은 실험값에 맞추어 검증은 거쳐 브라켓에 미치는 힘을 해석함으로써 엔진이 연소에 의해 만들어내는 가진력을 예측해 보고자 한다.

이 연구는 차량실내소음 예측을 위해 FE 해석에서 실험값에 대해 MAC correlation을 통해 검증된 모델을 바탕으로, ADAMS를 이용하여 dynamic analysis를 수행하고 연소에 의해 브라켓에 미치는 힘을 해석하는 데 주안점을 두었다.

연구에 사용된 모델은 SUV(2188 cc, AT)차량이며, Fig. 1은 이 연구의 flow chart를 나타낸다.

2. 진동측정실험

시스템의 동적 특성을 가장 잘 반영하는 고유진동수를 파악하고, 검증된 해석 모델을 얻기 위해 진동 모드시험을 수행하였다. 또한, 주행모드시험을 통하여

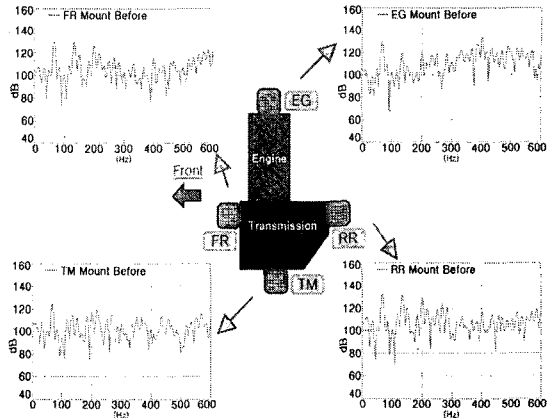


Fig. 2 A acceleration value of each bracket at 2000 rpm

주행시 나타나는 진동값과 공진점을 측정하여 모델의 특성을 파악하도록 하였다^(2,3).

2.1 고유진동모드 측정

파워트레인에 대해서 총 16개의 point를 선정하여 free-free 상태에서 가진기로 셰이커(shaker)를 이용하여 실험하였다. 각 components에 대해 시험물의 가진은 임펄스 해머를 사용하였고, 엔진블록을 비롯하여, 베드 플레이트, 크랭크축, 오일 웬을, 미션에서는 housing 부분을 실험하여 고유진동모드실험을 수행하였다.

2.2 주행모드 측정

(1) 엔진 브라켓의 주행모드 측정

엔진 브라켓은 엔진에 1개, 트랜스미션에 3개가 부착되어 있는데 각 브라켓에 ICP 타입의 센서를 설치하여 주행 시 vertical 방향에 대해서 가속도 값을 측정하였다. 데이터 측정은 idling 상태에서 4000 rpm까지 2단 완가속으로 하였으며, 엔진 마운트를 reference로 설정하였다⁽⁴⁾.

(2) 주행모드 측정 결과

Fig. 2는 2000 rpm에서 측정된 가속도 값이다. 직렬 4기통 엔진의 2nd order와 그의 하모닉 order에 대해서 보아야 하는데 67 Hz, 134 Hz, 201 Hz에서 order 성분이 관측되고 있음을 알 수 있다.

3. Geometry와 유한요소모델의 제작과 해석

3.1 Geometry 모델링

엔진 연소 가진력이 브라켓에 전달되는 힘을 예측하기 위하여 해석 모델을 만들어야 하는데, 그 첫 단계로 실 모델에 근거하여 CATIA를 사용하여 파워트레인을 제작하였다. Fig. 3은 파워트레인의 전체 모습과 주요 components를 나타내고 있다. 그림에서는 나타나지 않지만 이외에도 마운트 브라켓과 피스톤 핀, 그리고 트랜스미션 기어 등이 제작되었다.

3.2 유한요소 모델링 및 해석

실차의 geometry를 이용하여 MSC/Patran에서 유한요소해석을 위해 meshing 작업을 수행하였다. Fig. 4는 유한요소모델로 작업된 파워트레인을 나타낸다.

모델링된 파워트레인에 대해 실차와의 타당성을 검증하기 위해 MSC/Nastran을 이용하여 유한요소 모델에 대해 고유 진동수와 모드 벡터를 구하였고, 이를 실험에서 구한 모드 해석 값과 비교하는 MAC correlation을 통해 객관성을 검증하였다⁽⁵⁾.

ADAMS에서 각 component들을 어셈블리 하기 위해서는 연결되는 대상간에 일치되는 local coordinate (marker)나 node 또는 RB(rigid body)라는 point가 있어야 한다. 따라서 MSC/patran에서 meshing 작업 시 피스톤 핀과 커넥팅 로드의 small end부분, 커넥팅 로드의 big end부와 크랭크샤프트의 크랭크 부분과 같이 연결이 필요한 곳과 그 외의 볼트로

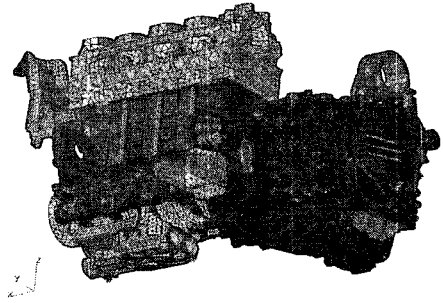
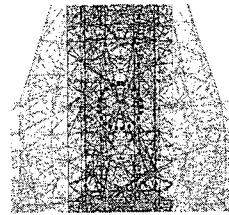
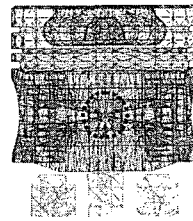


Fig. 4 A FE model of powertrain



(a) Connecting rod-crankshfat



(b) Pistonpin-connecting rod

Fig. 5 connection point made to the RB

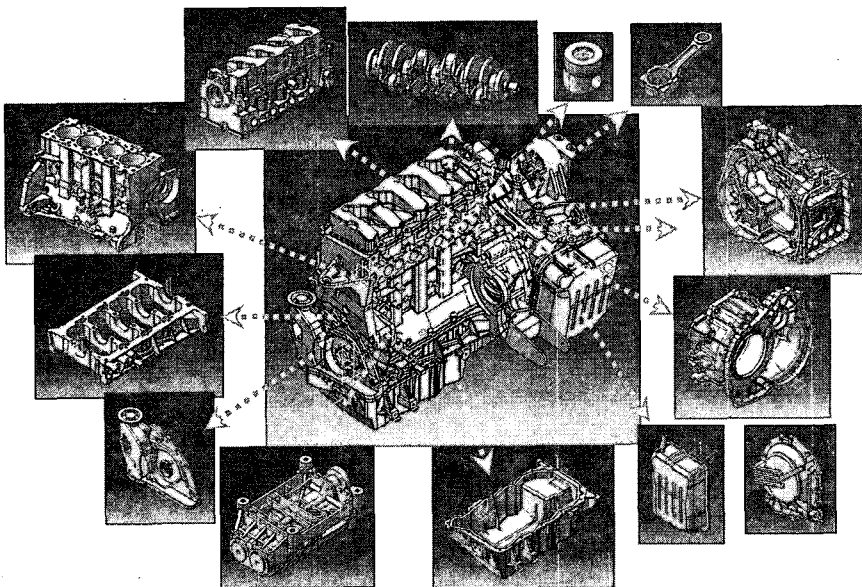


Fig. 3 The geometry model of powertrain

체결되는 부분에 대해서는 RB로 연결부의 각 노드를 묶어주었다. Fig. 5는 components를 연결하기 위해 작업된 RB이다.

모드해석과 RB 작업된 component는 MSC/nastran에서 재질에 따른 물성치 입력과 normal mode 해석을 수행하여 *.mnf 파일로 변환되고 ADAMS에서 어셈블리 된다. 어셈블리 된 파워트레인 모델을 Fig. 6에서 나타내고 있다.

4. Component의 어셈블리와 동역학 해석 이론

4.1 ADAMS에서의 어셈블리

연소에 의해 피스톤을 누르는 힘이 브라켓까지 전달되는 것은 연소에 의한 것이 대부분이지만 실제로 열과 마찰에 의한 영향도 있다. 연소 시 엔진에 열이 발생되어 고온으로 올라갈 경우 급속으로 이루어진 엔진은 미소의 변형을 일으키게 된다. 또한 마찰로 인해서 열이 발생되고 동력에도 손실이 있는데 이러한 것으로써 피스톤과 실린더 라이너 사이에 발생하는 슬랩(slap) 현상, 베어링으로 연결된 부위에 발생하는 마찰과 열, 그리고 밸런스 샤프트와 미션의 기어가 있다. 이 연구에서는 피스톤에서 발생하는 마찰에 대해 정마찰력과 동마찰력을 rpm에 따라 적용하였고⁽⁶⁾, 크랭크축과 엔진 블록, 베드 플레이트

사이에 사용되는 베어링에 대해서는 실험값과 비교하여 강성과 댐핑을 조절하였다. 다른 부위에서 발생하는 마찰과 열에 대해서는 매우 작다고 가정하여 무시하였다. 또한, 토셔널 댐퍼와 플라이휠에 의해서 크랭크축의 토셔널 force가 저감되나 크랭크축에 fixed하다고 가정하였다⁽⁷⁾. Fig. 6은 어셈블리 된 powertrain의 연결부 결합상태를 보여준다⁽⁸⁾.

(1) Joint

베어링과 마운트는 bushing joint를 사용하여 연결하였는데, bushing joint는 움직이는 두 파트 사이에 있는 좌표간에 translational과 rotational 방향에 대한 변위를 선형적으로 나타낸 함수이다. 연결부위에 stiffness와 damping coefficient를 적용해주어 두 파트간에 발생하는 가속도값과 힘을 해석하였다. Fig. 7은 ADAMS에서 사용된 bushing joint에 관한 식이다.

다른 component에 대해서는 Fig. 6과 같이 연결하였으며, 기어는 coupler joint를 사용하였다.

경계조건은 마운트 브라켓이 엔진 마운트에 결합되는 점과 space에 대해서 bushing joint로 연결하여 구성하였다.

(2) Force Preload

베어링에는 크랭크샤프트와 피스톤, 피스톤 핀, 커

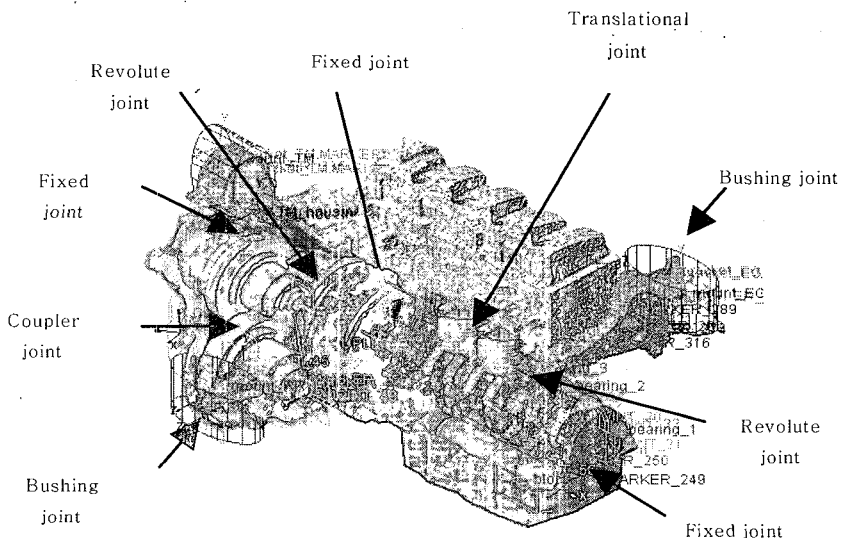


Fig. 6 A assembly model of a powertrain

넥팅 로드 각각 4개의 무게를 고려하여 이를 5개의 베어링에 균등하게 preload로 입력하였다. 파워트레인에 대해서는 모든 무게를 고려하여 이를 4개의 마운트에 각각 적용하여 preload를 입력하였다.

4.2 엔진 가진력에 대한 동역학 해석 이론

파워트레인을 진동시키는 주된 가진원은 피스톤을 누르는 연소힘과, 피스톤과 커넥팅 로드와 연결되는 부분에 reciprocating mass에 의한 관성력에 의해서이다⁽⁹⁾.

(1) 연소힘과 엔진 작용 Function

엔진의 연소압과 피스톤의 보어 직경을 이용하여 피스톤을 누르는 힘을 계산하였다. 연소각은 TDC를 기준으로 -90~180이며, 최고 연소각은 rpm에 따라 aTDC 8~12° 범위 내에서 조정하였다. 이러한 메커니즘에 따라 AX, Step, MOD함수를 적용하여 엔진 작용 function을 구성하였다. Fig. 8은 파워트레인에 적용된 연소힘 그래프이다⁽¹⁰⁾.

(2) 관성력

가. Single 실린더 엔진의 불균형 힘

연소시 발생하는 힘은 피스톤의 왕복운동, 커넥팅 로드와 big end부와 크랭크 부분간의 회전력, 연소된 가스의 가속력이 있는데 회전력은 conter-weight으로 상쇄되고 연소 가스의 가속력은 매우 작으므로 무시된다고 하면, 피스톤의 왕복운동이 single 실린더 엔진의 주된 불균형 힘이 된다. 피스톤 운동에서

발생되는 힘은 피스톤 위치 S 의 가속도 값으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_p M_p \ddot{S} = -M_p \Omega^2 R(\cos\theta + \frac{R}{L} \cos 2\theta) \quad (1)$$

따라서 피스톤의 불균형 왕복 운동에 의해 발생하는 힘은

$$F_a = -F_p = Z(\cos\theta + \frac{R}{L} \cos 2\theta) \\ = Z \cos\theta + Z \frac{R}{L} \cos 2\theta \quad (2)$$

위 식의 첫 번째 항이 1차 오더 관성력, 둘째 항이 2차 오더 관성력인데 1차 오더 관성력은 한 회전동안 1회 반복되고, 2차 오더 관성력은 1차 오더 관성력의 두 배로 회전하므로 2회 반복된다.

나. 직렬 4기통 엔진의 불균형 힘

식 (2) $F_a = Z(\cos\theta + \frac{R}{L} \cos 2\theta)$ 에서 4개의 피스톤이 있으므로 피스톤을 각각 $\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4$ 라 하면

$$\sum F_a = Z(\cos\theta_1 + \cos\theta_2 + \cos\theta_3 + \cos\theta_4) \\ + Z \frac{R}{L} (\cos 2\theta_1 + \cos 2\theta_2 + \cos 2\theta_3 + \cos 2\theta_4) \quad (3)$$

1차 오더에서 $\theta_2 = \theta_1 + \pi, \theta_3 = \theta_1 + 2\pi, \theta_4 = \theta_1 + 3\pi$, 2차 오더는 1차 오더보다 2배 속도로 회전하므로 $2\theta_2 = 2(\theta_1 + \pi), 2\theta_3 = 2(\theta_1 + 2\pi), 2\theta_4 = 2(\theta_1 + 3\pi)$ 이다. 식 (3)에 넣어 정리하면 1차 오더의 1번, 2번 피스톤과 3번, 4번 피스톤이 연소하면서 서로 상쇄(부호가 반대)되어 힘의 균형이 이루어지지만, 2차 오더에 대해서는 1차 오더의 2배로 회전하면서 같은 방향으로 힘이 발생되기 때문에 서로 sum이 되어 4배의 힘이 발생된다. 따라서 직렬 4기통 엔진의 불균형

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ T_x \\ T_y \\ T_z \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} K_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & K_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & K_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \\ a \\ b \\ c \end{bmatrix}$$

$$- \begin{bmatrix} C_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{v}_x \\ \dot{v}_y \\ \dot{v}_z \\ \dot{\omega}_x \\ \dot{\omega}_y \\ \dot{\omega}_z \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ T_1 \\ T_2 \\ T_3 \end{bmatrix}$$

Fig. 7 Bushing matrix

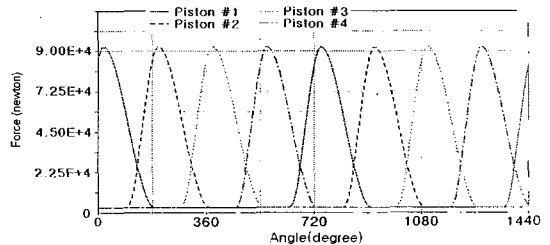


Fig. 8 Gas force of in-line 4 engine

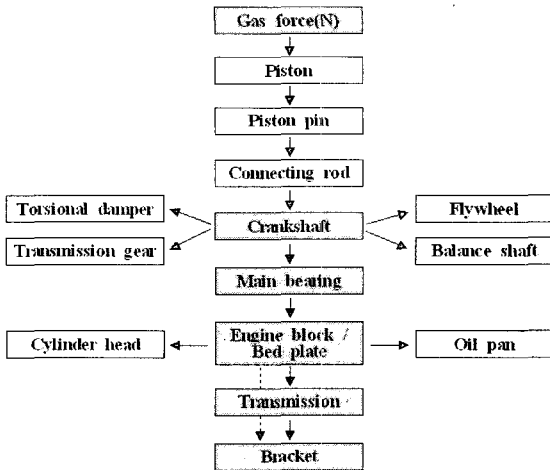


Fig. 9 the transfer path of gas forces

힘의 식은 다음과 같다.

$$F_o = 4Z \frac{R}{L} \cos 2\theta_1 \quad (4)$$

직렬 4기통 엔진은 수직방향과 롤링 방향으로 2차 모드의 진동이 있다. 이것을 막기 위해 counter-balancing system이 사용되는데, 두 개의 축 위치에 따라 진동의 양을 얼마나 줄이느냐가 결정된다. 여기에 사용되는 방법에는 shake force를 제거해주는 lanchester 밸런스 샤프트와 모멘트를 제거하는 MMC 밸런스 샤프트가 있는데, 이 연구에서 사용된 차량에는 수직힘을 잡아주는 lanchester 타입의 밸런스 샤프트가 사용되었다.

실차에 기초하여 제작된 모델을 이용하여 MSC/ADAMS에 의한 multi-body simulation을 구현함으로써 연소힘과 관성력에 의한 엔진 가진력을 해석할 수 있다⁽¹¹⁾. Fig. 9는 엔진의 연소에서 파워트레인에 부착되어 있는 브라켓까지 힘의 전달 경로를 나타내주는 도표이다.

5. RMA와 ADAMS 해석 검증

5.1 브라켓에서 진동값 비교

ADAMS에서 해석된 값을 검증하기 위해서 RMA에서 브라켓에 측정된 진동값을 ADAMS에서 각 브라켓에 측정된 값과 각각 비교하였다⁽¹²⁾. Fig. 10은 ADAMS에서 파워트레인 모델을 해석하는 모습을 나타내고 화살표는 힘의 방향과 크기를 나타낸다.

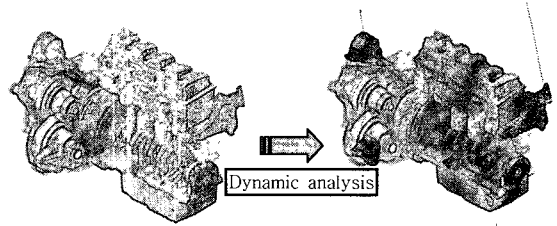


Fig. 10 A force analysis of a powertrain in ADAMS

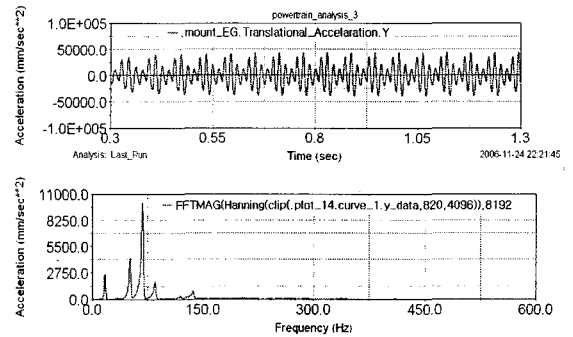


Fig. 11 Acceleration and FFT value of EG bracket at 2000 rpm

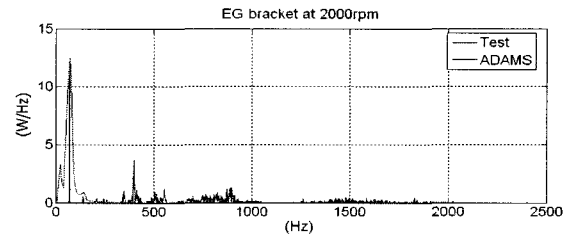


Fig. 12 Comparisons between test and ADAMS analysis with respect to EG bracket

(1) rpm 측정

ADAMS에서 해석된 모델에 대해서 우선 rpm을 확인하여야 한다. 피스톤 하나를 선정하여 수직방향에 대해서 피스톤이 시간에 대해서 움직인 변위를 측정하여 FFT를 취하면 초당 움직인 횟수를 알 수 있고 이것을 이용하여 rpm을 측정하였다. 시뮬레이션 조건은 초당 4096번의 step을 갖도록 하였고, sampling frequency는 4096 Hz이다.

(2) 브라켓에서 가속도 값 해석

Test를 통해 얻어진 각 브라켓에서의 가속도 값과 비교하기 위해서 우선 각 브라켓에서 수직방향에 대해 가속도값을 해석하여 FFT 취하였다. Fig. 11

은 2000 rpm, EG 브라켓에서 time domain에 대해 가속도 값을 해석한 것과 이를 FFT 취한 것이다.

(3) Test값과 ADAMS 해석값의 비교

Fig. 11에서 EG 브라켓에서 해석된 가속도 값과 test에서 같은 브라켓에서 얻어진 가속도 값을 비교하였다. Fig. 12는 이 두 값에 대해 PSD(power spectral density)를 구하여 나타낸 것인데 2nd order(67 Hz)에 대해서 값이 잘 일치하는 것을 볼 수 있다.

이와 같은 방법으로 1000 ~ 4000 rpm까지 500 rpm 단위로 test에서 얻어진 값과 ADAMS해석에서 얻어진 값을 비교 및 검증하였다.

(4) 2nd Order값 해석

위와 같이 rpm별로 각 브라켓에 대해 비교 및 검증된 데이터에 대해 2nd order값을 추출하고, Fig. 13과

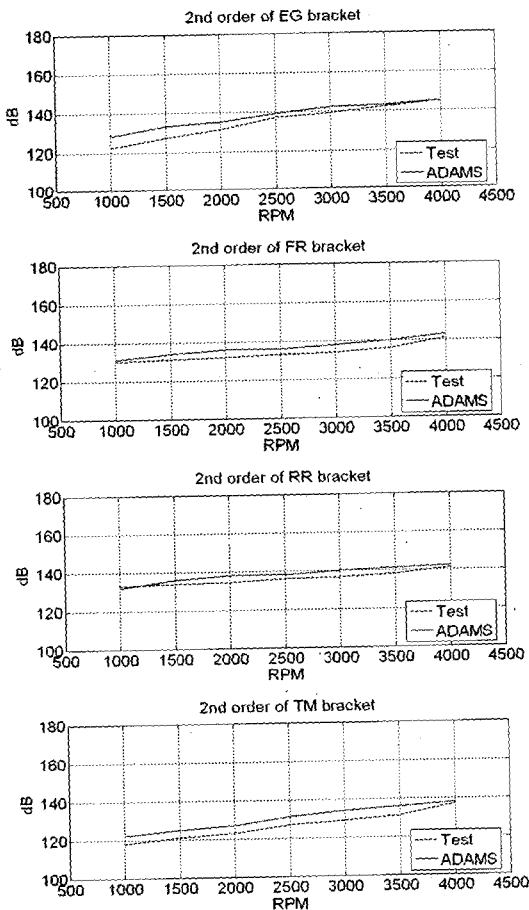


Fig. 13 Comparisons between RMA and ADAMS

같이 1000 ~ 4000 rpm에 대해 500 rpm간격으로 식 (5)를 이용하여 dB 값으로 test와 ADAMS를 이용해 측정 및 해석된 가속도 값을 나타내었다.

$$dB(m/s^2) = 20 \times \log \frac{a}{a_0} \quad (\text{Reference } a_0 = 10^{-6} (m/s^2)) \quad (5)$$

대체적으로 test와 ADAMS 해석값의 경향이 비슷한 것을 확인하였다. 모든 브라켓에 대해서 평균적으로 약 3 dB의 차이를 보였다.

이렇게 오차가 나는 이유에는 여러 가지가 있을 수 있는데, 주행모드해석의 특성상 노면으로부터 오는 가진력이 차량의 서스펜션과 프레임의 마운트에 의해 어느 정도 흡수되나 이것이 통과되어 차량의 바디, 프레임 등에 전달되어서 브라켓에서 진동값 측정시 신호가 중첩될 수 있을 것으로 보이고, 엔진이 많은 요소들로 어셈블리 되어 있으므로 엔진의 가진력이 다른 component를 통해 브라켓으로 전달되면서 결합 부분의 댐핑 작용에 의해 크기가 변할 수 있다. 또한, 파워트레인 모델링에서 발생한 오차의 원인이 있을 수 있고, 엔진 해석시 가정하였던 열과 마찰에 의한 영향도 있다. 끝으로 배어링과

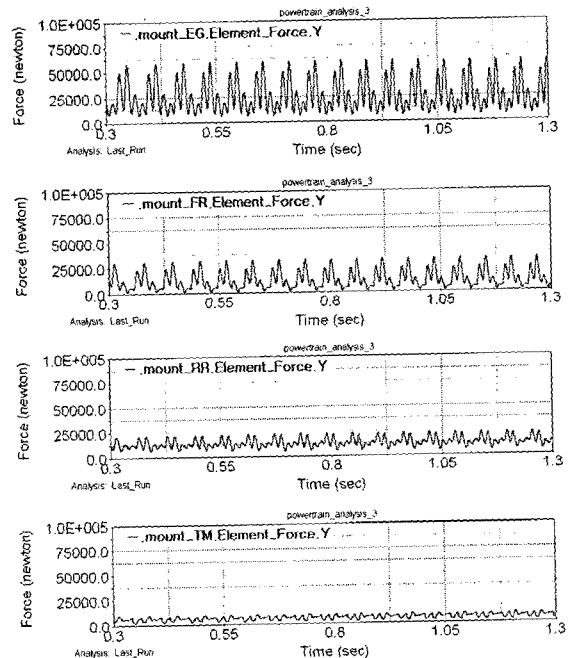


Fig. 14 Force applied to each bracket with respect to vertical direction at 2000 rpm

마운트의 강성값과 댐핑값의 조정에서 발생한 오차가 원인이 될 수도 있다.

5.2 브라켓에 전달되는 힘 해석

Fig. 14는 2000 rpm에서 각 브라켓에 미치는 힘을 해석하여 나타낸 것이다.

6. 결 론

(1) RMA vs ADAMS

주행모드시험과 ADAMS에서 해석한 브라켓의 진동값의 비교에서 평균적으로 약 3 dB의 차이를 보였으나, 그 경향은 대체적으로 비슷한 것을 확인하였다.

(2) Powertrain에 의한 Force 예측

기준치 이상의 MAC value와 RMA에서 측정된 값과 ADAMS 해석값 비교에서 보여준 경향은 브라켓에 미치는 힘을 예측할 수 있게 해주었다. 이것을 이용하여 Structure borne noise 연구에 활용이 가능할 것으로 판단된다.

(3) Powertrain 진동에 다양한 Source 제공

이 연구에서 제작된 모델을 바탕으로 ADAMS에서 해석되는 다양한 값들을 이용하여 브라켓에 전달되는 힘뿐만 아니라, translational/ angular displacement, velocity, acceleration, translational force, torque, kinetic energy, moment와 같은 source를 이용하여 powertrain에 의한 진동 연구에 활용할 수 있을 것으로 생각된다.

후 기

이 연구는 산업자원부의 powertrain 진동 simulation 기반 기술 개발(과제번호 33135-01) 연구비로 진행되었습니다.

참 고 문 헌

(1) Seki, Y. and Suzuki, T., 2001, "How to Predict Powertrain Vibration at the Engine Mounting Points under Running conditions", SAE 2001-01-1592.

(2) Lee, S. K., 2001, "Vibration Power Flow and its Application to a Passenger Car for Identification of Vibration Transmission Path", SAE, 2001-01-1451.

(3) Wychaert, K. and Van der Auweraer, H., "Operational Analysis, Transfer Path Analysis, Modal Analysis: Tools to Understand Road noise Problem in Cars", SAE Paper 951751.

(4) 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.

(5) Blakely, K., 1991, "Updating MSC/Nastran Models to Match Test Data", Proceedings MSC World Users Conference.

(6) Wong, Victor W. and Sekiya, Y., 1994, "A Numerical Model of Piston Secondary Motion and Piston Slap in Partially Flooded Elastohydrodynamic Skirt Lubrication", SAE 940696.

(7) Honda, Y. and Saito, T., 1987, "Dynamic Characteristics of Torsional Rubber Dampers and Their Optimum Tuning", SAE, 870580

(8) MSC/ADAMS Basic Full Simulation Package Training Guide, 2005, MSC Software Corp., USA

(9) Taylor, C. F., 1995, "The Internal Combustion Engine in Theory and Practice", Vol. 2, Chp. 8, M.I.T PRESS.

(10) Richard van Basshuysen and Fred Schafer, 2002, "Internal Combustion Engine, Handbook", pp. 51~56, SAE.

(11) Diemer, P. and Hueser, M. G., 2003, "Aspects of Powerplant Integration with Emphasis on Mount and Bracket Optimization", SAE, 2003-01-1468.

(12) Yamanoychi, K. and Yamashita, K., 1994, "Application of Predictive Noise and Vibration Analysis to the Development of a New Generation Lightweight 3-Liter V6 Nissan Engine", SAE, 940993.