

# 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

이주형\* · 이상권† · 김성종\*\* · 김태용\*\*

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

**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. A powertrain geometry model is produced by CATIA and its FE model is made by MSC/Patran. A vibration mode analysis which makes us know the natural frequency and mode shape and a running mode analysis which measures the mode shape as a relative displacement about one reference point by measuring the acceleration of each bracket to take a place at the running vehicle 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

- $F_p$ : inertia force acting on
- $M_p$ : reciprocating mass
- $T_p$ : torque due to gas pressure
- $P$ : gas pressure
- $V$ : volume
- $A_p$ : piston area
- $\ddot{S}$ : piston acceleration
- $\Omega$ : crankshaft angular frequency= $2\pi N$
- $R$ : center of crankshaft to center of crankpin
- $L$ : center of crankpin to center of piston pin
- $\theta$ : crank angle, referred to reference-cylinder axis
- $\phi$ : connecting-rod axis to cylinder axis
- $Z$ :  $-M_p \Omega^2 R$

#### 1. 서론

자동차의 기술이 발전함에 따라 소형차 소유자와 더불어 거의 모든 자동차 소비자들이 자동차에서 더 높은 수준의 정숙성을 요구하고 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 한다. 여기에 기존의 prototype 방식의 연구 개발은 시간, 비용, 인적 차원에서 많은 에너지를 요구하고 있어서 현재 많은 자동차 회사들이 유한요소법에 기인하여 구조해석과 변경을 수행하고 있다. 하지만 강제진동시 사용되는 엔진의 연소에 의한 가진력은 현재 실험에 의하거나, 또는 ADAMS/Engine 모듈을 사용하는 방식을 채택하고 있다.<sup>(1)</sup>

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 실험값에 맞추어 검증하고 저주파에서부터 약 500Hz까지의 주파수 영역에서 브라켓에 미치는 진동의 양을 알아봄으로써 엔진이 연소에 의해 만들어내는 가진력을 해석해 보고자 한다. 다음 table 1은 본 연구의 flow chart이다.

† 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

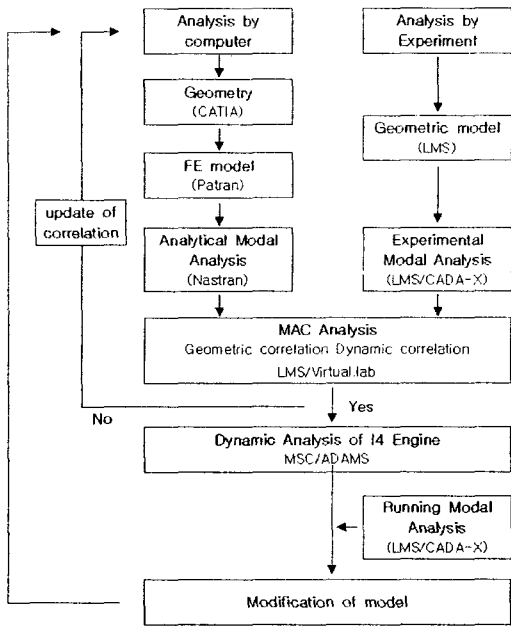


Table 1. flow chart for getting the force of a powertrain

2. 진동측정실험

시스템의 동적 특성을 가장 잘 반영하는 고유진동수를 파악하고, 검증된 해석 모델을 얻기 위해 진동모드시험을 수행하였다. 또한, 진동모드가 시스템의 공진점을 나타내는 반면에 실제 주행조건에서 시스템의 동적 거동 특성은 나타내지 못하므로, 주행모드실험을 통하여 주행시 나타나는 진동값과 공진점을 측정하여 모델의 특성을 파악하도록 하였다.<sup>(2, 3)</sup>

본 연구에서는 SUV 차량을 사용하여(2200cc, AT) 주행 모드해석을 하였고, 동차종의 파워트레인을 이용하여 고유진동모드해석을 실시하였다.

2.1 고유진동모드측정 및 결과

진동모드해석실험은 파워트레인 전체에서와 파워트레인 각 component 별로 실험하였다.

(1) 파워트레인 고유진동모드해석

총 12개의 point를 선정하여 free-free 상태에서 가진기로 웨이커(shaker)를 이용하여 Fig. 1과 같이 실험하였다. 웨이커를 사용한 이유는 파워트레인이 다수의 components로 구성되어 있고 크기가 크며 결합부위가 많아 임펄스해머(impulse hammer)를 사용할 경우 가진력의 한계가 있을 것으로 판단하였기 때문이다. 웨이커가 대상물에 부착되면 질량증가로 진동특성이 변화기 때문에 이를 막기 위하여 스텝거(stinger)를 사용하였다.



Fig.1 Experimental Modal Analysis of Powertrain

(2) 각 component별 진동모드해석

파워트레인을 구성하는 component는 크게 엔진과 트랜스미션으로 나뉜다. 시험물의 가진은 임펄스 해머를 사용하였고, 엔진에 대해서는 Fig. 2와 같이 엔진블록을 비롯하여, 베드 플레이트, 크랭크축, 오일 팬을, 미션에서는 housing 부분을 실험하여 고유진동수를 측정하였다.

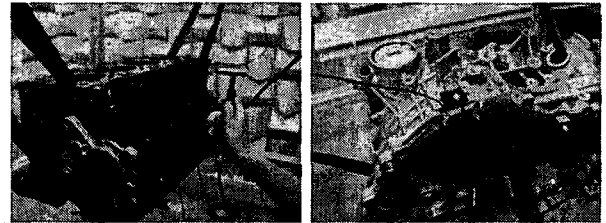


Fig. 2 Experimental Modal Analysis of each component

엔진부분에서 진동모드해석시 피스톤과 피스톤 핀, 그리고 커넥팅 로드는 강체(Rigid body)로 가정하여 실험하지 않았고, 엔진블록, 베드플레이트, 오일팬에 대해서 실험하였다. 실린더 헤드는 구성이 매우 복잡하므로 하나의 집중 질량으로 해석하였다.

(3) 고유진동모드 측정 결과

Fig. 은 파워트레인을 실험하여 얻은 진동값이다.

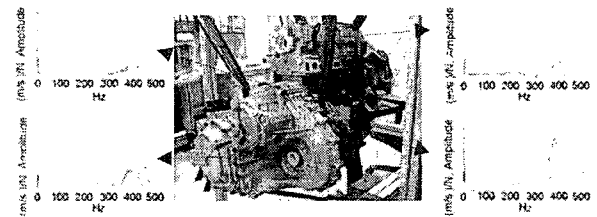


Fig. 3 a vibration value of the P/T EMA

파워트레인의 고유진동모드 측정 결과 주로 400~500Hz에서 진동모드가 측정되었고, 이것으로써 관심주파수 대역이 400~500Hz에 분포되어 있는 것을 알 수 있다.

2.2 주행모드측정 및 결과

(1) 파워트레인 주행모드해석

주행 모드 해석은 기준점에서의 진동에 대한 응답점에서의 진동의 위상차(phase)를 이용한 것이다. 주행모드해석에서 사용되는 이론적인 관계식은 다음과 같다.

\* Phase correction

$$\phi_i = Y_i \cdot \frac{X^*}{|X|} = B \cdot e^{j(b-a)} \quad \text{여기서} \quad X = A \cdot e^{ja} \quad Y = B \cdot e^{ja}$$

X는 기준점에서의 진동량이고, Y<sub>i</sub>는 차체 i 점에서의 진동량이다.

보통 다수의 채널을 동시에 사용하여 실험값을 측정해야 하는데 채널수에 제한이 있을 경우 특정 부위들을 매번 측정하여 레퍼런스(reference)로 설정한 후 위상차(phase)를 고려하면 모든 채널을 동시에 측정한 것과 같은 결과를 도출할 수 있다.<sup>(4)</sup>

데이터 측정은 Idling 상태에서 4000rpm까지 2단 완가속으로 하였으며, LMS CADA-X S-MON의 Throughput Acquisition Monitor를 이용하였다.

주행모드실험은 엔진 마운트를 레퍼런스로 설정하였고, ICP 타입의 센서를 Fig. 5와 같이 브라켓에 설치한 후 vertical 방향에 대해 가속도값을 측정하였다.

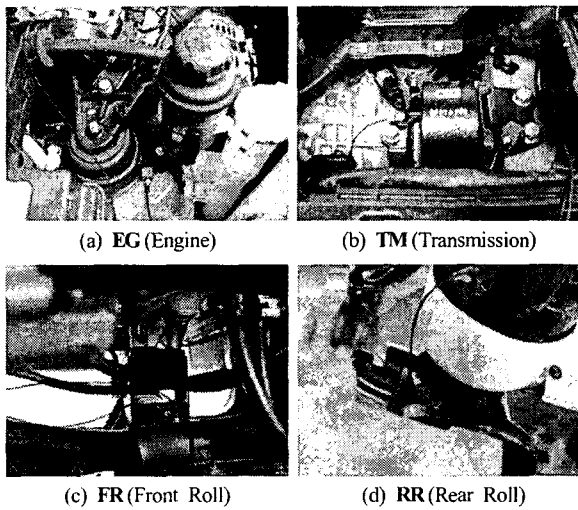
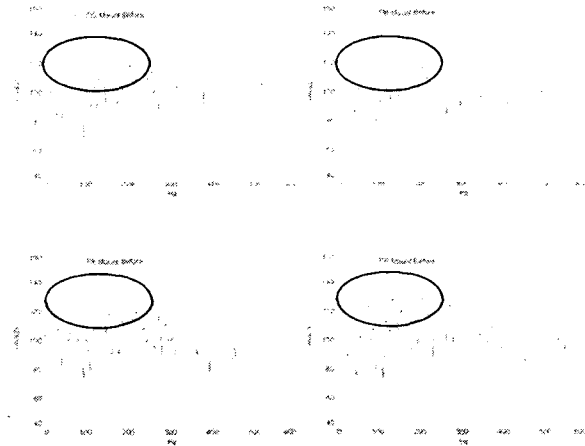


Fig. 5 setting up the sensors to the brackets

(2) 주행모드 측정 결과

브라켓은 엔진에 1개, 트랜스미션에 3개가 부착되어 있다. 마운트 전(前) 위치에 센서를 설치하여 주행시 측정되는 ODS(operating Deflection shape)를 측정하였다. Fig. 6은 2단 2000rpm에서 측정된 가속도 값이다. 직렬 4기통 엔진이므로 주된 관심사인 2nd order와 그의 하모닉 order에 대해서 살펴보아야 하는데, 식 (\*)에 의해 Fig. 6에서와 같이 2000rpm에서 약 67Hz, 134Hz, 201Hz에서 order 성분이 관측되고 있다.

$$Hz = \frac{order \times rpm}{60} \quad \dots (*)$$



(1) Geometry 모델링

Fig. 7은 CATIA를 사용하여 제작한 파워트레인의 전체 모습과 주요 components를 나타내고 있다.

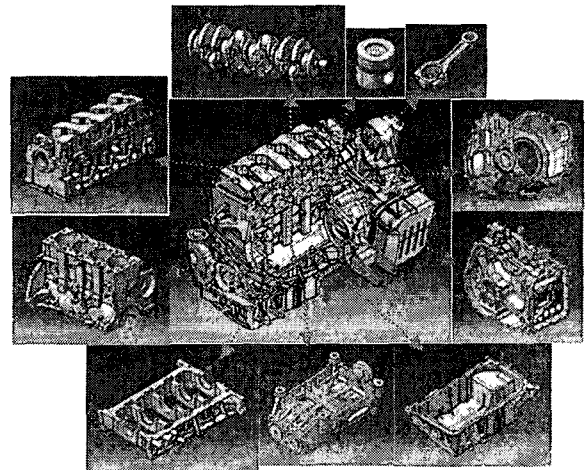


Fig. 7 the Geometry model of powertrain

3.2 유한요소 모델링 및 해석

실차의 Geometry를 이용하여 MSC/Patran에서 유한요소 해석을 위해 meshing 작업을 수행하였다. 엔진은 실제로 매우 복잡한 요소들로 구성되어 있다. 그 동안 자동차가 소음, 진동 측면에서 큰 발전을 해오면서 엔진의 형상에도 많은 변화가 있었다. 특히 소음 저감을 위해서 두께가 변화되었고 많은 리브가 추가되었다. 그러나 이러한 요소들을 모두 고려하여 작업하기에는 많은 시간이 소요되고, λ = c/f의 식에서처럼 작은 부품들은 고주파의 값을 가지므로 자세한 meshing 작업은 생략하였다.

모델링된 파워트레인에 대해 실차와의 타당성을 검증하기 위해 MSC/Nastran을 이용하여 유한요소모델에 대해 고유 진동수와 모드 벡터를 구하였고, 이를 실험에서 구한 모드 해석 값과 비교하였다. 파워트레인은 여러 가지 components가 어셈블리 되어 있으므로 실험에서 구한 각

component별 진동모드해석 값과 이에 해당하는 유한요소 모델을 비교하여 모델을 수정하였고 MAC value를 통해 객관성을 검증하였다.<sup>(5)</sup>

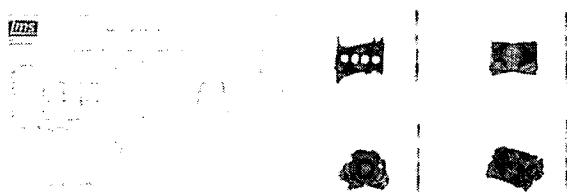
$$mac_{ij} = \frac{|\{\Phi_{TEST}\}_i^T \{\Phi_{FEM}\}_j|^2}{(\{\Phi_{TEST}\}_i^T \{\Phi_{TEST}\}_i) (\{\Phi_{FEM}\}_j^T \{\Phi_{FEM}\}_j)}$$

Table 1은 주요 component에 대해 실험값과 해석값을 이용하여 MAC값을 나타낸 것이다. 엔진 블록에 대해서 torsion 모드와 1st bending 모드에 대해서는 MAC 값이 0.9이상, 2nd bending 모드에 대해서는 0.7이상으로 해석 모델이 실제 모델과 비교적 일치하는 것을 알 수 있다. 또한 베드 플레이트와, 크랭크축도 MAC 값이 0.8 이상의 높은 값을 보여주고 있고, 진동에 가장 큰 영향을 줄 것으로 예상되는 트랜스미션도 0.8이상으로 모델의 객관성을 입증해주고 있다.

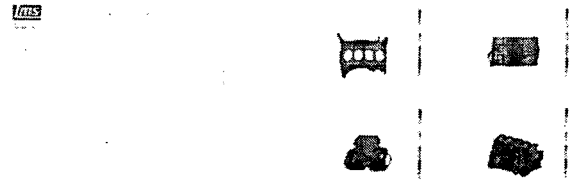
Fig. 8은 실험과 해석 모델의 엔진 블록에 대한 mode shape을 나타내고, Fig 9는 대상물의 FRF를 나타낸다. FEA는 virtual lab을 이용하였다.

Component	Mode shape	FEM (Hz)	TEST (Hz)	MAC	Error (%)
Engine block	1	629.5	628.5	0.94	0.16
	2	1015.1	1045.7	0.92	-2.8
	3	1361.6	1377.0	0.76	-1.1
Bed plate	1	314.2	316.48	0.95	-0.73
	2	759.3	757.70	0.91	0.21
	3	1201.1	1192.27	0.89	0.74
Transmission	1	857.8	858.29	0.86	-0.56
	2	944	942.05	0.73	0.41
	3	1192.5	1178.27	0.70	2.9
Crankshaft	1	804.9	805.13	0.92	-0.03
	2	312	310.40	0.90	0.51
	3	725.3	724.27	0.78	0.74
Oil pan	1	184.5	183.61	0.90	0.48
	2	489.6	488.57	0.86	0.21
	3	727.6	723.18	0.81	0.61

Table 1. comparison between FEM and TEST (mode shape 1: torsion, 2: 1st bending, 3: 2nd bending)



(a) mode shape of torsional mode



(b) mode shape of 1st bending mode  
Fig. 8 comparison between EMA and FEA

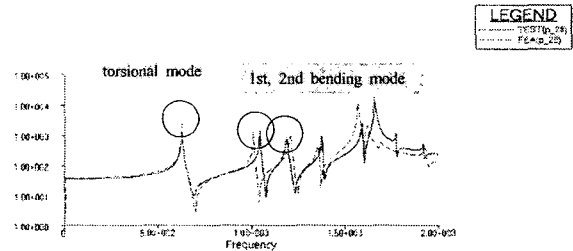


Fig. 9 FRF correlation of engine block at a torsional mode

ADAMS에서 각 component들을 어셈블리하기 위해서는 연결되는 대상간에 marker 또는 RB(Rigid Body)라는 point가 있어야 한다. 따라서 MSC/Patran에서 meshing 작업 시 피스톤 핀과 커넥팅 로드와 small end부분, 커넥팅 로드와 big end부와 크랭크 축의 크랭크 부분과 같이 연결이 필요한 곳과, 그 외의 볼트로 체결되는 부분에 대해서는 RB로 연결부의 각 노드를 묶어주었다. 모드 해석과 RB 작업된 component는 MSC/Nastran에서 재질에 따른 물성치의 입력과 normal mode 해석을 수행하여 \*.mnf 파일로 변환되고 ADAMS에서 어셈블리 된다. 어셈블리된 파워트레인인 FE 모델을 Fig. 10에서 나타내고 있다.

#### 4. Components의 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 금속으로 이루어진 엔진은 미소의 변형을 일으키게 된다. 또한 마찰로 인해서 열이 발생되고 동력에도 손실이 있다. 피스톤과 실린더 라이너 사이에 발생하는 슬랩(slap) 현상, 베어링으로 연결된 부위에 발생하는 마찰과 열, 그리고 밸런스 샤프트와 미션 등 기어에서 발생하는 마찰과 열이 있다. 본 연구에서는 피스톤에서 발생하는 마찰에 대해 정마찰력 0.4, 동마찰력 0.2를 적용하였고,<sup>(6)</sup> 크랭크축과 엔진 블록, 베드 플레이트 사이에 사용되는 Hydrodynamic 베어링에 대해서는 실험값과 비교하여 강성과 댐핑을 조절하였다. 다른 부위에서 발생하는 마

찰과 열에 대해서는 매우 작다고 가정하여 무시하였다. 또한, 토셔널 댐퍼와 플라이휠에 의해서 크랭크축의 토셔널 force가 저감되나 크랭크축에 fixed하다고 가정하였다.<sup>(7)</sup> Fig. 10은 어셈블리 된 powertrain의 연결부 결합상태를 보여준다.<sup>(8)</sup>

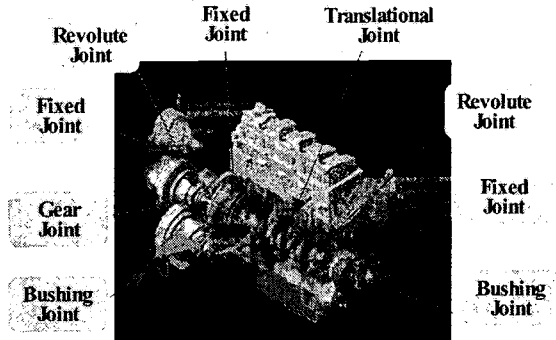


Fig. 12 A assembly model of a powertrain

4.2 엔진 가진력에 대한 동역학 해석 이론

파워트레인을 진동시키는 주된 가진원은 피스톤을 누르는 연소힘과 피스톤과 커넥팅 로드가 연결되는 부분에 reciprocating mass에 의한 관성력에 의해서이다.<sup>(9)</sup>

(1) 연소힘

연소힘(N)을 구하기 위해서 피스톤이 한 일과 크랭크축이 한 일이 같다고 하여 다음과 같은 식을 유도할 수 있다.

$$pdV = T_p d\theta \text{ (마찰 무시)}$$

$$T_p = pA_p \frac{dS}{d\theta} = pA_p \frac{dS}{dt} \cdot \frac{dt}{d\theta} = pA_p \frac{\dot{S}}{\Omega}$$

그러므로 토크는 간단히  $T_p = pA_p \frac{\dot{S}}{\Omega}$  로 나타낼 수 있다.

여기서  $S = R(\cos\theta + \frac{1}{R}\cos\phi)$  이므로

$$\frac{\dot{S}}{\Omega} = -R(\sin\theta + 2a_2\sin2\theta + 4a_4\sin4\theta + \dots)$$

여기서  $a_2 = \frac{L}{R}a'_2, a_4 = \frac{L}{R}a'_4$  이고,

$$a'_2 = + \left[ \frac{1}{4} \left( \frac{R}{L} \right)^2 + \frac{1}{16} \left( \frac{R}{L} \right)^4 + \frac{15}{512} \left( \frac{R}{L} \right)^6 + \dots \right]$$

$$a'_4 = - \left[ \frac{1}{64} \left( \frac{R}{L} \right)^4 + \frac{3}{256} \left( \frac{R}{L} \right)^6 + \dots \right] \text{ 이므로 정리하면,}$$

$$(\sin\theta + 2a_2\sin2\theta + 4a_4\sin4\theta + \dots)$$

$$= \sin\theta + 2 \left[ \frac{1}{4} \left( \frac{R}{L} \right) + \frac{1}{16} \left( \frac{R}{L} \right)^3 + \frac{15}{512} \left( \frac{R}{L} \right)^5 + \dots \right]$$

$$+ 4 \left[ \frac{1}{64} \left( \frac{R}{L} \right)^3 + \frac{1}{256} \left( \frac{R}{L} \right)^5 + \dots \right] + \dots$$

여기서  $\frac{R}{L} < 0.33, \left( \frac{R}{L} \right)^2 < 0.11$  이므로

$(\sin\theta + 2a_2\sin2\theta + 4a_4\sin4\theta + \dots)$ 은  $\theta = 90^\circ$  일 때 최대값 1을 가진다. 구하고자 하는 것은 최대토크에 대한 최대 압력이므로 위의 식은 간단히

$$T_p = (-)pA_p R$$

이 된다. 따라서 최대토크를 알고 있으면 피스톤을 누르는 힘을 구할 수 있다. 그러나 제시된 엔진 제원은 실차의 모든 것이 어셈블리된 상태에서 측정된 값이므로 엔진에 적용하기에는 무리가 있다. 따라서 산타페 엔진의 연소압을 고려하여 피스톤의 보어 직경을 이용하여 피스톤을 누르는 힘을 계산하였다. Fig. 11은 파워트레인에 적용된 연소힘 그래프이다.<sup>(10)</sup>

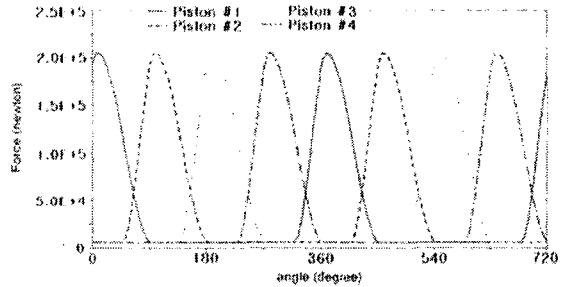


Fig. 11 Gas force of In-line 4 Engine

(2) 관성력

엔진 메커니즘에 의해 발생하는 관성력을 알기 위해 우선 single cylinder에서 발생하는 힘을 알아보고 4기통 엔진으로 확대 해석하고자 한다.

① single 실린더 엔진의 불균형힘

힘은 다음의 세 가지가 있다.

- 1) 피스톤의 왕복운동
- 2) 커넥팅 로드와 big-end부와 크랭크 부분간의 회전력
- 3) 연소된 가스의 가속력

2)는 counter-weight으로 상쇄되고 3)은 매우 작으므로 무시된다고 하면, 1)이 single 실린더 엔진의 주된 불균형 힘이 된다. 피스톤 운동에서 발생하는 힘은 피스톤 위치 S의 가속도 값으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_p = M_p \ddot{S} = -M_p \Omega^2 R(\cos\theta + \frac{R}{L}\cos2\theta)$$

따라서 피스톤의 불균형 왕복 운동에 의해 발생하는 힘은

$$F_u = -F_p = Z(\cos\theta + \frac{R}{L}\cos2\theta)$$

$$= Z\cos\theta + Z\frac{R}{L}\cos2\theta \quad \dots (**)$$

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

② 직렬 4기통 엔진의 불균형 힘

식 (\*\*)  

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

4개의 피스톤이 있으므로 피스톤을 각각  $\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4$  라 하면

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

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(\*\*)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 힘의 식은 다음과 같다.

$$F_a = 4Z\frac{R}{L}\cos 2\theta_1$$

이 힘을 억제해주기 위해 밸런스 샤프트가 사용되는데 본 연구에서 사용된 차량에는 수직힘을 잡아주는 Lanchester 타입의 밸런스 샤프트가 사용되었다.

실차에 기초하여 제작된 모델을 이용하여 MSC/ADAMS 에 의한 multi-body simulation을 구현함으로써 연소힘과 관성력에 의한 엔진 가진력을 해석할 수 있다.<sup>(11)</sup> 다음은 엔진의 연소에서 파워트레인에 부착되어 있는 브라켓까지 힘의 전달 경로를 나타내주는 도표이다.

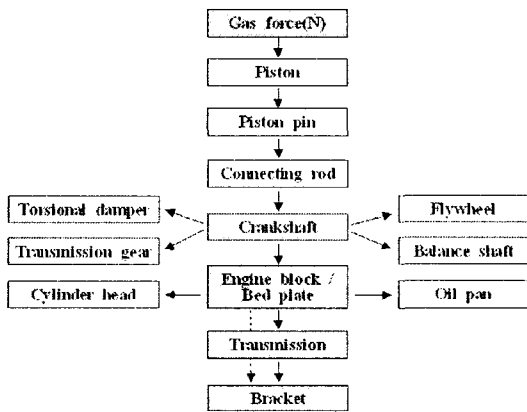


Fig. 12 the transfer path of gas forces

5. EMA와 ADAMS 해석 검증

5.1 브라켓에서 진동값 비교

ADAMS에서 해석된 값을 검증하기 위해서 RMA에서

브라켓에 측정된 진동값을 ADAMS에서 각 브라켓에 측정된 값과 각각 비교하였다.<sup>(12)</sup> Fig. 13은 ADAMS에서 파워트레인 모델을 해석하는 모습을 나타낸다. 그림에서 화살표는 힘의 방향과 크기를 나타낸다.

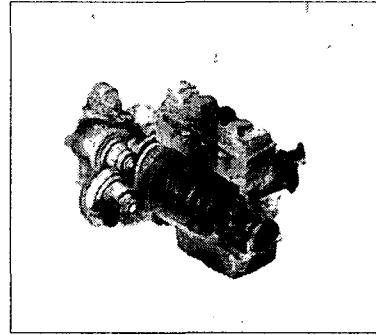
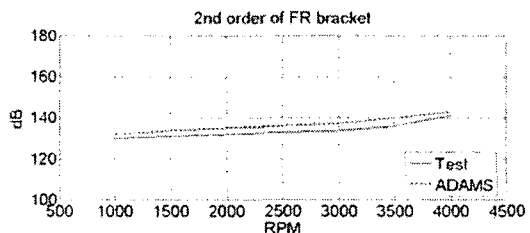
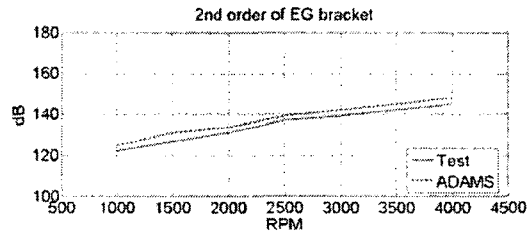


Fig. 13 A force analysis of a powertrain in ADAMS

Fig. 14는 직렬 4기통 엔진의 오더성분인 2nd 오더에 대해서 주행시험중 측정된 가속도 값과 ADAMS에서 해석된 값을 dB스케일로 변환하여 1000rpm에서 4000rpm까지 비교한 그래프이다. 브라켓마다 1~2dB 정도의 차이를 보이고 있는데, 여기에는 여러 가지 이유가 있을 수 있다. 주행모드해석의 특성상 노면으로부터 오는 가진력과 차량의 바디, 프레임 등에 의해 신호가 중첩되어 측정될 수도 있고, 반대로 엔진이 많은 요소들로 어셈블리되어 있으므로 엔진의 가진력이 다른 component를 통해 브라켓으로 전달되면서 결합 부분의 댐핑작용에 의해 크기가 변할 수 있다. 또한, 파워트레인 모델링에서 발생한 오차와 엔진 해석 시 가정하였던 열과 마찰에 의한 영향도 이유가 될 수 있을 것이다.

앞으로 empirical method를 이용하여 메인 베어링과 마운트의 강성값과 댐핑값을 optimization 하여 발생한 오차를 줄이고 실험모델에 맞춤으로써 브라켓에 전달되는 엔진 가진력을 해석할 수 있을 것이다.



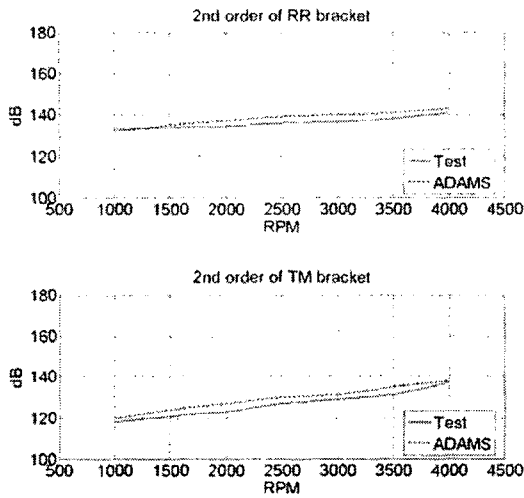


Fig. 14 comparison between RMA and ADAMS

## 6. 결론

주행모드해석에서 4개의 브라켓에서 얻은 진동값과 ADAMS에서 얻은 값을 비교하여 모델의 검증 및 동역학적 해석에 타당성을 확인하였고, 이것으로써 브라켓에 전달되는 force를 예측할 수 있다. 따라서 다음과 같은 효과를 기대할 수 있다.

1. 본 연구를 통해 얻은 해석값을 이용하여 powertrain 진동에 다양한 source를 제공함으로써 structure borne noise 연구에 큰 활용을 할 수 있을 것으로 기대된다.
2. bracket에서 얻어지는 값을 해석하여 엔진 모델을 수정함으로써 기존에 마운트나 프레임을 통해 진동을 저감 하였던 것에서 엔진 자체 형상 즉, 엔진 블록, 베드 플레이트, 크랭크 축, 브라켓 등 다양한 변경과 시도를 통해 엔진으로부터 발생하는 진동을 줄일 수 있을 것이다.

## 후 기

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

## 참 고 문 헌

- (1) Yasuhiko Seki and Toshibumi Suzuki, 2001, "How to predict powertrain vibration at the Engine Mounting Points under Running conditions", SAE 2001-01-1592
- (2) S. K. Lee. 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) 이주영, 2006, "SUV용 액슬의 소음원 규명 및 소음 저감을 위한 액슬의 구조변경에 관한 연구", 한국소음진동 공학회, 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) Victor W. Wong, and Yoshiki Sekiya, 1994, "A Numerical Model of Piston Secondary Motion and Piston Slap in Partially Flooded Elastohydrodynamic Skirt Lubrication", SAE 940696

(7) Yasuhiro Honda and Takeshi Saito, 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, "The internal Combustion Engine in Theory and Practice vol. 2, chp. 8", M.I.T PRESS, 1995"

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

(11) Paul Diemer, Michael G. Hueser, 2003, "Aspects of Powerplant integration With Emphasis on Mount and Bracket Optimization", SAE, 2003-01-1468

(12) Katsuto yamanoychi, Kikuo Yamashita, 1994, "Application of Predictive Noise and Vibration Analysis to the Development of a New0heneration Lightweight 3-Liter V6 Nissan Engine", SAE, 940993