

# CAE를 이용한 파워트레인의 방사소음 저감을 위한 구조변경

## Structural Modification for the Reduction of Radiation Noise of a Powertrain Based on CAE Technology

송민근\* · 오기석\* · 이상권†

Min-Keun Song, Ki-Seok Oh and Sang-Kwon Lee

(2008년 1월 9일 접수 ; 2008년 3월 26일 심사완료)

**Key Words** : Modal Analysis(모드 해석), Finite Element Method(유한 요소법), Boundary Element Method(경계 요소법), Radiated Noise(방사 소음), Powertrain(파워트레인)

### ABSTRACT

One of the key elements in efforts to minimize noise radiation from a powertrain is the knowledge of the main radiating component and the relation between the surface vibration of a powertrain and the sound pressure. In this research, the powertrain model is developed based on FEM(finite element method). This model is applied to the prediction of the vibration of a powertrain by using ADAMS and the radiation noise by using BEM(boundary element method). According to this numerical analysis, the surface vibration of a powertrain is investigated as a source of radiated noise. This surface vibration is caused by the 1st order natural vibration of the cylinder block and its mode shape is the torsion mode. Therefore, this mode shape is modified to reduce the surface vibration of the powertrain. The radiation noise of the modified powertrain is also reduced to 5~12 dB. This modification is very successful for the noise reduction based on the CAE technology.

### 1. 서 론

근래의 자동차 품질에 있어 감성에 대한 소비자의 욕구가 증대되고 있는 가운데 자동차의 소음진동(NVH: noise, vibration, harshness)이 구매의 한 기준이 되었다. 더욱이 환경에 대한 규제강화는 전 세계적인 추세이며 그 규제에는 차량의 주행소음도 해당된다. 자동차 업체들의 치열한 경쟁에서 보다 빠르게 NVH를 만족시키는 차량을 개발하기 위해 CAE(computer aided engineering)를 이용한 효율적인 개발단계가 필요하다. 먼저 자동차 소음의 대

부분을 차지하는 파워트레인 소음을 줄이기 위해서 소음발생의 전달경로를 파악해야 한다. 이 전달경로는 크게 두 가지로 나눌 수 있는데, 첫째로 마운트를 통해 전달되어 발생하는 구조기인 소음(structure-borne noise)과 둘째로 공기를 통해 전달되는 공기 기인 소음(air-borne noise)이 있다. 이 연구의 목표는 공기 기인 소음을 줄이는 것이다. 파워트레인의 방사소음 발생 경로는 Fig. 1과 같이 먼저 연소로 인한 폭발력이 피스톤에 작용하며, 크랭크샤프트를 통해 메인 베어링까지 전달된다. 이 힘은 엔진 실린더블록과 베드플레이트를 가진 시켜서 공기 기인 소음이 발생하게 된다.

연구 과정은 Fig. 2와 같이 실험을 통한 데이터와 수치해석 결과를 비교하여 실제 파워트레인과 같은 유한요소모델을 제작하고, 이것을 이용하여 파워트레인 방사소음을 예측하였다. 이렇게 예측된 소음

† 교신저자: 정희원, 인하대학교 기계공학과

E-mail: sangkwon@inha.ac.kr

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

\* 정희원, 인하대학교 대학원 기계공학과

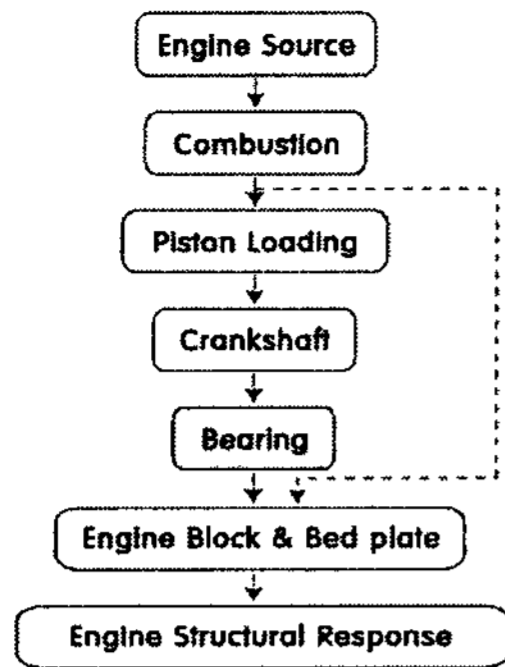


Fig. 1 Block diagram of direct and indirect flow of the engine combustion force

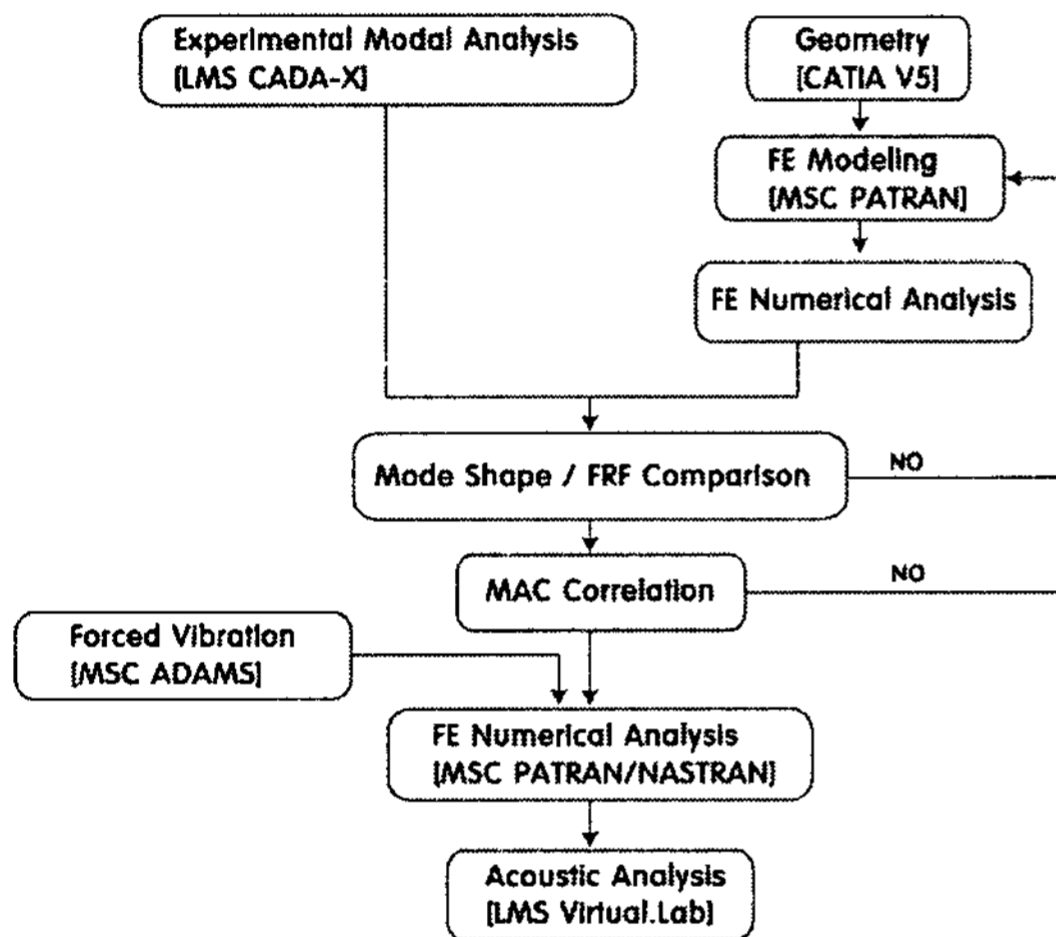


Fig. 2 Block diagram of research flow

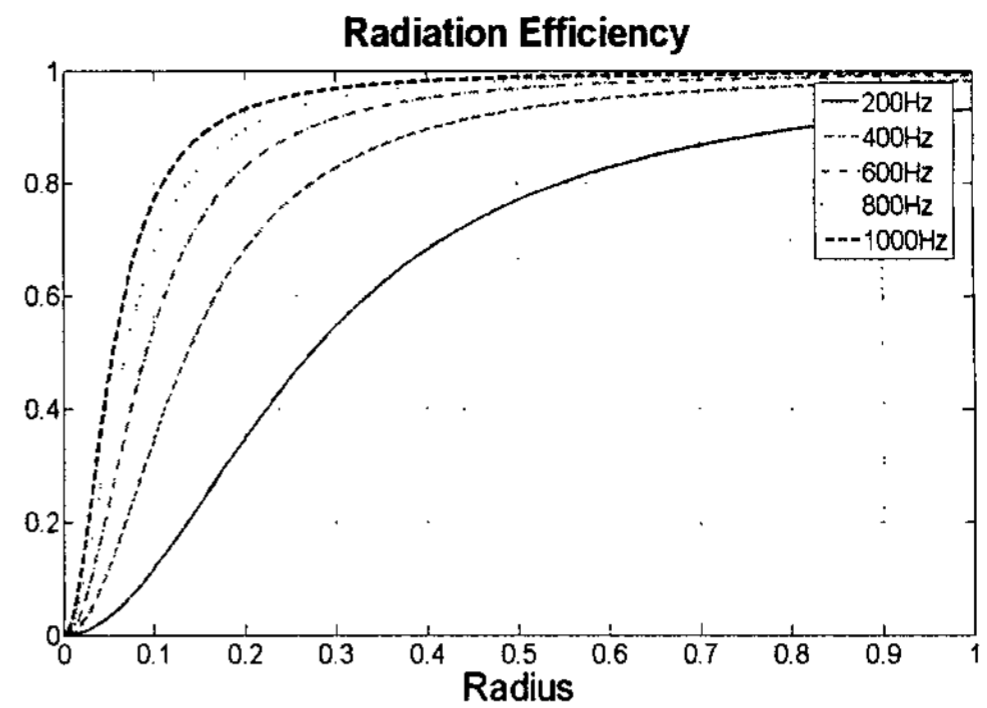
발생 결과를 파워트레인 유한요소모델의 구조변경을 통해 보완하는 단계로 진행하였다.

## 2. 진동과 방사소음의 관계

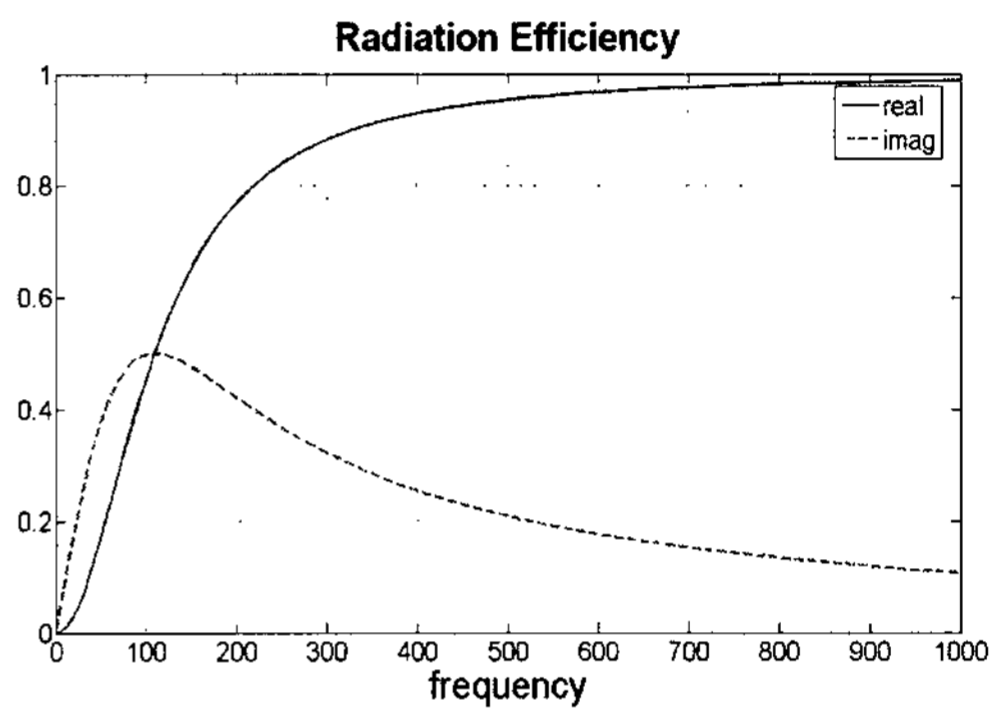
진동하는 물체의 표면은 소음을 발생시킨다. 여기서 진동하는 매개체는 파워트레인이 되며 파워트레인 표면의 진동이 음향 파워(acoustic power)와 소음(noise)을 발생시키게 된다. 음향 파워는 직접적으로 시간과 함께 파워트레인 표면의 속도(average mean square velocity of surface)와 관련 있다.

$$W = \rho c A \sigma \bar{V}^2_A \quad (1)$$

- $\rho$  : Air density
- $c$  : Speed of sound
- $A$  : Area of the vibration surface



(a)



(b)

Fig. 3 Radiation efficiency (a) radiation efficiency along the distance axis (b) radiation efficiency along the frequency axis

- $\sigma$  : Noise radiation efficiency
- $\bar{V}$  : Average mean square velocity of surface
- $W$  : Acoustic power

식(1)에서 음향 파워를 줄이기 위하여 첫째, 소음 방사효율(noise radiation efficiency)을 줄이는 것과 둘째로 파워트레인 표면 속도를 줄이는 방법이 있다. 관심 주파수 영역에서 방사효율을 줄이기 위해서는 파워트레인의 크기가 변수가 되는데 Fig. 3(a) 그래프는 1000 Hz까지의 관심주파수 영역에서 그래프에 나타난 파워트레인 반경에 따른 방사효율을 나타낸 것이고 Fig. 3(b) 그래프는 일정한 크기의 파워트레인 반경(50 cm)에서 주파수에 따른 방사효율을 나타낸 것이다. 방사효율의 수정은 이미 관심주파수를 정하였으므로, 파워트레인 크기를 변경함으로써 가능하지만 크기의 변경은 현실적으로 불가능하기 때문에 이번 연구에서는 남아 있는 변수인 파워트레인의 표면 속도를 수정하는 것으로 수행하였다.

식(1)의 표면의 속도는 식(2)와 같이 평균 표면 속도로 정의된다. 파워트레인 표면의 진동 속도 저감에 대해서는 음향 파워와 음압의 비례관계에 따라 파워트레인에 방사되는 음압으로 판단할 수 있다<sup>(1)</sup>.

$$\bar{V}^2_A = \frac{1}{T} \frac{1}{A} \int \int_A \dot{u}_n \dot{u}_n^* dS dt \quad (2)$$

- $T$  : Period
- $A$  : Surface area
- $\dot{u}_n$  : Normal component of velocity
- $'^*$  : Complex conjugate

### 3. 실험 · 해석적 모드해석

#### 3.1 실험적 모드해석(EMA)

연구 절차는 신뢰성 있는 해석모델을 얻기 위해 1 단계로 Fig. 4(a), (b), (c), (d)와 같이 파워트레인의 단품인 베드플레이트, 엔진 실린더블록, 트랜스미션, 오일팬 모드실험을 하였다. 2단계는 Fig. 4(e)와 같이 단품들의 결합상태인 파워트레인에 대한 모드실험을 하였다. 모드 해석의 방법에는 충격실험(impact testing)방법과 가진기 실험(shaker testing)방법이 있는데 단품의 경우 충격실험방법을 이용하였고, 파워트레인의 경우 큰 질량과 많은 수의 볼트 결합 때문에 충격실험 방법으로는 충분하게 힘이 전달되지 않으므로, 가진기를 이용하였다. 모든 실험은 free-free조건에서 수행하였고, icp type 3축 가속도 센서로 fixed법을 이용하였다. 단, 오일팬의 모드실험은 형상의 복잡성으로 인해 센서의 부착이 어려워 1축 가속도 센서로 가속도를 측정하였다. Table 1은 실험에 쓰인 포인트의 갯수와 자유도를 나타낸다. 각각의 포인트는 X, Y, Z 방향의 자유도를 갖는다. 실험은 LMS CADA-X를 사용하여 측정하였다. 실험을 통하여 구할 데이터의 관심주파수 범위는 각 단품에 대해서는 2000 Hz까지, 파워트레인은 1000 Hz까지 설정하였다.

#### 3.2 유한 요소 수치해석

##### (1) 유한 요소 모델링

CATIA V5를 이용하여 파워트레인의 geometry를 모델링 한 후 이것을 이용하여 Fig. 5와 같은 유한요소모델을 생성하였다. 오일팬은 CHEXA, 그 외 단품

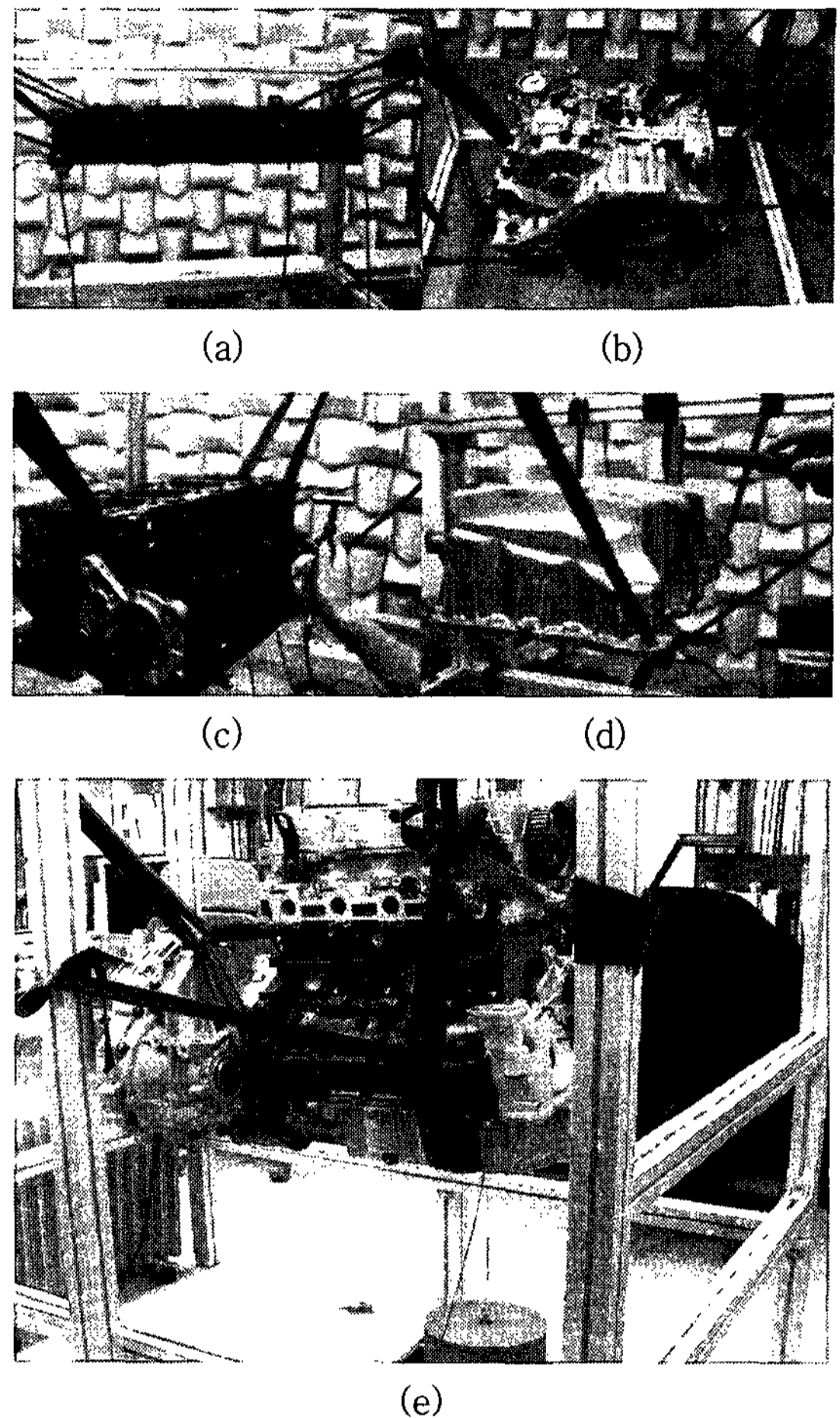


Fig. 4 Photography for experiment of the engine components (a) bed plate (b) transmission (c) engine cylinder block (d) oil pan (e) powertrain

Table 1 Number of node points

	Point	Dof
Cylinder block	24	72
Bed plate	20	60
Oil pan	22	22
Transmission	62	186
Powertrain	102	306

은 CTETRA로 구성하였으며, 트랜스미션 내부의 차동기어는 OD CONM2로 대체하였다. 각 단품의 결합은 RBE2를 이용하였고, Table 2에 파워트레인을 구성하는 요소들의 갯수를 나타내었다.

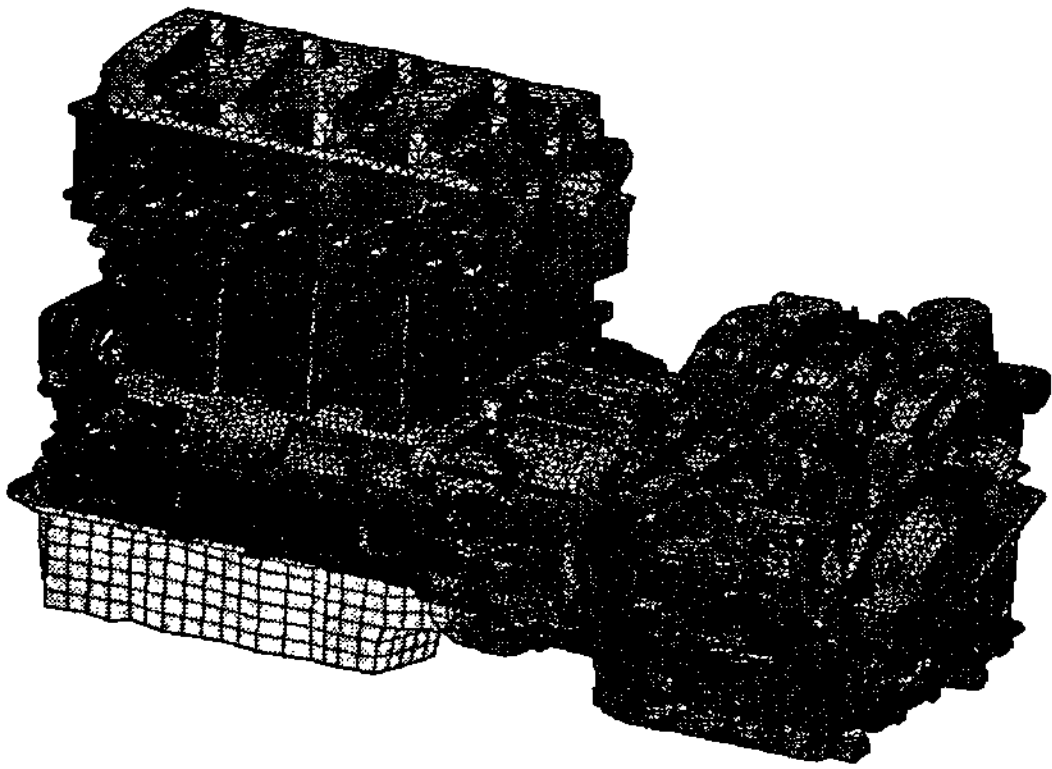


Fig. 5 Finite element of a powertrain

Table 2 Number of Finite element of a powertrain

Number of grid points	104907
Number of CHEXA elements	1051
Number of CONM2 elements	1
Number of CTETRA elements	383139
Number of RBE2 elements	154

(2) Numerical modal analysis

수치해석에 있어 각 단품과 파워트레인 유한요소 모델의 신뢰성이 검증되어야 이것을 이용한 예측 또한 신뢰할 수 있다. 유한요소와 실험결과를 비교하기 위해, 첫 단계로 각 단품별 비교, 두 번째 단계로 파워트레인에 대한 비교를 수행하였다. 유한요소해석은 MSC NASTRAN의 sol103(normal mode analysis)과, sol111(frequency response analysis)을 사용하여 계산하였다. 유한요소모델이 신뢰성을 갖기 위해서는 실험결과에 대해 고유진동수의 차가 10% 이내이고, 각 단품 및 파워트레인의 모드형태가 일치해야 한다<sup>(2,3)</sup>. 모드 형태(mode shape)는 MAC(modal assurance criterion)값으로써 판단하게 된다.

3.3 MAC Correlation

주파수 응답 함수(frequency response function)와 공진주파수에서의 모드 형태의 비교를 통해 만들어진 유한요소모델에 대하여 신뢰성 검증이 필요하다. 신뢰성의 판단은 식 (3)을 통하여 MAC값으로 할 수 있다.

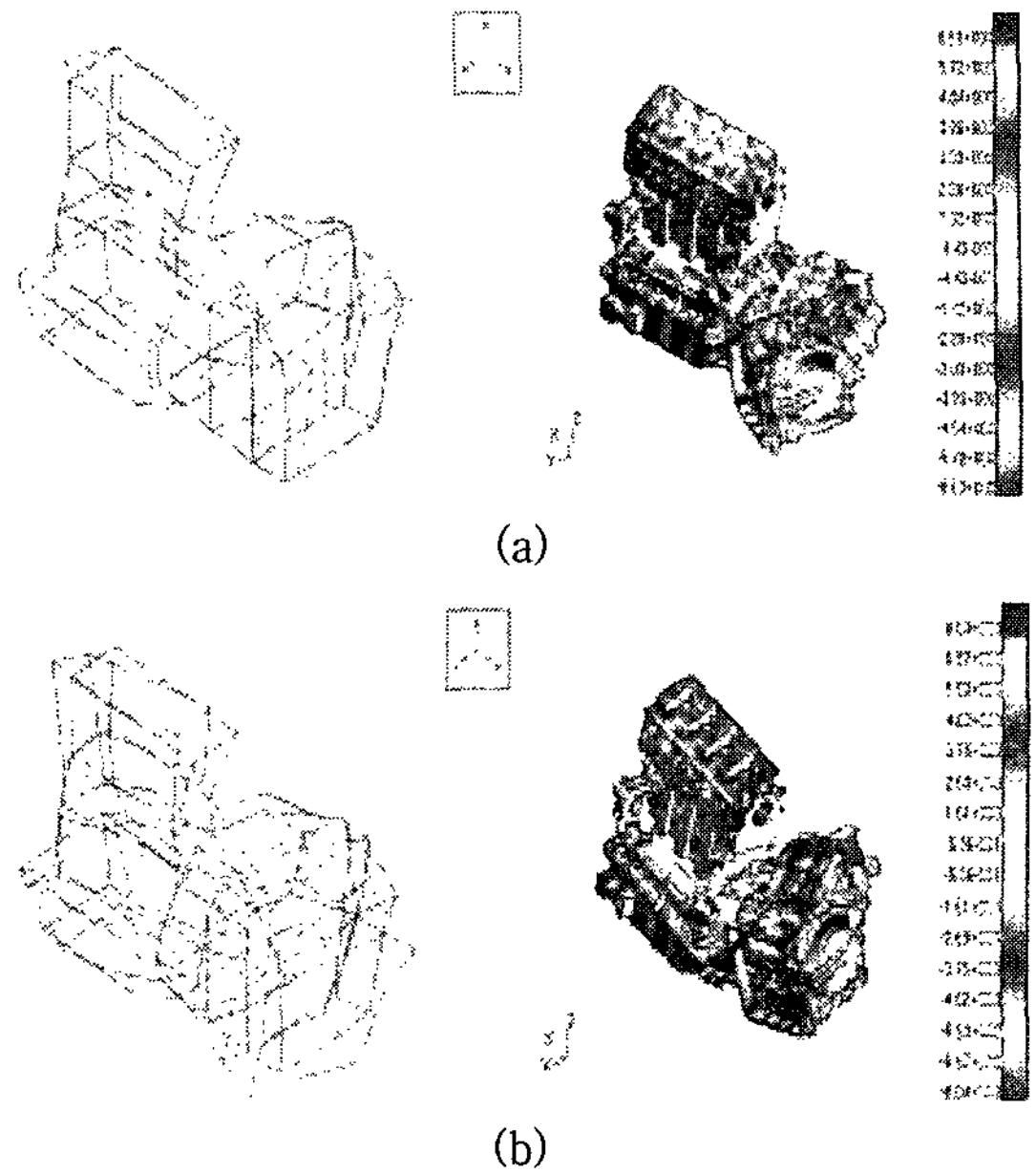


Fig. 6 Comparison between mode shape of powertrain by the analytical method and that by experimental method (a) 1st mode shape (b) 2nd mode shape

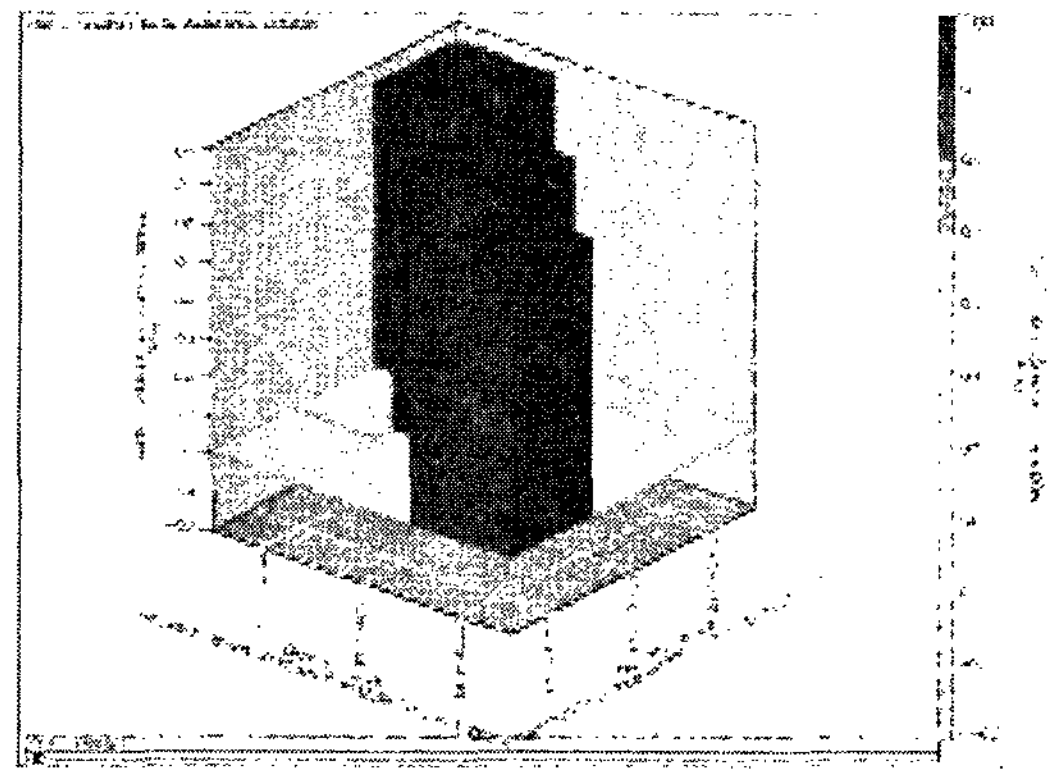


Fig. 7 MAC Analysis result for a powertrain

Table 3 Comparison of modal parameters

Power train	Mode shape	EMA (Hz)	FEA (Hz)	Error (%)	MAC
Power train	1st	345.04	344.2	0.24	0.723
	2nd	393.94	408.5	3.69	0.733
	3rd	520.73	529.6	1.70	0.760

$$MAC_{ij} = \frac{|\{\psi_i^{test}\} \{\psi_j^{FE}\}|^2}{(\{\psi_i^{test}\} \{\psi_i^{test}\}^*) (\{\psi_j^{FE}\} \{\psi_j^{FE}\}^*)} \quad (3)$$

식 (3)의  $\psi$ 는 실험과 수치해석을 통하여 얻은 각 모드의 고유벡터이며,  $i$ 와  $j$ 는 모드의 차수를 의미한다.  $MAC$ 값은 실험과 수치해석 결과의 각 고유벡터가 완전히 일치할 경우 1이 되며 0.7이상의 값을 갖는 경우 유한요소모델을 신뢰할 수 있다<sup>(4)</sup>. 이 연구에서는  $MAC$ 값이 0.7이상이 되도록 유한요소모델을 반복하여 수정하는 단계를 거쳤다. Fig. 6은 각 모드의 비교이며, Fig. 7을 보면 각 모드의  $MAC$ 값이 일치함을 알 수 있다. Table 3에는 파워트레인의 실험과 해석을 통한 각각의 모드 주파수와  $MAC$ 값이 나타나 있다. 각 모드의  $MAC$ 값은 0.7이상으로 이렇게 제작된 유한요소모델은 실제 파워트레인과 같음을 신뢰할 수 있다.

#### 4. 시뮬레이션을 통한 가진력 예측

파워트레인을 진동시키는 주된 힘에는 엔진 연소력과 피스톤의 왕복운동에 의한 관성력이 있다.

##### 4.1 피스톤에 전달된 연소에 의한 폭발력

피스톤에 전달된 힘은 폭발에 의한 압력이 피스톤

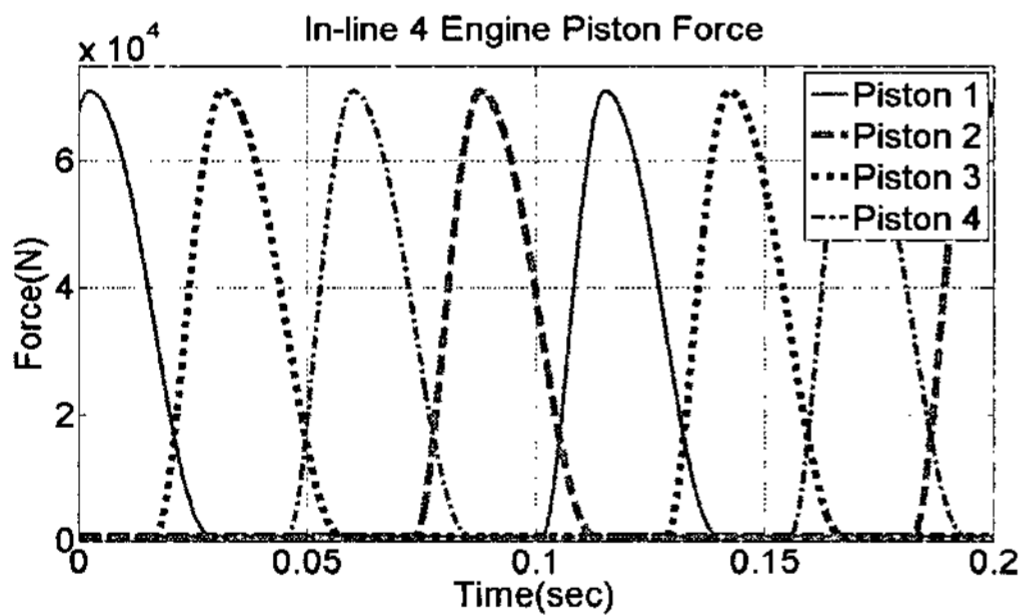


Fig. 8 Piston force of the 4 cylinder in-line engine

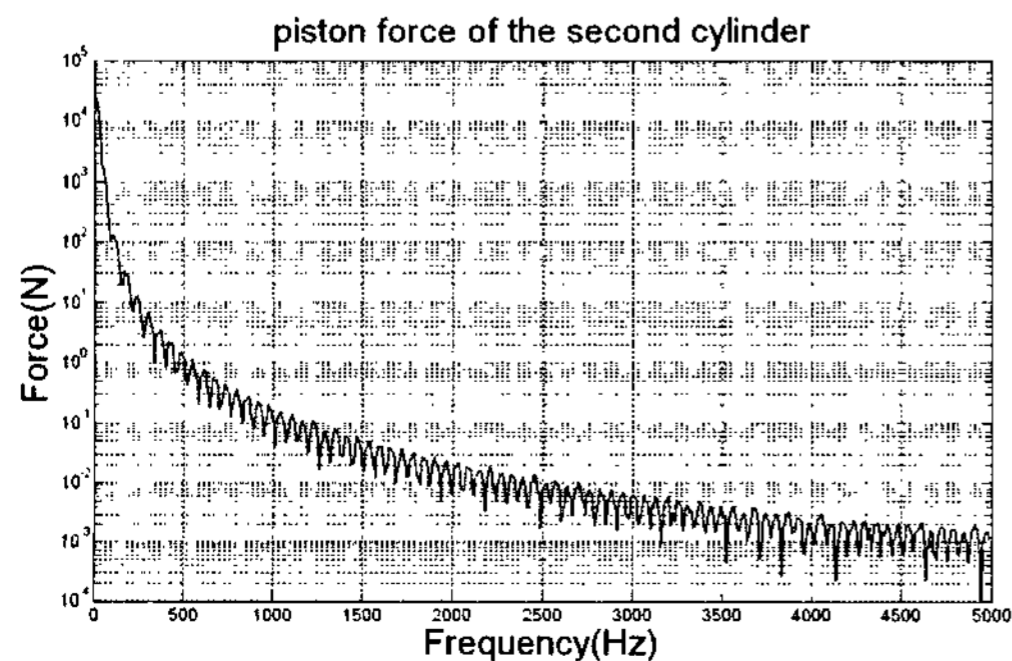


Fig. 9 Piston force of the second cylinder

에 직접 전달되는 것으로 계산하였다. 연소각은 상사점(TDC)을 기준으로  $-90 \sim 180$ 도이며, 최고 연소각은 rpm(revolution per minute)에 따라 aTDC  $8 \sim 12$ 도 범위 내에서 조정하였다.

Fig. 8은 직렬 4기통 엔진의 각 실린더의 연속적인 폭발을 나타낸 것이다. 이와 같은 피스톤의 폭발에 대하여 2000 rpm으로 작동할 때 2번 실린더에 작용하는 힘을 Fig. 9에 주파수 영역에서 나타내었다. 이것은 2000 rpm에서의 연소압력 160 bar와 피스톤 보어 직경  $85 \text{ mm}^2$ , 그리고 대기압 1 atm으로 계산한 것이다. 이와 같은 힘에 대하여 해석과정에는 실제 엔진 작동 시와 같은 실린더 번호 1-3-4-2 순서로 MSC ADAMS로 구현한 파워트레인 모델에 적용하였다.

##### 4.2 관성력

엔진에 걸리는 힘을 해석하기 위해서는 먼저 단기통 엔진의 동적힘(dynamic force)을 해석한 후 이것을 다기통 엔진으로 확장 해석하여야 한다. 엔진 폭발에 의해 피스톤에 작용하는 힘  $F_p$ 는 실린더 축을 따라 작용하며, 힘  $F_{cp}$ 는 크랭크 핀과 커넥팅 로드 의 끝단에서 원주 중심 방향으로 작용한다. 이 두 힘이 엔진의 가장 큰 작용력이며 그 외 부품의 힘들은 상대적으로 매우 작으므로 고려하지 않는다. Fig. 10을 보면 힘  $F_{ci}$ 는 크랭크샤프트 중심에 작용하며, 원주방향으로 작용하여 힘  $F_{cp}$ 와 균형을 이룬다. 따라서 고려해야 할 불균형 힘은  $F_a$ 만 남게 된다.

Fig. 10의 크랭크 로드 시스템의  $L$ 과  $R$  그리고 각도에 따라 식 (4)를 구할 수 있다.

$$\cos \phi = \left(1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \sin^2 \theta\right)^{\frac{1}{2}} \quad (4)$$

Binomial theorem에 의한 식 (4)의 변환은 식 (5)와 같다.

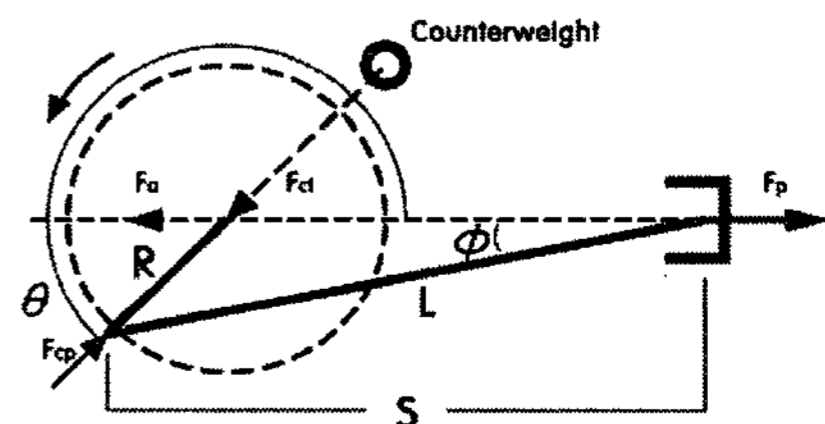


Fig. 10 Illustration of the crank rod system

$$\cos\phi = 1 - \frac{1}{2}\left(\frac{R}{L}\right)^2 \sin^2\theta - \frac{1}{8}\left(\frac{R}{L}\right)^4 \sin^4\theta - \dots \quad (5)$$

이 식은  $\cos(n\theta)$ 에 대한 식으로 나타낼 수 있다. 이것은  $n$ 에 따른 오더 성분으로 정리할 수 있는데, 식(5)를 Fig. 10의 길이  $S$ 에 관해 정리한 식(6)에 대입하면  $\cos(n\theta)$ 에 대한 식으로 나타낼 수 있다. 여기서  $n$ 은 크랭크샤프트의 회전에 따른 오더 성분을 나타낸다.

$$S = R\cos\theta + L\cos\theta \quad (6)$$

$$S = R[a_0 + \cos\theta + a_2 \cos 2\theta + a_4 \cos 4\theta + a_6 \cos 6\theta + a_8 \cos 8\theta + \dots] \quad (7)$$

1개의 실린더에서 작용하는 불균형 힘  $F_a$ 는 피스톤의 질량  $M_p$ 와 식(7)을 두 번 미분한 가속도 값을 이용하면 식(8)과 같은 형태의 불균형 힘 식을 구할 수 있다.

$$F_a = -M_p R \Omega^2 [\cos\theta + 4a_2 \cos 2\theta + 16a_4 \cos 4\theta + 36a_6 \cos 6\theta + \dots] \quad (8)$$

이렇게 구해진 1개 실린더에서의 힘은 4개의 실린더를 갖는 엔진에서는 각각의 실린더에서 작용하는 힘의 방향에 따라 서로 영향을 주게 되어 식(9)와 같은 불균형 힘을 구할 수 있다<sup>(5)</sup>.

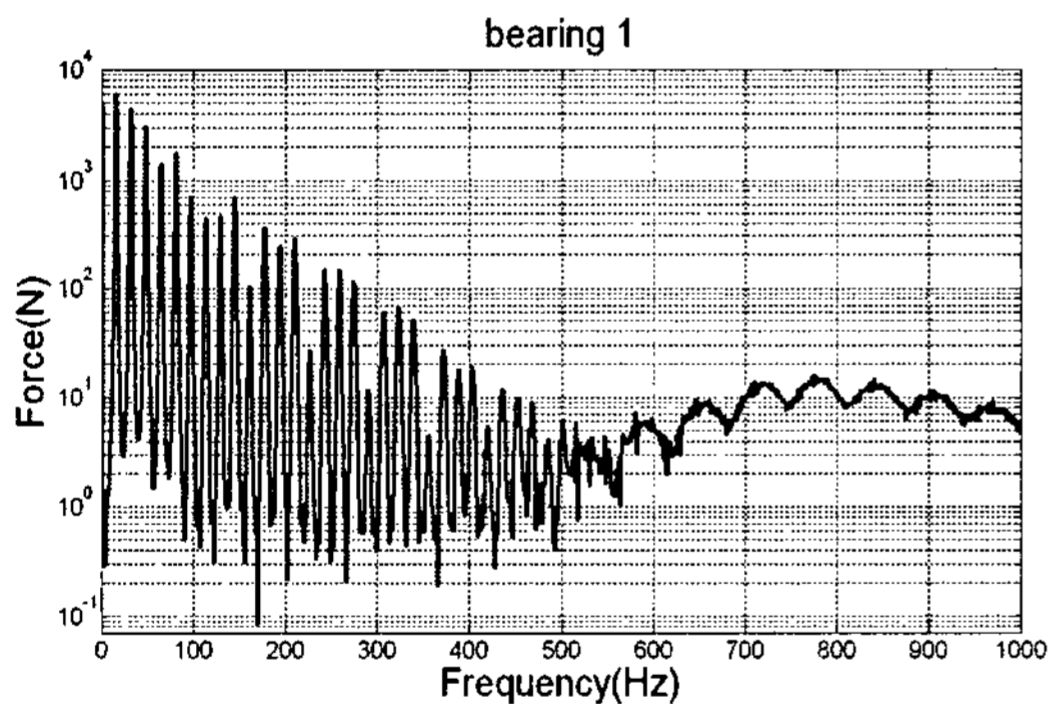
$$F_a = 16a_2 Z \cos 2\theta + 64a_4 Z \cos 4\theta + 144a_6 \cos 6\theta + \dots \quad (9)$$

### 4.3 메인베어링에 전달된 힘

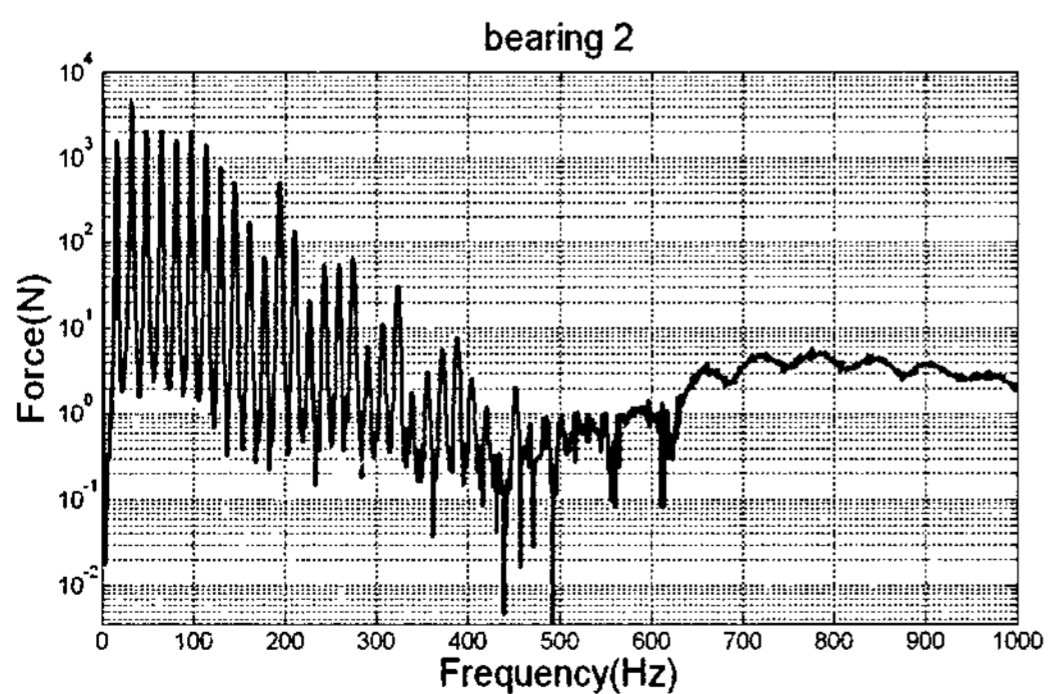
실차에 기초하여 제작한 모델을 이용하여 MSC ADAMS로 multi-body simulation을 구현함으로써 연소힘과 관성력에 의한 파워트레인의 메인 베어링에 작용하는 가진력을 해석 할 수 있다<sup>(6)</sup>. 메인 베어링에서 파워트레인에 가해지는 힘의 FFT(fast fourier transform)값은 Fig. 11의 그래프와 같다.

## 5. 방사소음 예측

파워트레인 표면의 구조적 진동과 소음 특성을 예측하기 위해서는 검증된 유한요소모델에 실제 차량 장착 시와 동일한 경계 조건과 엔진 폭발 과정에 따른 실제와 같은 힘을 적용하여야 한다. 경계 조건은 엔진 마운트(engine mount), 전면 롤 마운트(front role mount), 후면 롤 마운트(rear role mount), 트랜스미션 마운트(T/M mount)이며, 마운트 단품은 파워트레인과 마운트 연결부분의 6 자유도를 구속시킨다. 파워트레인의 가진력은 4장에서 구한 2000 rpm에서의 힘을 적용하여 해석을 하였다. Fig. 12는 파워트레인에 연결된 각 마운트의 위치를 나타내며 유한요소모델은 Fig. 13(a)와 같다. 그림에는 세 개의 마운트 경계조건이 나타나있다.



(a)



(b)

Fig. 11 Force of the main bearing (a) force of the main bearing 1 (b) force of the main bearing 2

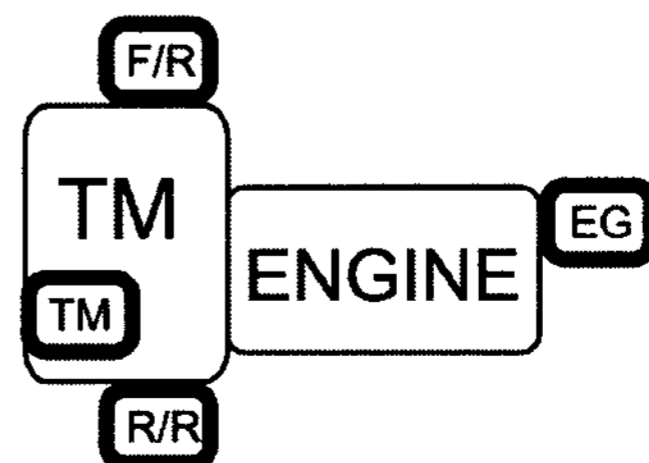
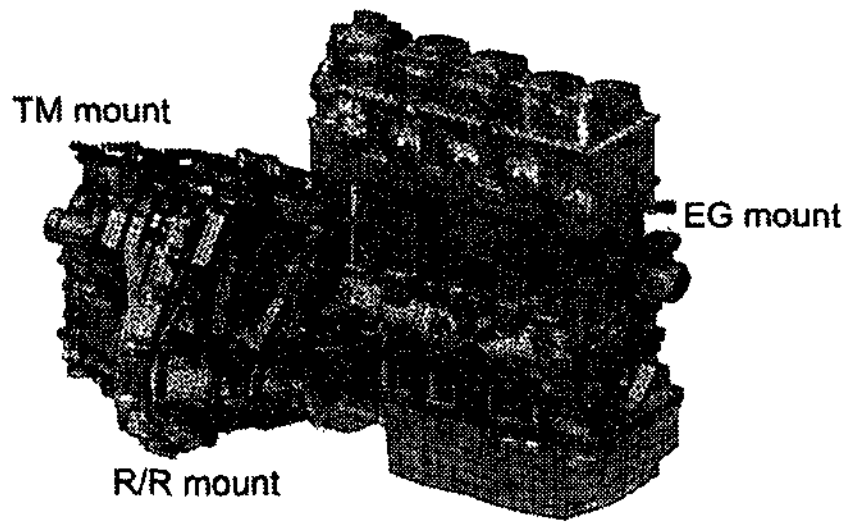
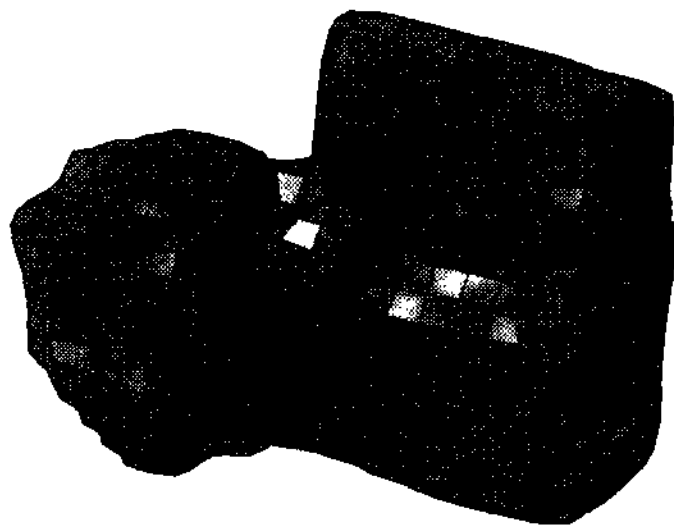


Fig. 12 Top view of a powertrain



(a)



(b)

Fig. 13 Finite element of a powertrain (a) position of mounts (b) acoustic mesh of a powertrain

파워트레인의 방사소음 해석은 4장에서 구한 해석 결과를 이용하여 진동/음향 시뮬레이션 프로그램인 LMS Virtual.Lab에서 BEM(boundary element method)로 수행하였다.

Fig. 13(b)에 나타난 파워트레인의 acoustic mesh는 structural mesh를 기초로 SEPW(six elements per wavelength)에 의해, 최대 관심주파수를 1000 Hz로 보았을 때 각 node의 간격은 56.67 mm 이하가 되도록 하였다. 그리고 Fig. 14는 주변 공간의 소음을 예측하기 위한 field point mesh로써, ISO 3744규정에 의해 파워트레인 모델을 중심으로 상하 좌우 반경이 약 2200 mm, 전후 반경은 약 1900 mm로 생성하였다.

식 (10)은 방사소음을 구하는데 사용되는 경계요소법의 기본식이다.

$$[A(\omega)]\{p\}=[B(\omega)]\{v_n\} \quad (10)$$

$[A(\omega)]$ ,  $[B(\omega)]$ 는 influence matrix를 나타내며,  $\{p\}$ 는 경계요소 표면에서의 압력 벡터, 그리고  $\{v_n\}$ 는 경계요소 표면에서의 수직 속도 벡터를 나타낸다.

$$P_p = \{a\}'\{p\} + \{b\}'\{v_n\} \quad (11)$$

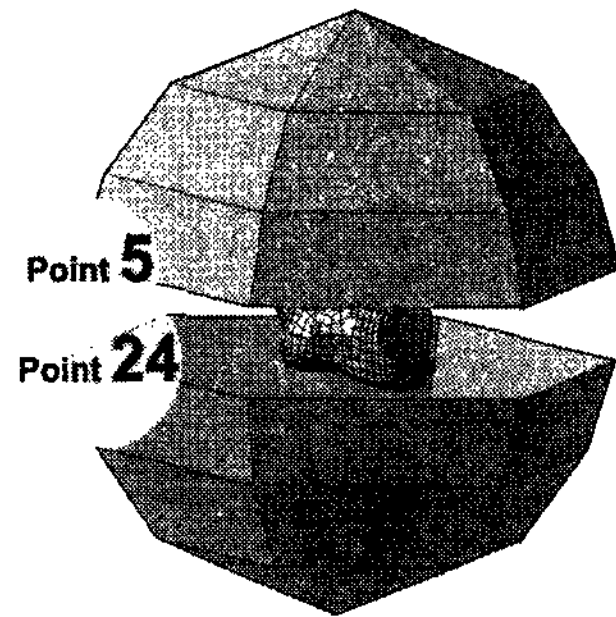


Fig. 14 Field point mesh of a powertrain

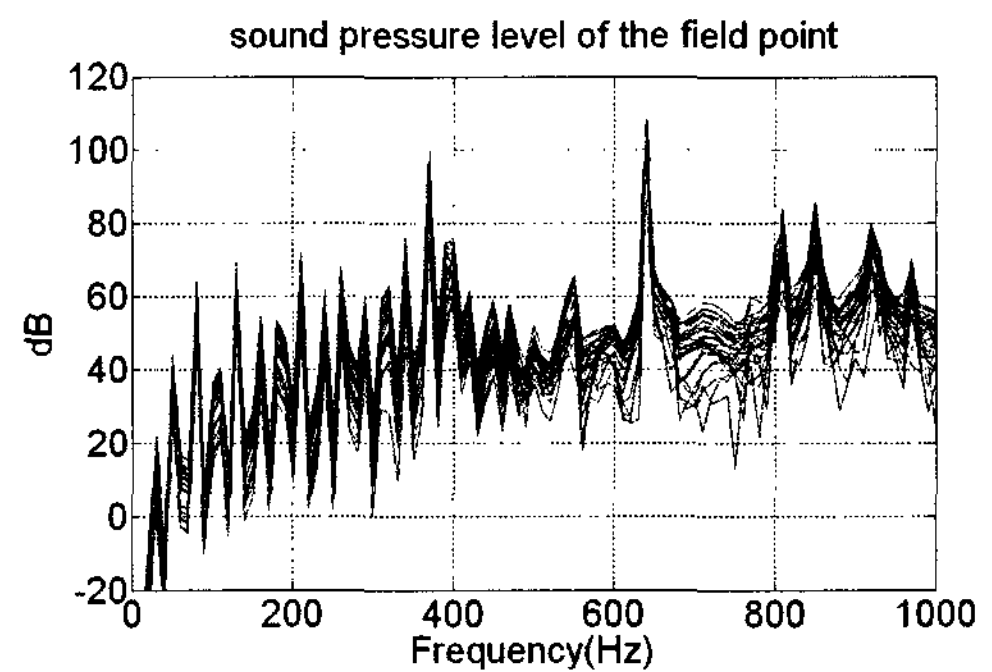


Fig. 15 Sound pressure level of the field point

식 (10)으로부터 구해진 경계 면에서의 압력과 수직 입자 속도로부터 acoustic domain상에 존재하는 임의의 field point에 대한 음압을 식 (11)을 이용하여 구할 수 있다. Fig. 15는 field point mesh에서의 음압 해석 결과이며 이 그래프에서 370 Hz와 640 Hz에서의 음압이 다른 주파수와 비교해 볼 때 상대적으로 크게 나타났다.

## 6. 소음 저감을 위한 구조변경

구조물의 진동에 따른 소음 발생을 줄이기 위하여 음압이 크게 발생하는 주파수대와 그때의 주 소음 발생 위치를 파악해야 한다. 파워트레인 기본 모델의 field point mesh에서의 음압 해석 결과 640 Hz에서 가장 큰 음압이 발생함을 알 수 있다. 이 주파수는 엔진블록의 1차 모드와 일치하며<sup>(7)</sup>, Fig. 16의 acoustic mesh는 640 Hz에서의 음압을 색으로 표현하고 있는데, 주 소음 발생 위치가 엔진 블록임을 알 수 있다. Fig. 17(a)와 (b)는 엔진 블록의 FRF를 나타낸다. 그래프에서 1차 모드는 파워트레인의 field point mesh에서 가장 큰 음압이 발생하는

640 Hz 주파수와 일치한다.

엔진 실린더블록의 진동 저감을 위한 구조변경은 결합된 상태인 파워트레인의 진동 또한 저감시킬 것으로 판단하였다. 엔진 실린더블록의 1차 모드는 Fig. 18과 같이 비틀림 모드 형태인데 이때 비틀림의 최소화를 위해 엔진 실린더블록의 구조를 반복적으로 수정하는 단계를 거쳤다. 이 연구에서는 최종적으로 Fig. 19와 같이 헤드와 엔진실린더블록이 맞

닿는 부분을 보강한 상태에서 줄이고자 하는 640 Hz 주파수에서의 음압이 가장 크게 저감된 해석 결과가 나타났다.

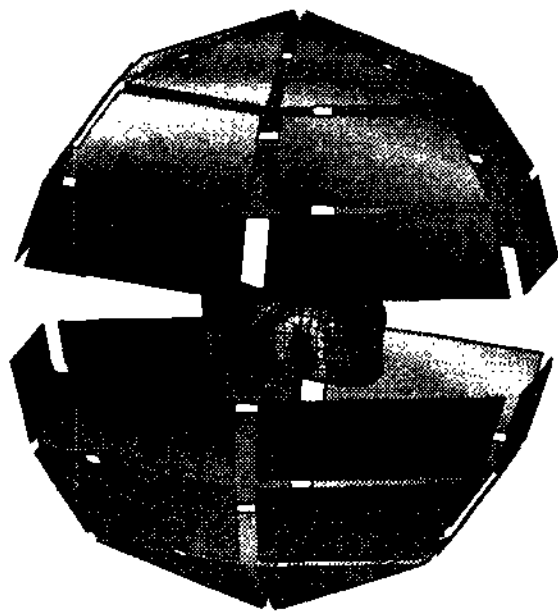


Fig. 16 Sound pressure level image of the acoustic mesh and field point mesh at the 1st mode

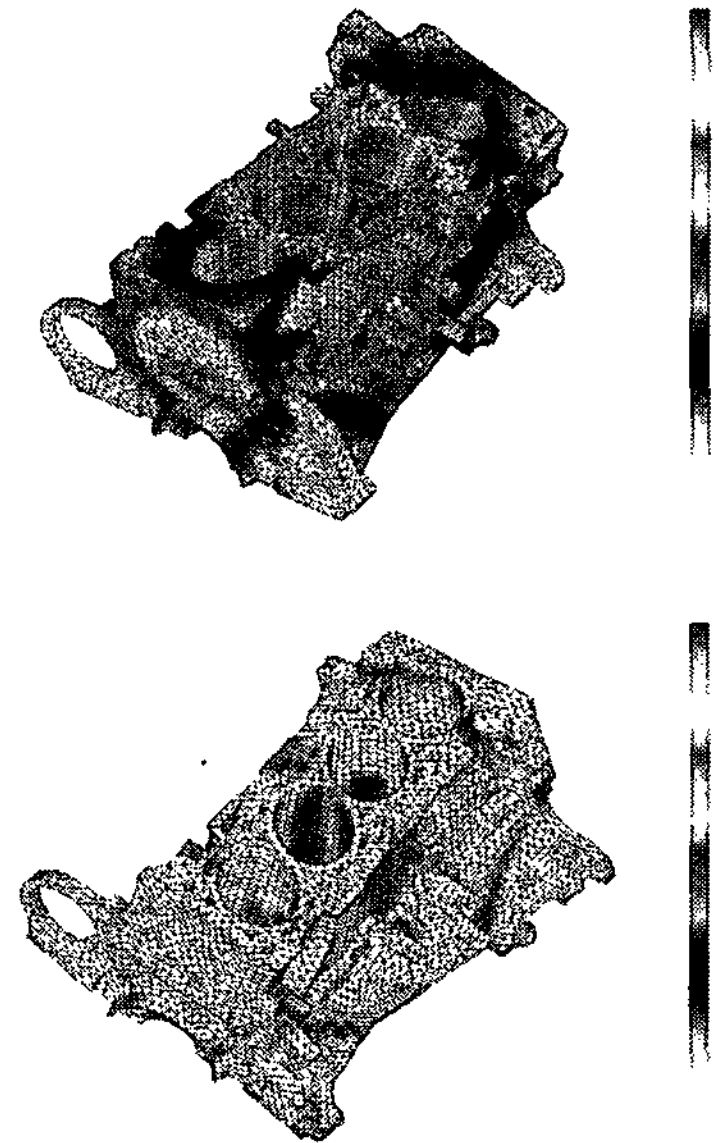
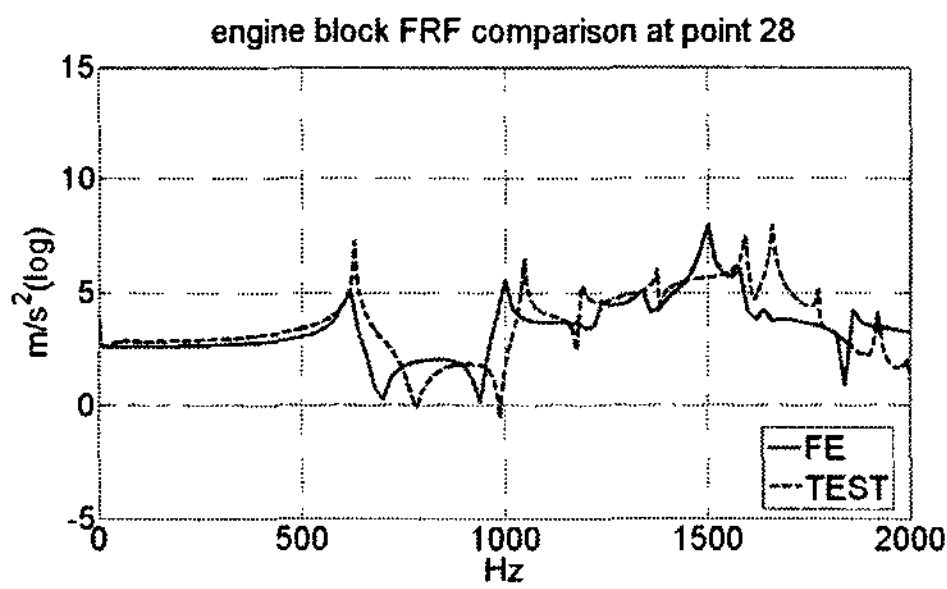
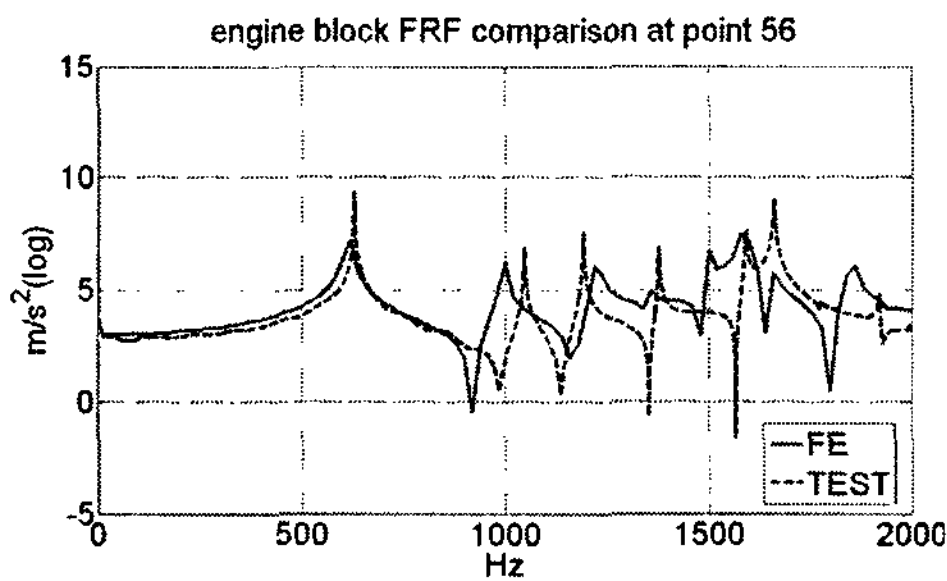


Fig. 18 The 1st mode shape of the engine block



(a)



(b)

Fig. 17 FRF(Frequency response function) (a) FRF of the engine cylinder block at point 28 (b) FRF of the engine cylinder block at point 56

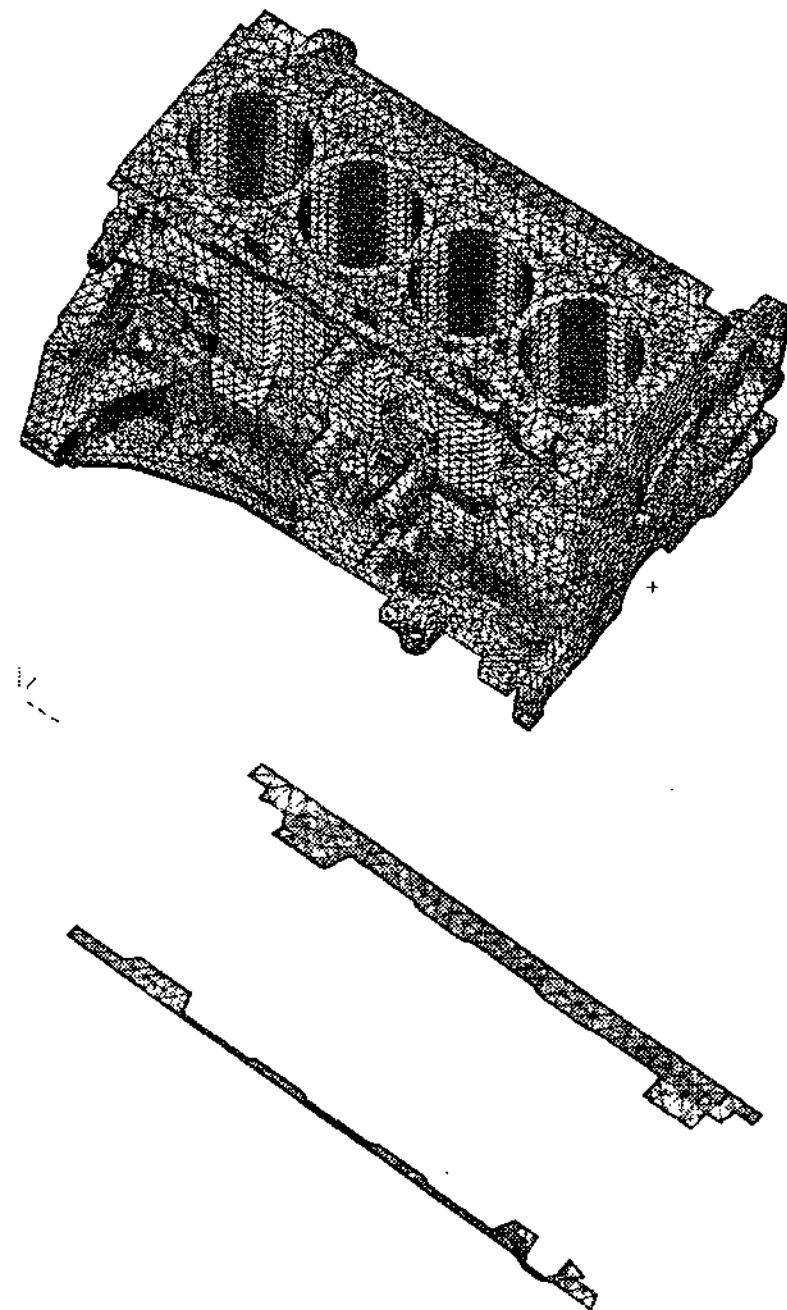


Fig. 19 Modified finite element of the cylinder block



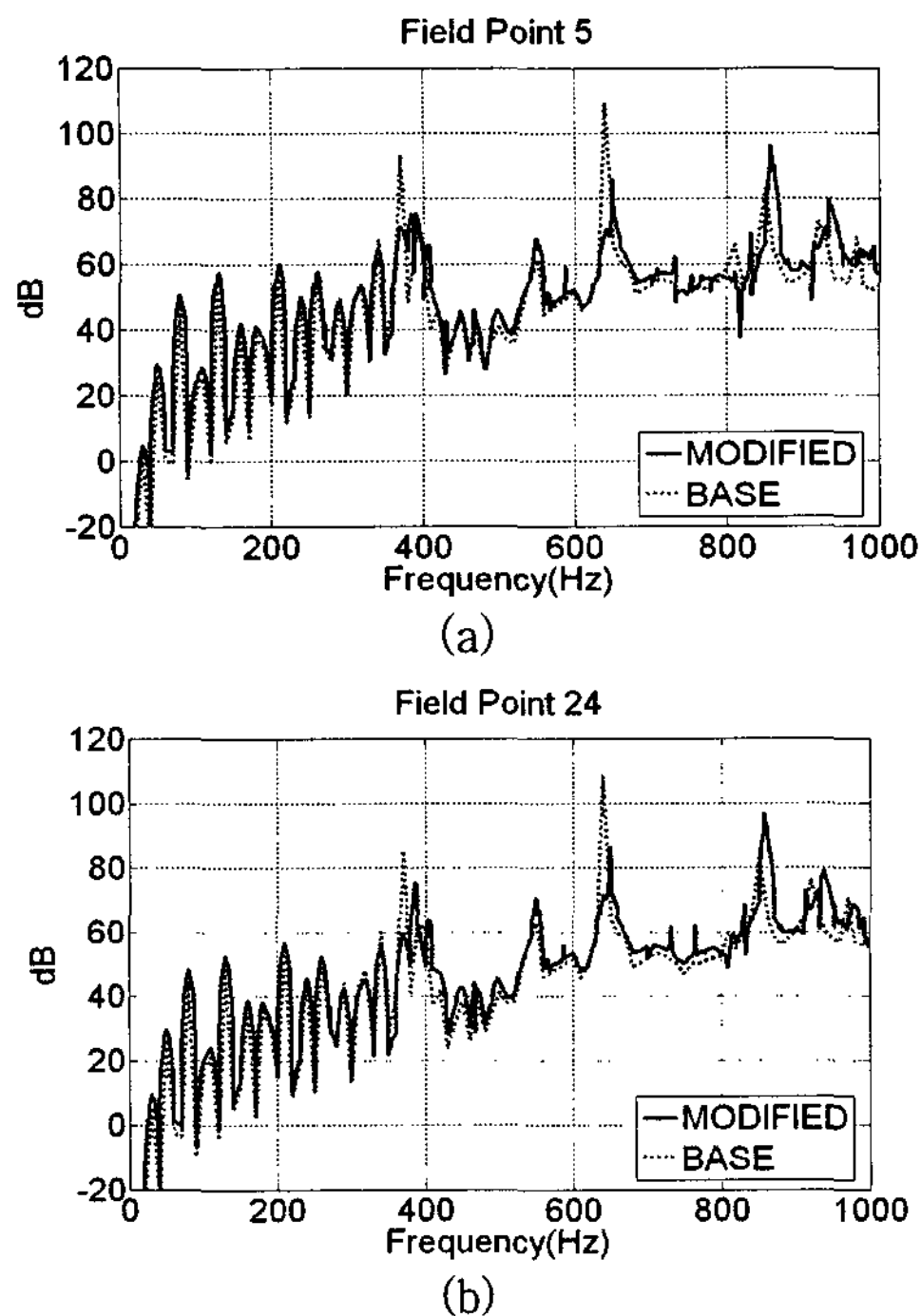


Fig. 20 Sound pressure level of field point  
(a) field point 5 (b) field point 24

Fig. 20(a), (b)는 Fig. 14에 표시된 번호 5와 24, 즉 운전석 방향에서의 음압 해석 그래프이다. 구조변경 후의 음압 해석결과 곡선이 기본 모델의 음압 해석 결과에 비해 640 Hz 주파수에서 약 20 dB 줄어든 것을 알 수 있다. 또한 목표로 한 640 Hz 주파수의 음압 저감과 함께 370 Hz 주파수의 음압도 줄어든 결과를 나타낸다. 하지만 목표로 하였던 주파수의 저감과 함께 860 Hz에서 음압이 증가한 결과가 나타났다.

## 7. 결 론

파워트레인이 방사되는 음압을 줄이기 위해 기본 파워트레인 모델에서 음압이 크게 발생하는 주파수와 엔진 실린더 블록의 1차 모드 주파수가 일치함을 알았다. 이에 따라 엔진 실린더블록의 1차 모드인 비틀림을 저감시키기 위한 구조변경을 하였고, 변경된 파워트레인의 음압 해석결과 640 Hz 주파수의 음압이 약 20 dB 줄어든 해석결과를 얻었다. 또한 구조변경으로 인해 목표인 640 Hz 주파수의 음압 저감과 함께 370 Hz에서도 낮아진 음압 해석 결

과가 나타났다. 음압저감의 목표였던 640 Hz 모드의 파워트레인 표면속도 저감은 다른 주파수에 영향을 주어 860 Hz에서의 파워트레인 표면속도의 증가와 이때의 음압이 상승하게 되는 결과를 가져왔다. 640 Hz에서의 음압의 저감은 약 20 dB이며 860 Hz에서 증가한 음압과 비교하면 그 편차가 크지만, 해석에 사용된 모든 field point에서의 음압이 대체적으로 5 dB에서 최대 12 dB까지 줄어들게 되는 결과가 나타났다. 이상과 같이 CAE를 통한 해석결과의 도출은 연구 개발에 들어가는 상당한 시간을 줄여줄 수 있을 것이다.

## 참 고 문 헌

- (1) Shung, H. S. and Donald, J. N., 1989, "Engine Vibration and Noise Reduction Using a Crank-block System Model", SAE paper 891129.
- (2) Paras, M. M., 0000, "Validation of a System of Finite Element Models Representing a Complex Transaxle", SAE 2003-01-1594.
- (3) Blakely, K., 1991, "Updating MSC/Nastran Models to Match Test Data", Proceedings MSC World Users Conference.
- (4) Walter, O. and Kaiser, H.-J., 1990, "Finite Element Analysis of Dynamic Behaviour of an Engine Block and Comparison with Experimental Modal Test Results", Proceedings MSC World Users Conference.
- (5) Charles Fayette Taylor, 1968, "The Internal-combustion Engine in Theory and Practice", The MIT Press.
- (6) Lee, J.-H., Lee, S.-K., Kim, S.-J. and Kim, T.-Y., 2006, "Analysis of Excitation Forces for the Prediction of the Vehicle Interior Noise by the Powertrain", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 16, No. 12, pp. 1244~1251.
- (7) Lee, J.-K. and Yeo, S.-D. 1997, "The Characteristics of Engine Noise and its Reduction Techniques", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 7, No. 4, pp. 689~700.