

# 선박용 디젤 엔진의 구조진동에 의한 방사소음 해석<sup>#</sup>

## Radiated Noise Analysis of Marine Diesel Engine from Structural Vibration

김 대 환\* · 홍 진 숙<sup>†</sup> · 정 의 봉\*\* · 박 정 근\*\*\*

Daehwan Kim, Chinsuk Hong, Weui Bong Jeong and Jeong-Geun Park

(2007년 9월 28일 접수 ; 2007년 11월 30일 심사완료)

**Key Words** : Radiated Noise(방사 소음), Air-borne Noise(공기중 소음), Diesel Engine(디젤 엔진), Firing Pressure (폭발 압력),  $p-\theta$  Curve( $p-\theta$  선도), ATV(acoustic transfer vector)

### ABSTRACT

This paper summarizes a design procedure of radiated noise from engine blocks of marine engines. This air-borne noise is one of the significant noise contributors including the aeroacoustic noise due to intake and exhaust and the re-radiation due to structure-borne noise. Excitation forces by engine operations are evaluated taking into account the power generation mechanism from the burning process to the subsequence motion of internal parts; piston, connecting rod, and crank shaft. The acoustic transfer vector method is incorporated to effectively simulate the radiated noise field under the various operation conditions. A contribution analysis for the various excitations to the radiated noise is conducted. It is found that the firing pressure is the main source of the radiated noise, and so the structure of the cylinder can be modified to significantly reduce the radiated noise from the engine block.

### 1. 서 론

엔진에서 발생하는 소음의 종류에는 엔진의 작동으로 인한 엔진 표면의 진동으로부터 방사되는 공기중 소음(air-borne noise)과 엔진의 흡배기에서 주로 발생하는 유체 유발 소음(aerodynamic noise), 엔진을 지지하고 있는 구조물을 통해 재 방사되는 소음(re-radiated noise)이 있다. 이들 중 공기중

소음은 여러 과정에서 매우 중요하다. 엔진이 선박에 탑재되었을 때 기관실의 소음 및 함내 소음을 지배하는 주요 성분이기 때문이다. 반면 흡배기에서 발생하는 유체 유발 소음은 연결된 muffler에 의해 감소되어 함 외부로 배출된다. 그리고 엔진지지 구조의 재 방사 성분은 엔진과 지지 구조물 사이에 마운트를 설치하여 구조 전달 에너지를 감소시킬 수 있다. 엔진으로부터 방사되는 소음을 저감시키기 위해서 엔진의 형상변화, 또는 운전상태 변화 등 여러 방법이 시도된다. 개선된 엔진 모델과 여러 조건에 대한 엔진 소음 수준 변화를 실험을 통해 평가할 수 있지만 매우 어려운 일이고 많은 비용이 요구될 것이다. 따라서 시뮬레이션을 통한 소음수준 평가가 효율적이다. 엔진의 방사소음을 해석하고 감소대책을 수립한 후 소음 수준을 평가하기위해 시 시뮬레이션을 통한 효율적인 해석방법 수립과 정확한 방사

<sup>†</sup> 교신저자: 정희원, 부산대학교 기계공학부  
E-mail : cshong@pusan.ac.kr  
Tel : (051)510-2494, Fax : (051)517-3805

\* 부산대학교 기계공학부  
\*\* 정희원, 부산대학교 기계공학부  
\*\*\* 정희원, (주)STX 엔진

<sup>#</sup> 이 논문은 2007 추계 소음진동 학술대회에서 우수논문으로 추천되었음.

소음의 예측이 필요하다<sup>(1)</sup>. 구조물의 진동에 의한 방사소음의 해석은 음향전달매질이 물과 같이 밀도가 높은 경우에는 구조와 유체의 연성현상이 강하여 문제가 매우 복잡해진다. 이런 문제를 완전 구조/음향 연성 문제(fully coupled fluid-structure interaction problem)이라하고 구조-음향계 사이의 양방향 연성 현상을 고려하기 위하여 구조 유한요소/음향 경계요소 결합 해법 등을 이용한다<sup>(2)</sup>. 그러나 매질이 공기와 같이 밀도가 낮은 경우 구조와 유체의 연성현상을 무시할 수 있으므로 약 연성문제(weakly coupled problem)라하고 구조에서 음향계로의 한 방향 영향만을 고려하고 그 역은 무시한다. 따라서 유한요소법을 이용하여 구조물을 먼저 해석하여 방사면의 수직방향 속도를 구하고 그 결과를 경계요소법으로 모델링한 유체영역의 경계요소에 경계요소조건으로 부여하여 방사음장을 독립적으로 해석할 수 있다<sup>(3)</sup>. 경계요소법을 이용하여 유체영역을 모델링한 경우 음장내의 음압과 경계면의 속도 사이에는 유일한 관계가 성립되고 이를 acoustic transfer vector(ATV)라 한다<sup>(6,7)</sup>. 경계요소면이 변하지 않으면 ATV는 동일한 값을 가진다. 유체영역의 경계요소면은 엔진의 방사면과 일치하므로 엔진의 가진력이나 내부형상이 변경되더라도 ATV는 일정하므로 한번계산으로 엔진상태의 여러 경우에 대한 음향학적 평가를 효과적으로 수행할 수 있다. 이 연구에서는 ATV를 도입하여 여러 종류의 가진력에 대한 방사소음 기여도를 효과적으로 분석하였다.

엔진의 방사소음을 예측하는 데 있어서 가장 중요한 것 중에 하나는 내부 가진력들을 규명하는 것이다. 내부 가진력들을 규명하기 위해 여러 가지 방법들이 시도되었다. 엔진 운전 중 실제 가스 폭발력은 실험을 통해 측정가능하며 다른 가진력들은 실험을 통해서 엔진 표면의 진동을 측정하고 역으로 내부 가진력을 규명하는 방법<sup>(4)</sup>과 multi body simulation(MBA)을 통해 엔진 전체의 동적 특성 해석을 통한 방법으로 규명된다<sup>(5)</sup>. 또 다른 한 가지 방법은 엔진 내부의 각 요소들의 운동을 고려하여 폭발력 및 관성력들이 엔진 블록에 가해지는 힘을 구하는 방법이다.

이 논문에서는 엔진 내부 요소들의 왕복운동부와 회전운동부의 관성력들을 엔진의 폭발력과 단일 실린더모형을 통해서 해석하였으며 관성력으로부터 발

생하는 반력과 guide force, guide moment를 해석하였다.

엔진의 구조해석을 통해 엔진의 동적특성과 각각의 가진력에 의한 구조 진동응답을 해석하였고 규명된 여러 가진력들의 방사소음에 대한 기여도를 해석하였다. 가진력들의 기여도 평가를 통해서 엔진 방사소음의 주요 원인이 되는 가진력을 알 수 있으며 방사소음에 대한 기여도가 높은 가진력이 작용하는 부분의 형상변화나 가진력 작용 메커니즘 변화를 통해 소음저감의 방안을 제시할 수 있다.

2절에서 해석에 사용되는 실제 선박용 디젤엔진과 주요 사양을 설명하였으며 3절에서는 엔진 내부의 가진력들을 해석하기 위한 단일실린더 모델을 제시하였다. 또한 단일실린더 모델과 실제 계측된  $p-\theta$  선도를 이용하여 내부 가진력을 해석한다. 해석된 가진력에 대한 구조물의 응답해석이 4절에서 수행되며 5절에서는 ATV(acoustic transfer vector)를 이용한 음향해석을 하였다. 이와 같은 엔진 방사소음을 해석하기 위한 시뮬레이션의 결과로 방사소음에 대한 각 가진력들의 기여도 평가와 방사 소음의 음향파위를 해석하였다.

## 2. 대상 엔진 및 엔진 주요 사양

해석에 사용된 실제 선박용 디젤엔진은 Fig. 1과 같다. 엔진은 엔진 전체를 지지하고 있는 common bed와 엔진 블록, 발전기, 하우징, turbo-charge 그리고 블록을 덮고 있는 덮개 등 크게 6개의 부분으로 구성되어 있다. Common bed는 실제 선체의 엔진룸 데크에 위치하게 되며 이때 엔진은 4개의 마운트로 지지된다. 엔진은 약 폭 1m, 길이 5m, 높이 2m의 크기를 가지고 있다. 또한 엔진의 주요 사양은 Table 1과 같다. 엔진은 4행정기관이며 Fig. 1에

Table 1 Main data for marine engine

Cycle	4 - stroke
Configuration	In-line
Firing order	1-4-3-2-5
Power range	450-900 kW
Speed	1200 rpm
Bore	160 mm
Stroke	240 mm
Piston area per cylinder	201 cm <sup>2</sup>
Max. combustion pressure	170 bar

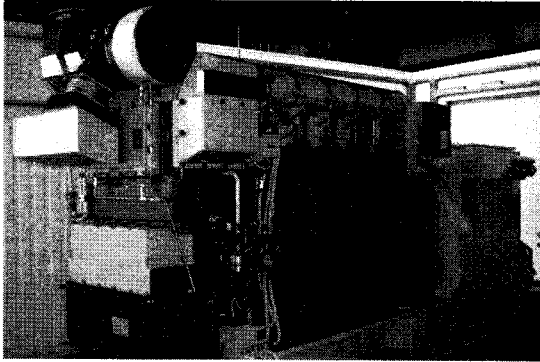


Fig. 1 Marine engine for analysis

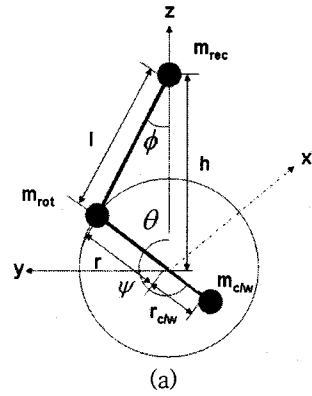
서 보는 바와 같이 in-line 엔진이다. 엔진 속도는 1200 rpm이며 최대 폭발압력은 170 bar이다. 엔진 내부 가진력해석 시 각 실린더의 폭발순서와 폭발압력, 엔진 속도 등이 사용된다.

### 3. 내부 가진력 해석

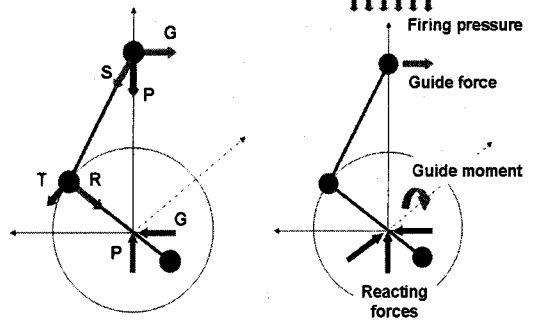
#### 3.1 단일 실린더 모델

엔진 내부 가진력에는 가스력, guide force, guide moment와 실린더 중심에 작용하는 반력들이 있다. 가스력이 실린더에 작용하게 되고 피스톤을 아래로 밀게 된다. 주기적으로 발생하는 가스력 하에 크랭크축의 회전운동이 시작된다. 그러므로 관성력들은 피스톤, 커넥팅로드, 크랭크축과 불평형 질량 등을 포함한 엔진의 구성 품들에 의해 발생하게 된다. 엔진 블록에 작용하는 guide force, guide moment와 반력들은 가스력과 관성력들의 반력으로 발생하게 된다. 엔진은 엔진의 폭발 순서와 크랭크의 각에 따라서 순차적으로 그리고 주기적으로 작동하기 때문에 각각의 실린더에 작용하는 가진력들의 크기는 같고 다른 위상을 가지게 된다. 그러므로 가진력들은 Fig. 2에서 보는 바와 같이 단일 실린더 모델을 통해서 규명된다. Fig. 2(a)에서  $l, r, h, \theta, \psi, \phi$ 는 각각 커넥팅 로드 길이, 크랭크 반경, 왕복운동부의 변위, 크랭크 각, 카운터 웨이터의 각 그리고 실린더의 중심축과 커넥팅로드의 사이각을 나타낸다. 또한  $m_{rec}, m_{rot}, m_{c/w}$ 는 왕복운동부의 질량, 회전운동부의 질량 그리고 카운터 웨이터의 불평형 질량을 나타낸다.

엔진 속도  $\omega$ 인 경우, 각 운동부 질량에 의한 관성력들은 다음과 같다.  $f_{rec}, f_{rot}$ 와  $f_{c/w}$ 는 각각 왕복운



(a)



(b)

Fig. 2 Single cylinder model for identifying the internal excitation forces. (a) Simplified engine components (b) Reacting and excitation forces

동부, 회전운동부와 카운터 웨이터의 불평형 질량으로 인해 발생하는 관성력을 나타낸다.

$$f_{rec} = m_{rec} \ddot{h} = -m_{rec} r \omega^2 (\cos \theta + 4a_2 \cos 2\theta + 16a_4 \cos 4\theta + \dots) \quad (1)$$

$$f_{rot} = m_{rot} r \omega^2 \quad (2)$$

$$f_{c/w} = m_{c/w} r_{c/w} \omega^2 \quad (3)$$

단,

$$a_2 = \frac{1}{\lambda} \left( \frac{1}{4} \lambda^2 + \frac{1}{16} \lambda^6 + \frac{15}{512} \lambda^6 + \dots \right),$$

$$a_4 = -\frac{1}{\lambda} \left( \frac{1}{64} \lambda^4 + \frac{3}{256} \lambda^6 + \dots \right), \quad (4)$$

$$a_6 = \frac{1}{\lambda} \left( -\frac{1}{512} \lambda^6 + \dots \right)$$

가진력들은 왕복운동부 회전운동부의 관성력으로 부터 정의 된다. 피스톤에 작용하는 가진력  $P$ 는 가

스력과 왕복운동부의 관성력의 합이고  $P$ 는 실린더는 힘  $S$ 를 발생시킨다. 또한, guide moment는 guide force에 의해서 실린더 중심에 작용하게 된다. 결국, 이러한 가진력들은 가스력과 guide force를 제외하고 실린더 중심에 작용하게 된다. 가스력은 실린더 표면에 작용하는 것으로 가정하고 guide force는 실린더벽 한 점에 작용하는 것으로 가정한다. Guide force와 guide moment,  $y$ 방향,  $z$ 방향 반력들은 식 (5)~(8)과 같다.

$$f_{guide} = (f_{gas} + f_{rec}) \frac{\lambda \sin \theta}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}} \quad (5)$$

$$M_{guide} = r(f_{gas} + f_{rec}) \left( \sin \theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta \right) \quad (6)$$

$$f_y = f_{rot_y} + f_{c/w_y} = m_{rec} \ddot{h} \sin \theta + m_{c/w} r_{c/w} \theta^2 \sin(\theta + \psi) \quad (7)$$

$$\begin{aligned} f_z &= -f_{rec} + f_{rot_z} + f_{c/w_z} + f_{gas} \\ &= -f_{rec} + m_{rec} \ddot{h} \cos \theta + m_{c/w} r_{c/w} \theta^2 \cos(\theta + \psi) + f_{gas} \end{aligned} \quad (8)$$

단일 실린더모델을 이용하여 계산된 가진력들은 엔진의 유한요소 모델에 적용된다. 해석에 사용된 엔진은 5기통엔진이며 각각의 실린더에 작용되는 가진력들은 앞서 말한 것과 같이 엔진 폭발 순서와 크랭크 각에 따라 주기적으로 작용하게 된다.

### 3.2 내부 가진력

엔진 블록에 작용하는 가진력들은 3.1절에서와 같이 단일실린더 모델을 이용하여 계산되었다. 해석에 사용되는 선박용 디젤엔진의 주요 값은 Table 1의 값을 사용하였다.

각 실린더에 작용하는 가진력들은 엔진 폭발 순서에 따라 다른 위상과 같은 크기를 가진다. 4행정 디젤엔진이므로 첫 번째 엔진 오더는 0.5이고 엔진 속도를 기준으로 볼 때 10Hz 성분이다. 실제 측정된 실린더 내부의  $p-\theta$ 선도는 Fig. 3과 같으며 Fig. 3의  $p-\theta$ 선도를 입력으로하여 해석된 가진력들의 크기는 Fig. 4와 같다. Fig. 4에서 보듯이 guide force와 guide moment 그리고  $z$ 방향의 반력들은 비슷한 모양의 스펙트럼을 보인다. 이는 세 가진력들은 식 (5), (6)과 (8)에 나타나듯이 가스력에 의해서 직접적으로 영향을 받기 때문이다. 그러나  $y$ 방향의 반력의 경우

식 (7)과 Fig. 4(d)에서 보는 바와 같이 관성력에 의해서 반력이 발생하기 때문에 엔진의 2차 오더 성분에서만 크기를 가진다.

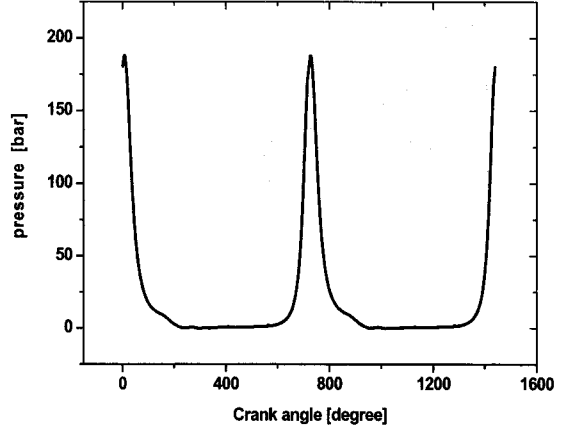
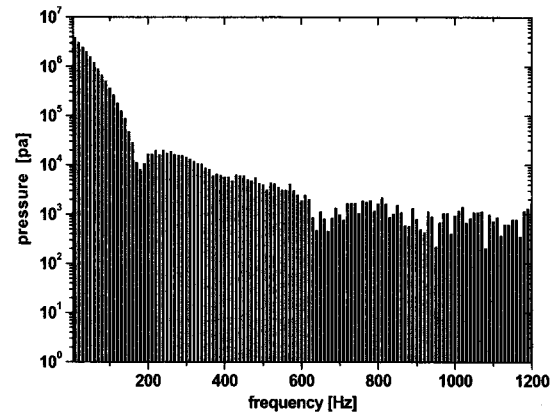
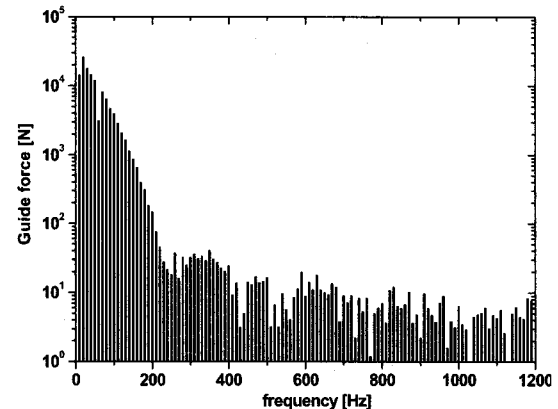


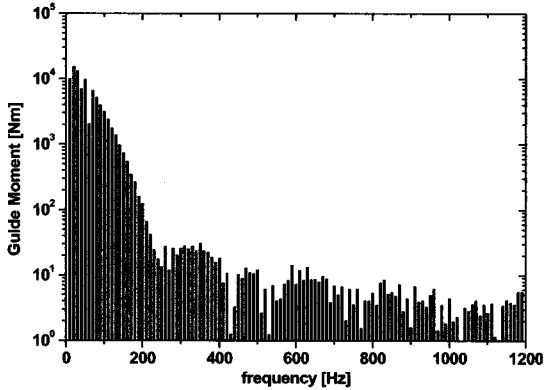
Fig. 3 Experimentally measured  $p-\theta$  curve



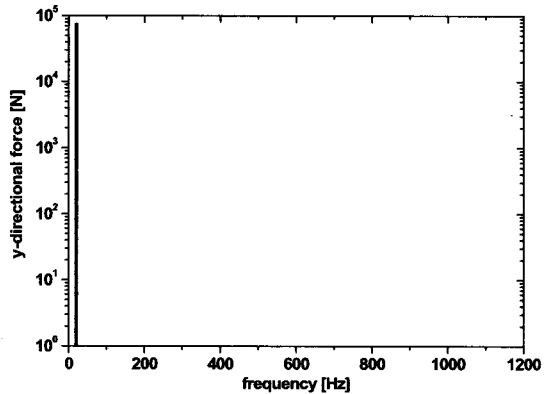
(a) Firing pressure



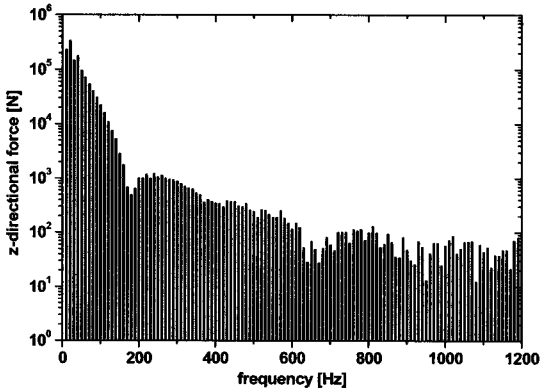
(b) Guide force



(c) Guide moment



(d) y-directional reaction force



(e) z-directional reaction force

Fig. 4 Magnitude of the excitation forces identified from single cylinder model

#### 4. Acoustic Transfer Vector(ATV)

방사소음 해석에 있어서 다양한 조건에 대한 해석을 수행할 경우 acoustic transfer vector(ATV)를 이용하면 보다 효과적으로 해석을 할 수 있다. ATV

는 구조물 표면에 수직한 속도와 응답 점에서의 음압사이의 전달 함수이고, 경계요소법(BEM)을 이용하여 계산된다<sup>(7)</sup>. 각각의 ATV를 이용하여 가진력이 방사소음에 미치는 기여도를 보다 효과적으로 해석할 수 있다. 또한 한번 계산된 ATV는 변하지 않기에 내부 구조물의 다양한 수정을 통해서 방사소음을 효과적으로 해석할 수 있다.

이 논문에서는 방사소음 해석 시 direct BEM을 사용하였다. Direct formulation을 이용하면 식(9)에서 보는 바와 같이 임의의 점에서의 음압은 경계에서의 속도와 압력의 향으로 나타내어진다.

$$c(\vec{x})p(\vec{x}) = P.V. \int_s p(\vec{y}) \frac{\partial G(\vec{x}|\vec{y})}{\partial n_y} dS_y + j\rho\omega \int_s v(\vec{y}) G(\vec{x}|\vec{y}) dS_y \quad (9)$$

$p(\vec{y})$ 와  $v(\vec{y})$ 는 경계에서의 압력과 속도이고,  $\vec{n}_y$ 는 경계에서의  $\vec{y}$ 점에서 경계 안쪽으로 향하는 벡터이다.  $\rho$ 는 유체의 밀도이고,  $\omega$ 는 주파수, 그리고  $G(\vec{x}|\vec{y})$ 는 Green's function이다. Operator P.V.는 Cauchy's principal value이고  $c(\vec{x})$ 는 3차원 공간에서 식(10)과 같다.

$$c(\vec{x}) = 1 + P.V. \int_s \frac{1}{4\pi|\vec{x}-\vec{y}|^2} \frac{\partial|\vec{x}-\vec{y}|}{\partial n_y} dS_y \quad (10)$$

경계에서  $c(\vec{x})$ 는 0의 값을 가지게 되는데 식(9)를 행렬 형태로 나타내면 식(11)과 같다.

$$[A]\{p_b\} = [B]\{v_b\} \quad (11)$$

하첨자  $b$ 는 경계를 나타낸다. 비슷한 방법으로 응답 점에서  $c(\vec{x})$ 는 1의 값을 가지고 식(9)를 행렬 형태로 나타내면 식(12)와 같다.

$$p = \{d\}^T\{p_b\} + \{m\}^T\{v_b\} \quad (12)$$

식(11)과 식(12)로부터

$$p = \{atv\}^T\{v_b\} \quad (13)$$

이고 여기서  $\{atv\}^T$ 는 식(14)와 같다.

$$\{atv\}^T = \{d\}^T[A]^{-1}[B] + m^T \quad (14)$$

식(12)에서 보는 바와 같이 ATV는 경계에서의 속도와 응답 점에서의 음압사이의 전달함수의 배열 임이 확실하다. 여러 개의 응답 점의 경우 응답 점에서의 음압은 식(15)와 같다.

$$p = [ATM]^T v_b \quad (15)$$

ATV 행렬인 ATM(acoustic transfer matrix)은 다른 ATV로 이루어진다. 3장에서 해석된 가진력들에 대한 엔진의 경계에서 속도가 구조해석을 통해서 계산되고, 특정 음향 모델과 응답 점사이의 ATM이 엔진의 음향파워 해석을 위해서 계산된다.

### 5. 시뮬레이션

#### 5.1 해석 절차

방사 소음과 구조물 진동을 해석하기 위한 절차는 Fig. 5와 같다. 해석절차는 다음 주요 부분을 포함하고 있다.

- CAD(CATIA)와 CAE(MSC/PATRAN)을 사용하여 엔진 모델과 유한요소 모델 생성.
- MSC/NASTRAN을 이용하여 엔진의 강제응답 해석.
- LMS/SYSNOISE를 이용하여 ATV와 음향 파워 해석.

엔진의 구성요소인 크랭크축, 커넥팅로드와 피스톤 등은 3절에서 보는 바와 같이 가진력 해석 시 각 구성요소들의 거동이 고려되었기 때문에 엔진 모델에 포함 되지 않는다.

#### 5.2 구조 해석

MSC/NASTRAN을 이용하여 유한요소법을 이용

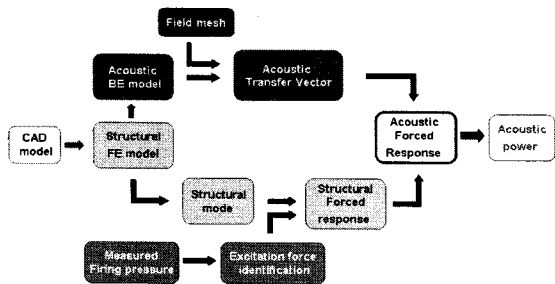
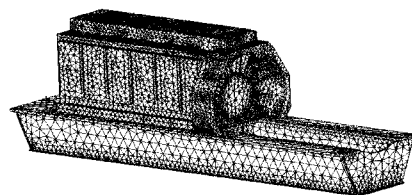


Fig. 5 Computational procedure for the simulation of the radiated noise from the engine block of marine engines

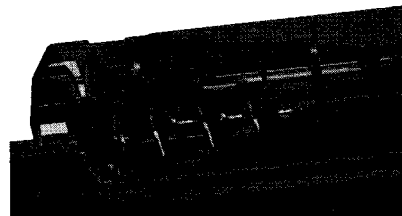
한 구조해석을 수행하였다. Fig. 6은 Fig. 1에서 보인 실제 엔진의 유한요소 모델이다. Fig. 6에서 보는 바와 같이 엔진은 엔진 블록과 common bed만을 포함하여 모델링하였고 발전기는 고려하지 않았다. 향후 정도 향상을 위해 이들을 포함한 모델링이 필요한 것이라 사료된다. 먼저, 엔진전체의 거동을 파악하기 위해서 엔진의 고유 모드 해석을 하고, 해석된 엔진의 모드들은 모드 중첩을 이용하여 효과적으로 가진력에 대한 강제 응답을 해석하기 위해 사용된다. 해석된 엔진의 주요 모드는 Fig. 7과 같다. 3절에서 해석된 가진력들에 대한 엔진의 응답이 해석된다. 가진력들은 Fig. 6(b)에서 보는 바와 같이 엔진 모델에 적용된다. 유한 요소 모델에 적용되는 가진력은 다음과 같이 가정된다. y 및 z방향의 반력과 guide moment는 엔진의 중심인 크랭크축에 작용하고 가스력은 실린더의 표면에, 그리고 guide force는 실린더 표면의 한 점에 작용한다고 가정한다.

#### 5.3 음향 해석

LMS/SYSNOISE를 이용하여 경계요소법을 이용한 엔진 블록에서 방사되는 소음해석을 하였다. 구조물과 공기사이의 상호작용이 무시되기 때문에 5.2절에서 해석된 엔진의 진동수준은 음향해석을 위한 Fig. 8(a)의 음향 모델의 경계조건이 된다. Fig. 8에서 보이는 경계요소모델은 Fig. 6(a)의 유한요소 모델의

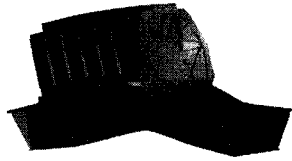


(a)



(b)

Fig. 6 (a) Finite element model of engine (b) excitation forces applied on the engine block



(a) 2nd mode at 113 Hz



(b) 14th mode at 500 Hz



(c) 36th mode at 824.3 Hz

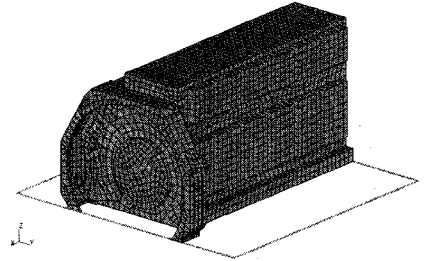


(d) 63th mode at 1134 Hz

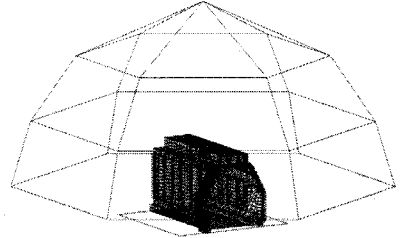
Fig. 7 Typical structural engine modes

표면 요소들과 정확하게 일치할 필요는 없다. 유한 요소 모델의 각 노드에서의 진동 결과는 보다 적은 노드를 가지는 경계요소에 보간 되어 경계조건으로 적용된다. 경계요소 모델은 관심 있는 가장 고주파의 파장에 6개의 경계요소가 필요<sup>(3)</sup>하고 균일한 경계요소의 크기를 가지도록 모델링함으로써 더욱 좋은 해석결과를 얻을 수 있다<sup>(5)</sup>.

엔진의 common bed는 선체 엔진룸 데크에 위치하고 있어 방사소음에 많은 영향을 주지 않기 때문에 음향 해석 모델에는 고려되지 않으며 이로 인해 더욱 합당한 경계요소를 얻을 수 있다. 또한 엔진 블록으로부터 방사되는 소음은 선체 바닥에서 완전히 반사되므로 Fig. 8(a)의 symmetry 경계조건이 필요하다. 각각의 가진력들이 엔진 방사소음에 기여하는 정도를 해석하기 위해서는 음향파위를 해석하는 것이 필요하다. 음향파위를 해석하는 데 있어서 LMS/SYSNOISE에서 지원하는 ISO 3374-1994 field mesh를 사용하면 다른 계산 없이 ATV를 이

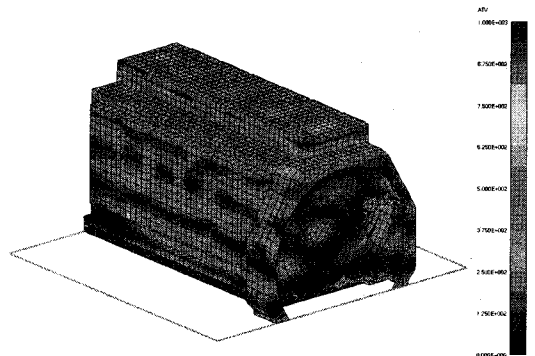


(a) Boundary element model

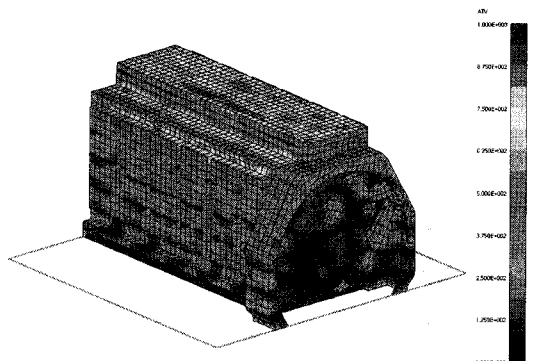


(b) Field mesh ISO 3374-199

Fig. 8 Acoustic model



(a) 800 Hz



(b) 1200 Hz

Fig. 9 Typical ATV at (a) 800 Hz, (b) 1200 Hz for a field point located on the top of the engine block

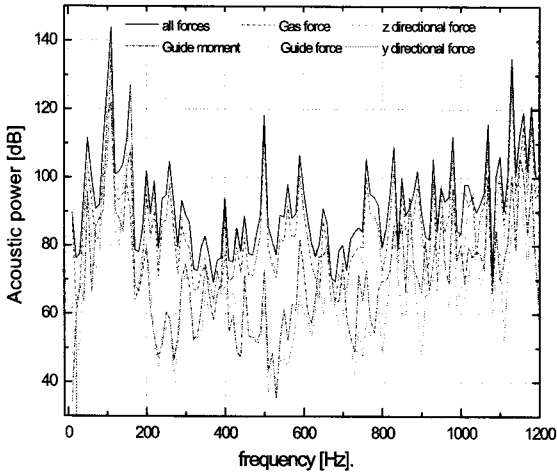


Fig. 10 Contribution of the different excitation forces to the engine acoustic power

용한 해석방법을 이용하여 정해진 위치의 응답 점에서 음압으로부터 즉시 음향파위를 해석할 수 있다. 음향파위를 해석하기 위해 사용된 field mesh는 Fig. 8(b)과 같다. ATV는 사용된 field mesh, ISO3374-1994와 엔진 블록의 경계요소를 이용하여 계산된다. Fig. 9은 엔진 블록 상부 방향의 한 응답 점에서 다른 주파수에서의 주요 ATV를 나타낸다. 5.2절에서의 구조물의 진동 수준과 5.3절에서의 계산된 ATV를 이용하여 각각의 가진력에 대한 음향파위를 해석한다.

## 6. 해석 결과

다양한 가진력들이 방사소음에 미치는 기여도 해석은 계산된 음향파위의 수준을 비교함으로써 파악할 수 있다. Fig. 10은 각각의 가진력에 의한 음향파위를 나타낸다. 해석된 음향파위 스펙트럼에서 보는 바와 같이 가스력은 방사소음에 영향을 미치는 주요 가진력 성분이다. 또한 z방향의 반력에 의한 음향파위는 가스력으로 인한 음향파위와 비슷한 수준을 보인다. 이는 식 (8)에서 보는 바와 같이 z방향의 반력은 가스력에 직접적으로 영향을 받기 때문이다.

Fig. 10의 스펙트럼은 몇 가지 특징을 보인다.

(1) 300 Hz 이하의 저주파 대역에서 높은 수준의 음향파위는 Fig. 4에서 보는 바와 같이 동일 주파수 대역에서의 가진력의 크기가 매우 크기 때문이다.

(2) 500 Hz 이상의 주파수대역에서 가진력의 크

기가 저주파 대역에서의 가진력의 크기보다 50 dB 낮지만 방사효율이 높기 때문에 일정한 크기의 음향파위 수준을 갖는다.

(3) 스펙트럼에는 3개의 지배적 크기의 음향파위를 가지는 주파수 110, 500, 1130 Hz가 있는데, 이는 5.2절에서 해석한 엔진의 모드와 일치하는 주파수이다. 이 주파수에서 엔진이 잘 가진되고 엔진 블록으로부터 소음이 높게 방사된다.

## 7. 결론

선박용 디젤 엔진의 블록으로부터 방사되는 소음 해석을 위한 CAE 해석 절차를 수립하였다. 엔진 내부에 작용하는 가진력들을 실측된  $p-\theta$  선도와 단일 실린더 모델을 사용하여 성공적으로 해석할 수 있었다. 또한 가진력들의 방사소음에 대한 기여도를 효과적으로 분석하기 위해 ATV(acoustic transfer vector)를 이용하였고, 기여도 해석의 결과로 가스력이 엔진블록의 방사소음의 가장 큰 영향을 미치는 것을 알 수 있었다.

## 후 기

이 연구는 BK21 사업과 (주) STX engine의 지원으로 수행되었으며 이에 관계자 여러분께 깊은 감사료를 표한다.

## 참 고 문 헌

- (1) Zhang, J. H. and Han, J., 2006, "CAE Process to Simulate and Optimize Engine Noise and Vibration", Mechanical System and Signal Processing, Vol. 20, pp. 1400~1409.
- (2) Hong, C. S. and Shin, K.-K., 1996, "Application of General Purpose Package for Fluid-structure Interaction Problems", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 7, No. 4, pp. 571~578.
- (3) LMS/SYSNOISE 5.6, "User Manual ATV-Application", pp. 150 ~ 152.
- (4) Van Herbruggen, J. and Van der Linden, P. J. G., Knittel, H.-J. and Schnur, J., 2001, "Engine



Internal Dynamic force Identification and the Combination with Engine Structural and Vibro-acoustics Transfer Information”, SAE paper 2001-01-1596.

(5) Damiano Micell, “Numerical Approach Forpowertrain Structural And Vibrational Analysis”, Centro Ricerche Fiat-Orbassano-Italy, pp. 1~9.

(6) Van der Auweraer, H., Tournour, M., Wyckaert, K. and De Langhe, K., 2005, “Vibro-acoustic CAE from an International Application Perspective”, SAE paper 2005-26-050.

(7) Schenck, H. A., 1981, “Improvement Integral Formulation for Acoustics Radiation Problems”, J. Acoust. Soc. Am., Vol. 44, pp. 41~58.