

선박용 디젤 엔진의 구조진동에 의한 방사소음 해석

Radiated Noise Analysis of Marine Diesel Engine from Structural Vibration

김대환† · 홍진숙* · 정의봉** · 박정근***

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

Key Words : Radiated noise (방사 소음), Structure-borne noise (구조 진동 유발 소음), Diesel engine (디젤 엔진)

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 방사되는 소음의 종류에는 엔진의 작동으로 인한 엔진 표면의 진동으로부터 방사되는 구조 진동 유발 소음(Structure borne noise)과 엔진의 흡배기에서 주로 발생하는 유체 유발 소음(air borne noise), 엔진을 지지하고 있는 구조물을 통해 재 방사되는 소음(re-radiated noise)이 있다. 이러한 소음발생 메커니즘은 엔진 방사소음의 주요 원인들이 된다. 엔진으로부터 방사되는 소음을 직접 실험을 통해 측정하는 방법은 비효율적인 방법이므로 시뮬레이션을 통한 방사소음을 예측이 필요하다^[1]. 방사소음을 예측위한 여러 가지 해석절차들이 여러 선 연구자들에 의해서 시도되었다.

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^[2]과 Multi body simulation(MBA)을 통해 엔진 전체의 동적 특성 해석을 통한 방법으로 규명된다^[3]. 하지만 내부 가진력들은 실제 측정된 폭발 압력만을 이용하여 규명될 수 있다.

본 논문에서는 엔진 내부 요소들의 왕복운동부와 회전운동부의 관성력들이 단일 실린더모델을 통해서 규명되었으며 또한, guide force와 guide moment가 규명되었다. 엔진의 구조해석을 통해 엔진의 동적특성과 가진력에 의한 구조 진동응답을 해석하였고 규명된 여러 가진력들의 방사소음에 대한 기여도를 해석하였다. 또한 효과적인 기여도 해석과 방사소음 해석을 위해 Acoustic transfer vector(ATV)를 사용하였다. 가진력들의 방사소음에 대한 기여도 해석을 통해 방사소음에 영향을 미치는 주요 소음 원을 알 수 있다.

† 교신저자; 부산대학교 대학원 기계공학부
E-mail : dh.kim@pusan.ac.kr
Tel : (051) 510-3088, Fax : (051) 517-3805

* 부산대학교 기계공학부 BK21 사업단

** 부산대학교 기계공학부

*** STX 엔진

2. 내부 가진력 해석

2.1 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 불 평형 질량 등을 포함한 엔진의 구성 품들에 의해 발생하게 된다. 엔진 블록에 작용하는 guide force, guide moment와 반력들은 가스력과 관성력들의 반력으로서 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 그림 1에서 보는 바와 같이 단일 실린더 모델을 통해서 규명된다.

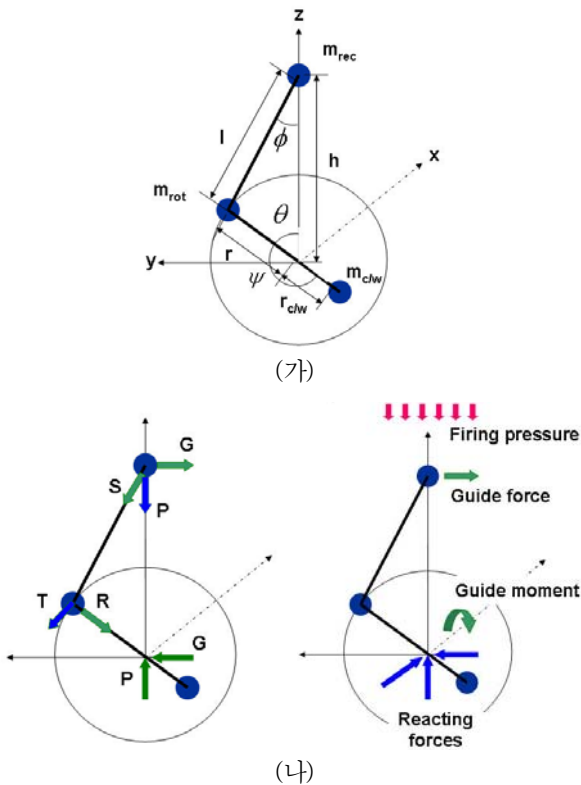


그림 1 단일 실린더 모델. (가) 단순화된 엔진 내부 요소
(나) 엔진 내부 가진력

그림 1에서 $l, r, h, \theta, \psi, \phi$ 는 각각 커넥팅 로드 길이, 크랭크 반경, 왕복운동부의 변위, 크랭크 각, 카운터 웨이터의 각 그리고 실린더의 중심축과 커넥팅로드의 사이 각을

나타낸다. 또한 $m_{rec}, m_{rot}, m_{c/w}$ 는 왕복운동부의 질량, 회전운동부의 질량 그리고 카운터 웨이터의 불 평형 질량을 나타낸다.

엔진 속도 ω 인 경우, 각 운동부 질량에 의한 관성력들은 다음과 같다.

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

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

$$f_{rec} = m_{rot}r\omega^2 \quad (3)$$

단,

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

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

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

가진력들은 왕복운동부 회전운동부의 관성력으로부터 정의된다. 피스톤에 작용하는 가진력 P는 가스력과 왕복운동부의 관성력의 합이고 P는 실린더 벽에 작용하는 guide force와 커넥팅 로드에서 작용하는 힘 S를 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 실린더 벽 한 점에 작용하는 것으로 가정한다. guide force와 guide moment, y방향, z방향 반력들은 다음과 같다.

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

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

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

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

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

2.2 내부 가진력

엔진 블록에 작용하는 가진력들은 2.1절에서와 같이 단일

실린더 모델을 이용하여 계산되었다. 해석에 사용되는 선박용 디젤엔진의 주요 특성은 다음 표 1과 같다.

표 1 선박용 디젤 엔진의 주요 특성

행정	형태	실린더 수	엔진속도	엔진 폭발 순서
4 행정	in-line	5	1200rpm	1-4-3-2-5

각 실린더에 작용하는 가진력들은 엔진 폭발 순서에 따라 다른 위상과 같은 크기를 가진다. 4 stroke 디젤 엔진이므로 첫 번째 엔진 오더는 0.5이고 엔진 속도를 기준으로 볼 때 10Hz의 성분이다. 실제 측정된 실린더 내부의 $p-\theta$ 선도는 그림 2와 같으며 그림 2의 $p-\theta$ 선도를 입력으로하여 해석된 가진력의 크기는 그림 3과 같다.

그림 3에서 보듯이, guide force와 guide moment 그리고 z 방향의 반력들은 비슷한 모양의 스펙트럼을 보인다. 이는 세 가진력들은 식 (5)에서 식 (8)까지에서 나타나듯이 가스력에 의해서 직접적으로 영향을 받기 때문이다. 그러나 y 방향의 반력의 경우 식 (7)과 그림 3 (라)에서 보는 바와 같이 관성력에 의해서 반력이 발생하기 때문에 엔진의 2차 오더 성분에서만 크기를 가진다.

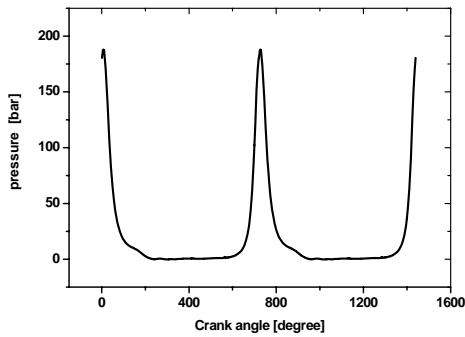
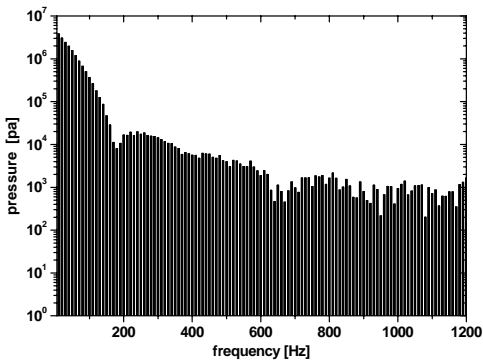
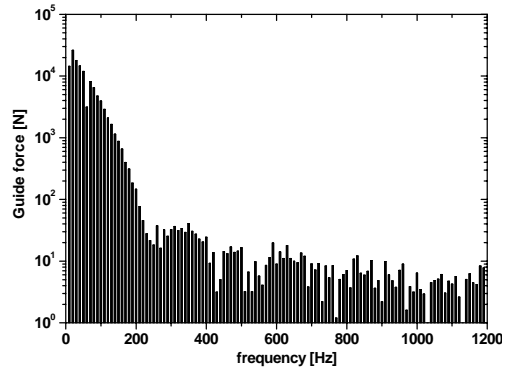


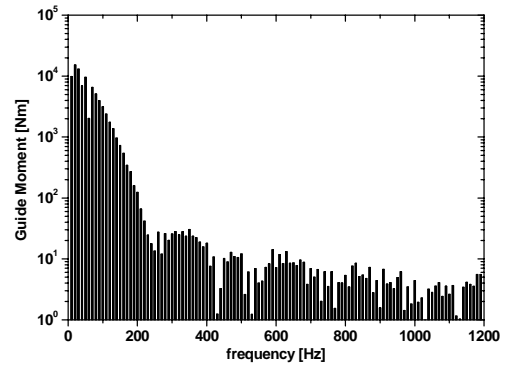
그림 2 계측된 압력-크랭크 앵글 선도



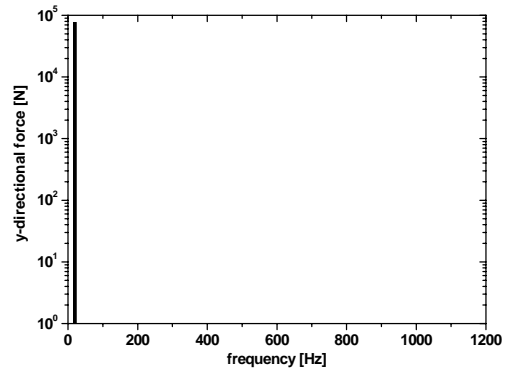
(가) 폭발 압력



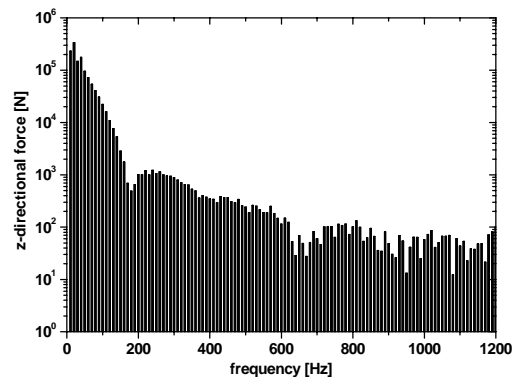
(나) guide force



(다) guide moment



(라) y 방향 반력



(마) z 방향 반력

그림 3 단일 실린더 모델을 통해 해석된 가진력들의 크기 스펙트럼

3. 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. 그러므로 각각의 ATV를 이용하여 가진력이 방사소음에 미치는 기여도를 보다 효과적으로 해석할 수 있다. 또한 한번 계산된 ATV는 변하지 않기 때문에 내부 구조물의 다양한 수정을 통해서 방사 소음을 효과적으로 해석할 수 있다. ATV는 구조물 표면에 수직인 속도와 응답 점에서의 음압사이의 전달 함수이고, 경계요소법(BEM)을 이용하여 계산된다^[4]. 본 논문에서는 방사소음 해석 시 Direct BEM을 사용하였다. Direct formulation을 이용하면 식 (9)에서 보는 바와 같이 임의의 점에서의 음압은 경계에서의 속도와 압력의 항으로 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. ρ 는 유체의 밀도이고, ω 는 주파수, 그리고 $G(\vec{x}|\vec{y})$ 는 Green's function이다. operator P.V.는 Cauchy's principal value 이고 $c(\vec{x})$ 는 3차원 공간에서 식 (10)과 같다.

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

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

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

하첨자 b는 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 배열임이 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. 2장에서 해석된 가진력들에 대한 엔진의 경계에서 속도가 구조해석을 통해서 계산되고, 특정 음향 모델과 응답 점사이의 ATM이 엔진의 음향과위 해석을 위해서 계산된다.

4. 시뮬레이션

4.1 해석 절차

방사 소음과 구조물 진동을 해석하기 위한 절차는 그림 4과 같다. 해석절차는 다음 주요 부분을 포함하고 있다.

- CAD (CATIA)와 CAE (MSC / PATRAN)을 사용하여 엔진 모델과 유한요소 모델 생성.
- MSC / NASTRAN을 이용하여 엔진의 강제응답해석.
- LMS / SYSNOISE를 이용하여 ATV와 음향 파워 해석. 엔진의 구성요소인 크랭크축, 커넥팅로드와 피스톤 등은 2절에서 보는 바와 같이 가진력 해석 시 각 구성요소들의 거동이 고려되었기 때문에 엔진 모델에 포함 되지 않는다.

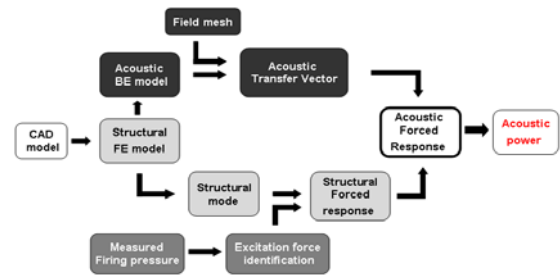


그림 4 선박용 디젤엔진의 방사소음 해석을 위한 시뮬레이션 절차

4.2 구조 해석

MSC/NASTRAN을 이용하여 유한요소법을 이용한 구조해석을 하였다. 엔진의 유한 요소 모델은 그림 6(가)와 같다. 먼저, 엔진전체의 거동을 파악하기 위해서 엔진의 고유 모드 해석을 하고, 해석된 엔진의 모드들은 모드 중첩을 이용

하여 효과적으로 가진력에 대한 강제 응답을 해석하기 위해 사용된다. 해석된 엔진의 주요 모드는 그림 5와 같다. 2절에서 해석된 가진력들에 대한 엔진의 응답이 해석된다. 가진력들은 그림 6(나)에서 보는 바와 같이 엔진 모델에 적용된다. 유한 요소 모델에 적용되는 가진력은 다음과 같이 가정된다. y,z방향의 반력과 guide moment는 엔진의 중심인 크랭크축에 작용하고 가스력은 실린더의 표면에, 그리고 guide force는 실린더 표면의 한 점에 작용한다고 가정한다.

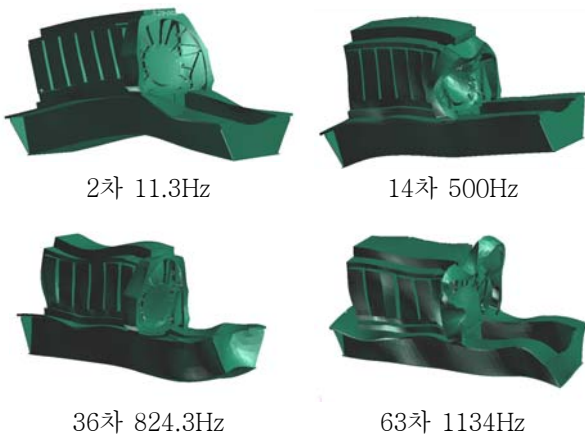


그림 5 주요 엔진 모드

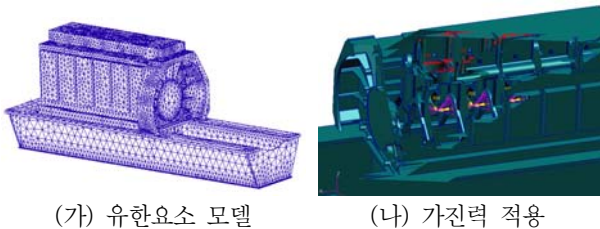


그림 6 엔진의 유한요소모델(가)과 가진력 적용(나)

4.3 음향 해석

LMS/SYSNOISE를 이용하여 경계요소법을 이용한 엔진 블록에서 방사되는 소음해석을 하였다. 구조물과 공기사이의 상호작용이 무시되기 때문에 4.2절에서 해석된 엔진의 진동 수준은 음향해석을 위한 그림 7(가)의 음향 모델의 경계조건이 된다. 그림 7에서 보이는 경계요소모델은 그림 6(가)의 유한요소 모델의 표면 요소들과 정확하게 일치할 필요는 없다. 유한요소 모델의 각 노드에서의 진동 결과는 보다 적은 노드를 가지는 경계요소에 보간 되어 경계조건으로 적용된다. 경계요소 모델은 관심 있는 가장 고주파의 파장에 6개의 경계요소가 필요^[6]하고 균일한 경계요소의 크기를 가

지도록 모델링함으로써 더욱 좋은 해석결과를 얻을 수 있다^[4]. 엔진의 common bed는 선체 바닥 아래에 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 그림 7(가)의 symmetry 경계조건이 필요하다. 각각의 가진력들이 엔진 방사소음에 기여하는 정도를 해석하기 위해서는 음향파위를 해석하는 것이 필요하다. 음향 파위를 해석하는 데 있어서 LMS/SYSNOISE에서 지원하는 ISO 3374-1994 field mesh를 사용하면 다른 계산 없이 ATV를 이용한 해석방법을 이용하여 정해진 위치의 응답 점에서 음압으로부터 즉시 음향파위를 해석할 수 있다. 음향파위를 해석하기 위해 사용된 field mesh는 그림 7(나)과 같다. ATV는 사용된 field mesh, ISO3374-1994와 엔진 블록의 경계요소를 이용하여 계산된다. 그림 8은 엔진 블록 상부 방향의 한 응답 점에서 다른 주파수에서의 주요 ATV를 나타낸다. 4.2절에서의 구조물의 진동 수준과 4.3절에서의 계산된 ATV를 이용하여 각각의 가진력에 대한 음향파위를 해석한다.

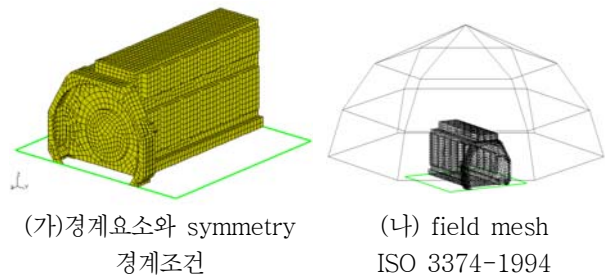


그림 7 음향 해석 모델

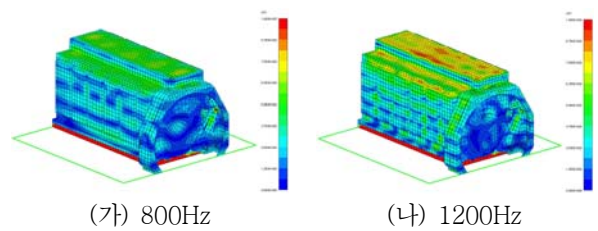


그림 8 주요 Acoustic Transfer Vector (ATV)

5. 해석 결과

다양한 가진력들이 방사소음에 미치는 기여도 해석은 계산된 음향파위의 수준을 비교함으로써 파악할 수 있다. 그림 8은 각각의 가진력에 의한 음향파위를 나타낸다. 해석된 음향파위 스펙트럼에서 보는 바와 같이 가스력은 방사소음에 영향을 미치는 주요 가진력 성분이다. 또한 z 방향의 반력

에 의한 음향파위는 가스력으로 인한 음향파위와 비슷한 수준을 보인다. 이는 식 8에서 보는 바와 같이 z 방향의 반력은 가스력에 직접적으로 영향을 받기 때문이다.

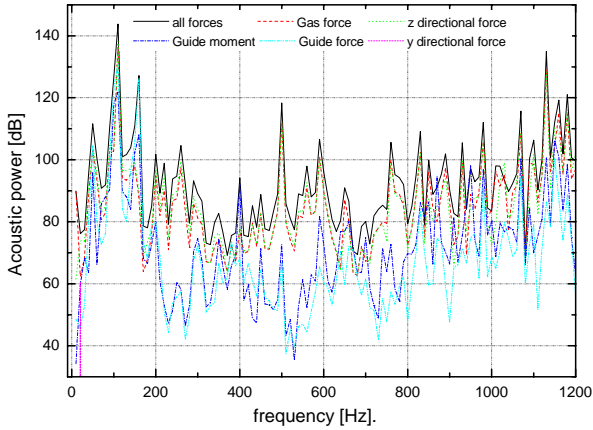


그림 9 음향파위에 미치는 가진력 별 기여도

그림 9의 스펙트럼은 몇 가지 특징을 보인다.

- (1) 300Hz이하의 저주파 대역에서 높은 수준의 그림 2에서 보는 바와 같이 음향파위는 저주파대역에서의 매우 큰 가진력의 크기 때문이다.
- (2) 500Hz이상의 주파수대역에서 가진력의 크기가 저주파 대역에서의 가진력의 크기보다 50dB 낮지만 방사효율이 높기 때문에 일정한 크기의 음향파위 수준을 갖는다.
- (3) 스펙트럼에는 3개의 지배적 크기의 음향파위를 가지는 주파수 110, 500, 1130Hz가 있는데, 이는 4.2절에서 해석한 엔진의 모드와 일치하는 주파수이다. 이 주파수에서 엔진이 잘 가진되고 엔진 블록으로부터 소음이 높게 방사된다.

6. 결론

선박용 디젤 엔진의 블록으로부터 방사되는 소음해석을 위한 CAE 해석 절차가 수립되었다. 엔진 내부에 작용하는 가진력들이 실험을 통해 측정된 $p-\theta$ 선도와 단일 실린더 모델을 사용하여 성공적으로 해석되었다. 또한 가진력들의 방사소음에 대한 기여도가 Acoustic Transfer Vector를 이용하여 해석되었다. 기여도 해석의 결과로 가스력이 엔진블록의 방사소음의 가장 큰 영향을 미치는 것을 알 수 있었다.

참고 문헌

- [1] Zhang Junhong and Han Jun., 2006, CAE process to simulate and optimize engine noise and vibration. Mechanical System and Signal Processing.
- [2] J. Van Herbruggen and P.J.G Van der Linden,

H.-J. Knittel and J.Schnur., 2001, Engine Internal Dynamic force Identification and the Combination with Engine Structural and Vibro-Acoustics Transfer Information. SAE.

[3] Damiano MICELL, NUMERICAL APPROACH FOR POWERTRAIN STRUCTURAL AND VIBRATIONAL ANALYSIS. Centro Ricerche FIAT- Orbassano - Italy. 1-9

[4] H.Van der Auweraer, M. Tournour, K. Wyckaert and K. De Langhe, Vibro-Acoustic CAE from an International Application Perspective. SAE paper, No.2005-26-050 611-615

[5] H.A Schenck., 1981, Improvement integral formulation for acoustics radiation problems. J. Acoust. Soc. Am. 44 41-58

[6] LMS/SYSNOISE 5.6 User Manual : ATV-Application.150 - 152