

선체 마운트 지지점에서의 리셉턴스를 고려한 선박용 디젤 엔진의 고체전달음 해석

Structure-borne Noise Analysis of Marine Diesel Engine Considering Receptance of Hull Structure at Mounting Point

장 성 길* · 정 의 봉† · 홍 진 숙** · 배 수 룡***

Seonggil Jang, Weuibong Jeong, Chinsuk Hong and Sooryong Bae

(2010년 9월 20일 접수 ; 2010년 12월 6일 심사완료)

Key Words : Transfer Function Synthesis(전달함수합성), Diesel Engine(디젤엔진), Hull(선체), Receptance(리셉턴스), Acoustic Power(음향파워)

ABSTRACT

This paper presents an efficient method to analyze noise and vibration of marine diesel engines mounted on flexible hull structure. The analysis model should in general include the hull structure, leading to lots of computational efforts. To minimize the computational efforts, in this paper, the transfer synthesis utilizing the receptance at the mounting points is proposed. The procedure is then verified by comparing the results with those from the full model calculation. The effects of flexible hull structure on the acoustic power from engine block are finally investigated. It is found that the effect of the hull is significant when the receptance of hull structure is similar to or greater than that of mount or engine block.

1. 서 론

선박에 탑재된 엔진은 함 내 소음 및 진동을 지배하는 주요 인자이므로 정확한 해석이 필요하다. 엔진의 진동을 해석하기 위해서는 우선 엔진 내부 요소들에 작용하는 가진력들을 해석할 필요가 있다. 그리고 엔진-마운트 계에 대한 유한요소해석을 통하여 엔진의 진동을 해석할 수 있다. 엔진의 방사소음은 엔진 표면의 진동 응답을 입력으로 하는 헬름홀

쯔 방정식에 대한 경계요소법을 적용하여 해석할 수 있다.

Herbruggen⁽¹⁾ 등은 선박용 디젤엔진에서 발생하는 가진력을 모델링 하였으며, Park⁽²⁾은 가진력 모델링 및 가진력 최소화를 위한 크랭크 각을 제시하였다. Kim⁽³⁾은 강체 바닥에 놓여진 선박용 디젤엔진의 방사소음 해석 절차를 수립하였다. Han⁽⁴⁾은 엔진 마운트의 강성과 선체의 임피던스 상호작용에 대한 연구를 수행하였다. Zheng⁽⁵⁾은 디젤엔진의 진동이 선체진동 및 수중음향에 미치는 영향을 유한/경계요소법으로 해석하였다. 이상의 대부분의 연구들은 선체를 강체로 가정하고 엔진의 진동 및 소음을 해석하거나 선체 전체 모델에 대하여 유한요소 해석을 수행하였다. 그러나 선체를 강체로 가정하면 엔진의 진동 및 소음 예측이 부정확할 수 있다. 그

† 교신저자; 정희원, 부산대학교 기계공학부
E-mail : wbjeong@pusan.ac.kr
Tel : (051)510-2337, Fax : (051)517-3805

* 부산대학교 대학원 기계공학부

** 정희원, 울산과학기술대학교

*** 정희원, 국방과학연구소

리고 선체와 엔진을 포함한 전체 모델에 대한 해석은 선체 형상이 엔진보다 상대적으로 아주 크기 때문에 계산 비용 및 컴퓨터 성능에 제한을 받는다. 따라서 선체를 유한요소 해석에 포함시키지 않으면서 선체의 탄성을 고려한 해석이 필요하다.

이 연구에서는 엔진만의 유한요소 진동해석 결과와 선체의 마운트 지지점에서의 리셉턴스(receptance, 변위/힘)만을 고려하여 엔진의 진동 및 소음을 예측할 수 있도록 전달함수합성법^(6,7)을 적용하는 해석 절차를 확립하고자 한다. 그리고 선체의 리셉턴스가 엔진의 방사소음 및 마운트를 통한 전달력에 미치는 영향을 조사하고 그 특성을 파악하고자 한다.

2. 이론

2.1 가진력 해석

엔진은 폭발 순서와 크랭크의 각에 따라서 순차적, 주기적으로 작동하기 때문에 각 실린더에 작용하는 가진력들은 위상은 다르지만 크기는 같다. 따라서 가진력들은 Fig. 1에서와 같이 단일 실린더 모델을 통해서 규명될 수 있다. 엔진 내부 가진력에는 가스력, 가이드 힘, 가이드 모멘트와 실린더 중심에 작용하는 반력들이 있다. 주기적으로 발생하는 가스력 하에 크랭크축의 회전운동이 시작되고 피스톤, 커넥팅로드, 크랭크축과 불평형 질량 등을 포함한 엔진의 구성품들에 의해 관성력이 발생하게 된다. 또한 실린더 블록에 작용하는 가이드 힘, 가이드 모멘트와 반력들은 가스력과 관성력들의 반력으로서 발생하게 된다.

Fig. 1(a)에서 l 은 커넥팅 로드 길이이고, r 은 크랭크 반경, h 는 왕복 운동부 변위, θ 는 크랭크 각, ψ 는 카운터 웨이터의 각, ϕ 는 커넥팅로드의 사이각을 나타낸다. 또한 m_{rec} 는 왕복 운동부의 질량, m_{rot} 는 회전운동부의 질량, $m_{c/w}$ 는 카운터 웨이터의 불평형 질량을 나타낸다. 왕복운동부 변위 h 는 다음과 같다^(1,2).

$$h = r(\cos\theta + \frac{l}{r}\cos\phi) \quad (1)$$

$\lambda = \frac{r}{l}$ 로 정의하면

$$\begin{aligned} \cos\phi &= \sqrt{1 - \sin^2\phi} = \sqrt{1 - (\lambda\sin\theta)^2} \\ &= 1 - \frac{1}{2}(\lambda\sin\theta)^2 - \frac{1}{8}(\lambda\sin\theta)^4 - \frac{1}{16}(\lambda\sin\theta)^6 + \dots \\ &= a_0 + a_2\cos 2\theta + a_4\cos 4\theta + a_6\cos 6\theta + \dots \end{aligned} \quad (2)$$

이다. 단,

$$a_0 = 1 - [\frac{1}{4}\lambda^2 + \frac{3}{64}\lambda^4 + \frac{5}{256}\lambda^6 + \dots]$$

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

$$a_4 = -[\frac{1}{64}\lambda^4 + \frac{3}{256}\lambda^6 + \dots]$$

$$a_6 = [\frac{1}{512}\lambda^6 + \dots]$$

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

$$f_{rec} = m_{rec}\ddot{h} = -m_{rec}r\omega^2[\cos\theta + \frac{l}{r}(4a_2\cos 2\theta + 16a_4\cos 4\theta + 36a_6\cos 6\theta + \dots)] \quad (3)$$

$$f_{rot} = m_{rot}r\omega^2 \quad (4)$$

$$f_{c/w} = m_{c/w}r_{c/w}\omega^2 \quad (5)$$

여기서 f_{rec} , f_{rot} , $f_{c/w}$ 는 각각 왕복운동부, 회전운동부, 카운터 웨이터의 불평형 질량으로 인해 발생하는 관성력을 나타낸다.

가진력들은 왕복운동부, 회전운동부의 관성력으로 정의된다. 피스톤에 작용하는 가진력은 가스력과 왕복운동부 관성력의 합이고, 또 이는 커넥팅 로드

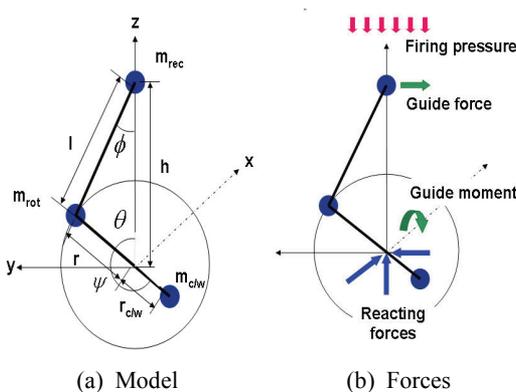


Fig. 1 Single cylinder model

작용하는 힘을 발생시킨다. 또한, 가이드 모멘트는 가이드 힘에 의해서 크랭크 축 중심에 작용하게 된다. 가스력은 실린더 표면에 작용하는 것으로 가정하고 가이드 힘은 실린더 중심에 작용하는 것으로 가정한다. 가이드 힘과 가이드 모멘트, y방향과 z방향 반력들의 식은 다음과 같다^(1,2).

$$f_{guide} = (f_{gas} + f_{rec}) \frac{\lambda \sin \theta}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}} \quad (6)$$

$$M_{guide} = r(f_{gas} + f_{rec})(\sin \theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta) \quad (7)$$

$$f_y = m_{rec} \ddot{h} \sin \theta + m_{c/w} r_{c/w} \dot{\theta}^2 \sin(\theta + \psi) \quad (8)$$

$$f_z = -f_{rec} + f_{rot} + f_{c/w_z} + f_{gas} \\ = -f_{rec} + m_{rec} \ddot{h} \cos \theta \\ + m_{c/w} r_{c/w} \dot{\theta}^2 \cos(\theta + \psi) + f_{gas} \quad (9)$$

2.2 전달함수 합성 해석

Fig. 2와 같이 엔진(분계A)의 n 개의 점에서 강성 k_i 와 감쇠 c_i 를 갖는 마운트가 선체(분계B)와 연결되어 있다고 가정한다. f 는 가진점이고, g 및 r 은 엔진 및 선체의 응답점이다. 결합하기 전 엔진에서 가진점 f 에 대한 결합점 i 의 응답을 $X_i^A/F_f = G_{if}^A$, 결합점 i 가진에 대한 결합점 j 의 응답을 $X_j^A/R_i = G_{ji}^A$ 라 한다. 그리고 결합하기 전의 선체에서 결합점 i 가진에 대한 결합점 j 의 응답을 $X_j^B/R_i = G_{ji}^B$ 라 한다. 결합점 i 에서의 반력을 R_i 라 하면, 결합한 후 엔진의 결합점에서의 응답은

$$\begin{Bmatrix} X_1^A \\ X_2^A \\ \vdots \\ X_n^A \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{11}^A & & & \\ G_{21}^A & G_{22}^A & & \\ \vdots & \ddots & \ddots & \\ G_{n1}^A & G_{n2}^A & \dots & G_{nm}^A \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} R_1 \\ R_2 \\ \vdots \\ R_n \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} G_{1f}^A \\ G_{2f}^A \\ \vdots \\ G_{nf}^A \end{Bmatrix} F_f \quad (10)$$

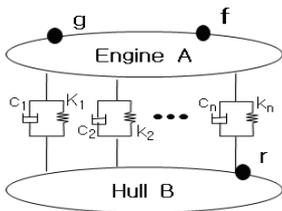


Fig. 2 A substructuring system

이며, 선체의 결합점에서의 응답은

$$\begin{Bmatrix} X_1^B \\ X_2^B \\ \vdots \\ X_n^B \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{11}^B & & & \\ G_{21}^B & G_{22}^B & & \\ \vdots & \ddots & \ddots & \\ G_{n1}^B & G_{n2}^B & \dots & G_{nm}^B \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} R_1 \\ R_2 \\ \vdots \\ R_n \end{Bmatrix} \quad (11)$$

이다. 한편, 결합점에서의 반력은 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} 1 & & & \\ k_1 + j\omega c_1 & & & \\ & \ddots & & \\ & & 1 & \\ 0 & & & k_n + j\omega c_n \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} R_1 \\ R_2 \\ \vdots \\ R_n \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} X_1^B \\ X_2^B \\ \vdots \\ X_n^B \end{Bmatrix} \quad (12)$$

식 (10)과 식 (11)을 식 (12)에 대입하고 좌변을 반력의 항으로 정리하면 다음과 같이 나타낼 수 있다⁽⁵⁾.

$$\begin{bmatrix} 1 & & & \\ k_1 + j\omega c_1 & & & \\ & \ddots & & \\ & & 1 & \\ 0 & & & k_n + j\omega c_n \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} G_{11}^A & & & \\ G_{21}^A & G_{22}^A & & \\ \vdots & \ddots & \ddots & \\ G_{n1}^A & G_{n2}^A & \dots & G_{nm}^A \end{bmatrix} \\ + \begin{bmatrix} G_{11}^B & & & \\ G_{21}^B & G_{22}^B & & \\ \vdots & \ddots & \ddots & \\ G_{n1}^B & G_{n2}^B & \dots & G_{nm}^B \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} R_1 \\ R_2 \\ \vdots \\ R_n \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} G_{1f}^A \\ G_{2f}^A \\ \vdots \\ G_{nf}^A \end{Bmatrix} F_f \quad (13)$$

식 (13)에서 주어진 연립방정식을 풀면 반력 $\{R\}$ 이 구해진다. 결합후의 응답점 g 및 r 에서의 응답은 식 (14)와 식 (15)를 이용하여 구할 수 있다.

$$X_g^A = [G_{g1}^A \ G_{g2}^A \ \dots \ G_{gm}^A] \begin{Bmatrix} R_1 \\ R_2 \\ \vdots \\ R_n \end{Bmatrix} + [G_{gf}^A] F_f \quad (14)$$

$$X_r^B = [G_{r1}^B \ G_{r2}^B \ \dots \ G_{rn}^B] \begin{Bmatrix} R_1 \\ R_2 \\ \vdots \\ R_n \end{Bmatrix} \quad (15)$$

2.3 고체전달음 해석

고체전달음 해석 시 직접경계요소법(direct boundary element method)을 사용하였다. 임의의 격자점(field point)에서의 음압은 식 (16)에서와 같이 엔진

표면에서의 수직속도성분과 압력의 향으로 나타난다.

$$c(\vec{x})p(\vec{x}) = \int_s p(\vec{y}) \frac{\partial G(\vec{x}|\vec{y})}{\partial n_y} dS_y + j\rho\omega \int_s v_n(\vec{y}) G(\vec{x}|\vec{y}) dS_y \quad (16)$$

여기서 $p(\vec{y})$ 와 $v_n(\vec{y})$ 는 엔진표면에서의 압력과 수직속도성분이다. \vec{n}_y 는 엔진표면의 \vec{y} 점에서 단위법선벡터이다. ρ 는 유체의 밀도, ω 는 각속도이다. 그리고 Green's function $G(\vec{x}|\vec{y})$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$G(\vec{x}|\vec{y}) = \frac{e^{-ik|\vec{x}-\vec{y}|}}{4\pi|\vec{x}-\vec{y}|} \quad (17)$$

$c(\vec{x})$ 는 3차원 공간에서 다음과 같이 주어진다.

$$c(\vec{x}) = 1 + \int_s \frac{1}{4\pi|\vec{x}-\vec{y}|^2} \frac{\partial|\vec{x}-\vec{y}|}{\partial n_y} dS_y \quad (18)$$

음향과위를 구하는 식은 다음과 같다.

$$W_0 = \frac{1}{2} \oint_s p v_n dS \quad (19)$$

이를 위해 LMS/Sysnoise에서 지원하는 ISO 3374-1994 field mesh를 이용하였다.

3. 해석 모델

선체의 고려 유무에 따른 결과의 비교를 위해서 해석은 선체를 강체로 가정한 경우, 선체를 고려하되 전체 모델을 해석한 경우, 선체의 리셉턴스를 고려한 경우로 나누어서 진행하였다. 마운트의 강성은 각각 1.0×10^7 , 1.0×10^8 , 1.0×10^9 N/m이고, 전 주파수 영역에서 동일한 값을 가지는 것을 가정하였다. 각 해석 모델에서 마운트의 강성을 변화시킴으로써 선체의 리셉턴스가 엔진의 진동응답 및 방사소음에 미치는 영향을 조사하였다.

선체의 탄성을 고려하지 않는 유효요소모델은 Fig. 3에서 선체를 강체로 가정한 모델이다. 공통 베드(common bed) 하단의 네 지점은 마운트로 연결되어 있고, 마운트 하단은 엔진 모델이 강체 바닥에 놓인 것으로 가정하여 네 지점을 고정지지하였다.

각 마운트들은 그림에서 보이는 마운트 중 제일 하단에 보이는 마운트부터 시계 반대방향으로 1~4의 번호를 부여하였다.

선체를 포함한 모델은 Fig. 3과 같다. 선체는 엔진 부분과 마운트로 연결되어 있다. 계산의 편의를 위하여 선체는 모두 단순지지 되어 있다고 가정하였다. 이 모델은 전달함수 합성법을 사용하지 않고 전체 모델을 한꺼번에 해석하는 방법을 이용하였고, 전달함수 합성법의 검증을 위하여 사용되었다.

마지막으로 선체의 리셉턴스를 고려한 경우는 Fig. 3에서 마운트를 중심으로 엔진부분과 선체부분으로 분리한 모델이다. 이것은 전달함수합성법을 사용하며, 선체와 엔진의 리셉턴스를 각각 구하여 엔진의 진동응답 및 방사소음을 해석하는데 이용한다.

해석에 사용된 실제 선박용 디젤 엔진은 블록 전체를 지지하고 있는 공통 베드와 엔진 블록, 발전기, 하우징, 과급기 그리고 블록을 덮고 있는 덮개 등 크게 6개의 부분으로 구성되어 있다. 공통 베드는 실제 선체의 엔진룸 테크에 위치하게 되며 이때 엔진은 4개의 마운트로 지지된다. 엔진은 약 폭

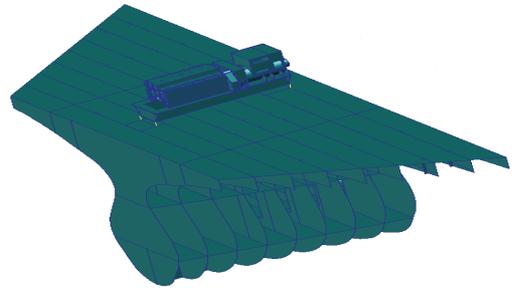


Fig. 3 FE model considering hull

Table 1 Main data for marine engine

Cycle	4-stroke
Configuration	In-line
Firing order	1-4-3-2-5
Max. power at max. speed	900 kW
Max. speed	1200 rpm
Bore	160 mm
Stroke	240 mm
Piston area per cylinder	201 cm ²
Max. combustion pressure	170 bar

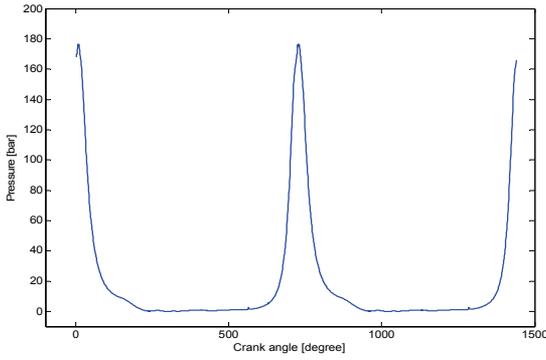
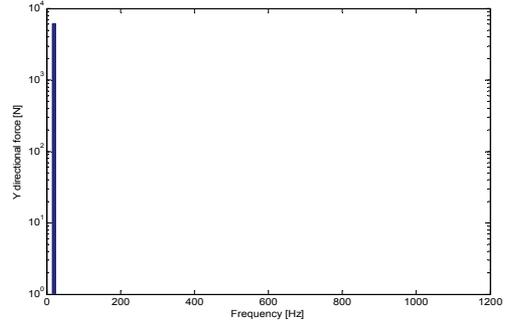
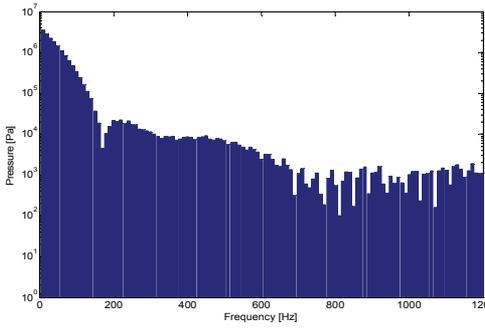


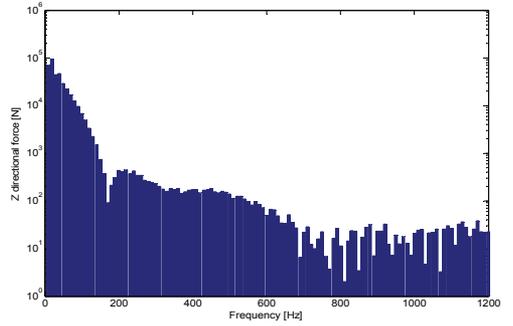
Fig. 4 Experimentally measured $p-\theta$ curve



(d) F_y

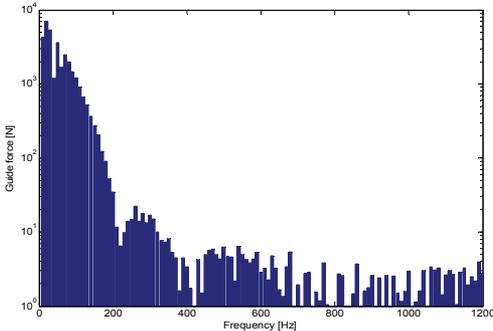


(a) Firing pressure



(e) F_z

Fig. 5 Magnitude spectrum of excitation forces

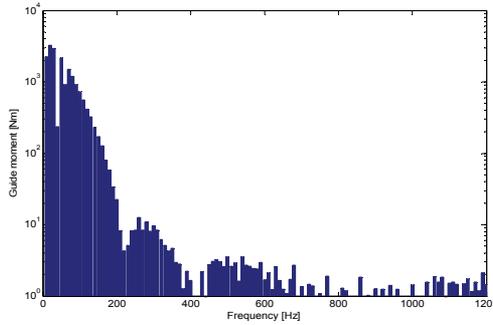


(b) Guide force

1 m, 길이 5 m, 높이 2 m의 크기를 가지고 있다.

엔진의 주요 사양은 Table 1과 같다. 엔진은 4행정 기관이며 직렬 엔진이다. 엔진 최대 속도는 1200 rpm이며 최대 폭발압력은 170 bar이다. 엔진 내부 가진력 해석 시 각 실린더의 폭발 순서와 폭발 압력, 엔진 속도 등이 사용된다.

입력으로 사용된 실린더 내부의 $p-\theta$ 선도는 Fig. 4와 같고, 푸리에 변환한 결과는 Fig. 5(a)와 같다. 그리고 식 (6)~(9)으로부터 계산된 가진력들의 진폭스펙트럼은 Fig. 5와 같다.



(c) Guide moment

4. 해석 결과 및 고찰

4.1 리셉턴스

1번 마운트점 가진에 대한 선체의 각 마운트의 리셉턴스는 Fig. 6과 같다. 가진점과 가까운 곳에 위치한 1번과 4번 마운트 연결점이 비교적 큰 응답을 보인다. Fig. 7은 선체와 엔진의 리셉턴스를 마운트 강성과 비교한 그래프이다. 실선은 선체의 리셉턴스이고 ○은 엔진의 리셉턴스이다. 마운트 강성이

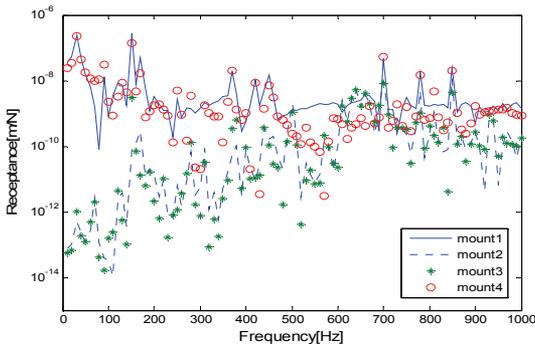


Fig. 6 Comparison of the receptances of hull at mounting points

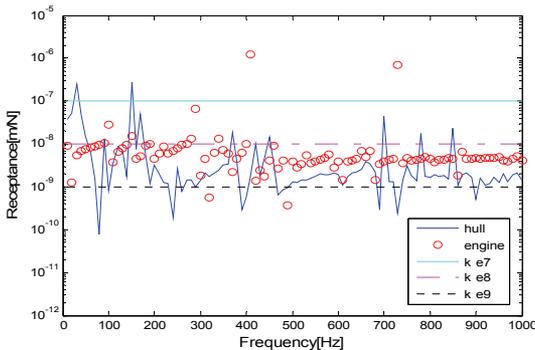
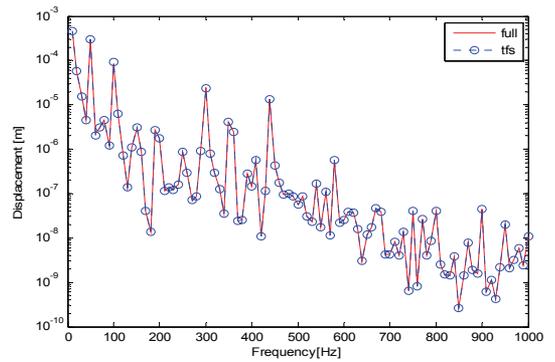


Fig. 7 Comparison of the receptances of hull and engine at mount 1

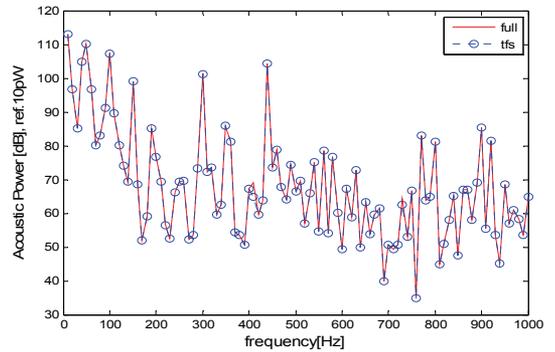
10^7 N/m인 경우, 한 두 개의 주파수에서만 선체의 응답이 마운트 강성의 역수와 비슷하거나 혹은 더 큰 값을 가지는 것을 알 수 있다. 10^8 N/m인 경우에는 1/3 정도의 주파수 영역에서, 10^9 N/m인 경우에는 1/2 이상의 주파수 영역에서 같은 현상을 보인다. 이 그래프를 통해 선체, 마운트, 엔진의 리셉턴스를 비교하여 관심주파수에서 이들 중 어떤 값이 지배적으로 작용하는지 예상할 수 있다. 즉, 식 (13)의 좌변에서 엔진, 선체, 그리고 마운트의 리셉턴스 행렬을 합하여 반력 계산에 사용하는데, 세 개의 리셉턴스 중 가장 큰 값이 반력을 구하는 과정에서 지배적인 성분이 될 것이다.

4.2 전체 모델과의 비교·검증

선체의 리셉턴스를 고려한 모델의 해석 결과의 정확성과 전달함수 합성법의 타당성을 검증하기 위하여 선체를 포함한 전체 모델을 해석한 결과와 비교 및 검증이 필요하다. 마운트 강성 $k=1.0 \times 10^8$ N/m인



(a) Receptance



(b) Acoustic power

Fig. 8 Validation of TFS method

경우에 두 방법에 의한 해석결과를 Fig. 8에 나타내었다. Fig. 8(a)는 두 방법의 변위스펙트럼 해석결과를 비교한 것이고, Fig. 8(b)는 음향파워스펙트럼 해석결과를 비교한 것이다. 변위응답스펙트럼과 음향파워스펙트럼 모두 결과가 정확히 일치하는 것을 알 수 있으며 제시된 전달함수 합성법의 타당성을 확인할 수 있다.

4.3 선체 리셉턴스의 영향

선체의 영향을 살펴보기 위하여 마운트 강성을 변화시켜 가면서 선체의 리셉턴스를 고려한 경우와 고려하지 않은 경우의 진동 특성 및 방사소음을 비교하여 보았다. 앞서 설명한 것처럼 선체를 고려하지 않은 경우는 마운트가 강체 바닥에 지지된 것과 같으므로 마운트 하단의 네 점은 고정지지 되어 해석된다.

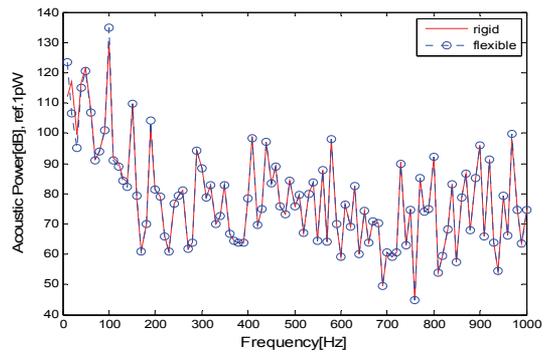
마운트 강성 k 의 변화에 따른 두 모델의 음향 파워 해석결과 비교를 Fig. 9에 나타내었다. 그리고 선체의 리셉턴스를 고려한 경우와 선체를 강체로 가

정한 경우 방사음향과위의 차이를 Fig. 10에 나타내었다. 즉, Fig. 10은 Fig. 9(a)~(c)에 나타낸 두 결과의 차이를 그린 그림이다. Fig. 9(a), (b)(또는 Fig. 10에서 $k=1.0 \times 10^7$, $k=1.0 \times 10^8$ 인 경우)와 같이 마운트의 강성 k 가 작을 때는 선체의 리셉턴스를 고려하지 않아도 결과가 동일하지만, 마운트 강성 k 가 큰 Fig. 9(c)의 경우(또는 Fig. 10에서 $k=1.0 \times 10^9$ 인 경우) 선체의 리셉턴스가 방사소음에 영향을 미치는 것을 확인할 수 있다.

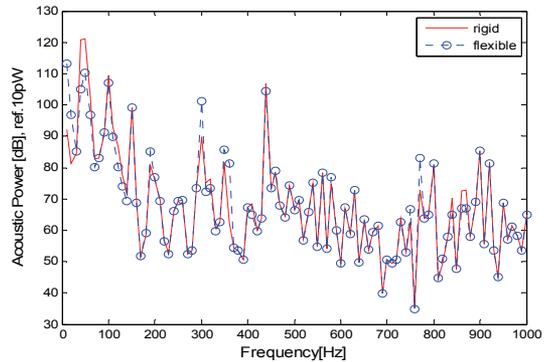
Fig. 11은 마운트 강성 k 가 변하는 각각의 경우에 따른 엔진의 마운트 연결점에서의 전달력 스펙트럼을 나타낸 그래프이다. 그리고 선체의 리셉턴스를 고려한 경우와 선체를 강체로 가정한 경우 마운트 전달력의 차이를 Fig. 12에 나타내었다. 즉, Fig. 12는 Fig. 11(a)~(c)에 나타낸 두 결과의 차이를 그린 그림이다. 응답점은 엔진의 1번 마운트 연결점이다. 선체의 리셉턴스를 고려한 경우의 반력은 식 (13)을 이용하여 구하였다. 전달력의 결과도 마운트의 강성이 커질수록 선체 탄성의 고려 여부에 따른 차이가 더 커지는 것을 확인할 수 있다.

위와 같은 현상은 식 (13)을 살펴봄으로써 그 원인을 짐작할 수 있다. 식 (13)에서 좌변은 강성과 감쇠의 리셉턴스, 선체와 엔진의 연결점 가진에 대한 각각의 리셉턴스의 합으로 나타난다. 마운트 연결점에서의 반력을 구하기 위해서 이것의 역행렬을 구하고 우변에 곱하는데, 만약 선체가 강체로 가정될 경우 선체의 리셉턴스 값은 제거되고 선체의 영향은 무시된다. 선체가 고려될 경우에는, 선체의 리셉턴스가 마운트의 리셉턴스와 비교하여 (1)작은 경우와 (2)크거나 비슷한 경우로 나누어서 생각할 수 있다. (1)의 경우에는 선체의 리셉턴스 값이 아주 작기 때문에 반력을 계산하는 과정에 영향을 미치지 못하고, 따라서 선체가 강체인 경우와 비슷한 결과를 도출한다. (2)의 경우에는 다시 ①선체의 리셉턴스가 엔진의 리셉턴스보다 작은 경우와 ②비슷하거나 큰 경우로 나눌 수 있다. ①의 경우에는 선체의 리셉턴스가 엔진의 리셉턴스에 종속되게 되어 앞의 (1)과 같은 결과를 도출한다. ②의 경우 선체의 리셉턴스가 가장 커서 이 값에 다른 리셉턴스들이 종속되거나, 다른 리셉턴스들과 비슷하기 때문에 반력 및 엔진의 진동 응답에 영향을 미치게 된다.

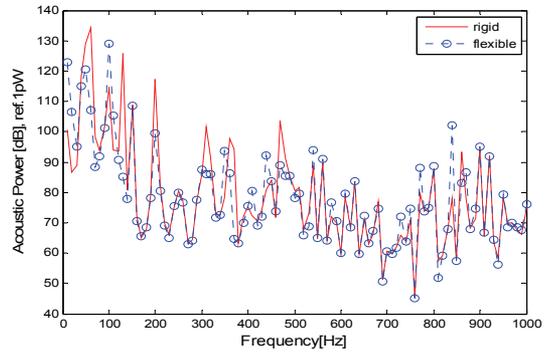
그리고 실제로 마운트, 선체, 엔진의 리셉턴스를



(a) $k = 1.0 \times 10^7$ N/m



(b) $k = 1.0 \times 10^8$ N/m



(c) $k = 1.0 \times 10^9$ N/m

Fig. 9 Effect of flexible hull on acoustic power of engine

나타낸 Fig. 7과 마운트 강성 변화에 따른 방사소음 및 전달력 비교를 나타낸 Figs. 9~12를 살펴보면 앞에서 언급한 현상을 확인할 수 있다. 예를 들어, 마운트 리셉턴스가 1.0×10^8 이고 주파수가 50 Hz일 때, 선체의 리셉턴스는 약 1.5×10^8 이고, 엔진의 리셉턴스는 7.6×10^9 이다. 여기서 선체의 리셉턴스가 가장 큰 값을 가지므로 좌변의 행렬에 변화가 생기고, 따라서

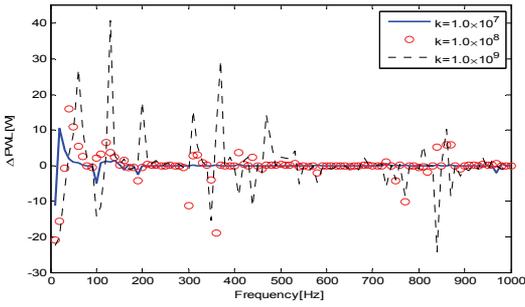


Fig. 10 Change of acoustic power in case hull flexibility is considered

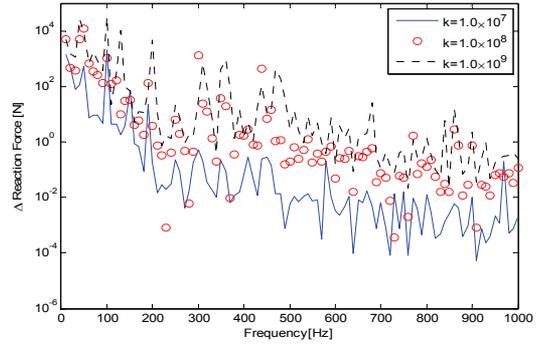
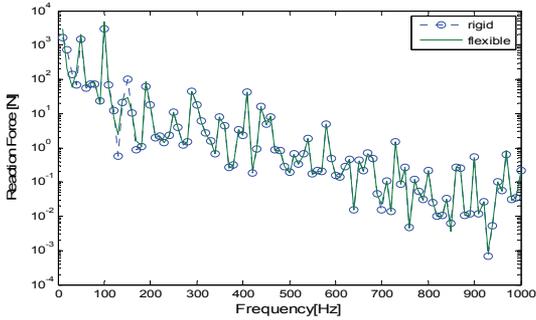
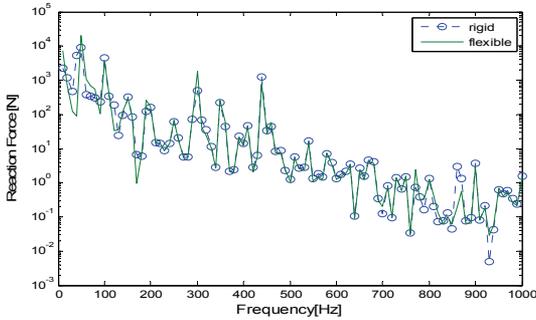


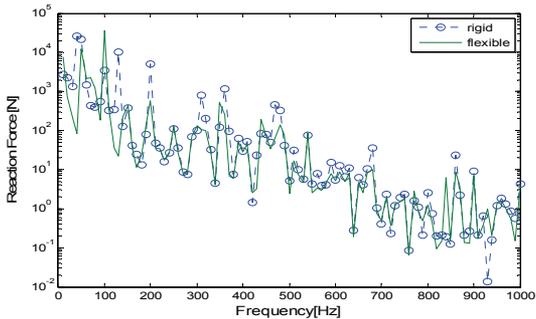
Fig. 12 Change of transmitted force in case hull flexibility is considered



(a) $k = 1.0 \times 10^7$ N/m



(b) $k = 1.0 \times 10^8$ N/m



(c) $k = 1.0 \times 10^9$ N/m

Fig. 11 Effect of flexible hull on transmitted force of mount 1

응답도 선체가 강체인 모델보다 더 커진다. 반면에, 마운트 리셉턴스가 1.0×10^7 인 경우에는 선체의 리셉턴스가 마운트의 리셉턴스에 종속되게 되고 결국 선체가 강체인 모델과 같은 결과를 보이게 된다.

따라서 마운트의 강성이 선체의 동강성(dynamic stiffness)보다 크거나 비슷한 경우, 또는 마운트의 강성이 작더라도 선체의 리셉턴스가 엔진의 리셉턴스보다 크거나 비슷한 경우에는 선체의 탄성 영향을 고려해야 정확한 해석이 가능함을 알 수 있다. 또한 엔진의 소음 및 진동 해석 시, 선체의 전체 모델을 고려한 유한요소 모델을 사용하지 않더라도 전달함수합성법을 이용하면 각 마운트 연결점에 대한 리셉턴스의 측정만으로 간단하게 선체의 탄성을 고려할 수 있음을 알 수 있다.

5. 결 론

선체의 탄성을 고려하여 엔진의 진동 및 방사소음을 효율적으로 예측할 수 있는 해석절차를 확립하였다. 선체의 마운트 지지점에서의 리셉턴스만을 이용하여 선체의 탄성효과를 고려할 수 있는 전달함수합성 방안을 제시하였다. 또한, 확립된 방법을 이용하여 선체의 리셉턴스가 엔진의 방사소음 및 마운트 전달력에 미치는 영향을 분석하였다.

후 기

이 연구는 국방부/방위사업청이 지정한 UVRC(수중운동체특화연구센터)의 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

(1) 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 Structure and Vibro-acoustics Transfer Information, SAE paper 2001-01-1596.

(2) Park, J. G., Jeong, W. B., Seo, Y. S. and Yoo, W. S., Optimization of Crank Angle to Reduce Excitation Forces and Moments in Engines, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 21, No. 2, pp. 272~281.

(3) Kim, D. H., Hong, C. S., Jeong, W. B. and Park, J. G., 2007, Radiated Noise Analysis of Marine Diesel Engine from Structural Vibration, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 7, pp. 26~34.

(4) Han, H. S. and Son, Y. J., 2009, Investigation for the Restriction of the Stiffness and Mechanical Impedance of the Shipboard Floor and Foundation Considering Dynamic Stiffness of the Anti-vibration Mount, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 19, No. 3, pp. 320~326.

(5) Zheng, H., Liu, G. R., Tao, J. S. and Lam, K. Y., 2001, FEM/BEM Analysis of Diesel Piston-slap Induced Ship Hull Vibration and Underwater Noise, Applied Acoustics, Vol. 62, No. 4, pp. 341~358.

(6) Ren, Y. and Beards, C. F., 1995, On Substructure Synthesis with FRF Data, Journal of Sound and Vibration, Vol. 185, No.5, pp. 845~866.

(7) Jeong, W. B., Ahn, S. J. and Kim, W. Y., 1995, Experimental Vibration Analysis of Vehicle Body-engine Systems by Transfer Function Synthesis Method, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 289~295.