

〈論 文〉

SEA 기법을 이용한 보강 원통형 셸의 수중방사소음 해석

Waterborne Noise Prediction of the Reinforced Cylindrical Shell Using the SEA Technique

배수룡* · 전재진* · 이헌곤*

Soo-Ryong Bae, Jae-Jin Jeon and Hun-Gon Lee

〈1992년 2월 9일 접수 ; 1993년 4월 12일 심사완료〉

ABSTRACT

The vibration generated by the machinery on board is transmitted to the hull and into the water. At the early design stage, the prediction of the hull vibration and the radiated noise level is very important to reduce their levels. In this study, SEA(Statistical Energy Analysis) technique is applied to predict structureborne noise level of the hull considering fluid loading. Rayleigh integral is applied to predict the radiated noise level. The results of comparison between the predictions and measurements for the reinforced cylindrical shell have shown good agreements.

1. 서 론

선박 내부에 탑재된 추진 기계류에서 발생하는 진동은 마운트, Deck 등 내부구조물을 통하여 선체로 전달되어 수중으로 전파된다. 기계류에 의해 발생하는 수중방사소음을 감소시키기 위해서는 선체로 전달되는 구조전달소음(structure-borne noise) 수준 및 수중방사소음 예측이 중요하다. 수중방사소음 예측 방법으로 FEM과 BEM에 의한 저주파수 대역 예측, 해석적인 방법, SEA(statistical energy analysis) 기법을 이용 구조전달소음 예측후 방사효율 관계식 혹은 구조전달소음-음압 관계식을 이용한 고주파수 대역 예측으로 나눌 수 있다.

Lyon 등에 의해 발전된 SEA⁽¹⁾ 기법은 항공기, 선박 등 복잡한 구조물의 고주파수 대역 구조전달소음 해석에 널리 이용되고 있다. SEA 기법을 이용하여 공기중에서의 구조전달소음 해석에 관한 연구는 많

이 수행되었지만 수중에서의 구조물에 대한 구조전달소음 해석은 거의 이루어지지 않았다. 87년에 소형선박을 평판으로 모델링하여 기계류에서 발생하는 진동에 의한 선체 진동수준 및 수중방사소음 해석⁽²⁾에 SEA 기법이 이용되었다.

원통형 셸에 대한 수중방사소음 해석은 Junger⁽³⁾ 이래로 계속 연구되어져 왔다. 이러한 연구들은 주로 형상이 간단한 원통형 셸의 음향방사나 진동 해석에 관한 연구들이었다. 내부 구조물이 원통형 셸에 부착된 복잡한 형상의 구조물에 대하여 수중에서의 구조전달소음 해석 및 수중방사소음 해석에 관한 연구는 참고문헌도 찾아보기 힘든 실정이다.

본 연구에서는 SEA 기법을 이용하여 접수시 나타나는 모드밀도의 변화, 내부손실계수의 변화를 고려하여 내부 구조물이 부착된 보강 원통형 셸의 구조전달소음을 해석하였고, 구조전달소음 해석결과로부터 Rayleigh 적분을 이용하여 수중방사소음을 예측하였다. 예측결과는 내부 구조물이 부착된 보강 원통형 셸에 대하여 실험적으로 검증하였으며 예측결과와 실험결과는 잘 일치하였다.

*정회원, 국방과학연구소

2. 이 론

기계류 진동원으로 부터 접수영향을 고려한 SEA 기법을 이용하여 수중방사소음을 예측하는 절차는 Fig. 1과 같다.

2.1 SEA기본 이론

SEA는 세부시스템의 파워(power) 평형을 이용하여 세부시스템의 평균에너지 수준을 구하며 이때 사용된 가정은 다음과 같다.

- (1) 세부시스템 i 의 각 공진 모드에서 세부시스템 j 의 각 공진모드에 전달되는 에너지는 동일하다.
- (2) 모든 모드에서 같은 에너지를 가진다.
- (3) 각 모드의 감쇠는 동일하다.
- (4) 전달되는 에너지는 비연성(uncoupled)된 공진 모드 에너지 차에 비례한다. 가역적으로도 성립한다.
- (5) 결합된 각 세부시스템의 모드진동은 상관관계가 없다.

위와 같은 가정하에 k 개의 세부시스템에서 세부시스템 i 의 파워 평형은 아래와 같다.

$$W_i^{in} = W_i^{diss} + \sum_{j=1}^k (W_{ij} - W_{ji}) \quad (1)$$

- 여기서, W_i^{in} : 세부시스템에 공급되는 파워
 W_i^{diss} : 세부시스템에서 소실되는 파워
 W_{ij} : 세부시스템 i 에서 j 로 전달되는 파워
 W_i^{diss} 와 W_{ij} 는 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$W_i^{diss} = \omega \eta_i n_i \Delta \omega E_i^m \quad (2.a)$$

$$W_{ij} = \omega \eta_{ij} n_i \Delta \omega E_i^m \quad (2.a)$$

여기서, ω : 주파수 밴드의 중심 각주파수(rad/s)

$\Delta \omega$: 중심주파수 밴드폭

η_i : ω 에서 세부시스템의 내부손실계수

η_{ij} : ω 에서 세부시스템 i 와 j 의 결합손실계수

n_i : ω 에서 세부시스템의 모드밀도

E_i^m : ω 에서 세부시스템의 모드 에너지

세부시스템 i 와 j 의 결합손실계수는 아래와 같은 관계가 성립된다.

$$\eta_{ij} n_i = \eta_{ji} n_j \quad (3)$$

세부시스템의 에너지 E_i 와 모드 에너지의 관계는 다음과 같다.

$$E_i = n_i \Delta \omega E_i^m \quad (4)$$

식 (2)~(4)로부터 식 (1)은 다음과 같이 행렬식으로 표시할 수 있다.

$$\omega [A] \{E\} = \{W^{in}\} \quad (5)$$

식 (5)에서 $[A]$ 는 정방행렬이고, $\{E\}$ 과 $\{W^{in}\}$ 은 칼럼행렬이다. 식 (5)에서 $[A]$ 행렬의 각 요소는 다음과 같이 표시된다.

$$a_{ii} = \sum_{j=1}^k \eta_{ij}, \eta_{ii} = \eta_i \quad (6.a)$$

$$a_{ij} = -\eta_{ji}, i \neq j \quad (6.b)$$

식 (5)의 연립방정식을 풀면 $\{E\}$ 를 구할 수 있고 $\{E\}$ 로부터 각 세부시스템의 구조전달소음 수준이나 음압을 계산할 수 있다. 즉, 세부시스템이 구조물일 경우 세부시스템의 공간 평균 속도는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\langle v^2 \rangle_i = E_i / M_i \quad (7)$$

여기서, M_i 는 세부시스템의 질량, $\langle v^2 \rangle_i$ 는 주파수 밴드폭에서의 공간 평균속도를 나타낸다.

식 (5)의 시스템 방정식에서 사용되는 SEA의 파라미터(parameter)들은 모드밀도(modal density), 내부손실계수(dissipation loss factor), 결합손실계수(coupling loss factor)이며, 이 파라미터들은 SEA계산 정도에 큰 영향을 미친다.

(1) 모드밀도

모드밀도(modal density)는 단위 주파수당 모드수 [modes/Hz]로 정의되며 실험적으로 구하는 방법과 이론적으로 구하는 방법이 있으나, 이론적인 방법도 정밀도가 높으므로 주로 이론적인 방법이 많이 사용되어지고 있다. 이론적인 방법에 의한 주요 구조물 및 음향공간에 대한 모드밀도^(1,4)는 다음과 같다.

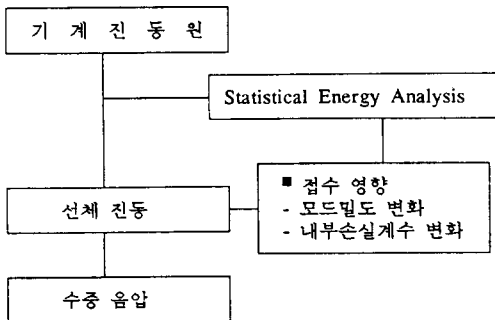


Fig. 1 The prediction procedure of underwater radiated noise level

(i) 평판

$$n(f) = \frac{\sqrt{3}A_p}{hC_1} \quad (8)$$

여기서, A_p : 평판의 면적 h : 평판의 두께 C_1 : 종파의 속도(longitudinal wave speed)

(ii) 원통형 셀(cylindrical shell)

-low frequency: $f/f_R \leq 0.48$

$$n(f) = 0.48 \frac{5}{\pi} \left(\frac{f}{f_R}\right)^{1/2} \frac{S}{tC_1} \quad (9a)$$

-mid frequency: $0.48 \leq f/f_R \leq 0.83$

$$n(f) = \frac{5}{\pi} \left(\frac{f}{f_R}\right)^{1/2} \frac{S}{tC_1} \quad (9b)$$

-high frequency: $f/f_R > 0.83$

$$n(f) = 2 + \frac{0.6}{F - F^{-1}} \left[F \cos\left(\frac{1.75}{F^2} \left(\frac{f}{f_R}\right)^2\right) - \frac{1}{F} \cos\left(1.75 F^2 \left(\frac{f}{f_R}\right)^2\right) \right] \quad (9c)$$

여기서, f : 주파수(Hz) S : 원통형 셀의 표면적(surface area) t : 원통형 셀의 두께 f_R : 울림주파수(ring frequency) R : 원통형 셀의 반지름 F : 밴드폭에 대한 계수 = (upper frequency / lower frequency)^{1/2}

(iii) 3차원 음향공간(acoustical space)

$$n(f) = 4\pi V f^2 / c^3 + \pi S_a f / 2c^2 \quad (10)$$

여기서, V : 음향공간의 체적 c : 음향매질에서의 음속 S_a : 음향공간 벽의 총면적

실험적인 방법으로 모드밀도를 구하는 방법에는 공진점 계수법, 에너지법⁽⁵⁾ 등이 있다.

모드밀도, 밴드폭과 관련된 용어로 공진모드수(mode count) N 는 다음과 같이 정의된다.

$$N(f) = n(f) \Delta f \quad (11)$$

여기서, Δf 는 밴드폭을 나타낸다.

(2) 내부손실계수

내부손실계수는 단위 시간당 발산되는 에너지와 저장되는 에너지의 비로 정의⁽¹⁾된다.

$$\eta = \frac{W^{diss}}{2\pi f E} \quad (12)$$

내부손실계수는 실험에 의한 방법과 이론 및 데이터베이스에 의해서 결정하는 방법이 있다. 실험에 의한 방법은 구조물의 정확한 손실계수를 산출할 수 있으나 시간이 많이 걸리고 대형 구조물일 경우 실험이 어려운 단점이 있다. 실험에 의한 방법은 half power bandwidth, 감쇠율에 의한 방법, 에너지 방법⁽⁵⁾ 등이 있다.

(3) 결합손실계수

구조물의 결합부에서의 결합손실계수는 전달효율(transmission efficiency, τ_{ij})을 이용하여 구할 수 있다.

관 구조물 사이의 결합부에서 결합손실계수⁽⁶⁾는 다음과 같이 주어지고,

$$\eta_{ij} = \frac{C_{gi} L_{ij}}{2\pi^2 f A_i} \tau_{ij} \quad (13a)$$

보(beam) 사이의 결합손실계수⁽⁶⁾는 다음과 같이 주어진다.

$$\eta_{ij} = \frac{C_{gi}}{2\pi f L_i} \tau_{ij} \quad (13b)$$

여기서, C_{gi} 는 세부시스템 i 의 그룹속도(group speed), L_{ij} 는 세부시스템 i 와 j 의 결합길이, L_i 는 보의 길이를 나타낸다.

굽힘파(bending wave)만을 고려한 τ_{ij} 는 결합부의 형상에 따라 결정된다⁽⁶⁾.

구조물과 음향공간 사이의 결합손실계수⁽¹⁾ η_{sa} 는 다음과 같이 주어진다.

$$\eta_{sa} = R_{rad} / (\omega M) \quad (14)$$

여기서, R_{rad} : 구조물의 방사 레지스턴스(Resistance)

 M : 구조물의 질량

2.2 접수 영향(Fluid Loading Effect)

진동하는 구조물의 진동수준은 외부에 접하고 있는 매질에 의해 영향을 받는다. 보통 공기중 진동의 경우 공기의 밀도가 구조물의 밀도보다 대체로 작아 무시하나 수중에서의 진동은 그 영향을 무시할 수가 없다.

접수시 SEA기법을 이용 구조전달소음 수준을 계산할 때 물과 접하고 있는 세부시스템에 대한 모드밀도와 내부손실계수는 공기중과 달리 접수영향을 고려하여야 한다.

(1) 접수시 모드밀도⁽⁷⁾

진동체가 접수할 경우 접수로 인하여 부가질량 효과가 발생한다. k_o 를 음향매질(물)의 파수(wave

number), k_f 를 평판의 파수라고 하면, k_f 가 k_o 와 같아지는 주파수를 임계 주파수(coincidence frequency, ω_c)라 하며, 임계 주파수 아래($k_o < k_f$)에서의 접수시 평판의 진동 방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$\left(\rho h + \frac{\rho_o}{\sqrt{k_o^2 - k_f^2}}\right)\omega^2 w - \frac{Yh^3}{12(1-\nu^2)}\nabla^4 w = 0 \quad (15)$$

여기서, w 는 변위, ρ 는 구조물의 밀도, ρ_o 는 음향 매질(물)의 밀도, Y 는 Young계수, ν 는 Poisson비를 나타낸다.

접수시에는 공기중에서의 평판의 운동방정식과 달리 식 (15)의 좌변 첫째항에 접수로 인한 영향이 포함되어 있는 것을 알 수 있다. 식 (15)로부터 접수로 인한 부가 질량 ϵ 는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\epsilon = \frac{\rho_o}{\rho h k_f \sqrt{1 - (k_o/k_f)^2}} = \frac{\rho_o C_b}{\sqrt{12} \rho c M_f \sqrt{1 - M_f^2}} \quad (16)$$

여기서, $M_f = \sqrt{\omega/\omega_c}$

C_b : 굽힘파의 속도

이 부가질량은 종파의 속도를 감소시켜 모드밀도의 증가를 가져온다. 접수시 종파의 속도 C_i 는 다음과 같이 주어진다.

$$C_i = \sqrt{\frac{Y}{\rho(1+\epsilon)(1-\nu^2)}} \quad (17)$$

(2) 접수에 의한 손실효과⁽⁶⁾

진동체가 접수한 경우 공기중과 달리 접수의 영향에 의한 손실이 발생한다. 여러 문헌을 참고하여 보면 수중에서의 음향방사에 의한 손실계수는 굽힘파의 영향이 커 대개 10^{-2} 크기로 되며, 강판의 내부 손실율에 비해 10~100배 큰 값을 가지므로 접수시에는 손실계수가 음향방사에 큰 영향을 받는다.

음향사로 인한 손실계수 η_r 는 다음과 같이 주어진다.

$$\eta_r = \rho_o c \sigma / (\omega m) \quad (18)$$

여기서, σ : 구조물의 방사효율

m : 구조물의 단위면적당 질량

2.3 수중방사소음 계산

SEA 세부시스템의 속도장은 동일한 평균 수준을 가지는 것으로 구해지므로 Rayleigh 적분을 적용하면 세부시스템의 속도와 음압의 관계는 다음과 같다.

$$P(r) = ik_o \rho_o c \int \frac{e^{-ik_o r}}{2\pi r} v dA \quad (19)$$

여기서, r 은 세부시스템으로부터의 거리, v 는 면적 dA 의 평균속도, i 는 $\sqrt{-1}$ 를 나타낸다.

3. 수중방사소음 예측 및 실험

3.1 이론적 해석

(1) 모델의 형상

수중방사소음 예측결과를 검증하기 위한 보강 원통형 셀 모델이 Fig. 2에 나타나 있으며, 원통형 셀의 직경은 815 mm, 두께는 10 mm이다. 그리고, 원통형 셀 내부에 5 mm 두께의 평판들이 부착되어 있으며, 또한 원통형 셀은 "T"형 보로 보강되어 있다.

(2) 입력 파워

내부구조물중의 하나인 세부시스템 13에 가진기를 부착하여 신호발생기(Sine-Random Generator)를 이용하여 가진시키고 임피던스헤드(Impedance Head)를 부착하여 가진되는 힘 및 가속도를 계측하였다. 계측된 힘과 가속도 신호로부터 Cross Spectrum의 허수부를 구하여 세부시스템에 입력된 파워를 산정할 수 있다^(8,9).

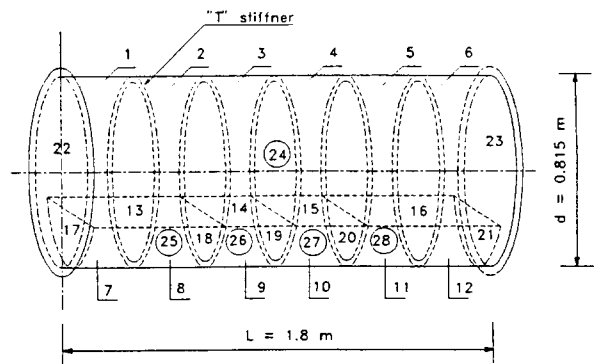
$$W^{in} = \frac{G_i(\text{force}, \text{acc}, f)}{2\omega} \quad (20)$$

여기서, G_i 는 가진되는 힘과 가속도에 대한 Cross Spectrum의 허수부를 나타낸다.

(3) 내부손실계수

내부손실계수는 참고문헌 (10)에서 사용된 강판(steel plate)의 근사식을 사용하였다.

$$\eta = 0.41 f^{-0.7} \quad (21)$$



Sub-System No. 1-12 : Cylindrical shell
Sub-System No. 13-21 : Internal Structure

Fig. 2 Model for the prediction and the experiment

(4) 모드밀도

모드밀도는 이론식을 사용하였다.

(5) 결합손실계수

일반적인 구조물 결합은 참고문헌 (6)에 제시된 식을 사용하였다. 그러나, 실험 모델은 보강재가 Fig. 3(a)와 같이 원통형 셀에 부착되어 있으며, 본 연구에서는 Fig. 3(b)와 같은 평판, 보 결합으로 모델링하여 보와 접하고 있는 평판 "1", "2"사이의 전달효율을 구하여 결합손실계수를 계산하였다. 평판 "1", "2"사이의 전달효율⁽¹¹⁾은 다음과 같이 주어진다.

$$\tau_{ij} = \frac{\rho_p h_p \lambda_p^2}{2\pi \rho_b h_b \lambda_b b_b} \quad (22)$$

여기서, ρ , h , λ , b 는 밀도, 두께, 굽힘파의 파장, 폭을 나타내고, 첨자 p 는 평판, 첨자 b 는 보를 나타낸다.

(6) 접수영향

접수로 인하여 발생하는 모드밀도의 변화 및 내부손실계수 변화를 고려하였다. 수중에서 내부손실계수는 음방사와 크게 관련되며, 수중에서 Maidanik 방사효율은 실험결과와 잘 일치하지 않은 것으로 알려져 있다. 참고문헌 (2)에서 제안한 재질, 두께, 면적, 주파수 변화에 따른 평판의 방사효율을 사용하여 내부손실계수 변화를 구조전달소음 수준 계산시 고려하였다. 원통형 셀의 방사효율은 울림 주파수와 임계 주파수 사이에서 평판의 경우와 같이 나타난다⁽¹⁾. 수중에서 임계주파수는 원통형 셀의 두께가 10 mm일 때 약 25 kHz로 매우 높다. 그러므로, SEA로 계산 가능한 주파수 범위에서는 원통형 셀에 대하여 평판의 방사효율을 사용하여도 큰 문제가 없다. 참고문헌 (2)에서 제시한 평판의 방사효율은 다음과 같다.

(i) $f \leq f_1$

$$10 \log \sigma = 10 \log \frac{m\sqrt{D}}{S} - 78 \text{ dB} \quad (23.a)$$

(ii) $f_1 < f \leq f_2$

$$10 \log \sigma = \frac{50}{3} \log \frac{m\sqrt{D}}{S} - 78 \text{ dB} \quad (23.b)$$

(iii) $f_2 < f \leq f_3$

$$10 \log \sigma = 50 \log \frac{f}{16000} - 10 \text{ dB} \quad (23.c)$$

(iv) $f_3 \leq f$

$$10 \log \sigma = -10 \text{ dB} \quad (23.d)$$

여기서, D : 평판의 단위면적당 굽힘 강성계수

$$f_0 = 700 (m\sqrt{D}/A_p)^{0.2}$$

$$f_1 = 0.25f_0$$

$$f_2 = 2f_0$$

$$f_3 = 16000$$

접수시 내부손실계수 η_w 는 공기중 내부손실계수에 음방사에 의한 손실 계수를 더한 값으로 나타낼 수 있다.

$$\eta_w = \eta + \eta_r \quad (24.a)$$

$$= \eta + \rho_c c_o \sigma / \omega m \quad (24.b)$$

3.2 수조실험

모델에 대한 수중방사소음 측정을 위한 실험장치는 Fig. 4와 같이 구성하였다. 수중방사소음 계측은 원거리 음장 조건(far field condition)을 만족하고 수조벽에 의한 반사파의 영향을 최소화 할 수 있도록 원통형 셀의 중심으로 부터 2, 3 m거리에서 측정하였으며, 원통형 셀 표면의 세부시스템당 3~4개의 가속도계를 부착하고 가속도를 측정한 후 공간 평균 구조전달소음 수준을 구하였다.

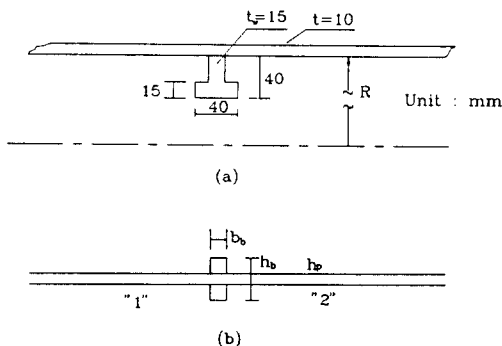


Fig. 3 Sketch of a beam-plate system

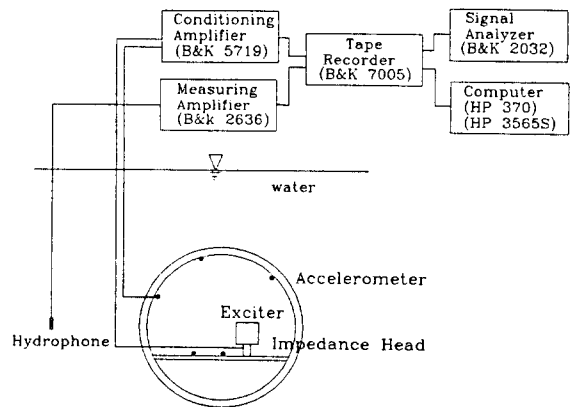


Fig. 4 Experiment setup

4. 예측 및 실험결과의 비교

모델 중심에서 2, 3 m 거리에서의 수중방사소음 예측 및 실험결과를 비교하여 Fig. 5, Fig. 6에 나타내었다. 또한 수중방사소음에 큰 영향을 미치는 접수세부시스템의 구조전달소음의 예측 및 실험결과를 Fig. 7, Fig. 8에 비교하여 나타내었다.

수중방사소음과 구조전달소음의 예측 및 실험결과 비교에서 1kHz이하의 저주파수 영역을 제외하고는 3~4 dB내로 잘 일치하고 있으며 이는 접수로 인한 영향인 모드밀도의 변화, 음방사에 의한 손실을 고려한 결과로 생각된다.

예측 및 실험결과는 공진모드수가 3~6개 정도인 1 kHz를 기점으로 하여 저주파수 영역에서는 예측 오차가 크고 고주파수 영역에서는 예측 오차가 작음을 알 수 있다. 그러나, 구조물의 두께, 크기등의 변화로 모드밀도가 증가하면 예측 가능 저주파수를 더 감소시켜 예측 가능 주파수 범위를 확장할 수 있다. 즉, 1 kHz를 기점으로 하는 오차의 크기는 구조물의 모드밀도에 영향을 받는다.

접수에 의한 영향을 살펴보기 위하여 접수영향을 무시하고 시뮬레이션을 하여 본 결과 예측결과와 실험결과는 상당히 다르게(약 20 dB 예측 오차) 나타났다. 이것으로부터 구조물이 접수할 경우에는 접수영향을 고려하여 함을 알 수 있다.

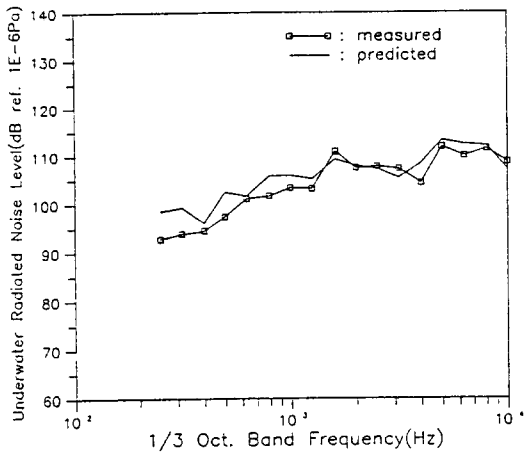


Fig. 5 Comparison of underwater radiated noise level between prediction and measurement at 2 m from center of the model

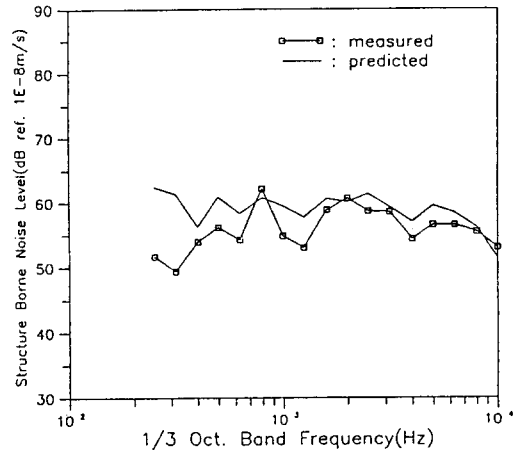


Fig. 7 Comparison of structure borne noise level between prediction and measurement for sub-system no. "1"

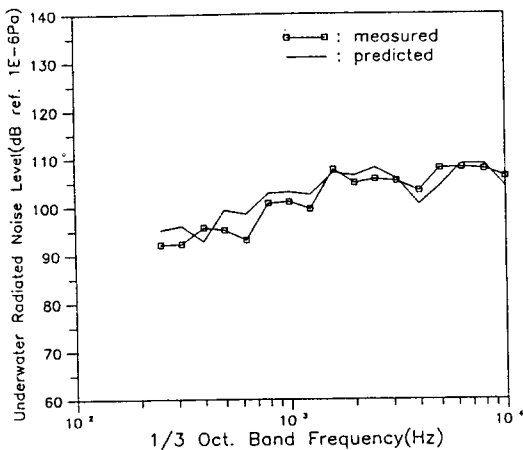


Fig. 6 Comparison of underwater radiated noise level between prediction and measurement at 3 m from center of the model

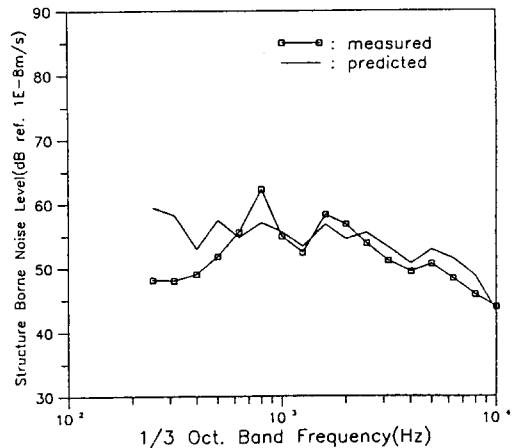


Fig. 8 Comparison of structure borne noise level between prediction and measurement for sub-system no. "4"

예측 및 실험결과에서 저주파수 영역에서 수중방사소음 및 구조전달소음은 고주파수 영역보다 예측 오차가 상당히 크다. 이는 모드밀도에 의한 영향이며, SEA기법을 사용하여 계산시 주로 1/1 Octave 혹은 1/3 Octave 밴드폭으로 계산을 하므로 고주파수 영역보다 저고주파수 영역에서 상대적으로 공진 모드수가 상당히 적어진다. 공진모드수가 적으면 통계적인 수가 감소하므로 오차를 수반하게된다. 그러므로, 예측단계에서 공진모드수를 고려하여 예측 가능한 주파수 범위를 설정하여야 한다.

5. 결 론

본 연구에서는 기계류에서 발생되어 함내 구조물을 통하여 선체로 전달되는 구조전달소음 수준을 SEA를 이용하여 해석하고, 구조전달소음 해석결과로부터 Rayleigh적분을 이용하여 수중방사소음을 예측하였다. 예측결과를 검증하기 위하여 실험 모델인 보강 원통형 셸의 수중방사소음 및 구조전달소음 수준을 예측결과와 비교하였고, 예측결과와 실험결과는 공진모드수가 3~6 이상되는 주파수 영역에서 잘 일치하였다. 이로써, SEA는 초기설계 단계에서 고주파수 영역의 구조전달소음 및 수중방사소음 수준 예측에 매우 유용하게 사용될 수 있음을 확인하였다.

참 고 문 헌

- (1) R. H. Lyon, 1976, "Statistical Energy Analysis," The MIT Press,
- (2) 内田洲治 外, 1985, "船舶から水中に放射され

る機械雑音の豫測," 日本造船學會誌 第686號, pp. 36~45.

- (3) Miguel C. Junger, 1952, "Vibration of Elastic Shells in a Fluid Medium and the Associated Radiation of Sound," J. Appl. Mech., Vol. 74, pp. 439~445.

- (4) R. G. White, 1982, "NOISE AND VIBRATION," WIELY.

- (5) B. L. Clarkson and R. j. Pope, 1980, "Experimental Determination of Structural Modal Densities and Average Loss Factor," Pro. of a Conference on "Recent Advanced in Structural Dynamics," pp. 169~184.

- (6) Cremer, 1973, Structure Borne Sound, Spring Verlag.

- (7) Donald Ross, 1976, "Mechanics of Underwater Noise," RERGAMON Press.

- (8) Frank J. Fahy, 1977, "Application of Cross Spectral Density to a Measurement of Vibrational Power Flow Between Connected Plates," J. A. S. A. Vol. 62, No. 5, pp. 1297~1298.

- (9) J. W. Verheij, 1980, "Cross Spectral Density Methods for Measuring Structure Borne Power Flow on Beams and Pipes," J. of Sound and Vib., 70(1), pp. 133~139.

- (10) Yoshiko Irie, 1985, "Prediction of Structure Borne Sound Transmission Using Statistical Energy Analysis," Bulletin of the M. E. S. J., Vol. 13, No. 2, pp. 60~73.

- (11) Manfred Heckl, 1961, "Wave Propagation on Beam-Plate System," J. A. S. A. Vol. 33, No. 5, pp. 640~651.