

大韓造船學會論文集  
第28卷 第2號 1991年 10月  
Transactions of the Society  
of Naval Architects of Korea  
Vol.28, No.2, October 1991

## 선박 소음 예측 전산 프로그램의 개발에 관한 연구 —통계적 에너지 해석법을 이용한—

김사수\*, 신구균\*\*, 이홍기\*\*\*

### A Study on the Computer Program for the Shipboard Noise Prediction —using Statistical Energy Analysis—

by

Sa Soo Kim\*, Ku Kyun Shin\*\* and Hong Gi Lee\*\*\*

#### 요 약

선박은 내부에 소음원을 가지고 있을 뿐 아니라 진동의 전달 특성이 좋은 강판 구조물이기 때문에 기진원과 소음원을 포함한 구조계 및 주변 음장계까지 포함한 전체계에 대한 소음 예측을 수행하여야 한다. 이러한 선내 소음 환경을 예측하기 위하여 본 연구에서는 통계적 에너지 해석법을 이용하여 고차 진동의 전달 특성, 음장과 구조물과의 상호 작용 및 음장의 투과 손실 등에 대한 해석 이론을 정식화 하고 이를 바탕으로 선내 소음 예측을 위한 전산 프로그램을 개발하였다. 또, 소형 연안 여객선을 대상으로 하여 이론적 소음 예측 계산을 수행하고 실선 예측 결과와 비교하여 그 타당성을 확인하였으며, 공기음과 고체음에 대한 전달 특성을 분석하여 보았다.

#### Abstract

During the last few years recommendations or regulations concerning permissible noise levels on ships have been issued by the authorities in most countries. For these reasons the need for useful and accurate noise prediction computer programs has been emphasized. A noise prediction program can

접수일자 : 1991년 8월 19일, 재접수일자 : 1991년 10월 24일

\* 정회원, 부산대학교 조선공학과

\*\* 학생회원, 부산대학교 조선공학과

\*\*\* 유니슨산업주식회사 기술연구소

make it possible to find the most economical solution to achieve a certain noise requirement.

This paper attempts to develop a noise prediction computer program using statistical energy analysis(SEA). In this paper, the SEA is used to predict the sound transmission loss for airborne noise and the vibration amplitude of the panel consisting of ship spaces such as floor, wall, and ceiling for structureborne noise. And in order to verify the prediction, a small passenger vessel, G/T120 tons, is selected. It has been shown that the prediction is capable of giving results in good practical agreement with measurements and therefore it is useful for predicting the noise levels in ships and establishing the countermeasures at early design stage.

## 1. 서 론

선원 및 승객들의 쾌적한 선상 생활의 확보를 위하여, 근래 국제적으로 선박의 소음, 진동 환경에 대한 규제가 강화되어 실제로 각국의 선급, IMO 등에서는 소음 허용치를 규정하고 있다. 이러한 선내 소음의 규제에 대처하고 건조 후 과도한 소음환경에 대한 방음 설비공사 비용의 절감등을 위하여 선박의 초기 설계 단계에서의 소음 예측과 방지대책의 수립이 필수적으로 요구되어 진다. 그러나 선박의 경우는 내부에 각종 소음원을 가지고 있고 진동의 전달 특성이 좋은 강판의 용접 구조물이기 때문에 기진원과 소음원을 포함한 구조계 및 주변 음장계까지의 전체계에 대한 소음 예측을 수행하지 않으면 안된다. 특히 소음 문제는 가청 주파수 전역에 걸친 넓은 주파수 범위가 관심의 대상이지만 선박과 같이 그 크기에 비해 얇은 판요소로 구성된 계에 대해서는 각 구성 요소가 저주파 영역에서부터 많은 고차 모우드를 가지는 복잡한 진동 특성을 나타내므로 소음 예측을 위한 기존의 진동 해석법의 적용은 거의 불가능 하다고 할 수 있다.

따라서 본 논문에서는 항공 우주 기기의 고주파 외력에 대한 진동 예측 및 탑재 기기의 신뢰성 해석을 위하여 Lyon<sup>[1]</sup>에 의해 개발된 통계적 에너지 해석법(Statistical Energy Analysis : SEA법)을 이용하여 구조물의 고차 진동의 전달 특성, 음장과 구조의 상호 작용 및 음장의 투과 손실 등에 대한 해석이론을 정

식화 하였다. 또 이를 바탕으로 선내 소음 예측을 위한 전산 프로그램을 개발하고 이를 소형 연안 여객선에 적용한 수치 계산 결과와 실선 계측 결과를 비교 검토하여 그 타당성을 확인하여 보았다.

## 2. SEA법에 의한 정식화

소음원에서 발생한 음은 공기와 고체 두가지의 전달 경로를 통하여 선내 각부에 전달된다. 이 중에서 공기를 매체로 하여 전달되는 음을 공기음, 진동의 형태로 선체 구조를 전파하여 벽이나 천정등의 패널을 진동시켜 이것이 주변의 공기를 가진하여 음이 발생하는 것을 고체음이라 한다. 고체음 중에서도 음원의 진동이 직접 선체 구조를 가진시켜 소음을 전달하는 것을 1차 고체음, 음원의 음압이 주변의 선체 구조를 가진시켜 소음을 전달하는 것을 2차 고체음이라 한다. 선박에 있어서는 이와 같은 공기음, 고체음이 복합적으로 작용하여 복잡한 소음 환경을 구성하고 있고 이러한 선내 소음을 예측하기 위한 여러가지 방법이 제안되어 있다. 그 중 SEA법은 계의 상태를 물리계에 공통적으로 사용되는 에너지로 표현하고 입력, 전달 및 발산의 각 에너지의 파워 평형을 기초로 하여 요소 사이의 에너지 전달을 추정하는 것으로 다음과 같은 가정을 기본으로 한다.

- 1) 요소의 주파수 밴드폭  $\Delta\omega$ 내의 공진 모우드는 각각 동일한 에너지를 갖는다.

- 2) 인접하는 요소  $i$ 와  $j$ 의 공진모우드 사이의 결합 상태는 동일하다.
- 3) 한 요소에서 다른 요소로 에너지를 전달하는 파와 역 방향으로 에너지를 전달하는 파 사이에는 상관 관계를 갖지 않는다.
- 4) 요소  $i$ 에서  $j$ 로 전달되는 에너지는 모우드 에너지의 차이에 비례한다.

2.1. 1차 고체음의 추정 [2],[10]

Fig. 2.1에서와 같이 두 요소 사이의 파워 흐름의 평형관계를 생각하면 정상 상태에서 요소  $i$ 에서의 파워 흐름에 대한 평형관계식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \Pi_i^n &= \Pi_i^{diss} + (\Pi_i' - \Pi_i'') \\ &= \Pi_i^{diss} + \Pi_i \end{aligned} \quad (2.1.1)$$

여기서  $\Pi_i^n$ ,  $\Pi_i^{diss}$ 는 요소  $i$ 의 외부 입력 파워 및 내부 손실 파워,  $\Pi_i'$ 는 요소  $i$ 에서  $j$ 로 향하는 전달 파워,  $\Pi_i''$ 는 요소  $i$ 에서 요소  $j$ 로 향하는 실제 전달 파워이다.

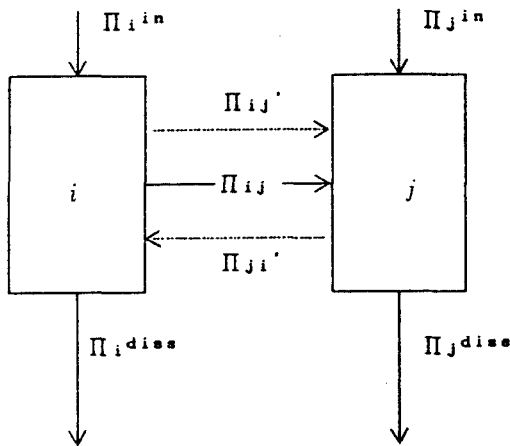


Fig. 2.1 Power flows between subsystems

따라서 식 (2.1.1)을 Fig. 2.2에서와 같은 요소수  $n$ 개의 다요소계로 확장하면

$$\Pi_i^n = \Pi_i^{diss} + \sum_{j=1}^n (\Pi_{ij}' - \Pi_{ji}'')$$

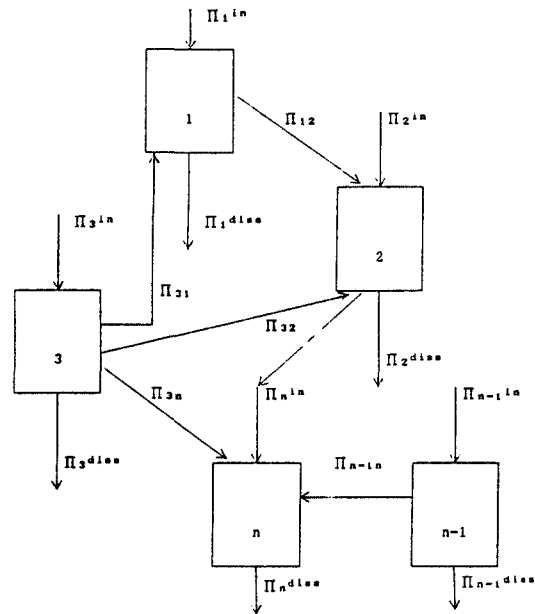


Fig. 2.2 Block diagram representing power flows between  $n$  subsystems

$$\Pi_i^n = \Pi_i^{diss} + \sum_{j=1}^n (\Pi_{ij}') \quad (2.1.2)$$

과 같이 쓸 수 있다. 이때 중심 주파수  $\omega$ , 밴드폭  $\Delta$  인 주파수 범위에서 요소  $i$ 의 모드당 평균 에너지를  $E_{mi}$ , 모드 수를  $N_i$ , 내부 손실 계수를  $\zeta_i$ 라 하면, 내부 손실 파워  $\Pi_i^{diss}$ 는

$$\Pi_i^{diss} = \omega \zeta_i N_i E_{mi} \quad (2.1.3)$$

또, 요소  $i$ 와  $j$ 의 결합 손실 계수를  $\zeta_{ij}$ 라 하면 실제 전달 파워  $\Pi_{ij}'$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \Pi_{ij}' &= \Pi_{ij}' - \Pi_{ji}'' \\ &= (\omega \zeta_{ij} N_i E_{mj} - \omega \zeta_{ji} N_j E_{mi}) \end{aligned} \quad (2.1.4)$$

이때 결합 손실율  $\zeta_{ij}$ 와  $\zeta_{ji}$ 의 사이에는 가정 1), 2)로부터  $\zeta_{ij} N_i = \zeta_{ji} N_j$ 의 관계가 성립하므로 실제 전달 파워  $\Pi_{ij}'$ 는

$$\Pi_{ij}' = \omega \zeta_{ij} N_i (E_{mj} E_{mi}) \quad (2.1.5)$$

이 된다 식 (2.1.3), (2.1.4), (2.1.5)를 (2.1.2)에 대입하면 파워 흐름의 평형식은 다음과 같이 고쳐 쓸 수 있다.

$$\Pi_i^n = (\omega \zeta_i N_i E_{mi} + \sum_{j=1}^n \omega \zeta_{ij} N_i E_{mj} - \sum_{j=1}^n \omega \zeta_{ji} N_j E_{mi})$$

$$= \omega N_s \left\{ \left( \zeta_s + \sum_{m=1}^n \zeta_{sm} \right) E_m - \sum_{m=1}^n \zeta_{ms} E_m \right\} \quad (2.1.6)$$

식(2.1.6)을 행렬로 표시하여 보면

$$\{ \Pi^{in} \} = \omega [A] \{ E_m \} \quad (2.1.7)$$

이 되고 n차 정방 행렬 [A]의 요소는 다음과 같다.

$$[A] = [a_{ij}] \quad i, j = 1, 2, \dots, n \quad (2.1.8)$$

$$a_{ij} = \zeta_i N_i + \sum_{k=1}^n \zeta_{ik} N_k \quad (i=j \text{ 일 때})$$

$$a_{ij} = -\zeta_{ji} N_j \quad (i \neq j \text{ 일 때})$$

따라서 연립 방정식 식 (2.1.7)을 풀어 각 요소의 모드당 평균 에너지  $E_m$ 를 구하고, 이로부터 평판의 평균 진동 속도를 다음과 같이 구한다. [2]

$$\langle v^2 \rangle = \frac{1}{\rho s h} E_m N_i \quad (2.1.9)$$

여기서,  $\rho, s, h$ 는 각각 평판의 밀도, 면적, 두께를 나타내고,  $\langle v^2 \rangle$ 은 속도의 제곱 평균치이다.

수음 공간에 음원이 없고 수음 공간을 구성하는 6면의 벽 중 한면만이 진동하고 있는 경우에 벽의 진동에 의해 방사되는 음이 수음 공간내로 확산될 때 공간내 확산음 레벨은 다음식에 의해 구한다. [16]

$$L_{Ri} = L_{Vi} + 10 \log \sigma_i + 10 \log \frac{S}{R} + 6 \quad (2.1.10)$$

여기서  $L_{Ri}$ 는 한 벽면만이 진동할 때 수음 공간내의 확산음 레벨 [dB re.  $20 \mu Pa$ ],  $L_{Vi}$ 는 진동하고 있는 벽의 진동 속도 레벨로 식 (2.1.9)의 평균 속도 레벨을  $5 \times 10^{-8}$  m/sec를 기준으로 한 dB값이다. 또  $\sigma_i$ 는 진동하고 있는 벽의 음향 방사 효율, S는 진동하고 있는 벽의 면적 [ $m^2$ ], R는 실상수 [ $m^2$ ]를 나타낸다. 따라서 수음 공간을 구성하는 벽이 모두 진동할 때 수음 공간내의 확산음은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$L_s = 10 \log \left( \sum_{i=1}^n 10^{L_{Ri}/10} \right)$$

여기서,  $L_s$ 는 n개의 벽면이 동시에 진동할 때의 수음 공간내의 확산음 레벨이다.

### 2.2. 2차 고체음의 추정 [9]

2차 고체음의 음장(공기음)과 구조체 사이의 에너지 흐름의 평형을 고려하여 구할 수 있다. 먼저 Fig 2.3과 같이 음장과 구조체 사이의 에너지 흐름을 가정하면 에너지의 평형관계식은 다음과 같다.

$$\Pi_a = \Pi_a^{dss} + \Pi_{as} - \Pi_{sa} \quad (2.2.1)$$

$$\Pi_s = \Pi_s^{dss} + \Pi_{sa} - \Pi_{as}$$

여기서  $\Pi_a, \Pi_a^{dss}$ 는 음장에 공급된 외부 입력 파워 및 음장 내부 손실 파워,  $\Pi_{as}$ 는 음장에서 구조체로 향하는 전달파워,  $\Pi_s, \Pi_s^{dss}$ 는 구조체에 공급된 외부 입력 파워 및 구조체 내부 손실파워,  $\Pi_{sa}$ 는 구조체에서 음장으로 향하는 전달 파워를 나타낸다. 이때 음장은 확산음장으로 가정한다.

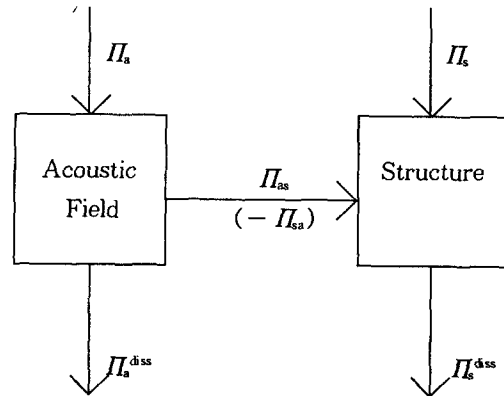


Fig. 2.3 Block diagram representing power flows between acoustic field and structure

1차 고체음인 경우와 마찬가지로 중심주파수  $\omega$ , 주파수 밴드폭  $\Delta\omega$ 에서 음장의 모드당 평균 에너지를  $E_{ma}$ , 음장의 내부 손실 계수를  $\zeta_s$ , 음장의 모드 수를  $N_s$ 라 하면 음장의 내부 손실 파워  $\Pi_a^{dss}$ 는

$$\Pi_a^{dss} = \omega \zeta_s N_s E_{ma} \quad (2.2.2)$$

또 구조체의 모드당 평균 에너지를  $E_{ms}$ , 구조체의 내부 손실 계수를  $\zeta_s$ , 구조체의 모드 수를  $N_s$ 라 하면 구조체의 내부 손실 파워  $\Pi_s^{dss}$ 는

$$\Pi_k^{dss} = \omega \zeta_k N_k E_{ms} \quad (2.2.3)$$

과 같이 쓸 수 있고 음장과 구조체 사이의 에너지 흐름은, 음장에서 구조체로 향하는 에너지 결합 손실 계수를  $\zeta_{as}$ , 구조체에서 음장으로 향하는 에너지의 결합 손실 계수를  $\zeta_{sa}$  라 하면

$$\Pi_{as} = \omega N_a \zeta_{as} (E_{ms} - E_{ms}) \quad (2.2.4)$$

$$\Pi_{sa} = \omega N_s \zeta_{sa} (E_{ms} - E_{ms}) \quad (2.2.5)$$

와 같이 표시할 수 있다. 따라서 식 (2.2.2), (2.2.3), (2.2.4), (2.2.5)를 식 (2.2.1)에 대입하고 연립 방정식을 풀어  $E_{ms}$ ,  $E_{ms}$  를 구하면, 내부 공간에 소음원이 있는 경우 소음원에서 발생한 파워가 구조체에 전달 되었을 때 음장에서의 음압 레벨과 구조체의 진동 레벨을 각각 아래식에 의하여 추정할 수 있다. [2]

$$\langle p^2 \rangle = \frac{\rho_a C^2}{v} N_a E_{ms} \quad (2.2.6)$$

$$\langle v^2 \rangle = \frac{1}{\rho_s S h} N_s E_{ms} \quad (2.2.7)$$

여기서  $\langle p^2 \rangle$ ,  $\langle v^2 \rangle$ 은 각각 음압과 진동 속도의 제곱 평균치이고  $\rho_a$ ,  $\rho_s$ 는 음장의 매질과 구조체의 밀도,  $C$ 는 음속,  $S$ 는 구조물의 면적,  $h$ 는 구조물의 두께이다.

### 2.3. 공기음의 투과 손실 [5]

음원 공간에서 발생한 음이 수음 공간에 직접 전달되는 공기음의 추정에서는 각 벽을 투과할 때 발생하는 투과 손실 (Transmission Loss : TL)을 정도높게 추정할 필요가 있다. 이론적인 투과 손실의 추정에 있어서는 보통 투과 손실음 음파의 입사각도와 주파수 및 벽의 면밀도에 의해 추정하는 질량법칙을 이용하지만 이는 벽 부재의 감쇠와 강성의 효과를 무시하므로 실제벽의 진동 진폭이 질량 법칙에 의한 예측보다 크게 된다 [18]. 따라서 본 논문에서는 부재의 강성과 감쇠 효과 및 주파수 일치 효과등을 고려할 수 있도록 하기 위하여 SEA 법에 의해 음장의 투과 손실을 추정하였다.

먼저 그림 2.4와 같이 음원 공간에서 발생한 음이 보강재가 없는 캐널을 투과하여 수음 공간에 전달 된다고 할 때 이들 사이의 파워흐름을 그림 2.5와 같이 이상화 하고 이들 요소에 대한 파워 평형을 생각하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

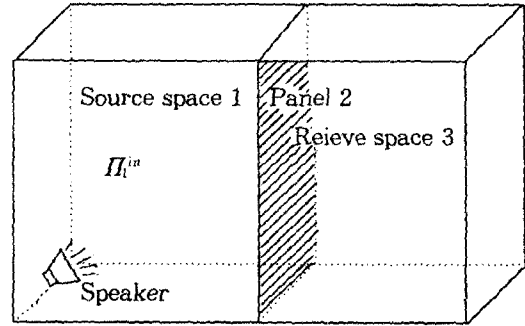


Fig. 2.4 The transmission suite

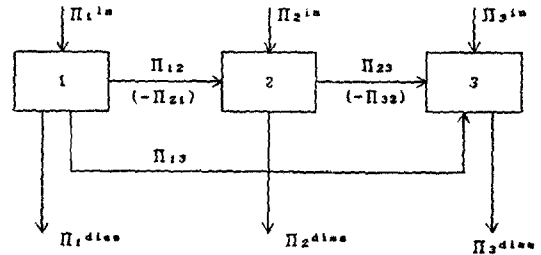


Fig. 2.5 Block diagram representing power flows between coupled system of transmission suite

$$\begin{aligned} \Pi_1^{in} &= \Pi_1^{dss} + \Pi_{12} + \Pi_{13} \\ \Pi_2^{in} &= \Pi_2^{dss} - \Pi_{12} + \Pi_{23} \\ \Pi_3^{in} &= \Pi_3^{dss} - \Pi_{23} - \Pi_{13} \end{aligned} \quad (2.3.1)$$

이 때 음장은 확산 음장으로 가정하고 앞에서와 마찬가지로 중심 주파수  $\omega$ , 밴드폭  $\Delta \omega$  인 주파수 범위 내에서 요소  $i$ 의 전체 에너지를  $E_i$ , 내부 손실 계수를  $\zeta_i$ , 결합 손실 계수를  $\zeta_{ij}$  라 하면 식 (2.3.1)은,

$$\begin{aligned} \Pi_1^{in} &= \omega \zeta_1 E_1 + \omega \zeta_{12} N_1 \left( \frac{E_1}{N_1} - \frac{E_2}{N_2} \right) \\ &+ \omega \zeta_{13} N_1 \left( \frac{E_1}{N_1} - \frac{E_3}{N_3} \right) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Pi_2^m &= \omega \zeta_2 E_2 - \omega \zeta_{12} N_1 \left( \frac{E_1}{N_1} - \frac{E_2}{N_2} \right) \\ &\quad + \omega \zeta_{23} N_2 \left( \frac{E_2}{N_2} - \frac{E_3}{N_3} \right) \quad (2.3.2) \\ \Pi_3^m &= \omega \zeta_3 E_3 - \omega \zeta_{13} N_1 \left( \frac{E_1}{N_1} - \frac{E_3}{N_3} \right) \\ &\quad - \omega \zeta_{23} N_2 \left( \frac{E_2}{N_2} - \frac{E_3}{N_3} \right) \end{aligned}$$

이 된다. 여기서 패널과 수음 공간인 요소 3에 외부 파워 입력이 없다고 하면  $\Pi_2^m = 0, \Pi_3^m = 0$ 이므로 식 (2.3.2)의 두번째 식으로부터

$$\frac{E_2}{N_2} = \frac{\left(\frac{E_1}{N_1}\right)\zeta_{21} + \left(\frac{E_3}{N_3}\right)\zeta_{23}}{\zeta_2 + \zeta_{21} + \zeta_{23}} \quad (2.3.3)$$

인 관계식을 얻을 수 있다. 여기서  $\zeta_{21}, \zeta_{23}$ 는 패널에서 공기중으로 파워가 방사될때 발생하는 손실 계수이므로 패널에서의 방사 손실 계수를  $\zeta_{rad}$  이라 하면  $\zeta_{21} = \zeta_{23} = \zeta_{rad}$  이라 할 수 있고  $\zeta_2$ 는 패널 내부에서 손실되는 파워의 손실 계수이므로 패널 내부 손실 계수를  $\zeta_{int}$  라 하면  $\zeta_{int} = \zeta_2$  이 된다. 또 저주파 이외의 주파수 영역에서는  $\frac{E_1}{N_1} \gg \frac{E_3}{N_3}$ 의 관계가 성립하므로

[5] 식 (2.3.3)은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\frac{E_2}{N_2} = \frac{E_1}{N_1} \left[ \frac{\zeta_{rad}}{\zeta_{int} + 2\zeta_{rad}} \right] \quad (2.3.4)$$

또 식 (2.3.2)의 세번째 식으로부터

$$E_3 = \frac{E_1 \zeta_{13} + E_2 \zeta_{23}}{\zeta_3 + \zeta_{31} + \zeta_{32}} \quad (2.3.5)$$

의 관계식을 얻을 수 있다. 따라서 식 (2.3.5)에 식 (2.3.4)를 대입하고 정리하면

$$\frac{E_3}{E_1} = \frac{\zeta_{13} + \zeta_{rad}^2(N_2/N_1)/(\zeta_{int} + 2\zeta_{rad})}{\zeta_3 + (N_1/N_3)\zeta_{13} + (N_2/N_3)\zeta_{rad}} \quad (2.3.6)$$

이 된다. 즉, 식 (2.3.6)은 음원 공간에서 발생한 음이 패널을 투과하여 수음 공간에 전달 될때의 투과 손실을 의미하며 파라미터  $\zeta_{13}, \zeta_{rad}, \zeta_3$ 은 다음의 식으로부터 추정한다. [6]

$$\zeta_{rad} = \frac{R_{rad}}{\omega M_p} \quad (2.3.7)$$

여기서  $M_p$ 는 패널의 질량,  $R_{rad}$ 는 패널의 한 면에서의 방사저항으로 다음과 같이 주어진다. [6]

$$R_{rad} = A_p \rho_a C \begin{cases} (\lambda_c \lambda_a / A_p)^{2(f/f_c)} g_1(f/f_c) & (f < f_c) \\ + (p \lambda_a / A_p) g_2(f/f_c) & (f = f_c) \\ (L_1/\lambda_c)^{1/2} + (L_2/\lambda_c)^{1/2} & (f = f_c) \\ (1 - f_c/f)^{-1/2} & (f > f_c) \end{cases} \quad (2.3.8)$$

여기서  $f_c$ 는 한계 주파수,  $\lambda_a$ 는 음파의 파장,  $\lambda_c$ 는 한계 주파수의 파장,  $L_1$ 은 패널의 길이,  $L_2$ 는 패널의 폭.  $P = 2(L_1 + L_2)$ 이고  $\alpha = (f_c/f)^{-1/2}$ 라 하면 함수  $g_1(f/f_c), g_2(f/f_c)$ 는 다음과 같다.

$$g_1(f/f_c) = \begin{cases} \frac{(4/\pi^4)(1-2\alpha^2)}{\alpha(1-\alpha^2)^{1/2}} & (f < 1/2f_c) \\ 0 & (f > 1/2f_c) \end{cases}$$

$$g_2(f/f_c) = (2\pi)^{-2} \{ (1-\alpha^2) \ln[(1+\alpha)/(1-\alpha)] + 2\alpha \} / (1-\alpha^2)^{3/2}$$

결합 손실계수  $\zeta_{13}$ 는

$$10 \log_{10} \zeta_{13} = -T.L_0 + 10 \log_{10}(A_p C / 4V_1 \omega) \quad (2.3.9)$$

로부터 구할 수 있고 여기서  $T.L_0$ 는 랜덤 입사파의 질량 법칙에 의한 투과 손실,  $A_p$ 는 패널의 면적,  $C$ 는 음속,  $V_1$ 는 음원 공간의 체적을 나타낸다.

또, 수음 공간에서의 내부 손실계수  $\zeta_3$ 는 [6]

$$\zeta_3 = \frac{2.2}{fT_3} \quad (2.3.10)$$

로부터 구할 수 있고 여기서  $T_3$ 는 수음 공간에서의 잔향 시간을 나타낸다.

### 3. SEA 모델

본 논문에서의 이론을 바탕으로 전산 프로그램을 작성하고 그 타당성을 검토하기 위하여 비교적 구획의 수가 적고 소음원과 수음 공간이 밀집하여 배치된 소형 연안 여객선을 시산 대상 선박으로 선정하여 선내 소음 수준을 예측하고 실선 계측 결과를 비교 검토하여 보았다.

3. 1 시산 대상 선박 및 실선 계측

본 논문에서 채택한 시산 대상 선박의 제원과 일반 배치도를 각각 Table 3.1과 Fig 3.1에 나타내었다.

Table 3.1 Principle particulars

Length over all	32.7	M
Length B.P	30.3	M
Breadth	6.0	M
Depth	3.18	M
Draft	1.2	M
Displacement	130.0	M <sup>3</sup>
Gross Tonnage	120.0	ton
Speed	16.0	knots
Main Engine	650hp × 2 (set) 2300rpm	
Generator	54hp × 2 (set) 1800rpm	
Number of Propeller Blade	5	
Propeller R.P.M.	920	rpm
Passenger	198	persons

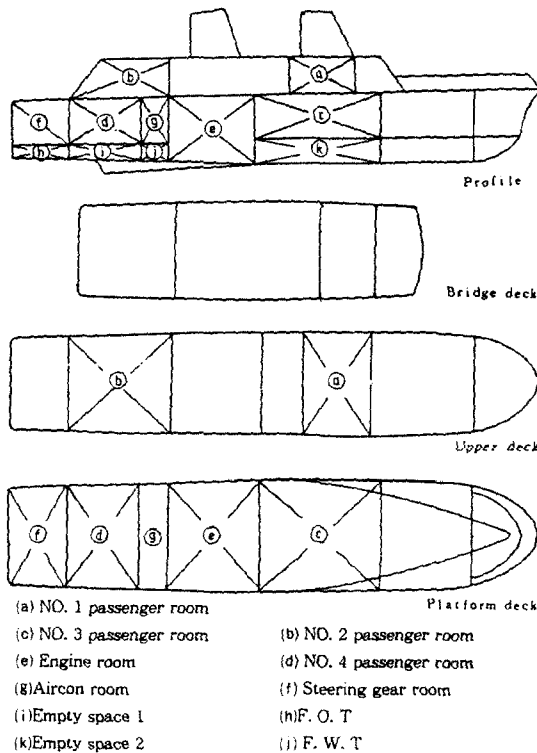


Fig 3.1 General arrangement

또 실선의 소음 및 진동 수준을 계측하기 위한 장비의 구성은 Fig. 3. 2, Fig. 3. 3에 나타내었다. 이때 각 구역에서의 소음 계측은 각 구역의 중앙 위치에서 측정하였고 주기실에서의 진동 계측은 주기 Foundation상면에서 측정하였다.

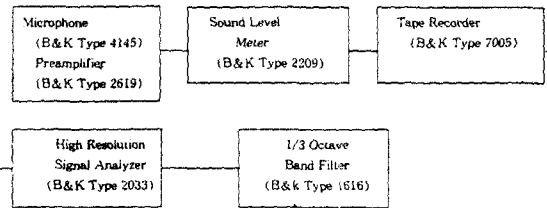


Fig. The block diagram of noise measuring system

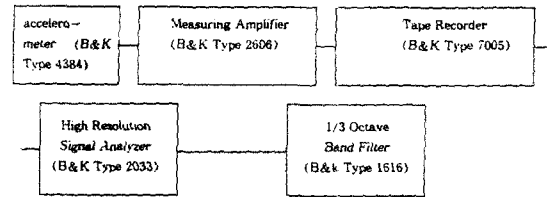


Fig 3.3 The block diagram of vibration measuring system

3. 2 SEA 법에 의한 소음 예측

3.2.1 이상화

계산을 간단히 하기 위하여 복잡한 선체를 Fig. 3.4와 같이 단순화하여 모두 39개의 직사각형 패널 요소로 구성된 것으로 이상화 하였다. (Fig. 3.5참조) 여기서 각 패널 요소의 구성 부재는 Appendix I에 나타 내었다.

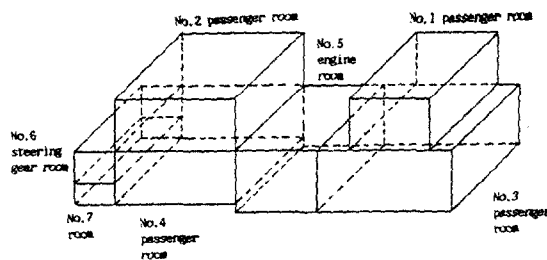


Fig 3.4 Idealization of the ship

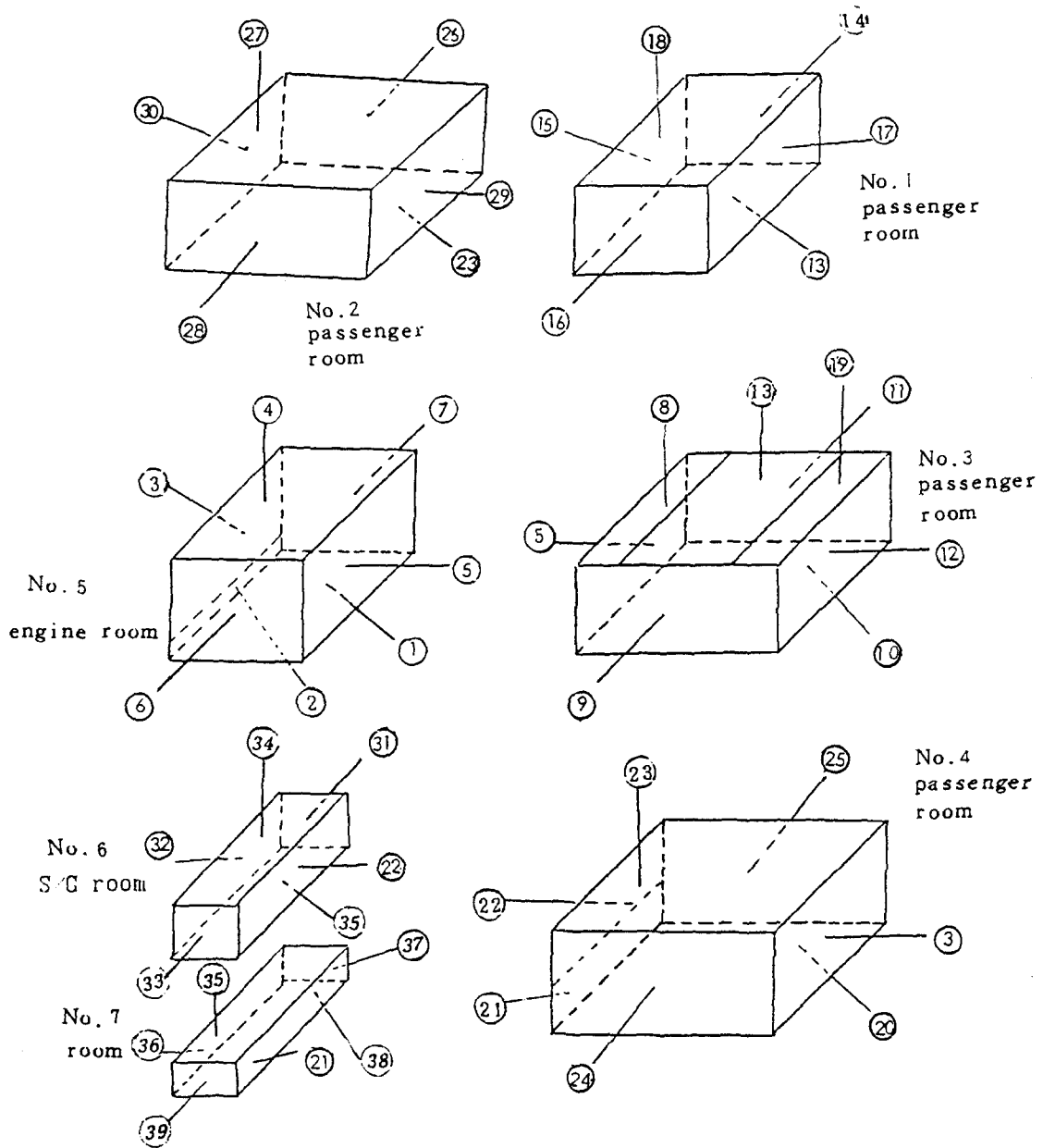


Fig 3. 5 SEA elements of the ship

3.2.2 SEA 파라미터

SEA의 계산식에 포함된 지배적인 파라미터는 요소의 내부 손실 계수, 모드수, 요소 사이의 결합 손실 계수이다. 이들 파라미터들은 선내 소음 예측에 주요한 역할을 하고 있으나 그

추정에 있어서는 복잡한 해석이 필요하고 실험적으로 결정하는 것이 바람직하지만 본 연구에서는 해석 정도가 높은 계산식 및 간략식을 사용하였다.



(1) 모드 수

주파수 밴드폭  $\Delta\omega$  내에서의 모드 수  $N_i$  는 모드 밀도를  $n_i$  라 할 때

$$N_i = n_i \Delta\omega \quad (3. 2. 1)$$

의 관계가 있고 각 요소에 대한 모드 밀도는 다음과 같다.

(i) 사각 평판에 대한 모드 밀도 :  $n_i$  <sup>[1]</sup>

$$n_i = \frac{S}{4\pi} \left( \frac{\rho_s h}{B} \right)^{1/2}$$

여기서 S,  $\rho_s$ , h, B' 는 각각 평판의 면적, 밀도, 두께 및 굽힘 강성을 나타낸다.

(ii) 음장의 모우드 밀도 :  $n_a$  <sup>[1]</sup>

$$n_a = \frac{\omega^2 V_a}{2\pi^2 C^3}$$

여기서  $V_a$  는 음장의 체적,  $\omega$  는 각 주파수, C는 공기의 음속을 나타낸다.

(2) 내부 손실 계수

(i) 복합판의 내부 손실 계수 :  $\zeta_i, \zeta_s$

선체를 구성하는 평판은 보통 단일 판으로 되어 있지 않고, 강판, Glass wool, 공기층 등 복합판의 형태로 구성되어 있다. 따라서 이들 복합판의 내부 손실 계수를 이론적으로 구하는 것은 어렵고 복잡하며 그 값이 보통 결합 손실 계수에 비하여 작으므로 정확한 내부 손실 계수의 추정 이 계산 정도에 미치는 영향이 크지 않을 것으로 판단된다. 따라서 본 논문에서는 유사 복합판에 대한 문헌 [8],[16]의 값을 채택하였으며 각 패널의 내부 손실 계수를 Appendix II 에 나타내었다.

(ii) 음장의 내부 손실 계수 :  $\zeta_a$

음장의 내부손실 계수  $\zeta_a$  는 식 (2.3.10)에 의해 구할수 있으며, 이 때 잔향 시간  $T_3$  는 다음식을 이용한다. <sup>[12]</sup>

$$T_3 = \frac{0.161V}{S\alpha}$$

여기서 V는 음장 내부 체적, S는

음장의 총 면적,  $\alpha$ 는 평균 흡음률을 나타낸다.

(3) 결합 손실 계수

(i) 복합판의 결합 손실 계수 :  $\zeta_{ij}$

복합판의 결합 손실 계수  $\zeta_{ij}$  의 계산에 있어서는 복합판의 진동은 주로 강체를 통하여 전달되는 것으로 가정하고 내장재 등 기타 부착물에 의해 전달되는 진동은 무시하였다. 즉 평판 사이의 결합 손실 계수로서 다음식을 이용한다 <sup>[3]</sup>.

$$\zeta_{ij} = \frac{C_{ji} L_{ij}}{\pi \omega A_{ji}} \tau_{ij}$$

여기서  $C_{ji}$ 는 i요소에서의 굽힘파의 군속도,  $L_{ij}$  는 i요소와 j요소사이의 결합부 길이,  $A_{ji}$  는 i요소의 면적,  $\tau_{ij}$  는 i요소에서 j요소 방향으로의 평균 투과율을 나타낸다.

(ii) 음장과 구조체 사이의 결합 손실 계수 :

$$\zeta_{as}, \zeta_{sa}$$

구조체에서 음장으로 향하는 결합 손실 계수  $\zeta_{sa}$ 는 식 (2.3.7)에 의해 구할 수 있으며 음장에서 구조체로 향하는 결합 손실 계수  $\zeta_{as}$  는 다음식을 사용한다.

$$\zeta_{as} = \frac{n_s}{n_a} \zeta_{sa}$$

여기서  $n_s$  는 구조체의 모우드 밀도,  $n_a$  는 음장의 모우드 밀도를 나타낸다.

4. 수치 계산 및 고찰

4. 1 소 음 원

본 연구에서 채택한 시산 대상 선박의 소음원, 즉 SEA요소에 공급되는 외부 파워는 주기와 보기 및 프로펠러에서만 공급되는 것으로 가정하고 이들 파워의 추정은 주기실의 소음 수준 및 주기실 바닥 (요소 1번)과 후타실바닥 (요소 38번)의 진동 수준을 계속하여 그 결과를 이용하였다. 각각에 대한 계측결과는 Fig. 4. 1~4. 3에 나타내었다.

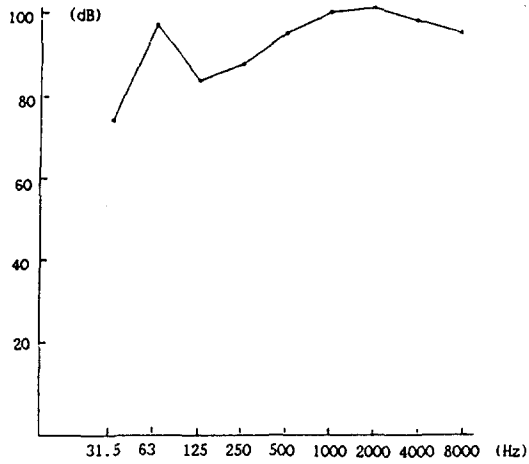


Fig. 4. 1 Measured sound pressure level at engine room (reference  $20 \mu Pa$ )

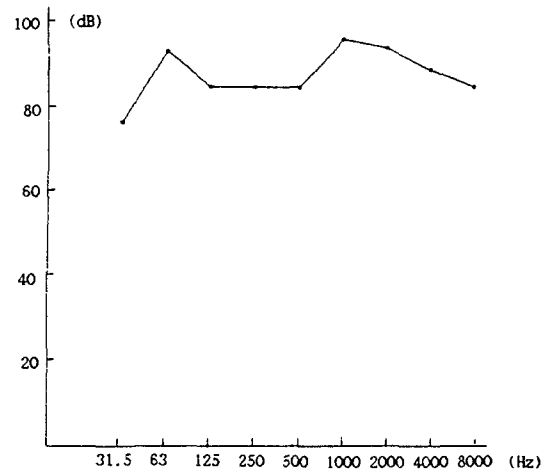


Fig. 4. 3 Measured acceleration level at steering gear room (reference  $10^{-5} m/sec^2$ )

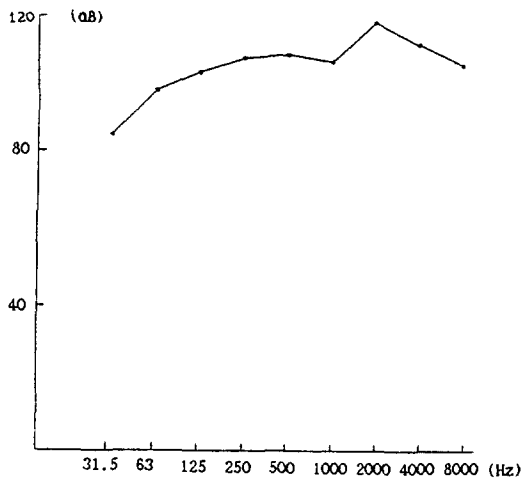


Fig. 4. 2 Measured acceleration level at top of engine foundation (reference  $10^{-5} m/sec^2$ )

4. 2 수음 공간에서의 소음 수준

앞절에서 언급한 소음원에 대하여 각 객실에서

의 소음 수준을 SEA법에 의해 추정된 결과와 계측 결과를 Table 4. 1에 나타내었다.

Table 4. 1 에서 알 수 있는 바와 같이 No. 2 passenger room을 제외하고는 계측치에 비하여 약간 높게 추정되었으나 대체로 약 2~5dB(A) 정도의 오차를 보이고 있음을 보아 본 소음 예측법의 타당성을 확인 할 수 있었다.

그리고 1차 고체음, 2차 고체음 및 공기음이 전체 소음 수준에 미치는 영향을 분석하기 위하여 옥타브 밴드별 추정치와 계측치를 비교하고 그 결과를 Fig. 4. 4~4.8에 나타내었다. 여기서 알 수 있는 바와 같이 옥타브 밴드별 소음 수준의 분포 형상이 추정치와 계측치가 잘 일치하고 있으나 중심 주파수 1K, 2K 밴드에서는 추정치가 계측치 보다 높게 나타나고 있다. 이는 Fig. 4. 1~4. 3에서 보이는 바와 같이 SEA요소의 입력 파워인 주기실의 소음 수준과 주기실 및 후타실에서의 진동 수준이 이

Table 4. 1 Comparison of sound level with prediction

Compartment	Mesaurement	Precision	Error
No. 1 passenger room	65.7 dB(A)	67.5 dB(A)	+1.8 dB(A)
No. 2 passenger room	68.8 dB(A)	66.7 dB(A)	-2.1 dB(A)
No. 3 passenger room	68.5 dB(A)	73.9 dB(A)	+5.4 dB(A)
No. 4 passenger room	71. 6dB(A)	75.0 dB(A)	+3.4 dB(A)

밴드에서 높은 값을 나타내고 있고 대부분의 SEA요소의 한계 주파수가 이 밴드에 위치함으로써 손실계수가 실제보다 낮게 추정되었기 때문인 것으로 판단된다.

그러나 250Hz이하의 저주파 영역에서는 공기음이, 250Hz이상의 고주파 영역에서는 고체음이 전체 소음 수준에 지배적인 영향을 미치고 있음을 알 수 있었고, Fig 4.4,4.5에서 보이는 바와 같이 수음 공간이 음원 공간인 주기실에서 거리가 멀수록 공기음에 대한 영향 보다는 1차 고체음의 영향이 증가함을 확인할 수 있었다. 특히 주기실 인접 구역인 No. 3, No. 4 passenger room에서는 2차 고체음의 영향을 무시할 수 없으나 주기실에서 멀어질수록 그 영향이 급격히 감소함을 알 수 있었다. 따라서 선내 소음의 대책으로는 주기실 인접 구역에서는 주기 및 보기에서 발생한 소음으로 인한 공기음 및 2차 고체음에 대한 방음 대책을, 주기실에서 먼 구역에서는 주기 및 보기의 진동으로 인한 1차 고체음에 대한 방음 대책을 수립하는 것이 타당할 것으로 판단된다.

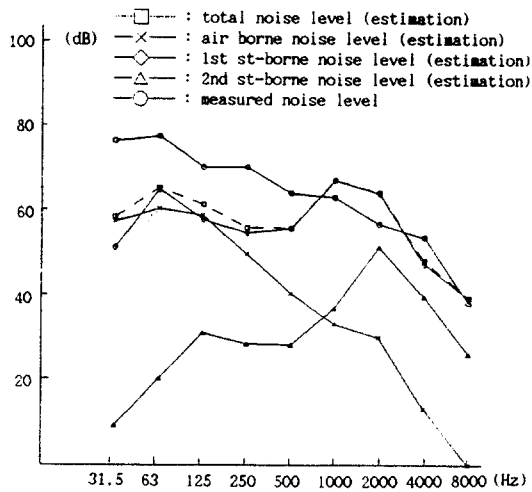


Fig. 4. 4 Sound pressure level at No. 1 passenger room

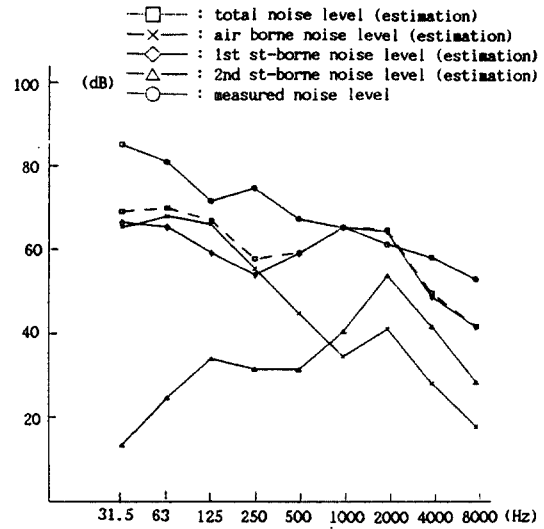


Fig 4. 5 Sound pressure level at No.2 passenger room

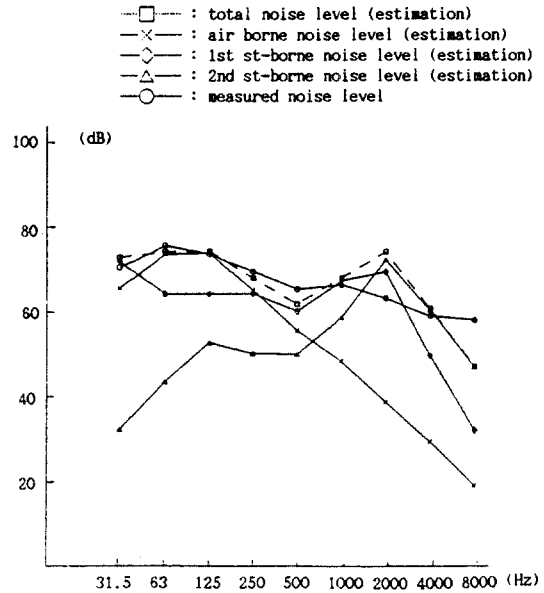


Fig. 4. 6 Sound pressure level at No. 3 passenger room

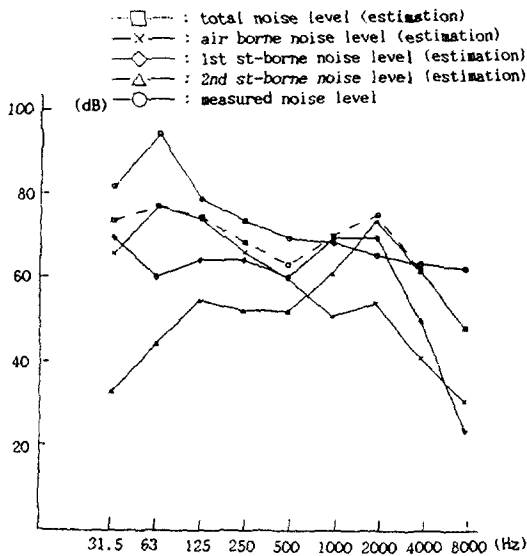


Fig. 4. 7 Sound pressure level st No. 4 passenger room

5. 결 론

이상과 같이 수치 계산 결과와 계측 결과를 비교하고 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) SEA법에 의한 소음 수준 예측치와 계측치가 대체로 그 경향이 일치함을 보아 본 연구의 타당성을 확인할 수 있었다.
- 2) 수음 공간에서의 소음 수준은 250Hz이하의 저주파 영역에서는 공기음의 영향이, 250Hz이상의 고주파 영역에서는 고체음의 영향이 지배적임을 알 수 있었다.
- 3) 음원 공간 인접 구역에서는 공기음의 영향이, 거리가 멀수록 1차 고체음의 영향이 큼을 확인할 수 있었다.
- 4) 따라서 합리적인 선내 소음 대책을 위하여는 음원 공간의 인접구역에서는 공기음에 대한 대책을, 고체음에 대하여는 전구역에 걸쳐 대책을 수립하는 것이 타당할 것으로 판단된다.
- 5) 그러나 보다 정도 높은 선내 소음 예측을 위하여는 복합판에 대하여 모우드 밀도, 내부 손실 계수, 결합 손실 계수 등에 관련된 자료의 축적 및 외부 입력 파워에 대

한 합리적인 추정등에 대한 연구가 계속되어야 할 것으로 판단된다.

본 연구는 1990년 과학 재단의 연구비 지원에 의하여 수행되었습니다.

이 자리를 빌어 관계자 여러분께 깊은 사의를 표합니다.

참 고 문 헌

- [ 1 ] W.Smith, R.H.Lyon, Sound and Structure Vibration, NASA CR-160
- [ 2 ] R.H.Lyon, "Statistical Energy Analysis of Dynamic system, theory and applications", MIT press, 1975
- [ 3 ] L.Cremer, M.Heckl, E.E. Ungar, "Structure-borne Sound", Springer Veerlag, 1973
- [ 4 ] L.L.Kinsler, A.R.Frey, A.B.Coppens, J.V. Sanders, "Fundamentals of Acoustics", John Wiley & sons, 1982
- [ 5 ] M.J Crocker & A. J. Price, "Sound Transmission using statistical energy analysis", *Journal of Sound and Vibration*, Vol.9, NO.3, 1969, p469
- [ 6 ] G.Maidanik, "Response of Ribbed panels to reverberant acoustic fields", *The Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 34, NO.6, 1962, p.809
- [ 7 ] A. Elmallawany, "Calculation of sound insulation of ribbed panels using statistical energy analysis", *Applied Acoustics*, 1985, p271
- [ 8 ] SNAME, "Technical & Research bulletin 3-37 design guide for shipboard airborne noise control", 1983
- [ 9 ] Mideyuki Shuri, Toshimichi Kurihara, "A Study on the application of statistical energy analysis to sound and vibration trans-mission", *關西造船學會誌* 제 173 號, 1979

[ 10 ] Shinkichi Tashiro, Katsutoshi Takahashi Takahiro Koshino, Tatsuki Yoshikai, Kazuo Hattori, Toshio Sato, "Noise Prediction program on board ship—application of statistical energy analysis", 日本造船學會 秋季, 1981

[ 11 ] J. Ø degaard Jensen, "Calculation of structureborne Noise transmission in ships using the statistical energy analysis approach", The Acoustics Laboratory Technical University of Denmark

[ 12 ] SR 156, 船舶 騒音に 關する 調査 研究 報告書, 1978

[ 13 ] 日本 海士協會, "Guide to ship noise control", 1982

[ 14 ] 日本 造船學會, "JSDS-7 9 造船 機裝 設計基準, 船舶 居住に 對する 防音 設計 指針", 海文堂

[ 15 ] Yutaro Yokokura, "Calculation of Vi-

bration transmission through large complicated structures by statistical energy analysis", 石川島 潘磨 技報, 1975

[ 16 ] 日本 造船研究 協會, 第 156 研究部會, "船內 騒音に 關する 調査 研究", 研究 資料 NO. 286-1, 1975

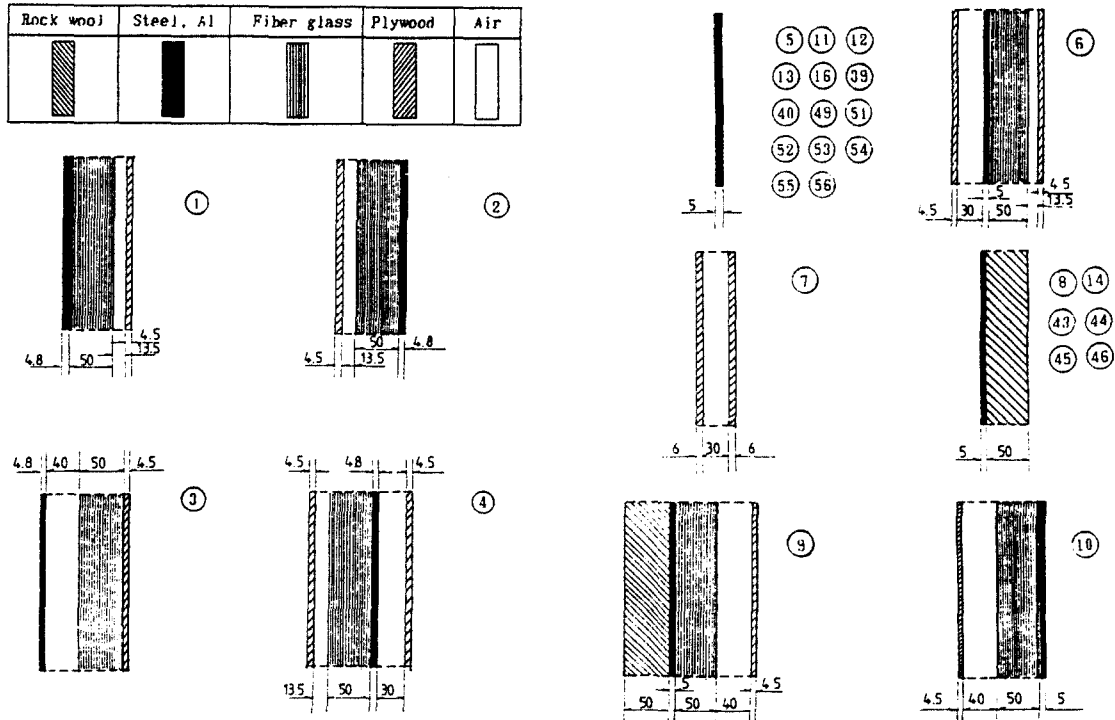
[ 17 ] 최종필, "선박 소음의 예측의 대한 전산 프로그램 개발과 그 응용", 부산대학교 대학원 석사 학위 논문, 1989

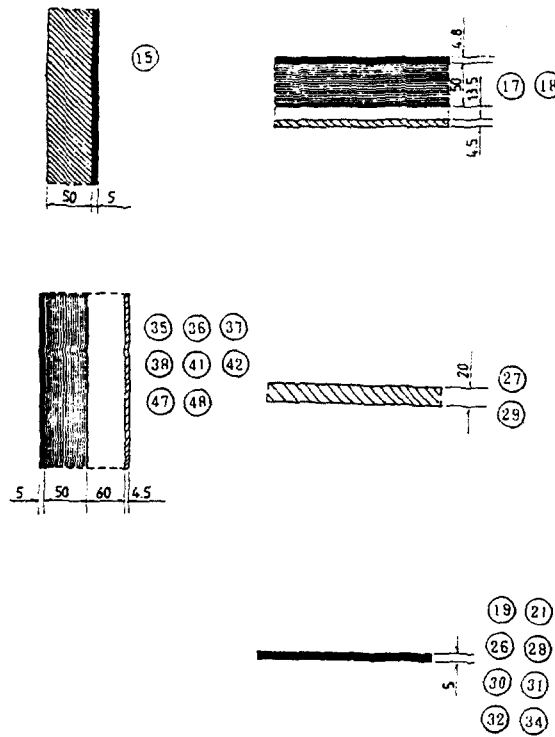
[ 18 ] 이희준, "통계적 에너지 해석 (SEA) 법에 의한 선박 소음 예측에 관한 연구", 부산 대학교 대학원 석사 학위 논문, 1988

[ 19 ] W.A.Utley and K.A.Mulholland, "Measurement of transmission loss using vibration transduces", *Journal of Sound and Vibration*. Vol. 9, 1967

[ 20 ] 김사수, 신구균, 최종필, "선박 소음 예측 전산 프로그램 개발에 관한 연구", 부산대 공대 연구 보고 제 40호, 1990

Appendix I. The configuration of composing panels





Appendix II. Internal loss coefficient of panels

( $\times 10^{-3}$ )

Description panel No.	Octave band center frequency(Hz)							
	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
1 4 5 9 10 20 24 25 31 32 33 34 35 36 37 38 39	1.0	8.0	0.6	0.46	0.35	0.28	0.25	0.21
2 3 5 6 7	25.	20.	13.	8.	3.5	2.	1.1	0.6
14 16 26 28	17.	9.	7.2	5.4	2.7	1.8	1.0	0.6
5 7 8 12 13 18 19 21 22 23 27 29 30	10.5	7.4	4.9	3.4	2.9	1.9	1.2	0.6