

〈論 文〉

SEA법에 의한 선박고체소음의 전파경로에 대한 해석적 연구

A Study on the Transmission Path of Shipboard Structure-Borne Noise-Using SEA-

현 명 환* · 김 사 수**

Myung Hwan Hyun and Sa Soo Kim

(1996년 5월 25일 접수 ; 1996년 8월 30일 심사완료)

Key Words : Structure-Borne Sound(고체음), Power Flow(파워 흐름), Sound Temperature Level(음온도 레벨, STL)

ABSTRACT

In order to build a quiet and comfortable ship, the noise levels on board ship must be predicted at early design stage. Statistical Energy Analysis(SEA) developed by R. H. Lyon has been well known to be the most useful frame work to study the energy flow of noise and vibration in structure.

This paper applied this theory to predict the transmission loss of structure-borne noise of model structure and has developed computer program. Components construction model structure have been all considered as SEA elements. And we also estimated the SEA parameters from the model structure. Using SEA and a new conception of STL, we found the transmission character of structure-borne noise theoretically by the idealized ship model, and then compared the results with three cases.

1. 서 론

구조물중을 전파하는 고체음의 연구에 대해서는 비교적 역사가 짧아 근년에 이르러 많은 연구가 되고 있다^(1~5). 선박에 있어서는 주기를 비롯해서 각종의 보기류등의 소음원이 설치되어 있을 뿐만 아니라 음원과 수음실이 인접되어 있고 또 이들사이에는 고체음의 전달특성이 좋은 강판으로 구성되어 있으면서 복잡한 형상의 구조물로 이루어져 있기 때문에 고체음과 공기음이 복합되어 전파하고 있다. 또한 소음원의 에너지 크기, 구조물을 구성하는 재료의 판두께 또는 소음 지속 시간의 길이등 음향학적인 면에서 매우 열악한 조건을 가지고 있는 구조물이라

할 수 있다. 따라서 선박의 소음문제에 대처하는 최선의 방법은 문제가 발생하기 전에 설계 단계에서 철저한 사전 소음예측을 수행하고 이에 따른 예방대책을 수립하는 것이다.

이러한 선박 소음 해석 방법으로는 구조 불연속부에 의한 진동레벨의 감쇠량을 통계적으로 예측한 다 음 공기음 레벨을 예측하는 방법, 유한 요소법(FEM)을 이용하는 방법과 통계적 에너지 해석법(SEA)에 의한 방법이 있다. 이중 통계적 에너지 해석법은 우주, 항공기 분야의 진동 소음 이론해석에 처음으로 시도되었다. 특히 강판으로 이루어진 구조물의 가청주파수 영역인 100Hz이상의 고주파수 소음 진동해석에 통계적 응답해석으로 강력한 능력을 지닌 이론으로 알려져 있다. 이는 파워흐름이 인접한 두 계 사이에서는 높은 모드에너지를 지닌 계에서 낮은 모드에너지를 갖는 계로 파워가 흐른다는 개념으로 Lyon⁽⁶⁾에 의해 정립되었고, 각 요소간

*부산대학교 대학원 조선·해양공학과

**정회원, 부산대학교 공과대학 조선·해양공학과

의 파워의 평형으로부터 평균 모드 진동에너지를 구하는 방법이다. SEA법은 Lyon과 Maidanik⁽⁷⁾의 논문에서 처음으로 사용했고, Lyon과 Eicher⁽⁸⁾는 구조와 구조사이의 진동 전달문제에 다루었으며 Heckl, Manning, Miller 등^(4,9)은 음향분야 등에 적용하였다.

본 연구에서는 지금까지 연구에 의해 확인된 SEA법을 이용하여 소형연안여객선의 모델을 이상화하여 판요소의 구성재료별 전달특성을 해석하고, 구조물간에 전달되어지는 에너지파는 음으로서 가장 크게 기여하는 굽힘파만을 고려한 전달 손실을 구하여 이용하였다.⁽⁹⁾ 또한 STL의 개념을 도입하여 구성 판요소간의 에너지흐름에 대해서 고찰해보고자 한다.

2. SEA의 기본이론

SEA법은 임의 주파수대역내에 존재하는 모드의 평균응답을, 각 모드가 가지는 평균에너지를 미지수로 해서 각 요소간 파워발란스의 차로부터 구하는 응답해석방법이다.

본 이론에서는 다음과 같은 가정을 기본으로 한다.

- 1) 요소의 주파수 밴드폭 $\Delta\omega$ 내의 공진 모드는 각각 동일한 에너지를 갖는다.
- 2) 인접하는 요소와 j 의 공진모드 사이의 결합상태는 동일하다.
- 3) 요소 i 에서 j 로 전달되 i 는 에너지는 모드 에너지의 차이에 비례한다.
- 4) 한 요소에서 다른 요소로 에너지를 전달하는 파와 역방향으로 에너지를 전달한 파 사이에는 상관관계를 갖지 않는다.

2.1 정식화

Fig. 1에서 보는 바와 같이 두 요소사이의 파워 흐름의 평형관계를 생각하면 정상상태에서의 요소 i 에서의 파워 흐름에 대한 평형관계식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \Pi_i^{in} &= \Pi_i^{diss} + (\Pi_{ij} - \Pi_{ji}) \\ &= \Pi_i^{diss} + \Pi_{ij} \end{aligned} \quad (1)$$

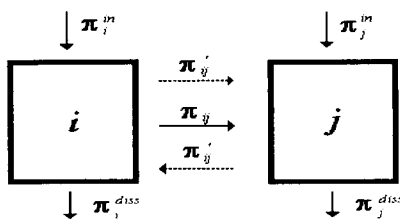


Fig. 1 Power flows between subsystems

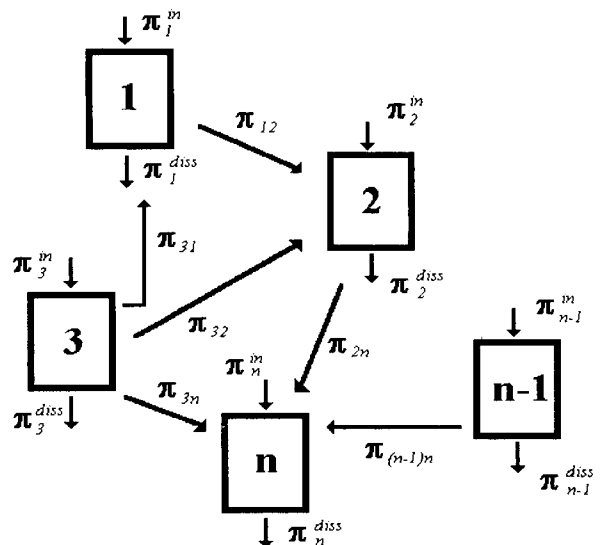


Fig. 2 Block diagram representing power flows between n subsystems

여기서, Π_i^{in} : 요소 i 의 외부 입력파워

Π_i^{diss} : 요소 i 의 내부 손실파워

Π_{ij}' : 요소 i 에서 j 로 향하는 전달파워

Π_{ji} : 요소 i 에서 j 로 향하는 실제 전달 파워

따라서, 식 (1)을 Fig. 2에서와 같은 요소수 n 개의 다요소계로 확장하면

$$\Pi_i^{in} = \Pi_i^{diss} + \sum_{j=1}^n \Pi_{ij} \quad (2)$$

와 같이 쓸수 있다.

이때 중심 각주파수 ω , 밴드폭 $\Delta\omega$ 인 주파수 범위에서 요소 i 의 모드당 평균에너지를 E_{mi} , 모드수를 N_i , 내부손실계수를 η_i 라 하면 내부손실 파워 Π_i^{diss} 는

$$\Pi_i^{diss} = \omega \eta_i N_i E_{mi} \quad (3)$$

로 된다.

또, 요소 i 와 j 의 결합손실계수를 η_{ij} 라 하면 실제 전달파워 Π_{ij} 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \Pi_{ij} &= \Pi_{ij}' - \Pi_{ji}' \\ &= (\omega \eta_{ij} N_i E_{mi} - \omega \eta_{ji} N_j E_{mj}) \end{aligned} \quad (4)$$

이때, 결합손실계수 η_{ij} 와 η_{ji} 의 사이에는 가정 1), 2)로부터 $\eta_{ij} N_i = \eta_{ji} N_j$ 의 관계가 성립하므로 실제 전달파워 Π_{ij} 는

$$\Pi_{ij} = \omega \eta_{ij} N_i (E_{mi} - E_{mj}) \quad (5)$$

이 된다.

식 (3), (4), (5)를 (2)에 대입하면 파워흐름의 평형식은 다음과 같이 고쳐 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} \Pi_i^{in} &= \left(\omega \eta_i N_i E_{m_i} + \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^n \omega \eta_{ij} N_i E_{m_i} - \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^n \omega \eta_{ji} N_j E_{m_j} \right) \\ &= \omega N_i \left\{ \left(\eta_i + \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^n \eta_{ij} \right) E_{m_i} - \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^n \eta_{ji} E_{m_j} \right\} \end{aligned} \quad (6)$$

식 (6)을 행렬로 표시하여 보면

$$\{\Pi^m\} = \omega [A] \{E_m\} \quad (7)$$

이 되고 n 차 정방 행렬 $[A]$ 와 $\{\pi^{in}\}$, $\{E_m\}$ 의 요소는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} [A] &= [a_{ij}] \quad i, j=1, 2, \dots, n \quad (8) \\ \begin{cases} a_{ij} = \eta_i N_i + \sum_{\substack{k=1 \\ k \neq i}}^n \eta_{ik} N_i & (i=j \text{일 때}) \\ a_{ij} = -\eta_{ij} N_i & (i \neq j \text{일 때}) \end{cases} \\ \{\pi^{in}\} &= \{\pi_1^{in}, \pi_2^{in}, \dots, \pi_n^{in}\} \\ \{E_m\} &= \{E_{m1}, E_{m2}, \dots, E_{mn}\} \end{aligned}$$

식 (7)은 SEA의 지배방정식으로서 이 식은 E_{m_i} ($i=1, 2, \dots, k$)을 미지수로 한 연립방정식을 나타낸다. 이 연립방정식을 관심주파수 밴드에 대해서 풀면 각 요소의 에너지 E_i 를 구할 수 있다.

한편 각 요소 에너지 E_i 와 가속도 a 및 음압 p 와의 관계는 다음과 같이 주어진다.

i) 가속도

$$\langle a^2 \rangle_i = \frac{\omega^2}{m_i} E_i \quad (9)$$

여기서, $\langle a^2 \rangle_i$: 요소 i 의 주파수밴드폭내에서의 평균가속도

m_i : 질량

E_i : 요소 에너지

ii) 음압

$$\langle p^2 \rangle_i = \frac{\rho c^2}{V_i} E_i \quad (10)$$

여기서,

$\langle p^2 \rangle_i$: 요소 i 의 주파수밴드폭내에서의 평균음압

ρ : 매질의 밀도

c : 음속

V_i : 공간의 체적

2.2 SEA의 주요 파라미터

SEA법의 계산식에 포함된 지배적인 파라미터는

요소의 내부손실계수 η_i , 모드 밀도 $n(f)$, 요소사이의 결합손실계수 η_{ij} 이다. 이들 파라미터들은 실험 또는 계산에 의해 구해지며 이하와 같은 식으로 표시된다.

(1) 모드 밀도, $n(f)$

SEA이론에서는 모든 요소의 에너지는 공진모드에 의해서 이루어지는 것으로 가정하므로 모드 밀도는 SEA법의 가장 중요한 파라미터가 된다. 모드 밀도는 "단위 주파수당 평균 공진모드수"로 정의되며 SEA계산의 타당성을 보장하기 위해서는 밀도가 높아야 한다.

모드 밀도의 산정은 실험적인 방법으로 구할 수도 있으나 주로 이론식이 많이 이용되며 해석정도가 충분한 것으로 입증되고 있다.⁽¹⁰⁾ 본 논문에서는 후술하는 이론식에 의하여 각 요소의 모드밀도를 구하였다.

예로서, 평판의 굽힘파에 대한 모드 밀도 $m(f)$ 를 구하는 과정과 관계식들은 다음과 같다.

$$n(f) = \frac{\sqrt{3} \times S}{l \times C_l} \text{ modes/Hz} \quad (11)$$

여기서, C_l : 파노이 종파 속도 (m/sec)

l : 판두께 (m)

S : 판의 면적 (m^2)

모드밀도와 관련된 용어로서 공진모드수 N (mode count)과 modal separation δ 가 있으며 이들의 의미는 각각 다음과 같다.

i) 공진모드수 N

$$N(f) = n(f) \times \Delta f \text{ modes}$$

단, Δf : 주파수 밴드폭 (Hz)

SEA법의 적용이 가능하기 위해서는 옥타브 밴드인 경우 N 이 16개 이상되는 것이 바람직하다.⁽¹⁰⁾

ii) Modal separation

$$\delta(f) = 1/n(f)$$

모드밀도의 역수로서 그 의미는 인접 공진모드 사이의 공진주파수 간격을 의미한다.

(2) 손실계수 (loss factor)

요소간 파워의 이동 및 요소 내부에서 소멸되는 파워에 대한 척도로써 결합손실계수 (coupling loss factor) η_{ij} 와 내부손실계수 (inherent loss factor) η_i 로 구분된다.

i) 결합손실계수 η_{ij}

요소간의 모드에너지 차이에 비례하는 파워의 이동과 관련되는 것으로서 어느 한 요소에서 볼 때 타 요소와의 결합으로 인한 파워의 유출, 즉 손실의

미한다.

η_{ij} 의 산정은 실험적으로 구하는 것은 어려우므로 일반적으로 이론식에 의해서 구해지고 있으며 간단한 경우에 대한 이론식은 다음과 같다.

a) 보가 결합된 경우^(9,19)

$$\eta_{ij} = \frac{C_{ji}}{2\omega L_i} \tau_{ij}$$

여기서,

C_{gi} : 요소 i 의 군속도 (m/sec) ($C_{gi} = 2C_B$)

L_i : 요소 i 의 길이 (m)

τ_{ij} : 요소 i 및 j 의 결합형상에 따른 전달손실계수

$$C_B : \text{판의 굽힘 전파속도} \left(\left[\frac{Eh^2\omega^2}{12(1-\nu^2)\rho} \right]^{1/4} \right)$$

b) 평판이 결합된 경우

$$\eta_{ij} = \frac{C_{gi}L_{ij}}{\pi\omega S_i} \tau_{ij} \quad (13)$$

여기서, L_{ij} : 요소 i 와 j 의 결합길이 (m)

S_i : 요소 i 의 면적 (m^2)

ii) 내부손실계수 η

본 논문에서 사용된 내부손실계수는 각 단일 재료별 내부손실계수를 바탕으로 계산프로그램에 입력하였으며, 복합판넬의 요소에 대해서는 다음에 주어지는 식 (14)에 의하여 강판벽의 등가내부손실계수로 등가시켜 계산프로그램에 입력하였다⁽¹¹⁾.

한편 여기서 사용되어지는 각 재료들의 물성치는 Table 1에 나타낸 바와 같다.

$$\eta_e = \eta_s + \sum \eta''_i$$

$$\eta''_i = \eta_i \frac{A_i m_i \langle v_i^2 \rangle}{A_s m_s \langle v_s^2 \rangle} \quad (14)$$

여기서,

η_e : 등가내부손실계수

η_s : 강판벽의 내부손실계수

η''_i : 부가내부손실계수

η_i : 내장벽의 내부손실계수

Table 1 Properties of materials

Material	Density ρ ($\times 10^3 kg/m^3$)	v (m/sec)
Steel	7.85	5850
Plywood	0.60	4050
Cement	1.70	3000
PVC	1.35	1550

A : 판의 면적, m : 면밀도 (ρh),

h : 판두께

$\langle v^2 \rangle$: 평균제곱속도

첨자 s 는 강판벽, i 는 내장벽을 의미한다.

2.3 음온도레벨 (Sound Temperature Level; STL)⁽¹²⁾

종래의 소음과 진동은 각각의 음압, 진동 가속도를 기준값에 대한 대수비인 dB값으로 표시하였지만, 이들 dB값 사이에는 물리적인 어떠한 공통된 의미를 지니고 있지 않으며, 음압레벨과 진동레벨 사이의 에너지 흐름을 인식하는 것은 대단히 어렵다.

따라서 본 논문에서는 고체음에 음온도라는 물리량을 도입하여 강체의 두께보정 및 재질보정을 통해 선박소음해석에 있어서 강체요소와 음장요소간의 에너지흐름 파악의 근간을 마련하고자 한다.

(1) 음압과 모드에너지의 관계

실내의 음장요소에 포함되어 있는 진동모드수 N_a 는 다음과 같은 식으로 표현된다.

$$N_a = \frac{4\pi V}{3} \cdot \frac{1}{\lambda^3} + \frac{\pi S}{4} \frac{1}{\lambda^2} + \frac{p}{8} \frac{1}{\lambda} - \frac{7}{8} \quad (15)$$

$$\lambda = \frac{c}{f} \quad (16)$$

여기서,

V : 실내의 체적,

S : 실내의 전표면적

p : 실내의 전둘레길이,

λ : 공기음 파장

c : 음속

공기음 파장이 실내의 치수보다 충분히 작은 경우를 생각하면, 식 (15)는 다음과 같이 바꾸어 표현할 수 있다.

$$N_a = \frac{4\pi}{3} \frac{V}{c^3 f^3} \quad (17)$$

따라서 임의 주파수대역 Δf 내에서 음장요소의 에너지를 ΔE_a 라고 한다면,

ΔE_a 는 식 (18)과 같이 표현될 수 있다.

$$\Delta E_a = E_m \cdot \Delta N_a = \frac{4\pi V}{c^3} E_m f^3 \frac{\Delta f}{f} \quad (18)$$

한편, ΔE_a 는 음향학에 의하면

$$\Delta E_a = V \cdot \frac{\langle p^2(\Delta f) \rangle}{\rho_a c^2} \quad (19)$$

로 된다.

여기서,

$\langle p^2(\Delta f) \rangle$: Δf 내의 음압자승평균치

ρ_a : 공기밀도
가 된다. 따라서 식 (18), (19)로부터

$$\langle p^2(\Delta f) \rangle = \frac{4\pi\rho_a}{c} E_{mf^3} \frac{\Delta f}{f} \quad (20)$$

이 된다. 이때 옥타브 밴드에서는 식 (20)을 적분하게 되면

$$\langle p^2 \rangle = \frac{4\pi\rho_a}{c} \overline{E_{mf^3}} \text{LN}2 \quad (21)$$

을 얻을 수 있다.

여기서,

$\langle p^2 \rangle$: 옥타브 밴드에 대한 음압 자승 평균치

$\overline{E_{mf^3}}$: 옥타브 밴드에서 E_{mf^3} 의 주파수 평균값
즉, $\overline{E_{mf^3}}$ 이 음압 자승 평균치에 비례함을 알 수 있다.

(2) 진동가속도와 모드에너지의 관계

판요소애 포함되는 진동모드수는 다음식으로 표현되어진다.

$$N_w = \pi \frac{S}{\lambda^2} - \frac{p}{2\lambda} + \frac{1}{4} \quad (22)$$

$$\lambda^2 = \frac{2\pi c_L k}{f} \quad (23)$$

여기서,

λ : 판 요소에서의 굽힘파의 파장

c_L : 판요소에서의 종파속도

S : 판요소의 면적

p : 판요소의 둘레길이

k : $\frac{t}{\sqrt{12}}$, t : 판두께

이때 판요소를 따라 전파되는 굽힘파의 파장이 판 요소의 치수보다 충분히 작은 경우를 생각하면

$$N_w = \frac{Sf}{2c_L k} \quad (24)$$

이 된다. 따라서

$$\Delta E_w = E_m \cdot \Delta N_w = \frac{S E_{mf}}{2c_L k} \cdot \frac{\Delta f}{f} \quad (25)$$

또, 음향학에 의하면

$$\Delta E_w = S \cdot \rho_w \frac{\langle a^2(\Delta f) \rangle}{4\pi^2 f^2} \quad (26)$$

여기서,

ρ_w : 판요소의 밀도

$\langle a^2(\Delta f) \rangle$: Δf 내에서의 진동가속도 자승시간평균치
따라서 식 (25), (26)으로부터

$$\langle a^2(\Delta f) \rangle = \frac{2\pi^2}{\rho_w t c_L k} E_{mf^3} \frac{\Delta f}{f} \quad (27)$$

이 된다. 이때 옥타브 밴드에 대해서는 식 (27)을 적분하여 다음과 같이 구하여 진다.

$$\langle a^2 \rangle = \frac{2\pi^2}{\rho_w t c_L k} \overline{E_{mf^3}} \text{LN}2 \quad (28)$$

여기서,

$\langle a^2 \rangle$: 옥타브 밴드에 대한 가속도의 자승평균치

즉, 전질의 음압의 경우와 마찬가지로 $\overline{E_{mf^3}}$ 이 진동가속도의 자승 평균치에 비례함을 알 수 있다.

따라서 음압레벨과 가속도레벨로부터 간단히 공통의 척도를 유도할 수 있다.

(3) STL의 기준값

적당한 기준값을 설정하는 것으로 STL표시는 압압레벨 표시와 동일하게 할 수 있다. 공기음에 대해서는

$\overline{E_{mf^3}}$ 을 T 로 표시하고, T_0 는 식 (21)에 있어서

$\langle p_0 \rangle = 2 \times 10^{-5} \text{N/m}^2$, $\rho_a = 1.2048 \text{kg/m}^3$,

$c = 343 \text{m/s}$ 를 대입하면 다음과 같이 된다.

$T_0 = 1.307 \times 10^{-8} \approx 1.3 \times 10^{-8} (\text{N} \cdot \text{m}/\text{sec}^3)$

고체음에 대해서는 식 (28)에서 $\langle a_0 \rangle = 10^{-5} \text{m/s}^2$ 이므로 강철에서의

$\rho_s = 7850 \text{kg/m}^3$, $c_L = 5370 \text{m/s}$ 을 사용하면 $t_0 =$

$12.09 \approx 12 (\text{mm})$ 이 되고, 다시 STL과 SPL 및 L_a 와의 관계를 정리하면 다음과 같다.

STL = SPL

$$\begin{aligned} \text{STL} &= L_a + 20 \log \frac{t}{12} + 101 \log \frac{\rho_s c_L}{7.85 \times 5.37 \times 10^6} \\ &= L_a + C_t + C_m \end{aligned} \quad (29)$$

여기서, L_a : 강판의 진동가속도레벨

t : 강판의 두께

ρ_s : 강판의 밀도

C_t : 강판의 두께보정

C_m : 강판의 재질보정

STL을 이용하므로써 매우 효과적으로 요소의 진동상태를 평가할 수 있고 방진을 위한 척도로써 사용할 수 있다.

즉 STL값이 L_a 보다 크다는 말은 각 요소의 실제에 특정되는 진동가속도레벨이 작음에도 불구하고 많은 음 에너지를 지니고 있는 것을 의미한다.

즉 STL값이 L_a 에 비해 클수록 방진효과가 있고 STL값이 작을 수록 방진효과가 작다고 할 수 있다.

이것은 요소의 밀도와 굽힘강성에 의해 고려되어 진다는 점에서는 명확하나 밀도와 굽힘강성을 각각 조절하여 진동을 제어할 수 있다는 점에서 STL값과 L_a 값 사이의 차는 방진의 지표가 될 수 있다.

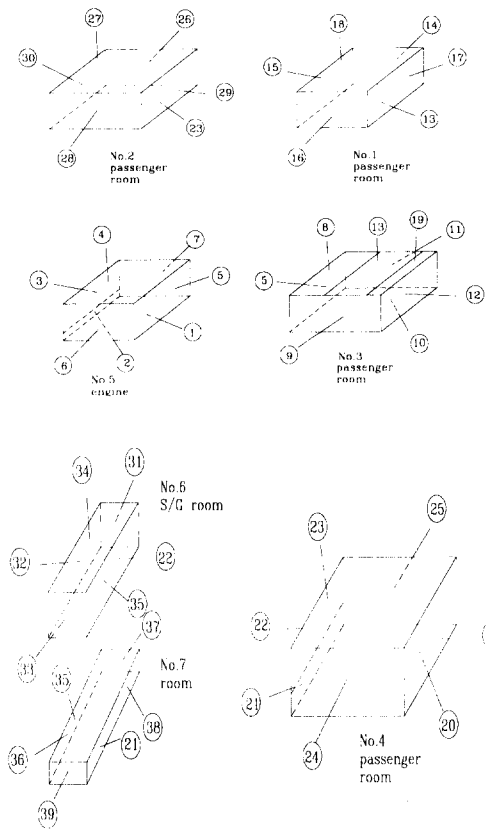


Fig. 5 SEA elements of the ship

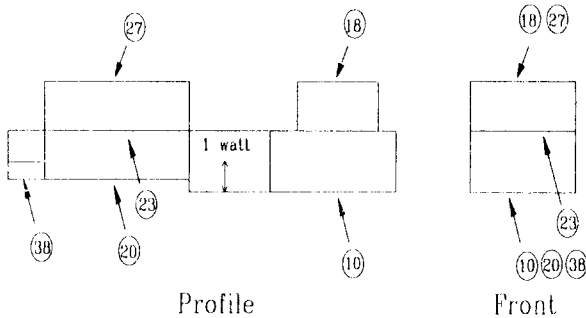


Fig. 6 Composition of selected panel elements for estimation

드 밀도와 결합손실계수는 2장에서 설명한 식 (11)과 (13)을 각각 사용하여 구하였다.

4. 계산결과에 대한 고찰

4.1 내부감쇠계수 η_i

계산프로그램에 입력한 내부감쇠계수는 Table 3과 같으며, 이것을 도식화하면 Fig. 9와 같다.

(unit : mm)

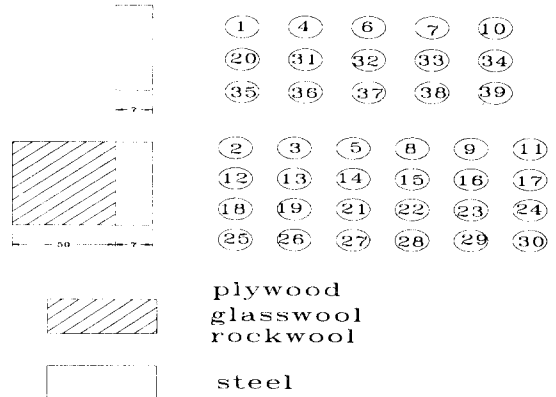


Fig. 7 Composition of complex panel

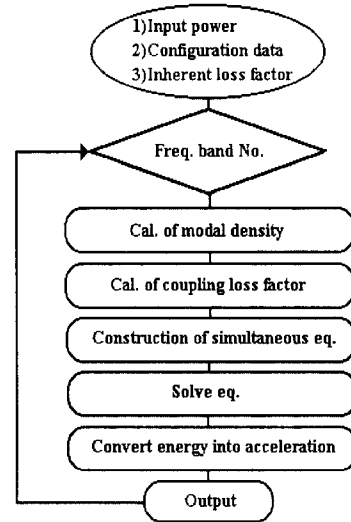


Fig. 8 The flow chart of calculation

그림에서 보는 바와 같이 rock wool로 내장된 요소가 저주파 영역에서 손실값이 두드러지게 크지만 고주파영역으로 감에 따라 그 손실값이 현저하게 감소하는 경향을 확인할 수 있으며, 또한 고주파 영역에서는 plywood로 내장된 판요소가 가장 그 손실값이 크게 나타남을 알 수 있었다.

4.2 결합손실 η_{ij} 와 공진모드수 N

결합 손실 η_{ij} 와 공진모드수 N 는 앞 2.2절에서 표시한 이론식을 이용하여 구하였으며, 보통 공진모드수는 각 요소에 있어서 옥타브 밴드일 경우 주파수 밴드마다 16개 이상이 되어야 하는 것으로 알려져 있다⁽¹³⁾. 본 연구에 사용된 모델의 공진모드수를 도식화 하여 Fig. 10에 나타내었으며, 충분히 높은 계

Table 3 Inherent loss factors η_i

Material	Steel 7mm			
	Steel 7mm	Steel 7mm + Plywood 50mm	Steel 7mm + Glasswool 50mm	Steel 7mm + Rockwool 50mm
Frequency (Hz)				
63	0.001	0.00667	0.01	0.025
125	0.0008	0.00609	0.0045	0.02
250	0.0006	0.00514	0.0045	0.013
500	0.00046	0.00537	0.003	0.008
1000	0.00035	0.00489	0.0023	0.0035
2000	0.00028	0.00368	0.0016	0.002
4000	0.00025	0.00252	0.001	0.0011
8000	0.00021	0.00172	0.0006	0.0006

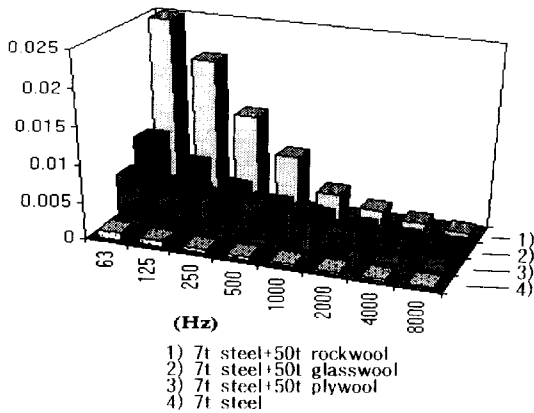


Fig. 9 Inherent loss factor of model

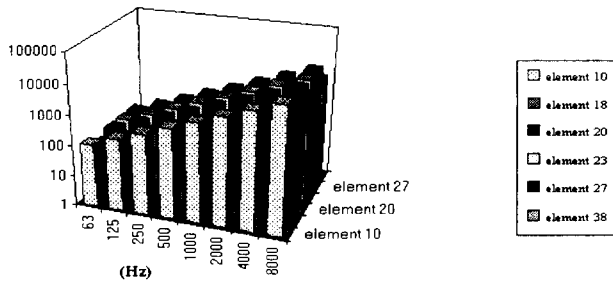


Fig. 10 Mode counts of subsystems (all element → 7mm steel)

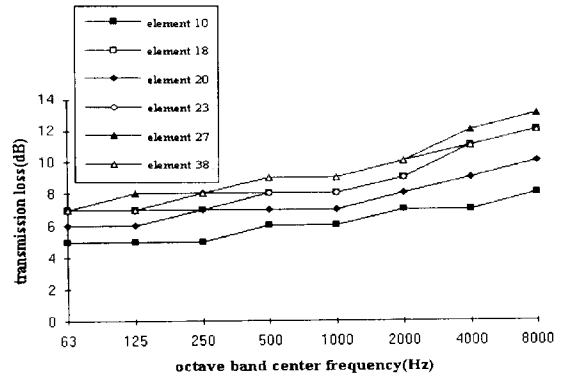


Fig. 11 Comparison of transmission loss (all element → 7mm stell)

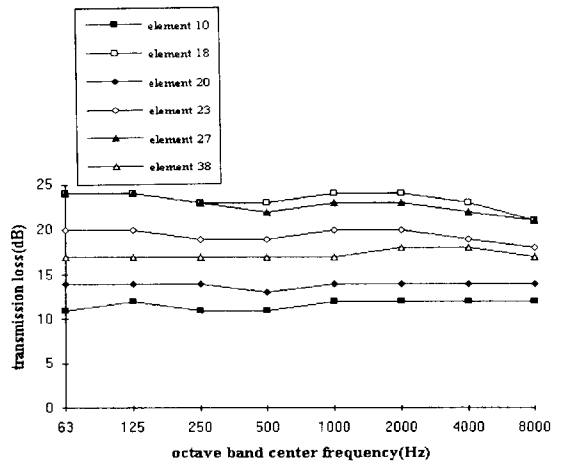


Fig. 12 Comparison of transmission loss (P/R → 7mm steel + 50mm glasswool, others → 7mm steel)

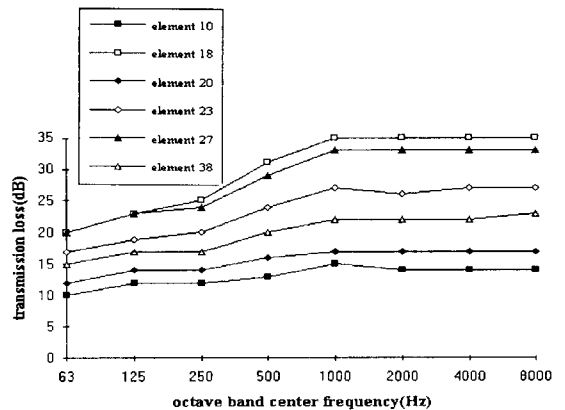


Fig. 13 Comparison of transmission loss (P/R → 7mm steel + 50mm glasswool, others → 7mm steel)

산정도를 보여줄 수 있다.

한편 결합손실은 각각 L형상, T형상, +형상에 대하여 5가지 경우를 고려하였다. 프로그램 입력데이터로서는 각 요소에 있어서 연결부 형상, 연결부 길이, 연결요소수, 요소의 면적이 주어졌다.

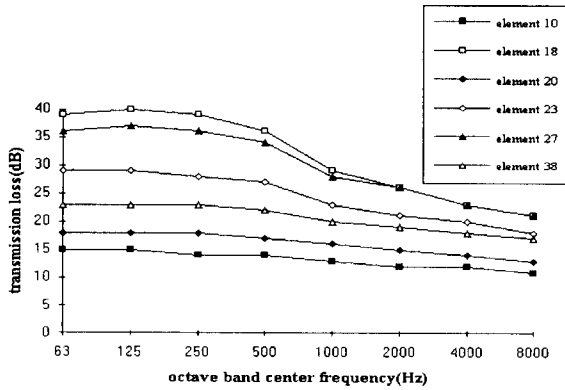


Fig. 14 Comparison of transmission loss (P/R → 7mm steel+50mm glasswool, others → 7mm steel)

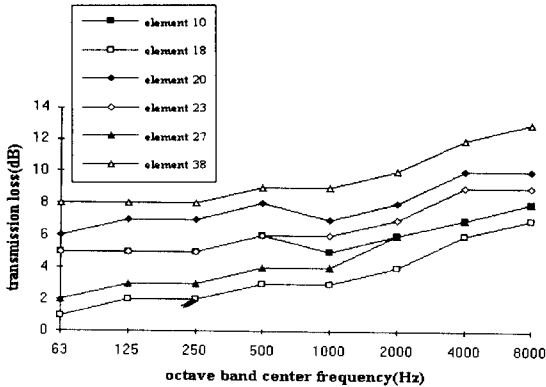


Fig. 15 Comparison of transmission loss with thickness variation for pure steel (bottom → 7mm deck → 67mm, bridge top → 5mm)

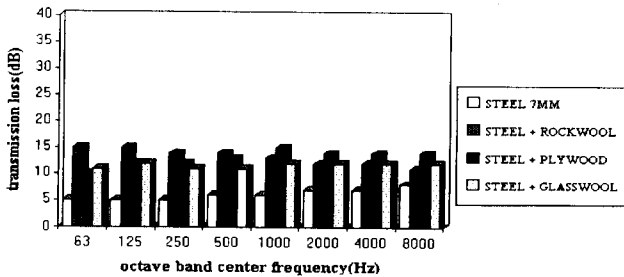


Fig. 16 Comparison of transmission loss with characteristic material (element 10)

4.3 판넬의 전달손실

본 논문에서는 SEA의 실선적용의 초기설계에서 대상 선박모델을 1) 전요소가 단일 7mm강판일 경우

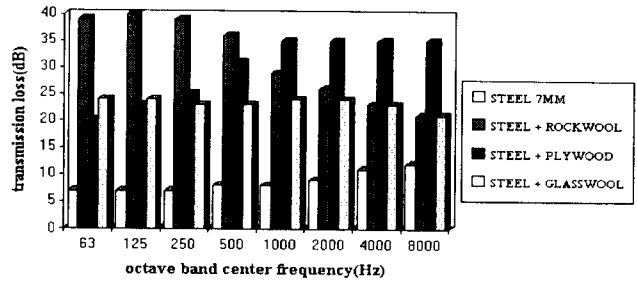


Fig. 17 Comparison of transmission loss with characteristic material (element 18)

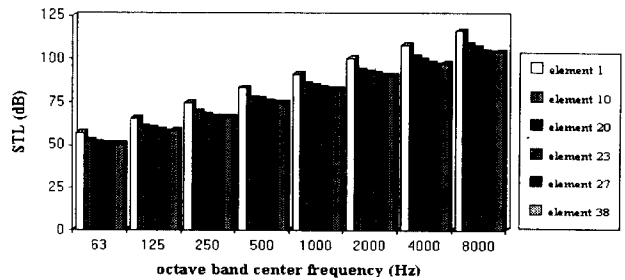


Fig. 18 Comparison of STL (all element → 7mm steel)

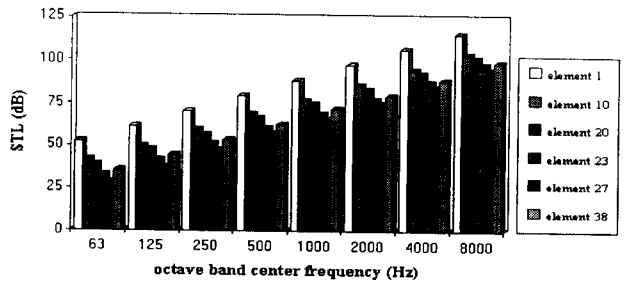


Fig. 19 Comparison of STL (P/R → 7mm steel+50mm glasswool, others → 7mm steel)

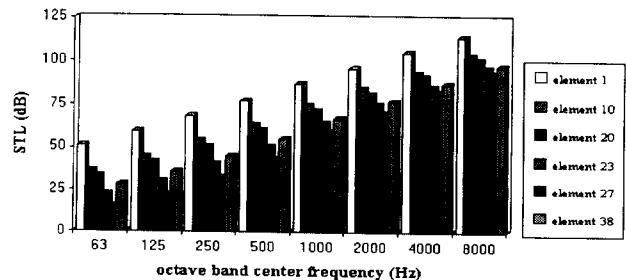


Fig. 20 Comparison of STL (P/R → 7mm steel+50mm glasswool, others → 7mm steel)

2) 단일 강판의 두께변화에 따른 경우 3) 일부요소 (S/G room, E/R, No.7 room)를 제외한 전요소가 7mm강판+50mm내장판(glasswool, rockwool, plywood)일 경우의 3가지 경우로 나누어서 모델링하였으며, 그 결과 선저, 상갑판 및 선루갑판 요소에 대한 전달손실을 판요소와 주파수에 따라서 비교한 그림이 Fig. 11~Fig. 17이다.

내장판넬의 종류에 따른 전달특성은 Fig. 12~Fig. 14에서 나타난 바와 같이 glasswool은 전 주파수대역에서 고른 경향을 보였고, rockwool은 저주파 대역에서는 높은 전달손실치를 보이지만 고주파 대역으로 갈수록 그 값이 현저하게 감소하여 내장판의 효과를 별로 보지못함을 확인할 수 있다.

한편 Fig. 15~Fig. 17에서 보는 바와 같이 기진원으로부터의 거리가 멀어짐에 따라 내장판의 효과가 크게 나타나며, 기진원의 근방 요소에서는 내장판의 효과보다는 강판의 두께의 영향이 두드러짐을 알 수 있다.

4.4 판넬의 STL 표시

2.3절에서 설명한 음온도(sound temperature)의 개념을 도입하여 본 시산선박 모델의 각 요소간 에너지 흐름을 Fig. 18~Fig. 21에 나타내었다. 한편 STL환산시 판요소의 각 구성재료별 STL보정량은 Table 4에 나타낸 바와 같으며, 이 결과 내장판 요

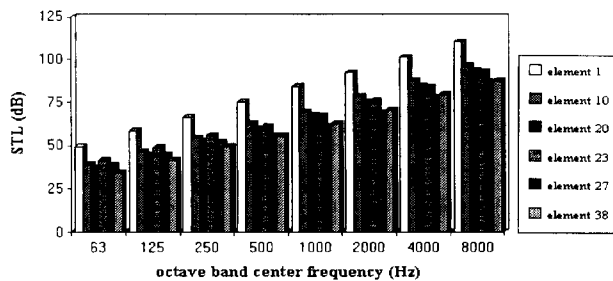


Fig. 21 Comparison of STL (P/R → 7mm steel + 50mm glasswool, others → 7mm steel)

Table 4 STL correction of each materials

Description	STL correction (dB)
7mm steel	(-) 4.75
7mm steel + 50mm glasswool	(-) 4.72
7mm steel + 50mm plywood	(-) 4.56
7mm steel + 50mm rockwool	(-) 4.57

소중 plywood가 방진효과 측면에서 가장 우수한 재료임을 알 수 있었다.

5. 결 론

본 연구에서는 선박소음해석을 수행하기 위한 기초작업으로서 실선 선박모델을 크게 3가지 경우로 구분하여 모델링하여 이를 SEA법에 적용하여 고체소음의 전달손실을 이론적으로 예측할 수 있는 방법을 제시하였으며, 또한 STL을 도입하여 각 요소간의 에너지 흐름 및 구성판요소의 재료별 방진효과를 알아보았다. 이 방법의 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 내장판의 종류에 따른 전달특성은 고주파 대역에서는 plywood, 저주파 대역에서는 rockwool이 높은 손실값을 보였으며, glasswool은 전 주파수 대역에서 고른 손실값을 가짐을 확인하였다.

(2) 기진원으로부터의 거리가 멀어짐에 따라 내장판의 효과가 크게 나타나며, 기진원의 근방 요소에서는 내장판의 효과 보다는 강판의 두께의 영향이 두드러짐을 알 수 있었다.

(3) 내장판 요소중 plywood의 방진효과가 가장 크게 나타남을 알 수 있었다.

(4) 본 SEA법에 의한 연구에서는 구성 판요소의 재질과 두께에 따른 고체소음의 전달특성을 이론적으로 해석하였으며, 차후 실험을 통한 검증이 요구되어진다.

참 고 문 헌

- (1) M.J. Crocker & A.J. Price, 1969, "Sound Transmission Using Statistical Energy Analysis," Journal of Sound and Vibration, Vol. 9, No. 3, p. 469.
- (2) G. Maidanik, 1977, "Some Elements in Statistical Energy Analysis," Journal of Sound and Vibration, No. 52(2), p. 171~191.
- (3) E.E. Ungar and N. Koronaios, 1968, "Vibration Distribution in Multipanel Structure: Comparison of Measurements with Statistical Energy Prediction," The Shock and Vibration Bulletin, No. 37, Part 2.
- (4) J. Odegaard Jensen, 1976, "A Calculation of Structure-borne Noise Transmission in Ships using Statistical Energy Analysis Approach,"

- ISSA76.
- (5) 修理英幸, 栗原至道, 1982, “鋼構造モデルの騒音傳搬に関する實驗的研究(第2報).” 關西造船協會誌, 第185號.
- (6) R.H. Lyon, 1975, “Statistical Energy Analysis of Dynamic System, -theory and Applications,” MIT Press.
- (7) R.H. Lyon and E. Eichler, 1964, “Random Vibration of Connected Structures,” Journal of Acoustical Society of America, Vol. 36:7, pp. 1344~1354, J
- (8) G. Maidanik. 1962, “Response of Ribbed Panels to Reverberant Acoustic Fields,” The Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 34, No.6, p. 469.
- (9) L. Cremer, M. Heckl, E. E. Ungar, “Structureborne Sound,” Springer Verlag.
- (10) Leo L. Beranek, 1971, “Noise and Vibration Control,” McGraw Hill Book Company.
- (11) 日本造船研究協會 第156 研究部會, “船舶騒音に関する調査研究報告書,” 研究資料 No. 286~1.
- (12) 吉海達喜, 服部一男, 松原知之, 1978, “船舶騒音データの新整理法-Sound Temperatureの導入-,” 日本造船學會誌, 第586號
- (13) S. Tashiro, K. Takahashi Takahiro. T. Koshino, T. Yoshikai. K. Hattori, T. Sato, 1981, “Noise Prediction Program on board Ship-Application of Statistical Energy Analysis”, Journal of the Society of Naval Architects of Japan, Vol. 150, Dec.
- (14) S.H. Crandall and R. Lotz, 1971. “On the Coupling Loss Factor in SEA,” Journal of Acoustical Society of America, 49:1, p. 352~356.
- (15) 修理英幸, 栗原至道, 1979. “騒音伝搬に関するSEA法の應用と實驗,” 日本關西造船協會誌, 第173號.
- (16) M. Heckl, 1971. “Measurement of Absorption coefficients on Plates,” Journal of Acoustical Society of America, Vol. 34:6.
- (17) D.J. Ewins, 1984. “Modal Testing:Theory and Practice,” John Wiley & Sons INC.
- (18) 修理英幸, 栗原至道, 1981, “鋼構造モデルの騒音傳搬に関する實驗的研究(第1報).” 關西造船協會誌, 第181號.
- (19) 강현주, 김재승, 1992. “SEA이론을 이용한 고체음 전달해석에 관한 연구,” 大韓造船學會論文集, 제29권, 제1호.
- (20) 김사수, 신구균, 최종필, 1990. “선박소음예측 전산프로그램 개발에 관한 연구,” 부산대 공대 연구 보고 제40호.
- (21) 이희준, 1989. “통계적 에너지 해석법(SEA)에 의한 船舶騒音 豫測에 관한 연구,” 부산대 공대 碩士學位 論文.
- (22) 김사수, 신구균, 이흥기, 1991. “선박소음예측 전산 프로그램의 개발에 관한 연구-통계적 에너지 해석법을 이용한-,” 大韓造船學會 論文集, 제28권 제2호.
- (23) 김명현, 1995. “통계적 에너지 해석법에 의한 고체소음 전달해석에 관한 연구,” 부산대 공대 碩士學位 論文.