

# 선체구조의 고체음 전달해석

## An Analysis on Structureborne Noise Transmission Loss of Ship Structure

°강 현주<sup>1</sup>, 김 재승<sup>1</sup>, 김 현실<sup>1</sup>  
Hyun Ju Kang, Jae Seung Kim, Hyun Sil Kim

### Abstract

When predicting shipboard noise levels, the accuracy depends largely on the value of the structureborne noise transmission loss. Although empirical formulas are frequently used because of their simplicities, researches on the analytical methods to estimate the transmission loss of structureborne noise such as wave guide theory and SEA has long been one of the major topics in shipboard acoustics to overcome the inherent limitations of empirical ones.

This paper describes an application of SEA to predict the transmission loss of the structureborne noise of a simple ship-like structural model consisted of 22 flat plates. The result shows that discrepancies between experimental and theoretical transmission losses are less than 3 dB.

### 요 약 문

선박소음을 예측하는 과정에서 고체소음 전달해석은 직접적으로 예측결과의 정도에 영향을 미치고 있다. 이에 대한 계산 방법으로서 경험식이 그 간편성 때문에 자주 사용되고 있지만 그자체의 한계성 때문에 이론적 해석 방법(Wave guide theory, SEA)들에 대한 연구가 선박음향학 분야에서 꾸준히 수행되어 왔다.

본 연구에서는 SEA를 이용하여 22 개의 plate로 구성된 선체구조의 단순모델을 대상으로 고체소음 전달손실에 대한 이론적 계산 및 실험적 산정을 수행하였다. 계산치와 실험치의 비교결과는 3dB 이내의 좋은 일치를 보여주었다.

### 1. 서론

선박소음은 크게 수중방사소음과 선실소음으로 구분되며 전자는 함정 및 어선에서 후자는 상선에서 중요시 된다. 선박에서 소음이 발생하는 원인으로서는 주요 소음원인 추진시스템, HVAC 시스템 및 각종기계류등의 탑재와 더불어 선체가 강구조물로 되어 있어 소음의 전파가 쉽게 이루어지기 때문이다. 이렇게 발생하는 소음은 선주와의 건조계약서, 각국의 선급 및 IMO 등에서 허용 상한치를 규정하고 있으며 최근에는환경문제의 관심과 함께 소음허용치의 만족여부는 상선의 경우, 시운전 기간중 관심을끄는 항목의 하나가 되고 있다.

이러한 이유로 인하여 현장설계 기술자들은 소음규제치를 만족시키며 동시에 사후방음공사 혹은 과잉 방음설계를 예방하기 위해서 부단한 노력을 기울이고 있다. 이런 문제에 대한 하나의 해결책으로서 소음예측 수단의 확보가 필수적으로 요구된다. 선박소음의 예측은 예측방법 및 결과에 따라서, 선실의 dB(A) 레벨을 예측 하기 위한 간이소음 예측법과 octave band 레벨을 예측 하기 위한 상세소음예측법으로 구분할 수있다. 간이소음예측에는 주로 경험적인 방법[1,2,3]이 이용되고 있으며 상세소음예측의 경우는 해석적인 방법과 경험적인 방법이 혼합되어 이용되고 있다.

선실의 소음예측은 소음원레벨 (Source strength), 전달손실 (Transmission loss) 및 수용실효과 (Receiver effect) 의 삼단계를 평가함으로써 가능하며, 이 삼단계는 각각 공기음과 고체음으로 구분하여 해석된다.

공기음 (Airborne noise) 은 소음원실과 그 인접격실에만 영향을 미치는 반면, 고체음 (Structureborne noise) 은 소음원과 상당히 거리가 떨어진 격실에서도 그 영향이 나타나게 된다. Fig.1 은 선박의 소음전파 경로를 보여주고 있는데 고체음의 경우는 소음원에서 가까운 하부갑판은 물론, 상부 4.5번째 갑판에 위치한 격실에서도 주요 소음원이 되고 있다. 이러한 사실로부터 선실소음예측에 있어서 고체소음 전달해석은 가장 중요한 사항이 됨을 알 수 있다.

1 한국해사기술연구소 음향연구소

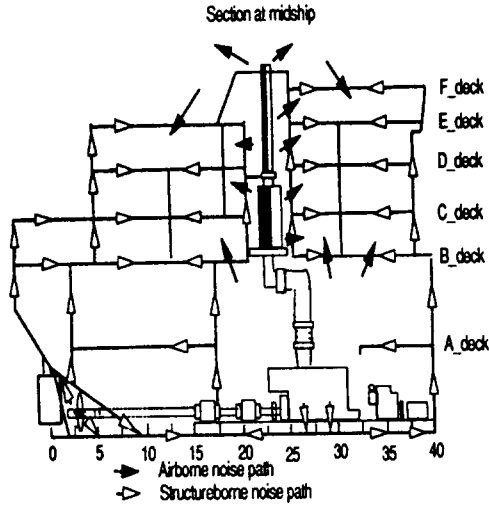


Fig. 1 Noise propagation in ship  
(By courtesy of TPD - TNO, Netherlands)

고체소음전달 해석기법으로서는 방법상으로 첫째 실적인 계측치를 근거로한 경험적방법[1,2,3]과 둘째로 도파관이론 (Wave guide theory) [4,5] 및 통계적 에너지해석법 (Statistical Energy Analysis : SEA) [6,7,8,9,10] 등의 해석적 방법을 들 수 있다.

SEA 는 60년대 초부터 연구가 시작되어 70년도초에 Lyon [6] 등에 의해 이론적인 체계가 확립되었으며, 그 이후 SEA 이론에 필요한 가정의 재정립 및 parameter 들에 대한 연구와 더불어 항공기, 선박등 복잡한 구조물의 고주파수 진동해석에 SEA 를 이용한 논문들이 많이 발표되고 있다. 선박에 대한 SEA 적용의 예로써 ISSA 76 에서 Jenssen [7] 과 Tor Kihlman [8] 등이 실선을 대상으로 고체소음 전달손실을 SEA 로 해석한 논문들을 발표하였으며, 80년대에 들어서 고체소음 물론 공기음까지 포함한 선박의 소음예측에 SEA 를 많이 이용하고 있다. [9,10,11]

본 연구에서는 SEA 에 대한 기본이론의 이해와 실선에 대한 SEA 의 적용가능성 확인 및 이에 수반되는 계문제점을 파악하기 위하여 상자형 모델에 대한 고체음 전달손실을 이론적으로 해석하였다. 또한 실험치와 계산치를 비교함으로써 SEA 를 이용한 계산의 정도를 확인하였다.

## 2. SEA 의 기본이론

### 2.1 개요

SEA 의 기본원리는 대상시스템의 에너지 평형이라 할 수 있다. 즉, 전체시스템을 세부시스템들의 결합으로 간주하고 정상상태 (Steady state) 에서 각 세부시스템에 유입 및 유출되는 power 는 같다는 원리에 기초하고 있다.

한편, 세부시스템의 에너지는 통계적인 개념을 이용하여 mean square energy,  $E_i$  로 표현되며  $E_i$  의 정의는 "입의의 주파수 밴드폭  $\Delta f$  내에서 시간 및 공간적으로 평균된 에너지"를 의미한다. SEA 에서 에너지를 기본변수로 사용하는 이유는 에너지로부터 속도, 압력등 다른 물리량으로의 변환이 손쉽게 이루어지기 때문이다. 다음은 SEA 의 기본가정을 요약한 것이다.

i) 세부시스템의 에너지,  $E_i$  는 다수의 uncorrelated 된 공진모드에 기인하며, 동시에 각 공진 모드의 에너지 (modal energy) 는 균등하다.

ii) 한 세부시스템에서 다른 세부시스템으로의 power 의 흐름은 모달에너지가 높은 시스템으로부터 모달에너지가 낮은 시스템으로 향하며 이때 이동되는 power 는 두 세부시스템의 모달에너지 차이에 비례한다.

### 2.2 정식화

기본시스템이 Fig.2 와 같이 2개의 세부시스템으로 구성되었다고 가정할때 입의의 주파수 밴드내에서 세부시스템 i 에 대한 power 의 평형은 다음식으로 표현된다.

$$P_{i,in} = P_{i,d} + P_{ij} \quad (1)$$

여기서,  $P_{i,in}$  : 세부시스템 i 로 유입되는 power

$P_{i,d}$  : " i 내에서 손실되는 power

$P_{ij}$  : " i 에서 세부시스템 j 로 전달되는 power

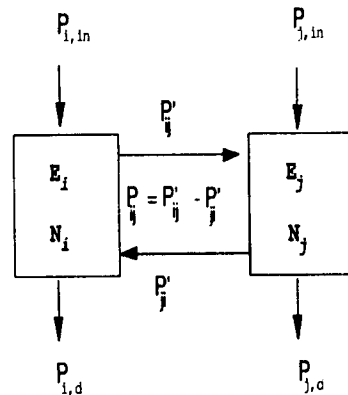


Fig. 2 Simplified SEA model

한편, 손실 power  $P_{i,d}$  는 (2)식과 같이 표현된다.

$$P_{i,d} = \omega \eta_i E_i \quad (2)$$

여기서,  $\omega$  : 관심 주파수 밴드의 중심주파수 (rad/sec)

$\eta_i$  : 주파수 밴드폭  $\Delta\omega$  의 평균내부손실계수 (Inherent loss factor)

$E_i$  : 주파수밴드폭  $\Delta\omega$  의 에너지

또한, 세부시스템의 power 이동을 나타내는  $P_{ij}$  는

$$P_{ij} = \omega N_i \eta_{ij} (E_i/N_i - E_j/N_j) = \omega (\eta_{ij} E_i - \eta_{ji} E_j) \quad (3)$$

여기서,  $N_i, N_j$  : 각 세부시스템의 공진모우드수

$\eta_{ij}$  : 세부시스템  $i$  에서  $j$  로 이동되는 power 의 비례 상수 즉, 결합손실계수

$E_i/N_i, E_j/N_j$  : 각 세부시스템의 모드에너지

$$\eta_{ji} = (N_i/N_j) \eta_{ij}$$

(3) 식은 2.1절에서 언급된 SEA 의 기본 개념 즉, 세부시스템간 power 의 이동은 모드에너지 차이에 비례한다는 사실을 수식적으로 표현한 것이다.

(1) 식으로부터  $k$  개의 세부시스템으로 구성된 시스템에 대하여 일반화하면 다음 식이 성립함을 알 수 있다.

$$P_{i,in} = P_{i,d} + \sum_{j=1, j \neq i}^k P_{ij} \quad (4)$$

단,  $i = 1, 2, \dots, k$

(4) 식에 (2), (3) 식을 대입하면

$$\begin{aligned} P_{1,in} &= \omega \left\{ \left( \eta_1 + \sum_{j=1}^k \eta_{1j} \right) E_1 - \sum_{j=1}^k \eta_{j1} E_j \right\} \\ &\vdots \\ P_{k,in} &= \omega \left\{ \left( \eta_k + \sum_{j=1}^{k-1} \eta_{kj} \right) E_k - \sum_{j=1}^k \eta_{jk} E_j \right\} \end{aligned} \quad (5)$$

이 된다.

(5) 식은 SEA 의 지배방정식으로서, 이식은  $E_i (i = 1, 2, \dots, k)$  를 미지수로한 연립방정식을 나타낸다. 이 연립방정식을 관심 주파수 밴드에 대해서 풀면 각 세부 시스템의 에너지  $E_i$  를 얻을 수 있다. 이제, (5) 식을 행렬식으로 표시하면

$$\{P_{i,in}\} = \omega [A] \{E_i\} \quad (6)$$

$$\{P_{i,in}\} = \begin{Bmatrix} P_{1,in} \\ \vdots \\ P_{k,in} \end{Bmatrix}, [A] = \begin{bmatrix} \eta_{11} & -\eta_{21} & \dots & -\eta_{k1} \\ -\eta_{12} & \eta_{22} & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ -\eta_{1k} & \dots & \dots & \eta_{kk} \end{bmatrix}$$

$$\{E_i\} = \begin{Bmatrix} E_1 \\ \vdots \\ E_k \end{Bmatrix} \quad (7)$$

$$\eta_{ii} = \eta_i + \sum_{j=1, j \neq i}^k \eta_{ij} \quad (8)$$

이 된다. 한편, 세부시스템 에너지  $E_i$  와 진동가속도와의 관계는 다음과 같이 주어진다.

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

여기서,  $\langle a^2 \rangle_i$  : 주파수 밴드폭  $\Delta\omega$  내에서의 평균 가속도

$m_i$  : 세부시스템의 질량

$E_i$  : 세부시스템의 전체에너지

### 2.3 주요 parameters

1) 모드 밀도 (modal density,  $n$ )

SEA 이론에서는 모든 세부시스템의 에너지는 공진모드에 의해 이루어지는 것으로 가정하므로 모드 밀도는 SEA 의 가장 중요한 parameter 가 된다. 모드 밀도는 "단위 주파수당 평균 공진모드 수" 로 정의되며 SEA 계산의 타당성을 보장하기 위해서는 밀도가 높아야 한다.

모드 밀도의 산정은 실험적인 방법으로 구할 수도 있으나 주로 이론식을 많이 이용하고 있으며 동시에 해석정도가 충분한 것으로 입증되고 있다. [12]

예로서, 평판의 굽힘파에 대한 모드 밀도를 구하는 식은 다음과 같다.

$$n(f) = \frac{\sqrt{3}}{t} \times \frac{S}{C_1}, \quad \text{modes/Hz} \quad (10)$$

여기서,  $C_1$  : 판의 종파속도 (m/sec)

$t$  : 판두께 (m)

$S$  : 판의 면적 ( $m^2$ )

모드 밀도와 관련된 용어로서 공진모드수,  $N(\text{Mode Count})$  과 modal separation,  $\delta f$  가 있으며 이들의 의미는 각각 다음과 같다.

① 공진모드수  $N$ :

$$N(F) = n(f) * \Delta f \quad (11.a)$$

단,  $\Delta f$  : 주파수 밴드폭 (Hz)

SEA 계산의 정도를 보장하기 위해서는 1/3 Octave band 인 경우 N이 6개 이상 되는 것이 바람직하다. [12]

ii) modal separation :

$$\delta f = 1/n(f) \quad (11.b)$$

modal density 의 역수로서 그의미는 인접 공진모드 사이의 주파수 간격을 의미한다.

특기할 사항으로써 (10) 식에서 볼 수 있듯이 평판의 굽힘파에 대한 모드 밀도는 주파수 와 무관한 함수로 표현되고 있다.

2) 손실계수 (Loss factor)

세부시스템간 power 의 이동 및 시스템 내부에서 소멸되는 power 에 대한 척도로서 결합손실계수 (Coupling loss factor) 와 내부 손실계수 (Inherent loss factor)로 구분된다.

i) 결합손실계수,  $\eta_{ij}$  :

세부시스템간의 모달에너지 차이에 비례하는 power 의 이동과 관련되는 것으로 써 어느 한 세부시스템에서 불타 세부시스템과의 결합으로 인한 power 의 유출 즉 손실을 의미한다.

$\eta_{ij}$  의 산정은 실험상의 어려움으로 인하여 일반적으로 이론식에 의해서 구해지고 있으며 간단한 경우에 대한 산출식은 다음과 같다.

a) 보가 결합된 경우 [12]

$$\eta_{ij} = \frac{C_{fi}}{2\omega L_i} \times \tau_{ij} \quad (12.a)$$

여기서,  $C_{fi}$  : 세부시스템 i의 굽힘에너지 전파 속도 (m/sec)

$L_i$  : " i의 길이 (m)

$\tau_{ij}$  : " i 및 j의 결합형태에 따른 전달효율

b) 평판이 결합된 경우

$$\eta_{ij} = \frac{C_{fi} L_{ij}}{2\pi\omega S_i} \times \tau_{ij} \quad (12. b)$$

여기서  $L_{ij}$  : 세부시스템 i와 j의 결합길이 (m)

$S_i$  : " i의 면적 (m<sup>2</sup>)

ii) 내부손실계수  $\eta$  :

시스템내부의 진동에너지는 internal damping 및 sound radiation damping에 의한 에너지 손실이 발생한다.  $\eta$  는 이 손실과 관계되며 그 정의는 "단위 시간 (sec) 당 손실에너지와 시스템에 존재하는 평균에너지의 비" 로써 다음식 으로 표현된다.

$$\eta = \frac{P_{i,d}}{\omega E} \quad (13)$$

그리고,  $\eta$  와 half power bandwidth( $\Delta f$ ), 감쇠율(decay rate : DR) 및 잔향시간 (reverberation time :  $T_{60}$ ) 과는 다음과 같은 관계 [13] 를 갖는다.

a) half power bandwidth,  $\Delta f$  (Hz) :

$$\eta = \frac{\Delta f}{f} \quad (14)$$

b) 감쇠율, DR (dB/sec) :

$$\eta = \frac{DR}{27.3f} \quad (15)$$

c) 잔향시간  $T_{60}$  (sec) .

$$\eta = \frac{2.2}{fT_{60}} \quad (16)$$

$\eta$  는 주로 실험에 의해서 산정되는데 대표적인 실험방법 으로서는 half power bandwidth 법과 잔향시간법을 들 수 있으며 이들을 요약하면 다음과 같다.

a) half power bandwidth 법 :

시험편의 mobility 등을 측정하고, 각 공진점의 pick 형상 으로부터 half power bandwidth,  $\Delta f$  및 공진주파수 를 구한 후 (14) 식에 의해서 single mode에 대한  $\eta$  를 구한다.

그러나 만일 공진모드 수 N이 많은 경우 혹은 modal overlap ( $\Delta f/\delta f$ )이 큰 경우는 밴드내 공진모드들에 대한 평균  $\eta$  를 결정하기 어려운 단점이 있다.

b) 잔향시간법 (decay method) :

시험편을 band limited random noise 혹은 impact hammer 에 의해서 가진을 시키며, 가진 정지후의 감쇠파형으로부터 DR 혹은  $T_{60}$  을 측정하여 (15) 또는 (16) 식 으로부터  $\eta$  를 결정하는 방법 으로서 실험방법이 비교적 쉬우며, 또한 정도가 높기 때문에 널리 사용되고 있다.

## 2.4 시스템 모델링

전체시스템을 세부시스템으로 모델링하는데는 SEA의 기본 개념들에 대한 철저한 이해와 많은 해석경험이 요구되고 있으며, 다음은 세부시스템으로 구분될 수 있는 일반적인 기준을 정리한 것이다.

- 세부시스템의 각 공진모우드들에 대한 damping 값이 비슷하거나 같은 수준이어야 한다.
- 외부기진력에 대한 반작용이 유사해야 한다. 예를 들면, 음향소음원에 대한 skin panel은 굽힘파인 경우는 쉽게 가진되지만 in-plane wave는 약하게 가진되므로 독립적인 세부시스템으로 취급되어야 한다.
- 공진모드의 집합체로서 표현이 가능해야 한다.

모델링에 대한 예로서 Fig.3에 보인 시스템의 경우 지배방정식은 다음과 같이 된다.

$$\begin{bmatrix} P_{1,in} \\ P_{2,in} \\ P_{3,in} \\ P_{4,in} \\ P_{5,in} \end{bmatrix} = \omega \begin{bmatrix} -\eta_{11} & -\eta_{21} & 0 & 0 & 0 \\ -\eta_{12} & \eta_{21} & -\eta_{32} & -\eta_{42} & 0 \\ 0 & -\eta_{23} & \eta_{31} & -\eta_{43} & 0 \\ 0 & -\eta_{24} & \eta_{34} & \eta_{41} & -\eta_{54} \\ 0 & 0 & 0 & -\eta_{45} & \eta_{51} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \\ E_4 \\ E_5 \end{bmatrix}$$

$$\text{단 } P_{5,in} = P_{4,in} = P_{3,in} = P_{2,in} = 0$$

$$\eta_{11} = \eta_1 + \eta_{12}$$

$$\eta_{21} = \eta_2 + \eta_{21} + \eta_{23} + \eta_{24}$$

$$\eta_{31} = \eta_3 + \eta_{32} + \eta_{34}$$

$$\eta_{41} = \eta_4 + \eta_{42} + \eta_{43} + \eta_{45}$$

$$\eta_{51} = \eta_5 + \eta_{54}$$

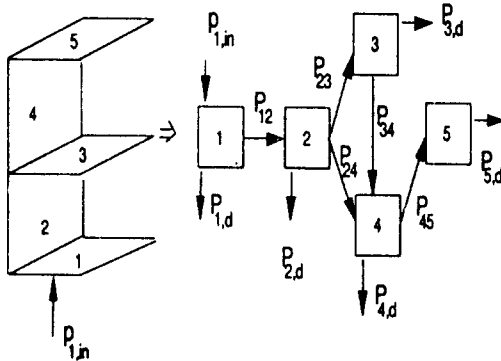


Fig. 3 An example of SEA model

## 3. 수치계산 및 실험

### 3.1 수치계산

구조물의 고체음 전달손실을 해석하기 위한 개략적인 흐름도가 Fig.4에 나타나 있으며, Fig.5는 계산에 이용된 상자형 모델을 보여준다.

계산과정중 본 연구에서 특별히 고려된 사항들은 다음과 같다.

#### i) Input power :

세부시스템 2에 1 watt의 백색 잡음이 주어졌다고 가정하였으며 계산결과서는 세부시스템 2와 타 세부시스템 사이 가속도 레벨의 차이를 구하였다.

#### ii) parameters :

내부손실계수,  $\eta$ 는 실험을 통해서 산정되었고, 모드 밀도와 결합손실계수는 이론식에 의해서 구해졌다. Fig.6은 계산에 의한 세부시스템의 공진모드수를 보여준다.

#### iii) 진동에너지 :

flexural wave 만을 고려하였다.

#### iv) 주파수 밴드 :

1/3 Octave band 로써 중심주파수 200Hz 에서 12KHz 까지 계산하였고 하한주파수를 200Hz 로 제한한 이유는 Fig.6에서 알 수 있듯이 200Hz 이하의 주파수 밴드에서는 공진 모드수가 충분치 않았기 때문이다.

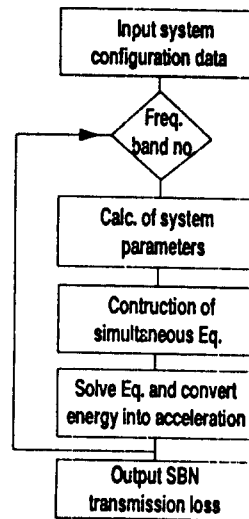


Fig. 4 The flow chart of calculation

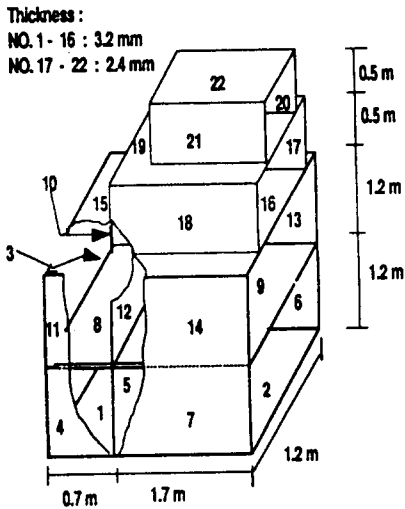


Fig. 5 The test model

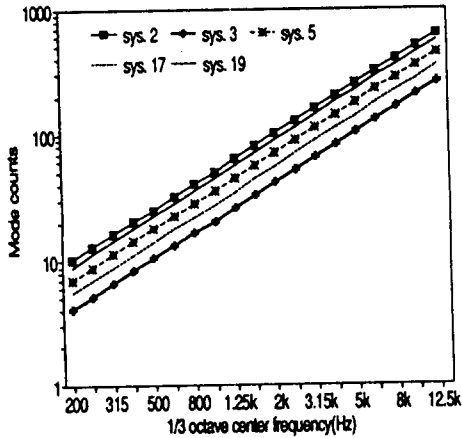


Fig. 6 Mode counts of subsystems in the test model

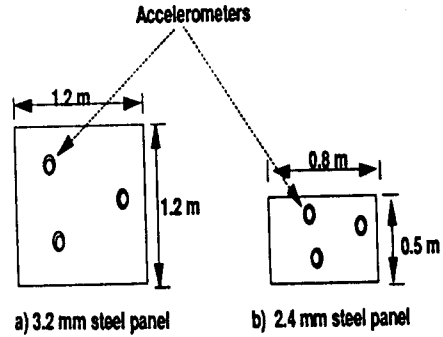
### 3.2 실험

시험용 모델에 대해서 내부손실계수 산정을 위한 실험과 고체음전달손실 산정을 위한 실험을 수행하였다.

#### 1) 내부손실계수 산정 :

본 모델을 구성하는 panel 의 두께가 두가지 (3.2mm, 2.4mm)이므로 각각의 panel에 대한 실험을 수행하였다. 실험에 사용된 시편들은 Fig.7과 같으며, 실험방법은 2.3 절에서 언급된 전향시간법을 이용하였다. 실험장치는 Fig.8과 같으며 가진은 Impact hammer를 이용하였다.

실험에서는 1/3 octave band filter 를 이용하여 밴드 평균된 내부손실계수를 구하였으며 Fig.9는 Level Recorder로부터 출력된 예를 보여준다. Fig.10 은 3.2mm panel 에 대한 실험결과를 보여준다.



a) 3.2 mm steel panel      b) 2.4 mm steel panel

Fig. 7 Specimens for measuring inherent loss factors

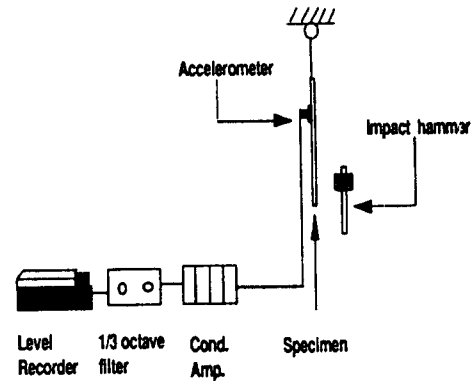


Fig. 8 Experimental system for inherent loss factor

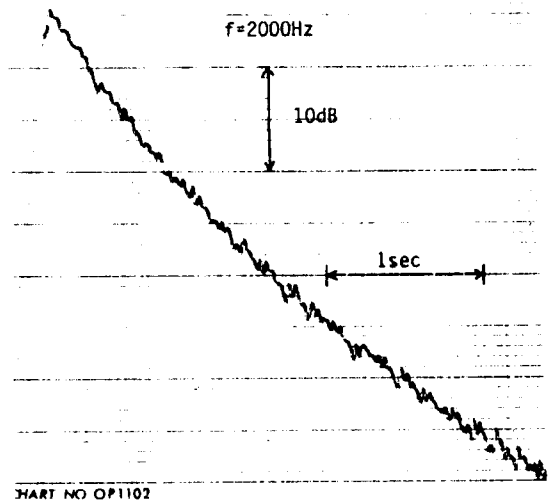


Fig.9 An example of level recorder output for inherent loss factors

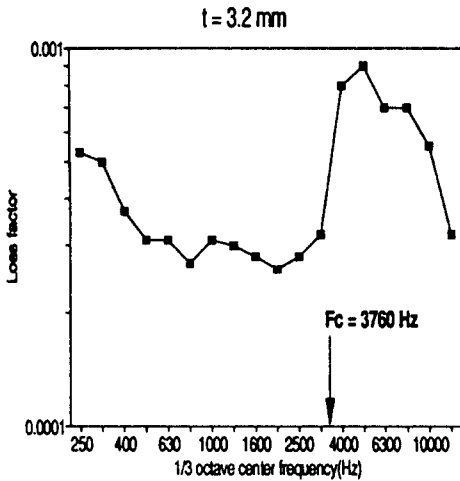


Fig. 10 Measurement result of inherent loss factor

Fig.10 으로부터 panel 의 일치주파수 (coincidence frequency) 부근에서 음향 방사손실에 대한 영향이 잘 나타나고 있으며 고체소음 해석시 내부손실계수를 산정할 때에는 방사손실의 영향이 반드시 포함되어야 한다.

ii) 고체음 전달손실 산정:

세부시스템 2 를 source 로 가정하고 세부시스템 2와 타 세부시스템 사이의 가속도레벨의 차이를 측정함으로써 고체음 전달손실을 산정하였다. 이를 수식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\Delta L_a = L_{a2} - L_{ai}$$

여기서,  $\Delta L_a$  : 고체음 전달손실

$L_{a2}$  : 세부시스템 2의 평균가속도 레벨

$L_{ai}$  : 세부시스템 i의 평균가속도 레벨

실험장치는 Fig.11 과 같으며 실험과정중 특별히 고려되었던 사항들은 다음과 같다.

a) 기진력:

White noise generator 를 이용하여 20 kHz white noise 를 세부시스템 2에 가했다.

b) 가속도계 부착:

고주파수대의 가속도측정에서 흔히 발생하기 쉬운 가속도계의 전달특성의 변화를 방지하기 위하여 panel 의 부착면을 sand paper 를 이용하여 고르게 다듬질한 후 순간접착제를 이용하여 부착하였다.

c) 평균가속도 레벨:

세부시스템의 평균가속도 레벨을 측정하기 위하여 각 panel 에 3-4 개의 가속도계를 부착하였으며 각 가속도계로부터의 가속도 레벨을 시간 평균한 후 이값들을 다시 산술 평균한 것을 해당 세부시스템의 평균가속도 레벨로 결정하였다.

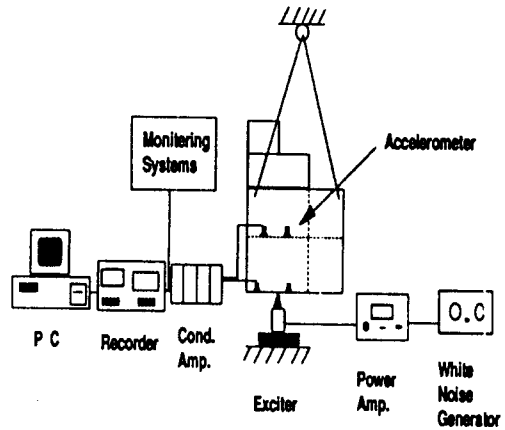


Fig. 11 Experimental system for acceleration level difference

3.3 계산 및 실험결과의 비교

Fig.12 - Fig.16 에 계산치와 실험치와의 비교 결과를 실었으며 이에 대한 검토는 다음과 같다.

i) 세부시스템 2와 9의 비교 (Fig.12 참조)

계산치와 실험치가 200-12.5KHz 에 걸쳐서 약 2dB 이하의 오차로서, 정성적, 정량적으로 잘 일치하고 있다.

ii) 세부시스템 2와 16의 비교 (Fig.13 참조)

i) 항과 비슷한 경향을 보이고 있다.

iii) 세부시스템 2와 19의 비교 (Fig.14 참조)

비교적 가진점으로부터 거리가 떨어져 있고 또한 두께가 2.4mm 인 세부시스템 19와의 비교에서는 약 3-4 dB 의 오차가 발생하는 주파수대도 있지만 대부분 잘 일치하고 있다.

iv) 세부시스템 2와 8의 비교 (Fig.15 참조)

i) 항과 전반적으로 비슷한 경향을 보이고 있다.

v) 세부시스템 2와 6의 비교 (Fig.16 참조)

i) 항과 비슷한 경향을 보이고 있다.

이상의 비교 결과로부터 얻은 연구결과를 요약하면 다음과 같다.

i) 대부분의 비교결과는 정성적, 정량적으로 좋은 일치 를 보이고 있다.

ii) 본 연구에서 수행된 고체음 전달손실에 대한 해석방법으로서 SEA의 타당성이 입증되고 있다.

iii) 실선과 같은 복잡한 고체음 전달해석 기법으로서 SEA 이론의 적용 가능성이 확인되었다.

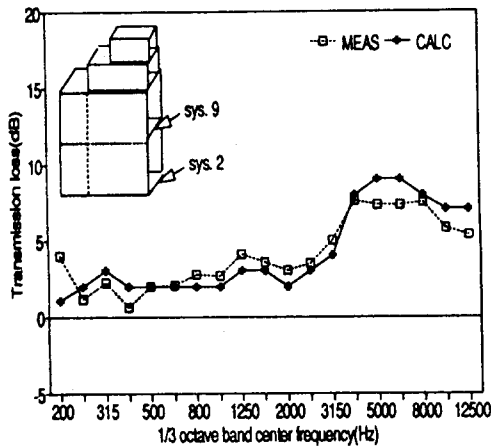


Fig. 12 The comparison measured with calculated values of acc. level difference between sys. 2 and sys. 9

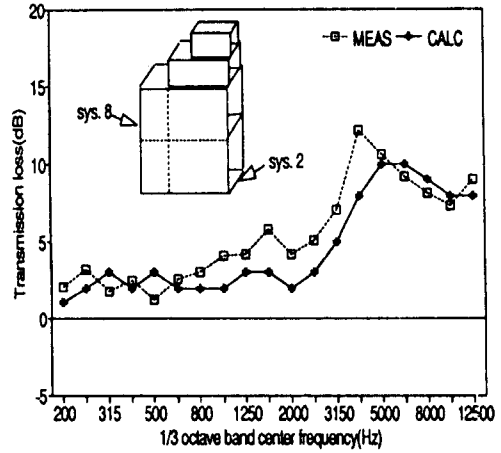


Fig. 15 The comparison measured with calculated values of acc. level difference between sys. 2 and sys. 8

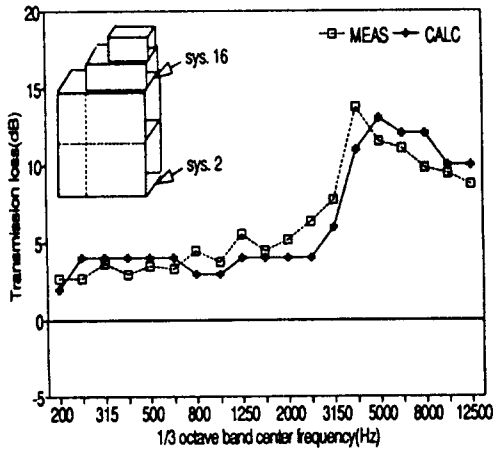


Fig. 13 The comparison measured with calculated values of acc. level difference between sys. 2 and sys. 16

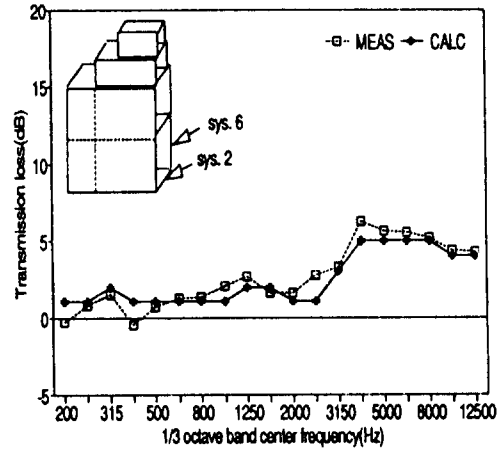


Fig. 16 The comparison measured with calculated values of acc. level difference between sys. 2 and sys. 6

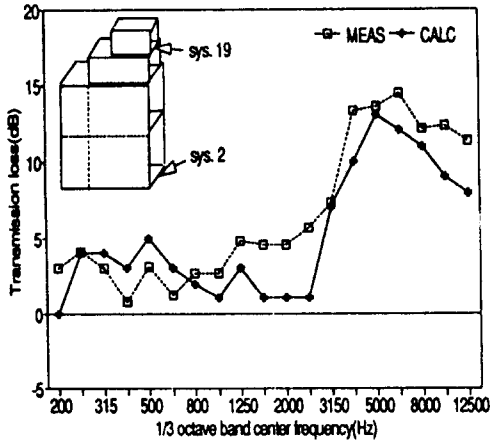


Fig. 14 The comparison measured with calculated values of acc. level difference between sys. 2 and sys. 19

#### 4. 결 론

본 연구에서는 선박구조의 고체음 전달해석을 수행할 수 있는 자체기술 및 수단을 확보하기 위한 시도로서 통계적 에너지 해석법(SEA)에 대한 기본이론의 연구 및 적용 가능성조사를 해보았다.

해석기법으로써 SEA 법은 아직까지는 실제적으로 적용하기에는 모델링, 종파의 포함 여부 및 복잡한 구조물에 대한 해석경험 등이 미흡한 상태이지만 연구결과로부터 범용 상세소음해석 수단으로써 충분한 가능성이 인식되었으며 향후의 연구방향으로서 다음 사항들이 중요시된다.

- 복잡한 모델링 및 입력과정의 자동화를 위한 pre-processor 개발
- 선실의 종류에 따른 고체음의 방식 및 흡음효과에 대한



## 실측데이터 축적

-실선과 같은 복잡한 구조물에 대한 실험과 해석의 비교  
를 통한 SEA 해석기법 개발

후기 : 본 연구는 과학기술처의 1990년도 일반연구사업과제의 연구 결과임을 밝혀 둔다.

## 참 고 문 헌

- [1] J. H. Jenssen and J. Buiten , "On Acoustical Designing Naval Architecture ", Inter-Noise 73, 1973.
- [2] J. Buiten and H. Andersen, "Simplified Method for Predicting Sound Level in Accomodation Spaces aboard Sea-Going Motorships", Inter-Noise 79, 1979.
- [3] 김재승, 강현주, "CSDP - 소음제어시스템 개발(II)", 해사기술연구소 보고서, UDC629.125:681.3, 1990.8.
- [4] A.C. Nilsson, "Reduction of Structure-borne Sound Propagaung in Simple Ship Strucutre Results of model tests", Venus Report 1978.
- [5] 김석원, 김재승, 김극천, "Wave Guide 이론을 이용한 고체소음 전달해석", 대한 조선학회 추계연구회 논문발표집, 1989.
- [6] Richard H. Lyon, "Statistical Energy Analysis of Dynamical Systems : Theory and Application", MIT press, 1975.
- [7] J. Odegaard Jensen, "A Caculation of Structure-borne Noise Transmission in Ships Using Statistical Energy Analysis Approach", ISSA76, 1976.
- [8] Tor Kihlman & Juha Plunt, "Prediction of Noise Levels in Ships", ISSA 76, 1976.
- [9] Shuri, Kurihara, "강구조 모델의 소음전파에 관한 실험적 연구(I,II)", 관서조선학회지 제 181 호, 1981. 6
- [10] 下村芳弘, "고체전파음에 미치는 면내파의 역할", 일본조선학회(추계), 1986. 12.
- [11] Tatsuki Yoshikai, Kazuo Hattori, Toshio Sato, Shinkichi Tashiro, "Noise Prediction Program on Board Ship-application of Statistical Energy Analysis" 일본조선학회 (추계), 1981. 11.
- [12] L. Cremer, M. Heckl, and E.E. Ungar, "Structureborne Sound", Springer Verlag, 1988.
- [13] Leo L. Beranek, "Noise and Vibration Control", Mcgraw-Hill book company, 1971.