

강구조물의 고체음전달에 관한 실험적 연구

안시영, 박기태
수송시스템공학부

<요 약>

최근에 선박이나 항공분야에서 복잡한 강구조물의 진동전달을 해석하기 위하여 통계적 에너지 해석법(SEA)이 널리 이용되고 있다.

본 논문에서는 강구조물모델의 SEA법 적용의 정도를 확인하기 위하여 백색잡음(white noise)을 실험모델의 기진원으로하여 실험적 연구를 수행하였다. 모델을 구성하는 판넬의 내부손실계수를 정확히 평가하는 것이 SEA법해석시 가장 중요함을 알 수 있었고, 계산된 결과는 실험치와 좋은 일치를 보여주었다.

강구조물모델에서 고체음전달감소에 내부손실계수가 미치는 영향을 실험적으로 명확하게 확인하였다.

Experimental Studies on Structure Borne Sound Transmission of Steel Structure Model

S. Y., Ahn , K. T, Park
School of Transportaion System Engineering

<Abstract>

Recently the SEA(Statistical Energy Analysis) method has been used to estimate vibration transmission through complex steel structures of aircrafts and ships.

In this paper, experimental studies were carried out to investigate the application of the SEA method to a steel structure model. A vibration excitor system was used in the model and white noise power is supplied as a vibration source.

It is found that the reasonable evaluation of internal loss factor of panels composing the model is

the key to the analysis and the calculated results agreed well with the experimental results.

The effect of internal loss factor on the reduction of structure-borne sound levels in the model was experimentally investigated and clarified.

1. 서론

최근 선박의 경량화와 고속화는 소음발생의 요인을 더욱 가중시켰으며, 고급화 추세는 거주공간과 작업공간의 소음 수준을 더 낮게 요구하고 있다. 이와 같이 날로 엄격해지는 일련의 소음규제 요구는 1970년 국제노동기구(ILO: The International Labour Organization)총회에서 “선내선원 설비의 작업구역에 있어서 유해한 소음의 규제에 관한 권고(제 141호)”가 채택되었고 각국 정부에서도 선내소음의 규제를 행하는 제도를 설치토록 권고하고 있으며, IMO(International Maritime Organization)에서 소음규제에 관한 국제적인 공통의 협조를 설정하는 것을 목적으로 1980년 10월에 “International Code on Noise Levels on Board Ships”이 책정되어져 조선계약 사양서등에 허용한계치가 명시되어지고 이에 따라 그 중요성이 나날이 강조되어 가고 있다.

일반적으로 선박의 건조계약서상의 소음수준은 선급, 국제해사기구(IMO) 등에서 요구하는 허용치에 따라 표기하고 있다. 따라서, 선박이 건조된 후 이를 확인하기 위한 공시운전시에 소음측정을 하여 건조계약서의 소음수준을 초과하게 되는 경우에는 초기설계시와 건조 단계에서 사전 검토하여 조치하는 것보다 경제적인 면에서 엄청난 손실을 입게 된다. 따라서, 선박의 거주구내의 소음수준을 저감하기 위해서는, 초기 설계시 정도 높고 신뢰성 있는 소음해석을 하여야한다.

선박의 소음해석 방법중에는 실선 계측치를 기초로한 경험적 방법[1,2], 둘째로 도파관 이론[3,4] 및 통계적 에너지 해석법(Statistical Energy Analysis, SEA)[5,6,7,8,9]에 의한 방법이 있다. 그리고 이중 1960년대 Lyon[5]에 의해 제시된 SEA법은 복잡한 형상을 가진 구조물의 진동 에너지를 분할된 각 요소에서의 내부에너지, 손실에너지, 전달에너지로 나타내어 각 요소간의 단위시간당 에너지 흐름인 파워의 평형으로부터 요소내의 모드에너지를 구하는 기법이다.

본 연구에서는 SEA이론을 토대로 강제구조물모델의 고체음전달에 관하여 진동가속도 레벨, 또는 전달손실을 이론적으로 해석하고 일련의 실험을 실시하여 실험치와 계산치를 비교함으로써 SEA법이 강제구조물의 고체음 전달해석에 유용함을 확인하였다. 내부손실계수는 고체음전달해석에 중요한 SEA파라미터로서 내부손실계수가 고체음전달의 감소에 미치는 영향을 SEA법의 적용과 실험을 통하여 비교·검토함으로써 SEA법이 또한 강제구조물의 방진대책에 이용될 수 있음을 확인하였다.

2. 통계적 에너지 해석법(SEA)의 기본이론

통계적 에너지 해석법은 어떤 주파수 대역내에 존재하는 모드의 평균응답을 각 모드가 가지는 평균에너지를 미기수로 해서 각 요소간에 파워밸런스의 차로부터 구하는 응답해석 방법이다.

본 이론에서는 다음과 같은 가정을 기본으로 한다[10,11,12].

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

2.1 정식화

Fig.2.1에서 보는 바와 같이 두 요소사이의 파워흐름의 평형관계를 생각하면 정상상태에서의 요소 i 에서의 파워흐름에 대한 평형관계식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} P_i^{in} &= P_i^d + (P_{ij}' - P_{ji}') \\ &= P_i^d + P_{ij} \end{aligned} \quad (2.1)$$

여기서, P_i^{in} : 요소 i 의 외부 입력파워(watt)

P_i^d : 요소 i 의 내부 손실파워(watt)

P_{ij}' : 요소 i 에서 j 로 향하는 전달파워(watt)

P_{ji}' : 요소 j 에서 i 로 향하는 전달파워(watt)

P_{ij} : 요소 i 에서 j 로 향하는 실제 전달파워(watt)

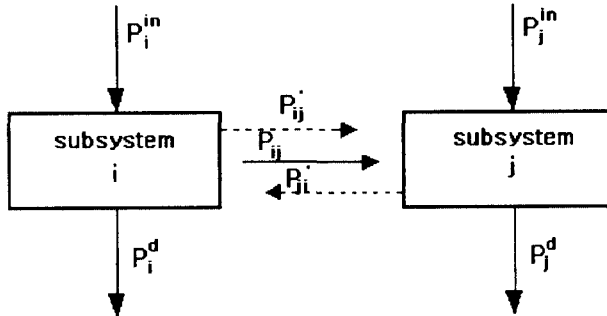


Fig.2.1 Power flow between subsystem

따라서, 요소수 n 개의 다요소개로 확장하면

$$P_i^{in} = P_i^d + \sum_{j=1, j \neq i}^n P_{ij} \quad (2.2)$$

와 같이 쓸 수 있다. 이때 중심 주파수(center frequency) ω , 밴드폭 $\Delta\omega$ 인 주파수 범위에서 요소 i 의 모드당 평균 에너지를 E_{mi} , 모드수를 N_i , 내부손실계수(internal loss

factor)를 η_i 라 하면 내부손실 파워 P_i^d 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$P_i^d = w\eta_i N_i E_{mi} \quad (2.3)$$

또한, 요소 i 와 j 의 결합손실계수 (coupling loss factor)를 η_{ij} 라 하면 실제 전달파워 P_{ij} 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} P_{ij} &= P_{ij}^i - P_{ji}^j \\ &= w\eta_{ij} N_i E_{mi} - w\eta_{ji} N_j E_{mj} \end{aligned} \quad (2.4)$$

이때, 결합손실계수 η_{ij} 와 η_{ji} 의 사이에는 가정 3)으로부터 $\eta_{ij} N_i = \eta_{ji} N_j$ 의 관계가 성립하므로 실제 전달파워 P_{ij} 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$P_{ij} = w\eta_{ij} N_i (E_{mi} - E_{mj}) \quad (2.5)$$

식 (2.3)~(2.5)를 식 (2.2)에 대입하면, 파워흐름의 평형식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} P_i^{in} &= w\eta_i N_i E_{mi} + \sum_{j=1, j \neq i}^n w\eta_{ij} N_i E_{mi} - \sum_{j=1, j \neq i}^n w\eta_{ji} N_j E_{mj} \\ &= wN_i \left\{ (\eta_i + \sum_{j=1, j \neq i}^n \eta_{ij}) E_{mi} - \sum_{j=1, j \neq i}^n \eta_{ji} E_{mj} \right\} \end{aligned} \quad (2.6)$$

식 (2.6)을 행렬로 표시하여 보면 다음과 같다.

$$\{P^{in}\} = w[A] \{E_m\} \quad (2.7)$$

이때, 식 (2.7)은 SEA법의 지배방정식으로서 이 식은 각 요소의 모드 에너지 E_{mi} ($i=1, 2, 3, \dots, n$)을 미지수로 한 연립방정식을 나타낸다. 이 연립방정식을 대상주파수 밴드에 대하여 풀면 각 요소의 전체에너지 E_i 를 구할 수 있다.

한편, n 차 정방행렬 $[A]$ 와 $\{P^{in}\}$, $\{E_m\}$ 의 요소는 다음과 같다.

$$[A] = \begin{bmatrix} (\eta_1 + \sum_{j \neq 1}^n \eta_{1j})n_1 & -\eta_{12}n_1 & -\eta_{13}n_1 & \cdots & -\eta_{1n}n_1 \\ -\eta_{21}n_2 & (\eta_2 + \sum_{j \neq 2}^n \eta_{2j})n_2 & -\eta_{23}n_2 & \cdots & -\eta_{2n}n_2 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ -\eta_{n1}n_n & -\eta_{n2}n_n & -\eta_{n3}n_n & \cdots & (\eta_n + \sum_{j \neq n}^n \eta_{nj})n_n \end{bmatrix}$$

$j=1, 2, \dots, n$

$$\{P^{in}\} = \{p_1^{in}, p_2^{in}, \dots, p_n^{in}\}$$

$$\{E_m\} = \{E_{m1}, E_{m2}, \dots, E_{mn}\}$$

한편, 세부시스템 에너지 E_i 와 진동가속도와와의 관계는 다음과 같이 주어진다.

$$\langle a^2 \rangle_i = \frac{w^2}{\rho_b^i S} E_i \quad (2.8)$$

여기서, $\langle a^2 \rangle_i$: 요소 i 의 주파수 밴드폭 내에서의 평균가속도

- ρ_p' : 평판의 면밀도
 S : 세부시스템의 면적
 E_i : 세부시스템의 전체에너지

2.2 주요 파라메타

1) 모드수(mode counts)

실구조물을 SEA법에서 모델화하기에는 구조물의 판넬요소에 따라 주파수밴드내의 모드수의 계산이 필요하다. 여기에는 SEA법의 기본요소에 따른 평판의 모드수에 대해서 고려한다. 얇은 균질인 평판의 경우에는 중심주파수 w_0 , 밴드폭 Δw 에 따른 모드수 $N(f)$ 는 아래와 같이 표현되어진다.

$$N(f) = \frac{S}{4\pi} \sqrt{\frac{\rho_p'}{B'}} \Delta w \quad (2.9)$$

- 여기서, S : 평판의 면적 (m^2)
 $\rho_p' = \rho_p h$: 평판의 면밀도 (kg/m^2)
 h : 평판의 판두께 (m)
 ρ_p : 평판의 밀도 (kg/m^3)
 $B' = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$: 평판의 굽힘강성 (Nm)
 E : 영률 (N/m^2)
 ν : 포아송비

SEA계산의 정도를 보장하기 위해서는 1/3 Octave band인 경우 모드수가 6개 이상되는 것이 바람직하다[10].

2) 결합손실계수

결합손실계수 η_{ij} 의 산정은 실험적으로 구하는 것은 어려우므로 일반적으로 이론식에 의해서 구해지고 있다. 평판이 결합된 경우의 결합손실계수는 다음과 같다.

$$\eta_{ij} = \frac{C_{gi} L_{ij}}{\pi w S_i} \tau_{ij} \quad (2.10)$$

- 여기서, C_{gi} : 요소 i 의 군속도 (m/sec)
 $C_{gi} = 2C_B$
 L_{ij} : 요소 i 와 j 의 결합길이 (m)
 τ_{ij} : 요소 i 및 j 의 결합형상에 따른 전달효율[11]
 C_B : 판의 굽힘 전파속도 (m/sec)

$$C_B = \left[\frac{Eh^2w^2}{12(1-\nu^2)\rho} \right]^{\frac{1}{4}}$$

3) 내부손실계수

내부손실계수 η 는 주로 실험에 의해 산정되는데 방법으로는 반출력 밴드폭, 감쇠율 (decay rate : DR) 및 잔향시간법 (reverberation time : T_{60}) 등이 있고 본 연구에서는 감쇠율을 이용하여 내부손실계수 η 를 구하였고, 다음과 같이 표현된다[13].

$$\eta = \frac{DR}{27.3f} \quad (2.11)$$

여기서, DR : 감쇠율 (dB/sec)

f : 중심주파수

3. 실험

3.1 실험모델

본 연구에서는 SEA의 이론을 확인하기 위하여 Fig.3.1과 같은 모델을 사용하여 반무향실에서 실험을 수행하였다. 실험모델의 재료는 아연도금강판이며 각 판넬의 크기는 $500\text{mm} \times 500\text{mm} \times 1.6\text{mm}$ 로 단일화 하였다. 그러나 두께에 따른 가속도레벨의 차이를 알아보기 위한 실험에서는 판 ⑮, ⑯에 두께를 각각 1.0mm , 1.6mm , 2.3mm 로 변화시키면서 실험을 수행하였다.

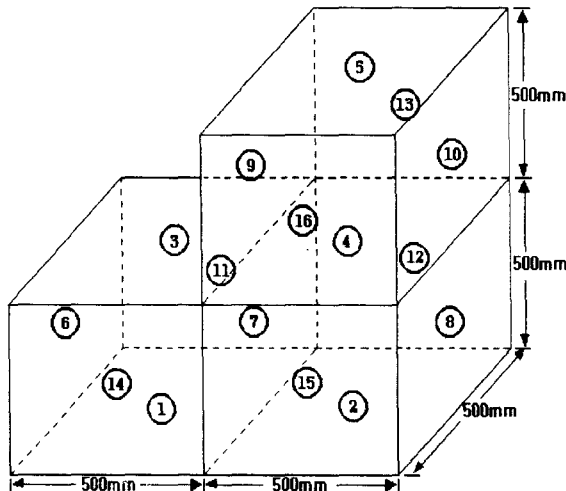


Fig.3.1 The configuration of model

3.2 실험장치 및 방법

1) 내부손실계수 측정

판넬의 내부손실계수를 측정하기 위하여 Fig.3.2와 같이 장비를 설치하였고, 감쇠율 (DR)을 측정하기 위한 셋팅방법으로서 가속도계를 판넬에 부착시키고 신호분석기의 ch.B에 접속한 뒤 ch.A에 접속된 Impact hammer로 시험편을 가진하여 가진 정지후의 감쇠파형으로부터 DR 을 측정하여 (2.11)식을 이용하여 내부손실계수를 계산하였다. 이는 실험방법이 비교적 쉬우며, 또한 정도가 높기 때문에 널리 사용되고 있다.

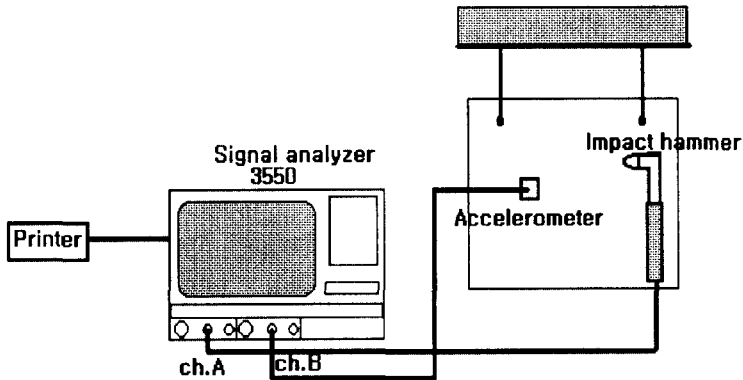


Fig.3.2 Experimental set-up for measuring internal loss factor

Fig. 3.3는 시험편을 가진후 가진 정지후의 감쇠파형으로부터 DR 을 측정하는 한 예를 보이고 있는데 상단의 그림은 1/3 옥타브 주파수 대역에서의 전체 감쇠파형을 3차원 적으로 보인 것이고 하단의 그림은 원하는 1/3 옥타브 주파수 대역에서의 DR 을 나타 낸 것이다

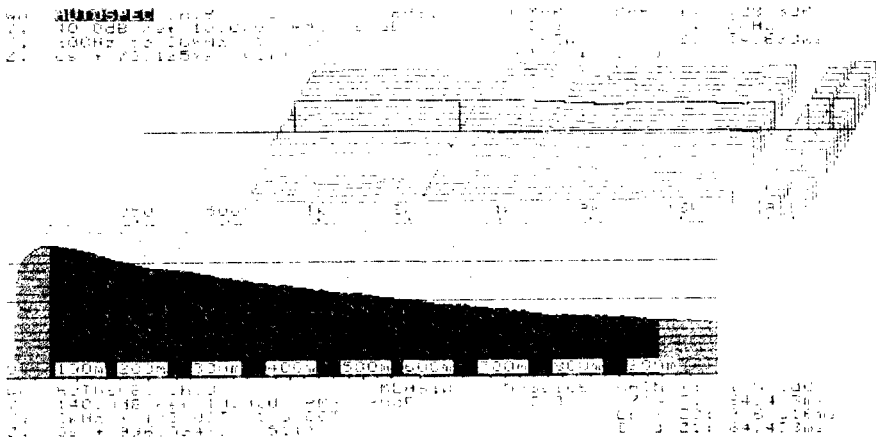


Fig.3.3 An example of output for inherent loss factor

2) 강제구조물의 진동가속도레벨 측정

외부진동의 영향을 적게하기위하여 모델을 반무향실내에 설치하고 실험을 수행하였다.

Fig.3.4는 실험장치와 측정방법을 보이고 있다. 즉, 신호분석기의 signal output으로부터 1watt의 랜덤신호(white noise)를 가진기로 신호를 보내어 이때 각 판넬의 진동가속도 레벨을 측정한다. 한 판넬의 다섯지점에 가속도레벨을 측정하였고 이 가속도계로부터의 가속도레벨을 시간 평균한 후 이 값들을 다시 산술평균한 것을 해당 판넬의 평균가속도 레벨로 결정하였다.

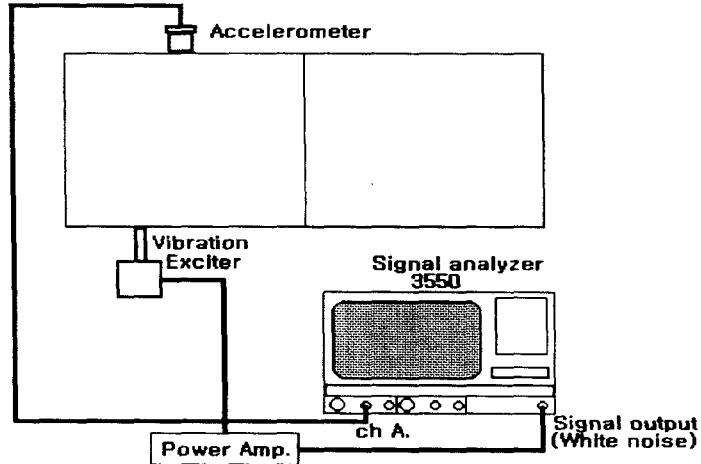


Fig.3.4 Experimental apparatus

4. 수치계산

본 연구에서는 SEA법의 적용가능성 및 실험을 통한 계산 정도의 확인을 위하여 Fig.3.1에 나타낸 바와 같이 16개의 아연도금강판으로 구성된 상자형 모델을 수치계산모델로 채택하여 각 판넬의 진동가속도레벨과 전달손실레벨 값을 구하였다. 전달손실레벨은 ①번 판넬의 진동가속도레벨과 기타 각 판넬간의 진동가속도레벨과의 상대적 고체음 전달손실레벨값을 나타낸다.

Fig.4.1은 수치계산을 위한 flow chart를 나타낸 것이다.

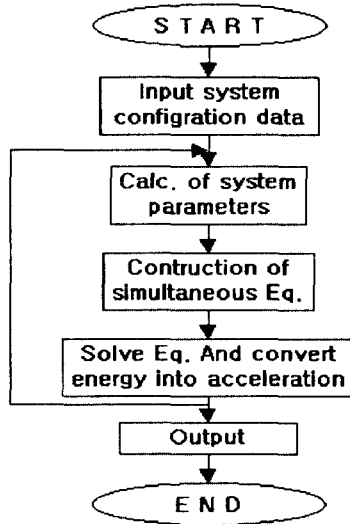


Fig.4.1 The flow chart of calculation

4.1 입력 파워

수치계산을 위하여 입력은 Fig.3.1의 모델에서 판요소 ①에 1watt의 백색잡음(white noise)이 주어졌으며, 계산 주파수 밴드는 one-third octave band로서 중심주파수 800Hz에서 12.5kHz범위까지 계산을 수행하였다.

4.2 입력 파라메타

1) 모드수

모드수를 확인하기 위하여 (2.11)식을 이용하여 계산을 수행하였고 두께에 따른 각 판넬의 계산결과는 Fig.4.2에 보이고 있다.

SEA 계산의 정도를 보장하기 위해서는 1/3 octave band인 경우 N이 6개 이상되는 것이 바람직한데 Fig.4.2에서 처럼 본 연구의 실험모델은 800Hz이상에서 정확한 SEA의 계산이 예상된다.

2)내부손실계수

감쇠율 $DR(dB/sec)$ 을 Fig.3.3과 같은 실험방법으로 측정하여 (2.11)식을 이용하여 내부손실계수를 구하였으며 그 값은 Fig.4.3에 보이고 있다.

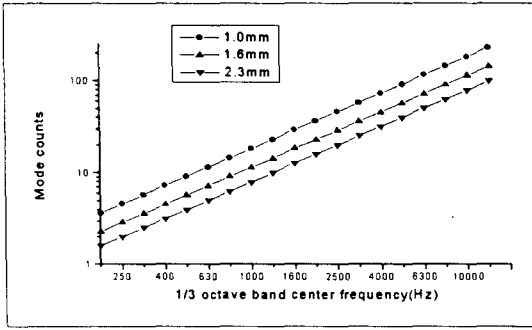


Fig.4.2 Mode counts

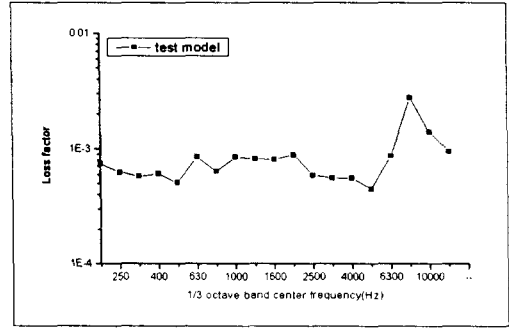


Fig.4.3 Measurement results of inherent loss factor

5. 실험결과 및 수치계산에 대한 고찰

5.1 판요소의 진동가속도레벨

Fig.5.1~Fig.5.8는 1watt의 백색잡음(white noise)을 진동원으로하여 판넬 ①에 진동가진기로 직접 가진하였을때 1/3 octave band 800Hz ~ 12.5kHz의 중심 주파수에서 구한, 각 판넬의 진동가속도레벨의 실험결과와 계산결과를 비교 표시하고있다. 이때 각 판넬의 측정 진동가속도레벨은 판넬의 다섯개 지점에서 진동가속도레벨을 측정하여 이들의 평균치를 취하였다. 각 그림에서 계산치와 실험치가 거의 일치함을 알 수 있으며, 다만 800Hz부근에서 약간의 오차가 보이는데 최대 10dB정도의 차이가 남을 알 수 있지만 다른 부근에서는 5dB정도의 좋은 결과를 보이고 있다. 저주파 800Hz부근에서 오차가 생긴 것은 충분한 모드수를 가지고 있지 않은 것으로 생각된다. 각 판넬은 모두 1.6mm 판을 이용하여 실험수행하였고 이 판들의 임계주파수는 7529Hz로서 이 부근은 판넬로부터 방사되는 음향파워가 최대가 되는 곳으로서 진동가속도 레벨이 최소가 되는 곳이다. 즉 Fig.5.1~Fig.5.8에서 보면 모두 8000Hz부근에서 진동가속도 레벨이 최소가 됨을 확인할 수 있다.

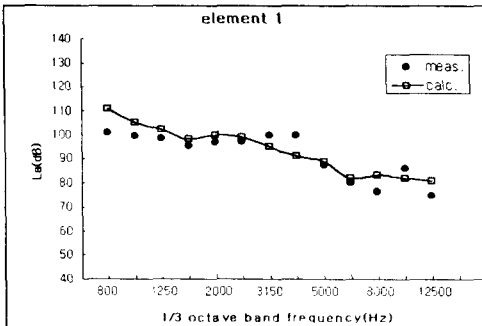


Fig.5.1 Comparison between measured and calculated acceleration levels (Exciter installed on panel ①)

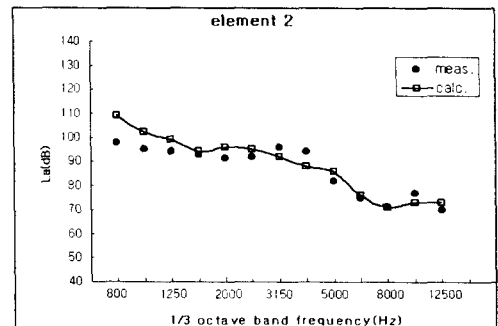


Fig.5.2 Comparison between measured and calculated acceleration levels (Exciter installed on panel ①)

Fig.5.1, Fig.5.2는 판넬 ①, ②의 실험치와 계산치를 각각 표시하고 있다. 저주파 800Hz 부근에서 10dB정도의 오차가 남을 알 수 있는데, 이는 계산에 필요한 모드수의 영향에 기인하고 있다. 기타 중심주파수대에서는 실험결과치와 계산치는 서로 부합함을 확인 할 수 있다.

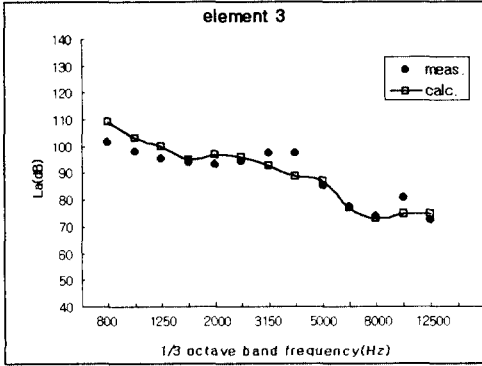


Fig.5.3 Comparison between measured and calculated acceleration levels (Exciter installed on panel ①)

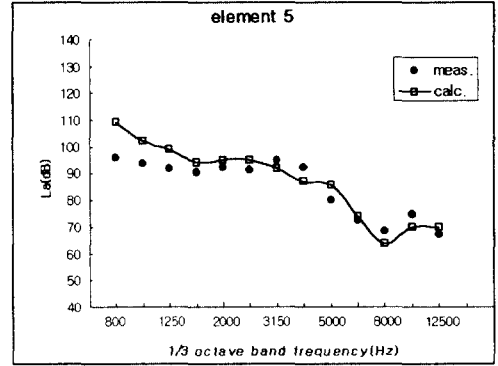


Fig.5.4 Comparison between measured and calculated acceleration level (Exciter installed on panel ①)

Fig.5.3은 판넬 ③에서 전체적으로 실험치와 계산치가 잘 일치함을 알 수 있다.

Fig.5.4의 판넬 ⑤는 판넬 ①에서 가장 멀리 떨어져 있는 판넬로서 Fig.5.2와 마찬가지로 저주파800Hz에서 10dB정도의 오차를 보이고 있다.

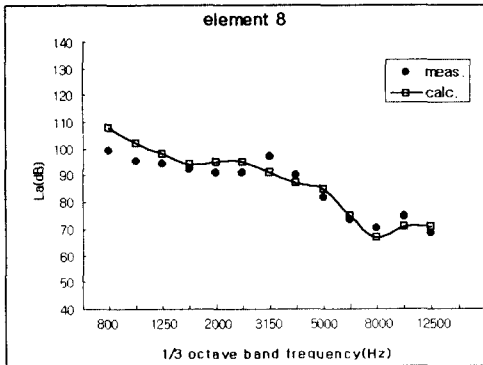


Fig.5.5 Comparison between measured and calculated acceleration levels (Exciter installed on panel ①)

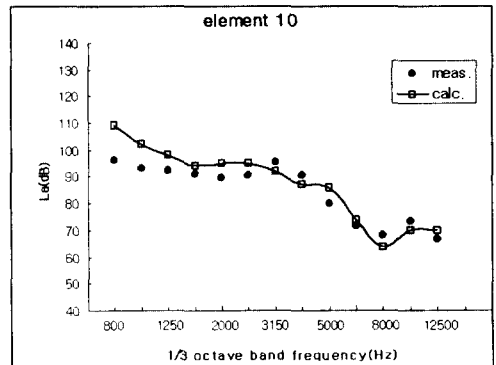


Fig.5.6 Comparison between measured and calculated acceleration levels (Exciter installed on panel ①)

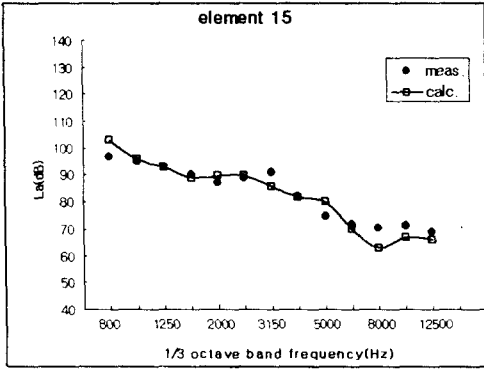


Fig.5.7 Comparison between measured and calculated acceleration levels (Exciter installed on panel ①)

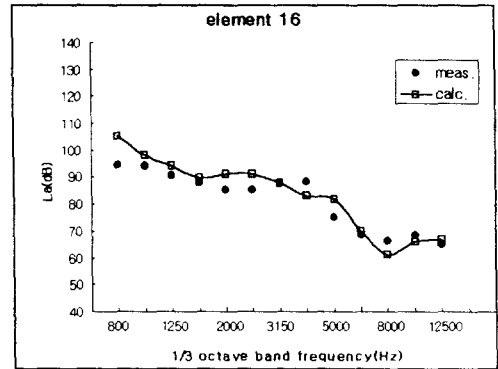


Fig.5.8 Comparison between measured and calculated acceleration levels (Exciter installed on panel ①)

Fig.5.5, Fig.5.7은 판넬 ⑧번과 ⑮번으로서 전체적으로 판넬 ③과 마찬가지로 실험치와 계산치의 차이가 5dB정도로 좋은 결과를 보이고 있다.

Fig.5.6, Fig.5.8은 판넬 ⑩번과 ⑯번으로서 800Hz에서 10dB정도의 오차를 보이는데 이는 이전에 설명한 것처럼 모드수의 영향으로 생각된다. 그리고 다른 부근에서는 실험치와 계산치가 5dB정도로 좋은 결과를 보이고 있다.

Fig.5.1~Fig.5.8에서와 같이 실험치와 계산치는 800Hz에서 약 10dB의 차이를 보이고 있는 기타 전 주파수 영역에서는 5dB이내의 차이를 보이며 경향이 거의 일치함을 나타내고 있다. 여기서 800Hz에서의 실험치와 계산치의 실험차이에겐 모드수와 연관이 있는 것으로 생각된다.

각 그림에서 실험치와 계산치에서 가장 특징적인 곳은 임계주파수($f_c=7529Hz$)부근으로서 진동가속도레벨값이 가장저게 나타나는데 이 주파수 대역에서는 진동하고 있는 판넬로부터 방사되는 음향파워가 최대가 되는 곳이다. 각 주파수 대역에서의 오차는 실험모델의 경계조건에 의한 원인과 본 연구에서는 고려되지 않은 구조에서부터 외부로 유출하는 음향방사손실파워를 고려하지 않은 것이 이유인 것 같다.

이상에서와 같이 선박소음해석에 대한 고체음의 SEA법의 적용이 저주파를 제외한 주파수영역에서는 유용함을 확인할 수 있다.

5.2 판넬의 전달손실

판넬의 전달손실은 판넬 ①의 진동가속도레벨과 기타 각 판넬 사이의 진동가속도레벨의 차이를 표시한다. Fig.5.9~Fig.5.14는 판넬 ②, ⑤, ⑦, ⑧, ⑨, ⑩에서 1/3 octave band, 800Hz~12.5kHz중심주파수영역에서 구한 실험치와 계산치의 비교결과를 각각 보이고 있다.

실험치와 계산는 전 주파수 영역에서 5dB이내의 좋은 결과를 보이고 있고 경향도 일치함을 확인할 수 있다.

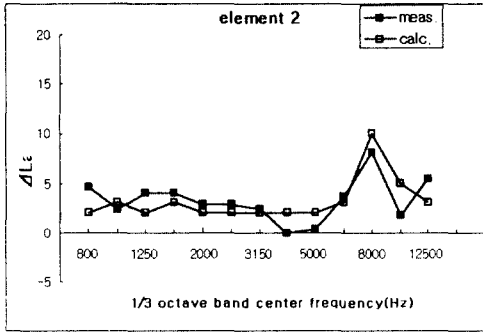


Fig.5.9 Comparison meas. with calc. acceleration levels difference between element 1 and 2

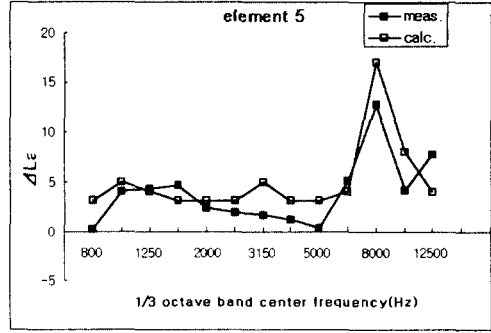


Fig.5.10 Comparison meas. with calc. acceleration levels difference between element 1 and 5

Fig.5.9는 판넬 ②번으로서 전 주파수 영역에서 실험치와 이론치의 전달손실이 5dB이내의 좋은 결과를 보이고 있고 임계 주파수 부근에서는 최대가 됨을 알 수 있다.

Fig.5.10은 판넬 ⑤번으로서 전 주파수 영역에서 실험치와 이론치의 전달손실이 5dB이내의 좋은 결과를 보이고 있다. 판넬 ⑤는 판넬 ①에서 가장 멀리 떨어져 있는 판넬이고 판넬 ②는 가장 가까이 있는 판넬이다. 임계주파수 부근에서 판넬 ⑤의 전달손실은 판넬 ②보다 거의 7dB정도 높은 전달손실을 보이고 있는데 이는 판넬 ①에서 입력된 파워가 각 판넬을 따라 이동하면서 파워가 손실되었기 때문에 판넬 ①에서 가장 멀리 떨어져 있는 판넬 ⑤는 가장 큰 전달손실을 보이고 있다.

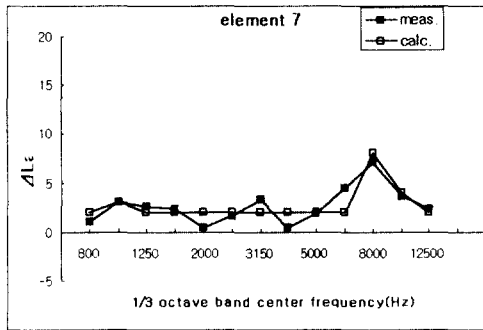


Fig.5.11 Comparison meas. with calc. acceleration levels difference between element 1 and 7

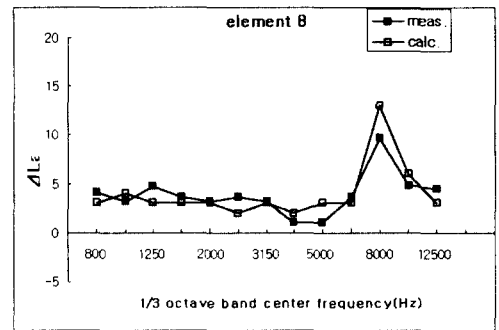


Fig.5.12 Comparison meas. with calc. acceleration levels difference between element 1 and 8

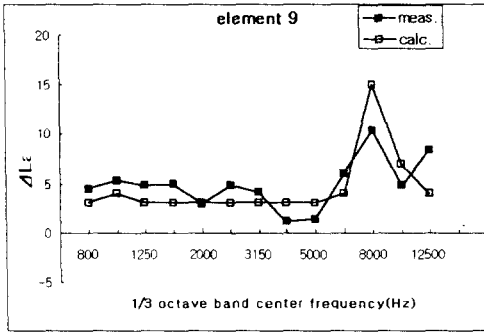


Fig.5.13 Comparison meas. with calc. acceleration levels difference between element 1 and 9

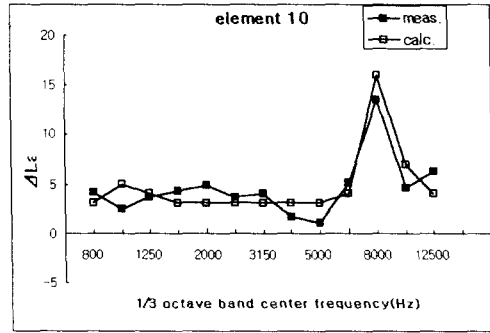


Fig.5.14 Comparison meas. with calc. acceleration levels difference between element 1 and 10

Fig.5.11, Fig.5.12는 전 주파수 영역에서 실험치와 이론치의 전달손실이 5dB정도의 좋은 결과를 보이고 있다. Fig.5.11의 판넬 ⑦은 판넬 ①에 가까이 있는 판넬이고 판넬 ⑧은 멀리 있는 판넬이다.

Fig.5.13, Fig.5.14도 전 주파수 영역에서 실험치와 이론치의 전달손실이 5dB정도의 좋은 결과를 보이고 있다.

Fig.5.9와 Fig.5.11 판넬 ①과 가장 가까이 있는 판넬로서 임계주파수 부근을 제외한 전 주파수 대역에서는 전달손실이 다른 판넬과 거의 비슷하지만 임계주파수 부근에서는 다른 판넬보다 전달손실의 실험치와 계산치가 낮은 것을 확인할 수 있다. 반대로 Fig.5.10, Fig.5.13, Fig.5.14는 판넬 ①에서 멀리 떨어져 있는 판넬로서 임계주파수 부근에서는 전달 손실의 실험치와 계산치가 매우 높은 것을 확인할 수 있다. 즉 임계주파수부근에서는 외부로 유출하는 음향방사손실파워가 최대가 되는 곳이기 때문이다.

5.3 판넬두께의 변화에 따른 진동가속도레벨

Fig.5.15~Fig.5.18은 특정판넬 ⑮, ⑯번의 판두께를 변화시키는 경우 해당판넬의 진동가속도레벨의 변화를 실험과 SEA법에 따라 나타내고있다. Fig.3.1에 보인 실험모델의 판넬 ⑮, ⑯번에 각각 1^{mm}, 1.6^{mm}, 2.3^{mm}의 두께를 변화시켜 실험을 수행하였다.

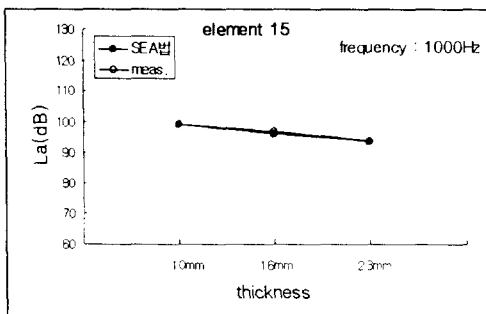


Fig.5.15 Acceleration level reduction for a change of plate thickness

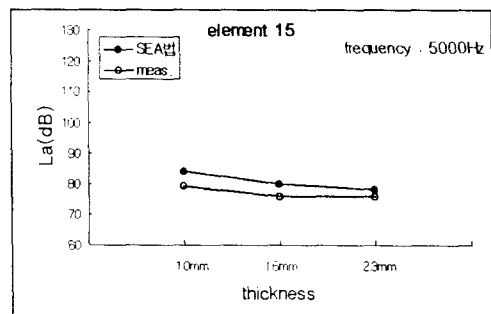


Fig.5.16 Acceleration level reduction for a change of plate thickness

Fig.5.15와 Fig.5.16은 판넬 ⑮번에 대해서 1000Hz와 5000Hz의 중심주파수에 대해서 실험치와 이론치를 각각 보이고 있다. 우선 1000Hz에서 판두께를 1^{mm}에서 1.6^{mm}로 변화시킬때 3dB떨어지고 1^{mm}에서 2.3^{mm}로 변화시킬때 5dB떨어짐을 알 수 있다. 그리고 5000Hz에서는 판두께를 1^{mm}에서 1.6^{mm}로 변화시킬때 4dB떨어지고 1^{mm}에서 2.3^{mm}로 변화시킬때 6dB떨어짐을 알 수 있다.

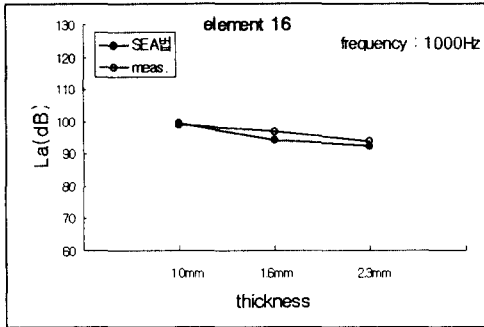


Fig.5.17 Acceleration level reduction for a change of plate thickness

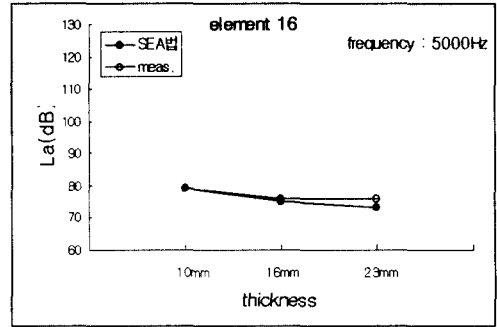


Fig.5.18 Acceleration level reduction for a change of plate thickness

Fig.5.17과 Fig.5.18는 판넬 ⑮번에 대해서 두께에 따른 진동가속도레벨의 변화를 보이고 있다. 우선 1000Hz에서 판두께를 1^{mm}에서 1.6^{mm}로 변화시킬때 5dB떨어지고 1^{mm}에서 2.3^{mm}로 변화시킬때 7dB떨어짐을 알 수 있다. 그리고 5000Hz에서는 판두께를 1^{mm}에서 1.6^{mm}로 변화할때 4dB떨어지고 1^{mm}에서 2.3^{mm}로 떨어질 때 6dB떨어짐을 알 수 있다. 실험치와 계산치는 좋은 결과를 보이고 있고 이로서 SEA법의 계산정도는 판넬의 판두께변화에 따른 진동가속도레벨의 계산에도 충분히 사용할 수 있다.

어떤 판넬에 일정한 파워가 주어진다면 판두께에 따라 진동가속도레벨의 차이가 생기게 된다. 즉 판 두께는 판의 내부손실계수와 관계가 있다. 따라서 내부손실계수를 변경함으로써 판의 고체음 전달손실을 크게 변화시킬 수 있다.

6. 결론

강제구조모델에서의 고체음전달해석에 SEA법을 적용하여 수치계산을 수행하고, 또한 일련의 실험을 수행하였으며, 실험결과치와 수치계산치를 비교·검토한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 진동가진을 받는 강구조물모델의 각 판넬의 진동가속도레벨의 실험치는 SEA법에 의한 수치계산치와, 저주파 영역, 800Hz를 제외한 전 고주파 영역을 통하여 5dB정도내에서 잘 일치함을 보였다. 따라서 SEA법은 강제구조물의 고체음 전달해석에 유용함을 실험을 통하여 확인하였다.

(2) SEA법의 적용에 판넬요소의 고유모드수가 적으면 정도가 떨어진다. 따라서 본 실험에서는 8개 이상의 모드수가 필요한 것으로 확인되었다.

(3) 내부손실계수는 SEA법해석의 정도에 큰 영향을 미치는 파라메타이다. 따라서 내부손실계수의 정확한 실험자료가 필요하다.

(4) 판넬의 크기(예, 두께)는 판의 내부손실계수와 관계가 있다. 두께의 변화에 따른 진동가속도 레벨의 실험치와 SEA법의 계산치는 5dB내에서 잘 일치하였다. 따라서 판의 크기, 판재료의 변경, 판의 방진처리등으로 판넬의 내부손실계수를 변경함으로써 SEA법을 이용하여 방진대책을 수립할 수 있음을 알 수 있다.

강제구조물의 소음해석에는 고체음과 공기음이 복합되어 있기 때문에 SEA법의 정도 높은 해석을 위해서는 앞으로 고체음과 공기음을 동시에 고려하는 연구가 필요하다.

참고문헌

- [1] Jenssen J.H and Buiten J., "On Acoustical Designing Naval Architecture", Inter-Noise 73, 1973
- [2] Buiten J. and Andersen H. "Simplified Method for Predicting Sound Level in Accommodation Spaces aboard Sea-Going Motorship", Inter-Noise 79, 1979
- [3] Nilsson A. C. "Reduction of Structure-borne Sound Propagation in Simple Ship Structure Results of model tests", Vertias Report 1978.
- [4] 김석원, 김재승, 김극천, "도파관 이론을 이용한 고체소음 전달해석", 대한조선학회지 제 27권 제 2호, 1990. 6
- [5] Lyon Richard H. "Statistical Energy Analysis of Dynamical Systems : Theory and Application", MIT press, 1975.
- [6] Jensen Odegaard J., "A Calculation of Structure-borne Noise Transmission in Ships Using Statistical Energy Analysis Approach", ISSA 76, 1976.
- [7] Kihlman Tor & Plunt Juha, "Prediction of Noise Levels in Ships", ISSA 76, 1976.
- [8] Shuri, Kurihara, "강구조 모델의 소음전파에 관한 실험적 연구(I,II)", 관서조선학회지 제 18호, 1981.
- [9] 不材芳弘, "고체전파음에 미치는 면내파의 역할", 일본조선학회(추계), 1986.
- [10] L.Cremer, M.Heckl, E.E. Ungar, "Structureborne Sound", Springer Verlag, 1973.
- [11] 안시영, 김사수, "SEA법에 의한 고체소음 전달해석에 관한 구조와 경계조건에 대한 특성 연구", 대한조선학회, 1995.
- [12] Leo L. Beramek, "Noise and Vibration Control", McGraw Hill book company, 1971.
- [13] 日本造船研究協會 第156研究部회會, "船舶騒音に關する調査研究報告書", 研究資料 No.286-1, 1978
- [14] Beranek Leo L., "Noise and Vibration Control", McGraw-Hill book company, 1971.