

---

 論 文
 

---

大韓造船學會論文集  
 第 31 卷 1 號 1994年 2月  
 Transactions of the Society of  
 Naval Architects of Korea  
 Vol. 31, No. 1, February 1994

## SEA를 이용한 선박소음해석 시스템 개발(I)

강현주\*, 김현실\*, 김재승\*, 한성용\*\*, 이영철\*\*

### The Development of Shipboard Noise Analysis System using Statistical Energy Analysis(I)

by

Hyun J. Kang\*, Hyun S. Kim\*, Jae S. Kim\*,  
 Sung Y. Han\*\* and Young C. Lee\*\*

#### 요 약

본 논문은 통계적에너지 해석법(SEA)을 이용하여 선박소음해석 프로그램을 개발하는 과정중에 얻어진 연구결과를 소개하였다. 주요 내용은 SEA를 이용한 실선 소음해석 프로그램 NASS의 해석 모듈 개발과 검증, 그리고 선체구조 및 격실에 대한 모델링 기법이 제시되었다.

또한 NASS를 이용하여 실선에 대한 공기음 및 고체음 예측을 수행하였으며 이를 실선 계측값과 비교 검토하였다. 비교 결과로부터 모델링 기법 및 방사효율 산정의 문제점을 발견할 수 있었으나, 상부갑판에서는 오차가 5 dB 이내였으며 특히 종래의 경험적인 방법으로는 불가능했던 밴드별 경향의 일치등 긍정적 결과를 얻을 수 있었다.

#### Abstract

In this paper, experiences obtained during the development of NASS(Noise Analysis of Shipboard using SEA) are described. The results are summarized as follows :

- (1) The modelling techniques for ship structure and cabins are suggested.
- (2) Structureborne and airborne noise for a real ship were measured at sea trial and predicted by NASS. The differences between the two values are acceptably small for the cabins located on higher decks, although problems related with modelling of lower decks and evaluation of radiation efficiency were found.

---

발 표 : 1993년도 대한조선학회 춘계연구발표회('93.4.17)

접수일자 : 1993년 5월 15일, 재접수일자:1993년 8월 9일

\* 정회원, 한국기계연구원,

\*\* 정회원, 삼성중공업(주)

1. 서 언

선박 소음해석에 관한 본격적인 시도는 1973년 Janssen[1]에 의해 이루어진 것으로 간주될 수 있다. 당시에 소개된 방법은 과거 실적선의 계측치에 기초한 경험적 방법으로서 추정법 자체의 간편함으로 인하여 최근에도 이와 유사한 형태의 경험식이 격실의 소음레벨 추정에 많이 사용되고 있다[2~4]. 경험식은 유사 선박에 대해서는 실용적인 결과를 얻을 수 있으나 실제 구조물의 영향을 고려할 수 없기 때문에 새로운 형식의 선박 혹은 구조가 변경된 경우에는 오차가 많이 발생할 수 있다는 단점이 있다.

이러한 경험식의 단점을 보완하기 위하여 사용되는 방법중 대표적인 이론적 방법으로서, SEA(Statistical Energy Analysis : SEA)를 들 수 있다. SEA에서는 시스템의 평균에너지를 기본변수로 취해서 구조물은 진동에너지를, 또한 격실은 음에너지를 저장하는 시스템으로 취급하여 선박을 모델링한다. 이러한 이유로 인하여 SEA를 적용할 경우, 고체음과 공기음 성분을 동시에 다룰 수 있다는 장점이 있다. 응용 분야에 있어서도 선박구조는 물론 일반 구조물의 고주파수 진동/음향 문제에 광범위하게 응용될 수 있다.

본 논문은 선박소음예측을 위한 이론적 해석수단의 개발을 목적으로 수행 중인 연구의 중간결과로서 통계적 에너지 해석법(SEA)을 이용하여 선박소음해석 전용 프로그램, NASS(Noise Analysis of Shipboard using SEA)를 개발하는 과정에서 얻어진 연구결과를 소개하고 있다.

2. SEA 방정식

SEA의 정식화 과정[5~10]을 간략하게 소개하기 위하여, k개의 세부시스템으로 구성된 시스템에 대하여 에너지 평형 방정식을 세우면 다음과 같이 정리된다.

$$P_{i,in} = \omega \left[ \left( \eta_i + \sum_{j=1, j \neq i}^k \eta_{ij} \right) E_i - \sum_{j=1, j \neq i}^k \eta_{ji} E_j \right] \quad i, j = 1, 2, 3, \dots, k \quad (2.1)$$

여기서  $P_{i,in}$ ,  $\omega$ ,  $\eta_i$ ,  $\eta_{ij}$ ,  $E_i$  는 각각 시스템 i에 대한 입력파워, 해석주파수 구간의 중심주파수, 내부손실계수, 결합손실계수 및 에너지를 의미한다.

식(2.1)을 다시 행렬식으로 표시하면

$$\omega [C][E] = [P] \quad (2.2)$$

$$[C] = \begin{bmatrix} \left( \eta_1 + \sum_{i \neq 1}^k \eta_{1i} \right) N_1 & (-\eta_{12} N_1) & \dots & (-\eta_{1k} N_1) \\ (-\eta_{21} N_2) & \left( \eta_2 + \sum_{i \neq 2}^k \eta_{2i} \right) N_2 & \dots & (-\eta_{2k} N_2) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ (-\eta_{k1} N_k) & \dots & \dots & \left( \eta_k + \sum_{i \neq k}^k \eta_{ki} \right) N_k \end{bmatrix}$$

$$[E] = \begin{bmatrix} E_1 / N_1 \\ E_2 / N_2 \\ \dots \\ E_k / N_k \end{bmatrix}, \quad [P] = \begin{bmatrix} P_{1,in} \\ P_{2,in} \\ \dots \\ P_{k,in} \end{bmatrix}$$

와 같이된다. 여기서 [C],[P]는 각각 결합손실계수 행렬, 입력파워 벡터를 의미하고, [E]는 시스템의 에너지 벡터를 나타낸다.

따라서 구조물과 소음원으로 부터 [C],[P]를 얻는다면 식(2.2)로부터 각 세부 시스템의 에너지  $E_i$  를 구하여, 이로부터 진동속도 또는 음압과 같은 물리량을 얻을 수 있다. 이때 물리량으로의 변환은 다음식들을 이용한다.

$$E_i = \langle P_i^2 \rangle V_i / (\rho c^2) \quad (2.3)$$

$$E_i = M_i \langle v_i^2 \rangle \quad (2.4)$$

$\langle P_i^2 \rangle$  : 평균 제곱 음압

$\langle v_i^2 \rangle$  : 평균 제곱 속도

$V_i$  = 공간의 부피

$M_i$  = 판의 질량

$\rho$  = 매질(공기)의 질량

$c$  = 음파의 속도

3. NASS 프로그램 개발

3.1 개요

NASS(Noise Analysis of Ship by SEA) 프로그램은 선박소음해석 전용 프로그램으로서 사용된 계산 방식은 2장에서 기술된 SEA 방정식에 기초를 두고 있으며 계산 흐름도는 Fig.3.1과 같다. 본 프로그램에서

현재 정의 가능한 세부시스템 종류는 음장(공기로 이루어진 공간을 의미)과 판 시스템으로서, 정의 가능한 Energy type은 음압 및 급흡파 에너지에 한정되고 있다. 그러나, 앞으로 기능 확장 및 범용성을 대비하여 본 프로그램의 Library 화일에는 보와 다른 Energy type(In-plane wave)[9]에 대한 함수도 포함하고 있다.

3.2 프로그램 검증

본 절에서는 개발된 NASS를 이용하여 실제 구조물의 소음해석과 음향학 이론에 의한 해석값들을 서로 비교하므로써 NASS를 검증하기 위한 목적으로 시험 모델에 대한 계산을 수행하였다. 각각의 시험모델들은 선실소음해석 과정 중에 중요한 요소가 되는 소음원실 소음해석(모델 A1), 고체음 전달에 의한 소음해석(모델 A2), 및 공기음 전달에 의한 소음해석(모델 B)에 대한 전형적인 예가 될 수 있도록 선택하였다.

Fig.3.2에 보인 계산모델[10]은 상자형으로서 그 제원은 상자 각변의 길이가 4 m로 모두 동일하고, 두께는 5 mm로된 철판상자이다. 모델은 두가지로서 모델 A는 단일 상자로 구성되어 있고 모델 B는 3개의 연결된 상자로 구성되어 있다. 또한 계산의 편의를 위한 가정으로서 각 판에 대한 평균흡음율을 0.1(모든 주파수 밴드에서 동일)로 취하였다.

(1) 모델 A

Fig.3.2 a)에 보인 모델로서, 시스템 번호 1-6까지는 판 시스템이며 7은 음장 시스템이다. 또한 이 모델을 입력파위의 형태에 따라서 편의상 A1 및 A2로 구분하였다.

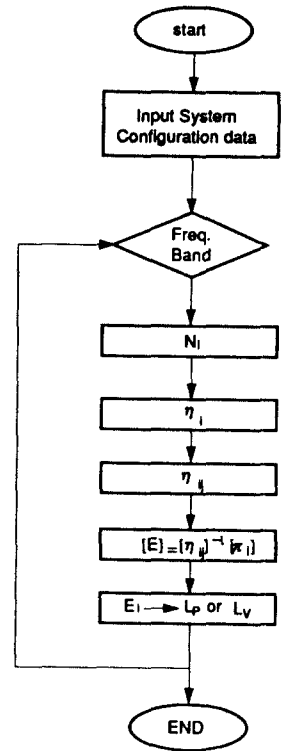
- 모델 A1 :

소음원실의 음압레벨 계산에 대한 예로서, 이 모델은 벽으로 둘러싸인 음장에서 음향출력(Sound Power)을 입력파위로 주었을 경우를 나타낸다. 이때 발생하는 소음레벨에 대한 이론식은 다음과 같이 주어진다.

$$L_p = L_w - 10 \log R + 6 \quad (3.1)$$

단,  $L_p$  = 음압 레벨(dB ref.  $2 \times 10^{-5} N/m^2$ )  
 $L_w$  = 음향 파워 레벨(dB ref.  $10^{12}$  Watt)  
 $R$  =  $\bar{\alpha} S$  : 실정수( $m^2$ )  
 $\bar{\alpha}$  = 평균흡음계수  
 $S$  = 실 전체 표면적 ( $m^2$ )

입력파위로서 음장요소인 세부시스템 7에 음향파위



- $N_i$  : Mode Count
- $\eta_i$  : Internal Loss Factor
- $\eta_{ij}$  : Coupling
- $E_i$  : System Energy
- $L_p$  : Sound Pressure Level
- $L_v$  : Velocity Level
- $\pi_i$  : Input Power

Fig. 3.1 The flow chart of NASS

1 Watt(120 dB)의 도색잡음(Pink Noise)을 가한 경우, NASS의 계산 결과와 식 (3.1)의 결과를 Fig.3.3 a)의 상단에 보였으며 그 차이가 0.5 dB 이내로서 거의 일치함을 알 수 있다. 이 결과로부터 실선의 소음원실(예 : 기관실, 기계실등)에 대하여 SEA법이 적용 가능함을 알 수 있다. 참고로 Fig.3.3 a)의 하단은 소위 "2차 고체음" 즉, 음향파위(120 dB)로 인해 판에 유기되는 진동속도 레벨(Velocity Level, dB ref.  $5 \times 10^{-8}$  m/sec)을 보여주고 있다.

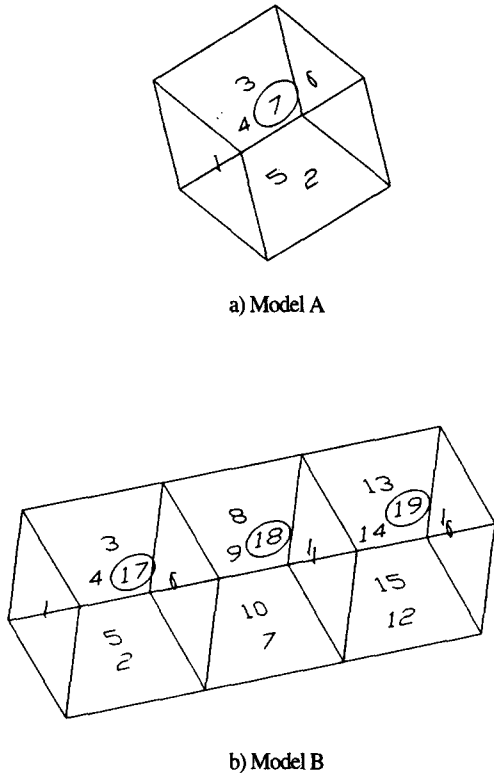


Fig. 3.2 Test models for NASS

- 모델 A2 :

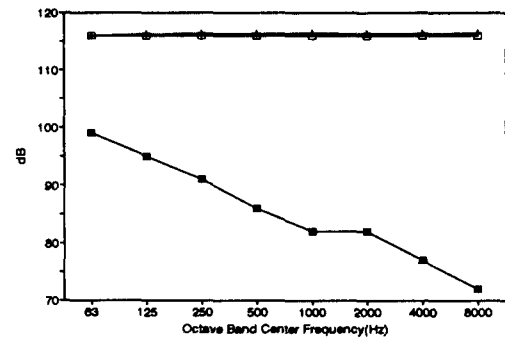
비소음원실에서 고체음 전달에 의한 실내의 음압레벨 계산에 대한 예로서, 이 모델은 음장을 둘러싸고 있는 판들 중 하나의 판만이 진동할 때 이로 인한 방사음이 실내의 음압에 미치는 영향을 보여 주는 것으로서 이에 대한 이론식은 다음과 같다.

$$L_{Ri} = L_{vi} + 10 \log \sigma_i + 10 \log \frac{\alpha_i}{R} + 6 \quad (3.2)$$

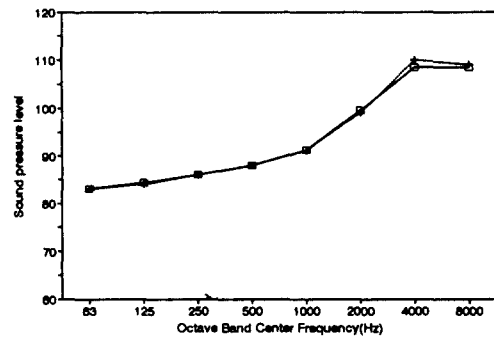
- 단,  $L_{Ri}$  = 판  $i$  의 진동으로 인해 발생하는 음압레벨
- $L_{vi}$  = 판  $i$  의 진동속도레벨 ( $dB$  ref.  $5 \times 10^6 m/sec$ )
- $\sigma_i$  = 판  $i$  의 방사효율
- $\alpha_i$  = 판  $i$  의 면적 ( $m^2$ )

입력파워는 판 시스템 1만이 100 dB의 속도레벨로 진동할 때이며, 이 경우 NASS의 계산 결과와 식(3.2)의 결과를 Fig.3.3 b)에 보였는데 두 값이 거의 일치하고 있음을 알 수 있다. 모델 A2의 계산 결과로부터 실선의 일반 격실들의 소음해석에 SEA법이 적용 가능

함을 알 수 있다.



a) Model A1



b) Model B1

Fig. 3.3 Comparison of NASS and theoretical results

(2) 모델 B

비소음원실에서 공기음 전달에 의한 실내의 음압레벨 계산에 대한 예로서, 이 모델은 두 음장이 판을 경계면으로 결합하고 있으며 한 음장에서 다른 음장으로 공기음 전달을 계산할 때 비공진모드의 영향[11], 즉 질량법칙에 의한 영향을 보기위한 것이다. 모델은 Fig.3.2 b)에 도시하였으며, 시스템 번호 1 - 16까지는 판이며 17, 18, 19는 음장으로 구성되어 있다. 소음원은 음장 17에 도색잡음(Pink Noise)으로서 100 dB의 음압레벨을 가하였다.

이러한 경우의 모델링에 대한 예를 보이기 위한 것으로서, 모델 B의 음장 17, 18 및 두 음장 사이의 경계면인 판 6 시스템에 대한 파워 흐름도가 Fig. 3.4에 나타나 있다. 식(3.3)은 세 시스템에 대한 파워 평형 방정식을 표현하고 있는데 여기서 질량법칙의 영향을 나타내는 항은  $P_{17,18}$  으로서 만일 질량법칙의 영향을

고려하지 않는다면  $P_{17,18} = 0$  이 될 것이다.

$$\begin{aligned}
 P_{17,in} &= P_{17,diss} + P_{17,6} + P_{17,18} \\
 P_{6,in} &= 0 = P_{6,diss} - P_{17,6} + P_{6,18} \\
 P_{18,in} &= 0 = P_{18,diss} - P_{17,18} - P_{6,18} \quad (3.3)
 \end{aligned}$$

단,  $P_{i,in}$  = 시스템 i에 대한 입력파워  
 $P_{i,j}$  = 시스템 i에서 j로 전달되는 파워  
 $P_{i,diss}$  = 시스템 i에서의 손실 파워

NASS의 계산 결과를 Fig.3.5에 보이고 있는데 그림에서 18(W), 19(W)와 18(W/O), 19(W/O)에 대한 의미는 질량법칙의 영향을 고려 및 고려하지 않은 경우, 각각의 음압레벨을 나타낸다. 18(W)와 18(W/O)의 비교로 부터 질량법칙의 영향은 잘 알려진 바와 같이 저주파수 밴드에서 크게, 고주파수 밴드에서는 영향이 없는 것으로 나타나고 있다. 한편 음장 19에서는 두 값의 차이가 거의 없다. 즉, 공기음 전달을 고려할 때는 소음원실과 인접한 격실에만 영향이 있고 그 외의 경우는 무시할 수 있다는 사실을 알 수 있다.

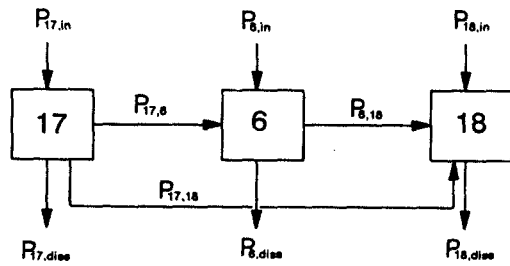


Fig. 3.4 Block diagram of power flow for system 17, 6 and 18 in model B

이와 같은 결과는 실선에서 저 주파수 성분이 문제가 될 수 있는 E/R, Funnel등과 인접한 격실을 해석할 때에는 계산의 정도를 높이기 위하여 질량법칙의 영향을 포함시키는 것이 바람직함을 말해준다.

#### 4. 모델링 기법

##### 4.1 개요

모델링 기법은 소음해석의 정확도를 지배하는 여러 가지 원인 중에서도 매우 중요한 요소라고 생각된다.

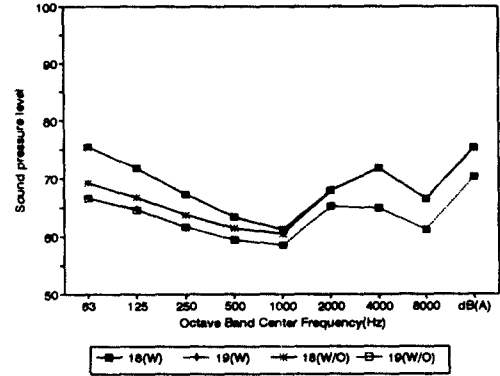


Fig. 3.5 The influences of mass law for model B

특히 SEA법의 경우는 FEM등에 비해서 상대적으로 모델링 기법에 대한 연구사례[10] 드물고, 또한 선박 구조(격실배치등)가 소음관점상 대칭으로 보는 것은 어렵기 때문에 입력작업 간소화 혹은 시스템 정의의 어려움을 극복할 수 있는 모델링 기법의 확립이 절실히 요구되고 있다.

##### 4.2 소음원 모델링

SEA 모델의 입력파워는 구조물 또는 음장에 작용하는 외부 기진원의 영향으로 인해 해당 세부시스템에 가해지는 파워를 공간, 시간과 해당주파수 구간에 대하여 평균한 값이 되며 선박 소음의 경우에 필요로 하는 입력파워는 다음과 같다.

##### (1) 음향 파워 레벨 (Sound Power Level)

공기음에 대한 소음원은 입력파워로서 원칙적으로 음향파워 레벨이 요구되지만, 종종 한 소음원실의 음압레벨만을 알고 있는 경우도 있다. 이때, 즉 임의의 음장 시스템에 가해지는 기진원이 음압레벨로 주어졌을 경우에는 대상 시스템의 최종에너지(즉, SEA 방정식의 해)로서 입력하면 된다.

##### (2) 고체음 레벨 (Structureborne Noise Level)

고체음 레벨의 경우에도 공기음과 마찬가지로 원칙적으로 입력파워 레벨이 요구된다. 이를 구하기 위해서는 장비하부에서 선체로 전달되는 기진력과 속도를 알아야 하는데 선박과 같은 복잡한 구조에다 더욱이 다양한 기진원이 동시에 존재하는 경우에, 장비의 특성, 장비 하부구조에 따른 영향을 실험적 혹은 이론적으로 구하기는 상당히 어렵다. 따라서, 음압레벨을 주는 경우와 마찬가지로 입력파워 대신에 속도 혹은 가속도레벨(대상 시스템의 최종에너지로서)로 입력하는

것이 훨씬 실용적이 될 수 있을 것이다. 한편, 주요 소음원 장비의 속도 혹은 가속도레벨은 경험식[2] 혹은 실측치를 사용할 수 있다.

4.3 선체구조의 모델링

진동에너지를 전달하는 세부시스템으로서 선체구조물들은 대부분 판 요소로 정의되는 데, 입력 데이터에는 그 세부시스템의 물리적 특성치 및 치수와 다른 세부시스템들과의 결합형식이 정의된다.

선박과 같은 구조물에서 결합형식을 정의하는 작업은 복잡성 및 다양성 때문에 상당한 시간과 집중이 요구되며 또한 물리적인 경계만으로 다른 세부시스템들과의 결합형식을 정의할 수 없는 경우도 있다.

이러한 문제에 대한 해결책으로서 Table 4.1에서 보인 것과 같이 다양한 결합형식을 이용하면 복잡한 형상의 구조물을 정의하는 데 유연성을 제공하고 또한 세부시스템을 부분적으로 통합함으로써 세부시스템의 수를 줄일 수 있다는 잇점이 있다[12].

4.4 격실의 모델링

음장 시스템으로서 격실은 보통 6면 혹은 그 이상의 경계면을 갖는 공간으로 정의되는 데 이때 발생하는 문제점으로서 상선의 경우, 격실내부 경계면이 대부분 강판과 내장 구획부재(Lining wall, False ceiling)로 이루어져 있으므로 이들 부재 모두를 독립된 세부 시스템으로 정의하려면 강판과 내장 구획부재 사이의 결합손실계수 산정과 같은 이론적인 문제와 세부시스템이 대폭적인 증가에 따른 상당한 입력자료를 준비해야 되는 부담이 따른다.

이것을 해결하는 방안으로 강판과 내장 구획부재를 한개의 세부시스템으로서 고려하여 모델링 하는 것이다. 실제로 Buiten[13], Harano[14]등의 연구 결과에 따르면 강판과 내장 구획부재 사이의 속도레벨은 평균

2 - 3 dB 정도의 작은 차이를 보이고 있고, 또한 문헌 [10]에는 강판과 내장 구획부재를 단일체로서 측정된 음향학적 특성치(흡음계수, 내부손실계수 등)들이 수록되어 있다. 그러므로 강판과 내장 구획부재를 한개의 세부시스템으로서 정의하고 그 음향학적 특성치를 적절히 고려한다면 매우 실용적인 모델링 방법이 될 수 있을 것으로 생각된다.

5. 실선 소음해석 및 예측 결과의 비교

5.1 개요

NASS 프로그램을 이용하여 실선 소음해석시 발생 가능한 제반 문제점을 파악하기 위하여 실적선에 대한 소음계측 및 해석을 수행하였다. 실선 계측은 조선소 시운전시 Speed test 과정 중에 이루어졌으며 계측항목은 공기음과 교체음으로서 계측값은 뒤에 계산값과 비교하였다.

대상선의 소음원 레벨은 ANOS[15]를 이용하여 계산하였으며 고려된 주요 소음원 장비는 M/E, A/E,

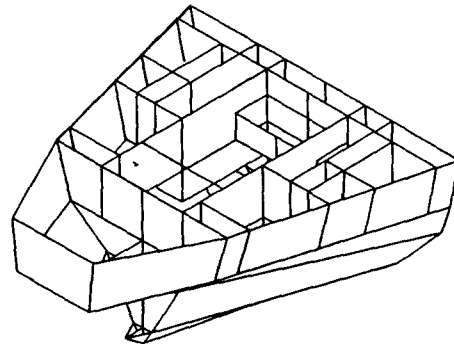


Fig. 5.1 Schematic view of engine room area

T - 1 Type		T - 2 Type		X - Type	
Basic	Extended	Basic	Extended	Basic	Extended

Table 4.1 The basic and extended coupling types

Propeller 및 Air Compressor를 고려하였다.

본 선박에 대한 모델링은 주요 관심구역인 선미부에 대해서 수행 하였다. 모델링된 전체 시스템은 320개의 세부시스템으로 구성되어 있으며, 이들 중 음장요소는 43개로 이루어져 있다. Fig.5.1은 대상선의 기관실 구역에 대한 모델링 예를 보여주고있다.

5.2 예측결과 비교

NASS를 이용한 해석 결과와 실선 계측값을 공기음 및 교체음에 대해서 비교 검토를 하였다.

(1) E/R의 공기음

Fig.5.2에는 E/R에서 계측된 소음레벨과 계산 결과와의 비교를 보여주고 있다. 계산값은 계측값과 아주 잘 일치하고 있다. 특기할 만한 것은 주파수 밴드별 경향도 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

(2) 2nd Deck의 교체음 및 E.C.R

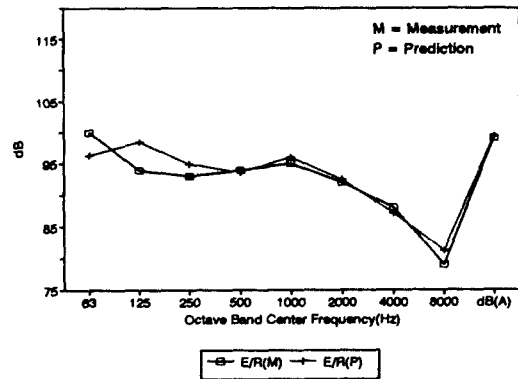


Fig. 5.2 Comparison of measured and predicted results for engine room

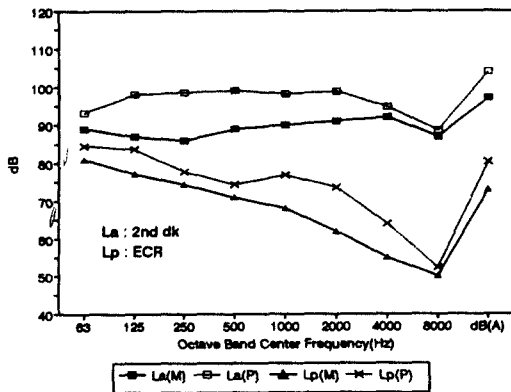


Fig. 5.3 Comparison of measured and predicted results for 2nd deck and engine control room

Fig. 5.3에는 교체음의 경우는 2nd Deck의 계측값과 계산값을, 그리고 공기음의 경우는 E.C.R의 소음레벨을 비교하고 있다. 교체음은 계산값이 대략 5 - 8 dB 높게 산정되고 있으며 그영향이 그대로 E.C.R의 공기음 레벨에도 나타나고 있다.

E.C.R의 밴드별 레벨 중 1000 및 2000Hz 밴드에서의 차이는 해당 중심주파수가 E.C.R을 구성하는 판의 일치 주파수와와 공진밴드로서 이론적으로 계산된 판의 방사효율(Radiation efficiency)과 실제와의 차이로 생각된다.

(3) 거주구역

- 교체음 레벨 : Fig. 5.4의 좌측에 거주구역 Deck의 교체음 레벨을 보여주고 있다. 계측값과 계산값의 비교 결과는 Upper Deck 및 A Deck의 경우, Overall 레벨로 약 5 - 8 dB 정도 계산값이 높게 산정되고 있으며, B Deck은 밴드별 레벨 및 Overall 레벨 모두가 잘 일치하고 있다.

- 격실벽 소음레벨 : Fig.5.4의 우측에 본 소음해석의 최종목표인 격실벽 소음레벨에 대한 계측값과 계산값의 차이를 보기 위하여 각 Deck 별로 대표되는 격실들을 비교하여 보았다. 비교 결과는 Upper Deck 및 A Deck의 경우, 약 5 - 8 dB 정도 계산값이 높게 산정되고 있으며, B Deck 및 C deck은 5 dB이내의 차이로서 잘 일치하고 있다.

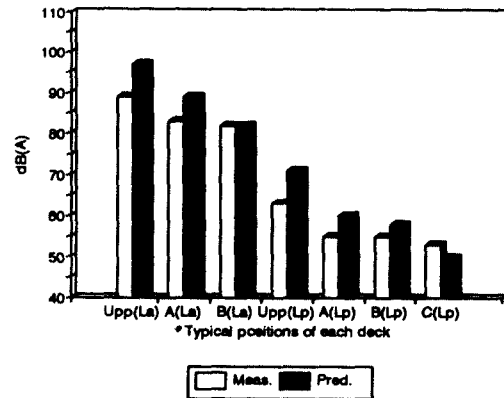


Fig. 5.4 Comparison of measured and predicted results for each deck

오차의 발생 이유로는 앞에서 보인 교체음레벨의 과다 산정에 원인이 있는 것으로 생각되며, 특히 2000Hz 밴드에서 심한 오차가 발생하고 있는데 이는 앞에서 언급된 바와 같이 일치주파수에 의한 영향인 것으로 생각된다.

## 6. 결 언

SEA법을 선박소음해석에 적용하기 위하여 NASS (Noise Analysis of Ship by SEA)를 개발하는 과정으로서 NASS의 검증 및 수정/보완과 모델링 기법을 확립하기 위한 연구가 수행되었다.

본 연구에서 수행된 중요한 연구결과를 요약하면 다음과 같다.

### (1) 시험모델을 통한 NASS의 검증

NASS의 실선 적용가능성을 시험하기 위한 목적으로서, 선실소음해석 과정 중에 대표적인 모델이 될 수 있는 모델 A1(소음원실), 모델 A2(고체음 전달), 및 모델 B(공기음 전달)에 대한 소음해석을 수행하였다. 그 결과의 비교로부터 NASS의 실선 적용가능성이 입증 되었다.

### (2) 모델링 기법을 제시

이론을 실제에 적용시키는 필수적인 과정으로서 모델링 기법의 확립을 위하여 선박 소음해석에 실용될 수 있는 모델링 기법을 제시하였다. 제안된 모델링 기법은 다음과 같다.

- 소음원 모델링 : 입력파위에 대한 입력 변수로서 파워와 더불어 음압, 속도, 및 가속도도 사용할 수 있도록 하였다.

- 선체구조 모델링 : 구조물간의 결합형식의 종류를 다양화함으로써 모델링에 유연성을 줄 수 있었다.

- 격실 모델링 : 강판과 내장판넬을 단일체로 모델링함으로써 실용성을 높였다.

### (3) 실선 소음해석 및 계측값의 비교

- 고체음 레벨의 과다 산정 : 이러한 결과가 발생되는 주요 원인으로서는 주요부재의 과도한 생략 때문인 것으로 생각된다. 실제로 입력작업의 편의를 위하여 기관실 구역에서 대상선의 주요부재가 100 여개 이상 생략되었다. 이렇게 생략된 부재들은 실제 진동에너지의 전달과정에서 부재 자체의 내부손실과 에너지의 교환과정을 겪으며 상부 갑판으로 전달되는 진동에너지를 감소시킬 것이다.

특히 고체소음원 장비들이 존재하는 기관실 구역을 모델링할때에는 유의할 필요가 있는 것으로 생각된다.

- 방사효율의 과다산정 : 공기음 레벨의 산정시 대부분의 격실에서 1000 Hz 혹은 2000 Hz 밴드에서

계산값이 계측값에서는 보이지 않는 Peak가 나타나고 있다. 이것은 앞에서 언급했듯이 이론적으로 계산된 판의 방사효율(Radiation efficiency)과 실제와의 차이[16]로서 이 문제의 해결책으로서는 이론값과 실험값의 비교, 복합판의 유효두께에 대한 고려등을 통하여 어렵지 않게 해결할 수 있을 것으로 생각한다.

- 소음해석의 정확도 : 현재까지의 방법에 의한 소음해석을 검토해볼 때 밴드별 경향의 일치, A, B Deck 에서의 5 dB 이내의 오차 등의 결과로부터 소음해석의 정확도에 관해서 긍정적인 면을 볼 수가 있다.

## 참 고 문 헌

- [1] Janssen, J.H. and Buiten, J., "On Acoustical Designing in Naval Architecture", Inter-Noise 73, Copenhagen, 1973.
- [2] "Design Guide for Shipboard Airborne Noise Control", Fisher, R. et al., T & R Bulletin 3-37, SNAME, 1983.
- [3] Morris, J.A. and Kozousek, V., "Noise and Vibration in Ships : LLOYD'S Register's View", Proc. of PRADS IV, Varna, 1989.
- [4] 김경면, 김노성, 강현주, 김재승, "경험식을 이용한 선박소음 예측법", 대한조선학회 논문집 제28권 2호, 1991.
- [5] Janssen, J.H. "Calculation of Structureborne Noise Transmission in Ships Using the Statistical Energy Analysis Approach", Proc. of ISSA 76, Netherlands, 1976.
- [6] 김사수, 신구균, 이흥기, "선박소음예측 전산 프로그램의 개발에 관한 연구-통계적 에너지 해석법을 이용한-", 대한조선 학회 논문집 제28권 2호, 1991.
- [7] 강현주, 김재승, "SEA 이론을 이용한 고체음 전달해석에 관한 연구", 대한조선학회 논문집 제29권 1호, 1992.
- [8] "Statistical Energy Analysis of Dynamical Systems : Theory and Applications", Lyon, R.H., MIT Press, 1975.
- [9] Tretcher, J.Jr., "Vibration Transmission through Machinery Foundation and Ship Bottom Structure", MS Thesis, Dept. of Mech. Eng., M.I.T., 1985.
- [10] "船内騒音に関する調査研究", 日本造船研究協會, 昭



- 和53年 (1978)
- [11] Crocker, J.J. and Price, J.M., "Sound Transmission Using Statistical Energy Analysis", *J. of Sound and Vib...* 34(6), 1969.
- [12] Hyun J. Kang, Hyun S. Kim, Jae S. Kim, Y-oung C. Lee, "SEA Modelling of Ship Structure", *NOISE-CON 93*, pp583 - 588, 1993.
- [13] J. Buiten and M.J.A.M. de Regt, "The effect of floating floor as an acoustical measure on board a ship", *Netherlands Maritime Inst.*, Feb. 1979.
- [14] Katsuhiko Harano and Shinobu Fujii "Experimental Studies on floating accommodation system of ships(I). 船舶技術研究所報告 제22권 제 4 호 研究報告, 1985. 7
- [15] "선내소음예측 프로그램 개발", 김재승, 강현주, 노구연, 정중현등, 연구보고서 BS1747-1263.D, 1990.
- [16] "Sound and Structural Vibration - Radiation, Transmission and Response", Fahy, F., Academic Press. 1985.