

선내 소음 예측의 한 방법

서 승 일*, 서 상 오*

A Method for the Noise Prediction in Ships

by

S.I. Seo* and S.O. Seo*

1. 서 론

근래에 승조원 보호에 대한 인식이 증대되어, 선내 소음 규제가 엄격해지고 있다. 함정에서는 승조원의 보호와 작전 능력의 극대화라는 측면에서 소음 규제가 강화되고 있고, 상선에서도 쾌적한 거주성과 작업 환경 개선의 측면에서 소음 규제가 심화되고 있다. 함정은 통상 미해군의 일반 사양서(general specification)의 소음 기준을 적용하고 있고[1], 상선의 경우는 IMO의 기준치 즉 "IMO code on noise levels on board ships"를 적용하고 있다[2].

심각한 소음 규제에 적극적으로 대처하기 위해서는 설계 초기 단계에서 소음 예측이 필수적이고, 그 결과에 따라 대책이 수립될 수 있다. 종래에는 실측선 자료를 통계 처리하여 새로운 선박의 소음 예측에 사용하여 왔으나, 현재에는 소음에 관한 많은 연구도 이론적 방법이 제시되고 있다. 고체음(structureborne noise) 전달 해석에 이용되는 이론적 방법으로 다음을 들 수 있다.

- (1) 유한 요소법(finite element method)
- (2) 파동 전달 이론(wave guide theory)
- (3) 통계적 에너지 해석 방법(statistical energy analysis method, SEA법)

유한 요소법은 전산기의 발전과 함께 일반화된 방법인데 저주파수 영역(100Hz 이하)에서는 고체음 전달에 유효하게 적용될 수 있으나, 고주파 영역에서는 그 정확도가 현저히 저하된다. 파동 전달 이론은 고체음 전달 해석에 유망한 방법이나 수평 방향의 파동 전달에 있어서 이론적인 단이 결여되고 있다[3,4]. 통계적 에너지 해석 방법은 구미에서 오래 전에 개발된 방법이

지만 일본에서 선박 소음 문제에 적용하여 그 다당성을 널리 입증한 방법이다[5,6]. 유한 요소법은 정확성이외에도 정도 향상을 위한 많은 입력 자료 준비 등의 이유로 검토에서 제외한다.

파동 전달 이론은 상하 방향의 파동 전달에 대해서는 정확한 해석을 수행하고 있으나 배의 길이 방향의 파동 전달에 대해서는 경험식을 사용하므로, 함정과 같이 배의 전 길이에 걸쳐 격실이 존재하는 경우에는 정확도가 저하되리라 생각된다. 일본에서 적용하고 있는 통계적 에너지 해석 방법(SEA법)은 선박의 모든 구조 요소와 격실을 SEA부분 구조로 모델화하므로 방대한 입력 자료와 계산 시간이 요구되고 결과 해석에도 상당한 노력이 수반되므로 당사 실정에는 적합하지 않은 것으로 판단된다. 한편 미국조선학회에서는 간단화된 이론과 실적 자료의 정리에 의해 선내 소음 예측 방법을 제시하고 있다[2].

본 보고에서는 발표된 이론과 선진 각국의 소음 예측 방법을 참고로하여 독자적인 소음 예측 방법을 제시하고 실적선 계측 결과와 비교함으로써 본 방법의 적용가능성을 입증하고자 한다.

2. 소음 예측 과정

본 보고에서 제안하는 소음 예측 방법을 간단히 말한다면, 전체적인 과정은 DNV의 방법을 따르면서, 그 중의 고체음 전달 해석은 SEA법을 이용하고, 부분적인 실측자료는 미국조선학회의 발표 자료를 이용하는 것이다.

본 방법의 과정은 Fig.1과 같다. 먼저 선박에서 전 반적인 소음을 유망시킨 수 있는 주소음원을 택하고, 그 외의 소음원은 소음원이 위치한 격실(compartment)

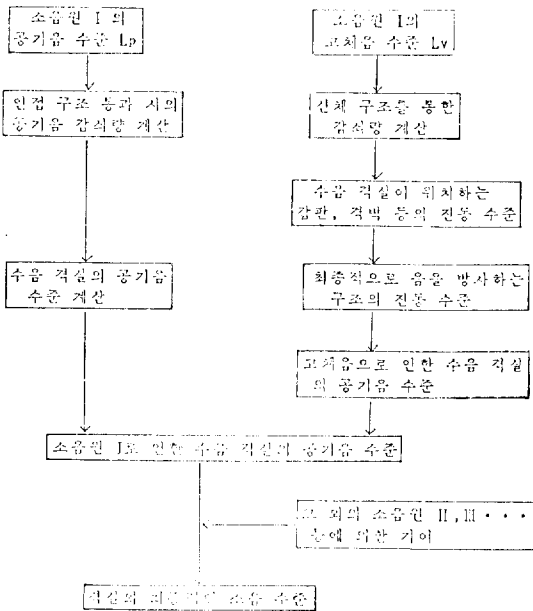


Fig. 1 소음 예측 과정

에서만 유효하다고 간주한다. 또한 소음을 공기음 (airborne noise)과 고체음(structure borne noise)으로 나누어 별도의 전달 경로에 따라서 최종 격실에 전달된다고 가정한다. 공기음은 음압 수준(sound pressure level, L_p)로 고체음은 진동 속도 수준(velocity level, L_v)으로 나타낸다.

고체음 전달 과정은 SEA법을 적용하는데, 선체 구조를 부분 구조(sub-system)로 나누어 모델화하고 전달 감쇠량을 계산한다. 공기음 전달 과정은 공기음이 격벽이나 갑판을 통과할 때의 전달손실(transmission loss)을 구하게 된다. 최종적인 격실 소음은 공기음과 고체음의 조합으로 결정된다.

본 방법에서는 공기음-고체음-공기음으로 전달되는 과정은 무시한다.

3. 고체음의 전달

2.에서 기술한 과정 중 고체음의 전달은 통계적 에너지 해석 방법을 이용한다.

3.1. 통계적 에너지 해석 방법[5,6]

SEA법의 기본 원리는 대상 시스템의 에너지 평형이라 할 수 있다. 전체 진동 시스템을 부분 구조의 결합으로 간주하고, 각 부분 시스템에서 유입되는 진동 출력과 유출되는 진동 출력이 같다는 원리를 이용한다.

SEA법의 기본 가정은

- (1) 한 부분 구조에서 다른 부분 구조로 이동되는 평균 출력은 두 부분 구조의 모드 에너지(modal energy)의 차이에 비례한다.
 - (2) 순수한 에너지 흐름은 모드 에너지가 높은 구조로부터 모드 에너지가 낮은 부분으로 향한다.
- 위의 가정을 기초로한 에너지 평형 방정식은 다음과 같다.

$$W_i^{in} = W_i^{dis} + \sum_{j=1}^m (W_{ij} - W_{ji}) \quad (1)$$

여기서 W_i^{in} : 외부에서 부분 구조 i 로 공급되는 출력

W_i^{dis} : 부분 구조 i 내에서 소비되는 출력

W_{ij} : 부분 구조 i 로부터 j 로 전달되는 출력

이고 이들을 식으로 표현하면 다음과 같다.

$$W_i^{dis} = \omega \eta_i n_i d \omega E_i^m \quad (2)$$

$$W_{ij} = \omega \eta_{ij} n_i d \omega E_i^m \quad (3)$$

여기서, ω : 각 주파수

η_i : 부분 구조 i 의 손실 계수

η_{ij} : 부분 구조 i, j 사이의 결합 손실 계수

n_i : 부분 구조 i 의 모드 밀도

E_i^m : 부분 구조 i 의 모드 1개당 에너지

직사각형 평판의 굽힘파 중 모드 밀도는

$$n_i = \frac{\sqrt{12}S}{4\pi C_L t} \quad (4)$$

여기서, $C_L = \sqrt{\frac{E}{\rho(1-\nu^2)}}$: 종파 속도

t : 판 두께

S : 평판의 면적

로 주어진다. 또한 판 구조 간의 결합 손실 계수는

$$\eta_{ij} = \frac{C_{Gi} L \tau_{ij}}{\pi \omega S} \quad (5)$$

여기서, $C_{Gi} = 2C_{Bi}$

: 부분 구조 i 에서 굽힘파의 군속도

$$C_{Bi} = \sqrt{\frac{B}{m}} \sqrt{\omega} \quad \text{굽힘파 속도}$$

$$B = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)}$$

m = 단위 면적 당 질량

L : 부분 구조 i 와 j 의 결합부 길이

τ_{ij} : 부분 구조 i 로부터 부분 구조 j 로의 부
과율(transmission efficiency)

Fig. 2와 같은 가장 일반적인 +형 결합부의 투과율

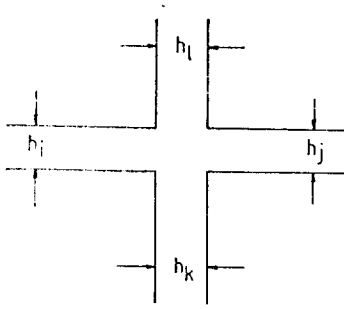


Fig. 2 Typical connection

은 다음과 같이 구해진다.

$$\tau_{ij} = \frac{\tau}{1 + (h_k/h_j)^2 + (h_i/h_j)^2} \quad (6)$$

$$\tau = \frac{2}{(\sigma^{-1/2} + \sigma^{-1/2})^2} \quad (7)$$

$$\sigma = \left(\frac{h_j}{h_i}\right)^{5/2} + \left(\frac{h_k}{h_i}\right)^{5/2} + \left(\frac{h_i}{h_j}\right)^{5/2} \quad (8)$$

3.2. 고체음 감쇠량의 계산

고체음은 종파와 굽힘파의 형태로 선체 각 부분에 전달되고 이 두 형태의 파는 결합부에서 서로 영향을 주고 있다. 고체음의 감쇠도 종파와 굽힘파 모두를 고려하여 계산해야 하나 굽힘파가 고체음의 주류를 이루고 있고, 계산의 간편함을 위해 종파의 영향을 무시하기로 한다.

SEA법을 이용하여 고체음의 감쇠량을 구하기 위해 새로운 물리량인 음온도 수준(sound temperature level, STL)을 정의한다[5].

$$STL = 10 \log\left(\frac{T}{T_0}\right) = 10 \log\left(\frac{E_m f^3}{T_0}\right) \quad (9)$$

여기서, E_m : 모드 에너지 밀도

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

: 음온도 기준치

STL과 진동 속도 수준 L_v 와의 관계는 다음과 같다.

$$STL = L_v + 20 \log f - 44 + 20 \log\left(\frac{t}{t_0}\right) + 10 \log\left(\frac{\rho_v C_L}{\rho_{w0} C_{L0}}\right) \quad (10)$$

여기서, L_v : 진동 속도 수준,

$$dB(\text{기준치 } v_0 = 10^{-6} \text{cm/sec})$$

$$C_{L0} = 5370 \text{ m/sec}$$

$$t_0 = 12 \text{ mm}$$

$$\rho_{w0} = 7850 \text{ kg/m}^3$$

$$f: \text{주파수, Hz}$$

$$\rho_v: \text{관의 밀도, kg/m}^3$$

소음원이 위치한 부분 구조의 진동 속도 수준 L_{vs} 와, 단위 출력용 가했을 때의 소음원 음온도 수준 STL_s ,

과 임의의 부분 구조의 음온도 수준 STL_1 을 알고 있다면 그 부분 구조의 음온도 수준은 (10)식에 의해

$$STL = L_{vs} + STL_1 - STL_{s1} + 20 \log f - 44 + 20 \log\left(\frac{t}{t_0}\right) + 10 \log\left(\frac{\rho_v C_L}{\rho_{w0} C_{L0}}\right) \quad (11)$$

여러 개의 소음원이 있을 때는 대수적으로 합산한다.

$$STL = 10 \log\left(\sum_i 10^{STL_i/10}\right) \quad (12)$$

(12)식에 의해 구해진 음온도 수준은 (10)식에 의해 진동 속도 수준으로 변환될 수 있다. 고체음의 감쇠량은 속도 수준의 차로써 구해지는 것이다.

4. 공기음의 전달[2]

4.1. 소음원의 공기음 수준

소음원이 포함된 격실의 지정된 위치에서 공기음 수준은 소음원의 음향 출력 수준(sound power level) 및 소음원과의 떨어진 거리와 관계된다. 특히 소음원이 존재하는 격실은 직음향장(direct sound field)과 반사음향장(reverberant sound field)을 형성하고 있다.

4.1.1. 직음향장의 음압 수준

소음원에서 직음향장의 음압 수준은 다음 식으로 주어진다.

$$L_p = L_w - 20 \log r + 10 \log Q - 11 \quad (13)$$

여기서, L_p : 음압 수준, dB(기준량 $p_0 = 2 \times 10^{-5} \text{N/m}^2$)

L_w : 소음원의 음향 출력 수준, dB(기준량

$$W_0 = 10^{-12} \text{ watts})$$

r : 소음원과 수음 지점(receiver)의 거리, m

$Q = 2$ (격실 중앙에 소음원이 있을 때)

$= 4$ (격실의 격벽 근처에 소음원이 있을 때)

$= 8$ (격실 모서리 근처에 소음원이 있을 때)

: 방향성 계수(directionality factor)

4.1.2. 반사음향장의 음압 수준

반사음향장의 음압 수준은 다음 식으로 표현된다.

$$L_p = L_w - 10 \log R + 6 \quad (14)$$

여기서, $R = \sum_i S_i \alpha_i$

: 실정수(room constant)

S_i : 격실 각 벽면의 면적, m

α_i : 격실 각 벽면의 sabin 흡음 계수

4.2. 수음 공간의 공기음 수준

소음원과 인접한 격실은 소음원으로 부딪혀 전파된 공기음의 영향하에 놓인다. 소음원과 인접하지 않은 격실에 대해서는 소음원으로 부딪혀 전파되는 공기음의 영향을 무시한다.

인접한 수음 격실의 음향 출력 수준은 다음 식으로 주어진다.

$$L_w = L_p(\text{source}) + 10 \log A_w - TL - 6 \quad (15)$$

여기서, $L_p(\text{source})$: 소음원 쪽 격벽 또는 감판에서의 음압 수준

A_w : 소음 공간과 수음 공간 사이 공통 격벽 또는 감판의 면적, m^2

TL : 공기음이 공통 격벽 또는 감판을 통과시의 전달 손실, dB

수음 격실의 음압 수준은 소음원이 존재하지 않으므로 반사 음향장만 고려하여 (14)식으로 구해질 수 있다.

5. 기타의 소음 전파 경로

선체 구조 내에서의 소음 전파 경로 이외에 각 격실에 약간의 영향을 미칠 수 있는 소음 전파 경로를 간략히 소개한다. 자세한 사항은 문헌 [2]을 참고 바란다.

5.1. 선외 전파 경로(outdoor propagation path)

연돌에서 배출되는 배기 가스로 인한 소음 등은 야외에서 사방으로 전파된다. 이런 야외에서 전파되는 소음은 1차원 구형파 이론으로 부터 다음 식으로 구해질 수 있다.

$$L_p = L_w + DI - 20 \log r - 11 \quad (16)$$

여기서, $DI = 10 \log Q$: 방향성 지수, dB

5.2. 덕트 시스템에 의한 전파

격실은 덕트 시스템에 의해 냉난방 및 환기가 이루어지는데, 덕트 시스템으로 인해 소음이 유발될 수 있다. 덕트 시스템에 의해 전파되는 소음의 전달 손실은 실험 등에 의해 얻어진, 간략한 다음 식으로 표현된다.

$$TL = \beta \cdot L \quad (17)$$

여기서, β : 단위 길이당 감쇠량, dB/m

L : 덕트의 길이

6. 격실의 소음 수준

주소음원에 의한 공기음은 인접한 격실에만 전파되

는 것으로 가정하고, 주소음원의 고체음은 실내에 전파적인 소음을 유발한다고 가정한다. 사소한 소음원은 그 소음원이 존재하는 격실에만 기여한다고 본다.

고체음으로 전달된 소음은 최종 격실의 각 벽면에 전달되어 최종적인 공기음으로 변환된다. 고체음에서 공기음으로 전달되는 과정은 다음 식으로 표현된다.

$$L_w = L_v + 10 \log A_p + 10 \log n + 10 \log \sigma_{rad} - 14 \quad (18)$$

여기서, L_w : 음향 출력 수준, dB

L_v : 진동 속도 수준, dB

A_p : 대표적인 판의 면적, m^2

n : 대표적인 판의 갯수

σ_{rad} : 방사비, Table 1과 같다.

Table 1 Average radiation ratio for a simply supported panel[7]

Frequency Region	Radiation Ratio
$f \leq fc/2$	$\sigma_{rad} = \frac{\lambda c^2 g_1(\alpha)}{S} + \frac{P \lambda c g_2(\alpha)}{S}$ $P = l_x + l_y, \quad S = l_x \cdot l_y$ $g_1(\alpha) = \frac{8(1-2\alpha^2)}{\pi^4 \alpha (1-\alpha^2)^{1/2}}$ $g_2(\alpha) = \frac{1(1-\alpha^2) \ln \{ (1+\alpha)/(1-\alpha) \} + 2\alpha}{4\pi^4 (1-\alpha^2)^{3/2}}$ $\alpha = (f/fc)^{1/2}$
$fc/2 < f < fc$	$\sigma_{rad} = \frac{P \lambda c g_2(\alpha)}{S}$
$f = fc$	$\sigma_{rad} = (l_x/\lambda c)^{1/2} + (l_y/\lambda c)^{1/2}$
$f > fc$	$\sigma_{rad} = (1 - fc/f)^{-1/2}$

여기서, f : 진동수

$$fc = \frac{C^2}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho_s}{B}}$$

: 임계진동수(critical frequency)

$$\lambda c = C/fc$$

ρ : 단위 면적당 밀도(density of panel per unit area)

$$B = \frac{Et^3}{12}$$

t : 판두께

C : 공기중 음속

l_x, l_y : 판의 길이

Table 2 A weighting in standard octave band

center freq. (Hz)	32	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
A weighting (dB)	-39	-26	-16	-9	-3	0	1	1	-1

각 전파 경로에 따른 소음은 각 격실에서 대수적으로 합산된다.

$$L_p^{(0)} = 10 \log \sum_i 10^{L_{pi}/10} \quad (19)$$

A weighting 소음 수준은 Table 2의 가중치를 더하고 대수적으로 합산하여 구해진다.

7. 실적선의 소음 예측 및 계측

이상에서 기술한 소음 예측 과정을 프로그램화하고 실적선에 대해 예측해 본다.

7.1. 대상선의 주요 치수

대상선은 offshore petrol vessel로 일반 배치도는 Fig.3과 같다.

7.2. 주소음원

선박에 전반적인 소음을 유발시킬 수 있는 주소음원으로 주기판과 프로펠라를 택한다.

7.2.1. 프로펠라

프로펠라 직 상부 외판의 진동 수준을 다음 식으로 추정한다[3].

$$L_v = 40 + 10 \log(M \cdot N) + 40 \log D + 40 \log D + 30 \log \omega - 20 \log f \quad (20)$$

여기서, M: 프로펠라 갯수

N: 프로펠라 날개수

D: 프로펠라 직경, m

ω : 프로펠라 회전수, rpm

f: octave band의 중심 주파수, Hz

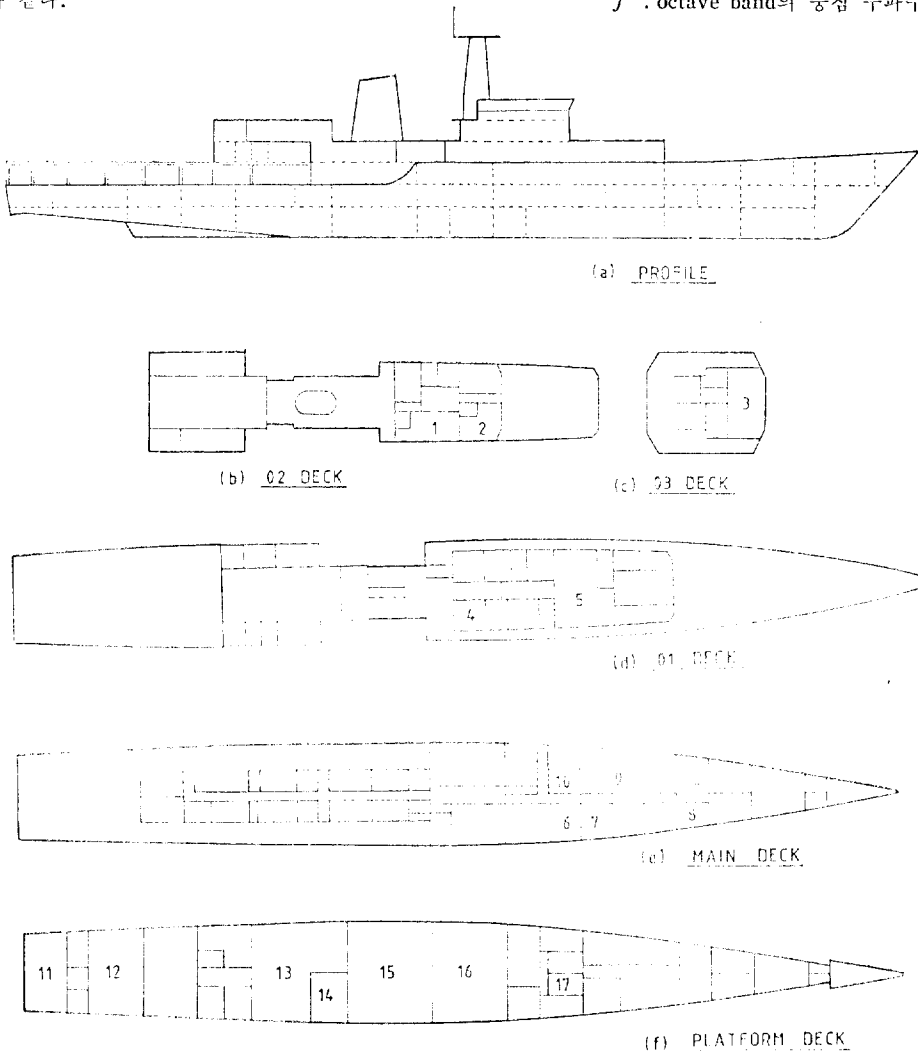


Fig. 3 General arrangement

대상 선박에 대해 대입하여 보면

$M=2$

$N=5$

$D=3\text{ m}$

$\omega = 252\text{ rpm}$: 최대 출력 시

145 rpm : 순항 시

주파수 대 별로 구해진 진동 속도 수준은 Table 3과 같다.

Table 3 Velocity levels of the panel above the propeller

Description	octave band center frequency (Hz)								
	32	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
L_v (최대 출력), dB	111	105	99	93	87	81	75	69	63
L_v (순항)	104	98	92	86	80	74	68	62	56

7.2.2. 주기관

제작사에서 제공한 자료로 부터 얻어진 주기관의 교체음 수준은 Table 4와 같다.

Table 4 Velocity levels of the main engine bed

Description	octave band center frequency (Hz)								
	32	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
L_v (최대 출력), dB	118	117	113	111	118	117	112	107	99
L_v (순항)	115	115	109	111	116	113	108	103	95

탄성 지지대의 효과를 고려하기 위해 Table 5와 같은 전달함수를 감쇠량으로 택한다.

Table 5 Transfer function for low frequency mounts

Description	octave band center frequency (Hz)								
	32	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
transfer function, dB	8	12	13	14	15	18	20	20	20

제작사로 부터 제공된 공기음의 음향 출력 수준은 다음과 같다.

Table 6 Sound power levels of the main engine

Description	octave band center frequency (Hz)								
	32	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
L_w (최대 출력), dB	112	112	116	119	121	125	123	120	123
L_w (순항)	110	106	110	115	116	117	117	112	106

Table 7 Transmission loss of partitions

Partition	octaveband center frequency (Hz)								
	32	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
5mm steelribbed, dB	12	18	24	28	33	36	37	35	47
5mm steel-ribbed +rock wool board	12	18	24	29	38	51	62	70	92
5mm steel-ribbed +fiberglass board	12	18	26	33	42	49	55	59	78

Table 8 Absorption coefficients of insulation mode

Insulation model	octave band center frequency (Hz)								
	32	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
steel	0.01	0.01	0.02	0.03	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02
carpet deck	0.02	0.04	0.08	0.10	0.15	0.20	0.25	0.20	0.15
fiberglass board	0.04	0.10	0.25	0.70	0.90	0.90	0.80	0.75	0.70
rockwool board	0.10	0.10	0.25	0.60	0.90	1.00	1.00	1.00	1.00

7.3. 공기음의 전파

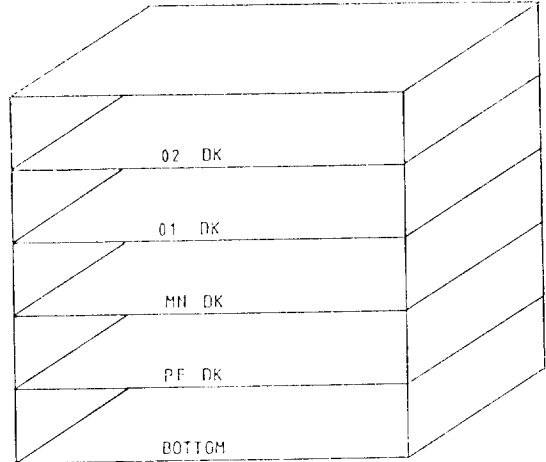
공기음의 전파는 4.의 과정에 따라 계산된다. 계산에 이용된 공기음의 전달손실은 Table 7과 같다.

사용된 내장재의 흡음 계수는 문헌 [2]를 참조하여 Table 8과 같이 택하였다.

7.4. 고체음의 전파

고체음의 전파 과정 중 감쇠량을 계산하기 위해서 3.에서 기술한 SEA법을 기초로 해서 개발된 전산 프로그램을 이용하였다.

선체는 SEA법의 적용을 위해 부분 구조로 모델화 된다. 선체 전체의 상세한 모델은 방대한 입력 자료를 수반하므로, 부분 격벽 등을 무시하고 약 218개의 부분 구조로 모델화 된다. 전체 모델 중에서 중앙부 근처는 Fig.4와 같이 모델화 된다.

**Fig. 4** Sea model of midship region**Table 9** Predicted and measured noise levels of typical compartments

No.	Compartment Name	Operating Condition	Predicted Level(dBA)	Measured Level(dBA)
1	OPS RM	C	56.2	64.8
2	XO'S CABIN	C	59.3	58.0
3	WHEEL HOUSE	F	64.0	64.0
4	NO 1 OFF'S CABIN	C	60.0	65.2
5	WARD RM	C	56.4	59.9
6	SICK BAY	C	63.9	56.5
7	CANTEEN SHOP	F	74.4	65.2
8	NO 1 S.SAILOR RM	C	57.9	60.9
9	S.SAILOR MESS	C	62.8	59.0
10	NO 3 OFF'S CABIN	C	66.4	60.0
11	STEERING GEAR RM	F	75.8	89.6
12	NO 2 J.SAILOR RM	C	72.5	72.1
13	NO 2 ENGINE RM	F	110.7	109.5
14	MCR	F	81.6	82.5
15	NO 1 ENGINE RM	F	111.5	108.5
16	AUX. ENGINE RM	F	83.8	90.2
17	NO 6 S.SAILOR RM	C	70.2	60.5

C : Cruising

F : Full power

7.5. 격실의 예측된 소음 수준 및 실선 계측치와의 비교

7.1에서 7.3까지의 과정을 따라 예측된 대표적인 격실의 소음 수준과 실선시운진시(1989.6.14, 6.19 실선) 계측된 결과는 Table 9와 같다.

Table 9에 따르면 예측된 소음 수준과 실측된 소음 수준과의 차이는 대략 5dB 이내에 들어 오고 있다. 소음 수준이 과도하게 예측된 SICK BAY, CANTEEN SHOP 등은 내장재의 흡음 계수가 적절히 평가되지 못했기 때문이라 생각되고, 계측된 소음 수준이 예측치에 비해 큰 STEERING GEAR RM에서는 프로펠라에 의해 유발된 외판의 진동 수준이 과소히 추정되었기 때문이라 생각된다.

8. 맺 음

각국에서 수행하고 있는 선내 소음 예측 방법을 참고하여 당사의 실정에 맞게 개발한 본 소음 예측 방법은 실선 계측을 통해 유용성이 있음을 확인할 수 있었다. 그러나, 이론적인 소음 예측에는 많은 불확실한 요인들이 존재하므로 경험적 요소가 가미되어야 하고 실선 계측 결과는 항상 차기선의 소음 예측에 피드백 되어야 한다. 대표적인 경험적 자료로는 각 내장재의 흡음 계수 및 격벽 특성별 공기음의 전달손실 등이다. 또한 프로펠라와 같은 소음원에 대한 정확한 정보도 확보되어야 한다.

태적한 거주 구역의 건조를 위해서는 초기 설계 단계에서의 정확한 예측과 그에 따르는 대책이 필수적이고, 이를 위해서는 소음 예측 방법의 확립 및 계측 결

과의 데이터 베이스화가 필요하다고 생각된다.

참 고 문 헌

- [1] "Noise, Vibration and Resilient Mountings", General Specification, sec 073, U.S. Navy, 1982.
- [2] R.W. Fischer, C.B. Burroughs, and D.L. Nelson, Design Guide for Shipboard Airborne Noise Control, Technical & Research Bulletin 3~37, SNAME, 1983.
- [3] A.C. Nilsson, "Noise Prediction and Prevention in Ships", Ship Vibration Symposium, SNAME, 1978.
- [4] A.C. Nilsson, "A Method for the Prediction of Noise and Vibration Levels in Ship Constructions", *Journal of Sound and Vibration*, 94(3), 1984.
- [5] 田代新吉, 外, "船舶騒音豫測 프로그램について", 日本造船學會論文集 第150號, 1981.
- [6] J. Odegaard Jensen, "Calculation of structure-borne noise transmission in ships using the statistical energy analysis approach", International Symposium on Shipboard Acoustics, 1976.
- [7] L.L. Beranex, Noise and Vibration Control, McGRAW HILL, 1971.
- [8] S.O. Seo and S.I. Seo, "Noise Level Design Information", SB10335-073-293, KTMI Report, 1988.