

# 한쪽면이 접수된 무한평판의 공기음 투과손실에 대한 이론적 고찰

## Theoretical Study on the Airborne Noise Transmission Loss of Submerged Infinite Plate

정병규<sup>†</sup> · 강명환\* · 배수룡\* · 정우진\*  
Byungkyoo Jung<sup>†</sup>, Myunghwan Kang\*, Soo-Ryong Bae\* and Woo-Jin Jung\*

(Received September 2, 2024 ; Revised October 19, 2024 ; Accepted October 21, 2024)

**Key Words :** Underwater Radiated Noise(수중 방사 소음), Airborne Noise(공기음), Acoustic Transmission Loss of Hull(음향투과손실)

### ABSTRACT

Structure-borne noise (SBN) and airborne noise (ABN) generated by onboard equipment are the primary sources of underwater radiated noise (URN) from naval vessels. In vessels where effective SBN reduction measures have been implemented, it becomes essential to assess the contribution of ABN from onboard equipment to the overall URN. This paper presents a theoretical review and analysis of the acoustic transmission loss of the hull, a critical factor in evaluating URN caused by ABN from onboard equipment. The analysis is conducted using models of flexible and rigid infinite plates to provide insights into the acoustic behavior of naval vessel hulls.

### 기 호 설 명

- $I$  : 음향 강도(acoustic intensity)
- $k$  : 파수(wave number)
- $\hat{p}_i, \hat{p}_t$  : 입사음(공기음), 투과음(수중소음)
- $\rho_a, c_a$  : 공기 밀도 [ $\text{kg/m}^3$ ], 공기 음속 [ $\text{m/s}$ ]
- $\rho_w, c_w$  : 해수 밀도 [ $\text{kg/m}^3$ ], 해수 음속 [ $\text{m/s}$ ]

### 1. 서 론

함정 수중방사소음은 탑재 장비의 구조음과 공기음이 주 소음원이나, 대부분 탑재 장비 구조음만을 이용한 수중방사소음 해석이 수행된다<sup>(1-3)</sup>.

그런데 탑재장비 구조음은 함정의 장비 설치 공간이나 중량적 문제가 없는 한도에서 이중 탄성구조를

적용하게 되면 바닥으로 전달되는 진동을 획기적으로 줄여 수중방사소음에 미치는 영향을 줄일 수 있다<sup>(4,5)</sup>. 이에 따라 최근 함정에는 여러 장비들을 탄성마운트가 적용된 하나의 큰 플랫폼 위에 올리는 방법으로 이중 탄성구조를 구현하고 있다. 그런데 이중 탄성구조의 경우 고주파수로 갈수록 소음 감소 효과가 더 크기 때문에, 이중 탄성구조를 적용한 탑재 장비에 대해서는 중, 고주파수 대역의 수중방사소음에 대한 공기음 기여도를 더 면밀하게 분석, 검토할 필요가 있다.

함정에 탑재된 장비 공기음은 선체 벽면으로 입사되어 진동을 유발한다. 선체 벽면의 진동 크기는 벽체의 재질, 밀도, 두께 등에 따라 달라지는데, 이 진동은 결과적으로 선체 외부 벽면의 음압을 발생시키고 벽면 음압이 외부 수중으로

<sup>†</sup> Corresponding Author ; Member, Agency for Defense Development, Senior Researcher  
E-mail : jungbk@add.re.kr  
<sup>\*</sup> Agency for Defense Development, Researcher

# A part of this paper was presented and selected as one of best papers at the KSNVE 2024 Annual Spring Conference  
<sup>‡</sup> Recommended by Editor Seong Yong Wie  
© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

전파되어 수중방사소음에 기여한다<sup>(6)</sup>. 여기서 선체 벽면을 기준으로 입사된 음파(파워)과 외부 전파되는 벽면 음파(파워)의 비를 선체 음향투과손실(acoustic transmission loss of hull)이라고 한다. 선체 음향투과손실은 함정의 수중방사소음 측면에서 탑재 장비 공기음의 기여도와 관련하여 중요한 요소이다.

선체 음향투과손실은 재질, 밀도, 두께 등 선체의 설계 인자에 따라 다르며<sup>(7,8)</sup>, 선체 벽면을 강체로 볼 것인지 유연체로 볼 것인지에 따라 다르다. 또한 입사되는 공기음의 각도에 따라서도 다르다. 특히 선체 음향투과손실의 경우 내, 외부 매질이 서로 달라 특정 각도 이상에서는 음파가 벽면을 따라 전파해 외부로 전파되지 않으므로, 입사한계각을 고려한 분석이 중요하다. 그러나 선체의 내부 형상이 매우 복잡함에 따라 입사각을 특정한 각도로 규정하기 어려워 확산음장으로 고려한 분석도 필요하다.

따라서, 이 논문에서는 선체 음향투과손실의 면밀한 분석, 고찰을 위해 한쪽면이 접수된 유연 무한평판(flexible infinite plate)과 강체 무한평판(rigid infinite plate)에 대한 이론식을 유도하고 실 현장에서 적용 중인 경험식과 비교하였다. 그리고 선체 설계 인자와 입사각에 따른 해석결과와 확산음장에서의 결과 등을 수록, 분석하였다.

## 2. 선체 음압투과손실 이론 모델

### 2.1 공기음에 의한 수중방사소음

Fig. 1과 같이 함정에 탑재된 장비에서 발생한 공

기음은 선체 진동을 통하여 선체 외부 수중음압으로 전파되는 수학적 모델을 고려할 수 있다.

이때, 탑재 장비 공기음이 선체에 도달하여 선체에 입사되는 공기음  $p_{a,hull}$ 과 선체외부 수중으로 전파되는 수중음압  $p_{w,hull}$ 간 비율인 선체 음압투과손실  $TL = (p_{w,hull}^2/p_{a,hull}^2)$ 와 같이 표현하면, 탑재 장비 공기음에 의한 수중방사소음은 식 (1)과 같다<sup>(9)</sup>.

$$L_{p,SL} [dB] = L_{a,hull} [dB] + 10 \log_{10}(S_R) + 15 - TL [dB] \tag{1}$$

여기서  $L_{a,hull} [dB] = 10 \log_{10}(p_{a,hull}/20 \mu Pa)^2$ 은 공기음  $p_{a,hull}$ 을 데시벨로 나타낸 값이며,  $S_R$ 은 선체의 방사면적(radiation surface),  $p_{w,SL}$ 은 수중에서 반경  $r = 1$  m의 구(sphere)를 이용한 음원 크기(source level)이며,  $L_{p,SL} [dB] = 10 \log_{10}(p_{w,SL}/1 \mu Pa)^2$ 은  $p_{w,SL}$ 을 데시벨로 표현한 값이다. 15는 공기와 수중에서의 dB reference 차이와 반경 1 m의 구의 면적에 의한 dB가 결합된 값이다. 식 (1)로부터 선체 음압투과손실  $TL [dB]$ 은 공기음에 의한 수중방사소음 산출에 중요한 변수가 된다는 것을 알 수 있다.

### 2.2 유연 무한평판을 이용한 선체 음압투과손실

공기음에 의한 선체 음압투과손실 산출을 위하여 Fig. 2와 같이 한쪽면이 접수된 두께  $h$ , 밀도  $\rho_s$ , 탄성계수  $E$ , 푸아송 비  $\nu$ , 미소 수직변위  $\eta(z,t)$ 인 유연 무한평판모형을 고려할 수 있다. Fig. 2에 대한 운동 방정식은 식 (2)와 같다.

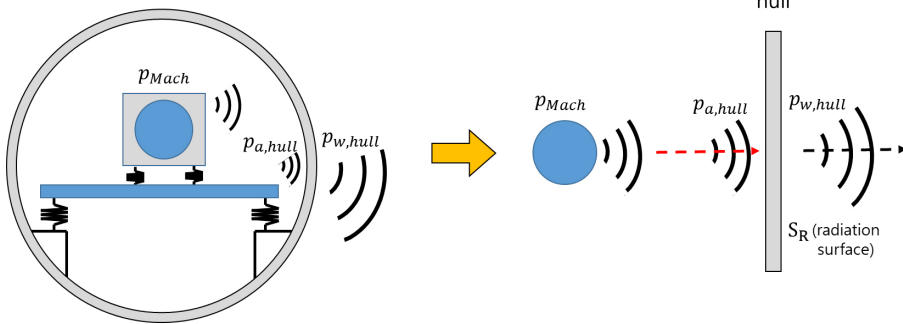


Fig. 1 Incident & transmitted acoustic pressure in ship

$$D(1+j\xi)\frac{\partial^4\eta(z,t)}{\partial z^4} + \rho_s h \frac{\partial^2\eta(z,t)}{\partial t^2} = [p_i(x=0,z,t) + p_r(x=0,z,t)] - p_t(x=0,z,t) \tag{2}$$

여기서  $\theta_a$ 은 매질 1(공기)에서 공기음  $p_i$ 의 입사각,  $\theta_w$ 는 무한평판 진동에 따른 매질 2(해수)로 전파되는 수중 음압  $p_t$ 의 투과각이며,  $D = Eh^3/12(1-\nu^2)$ ,  $\xi$ 는 구조감쇠 계수이다. 식(2)에 나타난 입사음과 투과음 및 평판의 미소 수직 변위 등은 식(3)과 같이 표현할 수 있다.

$$p_i(x=0,z,t) = A_i e^{j(\omega - k_{ax} \times 0 - k_{az}z)}$$

$$p_r(x=0,z,t) = A_r e^{j(\omega + k_{ax} \times 0 - k_{az}z)}$$

$$p_t(x=0,z,t) = C e^{j(\omega - k_{wx} \times 0 - k_{wz}z)}$$

$$\eta(z,t) = \bar{\eta} e^{j(\omega - k_f z)} \tag{3}$$

여기서  $k$ 는 매질의 파수(wave number)로, 하첨자  $a$ 는 매질 1(공기), 하첨자  $w$ 는 매질 2(해수)를 의미하고,  $k_f$ 는 무한평판의 파수이다.

한편, 매질 1과 매질 2에서 헬름홀츠 방정식(Helmholtz equation)과 음파 입자속도와 무한평판 속도와 파수가 동일해야 하는 조건은 식(4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$v_a(x=0,z,t) = v_w(x=0,z,t) = \frac{\partial\eta(z,t)}{\partial t}$$

$$k_a \sin\theta_a = k_w \sin\theta_w = k_f \tag{4}$$

식(3), 식(4)를 식(2)에 대입하여 입사음 크기  $A_i$ 와 투과음 크기  $C$ 를 무한평판 변위 크기  $\bar{\eta}$ 로 나타내면 식(5)와 같다.

$$2A_i = \left[ D(1+j\xi)k_a^4 \sin^4\theta_a - \rho_s h \omega^2 + j\omega \left( \frac{\rho_a c_a}{\cos\theta_a} + \frac{\rho_w c_w}{\cos\theta_w} \right) \right] \bar{\eta} \tag{5}$$

$$C = j\omega \left( \frac{\rho_w c_w}{\cos\theta_w} \right) \bar{\eta}$$

한편, 입사음장을 확산음장(diffused field)이라고 가정하고, 입사 음향에너지와 투과 음향에너지 간 투과율을  $x_{hull}$ 라 하면  $x_{hull}$ 은 식(6)과 같다. 그리고 Fig. 3과 같이 무한 평판 투영면을 고려한 평균 음향에너지 투과율  $\bar{x}_{hull}$ 은 식(7)과 같이 정의된다.

$$x_{hull}(\theta_a, \theta_w) = \frac{W_t}{W_i} = \frac{I_t}{I_i} = \frac{(p_t^2 / \rho_w c_w)_{x=0}}{(p_i^2 / \rho_a c_a)_{x=0}}$$

$$= \left| \frac{C e^{i(\omega t - k_f z)}}{A_i e^{i(\omega t - k_f z)}} \right|^2 \left( \frac{\rho_a c_a}{\rho_w c_w} \right) = \left( \frac{1}{T_1 + T_2} \right) \times \left( \frac{\rho_a c_a}{\rho_w c_w} \right)$$

$$T_1 = \frac{1}{4} \left( 1 + D \xi \frac{\cos\theta_w}{\omega \rho_w c_w} k_a^4 \sin^4\theta_a + \frac{\rho_a c_a}{\rho_w c_w} \frac{\cos\theta_w}{\cos\theta_a} \right)^2$$

$$T_2 = \left( \frac{\omega \rho_s h}{2 \rho_w c_w} \right)^2 \left[ 1 - \left( \frac{D k_a^4}{\omega^2 \rho_s h} \right) \sin^4\theta_a \right]^2 (\cos\theta_w)^2 \tag{6}$$

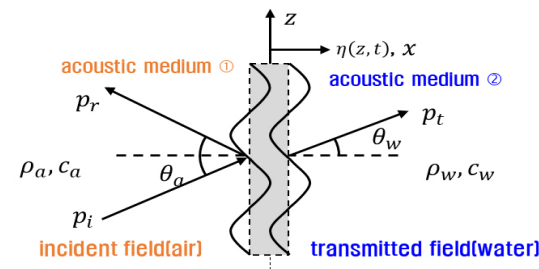


Fig. 2 Mathematical model for flexible infinite plate

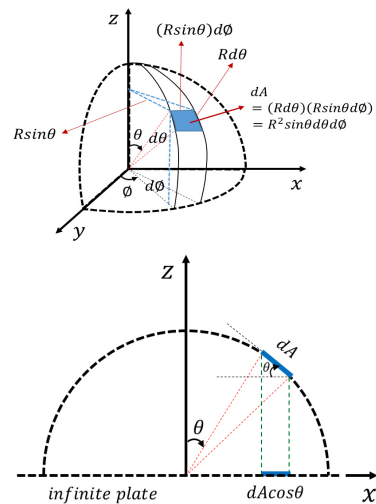
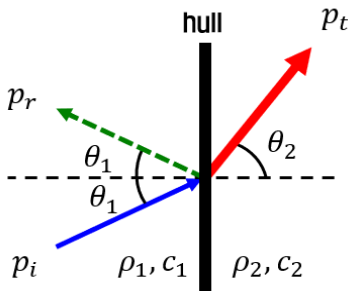


Fig. 3 Average transmissibility of acoustic energy

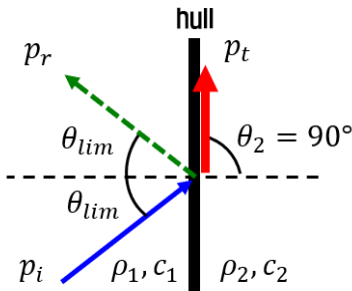
$$\begin{aligned}
 \bar{x}_{\text{hull}}(\theta) &= \frac{\text{Transmission acoustic energy projected on to the plate}}{\text{Incident acoustic energy projected on to the plate}} \\
 &= \frac{\int_0^{\pi/2} I_i(dA \cos \theta_a) / \int_0^{\pi/2} I_i(dA \cos \theta_a)}{\int_0^{\pi/2} [I_i \times x_{\text{hull}}(\theta_a, \theta_w)] (dA \cos \theta_a)} \\
 &= \frac{\int_0^{\pi/2} x_{\text{hull}}(\theta_a, \theta_w) \times \sin \theta_a \cos \theta_a d\theta_a}{\int_0^{\pi/2} \sin \theta_a \cos \theta_a d\theta_a} \\
 &= \int_0^{\pi/2} x_{\text{hull}}(\theta_a, \theta_w) \times d(\sin^2 \theta_a)
 \end{aligned} \tag{7}$$

그런데 매질 1(공기)와 매질 2(해수)간 음파 전파 속도 차이로 인하여 경사 입사된 공기음은 Fig. 4와 같이 매질 2(해수)에서는 선체와 평행하게 되는 투과각까지만 수중음압으로 전파될 수 있다.

따라서 경사 입사 공기음에 따른 선체진동을 통한 수중음압으로 전파될 수 있는 최대 공기음 입사각이 존재한다. 이를 입사한계각  $\theta_{\text{lim}}$  라 하고, 스넬 법칙(Snell's law) 또는 파동 연속조건을 적용하면 식 (8)과 같다.



(a) Oblique case



(b) Maximum case

$$\sin(\theta_{\text{lim}}) = (c_a/c_w) \times \sin(90^\circ) = (c_a/c_w) \tag{8}$$

식 (8)로부터  $\theta_{\text{lim}}$  은 매질간 음파 전파속도비로 표현되며,  $\theta_{\text{lim}}$  보다 큰 입사음은 매질 2(해수)로 전파되지 않으므로 식 (7)은 식 (9)와 같이 정리된다.

$$\begin{aligned}
 \bar{x}_{\text{hull}}(\theta) &= \int_0^{\pi/2} x_{\text{hull}}(\theta_1, \theta_2) \times d(\sin^2 \theta_1) \\
 &= \int_0^{\theta_{\text{lim}}} x_{\text{hull}}(\theta_1, \theta_2) \times d(\sin^2 \theta_1) \\
 &\quad + \int_{\theta_{\text{lim}}}^{\pi/2} 0 \times d(\sin^2 \theta_1) \\
 &= \int_0^{\theta_{\text{lim}}} x_{\text{hull}}(\theta_1, \theta_2) \times d(\sin^2 \theta_1)
 \end{aligned} \tag{9}$$

그런데 앞에서 언급한 바와 같이 수중환경에서는 음향에너지 투과손실보다는 음압에 대한 투과손실이 필요하므로 평균 음향파워 투과율을 이용한 평균 음압투과손실은 식 (10)과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 \bar{x}_{\text{hull}}(\theta_a, \theta_w) &= \frac{I_t}{I_i} = \frac{(p_t^2 / \rho_w c_w)}{(p_i^2 / \rho_a c_a)} = \left( \frac{p_t^2}{p_i^2} \right) \left( \frac{\rho_a c_a}{\rho_w c_w} \right) \\
 \text{or } \left( \frac{p_t^2}{p_i^2} \right) &= \bar{x}_{\text{hull}}(\theta_a, \theta_w) \left( \frac{\rho_w c_w}{\rho_a c_a} \right)
 \end{aligned} \tag{10}$$

식 (10)을 데시벨로 나타내기 위하여 상용로그를 취하고  $\overline{TL}_{\text{hull\_fp}}[\text{dB}]$  이라고 하면 식 (11a), 식 (11b)와 같다.

$$\begin{aligned}
 \overline{TL}_{\text{hull\_fp}}[\text{dB}] &= -10 \log_{10} (p_t^2 / p_i^2) \\
 &= -10 \log_{10} \left[ \int_0^{\theta_{\text{lim}}} \left[ \frac{d(\sin^2 \theta_a)}{T_1 + T_2} \right] \right] \\
 &= -10 \log_{10} \left[ \int_0^{\sin^2(\theta_{\text{lim}})} \left( \frac{dx}{T_{1-x} + T_{2-x}} \right) \right] \\
 &= [\omega \rho_s h / (2 \rho_w c_w)]^2 (1 - \delta_2 x^2)^2 (1 - \sin^2 \theta_w) \\
 &= \left( \frac{\omega \rho_s h}{2 \rho_w c_w} \right)^2 (1 - \delta_2 x^2)^2 \left[ 1 - \left( \frac{c_w}{c_a} \right)^2 \sin^2 \theta_a \right]
 \end{aligned} \tag{11a}$$

Fig. 4 Transmitted angle for infinite plate in acoustic medium

$$\begin{aligned}
 T_{1-x} &= \frac{1}{4} \left[ 1 + \delta_3 (x^4 - \delta_1 x^5)^{1/2} + \frac{\rho_a c_a \cos \theta_w}{\rho_w c_w \cos \theta_a} \right]^2 \\
 &\simeq \frac{1}{4} \left[ 1 + \delta_3 (x^4 - \delta_1 x^5)^{1/2} \right]^2 \\
 T_{2-x} &= [\omega \rho_s h / (2 \rho_w c_w)]^2 (1 - \delta_2 x^2)^2 \cos^2 \theta_w \\
 &= [\omega \rho_s h / (2 \rho_w c_w)]^2 (1 - \delta_2 x^2)^2 (1 - \sin^2 \theta_w) \\
 &= \left( \frac{\omega \rho_s h}{2 \rho_w c_w} \right)^2 (1 - \delta_2 x^2)^2 \left[ 1 - \left( \frac{c_w}{c_a} \right)^2 \sin^2 \theta_a \right] \\
 &= [\omega \rho_s h / (2 \rho_w c_w)]^2 (1 - \delta_2 x^2)^2 (1 - \delta_1 x)
 \end{aligned} \tag{11b}$$

식 (11)에서 매질 1(공기)와 매질 2(해수)간 임피던스 차이에 따른  $(\rho_a c_a / \rho_w c_w) \simeq 0$ 과  $\sin^2 \theta_a \rightarrow x$ 로 하였으며,  $\delta_1 = (c_w / c_a)^2$ ,  $\delta_2 = \left( \frac{Dk_a^4}{\omega^2 \rho_s h} \right)$ ,  $\delta_3 = \zeta \left( \frac{Dk_a^4}{\omega \rho_2 c_2} \right)$ 로 나타내었다. 식 (11)은  $x^5$ 가 포함된 5차 다항식이 분모에 포함된 형태이다. 따라서 유연 무한평판을 이용한 선체 음압투과손실 산출을 위해서는 반드시 수치적분이 필요함을 알 수 있다.

### 2.3 강체 무한평판을 이용한 선체 음압투과손실

앞에서 언급한 바와 같이 식 (11)을 이용하려면 반드시 수치적분을 수행해야 한다. 그런데 수치적분 대신 이론해가 필요한 경우를 고려하여 강체 무한평판을 이용한 이론해 산출이 가능한지 살펴 보았다.

강체 무한평판은 식 (11)에서 유연체 효과를 나타내는 굽힘강성  $D=0$ 을 대입하면 되므로 식 (11)에서  $\delta_2=0$ ,  $\delta_3=0$ 을 대입하고  $\overline{TL}_{\text{hull,rp}}[\text{dB}]$ 라고 하면 식 (12)와 같으며, 식 (12)를 재정리하면 식 (13)과 같다.

$$\begin{aligned}
 \overline{TL}_{\text{hull,rp}}[\text{dB}] &= -10 \log_{10} (p_i^2 / p_r^2) \\
 &= -10 \log_{10} \left[ \int_0^{\sin^2(\theta_{\text{lim}})} \left( \frac{dx}{T_{1-x,rp} + T_{2-x,rp}} \right) \right] \\
 T_{1-x,rp} &= \frac{1}{4}, T_{2-x,rp} = \left( \frac{\omega \rho_s h}{2 \rho_w c_w} \right)^2 (1 - \delta_1 x)
 \end{aligned} \tag{12}$$

$$\overline{TL}_{\text{hull,rp}}[\text{dB}] = -10 \log_{10} (T)$$

$$\begin{aligned}
 T &= \int_0^{\sin^2(\theta_{\text{lim}})} \left[ \frac{dx}{\frac{1}{4} + \left( \frac{\omega \rho_s h}{2 \rho_w c_w} \right)^2 - \left( \frac{\omega \rho_s h}{2 \rho_w c_w} \right)^2 \delta_1 x} \right] \\
 &= \int_0^{\sin^2(\theta_{\text{lim}})} \left[ \frac{dx}{p - qx} \right]
 \end{aligned} \tag{13}$$

여기서  $p = \frac{1}{4} + \left( \frac{\omega \rho_s h}{2 \rho_w c_w} \right)^2$ ,  $q = \left( \frac{\omega \rho_s h}{2 \rho_w c_w} \right)^2 \left( \frac{c_w}{c_a} \right)^2$ 이다. 식 (13)에 대한 적분 결과는 식 (14)와 같다.

$$\begin{aligned}
 \int_0^{\sin^2 \theta_{\text{lim}}} \left[ \frac{dx}{p - qx} \right] &= - \left( \frac{1}{q} \right) \ln [p - qx]_0^{\sin^2 \theta_{\text{lim}}} \\
 &= - (1/q) \left[ \ln (p - q \times \sin^2 \theta_{\text{lim}}) - \ln (p) \right] \\
 &= \left( \frac{1}{q} \right) \ln \left[ \frac{p}{p - q \times \sin^2 \theta_{\text{lim}}} \right]
 \end{aligned} \tag{14}$$

그런데 식 (8)의  $\sin(\theta_{\text{lim}}) = (c_a / c_w)$ 를 이용하여 식 (14)의 분모항인  $p - q \times \sin^2(\theta_{\text{lim}})$ 를 나타내면 식 (15)와 같으며, 식 (13)에 식 (14) 및 식 (15)를 대입하여 강체 무한평판을 이용한 음압투과손실을 구하면 식 (16)과 같다.

$$\begin{aligned}
 p - q \times \sin^2 \theta_{\text{lim}} &= p - q \times (c_a / c_w)^2 \\
 &= \left[ \frac{1}{4} + \left( \frac{\omega \rho_s h}{2 \rho_w c_w} \right)^2 \right] - \left( \frac{\omega \rho_s h}{2 \rho_w c_w} \right)^2 \delta_1 \times \left( \frac{c_a}{c_w} \right)^2 = \frac{1}{4}
 \end{aligned} \tag{15}$$

$$\begin{aligned}
 \overline{TL}_{\text{hull,rp}}[\text{dB}] &= -10 \log_{10} \left[ \int_0^{\sin^2 \theta_{\text{lim}}} \left( \frac{dx}{p - qx} \right) \right] \\
 &= 10 \log_{10} (q) - 10 \log_{10} [\ln (4p)] \\
 &= 10 \log_{10} (q) - 10 \log_{10} [0.23 \times 10 \log_{10} (4p)] \\
 &= 10 \log_{10} \left[ \left( \frac{\omega \rho_s h}{2 \rho_w c_w} \right)^2 \left( \frac{c_w}{c_a} \right)^2 \right] - 10 \log_{10} (0.23) \\
 &\quad - 10 \log_{10} \left[ 10 \log_{10} \left[ 1 + 4 \left( \frac{\omega \rho_s h}{2 \rho_w c_w} \right)^2 \right] \right]
 \end{aligned} \tag{16}$$

이때,  $ln = 2.3 \times \log_{10} = 0.23 \times 10 \log_{10}$ 을 이용하였다. 강체 무한평판을 이용하면 식 (16)과 같이 공기음에 의한 선체 음압투과손실 이론해가 존재함을 알 수 있다.

한편, 식 (12)에서  $(1 - \delta_1 x) = [1 - (c_w/c_a)^2 \sin^2 \theta_a] = (1 - \cos^2 \theta_w) = 1/4$ 로 가정하고,  $\overline{TL}_{\text{hull.rp.1/4}}$  [dB] 라고 하면 식 (17)과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \overline{TL}_{\text{hull.rp.1/4}} [\text{dB}] &= -10 \log_{10}(T) \\ &= -10 \log_{10} \left\{ \int_0^{\sin^2(\theta_{\text{lim}})} \left[ \frac{dx}{\frac{1}{4} + \left( \frac{\omega \rho_s h}{2 \rho_w c_w} \right)^2 \frac{1}{4}} \right] \right\} \\ &= -10 \log_{10}(4) + 10 \log_{10} \left[ 1 + \left( \frac{\omega \rho_s h}{2 \rho_w c_w} \right)^2 \right] \end{aligned} \tag{17}$$

식 (17)은 2000년대 초 독일 잠수함 기술전수를 통하여 국방과학연구소 및 국내 조선소가 확보한 공기음에 의한 선체 음압투과손실(이하 ‘독일식’)으로 현재까지 국방과학연구소가 적용하고 있는 식이다.

### 3. 선체 음압투과손실 해석

선체 음압투과손실 해석을 위해 매질 1은 공기, 매질 2는 해수로 하고, 공기 밀도와 음속은  $\rho_a = 1.206 \text{ kg/m}^3$ ,  $c_a = 340 \text{ m/s}$ , 해수 밀도와 음속은  $\rho_w = 1000 \text{ kg/m}^3$ ,  $c_w = 1460 \text{ m/s}$ 로 하였으며, 강체 무한평판을 고려하여 구조 감쇠가 없는 steel plate로  $E = 2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$ ,  $\rho_s = 7800 \text{ kg/m}^3$ 를 적용하였다. 무한평판의 두께는 각각  $h = 9 \text{ mm}$ ,  $h = 25 \text{ mm}$ ,  $h = 30 \text{ mm}$ 로 설정하였다.

강체 무한평판과 유연 무한평판을 이용한 수직 입사(vertical incidence)와 경사 입사(oblique incidence)에 대한 선체 음압투과손실을 해석하였다.

#### 3.1 강체 무한평판을 이용한 수직 입사

Fig. 5와 같이 매질 1(공기)에서 입사음이 강체 무한평판에 수직으로 입사하는 경우에는 선체진동을 통한 매질 2(해수)로 전파되는 투과음도 수직으로 전파되는 것으로 고려할 수 있다. 이에 따라서 입사음장에서 공기 음 입사각은  $\theta_a = 0^\circ$ 이며, 모든 공기음이 선체진동을 통하여 투과되므로 입사 한계각은  $\theta_{\text{lim}} = 90^\circ$ 가 된다.

강체 무한평판에 공기음이 수직 입사하는 경우, 식 (13)

에  $\theta_a = 0^\circ$ ,  $\theta_{\text{lim}} = 90^\circ$ 를 적용하면 식 (18)이 되며,  $-10 \log_{10}(4) = -6.0206$ 부터 선체 음압투과손실값이 시작되는 것을 알 수 있다.

$$\begin{aligned} \overline{TL}_{\text{hull.rp.ver}} [\text{dB}] &= -10 \log_{10} \left[ \int_0^{\sin^2(90)} \left( \frac{dx}{p - q \times 0} \right) \right] = 10 \log_{10}(p) \\ &= -10 \log_{10}(4) + 10 \log_{10} \left[ 1 + \left( \frac{\omega \rho_s h}{\rho_w c_w} \right)^2 \right] \end{aligned} \tag{18}$$

#### 3.2 유연 무한평판을 이용한 수직 입사

유연 무한평판에 공기음이 수직 입사하는 경우에도 공기음 입사각은  $\theta_a = 0^\circ$ 이며, 입사 한계각  $\theta_{\text{lim}} = 90^\circ$ 이다. 이를 이용하여 유연 무한평판에 대한 선체 음압투과손실을 나타내는 식 (11)을 적용하면 식 (19)와 같다.

$$\begin{aligned} \overline{TL}_{\text{hull.fp.ver}} [\text{dB}] &= -10 \log_{10}(p_i^2/p_t^2) \\ &= -10 \log_{10} \left\{ \int_0^{\sin^2(90)} \left[ \frac{dx}{\frac{1}{4} + \left( \frac{\omega \rho_s h}{2 \rho_w c_w} \right)^2} \right] \right\} \\ &= -10 \log_{10}(4) + 10 \log_{10} \left[ 1 + \left( \frac{\omega \rho_s h}{\rho_w c_w} \right)^2 \right] \end{aligned} \tag{19}$$

여기서  $x = \sin^2 \theta_a = 0$ 을 적용하였다. 식 (19)는 공기음이 강체 무한평판에 수직 입사하는 경우의 음압투과손실 값인 식 (18)과 동일하다. 이는 공기음이 유연 무한평판에 수직 입사하는 경우 유연 무한평판 내 모든 위치에서 동일한 진동변위가 되므로 강체운동으로 간주할 수 있음을 의미한다. 즉, 공기음이 무한평판에 수

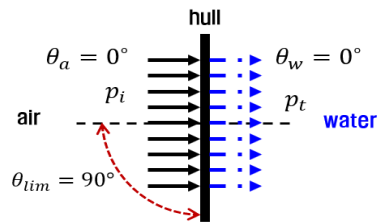


Fig. 5 Vertical incident case

직 입사하는 경우의 선체 음압투과손실은 강제 또는 유연체 평판에 상관없이 동일하게  $-10\log_{10}(4) = -6.0206$  dB 부터 시작한다.

Fig. 6은 무한평판 두께에 따른 공기음이 수직 입사하는 경우에 대한 선체 음압투과손실 결과로 앞서 설명한 바와 같이  $-6.0206$  dB에서 시작함을 나타내고 있다.

### 3.3 강제 무한평판을 이용한 경사 입사

공기음이 강제 무한평판에 경사 입사하는 경우에 음압투과손실은 이론적인 적분을 통하여 구한 식 (16)의  $\overline{TL}_{hull,rp}$  [dB]와  $\cos^2\theta_w = 1/4$ 로 가정하여 구한 독일 식인 식 (17)의  $\overline{TL}_{hull,rp,1/4}$  [dB]이 있다. Fig. 7에서는 이론식과 독일식을 이용해 해석한 두께별 무한평판에 대한 음압투과손실 결과이다. Fig. 7에서 알 수 있듯이 근사식으로 나타낸 독일식은 이론식과 거의 유사하나 약간의 차이가 존재하고 있음을 확인할 수 있다.

### 3.4 유연 무한평판을 이용한 경사 입사

공기음이 유연 무한평판에 경사 입사하는 경우에 음압투과손실은 식 (11)을 이용한 수치적분을 통해서 계산할 수 있으며, 이때의 두께별 음향투과손실은 Fig. 8에 수록하였다.

Fig. 8에 나타낸 유연 무한평판의 음향투과손실은 Fig. 6, Fig. 7에서 나타낸 강제 무한평판과는 다르게 음압투과손실 값이 작아지는 주파수 구간이 존재하며, 이후에 다시 증가하는 경향을 보인다. 이는 매질 2(해수)로 전파되는 음파의 파수와 접수된 유연 무한평판의 굽힘 파수가 일치할 때 발생하는 일치효과로 약 6 dB정도가 감소하게 된다. 두께별 강제 무한평판과 유연 무한평판의 차이와 특성을 확인하기 위해 Fig. 9에 그 해석 결과를 나타내보았다. Fig. 9를 살펴보면 일치효과 주파수에서의 음향투과손실 감소 특성

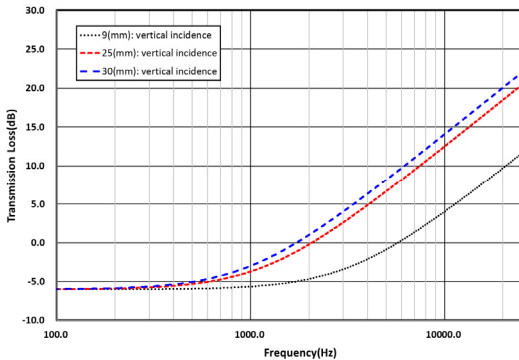


Fig. 6 TL [dB] for vertical incident wave

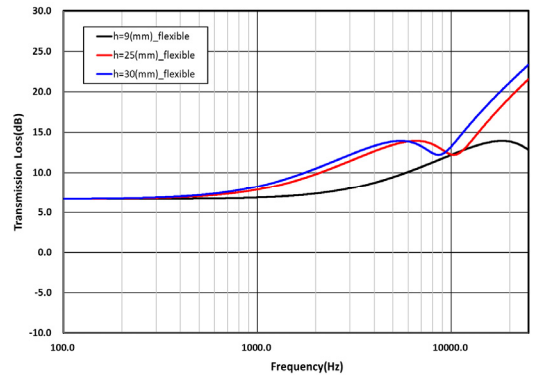


Fig. 8 TL [dB] for oblique incident wave using flexible infinite plate

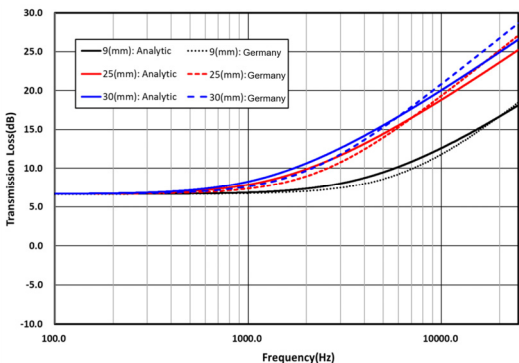


Fig. 7 TL [dB] between analytic and Germany equation for rigid infinite plate with oblique incident wave

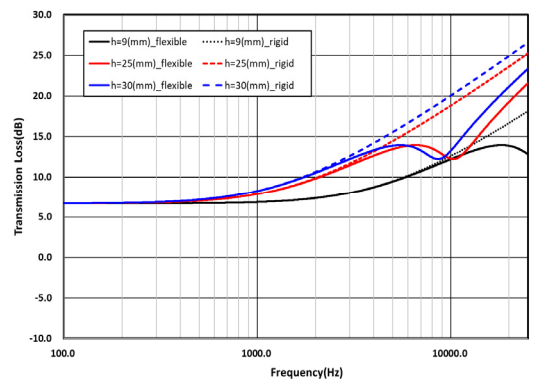
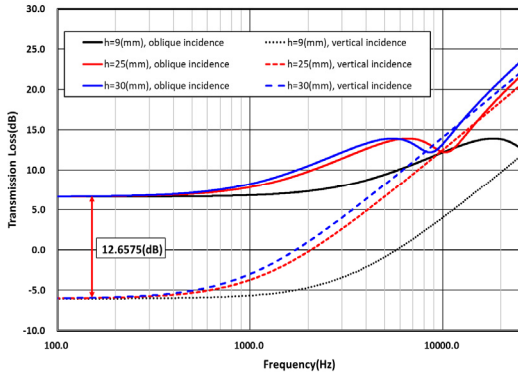


Fig. 9 TL [dB] for oblique incident wave using flexible infinite plate and rigid infinite plate



**Fig. 10** Results of transmission loss for submerged plate

을 더 명확히 확인할 수 있다. 덧붙여 일치효과 주파수가 무한평판의 두께가 두꺼울수록 상대적으로 낮은 주파수에 존재함도 확인할 수 있다.

한편 유연 무한평판을 이용한 경사 입사와 수직 입사에 대한 음압투과손실 값의 비교는 Fig. 10에 나타내었다.

이로부터 입사 한계각  $\theta_{lim}$  이 존재하는 경사 입사와 수직 입사에 따른 평균 음압투과손실 값은 저주파 대역에서 약 12.6575 dB 만큼 차이가 나고 있어 저주파 대역에서 탑재 장비 공기음에 의한 수중방사소음 산출 시 세심한 검토가 필요함도 알 수 있다.

#### 4. 결 론

무한 평판을 이용한 음압투과손실에 대한 이론적 고찰 결과 아래와 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 강체 무한평판 기반 근사식인 독일식 대신 강체 무한평판 기반 이론식을 제시하였다.
- (2) 강체 무한평판과 유연 무한평판을 이용한 선체 음압투과손실은 저주파대역에서는 유사한 경향을 보이고 있으나, 고주파로 갈수록 차이가 발생한다.
- (3) 경사 입사와 수직 입사인 경우, 선체 음압투과손실이 저주파대역에서 최대 12.6575 dB만큼 차이가 발생한다.
- (4) 함정 탑재장비 공기음에 의한 수중방사소음 해석 시 입사 공기음에 대한 경사 입사 또는 수직 입사 적용 등에 대한 세심한 검토가 필요하다.

#### References

- (1) Han, H.-S. and Lee, K.-H., 2013, Estimation of the Underwater Radiated Noise of a Naval Vessel using Hull Vibration, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 23, No. 5, pp. 394~400.
- (2) Yi, J., Kang, M., Han, S., Jeong, H. and Oh, J. et al., 2014, A Analysis on the Estimation Method of the 3D Underwater Radiation Noise Pattern of Cylindrical Structure with the Underwater Experiments, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 24, No. 11, pp. 907~918.
- (3) Kim, D., Hong, C., Jeong, W. B. and Park, J.-G., 2008, Radiated Noise Analysis of Marine Diesel Engine from Structural Vibration, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 1, pp. 26~34.
- (4) Han, H. S., Lee, K. H. and Park, S. H., 2015, Design of the Base for the Onboard Installed Equipment to Minimize Structure-borne Noise, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 25, No. 6, pp. 432~439.
- (5) Kim, H.-S., Kang, H.-J., Kim, B.-K. and Kim, S.-R., 2007, A Study on Structure-borne Noise Reduction for Resiliently Mounted Pumps for Ship, Journal of the Society of Naval Architects of Korea, Vol. 44, No. 5, pp. 488~495.
- (6) Kim, H.-S., Kim, J.-S., Kim, B.-K., Kim, S.-R. and Lee, S.-H., 2011, Effect of Airborne Noise from Ship Machinery on Underwater Noise, Journal of the Society of Naval Architects of Korea, Vol. 48, No. 6, pp. 569~574.
- (7) Fahy, F., 2001, Foundations of Engineering Acoustics, Academic Press, CA, United States.
- (8) Kinsler, L. E., 1982, Fundamentals of Acoustics, 3rd Edition, John Wiley & Sons, NY, United States.
- (9) Jung, W. J., Jung, B. K., Kang, M. H. and Bae, S. R., 2024, The Analysis of Underwater Radiated Noise Transfer Function by Air-borne Noise of Equipment, Agency for Defense Development, Daejeon, Korea.