Transactions of the KSNVE, 23(12) : 1073~1081, 2013
http://dx.doi.org/10.5050/KSNVE.2013.23.12.1073

한국소음진동공학회논문집 제23권 제12호, pp. 1073~1081, 2013
ISSN 1598-2785(Print), ISSN 2287-5476(Online)

선체 구성 강판의 종류 및 고유진동수를 고려한 선체의 음향방사효율 추정

Estimation of the Sound Radiation Efficiency of the Hull Considering the Type and Natural Frequency of Plates of It

한 형 석†·이 경 현*·박 성 호*
HyungSuk Han, KyungHyun Lee and SungHo Park

(Received October 4, 2013 ; Revised November 22, 2013 ; Accepted November 22, 2013)

Key Words : Underwater Radiated Noise(수중방사소음), Vibration Velocity(진동 속도), Sound Radiation Efficiency (음향방사효율)

ABSTRACT

The definition of the radiation efficiency is very important to estimated underwater radiated noise of a ship. Considering the structure of the ship, it can be found that the hull of a ship consists of a lot of plates supporting by longitudinal and transverse stiffener. Therefore, various modes of the hull vibration occur related to the combination of these plates including stiffeners. In this paper, the method to define the radiation efficiency is suggested considering the vibration mode of the hull based on Uchida's experimental equation of the radiation efficiency. The suggested method is verified by the experiments with various kinds of naval vessels.

1. 서 론

함정의 수중방사소음은 스텔스와 연관된 함정의 주요 성능으로 함정 설계 시 수중방사소음을 최소화하기 위해 많은 노력을 기울이고 있다.

일반적으로 수중방사소음의 소스는 내부소스와 외부소스로 구분할 수 있다. 수중방사소음의 외부소스는 프로펠러 변동압력으로 인해 발생된 케비테이션에 의한 소음이 대표적이며 최근에는 항해 중 선체와 해수간의 유체 동력학적 힘에 의한 와류 및 기포로 인한 소음의 영향도에 대해서도 연구가 이루어지고 있다[1]. 수중방사소음의 내부적 소스는 주로 장비에 의한 전달 소음이며 공기소음과 장비 진동 전달음에 의해 가진된 선체의 굽힘파로 수중으로 전파된다고 알려져 있다.

내부적 소스에 의한 수중방사소음은 통계적 에너지 기법(statistical energy analysis), 유한요소법(finite element method), 경계요소법(boundary element method) 등 수치해석을 통해 계산된 선체의 진동과 음향방사효율을 가지고 음향파워를 계산하는 방법으로 예측되는데, 여기서 정확한 소음의 예측을 위해서는 선체의 진동 모드 및 음향방사효율의 정의가 중요하다. 따라서 수중방사소음에 대한 선체의 음향방사효율을 보다 정확히 정의하기 위한 많은 연구들이 수행되고 있다.

일반적으로 공기 중 진동하는 판의 방사소음은 Maidanik[2]이 정의한 음향방사효율을 가지고 계산하

† Corresponding Author ; Member, DTaQ
E-mail : hshan@dtaq.re.kr
Tel : +82-51-750-2563, Fax : +82-51-758-3992
* Member, DTaQ

A part of this paper was presented at the KSNVE 2013 Annual Autumn Conference
‡ Recommended by Editor Don Chool Lee

지만 수중에서의 방사소음예측을 위해 사용할 경우 소음 수준을 과다하게 예측한다고 알려져 있다. 수중에서의 보다 정확한 방사소음 예측을 위해 Uchida[3]는 실험을 통해 접수판의 음향방사효율의 실험식을 제안하였으나 Uchida의 식의 경우 저주파에서 소음을 과다하게 예측한다고 알려져 있다. 따라서 보다 정확한 수중방사소음을 예측하기 위해 음향 방사효율에 대한 연구가 많이 이루어지고 있으며 이들 연구들은 경험치 등을 바탕으로 음향방사효율을 Maidanik식과 Uchida의 실험식 사이의 값들을 채용해서 사용하고 있다[4,5].

이 연구에서는 기본적으로 Uchida가 제안한 음향방사효율에 대해 선체의 진동 모드를 고려하여 음향방사효율을 수정하여 재정리함으로써 선체진동을 통한 수중방사소음 예측의 정확도를 높이는 방법을 제안하고자 한다. 이렇게 수정된 Uchida의 실험식을 가지고 여러 함정에 대해 수중방사소음을 예측하고 이를 실험결과와 비교함으로써 제안된 음향방사효율 계산방법에 대해 검증을 수행하고자 한다.

2. 수중방사소음과 음향방사효율

2.1 선박의 수중방사소음의 계산

유체나 가스입자로 가득 차 있는 공간에서 강체 또는 탄성체 구조물을 동일한 속도로 가진하면 소음이 발생되며 이러한 음향파는 주위 유체의 음속으로 진행되는 압축파의 형태로 전파된다.

가장 간단한 음향방사 구조의 한 예인 무한 피스톤의 운동은 유체입자들을 피스톤에 수직방향으로 움직이게 만들어 소음을 전달시킨다. 이러한 무한 피스톤의 단위면적당 전달되는 음향파워는 식 (1)[6]과 같으며 여기서 음향방사효율은 이론적으로 1.0이 된다.

$$W_{rad} = \rho_0 c_0 A_{rad} v_p^2 \quad [W] \tag{1}$$

여기서 ρ_0는 유체밀도, c_0는 유체 내 음속, A_{rad}은 방사면적, v_p는 피스톤 속도의 RMS 값이다.

무한 강 피스톤보다 일반화된 굽힘 진동을 받는 무한 강판의 음향파워는 식 (2)[6]과 같다.

$$W_{rad} = \sigma_{rad} \rho_0 c_0 \, A_{rad} v^2 \quad [W] \tag{2}$$

여기서 σ_{rad}는 음향방사효율이며 v는 강판의 속도의 RMS 값이다.

굽힘 진동을 받는 유한평판의 경우 무한평판과 달리 평판 끝단에 의한 불연속 효과에 의해 음향파워는 달라지며 가진의 형태, 진동 모드에 영향을 받게 된다. 일반적으로 점가진 유한평판(point-excited finite thin plate)의 음향 파워는 식 (3)[6]과 같다.

$$W_{rad} = v^2 \left[\frac{\rho_0 c_L^2 h^2}{2.38 c_0} + 1.15 \frac{c_L h}{\omega \eta_c} \rho_0 c_0 \sigma_{rad} \right] \quad [W] \tag{3}$$

여기서 ρ_0는 유체 밀도, c_L은 판의 종파(longitudinal wave) 속도, η_c는 내부손실팩터, h는 판의 두께이다.

선행연구[7]를 통해서 함정 선체의 수중방사소음은 선체를 구성하는 기본 강판의 진동 굽힘파에 의해 전달된다고 가정하고, 여러개의 기본 강판의 조합으로 구성된 판의 경우 개별 판의 끝단 효과(edge effect)가 크지 않기 때문에 음향파워의 계산은 식 (2)를 이용하여 식 (4)와 같이 제안하였다.

$$W_{rad} = \sigma_{rad} \rho_0 c_0 \, (N \times A_{rad,unitplate}) \, v_{avg}^2 \quad [W] \tag{4}$$

여기서 $A_{rad,unitplate}$는 기본 강판의 접수면 면적(2.4 m×0.6 m), N은 수면하 선체를 구성하는 기본 판의 개수(=(수면하 접수면적)/$A_{rad,unitplate}$) v_{avg}는 수면하 강판의 평균 속도이며 기본판의 치수는 2.4 m×0.6 m×0.012 m이다.

일반적으로 수중음향은 기준음압(reference pressure)을 10^{-6} Pa로 두고 이에 대한 dB 형태로 표기되며 식 (4)를 dB 형태의 음압으로 표시하면 음향파워와 음압과의 관계는 식 (5)와 같이 표현할 수 있다.

$$L_p = L_w - 10\log\left(\frac{S}{S_0}\right) + 61.9 \quad [\mathrm{dB}] \tag{5}$$

여기서 L_p는 평균음압(ref=10^{-6} Pa), L_w는 음향파워(ref=10^{-12} Watt), S는 측정면적, S_0는 기준면적(1 m^2)이다.

함정의 수중방사소음은 식 (5)를 통해서 측정된 음향파워값을 가지고 음압값으로 환산하여 구하였다. 여기서 측정 면적은 Fig. 1과 같이 함을 육면체 형태로 가정한 후 선체에서 1 m 떨어진 육면체 면적을 사용하였다.

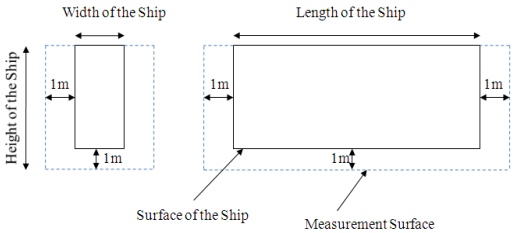


Fig. 1 Measurement surface of the sound for a ship

Table 1 List of Plates(Size, 1.41 m×0.91 m) tested by Uchida[3]

Material	Thickness(mm)
Steel	1.2, 3.2, 4.3, 10.0
Aluminum	3.0, 5.0, 10.0
Acrylic	5.0, 10.0, 15.0,
FRP	2.0,6.0,9.0,14.0

2.2 음향방사효율 - Uchida의 실험식

Uchida[3]는 무향 수조의 바닥에 여러종류의 판을 부착한 다음 이를 가진기를 이용하여 가진시켜 판을 진동시키고 이러한 진동에 의한 전달소음을 수조에서 하이드로폰을 이용하여 계측하였다.

Uchida는 Table 1의 치수를 가지는 강판, 알루미늄판, 아크릴판 및 FRP판에 대한 실험결과를 바탕으로 음향방사효율을 식 (6)~(9)과 같이 제안하였다.

$$f \le f_1,\quad 10\log\sigma_{rad} = 10\log\left(m\sqrt{B}/A_{rad}\right) - 78, \quad \text{where} \quad f_1 = 0.25 f_0,\ f_0 = 700\left(m\sqrt{B}/A_{rad}\right)^{0.2} \tag{6}$$

$$f_1 < f \le f_2,\quad 10\log\sigma_{rad} = (50/3)\log(4f/f_0) + 10\log\left(m\sqrt{B}/A_{rad}\right) - 78, \quad \text{where} \quad f_2 = 2f_0 \tag{7}$$

$$f_2 < f \le f_3,\quad 10\log\sigma_{rad} = 50\log(f/16000) - 10, \quad \text{where} \quad f_3 = 16000\,\text{Hz} \tag{8}$$

$$f_3 < f \qquad 10\log\sigma_{rad} = -10 \tag{9}$$

여기서 m은 표면밀도($=\rho_s h$), B는 굽힘 강성(Nm) ($=\frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$), A_{rad}는 판의 방사면적이다.

2.3 선체진동을 이용한 함정의 수중방사소음 예측

이 절에서는 현재 운용중인 해군의 특정 함정에 대해 정박한 상태에서 일부 장비를 가동시킨 상태에서 선체진동 계측을 통해 수중방사소음을 예측하였다.

선체진동을 통해 수중방사소음을 예측하는데 있어 다음의 가정을 적용하였다.

가. 수중방사소음은 선체의 구조전달소음으로만 구성되어 있다고 가정하며 측정된 선체진동은 공기소음 및 구조 진동이 모두 포함된 진동레벨이다.

나. 선체 구성 기본 강판은 4개의 에지가 모두 보강재로 둘러싸인 강판(0.6 m×2.4 m×0.012 m)으로 가정한다.

다. 선체는 “나” 에서 언급한 여러 개의 기본강판의 배열로 구성되어 있다고 가정하며 선체 진동에 의한 수중방사소음은 선체를 구성하는 각각의 강판의 진동에 의한 소음의 합으로 가정한다.

Fig. 2와 같이 함정이 부두에 정박한 상태에서 수면하 선체부의 10지점에서 PCB Type 352C03 가속도계를 가지고 계측한 진동속도 평균값과 식 (4)~(5)를 통해 수중방사소음 음압레벨을 예측하였으며 예측결과에 대해 실제 하이드로폰(B&K Type 8103)을 이용하여 측정한 결과를 비교해 보았다. 식 (4)에서의 음향방사효율은 식 (6)~(9)의 Uchida의 실험식을 사용하였으며 10개 지점에서의 진동 평균값이 선체 전체의 평균 진동값을 대표할 수 있다고 가정하였다.

측정된 수중방사소음은 선체로부터 약 50 m 떨어진 지점에서 수심 5 m에서 측정된 소음이다. 거리에 따른 음향전달손실(sound transmission loss)은 식 (10)과 같으므로 실제 계측된 소음레벨에 식 (10)의 음향전달손실만큼을 보상해 주었다.

$$TL = 20\log(r) + ar \tag{10}$$

여기서 TL은 음향전달손실(dB), r은 선체에서 하이드로폰까지의 거리, a는 감쇠계수이다.

이 연구에서는 식 (10)에서 감쇠계수는 무시하고 거리에 대한 음향전달손실만 보상하여 1 m 떨어진 지점에서의 음압을 추정하였다.

실제로 Fig. 2와 같이 정박 중 부두에 계류한 상태에서의 수중방사소음은 부두 증 주변 구조물의 반사파의 영향을 받으며, 근접장 측정으로 인해 선체를 점음원 방사체가 아닌 선음원 방사체로 고려해야 하는 문제가 있다. 하지만 이 연구에서는 이러한 불확실 요소를 고려하지 않았으며 이로 인해 일부 오차가 존재할 수 있음을 밝혀둔다.

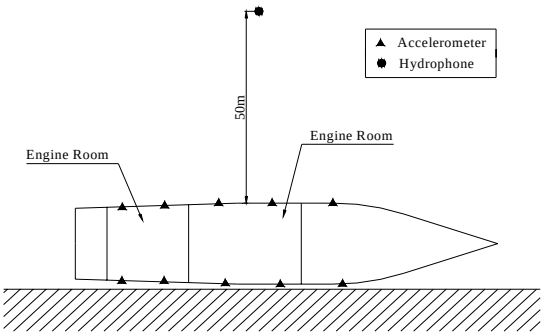
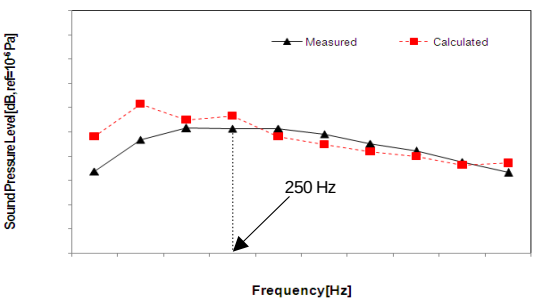
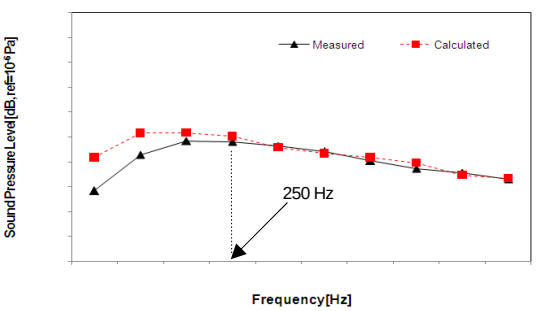


Fig. 2 Locations of accelerometers and hydrophone



(a) A-mode



(b) B-mode

Fig. 3 Underwater radiation noise estimated with Uchida's equation of the radiation efficiency

Fig. 3은 해군에서 운용하고 있는 특정함정에 대해 특정장비조합 운전 시(“A-mode”, “B-mode”)의 수중방사 소음측정 결과와 선체진동 평균값을 이용하여 예측한 수중방사소음결과이다.

일반적으로 Uchida의 실험식을 이용하여 수중방사소음을 예측할 경우 저주파 영역에서 실제값보다 크게 예측된다고 알려져 있으며, Fig. 3에서와 같이 소음 예측결과가 250 Hz 이하 주파수에서 실험치에 비해 크게 예측됨을 알 수 있다.

이 연구에서는 이러한 저주파에서의 소음예측 오차가 음향방사효율의 오차에 기인한다고 판단하여 선체를 구성하는 강판의 고유진동수를 고려하여 Uchida의 음향방사효율을 재검토하고자 한다.

3. 선체 구성 강판의 고유진동수를 고려한 Uchida의 실험식 수정

3.1 선체 강판의 구성

Fig. 4는 일반적인 선박의 기관실 단면도이다. 함정의 수중방사소음은 수면하 선체의 진동을 통한 음향파로 전파됨을 고려해볼 때 수면하 선체부를 구성하는 강판의 진동 특성은 매우 중요하다. Fig. 5는 일반적인 함정의 셸(shell)부의 구조로 기본적으로는 2.4 m×0.6 m×0.012 m 단일강판의 배열로 되어있으며 론지(longitudinal stiffener)와 트랜스(transverse stiffener)에 의해 구속되어 있음을 알 수 있다. 선체를 조금 더 거시적으로 보면 Fig. 5에서 ②(2.4 m×(0.6×5) × 0.012 m)와 같이 데크(deck)와 트랜스사이를 선체의 기본 강판으로 볼 수 있으며 ③((2.4 m×2)×(0.6 m×5) ×0.012 m)과 같이 ②의 구조의 배열판을 하나의 기본 강판으로 볼 수 있다. 식 (6)~(7)의 Uchida의 실험식으로부터 f_2 Hz 이하에서 음향 방사효율은 가진판의 면적에 반비례하므로 Figs. 4~5로부터 함정의 수중방사소음 계산 시 함정의 기본 강판을 어떻게 선정하는가에 따라 음향방사효율은 달라지며 이로 인해 소음예측 결과는 달라진다.

3.2 고유주파수를 고려한 Uchida의 실험식 수정

이 연구에서는 평판의 음향방사효율에 대한 Uchida

의 실험식이 유한한 여러 종류의 판(가로×세로= 1.41 m ×0.91 m)에 대한 실험식임을 고려해 볼 때 방사소음과 진동과의 관계인 음향방사효율에 대해 선체를 구성하고 있는 강판의 구조진동의 특성이 반영되어야 한다.

특히 선박의 경우 선박의 가진판을 어떻게 정의하는가에 따라 음향방사효율이 달라지므로 소음예측 결과는 달라진다.

선박의 기본 구성 강판을 Fig. 5의 ①의 유한강판으로 정의할 경우 강판의 진동은 1차 고유진동수 ($f_{①}$) 이전 주파수에서 강체모드로 진동하므로 강판의 음향방사효율은 1차 고유진동수 이전에서는 매우 작아질 것으로 판단된다. 따라서 Fig. 5의 ①의 유한강판의 1차 고유주파수 이전에서의 수중방사소음은 이러한 기본강판보다 더 큰판의 진동에 기인할 것으로 생각할 수 있다. Fig. 5에서 ②의 강판의 경우 판 중간 중간의 론지로 인해 ①, ③강판과 1차 모드

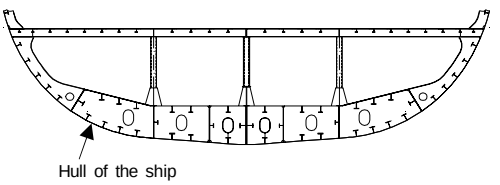


Fig. 4 Cross section of the engine room of the typical ship

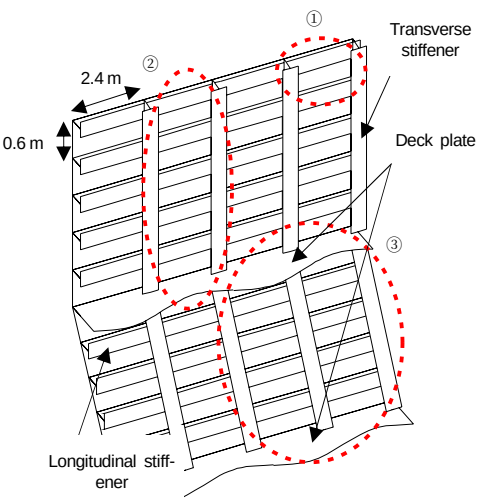
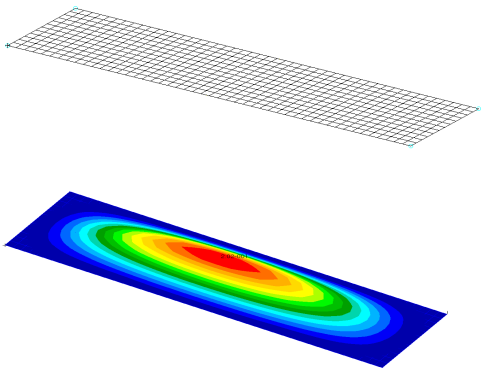
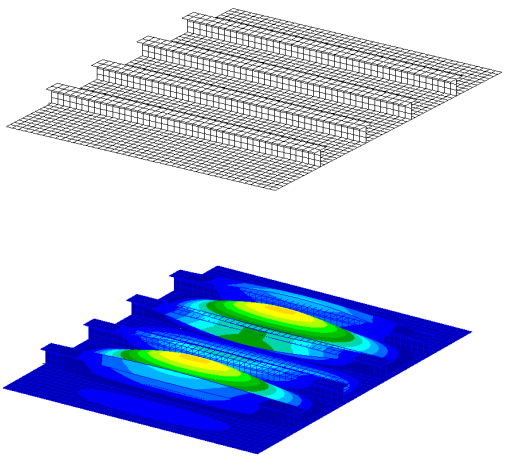


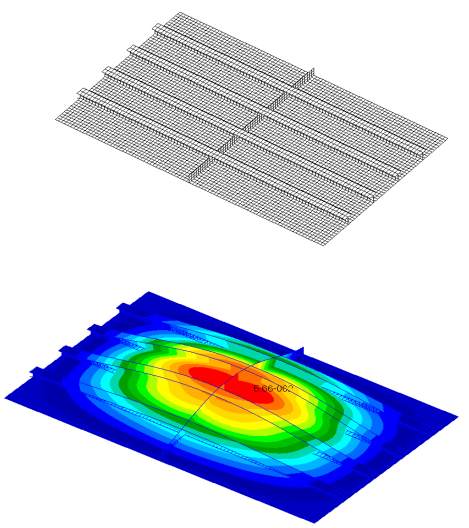
Fig. 5 Structure of the shell for the ship



(a) Structure "①"



(b) Structure "②"



(c) Structure "③"

Fig. 6 Vibration mode of plates of a hull structure

형상이 조금 달라지나 1차 고유주파수 이전에서는 ①강판과 동일하게 강체모드로 진동하므로 이 주파수 이전에서의 음향방사효율은 매우 작아질 것으로 예측된다. 따라서 이 연구에서는 Fig. 5의 ①의 유한강판의 고유진동수 이전에서 수중방사소음은 Fig. 5의 ②의 강판 진동에 기인한다고 가정하였고, Fig. 5의 ②의 유한강판의 고유진동수($f_{②}$) 이전에서 수중방사소음은 Fig. 5의 ③의 강판 진동에 기인한다고 가정하였다.

따라서 이 연구에서 선체의 음향방사효율은 $f \geq f_{①}$에서는 Fig. 5의 ①의 유한강판에 대한 음향방사효율을 따르고, $f_{①} > f > f_{②}$에서는 Fig. 5의 ②의 유한강판의 음향방사효율을 따르며 $f < f_{②}$ 그 이전 주파수에서는 Fig. 5의 ③의 유한강판의 음향방사효율을 따른다고 가정하였다.

각 판의 고유진동수는 Fig. 6과 같이 Fig. 5의 ①, ②, ③ 구조에 대해 4개의 끝단(edge)을 완전 구속시킨 상태에서 MSC Patran/Nastran을 이용하여 계산하였으며 접수효과에 의한 부가 질량을 고려할 경우 식 (11)과 같이 고유진동수는 부가 가상 질량 증가 계수(added virtual mass incremental factor)에 따라 달라진다.

$$f_{water} = f_{air}\frac{1}{\sqrt{1+\beta}} \tag{11}$$

여기서 f_{water}는 접수효과가 고려된 고유진동수, f_{air}는 공기 중 고유진동수, β는 부가 가상 질량 증가 계수이다.

수중 접수 강판의 부가 가상 질량 증가 계수는 원판에 대해 식 (12)[8]와 같이 나타낼 수 있으며 한쪽이 공기, 반대쪽이 물과 접촉하는 강판의 경우 부가 가상 질량 증가계수는 수중접수강판의 약 1/2로 계산한다.

$$\beta = \mu\left(\frac{\rho_w}{\rho_s}\right)\left(\frac{a}{h}\right) \tag{12}$$

여기서 μ는 경계변 경계조건 및 진동형에 따른 상수, ρ_w는 물의 밀도, ρ_s는 판의 밀도, a는 원판의 반경, h는 판의 두께이다.

Kito[9]는 직사각형 판에 대해 가로-세로 길이비에 따른 경계변 경계조건 및 진동형에 따른 상수를 제안하였으며 이 연구에서 다루는 기본강판의 경우 경계변 경계조건 및 진동형에 따른 상수가 약 0.58임을 알 수 있었다.

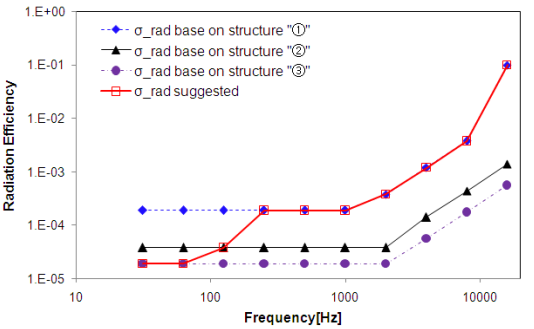


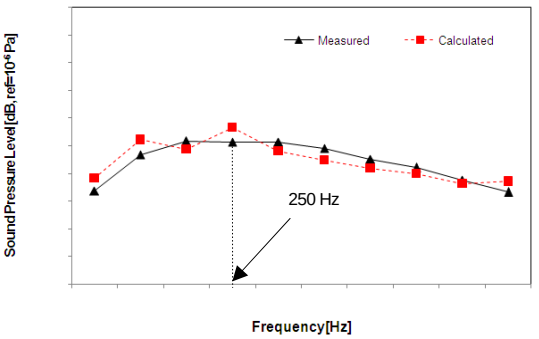
Fig. 7 Radiation efficiency of the structure "①", "②", "③" from Eqs. (6)~(9) and suggested in this research

따라서 식 (11)~(12)로부터 이 연구에서 다루는 직사각형 강판을 동일한 면적을 가지는 원판으로 가정하여 a를 정하고 부가 가상 질량 증가계수를 계산하면 약 2.0이며 접수효과에 의한 고유진동수는 접수효과를 고려하지 않은 고유주파수의 약 58 %임을 알 수 있었다.

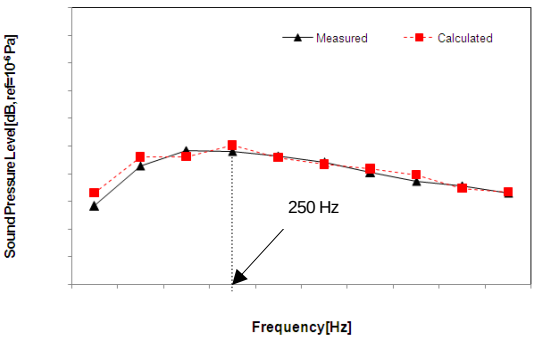
따라서 ①, ②, ③ 구조에 대한 고유주파수는 접수효과를 고려하지 않을 경우 188 Hz, 97 Hz 및 48 Hz이지만 접수효과를 고려할 경우 각각 136 Hz, 64 Hz 및 27 Hz임을 알 수 있으며, 이를 고려하여 Uchida의 제안식에 따라 Fig. 5의 ①, ②, ③ 구조에 대한 음향방사효율과 구조물의 크기에 따라서 재계산하면 음향방사효율은 Fig. 7과 같다.

Fig. 7에서와 같이 선체에서 가진판의 정의와 이에 대한 고유주파수를 고려하여 Uchida의 실험식을 수정하여 사용할 경우 저주파에서 음향방사소음을 지배하는 가진판의 크기가 커짐에 따라 음향방사효율이 작아지므로 동일한 진동 값에 따른 방사소음이 예측레벨이 작아져 실제 소음레벨과 예측소음 간의 오차가 줄어듦을 알 수 있었다.

2.3절의 Fig. 3에서 임의의 함정에 대해 측정한 선체진동과 Uchida의 음향방사효율의 실험식(식 (6)~(9))을 가지고 계산한 수중소음 예측 결과를 비교해 보면 250 Hz 이하 저주파에서 실제 계측값과 큰 차이를 가짐을 알 수 있었으나 Fig. 7의 이 연구에서 제안한 음향방사효율을 가지고 수중방사소음을



(a) A-mode



(b) B-mode

Fig. 8 Underwater radiation noise estimated with suggested radiation efficiency in this research

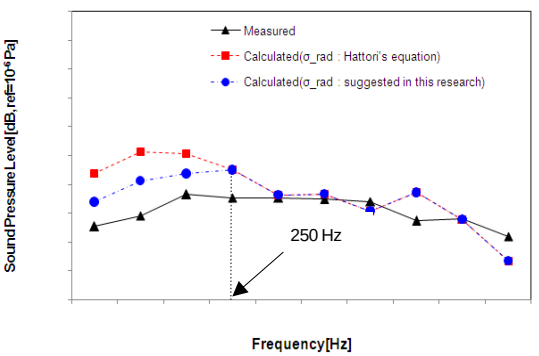


Fig. 9 Underwater radiation noise estimated with suggested radiation efficiency in this research for ship "1"

예측해보면 Fig. 8과 같으며 250 Hz 이하의 소음레벨 예측값과 측정값의 오차가 충분히 줄어듦을 알 수 있었다.

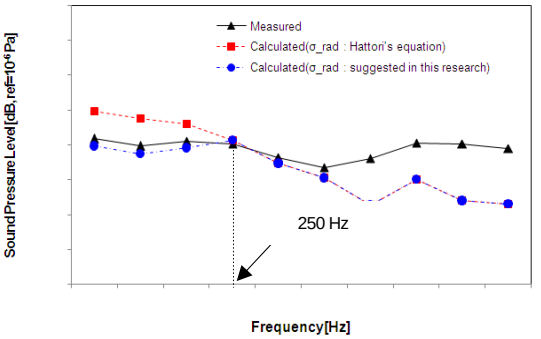


Fig. 10 Underwater radiation noise estimated with suggested radiation efficiency in this research for ship "2"

4. 실험검증

이 연구에서 제시한 음향방사효율에 대한 타당성을 검증하기 위해 추가로 2척의 함정에 대해 Fig. 2와 같이 선체진동 및 수중방사소음을 계측하고 선체진동을 통해 예측한 수중방사소음을 실험결과와 비교해 보았다.

추가 함정에 대한 시험 및 수중방사소음 예측 결과는 Figs. 9~10과 같다. Figs. 9~10에서 음향방사효율을 이 연구에서 제안한 방법을 적용할 경우 250 Hz 이하에서의 소음 예측값과 실제 계측값 간의 차이가 줄어듦을 알 수 있었다.

하지만 Fig. 10의 경우 2 kHz 이상 주파수에서의 소음레벨의 경우 계측값에 비해 실험값이 훨씬 높음을 알 수 있으나 이는 계측 시 2 kHz 이상에서의 배경소음 레벨이 실제 발생소음 대비 훨씬 컸었기 때문으로 판단된다.

이와 같이 이 연구에서 제안한 방법으로 음향방사효율을 Uchida의 실험식에 근간하여 적용할 경우 저주파에서의 수중방사소음레벨 예측값의 오차가 줄어듦을 실험을 통해 검증할 수 있었다.

5. 결 론

선체진동을 이용하여 함정탑재장비의 기계류 장비의 수중방사소음을 예측하기 위해서는 선체의 진동에너지가 음향에너지로 얼마만큼 전달되는지에 대

한 척도인 음향방사효율의 정의가 매우 중요하다.

음향방사효율을 결정하기 위해서는 측정된 수중소음에 대한 선체의 진동 특성이 파악되어야만 한다. 따라서 이 연구에서는 선체의 진동이 기본강판의 고유진동수 이상에서는 선체의 론지와 트랜스를 구속조건으로 한 상태에서 기본강판의 진동으로 구성되며, 기본강판의 고유진동수 이전 주파수에서는 선체의 진동 모드가 론지와 트랜스를 포함한 기본강판의 조합으로 하는 유니트로 진동한다고 가정하였다. 이 연구에서 기본강판의 고유주파수 이전에서의 선체의 진동하는 강판의 유니트는 3.1절의 Fig. 5와 같이 론지와 트랜스를 포함한 기본강판 4개, 8개 조합으로 선정하고 각각의 유니트 강판에 대한 고유진동수를 구하여 해당 유니트 강판의 고유진동수 사이 구간에서 음향방사효율을 Uchida의 실험식을 가지고 별도로 산정하였다.

이러한 과정으로 수중방사소음을 예측한 결과 저주파에서 과 예측되었던 수중방사소음이 실제 계측값과 유사한 값을 가짐을 알 수 있었으며 이러한 방법으로 여러 척의 함정에 대해 추가 검증을 수행한 결과 이 연구에서 제시하는 음향방사효율 추정 방법이 타당함을 검증할 수 있었다.

이와 같이 이 연구에서는 Uchida가 제시한 음향방사효율이 저주파에서 과 평가되는 이유를 선체 구조 강판의 진동 특성을 가지고 설명하고 이를 실험결과를 근거로 수정 제시함으로써 수중방사소음예측을 근사적으로 수행할 수 있었다.

이 연구를 바탕으로 추후 기계류장비의 수중방사소음을 선체진동으로 예측하고 기계류 장비를 통한 수중방사소음 수준을 근사적으로 비교적 간편하게 예측, 관리함으로써 보다 효과적인 수중방사소음 관리가 가능할 것으로 기대된다. 하지만 복잡한 형태의 구조를 가지는 선체 구조에 대해서는 이 연구의 가정으로 예측한 수중방사소음이 계측치와 큰 오차를 가져올 수 있으므로 이에 대한 추가적인 연구를 수행할 예정이다.

후 기

이 연구는 국방기술품질원 자체연구로 실시된 것으로 군사보안상 문제가 없음을 확인함.

References

(1) de Jong, C. A. F., Bosschers, J., Hasenpflug, H., Farabee, T. M., 2005, Surface Ship Underwater Radiated Flow Noise, Proceeding of Underwater Defense Technology, Amsterdam.

(2) Maidanik, G., 1962, Response of Ribbed Panels to Reverberant Acoustic Fields, The Journal of the Acoustic Society of America, Vol. 34, No. 6, pp. 809~826.

(3) Uchida, S., Yamanaka, Y., Ikeuchi, K., Hattori, K. and Nakamachi, K., 1986, Prediction of Underwater Noise Radiated from Ship's Hull, Bulletin of the Society of Naval Architectures of Japan, No. 686, pp. 36~45.

(4) Takaaki, T., Asano, T., Yokokura, Y. and Shigemitsu, T., 1990, Prediction and Full Scale Measurement of Underwater Radiated Noise from Ships, IHI Engineering Review, Vol. 23, No. 4, pp. 134~143.

(5) 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 Architectures of Korea, Vol. 48, No. 6, pp. 569~574.

(6) Ver, I. L. and Beranek, L. L, 2006, Noise and Vibration Control Engineering, John Wiley & Sons.

(7) Han, H. S. and Lee, L. 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.

(8) Korean Resister of Shipping, 1997, Control of Ship Vibration and Noise, KR.

(9) Kito, F., 1944, On the Added Mass of Flat Plates Vibration in Water, Bulletin of SNA of Japan, No. 266.

Hyung-Suk Han received a B.S. in Production and Mechanical Engineering from Pusan National University in 1996. He then went on to receive his M.S. and Ph.D. degrees in Mechanical Engineering from Pusan National University in

1998 and 2007, respectively. Dr. Han is currently a Senior Researcher at Defense Agency for Technology and Quality, Busan, Korea.

Kyung-Hyun Lee received a B.S. and M.S. in Naval Architecture and Ocean Engineering from Seoul National University in 2008 and 2011 respectively. Mr. Lee is currently a Researcher at Defense Agency for Technology and Quality, Busan, Korea.

Sung-Ho Park received a B.S. in Mechanical Engineering from Hanyang University in 2011 and MS in Mechanical Engineering from KAIST in 2013 respectively. Mr. Park is currently a Researcher at Defense Agency for Technology and Quality, Busan, Korea.