



선체진동 신호로부터 정의된 선체의 수중방사소음을 이용한 프로펠러 캐비테이션 소음 예측 연구

Study for Estimation of Propeller Cavitation Sound using Underwater Radiated Sound from the Hull Estimating with Hull Vibration

한형석[†]·전수홍^{*}·이청원^{*}·김용훈^{*}

Hyungsuk Han[†], Soohong Jeon^{*}, Chungwon Lee^{*} and Yonghoon Kim^{*}

(Received August 29, 2019 ; Revised November 22, 2019 ; Accepted November 22, 2019)

Key Words : Underwater Radiated Noise(수중방사소음), Cavitation Sound(캐비테이션 소음), Sound Radiation Efficiency(음향방사효율)

ABSTRACT

In order to estimate the underwater radiated noise of a ship, the underwater radiated sound from the hull as well as the propeller cavitation should first be defined. However, the propeller cavitation sound is not defined yet but the approximated value is used in the design state of the ship. In this research, the propeller sound including external flow-induced noise is defined. The underwater radiated noise of a ship and underwater radiated noise estimated from the acceleration on the hull by experiment.

1. 서론

해군 함정에 있어 수중방사소음은 자함의 위치탐지 및 식별을 적합하게 제공하는 정보가 되기 때문에 함정 개발에 있어 수중방사소음의 관리는 가장 중요한 항목 중 하나이다. 따라서 함정 개발 중 수중방사소음에 대한 해석 및 검증시험은 특수성능으로 분류하여 중요하게 다루어지고 있다.

Mansnikov는⁽¹⁾ 소나방정식을 가지고 잠수함이 적함을 탐지할 수 있는 거리를 다양한 해양환경아래에서 예측하였고 이를 통해 수중방사소음의 중요성을 언급하였다. 이러한 수중방사소음은 함정뿐만 아니라 일반 상선에서도 중요하고 다루어지고 있다. Miston은⁽²⁾ 어업조사선(research vessel)에 대한 수중방사소

음 검토를 통해 수중방사소음의 기준을 검토하였으며, ABS는⁽³⁾ 일반상선 및 조사선에 대한 수중방사소음의 기준을 제시하고 있다. 소음저감을 위해 수중방사소음의 가장 큰 주요소인인 프로펠러 캐비테이션 소음에 대한 연구가 활발히 이루어지고 있으며⁽⁴⁻⁶⁾ 최근에는 수중방사소음의 저감량이 점점 커지면서 종래에 다루어지지 않고 있던 비공동상태에서의 프로펠러 소음^(7,8), 항해 시 선체의 유동소음에 의한 수중방사소음⁽⁹⁾, 기계류에 의한 수중방사소음⁽¹⁰⁻¹²⁾ 등 다양한 분야에서의 연구가 이루어지고 있다.

수중방사소음은 내부가진소스에 의한 수중방사소음, 외부가진소스에 의한 수중방사소음으로 나누어 생각할 수 있다.

내부가진소스에 의한 수중방사소음은 함내에 설치되어 있는 여러 기계류 장비 등의 공기음 및 구조음

[†] Corresponding Author ; Member, Defense Agency for Technology and Quality
E-mail : hshan@dtq.re.kr
^{*} Member, DTaQ

A part of this paper was presented at the KSNVE 2019 Annual Autumn Conference
[‡] Recommended by Editor Jun Hong Park
© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

에 의해 해수와 접해있는 외판의 진동에 의해 전달되는 소음이다. 내부가진소스에 의한 수중방사소음은 계측 또는 업체로부터 제공받은 주요장비의 음향파워와 구조음을 입력으로하여 수치해석을 통해 얻어진 선체진동을 가지고 예측을 수행하고 있다.

외부가진소스에 의한 수중방사소음은 정확히 알려져 있지 않으므로 수중방사소음 계측을 통해 얻어진 값을 바탕으로 가정하여 사용하고 있다. 현재 수중방사소음 해석 시 외부소음원은 배관계통 소음 및 프로펠러 소음만이 적용되고 있으며 모두 경험에 의한 근사치만을 적용하고 있다.

일반적으로 함정의 수중방사소음의 주요 소스는 프로펠러 소음을 포함한 외부가진소스에 의한 소음으로 알려져 있으며 프로펠러에서 캐비테이션이 발생하게 되면 수중방사소음은 급격히 증가한다. 대잠 작전을 수행하는 캐비테이션 이전 속력에서는 외부가진소스에 의한 소음보다는 자함의 토널소음을 저감해야만 잠수함 등 위협세력을 탐지하는 자함의 소나 성능을 최적화할 수 있으므로 기계류 토널소음이 중요하다. 하지만 일반작전 중에는 자함이 잠수함 등 위협세력에 최대한 노출이 되지 않도록 소음을 줄여야 하며, 이 경우에는 주요소음원인 프로펠러 소음을 최소화하기 위해 프로펠러의 캐비테이션 발생 속도를 최대한 높여야 하고 캐비테이션이 발생하더라도 이 소음을 최소화 해야만 한다.

이 연구에서는 이러한 프로펠러 소음의 저감을 위한 첫 단계로 외부가진소스에 의한 소음의 주성분인 프로펠러 소음을 정의하는 방법에 대해 수중방사소음과 연계하여 연구를 수행하였다.

프로펠러 등 외부소스에 의한 소음을 정의하기 위해서 선체에 가속도계를 부착하여 얻어진 진동속도 정보와 선체구성강판의 음향방사효율을 가지고 내부가진소스에 의한 수중방사소음을 파악하고, 계측된 수중방사소음으로부터 이를 차감하여 외부가진소스에 의한 수중방사소음을 정의하고자한다. 여기서 외부가진소스의 주성분이 프로펠러 소음이므로 이를 프로펠러 소음으로 간주하여 프로펠러 소음을 정의하고자 한다.

2. 이론적 배경

2.1 내부가진소스에 의한 수중방사소음

유체나 가스입자로 가득 차 있는 공간에서 강체 또

는 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)과⁽¹³⁾ 같으며 여기서 음향방사효율은 이론적으로 1.0이 된다.

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

여기서 ρ_0 는 유체밀도, c_0 는 유체 내 음속, A_{rad} 은 방사면적, v_p 는 피스톤 속도의 RMS 값이다.

무한 강 피스톤보다 일반화된 굽힘 진동을 받는 무한 강판의 경우 음향방사효율이 주파수에 따라 달라지므로 음향파워는 식 (2)와⁽¹³⁾ 같이 음향방사효율이 고려된 형태로 나타낼 수 있다.

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

여기서 σ_{rad} 는 음향방사효율이며 v 는 강판의 속도의 RMS 값이다

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 않다고 가정하면 선박의 접수강판에 의해 방사되는 음향파워의 계산은 식 (2)를 이용하여 식 (3)과 같이 제안할 수 있다. 여기서 N 개의 강판의 음향방사효율은 동일하고 이들 강판들의 진동은 모두 동일한 진동레벨을 가진다고 가정하였다.

$$W_{rad} = \sigma_{rad} \rho_0 c_0 (N \times A_{rad,unitplate}) v_{avg}^2 \quad [W] \quad (3)$$

여기서 $A_{rad,unitplate}$ 는 기본 강판의 접수면 면적(2.4 m × 0.6 m), N 은 수면하 선체를 구성하는 기본판의 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 수중방사소음의 음압레벨은 기준음압(reference pressure)을 10^{-6} Pa로 두고 이에 대한 dB 형태로 표기되므로 식 (4)와 같이 수중에서 음향파워와 음압과의 관계를 dB 값으로 표현할 수 있다⁽¹⁷⁾.

$$L_p = L_w - 10 \log \left(\frac{S}{S_0} \right) + 61.9 \quad [\text{dB}] \quad (4)$$

여기서 L_p 는 평균음압(ref=10⁻⁶ Pa), L_w 는 음향파워(ref=10⁻¹² Watt), S_0 는 기준면적(1 m²), S 는 측정면적이며, 함정 수중방사소음 계측 시 측정 면적은 Fig. 1과 같이 함을 육면체 형태로 가정한 후 선체에서 1 m 떨어진 육면체 면적을 사용하였다.

식 (3)에서 음향방사효율은 주로 Maidanik이 제안한 식과 Uchida의 실험식이 주로 사용된다.

Maidanik은⁽¹⁴⁾ 잔향공간에서 리브가 있는 강판에 대한 음향방사효율을 식 (5)~(11)과 같이 제안하였다.

$$f < f_{11} \quad \sigma_{rad} = \frac{4S}{c^2} f^2 \quad (5)$$

$$f_{11} < f < f_c \quad \sigma_{rad} = \frac{\lambda_c^2}{S} g_{1(\alpha)} + \frac{P\lambda_c}{S} g_{2(\alpha)}$$

$$\lambda_c = \frac{c}{f_c}, \quad \alpha = \sqrt{f/f_c} \quad (6)$$

$$f = f_c \quad \sigma_{rad} = \sqrt{a/\lambda_c} + \sqrt{b/\lambda_c} \quad (7)$$

$$f > f_c \quad \sigma = (1 - f_c/f)^{-1/2} \quad (8)$$

$$f_{11} = \frac{c^2}{2Sf_c} \left(\frac{P^2}{8S} - 1 \right), \quad (9)$$

$$f_c = \frac{1}{2\pi} c^2 (\rho_s h)^{1/2} \left[\frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \right]$$

$$g_1(\alpha) = \frac{8}{\pi^4} \frac{(1-2\alpha^2)}{\sqrt{\alpha^2(1-\alpha^2)}} \quad (f < f_c/2) \quad (10)$$

$$= 0 \quad (f > f_c/2)$$

$$g_2(\alpha) = \frac{1}{4\pi^4} \frac{(1-\alpha^2) \ln \left(\frac{1+\alpha}{1-\alpha} \right) + 2\alpha}{(1-\alpha^2)^{3/2}} \quad (11)$$

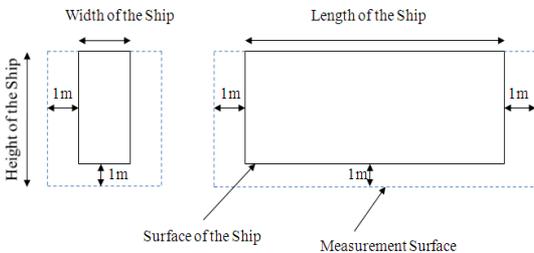


Fig. 1 Measurement surface of the sound of a ship

여기서 f 는 주파수, P 는 평판의 둘레(=2(a+b)), S 는 평판의 면적(=ab)이다.

Uchida는⁽¹⁵⁾ 0.91 m × 1.41 m의 강판, 알루미늄판, 아크릴판 및 FRP판에 대한 실험결과를 바탕으로 물과 접하는 강판의 음향방사효율을 식 (12)~(15)와 같이 제안하였다.

$$f \leq f_1, \quad 10 \log \sigma_{rad} = 10 \log (m \sqrt{B} / A_{rad}) - 78, \quad (12)$$

$$\text{where } f_1 = 0.25f_0, \quad f_0 = 700(m \sqrt{B} / A_{rad})^{0.2}$$

$$f_1 < f \leq f_2, \quad 10 \log \sigma_{rad} = (50/3) \log (4f/f_0) + 10 \log (m \sqrt{B} / A_{rad}) - 78, \quad (13)$$

$$\text{where } f_2 = 2f_0$$

$$f_2 < f \leq f_3, \quad 10 \log \sigma_{rad} = 50 \log (f/16000) - 10, \quad (14)$$

$$\text{where } f_3 = 16000 \text{ Hz}$$

$$f_3 < f, \quad 10 \log \sigma_{rad} = -10 \quad (15)$$

여기서 m 은 표면밀도(=ρ_sh), ρ_s는 강판의 밀도, h는 강판의 두께, B는 굽힘 강성(= $\frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$), A_{rad}는 판의 방사면적이다.

이 연구에서는 Fig. 2에서와 같이 선체를 구성하고 있는 기본강판을 ①의 2.4 m × 0.6 m 강판으로 정의할 수도 있지만 이들 강판의 4개 조합인 ②의 2.4 m × 0.6 m × 4 강판으로 정의할 수도 있고 이들 강판의 8개 조합인 ③의 2.4 m × 0.6 m × 8 강판으로도 정의할 수도 있다. 따라서 진동하는 기본 강판을 정의하는 방법이 다양하므로 강판크기에 고유주파수를 고려하여 Uchida의 실험식을 수정하여 사용하였다.

Fig. 2에서와 같이 함정의 선체를 구성하는 기본 강판을 2.4 m × 0.6 m 강판(①)이라고 가정하여 음향방사효율을 정의 하게 되면 2.4 m × 0.6 m 강판의 조합 강판(②, ③)을 기본강판이라고 가정했을 때 정의한 음향방사효율대비 음향방사효율이 크게 정의된다. 선행연구의^(11,12) 결과 및 Fig. 3의 실험결과로부터 2.4 m

$\times 0.6\text{ m}$ 강판의 고유진동수 이하의 주파수에서는 선체의 음향방사효율이 주파수감소에 따라 점차 감소하는 것을 볼 수 있다.

따라서 $2.4\text{ m} \times 0.6\text{ m}$ 강판의 고유진동수 이하에서 선체의 진동은 $2.4\text{ m} \times 0.6\text{ m} \times 4n$ ($n=1$ 일 경우 Fig. 2의 ②, $n=2$ 일 경우 Fig. 2의 ③) 강판의 고유진동수에서 주로 발생하고 이 진동으로 인해 수중방사소음이 발생한다고 가정하면 $2.4\text{ m} \times 0.6\text{ m} \times (4n)$ 강판의 음향방사효율은 이 주파수 범위에서 $2.4\text{ m} \times 0.6\text{ m}$ 강판 대비 작으므로 실험으로부터 얻어진 바와 같이 방사효율이 저주파로 갈수록 작아지는 현상을 설명할 수 있다. 따라서 Fig. 2와 같이 $2.4\text{ m} \times 0.6\text{ m}$ 강판의 고유진동수 미만, $2.4\text{ m} \times 0.6\text{ m} \times 4$ 강판의 고유진동수 이상에서 음향방사효율은 $2.4\text{ m} \times 0.6\text{ m} \times 4$ 크기의 강판(Fig. 2의 ②)의 음향방사효율을 사용하였고,

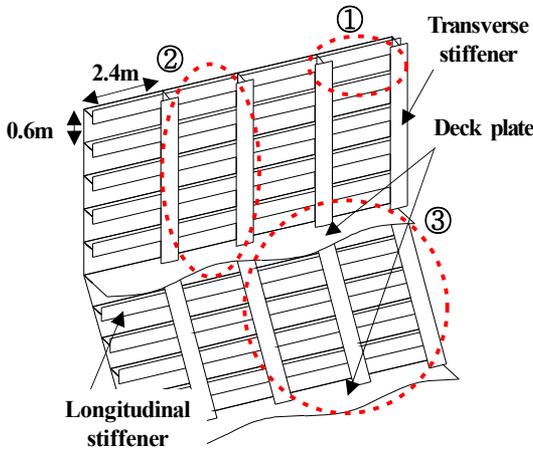
$2.4\text{ m} \times 0.6\text{ m} \times 4$ 강판의 고유진동수 미만, $2.4\text{ m} \times 0.6\text{ m} \times 8$ 강판(Fig. 2의 ③)의 고유진동수 이상에서 음향방사효율은 $2.4\text{ m} \times 0.6\text{ m} \times 8$ 크기의 강판의 음향방사효율을 사용하였다. 여기서 n 이 3이상일 경우 강판의 고유주파수는 수중방사소음 해석 주파수 범위 하한치(31.5 Hz)보다 작으므로 Fig. 2에서 정의한 기본강판 ①의 고유진동수보다 작은 저주파에서는 n 이 1, 2인 Fig. 2의 강판구조 ②, ③에 대해서만 고려하여 음향방사효율을 정의하였다.

이와 같이 저주파에서 음향방사소음을 지배하는 강판의 크기가 커짐에 따라 음향방사효율이 작아지므로 동일한 진동 값에 따른 방사소음의 예측레벨이 작아지며 Fig. 3과 같이 기존의 Uchida식과 비교해볼 때 200 Hz 미만의 저주파에서 실험결과와 더 잘 일치함을 알 수 있다. Fig. 3에서 음향방사효율의 계측은 측정대상함정의 측정면적을 Fig. 1과 같이 가정하고 1 m 거리에서 하이드로폰을 이용하여 음압을 여러 지점에서 계측한 후 식 (4)를 이용하여 음향과위를 구하였다. 여기서 함의 면적은 Fig. 1과 같이 함의 길이와 폭을 이용하여 근사적으로 계산하였다.

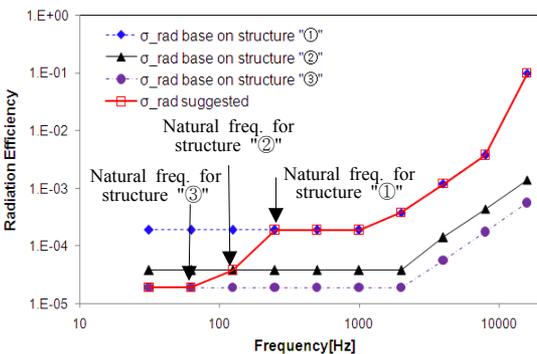
이 절의 검토결과로부터 이 연구에서 제안하는 수정된 Uchida식을 음향방사효율로 사용할 경우 2 kHz 미만의 주파수 영역에서 실제 계측으로 얻어진 음향방사효율과 유사한 형태의 음향방사효율을 얻을 수 있었다.

Uchida는 $0.91\text{ m} \times 1.41\text{ m}$ 의 유한강판을 가지고 강판의 방사효율을 실험적으로 정의하였기 때문에 강판의 조합에 따른 음향방사효율을 고려하지 못하였으므로 저주파 영역에서 음향방사효율이 실험결과와 다른 것으로 판단된다.

또한 2 kHz 이상 고주파 영역의 경우 Uchida의 음향방사효율보다 Maidanik의 음향방사효율이 실험적



(a) Structure of the shell of the ship



(b) Sound radiation efficiency

Fig. 2 Radiation efficiency of the structure "1", "2", "3" from Eq. (5)~(8) and proposed in this research

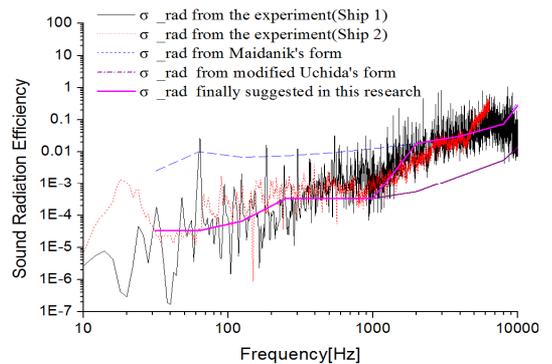


Fig. 3 Radiation efficiency proposed in this research

과 유사함을 알 수 있었다.

따라서 이 연구에서 선체의 음향방사효율은 200 Hz 미만에서는 이 연구에서 제안한 수정된 Uchida식을 사용하였고, 200 Hz에서 2 kHz 사이에서는 기존 Uchida식을 적용하였으며 2 kHz 이상에서는 Maidanik식을 적용하여 정의하였다.

2.2 외부가진소스에 의한 수중방사소음

일반적으로 함외부에서의 소음은 프로펠러 소음, 배관계통에 의한 유체소음 및 항해 중 선체와 부가물에 의해 발생하는 유동소음 등이 있다. 하지만 이들 소음에 대한 정의가 매우 어렵기 때문에 현재 프로펠러 소음 및 배관계통 소음은 여러 가지 실험결과에 따라 근사적으로 정의하여 사용하고 있으며, 항해 중 선체 및 부가물에 의한 유동소음은 고려되지 않고 있다.

이러한 외부가진소스에 의한 소음은 측정된 전체 수중방사소음에 대해 내부가진소스에 의한 수중방사소음을 차감하여 정의할 수 있다. 하지만 이러한 외부가진소스에 의한 소음에 대한 여러 가지 소스들의 개별적인 기여도를 분석하기는 매우 어렵다.

SNAME⁽¹⁶⁾는 캐비테이션 발생 이후 프로펠러에서 발생하는 팁볼텍스(tip vortex) 및 블레이드 시트(blade sheet) 캐비테이션 소음에 대해 식 (16), (17)과 같이 제안하고 있다.

$$L_{pt} = 10\text{Log} \left[0.23n_b \left(\frac{N_p}{60} \right) \left(\frac{D}{3.28} \right) \frac{1}{f_{br}} \right] + 155 + C_t \quad (16)$$

$$L_{pb} = 10\text{Log} \left[0.23n_b \left(\frac{N_p}{60} \right) \left(\frac{D}{3.28} \right) \frac{1}{f_{br}} \right] + 168 + C_b \quad (17)$$

여기서 L_{pt} 는 프로펠러 중심에서 3 ft 떨어져 있는 지점에서의 팁볼텍스 캐비테이션 소음(ref = 10^{-6} Pa), L_{pb} 는 프로펠러 중심에서 3 ft 떨어져 있는 지점에서의 블레이드 시트 캐비테이션 소음(ref = 10^{-6} Pa), f_{br} 은 최대 소음을 가지는 주파수(Hz), n_b 는 프로펠러의 블레이드 수, N_p 는 프로펠러 rpm, D는 프로펠러의 직경(ft), C_t , C_b 는 보정계수로 식 (18), (19)와 같다.

$$C_t = \begin{cases} 10\text{Log} \left[0.97 \left(\frac{v}{v_0} \right) - 1 \right] & \text{for } \frac{v}{v_0} < 2.35 \\ 0 & \text{for } \frac{v}{v_0} > 2.35 \end{cases} \quad (18)$$

$$C_p = 20\text{Log} \left[1 - \left(\frac{v}{v_0} \right) \right] \quad (19)$$

여기서 v_0 는 캐비테이션 발생속도, v 는 운항속도이다.

일반적으로 프로펠러에서 발생하는 소음은 압력과의 형태로 선체를 가진하기 때문에 프로펠러 상부 선체의 경우 프로펠러 소음에 의한 영향으로 큰 진동이 발생한다.

3. 수중방사소음 예측 결과

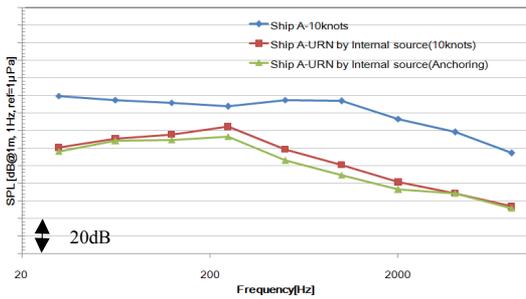
이 절에서는 실제 수중방사소음 평가 시 계측한 선체진동 신호를 가지고 내부가진소스에 의한 수중방사소음을 예측하고 계측한 수중방사소음과의 에너지 차이로부터 프로펠러 소음을 정의하였다. 이를 통해 이 절에서는 일반적으로 제시되고 있는 SNAME에서 제안하는 프로펠러 소음의 타당성을 판단해 보고자 한다.

3.1 선체진동을 이용한 내부가진소스에 의한 수중방사소음 계측

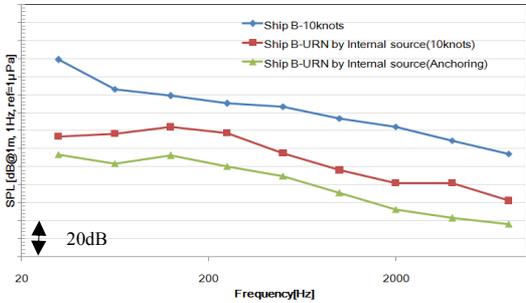
현재 수중방사소음은 1/1 옥타브 또는 1/3 옥타브 밴드로 계측한 후 밴드 평균값으로 관리되고 있으며 이를 통해 1 Hz당 음향에너지로 관리하고 있다.

유체소음과 같이 광대역 소음의 경우 계측하는 옥타브밴드 주파수 내에 큰 피크 없이 대체적으로 유사한 수준의 소음이 계측되기 때문에 옥타브밴드 평균으로 1 Hz당 음향에너지를 산출하는 것이 타당하지만, 기계류 소음 등 내부가진소스에 의해 방사되는 수중방사소음은 기계류 특유의 톤(tonal) 소음을 가지고 있으므로 이 톤 소음이 크게 발생할 경우 옥타브밴드값에 절대적인 영향을 주게 된다. 따라서 이러한 톤 소음을 포함한 소음에 대해 옥타브밴드 평균으로 수중방사소음을 규제하게 되면 계측된 음압레벨이 주파수 평균을 통해 크게 감소하므로 기계류 소음의 톤 소음에 대한 관리가 불가능하게 된다. 이 때문에 수중함의 경우 수중방사소음 평가 시 협대역 신호에 대한 톤소음 또한 기준으로 적용하고 있지만 수상함의 경우 옥타브 평균값만이 수중방사소음의 기준으로 적용되고 있다. 따라서 톤소음의 관리를 위해서는 수상함의 경우도 수중함과 같이 협대역 신호의 기준을 설정하고 관리할 필요가 있다

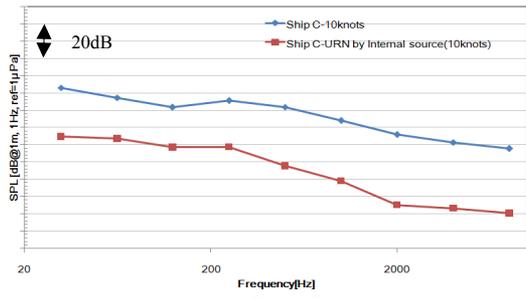
Fig. 4는 캐비테이션 발생 전 특정속도(00 knots)에서 3척의 함정에 대해 계측한 수중방사소음과 선체진



(a) Ship A



(b) Ship B



(c) Ship C

Fig. 4 1/1 Octave band average spectra for the measured total underwater radiated noise and underwater radiated noise from the hull vibration only

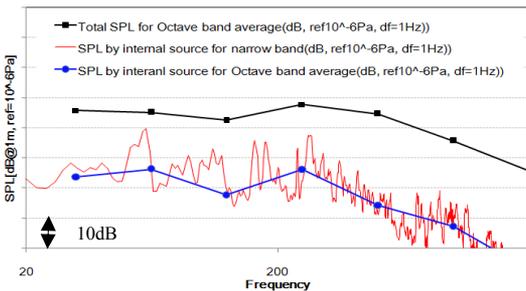


Fig. 5 1/1 Octave band average spectra for the measured total underwater radiated noise and narrowband spectra for the under water radiated noise from the hull vibration only

동신호를 통해 예측한 내부가진소스에 의한 수중방사소음이다. Fig. 4에서 정박(anchoring) 상태에서의 수중방사소음은 내부 접수 선체에서 계측한 진동속도와 Fig. 3에서 정의한 음향방사효율을 가지고 식 (3), (4)를 통해 계산한 소음이다. 이때 감속기어와 추진축은 분리된 상태에서 계측하였으며 소화펌프, 냉수제조기, 발전기 등 주요 장비를 동작시켜 놓은 상태에서 접수 선체의 진동을 계측하였다. 항해 시에는 정박상태와 동일한 지점에서 접수선체의 진동을 계측하고 정박시와 동일한 방식으로 수중방사소음을 계산하였다. 항해 중에는 정박중과 다르게 감속기어가 추진축과 연결되어 부하를 받기 때문에 선체진동에 의한 소음 레벨이 증가됨을 알 수 있다.

Fig. 4로부터 캐비테이션 발생 전 함정의 수중방사소음과 내부가진소스에 의한 수중방사소음간의 차이가 전 측정 주파수 범위 내에서 10 dB 이상 발생하고 있음을 알 수 있으며 이로 인해 수중방사소음에 기계류 소음 등 내부가진소스에 의한 수중방사소음의 기여도는 크지 않음을 알 수 있었다. 따라서 캐비테이션 발생 이전부터 수중방사소음의 주성분은 프로펠러 소음을 포함한 외부가진소스에 의한 수중방사소음을 알 수 있었다.

물론 1 Hz 간격으로 계측된 협대역 신호를 가지고 평가해 보면 기계류 소음의 토널 소음 발생 시 수중방사소음에 대한 영향도는 커진다.

Fig. 5는 측정된 선체가속도 신호를 이용하여 계측한 특정함정의 내부가진소스에 의한 수중방사소음의 협대역 스펙트럼 예측 결과와 함정의 수중방사소음에 대한 옥타브밴드 평균 스펙트럼이다. Fig. 5와 같이 토널 소음이 없을 경우에는 내부가진소스에 의한 수중방사소음은 전체 수중방사소음에 거의 기여하지 못하나, 토널 소음이 존재할 경우 옥타브밴드 평균 스펙트럼 기준으로 볼 때 수중방사소음에 있어 문제가 없을지라도 탐지 및 식별관점에서 볼 때 문제가 될 수 있음을 알 수 있다.

따라서 함정의 소나 운용에 있어 적합 식별을 위해 협대역 소음신호를 사용하고 있음을 고려해 볼 때 기계류 소음의 토널 소음은 수중방사소음 옥타브 평균 기준과 별개로 다루어질 필요가 있다. 따라서 해군에서는 이를 TASS 운용 기준으로 정의하여 별도로 관리하고 있다.

3.2 프로펠러 및 외부가진 소스에 의한 수중 방사소음 예측

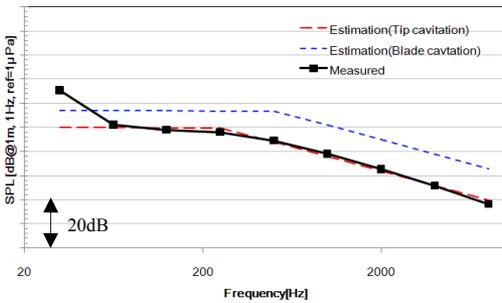
앞절에서 수중방사소음 계측결과와 선체 가속도 신호를 이용하여 내부가진소스에 의한 수중방사소음을 예측한 결과로부터 프로펠러를 포함한 외부가진소스에 대한 소음레벨을 예측할 수 있다. 이 절에서는 외부가진소스에 의한 수중방사소음이 프로펠러 소음이 지배적이라고 가정하고, 계측결과로부터 예측된 외부가진소스에 의한 수중방사소음과 SNAME에서 제시한 프로펠러 소음의 예측결과와 비교해 보고자 한다.

이 절에서는 총 3척의 함정에 대한 프로펠러 소음 식 (16), (17)을 이용하여 예측해 보았다.

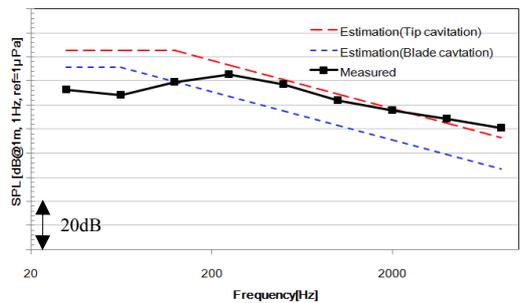
식 (16), (17)의 경우 캐비테이션 발생 이후 프로펠러

러 소음이므로 이 절에서는 3척 함정 프로펠러의 캐비테이션 초생속도보다 1노트~3노트 높은 속력인 “N” 노트 및 12노트~14노트 높은 “N+11” 노트에서 프로펠러 소음을 예측해 보았다.

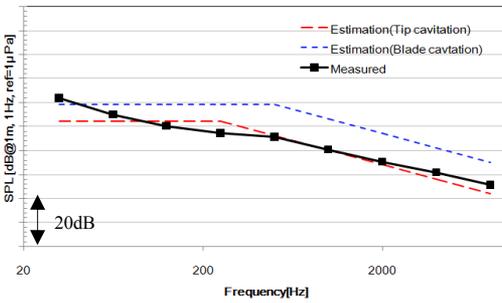
Fig. 6은 SNAME에서 제안한 식을 이용하여 프로펠러 크기와 회전수가 다른 3척의 함정에 대한 “N” 노트 속도에서의 프로펠러에 의한 수중방사소음 예측결과와 계측된 수중방사소음 및 내부가진 소스를 가지고 수중방사소음의 에너지 차로부터 얻어진 외부가진소스에 의한 수중방사소음이다. 두 결과 비교로부터 3척 모두 125 Hz 이상 영역에서 계측으로부터 얻어진 외부가진소스에 의한 수중방사소음과 SNAME에서 제안한 식을 이용한 팁볼텍스에 의한 프로펠러



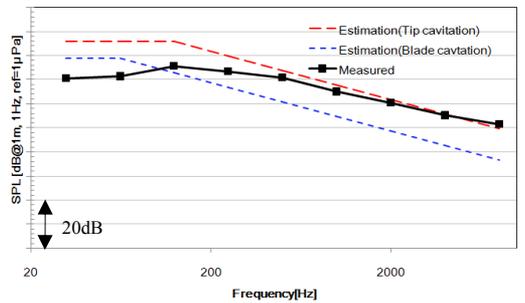
(a) Ship B



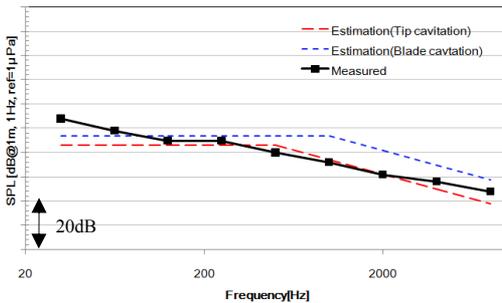
(a) Ship B



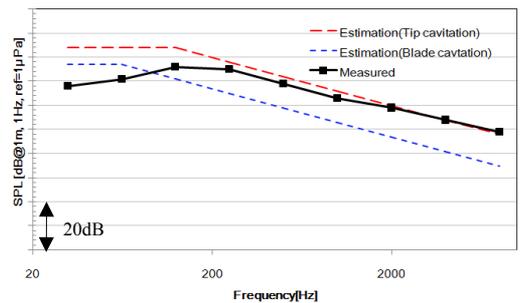
(b) Ship C



(b) Ship C



(c) Ship D



(c) Ship D

Fig. 6 1/1 Octave average sound pressure level at N knots

Fig. 7 1/1 Octave average sound pressure level at N+11 knots

캐비테이션 소음 예측결과가 매우 유사함을 알 수 있었다. 여기서 “N” 노트의 경우 캐비테이션 발생 속도와 1노트~3노트밖에 차이가 나지 않으므로 이때의 캐비테이션은 주로 틱볼텍스 캐비테이션이며 아직 블레이드에서 시트 캐비테이션이 발생하기 전이기 때문에 프로펠러 소음은 식 (16)의 틱볼텍스에 의한 프로펠러 소음과 유사한 것으로 판단된다.

이 결과로부터 125 Hz 이상에서 외부가진 소스에 의한 수중방사소음의 주요성분은 프로펠러 소음으로 판단되며 125 Hz 이하의 소음은 프로펠러 외 다른 외부 소스에 의해 발생한 것으로 추정된다.

Fig. 7은 캐비테이션 발생 속도 대비 약 12노트~14노트 높은 “N+11” 노트에서 SNAME 식을 이용한 프로펠러 소음예측결과와 수중방사소음 및 내부가진 소스에 의한 수중방사소음의 에너지 차로부터 얻어진 외부가진 소스에 의한 수중방사소음이다. Fig. 7에서 3척 모두 250 Hz 이상에서 식 (17)의 블레이드 시트 캐비테이션에 의한 프로펠러 소음 예측 결과와 실험적으로 예측된 외부 가진 소스에 의한 수중방사소음 결과와 매우 유사함을 알 수 있었다. 일반적으로 고속에서 발생하는 기포의 크기가 매우 크고 이 주파수들이 통상 수백 Hz의 고유진동수를 가짐을 고려해 볼 때 외부가진 소스에 의한 수중방사소음에서 250 Hz 이상의 소음은 프로펠러의 시트 캐비테이션 소음이 지배적임을 유추해 볼 수 있다. 250 Hz 미만의 고유진동수를 가지는 큰 기포가 “N+11” 노트에서 발생하지 않는다고 가정하면 250 Hz 미만에서 예측한 소음레벨이 SNAME 식에 의한 예측결과보다 작게 나타날 수 있다고 판단된다.

3척의 함정에 대해 SNAME가 제시하고 있는 프로펠러 캐비테이션 소음과 수중방사소음 및 내부가진 소스에 의한 수중방사소음 예측 결과로부터 유추한 프로펠러 소음이 매우 유사함을 알 수 있었다. 따라서 이 연구 결과로부터 추후 함정 설계 시 프로펠러 소음은 SNAME에서 제시하는 값을 채용 가능함을 알 수 있었다.

4. 결 론

수중방사소음의 정확한 예측과 개선을 위해서는 가진소스에 대한 정의가 매우 중요하다. 지금까지 함정설계 과정에서 프로펠러 소음을 포함한 외부가진요

소는 근사적으로 정의하여 사용하고 있었으나, 이에 대한 검증이 제대로 이루어지지 않았다. 이 연구에서는 선체부착 가속도계를 이용한 내부가진소스에 의한 수중방사소음레벨의 예측결과와 계측을 통해 얻어진 함정의 총 수중방사소음레벨을 가지고 외부가진소스에 의한 수중방사소음레벨을 예측하였다. 예측결과 분석 대상인 3척의 함정 모두 수중방사소음은 내부가진소스보다는 외부가진소스가 지배적임을 알 수 있었으며, 외부가진소음원 중 프로펠러의 소음이 125 Hz 이상영역에서 지배적임을 알 수 있었다. 또한 예측된 프로펠러 소음은 SNAME가 제시하는 프로펠러 캐비테이션 소음의 실험식 계산결과와 매우 유사함을 알 수 있었으며, 이로부터 SNAME 계산식의 함정설계 채용 가능성을 검증할 수 있었다.

후 기

이 연구는 국방기술품질원 자체연구로 실시된 것으로 군사보안상 문제가 없음을 확인함.

References

- (1) Miasnikov, E., 1994, Can Russian Strategic Submarines Survive at Sea? The Fundamental Limit of Passive Acoustics, Science & Global Security, Vol. 4, No. 2, pp. 213-251.
- (2) Mitson, R. B., 1995, Underwater Noise of Research Vessels: Review and Recommendations, International Council for the Exploration of the Sea, Cooperative Research Report, No. 209, doi: 10.17895/ices.pub.5317.
- (3) American Bureau of Shipping, 2018, Guide for the Classification Notation: Underwater Noise, ABS Plaza, Houston, TX.
- (4) Morozov, V. P., 1974, Theoretical Analysis of the Acoustic Emission from Cavitating Line Vortices, Soviet Physics Acoustics-USSR, Vol. 19, No. 5, pp. 468-471.
- (5) Bosschers, J., 2007, Broadband Hull Pressure Fluctuations and Cavitating Vortices: An Investigation of Resonance Frequencies, Proceedings of the Ship Noise and Vibration Conference(Marine Engineering Forum, Propeller Cavitation Workshop).
- (6) Pennings, P., Westerweel, J. and van Terwisga, T., 2016, Cavitation Tunnel Analysis of Radiated Sound from

the Resonance of a Propeller Tip Vortex Cavity, *International Journal of Multiphase Flow*, Vol. 83, pp. 1~11.

(7) Seol, H., Jung, B., Suh, J.-C. and Lee, S., 2002, Prediction of Non-cavitating Underwater Propeller Noise, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 257, No. 1, pp. 131~156.

(8) Kim, D., Lee, K. and Seong, W., 2014, Non-cavitating Propeller Noise Modeling and Inversion, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 333, No. 24, pp. 6424~6437.

(9) de Jong, C., Bosschers, J., Hasenpflug, H. and Farabee, T., 2005, Surface Ship Underwater Radiated Flow Noise, UDT Europe 2005, Amsterdam.

(10) Hattori, K., Nakamachi, K. and Sanada, M., 1985, Prediction of Underwater Sound Radiated from Ship's Hull by Using Statistical Energy Analysis, *Internoise-85*, Vol. 2, pp. 645~648.

(11) Han, H. S. and Lee, K. H., 2014, Specification of the Hull Vibration to Control Underwater Radiated Noise by Estimation with Modified Experimental Sound Radiation Efficiency, *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 28, No. 9, pp. 3425~3432.

(12) 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.

(13) Ver, I. L. and Beranek, L. L., 2006, *Noise and*

Vibration Control Engineering: Principles and Applications, John Wiley and Sons, Hoboken, New Jersey.

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

(15) 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 Architects of Japan*, Vol. 686, pp. 36~45.

(16) Fischer, R. W., Boroditsky, L. and SNAME, 2001, Technical & Research Bulletin 3-37(supplement), Supplement to the Design Guide for Shipboard Airborne Noise Control, The Society of Naval Architects and Marine Engineers, Jersey City, NJ.

(17) Fahy, F., 1985, *Sound and Structural Vibration: Radiation, Transmission and Response*, Academic Press.



Hyungsuk 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.