

고체음의 수중방사소음 전달함수

°김재승*, 김현실*, 김상렬*

Transfer Function of Structure-borne Noise to Underwater Radiated Noise

Jae-Seung Kim, Hyun-Sil Kim, Sang-Ryul Kim

ABSTRACT

A comparison between theoretical and measured transfer function, which relates structure-borne noise source level to underwater radiated noise, of a naval ship is presented in this study. Transfer functions are obtained by dividing far field underwater noise by the value of structure borne noise source levels below machinery mounts. In prediction, statistical energy analysis of the whole ship structure is used to get vibration levels of wetted hull plates below water line. Then, far field radiated noise is calculated by summing up contributions from each plates using vibration levels and radiation efficiencies. And 1/3-octave band underwater sound pressure at the distance of 1 m away from the hull were measured to get experimental transfer functions. The two transfer functions are compared to show reasonable agreements in spite of the subtle physical differences between each other.

1. 서 론

함정에 있어서 수중방사소음은 매우 중요한 전투성능의 지표가 된다. 이와 같은 이유는 현재 수중에서 혹은 수중의 목표물 탐지에 사용되고 있는 방법은 수중음향을 탐지하는 소나시스템이 유일한 현실적인 수단이기 때문이다. 즉, 과도한 수중방사소음은 자신의 존재를 손쉽게 노출시킬 수 있을 뿐 아니라 또한 상대방을 탐지하는 능력에 불리한 작용하여 상대방의 조기 탐지가 중요한 작전

능력에 한계를 초래한다.

선박에서 수중방사소음의 발생은 수중에 직접 노출된 프로펠러와 선박에 탑재된 추진시스템과 발전기, 펌프 등 각종 장비의 작동에서 기인한다. 프로펠러 소음은 순항속도 이상에서는 수중방사소음 성분의 대부분을 차지하고 있다. 그러나, 프로펠러 캐비테이션이 발생하기 이전의 저속에서는 수중방사소음은 탑재장비에 의해 결정된다. 이 때, 탑재 장비는 일차적으로 선박 내부에 공기음 및 고체음에 의한 소음을 발생시키고 동시에 해수와 접하고 있는 선각에 진동을 유발시켜 수중방사소음의 원인을 제공하고 있다.

일반적으로 방음설계가 고려되지 않은 선박에

* 한국기계연구원 음향연구그룹

있어서 일차적인 소음원은 주 추진시스템에 의한 것으로 알려져 있어 방음처리는 이들을 중심으로 수행하는 것이 효과적이다. 그러나, 탄성지지, 차음상자 등 주 추진기관에 방음처리가 수행된 경우 있어서는 아직까지 명확히 밝혀진 바가 없으며 다만 지금까지 문제되지 않았던 기관실의 공기음이나 소형장비에 의한 성분이 상대적으로 중요한 요소로 작용하고 있을 것으로 짐작된다. 따라서, 각종 장비의 수중방사소음 성분 기여도를 파악하는 일이 더욱 중요한 요소로 부각되고 있다.

본 논문에서는 이와 같은 목적을 염두에 두고 수행한 수중방사소음 예측과정을 소개하였으며 이 결과로부터 각 장비의 고체음에 의한 수중방사소음 전달함수를 추정하였다. 동시에, 안벽 계류시험에서 수행한 개별 장비의 수중방사소음 계측과 비교한 결과를 수록하였다.

2. 수중방사소음 해석

2.1 소음의 발생

수중방사소음의 소음원은 프로펠러의 소음과 엔진 등 함정에 탑재된 장비의 운전에서 기인하는 기계소음으로 나누어 생각할 수 있다. 이들 각 소음 성분은 Fig. 1과 같은 경로를 거쳐 수중에 소음을 발생시킨다.

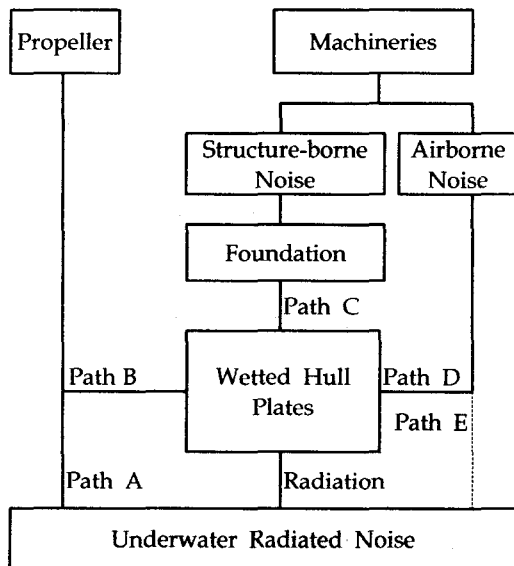


Fig.1 수중방사소음의 발생경로

그림에서 Path A는 캐비테이션 소음 등 프로펠러에 의해 수중에서 직접 발생하는 소음성분을, Path B는 프로펠러가 외판을 진동시키고 이로부터 다시 수중으로 소음이 발생하는 성분을 의미한다. Path C와 D는 각각 장비로부터 발생하는 고체음과 공기음이 선체구조를 통하여 선체외판에 전달되는 경로를 나타낸다. Path E는 기관실과 같은 경계면 이상이 해수와 접한 외판으로 이루어진 격실의 소음이 외판을 투과하여 수중으로 전파되는 성분을 표시한다. 여기에서는 이상의 여러 가지 수중소음 발생경로 중 그림에서 검은색으로 표시한 장비의 고체음 성분에 의한 경로인 Path C에 국한시켰다.

2.2 수면하부 외판의 진동레벨

수중방사소음의 해석시 해수에 접한 외판의 진동레벨은 통계적에너지해석법(SEA)을 이용할 경우 격실소음과 함께 동시에 얻어진다. 본 해석에서는 SEA를 이용한 프로그램인 'NASS'를 사용하였다.[1] Fig. 2는 본 해석에 사용된 SEA모델의 선저부 외판의 모습을 보여주고 있다.

'NASS'로부터 얻을 수 있는 수면하부 외판의 진동레벨은 31.5Hz부터 8000Hz의 옥타브밴드별 고체음 레벨인 가속도레벨(dB re 10^{-5} m/sec²)로서 이 값을 그대로 수중방사소음 해석에 이용되었다.

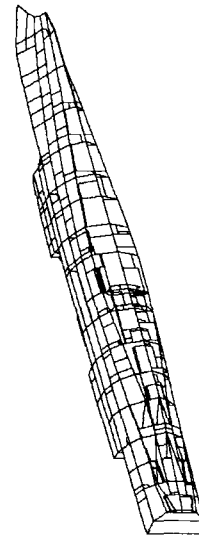


Fig. 2 선저부에서 본 SEA모델

2.3 외판의 음향방사효율

일단 수중에 노출된 외판의 진동레벨이 얻어진다면 이로부터 해당외판이 발생하는 수중방사소음 출력은 다음 관계식에 의해 표현된다.

$$W = \sigma_{rad} \rho c A \langle v^2 \rangle \quad (1)$$

여기서, W = (수중방사소음의) 음향출력레벨

σ_{rad} = 음향방사효율

ρ = 해수의 밀도 (1,025 kg/m³)

c = 해수에서의 음속 (1,500 m/sec)

A = 해당 외판의 면적 (m²)

$\langle v^2 \rangle$ = 해당 외판의 평균제곱속도

외판으로부터 충분히 떨어진 곳에서의 음압은 반무한 공간에 구면파로 전달된다고 가정한다. 이때, 식 (1)로 표현된 음향출력에 의해 1 m 떨어진 곳에서의 음압을 스펙트럼레벨로 정리하면 식 (2)와 같다. 이 레벨이 곧 함정의 수중방사소음으로 대표되는 값에 해당한다.

$$L_p = L_a + 10 \log A + 10 \log \sigma_{rad} - 30 \log f + 121 \quad (2)$$

단, L_p = 수중방사소음 스펙트럼 레벨

(dB re 1 μ Pa, 1m, 1Hz)

L_a = 가속도 레벨 (dB re 10⁻⁵ m/sec²)

f = 중심주파수(Hz)

이제 (2)식을 이용하여 수중에 노출된 개개 외판의 음압레벨의 대수 합산으로부터 함정 전체의 수중방사소음 레벨을 얻게 된다. 단, (2)식은 옥타브 밴드에 한하여 성립한다. 또한, (2)식에서 수중방사소음을 스펙트럼 레벨로 표현한 이유는 일반적으로 수중방사소음 계측이 1/3옥타브 밴드로 수행되므로 추후 실선계측과의 비교나 혹은 여러 가지 다른 출처와의 자료 비교에 용이한 장점이 있기 때문이다.

한편, 식 (2)에 보인 음향방사효율에 관하여는 수중에서 진동하는 판의 경우 참고문헌 [2]는 방사효율로서 $10 \log(\sigma_{rad})$ 의 값으로 다음과 같은 실험식을 제안하고 있다.

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

$$10 \log \sigma_{rad} = (50/3) \log (4f/f_0) +$$

$$10 \log (m\sqrt{B}/A_{rad}) - 78, \quad f_1 < f < f_2$$

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

$$10 \log \sigma_{rad} = -10, \quad f > f_3$$

단, m : 표면밀도 (kg/m²)

B : 굽힘강성 (Nm)

A_{rad} : 판의 방사면적 (m²)

$$f_0 = 700(m\sqrt{BA_{rad}})^{0.2}, \quad f_1 = 0.25 f_0,$$

$$f_2 = 2f_0, \quad f_3 = 16000 \text{ Hz}$$

판의 방사면적을 어떻게 선택하느냐에 따라 방사효율이 달라지게 되는데 본 논문에서는 실선계측에 근거한 다른 자료를 참고하여 전반적인 기울기는 앞의 식을 이용하되 방사면적은 SEA 해석시 설정한 판의 면적을 그대로 이용하고 외판의 두께를 감안하여 다음 그림과 같은 방사효율을 사용하였다.

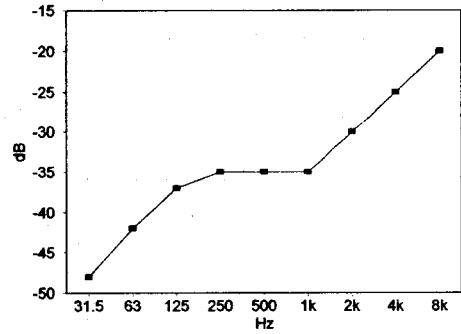


Fig. 3 선체외판의 방사효율

3. 전달함수 비교

수중방사소음의 해석을 모든 장비에 대하여 동시에 수행하지 않고 개개 장비에 대하여 독립적으로 적용하면 계산시간이 많이 소요되는 반면 여러 가지 유용한 정보를 얻을 수 있다. 예를 들어, 각 장비가 전체 수중방사소음에 미치는 기여도를 손쉽게 파악할 수 있을 뿐 아니라 개개 장비의 소음원 처리로 인한 영향을 전체 소음해석을 다시 수

행하지 않고도 곧 파악할 수 있다, 여기에서는 이와 같은 장점의 하나로 개별 장비의 해석결과를 해당 계산에 이용된 소음원의 크기로 나누어 일종의 수중방사소음의 전달함수를 구하고 이 값을 안벽시험에서 수행한 overside 소음계측과 비교한 결과를 살펴보았다.

장비로 인한 수중방사소음 전달함수의 정의는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$TF = L_p - L_a \quad (3)$$

단, TF : 장비의 수중방사소음 전달함수

L_p : 수중방사소음 등가 스펙트럼 레벨
(dB re 1 μ Pa, 1m, 1Hz)

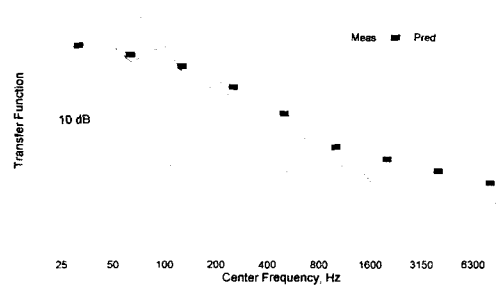
L_a : 장비 마운트 하부의 옥타브밴드 고체음 레벨 (dB re 10⁻⁵ m/sec²)

한편, 위와 같이 정의되는 전달함수는 실제 운항하고 있는 선박에 대하여는 이미 추진과 관련된 주기관 등 큰 소음원이 있으므로 계측이 불가능하다. 이를 고려한 차선책으로 본 연구에서는 실선계측은 오버사이드 수중소음 계측 결과를 사용하였다.

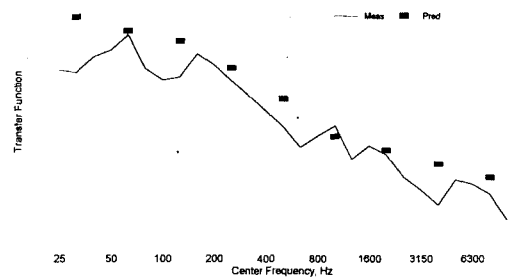
오버사이드 소음계측은 개별 장비가 수중방사소음에 미치는 영향을 파악하기 위한 계측으로 선박이 정박한 상태에서 개별장비를 운전하며 수선면 하부에서 수중소음 계측이 이루어진다. 이 때, 수중소음 계측에 사용하는 하이드로폰의 위치는 장비가 위치한 프레임에서 선체와 1 m 떨어진 곳에 위치시켰으며 장비의 소음원 레벨은 해당 장비 마운트 하부에서 계측한 가속도 레벨을 사용하였다.

이론적 방법에 의해 얻은 수중방사소음은 원거리 소음으로부터 점음원을 가정해 음원으로부터 1 m 떨어진 곳에서의 소음레벨로 치환한 것으로 선체로부터 1 m 떨어진 곳에서 계측한 오버사이드소음과 동일한 물리적 개념은 아니나 수중방사소음 해석방법의 신빙성을 확인하는 데에 나름대로 의미가 있을 것이다.

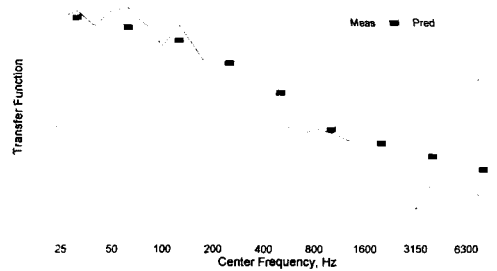
Fig. 4는 앞에서 설명한 오버사이드 계측 결과와 SEA 해석에 의한 예측결과를 발전기와 펌프류 등 일부 보조장비에 대하여 비교한 것이다. 그림에서 보면, 두 물리량이 엄밀한 의미에서는 동일하지 않음에도 불구하고 전달함수가 비교적 양호하게 일치하고 있음을 알 수 있다. 또한, 고체음 자체의



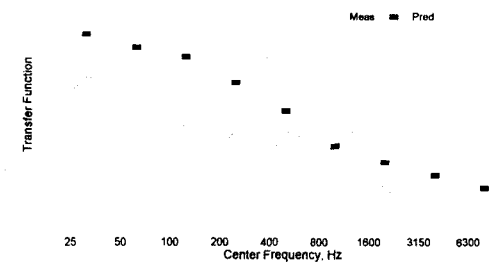
(a) Diesel Generator



(b) Pump A



(c) Pump B



(d) Refrigeration Plant

Fig. 4 전달함수의 비교

크기가 상대적으로 발전기에 비해 높지 않은 펌프류에 대하여도 양호한 경향을 주고 있음을 보여주고 있다. 그러나, 냉동기의 경우에는 계측과 해석 간에 큰 오차를 보이고 있다. 이러한 결과를 초래한 이유중의 하나는 냉동기의 소음원 레벨이 낮아 주변소음의 영향이 크게 나타난 것으로 판단하고 있다.

4. 결 론

본 논문에서는 SEA의 소음해석 결과를 이용한 수중방사소음 해석 과정을 살펴보고 이 결과를 이용해 개개 소음원의 수중방사소음 전달함수를 구하였다. 이 결과를 실선의 오버사이드 소음계측과 비교하였을 때 두 전달함수의 경향이 매우 유사하게 나타나고 있음을 보였다. 엄밀한 의미에서 두 전달함수의 정의에 차이가 있음에도 불구하고 비슷한 양상을 보이고 있다는 사실은 기대하지 않았던 사실로 이와 같은 결과를 가져온 원인을 밝힐 필요가 있음을 시사하고 있다.

수중방사소음 해석은 아직까지 이론적 계산보다는 과거 계측에 바탕을 둔 경험적 방법과 단순한 기본이론에 바탕을 두고 수행되어 왔다. 그러나, 본 연구에서는 SEA를 이용한 이론적 해석에 바탕을 두고 수중방사소음 해석을 수행하여 그 결과가 충분히 만족스럽지는 못하나 적어도 SEA의 실용성을 확인할 수 있었다. 추후 실선계측 결과를 반영하고 관련 연구가 이루어질 경우, SEA는 수중방사소음 해석에 아주 유용하게 사용될 수 있을 것으로 기대하고 있다.

또한, 수중방사소음 해석시 개개 소음원에 대한 해석을 독립적으로 수행함으로써 각 장비의 기여도 해석은 물론 소음원 처리에 따른 영향을 손쉽게 파악할 수 있을 수 있었다.

참 고 문 헌

[1] 김재승, 강현주, 김현실, 김상렬, "SEA에 의한 실선소음 예측 정도에 관한 고찰", 소음진동학술대회 논문집 II, 한국소음진동공학회, pp.849-854, 2000. 6.

[2] S. Uchida, Y. Yamada, K. Hattori, and K. Nakamachi, "Prediction of Underwater Noise Radiated from Ship's Hull", Bulletin of the Society of Naval Architecture of Japan No. 686, 1986.