

산란을 고려한 수중 프로펠러 소음해석

Prediction of Marine Propeller Noise Considering Scattering Effect

김 종 도* · 홍 석 윤† · 송 지 훈**

Jong-Do Kim, Suk-Yoon Hong and Jee-Hun Song

(2011년 3월 15일 접수 ; 2011년 4월 21일 심사완료)

Key Words : Propeller Noise(프로펠러 소음), Scattering(산란), Acoustic Analogy(음향상사법), CHA(전산수력음향학)

ABSTRACT

Underwater radiated noises from marine vehicles are mostly due to the propulsion systems. Recently, the propeller noise problems are becoming crucial issues in terms of habitability of passenger ships. Especially in military area, propeller noise is directly related to the survivability of submarines and warships, and thus propeller noise analysis and reductions are very important. Generally, propeller noise can be classified into non-cavitating noise and cavitating noise which is dominant. In this paper the methodology of propeller noise analysis is announced and new approach to consider scattering effect is proposed. Unsteady blade surface pressure and sheet cavity volume analyzed with potential based panel method are used as noise source.

1. 서 론

함정의 생존성과 작전 수행 능력의 보장은 함정의 성능에 매우 중요한 요소이다. 이를 위해서는 레이다 반사면적(radar cross section, RCS), 적외선 신호(infra-red, IR), 자기(magnetic) 신호, 수중방사소음(underwater radiated noise, URN) 등을 감소시켜야 하며, 특히 수중 무기체계의 현대화에 따른 수중방사소음 감소가 중요시되고 있다. 함정에 있어서 수중방사소음은 소음원에 따라 크게 기계류 소음과 프로펠러 소음으로 구분된다.

기계류 소음은 함내 추진 기계류 및 다양한 보조

기계류에서 발생하는 소음을 의미하며 이는 지속 향해 시 저주파수에서 우세하게 나타나고, 프로펠러 소음은 날개의 회전과 함께 일정하게 반복되는 교란에 의해 발생하는 소음과 임의 교란에 의한 소음, 그리고 프로펠러가 고속으로 회전할 시 날개 주위의 공동(cavitation) 현상에 의해 발생하는 소음 등을 의미하며 주로 고속 향해 시 고주파 범위에서 우세하게 나타난다.

수중방사소음 중 기계류 소음은 최근 발전하는 전기추진체계 탑재와 함정 내부의 소음원 차폐 기술의 발달로 대폭적인 감소 추세이나, 고속에서 지배적인 프로펠러 소음에 대해서는 소음 특성에 대한 체계적 정보 부족과 그에 따른 소음원 제어 기술의 한계로 저감이 어려운 현실이다. 또한 상선 분야에 있어서도 최근의 고속화, 대형화 추세로 인해 프로펠러 소음의 중요도가 매우 커지고 있다. 따라서 프로펠러 소음을 정확히 예측하는 기법의 개발은 향후 국방분야 및 산업분야에서 매우 긴요한 과제라 할 수 있다.

프로펠러 소음은 주로 비공동소음과 공동소음, 그

* 교신저자; 정회원, 서울대학교 조선해양공학과

E-mail : syh@snu.ac.kr

Tel : (02)880-8757, Fax : (02)888-9298

* 서울대학교 대학원 조선해양공학과

** 정회원, 전남대학교 조선해양공학과

이 논문의 일부는 2011년 춘계 소음진동 학술대회에서 발표되었음.

리고 명음(singing noise)으로 구분한다. 공동이 발생하지 않는 조건에서는 비공동 소음이 주된 소음원이 되지만 일단 공동 현상이 발생하게 되면 공동 소음이 지배적인 소음원이 된다. 즉, 정수압이 높은 곳에서 주행하는 잠수함이나 어뢰의 경우를 제외하고는 수중프로펠러 소음은 주로 공동 소음이 주된 요인이라 할 수 있다. 비공동 소음의 경우 프로펠러 날개가 회전하면서 주기적으로 발생하는 불연속 주파수 소음(tone noise)과 와류(vortex) 및 난류(turbulence)에 의해 주로 발생하는 광대역 소음으로 구분할 수 있는데 회전 속도가 음속에 비해 매우 낮은 수중프로펠러의 경우 광대역 소음은 불연속 주파수 소음에 비해 매우 작아 주된 관심대상은 아니다. 공동 소음의 경우 공동의 형태에 따라 소음원이 나누어지는데 얇은층 캐비테이션(sheet cavitation)이 주된 소음원으로 알려져 있다. 이러한 수중프로펠러 소음을 이론적으로 해석하기 위해 많은 선진국에서 국가적 지원속에 연구가 진행되어 왔으나 해석 결과나 실험결과가 제대로 공개되지 않고 있는 실정이며 국내에서는 최근 이와 관련하여 연구를 시작하고 있다⁽¹⁾.

지금까지의 프로펠러 소음 해석은 주로 주변에 음파의 전달을 방해할만한 물체체가 없다는 가정하에 진행되어 왔다. 하지만 실제의 경우는 선미부의 형상이 프로펠러 소음의 방사에 영향을 줄 수 있으며 실험환경에서도 캐비테이션터널의 내부 벽들이 음파를 반사하여 소음수준에 영향을 줄 수 있다. 하지만 현재의 해석 방법으로는 이러한 영향들을 고려할 수 없는 실정이다. 이 논문에서는 프로펠러 소음 해석 시 주변 물체에 의한 산란(scattering)효과를 고려할 수 있는 해석법을 제시하고자 한다. 프로펠러 주변의 물체를 강체로 가정하고 프로펠러 소음원에 의해 이 경계면에 발생하는 압력을 경계요소법과 유사한 방법으로 구한 후 최종적으로 프로펠러 소음계산에 소스로서 추가해 주었다. 비공동 소음을 해석하기 위해서 Lighthill(1952)⁽²⁾의 방정식을 기반으로 발전된 Ffowcs Williams/Hawkings(1969)⁽³⁾의 음향상사법(acoustic analogy)으로 시간영역에서 수치적으로 해석하였으며 이를 위해 Farassat 1A(1988)⁽⁴⁾의 형태를 이용하였다. 공동 소음의 해석을 위해 공동 소음의 원인을 유체 밀도의 변화로 가정하고 식을 유도하였으며 비공동 소음 및 공동 소음 해석의 입력치로 사용되는 블레이드

표면의 압력과 캐비테이션의 부피의 시간에 대한 값은 포텐셜을 바탕으로 한 패널법으로 계산된 값을 사용하였다. 이 논문에서는 유체해석에 해당하는 패널법에 대하여는 자세히 다루지 않기로 한다.

2. 이 론

2.1 비공동 소음 해석

(1) 시간 영역 음향 상사법

Lighthill 방정식에 근거하여 개발된 Ffowcs Williams-Hawkings(FW-H) 방정식은 식 (1)과 같다.

$$\frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \nabla^2 p' = \frac{\partial}{\partial t} [\rho_0 v_n | \delta(f)] - \frac{\partial}{\partial x_i} [p n_i \delta(f)] + \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} [H(f) T_{ij}] \quad (1)$$

여기서 p' 은 음압을 나타내고 c_0 와 ρ_0 는 각각 음속과 매질의 밀도를 나타낸다. v_n 은 날개면에 수직 한 속도, p 는 유체에 가해지는 압력, n_i 는 날개면에서 바깥방향으로 향하는 법선벡터, 그리고 T_{ij} 는 Lighthill 텐서를 의미한다. δ 와 H 는 각각 Dirac delta와 Heaviside 함수를 말한다. 또 $f=0$ 은 날개 표면을 나타내고 $f>0$ 인 경우는 날개면 외부의 영역임을 의미한다. FW-H식의 우항의 소음원들을 살펴 보면 3종류의 소음원으로 이루어진 것을 볼 수 있는데 첫 번째 항은 모노폴(monopole)이며 두께소음(thickness noise)이라고 부르고 두 번째 항은 하중 소음/loading noise)라고 불리는 다이폴(dipole) 소스이다. 그리고 마지막 항은 사중극(quadrapole) 항으로 회전속도가 음속보다 아주 작은 경우는 무시할 수 있을 정도로 작은 것으로 알려져 있다.

FW-H식을 음속 이하의 속도로 움직이는 표면에 의한 소스가 존재하는 경우로 가정하여 전개하면 다음과 같은 식을 구할 수 있으며 이를 Farassat의 Formulation 1이라고 한다.

$$4\pi p'(x, t) = 4\pi(p'_r(x, t) + p'_l(x, t)) = \frac{\partial}{\partial t} \int_{f=0} \left[\frac{\rho_0}{r(1-M_r)} + \frac{p \cos \theta}{cr(1-M_r)} \right]_{ret} dS + \int_{f=0} \left[\frac{p \cos \theta}{r^2(1-M_r)} \right]_{ret} dS \quad (2)$$

p'_r 는 두께소음, p'_l 는 하중소음을 의미하고 M_r 는 방사방향으로의 마하수($M \cdot \bar{r}$), r 은 소음원과 관찰점과의 거리, \bar{r} 는 소음원에서부터 관찰지점까지의 방향벡터를 나타내며 $\cos \theta$ 는 $\bar{r} \cdot \bar{n}$ 으로 계산할 수 있다. ret 는 지연시간(retard time)으로 이는 실제로 소리가 방사된 시간을 의미하며 관찰지점에서 소리가 실제로 들리는 시간을 나타내는 t 와는 구분하여 사용하여야 한다. 하지만 이 식은 관찰자 시간에 대한 미분이 포함되어 있어 수치적으로 복잡하고 그 과정에서 정확도에 영향을 주는 단점이 있다. 그래서 적분식 내의 성분들이 지연시간에 대한 변수들을 이용하여 지연시간에 대한 미분으로 변형해 주면 다음과 같이 Farassat의 Formulation 1A를 얻을 수 있다.

$$4\pi p'_r(x, t) = \int_{f=0} \left[\frac{\rho_0 \dot{v}_n}{r(1-M_r)^2} + \frac{\rho_0 v_n \hat{r}_i \dot{M}_i}{r(1-M_r)^3} \right]_{ret} dS + \int_{f=0} \left[\frac{\rho_0 c v_n (M_r - M^2)}{r^2 (1-M_r)^3} \right]_{ret} dS \quad (3)$$

$$4\pi p'_l(x, t) = \int_{f=0} \left[\frac{\dot{p} \cos \theta}{cr(1-M_r)^2} + \frac{\hat{r}_i \dot{M}_i p \cos \theta}{cr(1-M_r)^3} \right]_{ret} dS + \int_{f=0} \left[\frac{p(\cos \theta - M_i n_i)}{r^2 (1-M_r)^3} + \frac{(M_r - M^2)p \cos \theta}{r^2 (1-M_r)^3} \right]_{ret} dS \quad (4)$$

이는 식 (2)보다 복잡한 피적분항을 가지고 있으나 수치미분에서 오는 정확도의 손실을 줄일 수 있는 장점이 있다⁽⁵⁾. 비공동 소음은 주로 두께소음과 하중소음의 합으로 나타내며 각각의 값은 식 (3)과 식 (4)를 통하여 구할 수 있다. 또한 위 식들은 $1/r$, $1/r^2$ 항들을 통해 근접장(near field)과 원거리장(far field)의 효과를 잘 표현하고 있다.

$$p'_{non-cav} = p'_r + p'_l \quad (5)$$

지연시간의 계산은 r 이 지연시간에 대한 함수이므로 반복적으로 이루어지며 false position method를 이용하여 $g(\tau) = t - \tau - |x - x_s(\tau)|/c$ 의 해를 구하였다. 여기서 x 는 관찰자의 위치, x_s 는 소스의 위치를 나타낸다.

2.2 공동 소음 해석

(1) 파동 방정식

음원의 생성은 일련의 평형 상태가 지속적으로 유지되지 않고 어떠한 원인에 의해 교란되는 경우 발생한다. 그러므로 유체내의 밀도변화가 발생하는 때에도 소리가 발생한다고 생각할 수 있는데 시간당 m 의 질량이 단위부피당 발생하고 이 질량은 β 만큼의 부피를 차지한다고 가정하면 질량보존법칙은 다음과 같이 나타낼 수 있다⁽⁶⁾.

$$\frac{\partial \rho'}{\partial t} + \rho_0 \operatorname{div} v = m \quad (6)$$

ρ_0 는 교란되기 전의 매질의 밀도를 의미하며 운동량보존법칙은 식 (7)과 같이 표현할 수 있다.

$$\rho_0 \frac{\partial v}{\partial t} + \operatorname{grad} p' = 0 \quad (7)$$

이러한 경우 유체의 밀도는 압력만의 영향을 받는 것이 아니라 식 (8)에서와 같이 새롭게 발생하는 질량의 영향을 받게 된다.

$$\rho = \beta \rho_m + (1 - \beta) \rho_f \quad (8)$$

단위시간당 생겨나는 질량에 관한 식은 다음과 같다.

$$m = \frac{\partial}{\partial t} (\beta \rho_m) \quad (9)$$

따라서 식 (8)은 식 (10)과 같은 형태로 나타낼 수 있으며 최종적으로 식 (11)로 정리할 수 있다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = m + \frac{\partial \rho_f}{\partial t} - \frac{\partial}{\partial t} (\beta \rho_f) = m + \frac{1}{c^2} \frac{\partial p'}{\partial t} - \frac{\partial}{\partial t} (\beta \rho_f) \quad (10)$$

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} = \frac{\partial^2}{\partial t^2} (\beta \rho_f) - \frac{\partial m}{\partial t} \quad (11)$$

식 (6), (7), (11)을 이용하면 식 (12)와 같이 파동 방정식을 유도할 수 있으며 그 해는 식 (13)과 같다.

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \nabla^2 p' = \rho_0 \frac{\partial^2 \beta}{\partial t^2} \quad (12)$$

$$p'(\mathbf{x}, t) = \rho_0 \frac{\partial^2}{\partial t^2} \int_V \frac{\beta(\mathbf{y}, t - |\mathbf{x} - \mathbf{y}|/c)}{4\pi |\mathbf{x} - \mathbf{y}|} d^3 \mathbf{y} \quad (13)$$

질량의 변화에 따른 소음원은 결국 부피의 변화에 따른 소음원으로 생각될 수 있으며 생성되는 질량의 밀도는 소리의 생성에 전혀 영향을 주지 않음을 알 수 있다. 그러므로 캐비테이션이 생기고 성장과 붕괴를 반복하면서 발생하는 캐비테이션 소음에 대한 파동방정식도 위의 과정과 동일한 식으로 유도할 수 있다. 여기서 x 는 관찰지점의 위치벡터, y 는 소스의 위치벡터를 의미한다.

(2) Sheet 캐비테이션 소음

V 를 sheet 캐비티의 부피라고 하면 식 (13)은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$p'(\mathbf{x}, t) = \rho_0 \frac{\partial^2}{\partial t^2} \left(\frac{V(\mathbf{y}, t - |\mathbf{x} - \mathbf{y}|/c)}{4\pi |\mathbf{x} - \mathbf{y}|} \right) \quad (14)$$

캐비티가 정지한 상태에서 부피만 변하고 있는 상태라면 부피의 시간미분을 통해 해를 쉽게 구할 수 있지만 실제로는 프로펠러의 회전과 선박의 운동에 의해 캐비티의 위치가 계속 바뀌고 있는 상태이므로 이에 따른 도플러효과도 고려해 주어야 한다. 일반적으로 사용되는 캐비테이션 소음의 해는 식 (15)와 같은데 이는 도플러 효과를 반영하고는 있지만 근접장의 효과는 고려하지 못하고 있다. 여기서 V_b 는 캐비티의 부피를 의미한다.

$$p'(r, t) = \frac{\rho \ddot{V}_b \left(t - \frac{r}{c} \right)}{4\pi r(1 - M_r)} \quad (15)$$

이에 따라 근접장의 효과를 고려하기 위한 연구가 최근 이루어져 왔다⁽⁷⁾. 이 논문에서는 식 (14)와 같은 파동방정식의 해로부터 직접적으로 캐비티의 움직임을 고려한 캐비테이션 소음의 해를 유도하여 보았다.

$$\frac{\partial \tau}{\partial t} = \frac{1}{1 - M_r} \quad (16)$$

$$\frac{\partial r}{\partial \tau} = -\hat{\mathbf{r}} \cdot \mathbf{v} = -v_r \quad (17)$$

$$\frac{\partial \hat{r}_i}{\partial \tau} = \frac{\hat{r}_i v_r - v_i}{r} \quad (18)$$

$$\frac{\partial M_r}{\partial \tau} = \frac{1}{cr} (r_i \dot{v}_i + v_r^2 - v^2) = \hat{r}_i \dot{M}_i + \frac{c(M_r^2 - M^2)}{r} \quad (19)$$

식 (16)~(19)를 이용하여 식 (14)를 전개하면 식 (20)과 같은 식으로 정리할 수 있다.

$$p'(\mathbf{x}, t) = \frac{\rho_0}{4\pi} \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\dot{V}(\tau)}{r(1 - M_r)^2} + \frac{V(\tau)\dot{M}_i \hat{r}_i}{r(1 - M_r)^3} + \frac{V(\tau)c(M_r - M^2)}{r^2(1 - M_r)^3} \right) \left(\frac{\rho_0 \ddot{V}(\tau)}{r(1 - M_r)^3} + \frac{3\rho_0 \dot{V}(\tau)\hat{r}_i \dot{M}_i + \rho_0 V(\tau)\hat{r}_i \dot{M}_i}{r(1 - M_r)^4} + \frac{3\rho_0 V(\tau)(\hat{r}_i \dot{M}_i)^2}{r(1 - M_r)^5} + \frac{\rho_0 c_0 \dot{V}(\tau)(M_r^2 - 3M^2 + 2M_r)}{r^2(1 - M_r)^4} + \frac{\rho_0 c_0 V(\tau)(\hat{r}_i \dot{M}_i - 2M\dot{M} - \dot{M}_i M_i)}{r^2(1 - M_r)^4} + \frac{\rho_0 c_0 V(\tau)\hat{r}_i \dot{M}_i (5M_r - 6M^2 - M_r^2)}{r^2(1 - M_r)^5} + \frac{\rho_0 c_0^2 V(\tau)\{3M_r^2 - M^2(1 + 2M_r)\}}{r^3(1 - M_r)^4} + \frac{3\rho_0 c_0^2 V(\tau)(M_r - M^2)(M_r^2 - M^2)}{r^3(1 - M_r)^5} \right) \quad (20)$$

여기서 캐비티의 부피가 부피의 시간에 대한 변화율보다 아주 작다고 가정하면 최종적으로 식 (21)과 같이 간단하게 표현할 수 있다.

$$p'(\mathbf{x}, t) = \frac{\rho_0}{4\pi} \left(\frac{\rho_0 \ddot{V}(\tau)}{r(1 - M_r)^3} + \frac{3\rho_0 \dot{V}(\tau)\hat{r}_i \dot{M}_i}{r(1 - M_r)^4} + \frac{\rho_0 c_0 \dot{V}(\tau)(M_r^2 - 3M^2 + 2M_r)}{r^2(1 - M_r)^4} \right) \quad (21)$$

위 식은 오른쪽 항들에서 보는 바와 같이 도플러 효과를 반영하고 있으며 근접장과 원거리장의 효과가 각각 잘 나타나 있는 것을 확인할 수 있다.

2.3 산란 효과

비공동 소음과 공동소음을 모두 고려한 경우의 음압은 식 (22)와 같이 계산할 수 있다. 하지만 실제 프로펠러 소음의 전달 경로를 살펴보면 주변의 선체나 벽 등, 구조물의 영향을 받는데 식 (23)과 같이 이에 대한 고려도 해 주어야 보다 정확한 해석을 수행할 수 있다.

$$p'_{Total}(x, t) = p'_T(x, t) + p'_L(x, t) + p'_{Cav}(x, t) \quad (22)$$

$$p'_{Total}(x, t) = p'_T(x, t) + p'_L(x, t) + p'_{Cav}(x, t) + p'_{Scat}(x, t) \quad (23)$$

여기서 p'_{scatt} 는 산란에 의한 음압을 의미하는데 이를 물체 표면의 압력변동에 의한 소음으로 가정하는 경우 하중소음과 같은 식으로 계산할 수 있다. 하지만 프로펠러 외의 물체에 대해서는 표면압력을 미리 알지 못하므로 경계요소법에서와 마찬가지로 관찰지점(field point)을 해당 물체의 표면으로 접근시켜 압력을 매 시간마다 계산해 주면 구할 수 있다. 이후 그 압력 변동 값을 이용하여 실제 관찰지점에서 p'_{scatt} 를 다시 계산해 주는 과정을 거친다.

$$p'(x,t) = \int_{f=0} G_r dS + \int_{f=0} G_L dS + G_{Cav} + \int_{f=0} G_{Scatt} dS_{Scatt} \quad (24)$$

총 음압에 관한 식을 그린함수의 형태로 정리하면 식 (24)와 같고 관찰점을 주변 물체의 표면으로 접근시키는 과정에서 G_{scatt} 에서 특이점(singularity)이 발생하게 된다. 따라서 특이점을 고려해준 식으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$p'(x,t) = \int_{f=0} G_r dS + \int_{f=0} G_L dS + G_{Cav} + \int_{S-\varepsilon} G_{Scatt} dS_{S-\varepsilon} + \int_{\varepsilon} G_{Scatt} dS_{\varepsilon} \quad (25)$$

G_{scatt} 을 근접장과 원거리장으로 구분하여 간단히 표현하면 다음과 같다.

$$G_{Scatt} = \frac{1}{4\pi r} S_1 + \frac{1}{4\pi r^2} S_2 \quad (26)$$

$$S_1 = \left[\frac{\dot{p} \cos \theta}{c(1-M_r)^2} + \frac{\dot{r}_i \dot{M}_i p \cos \theta}{c(1-M_r)^3} \right]_{ret} \quad (27)$$

$$S_2 = \left[\frac{p(\cos \theta - M_i n_i)}{(1-M_r)^3} + \frac{(M_r - M^2) p \cos \theta}{(1-M_r)^3} \right]_{ret} \quad (28)$$

미지수를 줄이기 위하여 \dot{p} 를 유한차분법을 이용하여 다음과 같이 표현해 준다. 여기서 n 은 n 번째 시간을 의미한다.

$$\dot{p}^n = \frac{p^n - p^{n-1}}{\Delta t} \quad (29)$$

그러므로 미지수는 p 만 남게 되고 식 (27)과 식 (28)은 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$S_1 = \left[\left(\frac{\cos \theta}{\Delta t c (1-M_r)^2} + \frac{\dot{r}_i \dot{M}_i \cos \theta}{c(1-M_r)^3} \right) p^n \right]_{ret} - \left[\frac{p^{n-1} \cos \theta}{\Delta t c (1-M_r)^2} \right]_{ret} \quad (30)$$

$$S_2 = \left[\left(\frac{(\cos \theta - M_i n_i)}{(1-M_r)^3} + \frac{(M_r - M^2) \cos \theta}{(1-M_r)^3} \right) p^n \right]_{ret} \quad (31)$$

p^0 을 0으로 가정하고 매 시간마다 계산을 수행해 주면 주변 물체의 표면 압력을 알아낼 수 있고 이를 프로펠러소음의 소음원 항에 다시 대입하여 해석함으로써 최종적으로 관찰지점에서 산란이 고려된 프로펠러 소음을 구할 수 있다.

3. 해석 결과

3.1 비공동 소음 해석

비공동 소음해석에 사용된 프로펠러는 Fig. 1과 같이 DTMB4119 모델이며 120 rpm, 전진비는 0.889를 사용하였다. 전진비에 대한 식은 다음과 같다.

$$J = \frac{V_a}{nD} \quad (32)$$

관찰지점은 Fig. 2에 나타난 각도에 대하여 프로펠러 반경의 10배(10R)에 해당하는 거리로 정하였다. 계산 결과를 보면 프로펠러의 하중소음의 경우 회전면과 수직인 지점, 즉 각도가 0°인 지점에서 가장

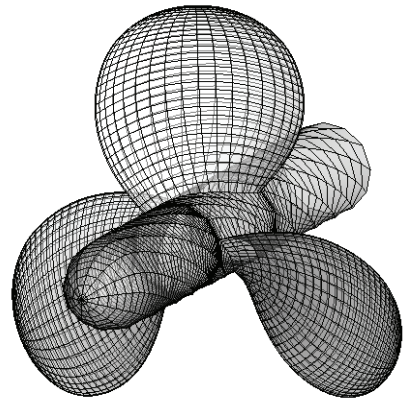


Fig. 1 DTMB4119

지배적으로 나타나고 90°인 지점에서 가장 작은 값을 나타내고 있다. 반면 두께소음의 경우 반대로 90°인 지점에서 가장 큰 값을 나타내고 있으며 0°에서는 거의 0에 가까운 값을 보여주고 있다. 이는 하중소음은 주로 날개면의 하중에 의해 발생하므로 추력과 항력방향인 회전면에 수직인 방향에서 가장 큰 소음이 발생하고 두께소음은 날개의 회전에 의한 체적변화가 주 원인이므로 회전면과 동일한 방향에서 가장 큰 소음이 발생함을 알 수 있다.

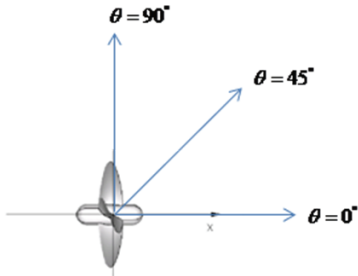
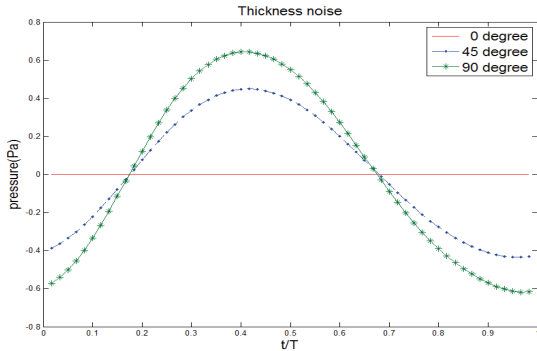
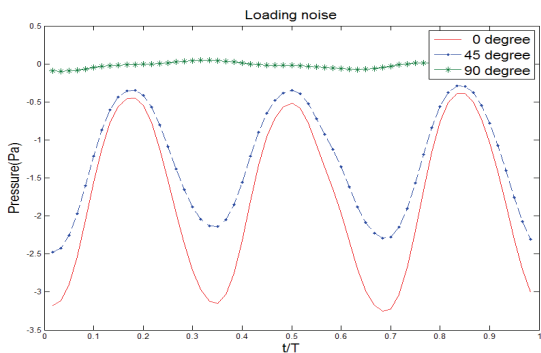


Fig. 2 Observing angle



(a) Thickness noise



(b) Loading noise

Fig. 3 Non-cavitating noise

3.2 공동 소음 해석

공동 소음 해석에는 Fig. 4와 같은 형태의 kp530 모델을 사용하였으며 분당 회전수는 120 rpm이고 전진비는 0.8이다. 이 논문에서 유도한 해를 이용하여 90° 각도로 10R의 거리만큼 떨어진 지점에서 계산한 음압 값은 Fig. 5와 같다. 해석 결과의 직관성을 위하여 날개 하나의 회전에 대한 음압을 계산하였다.

3.3 산란 효과

산란이 고려된 해석은 비공동 상태를 가정하고 수행하였으며 DTMB4119 모델을 이용하였다. 해석 조건은 Fig. 6과 같다. 프로펠러와 3m 떨어진 지점에 가로 세로 높이가 각각 5m인 정육면체가 존재하고 정육면체 한 면에 100개의 요소를 모델링 하였다. 이때 정육면체의 중심점은 프로펠러의 회전중심과 높이가 같다.

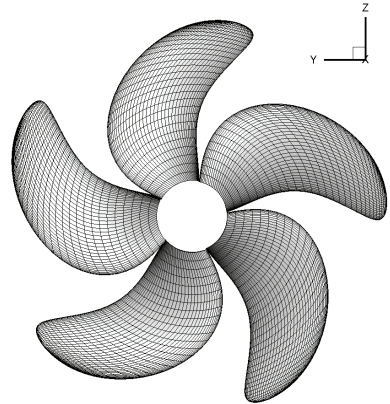


Fig. 4 Kp530

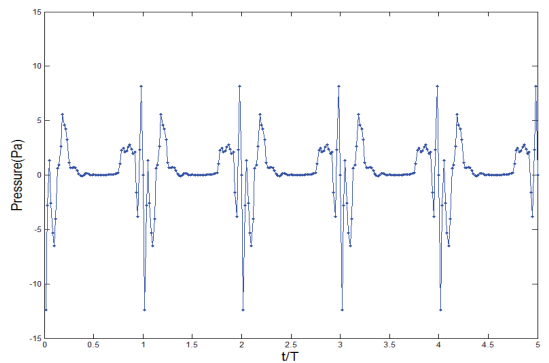


Fig. 5 Cavitating noise

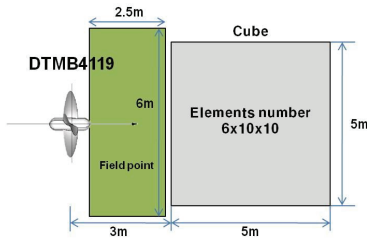


Fig. 6 Analysis condition

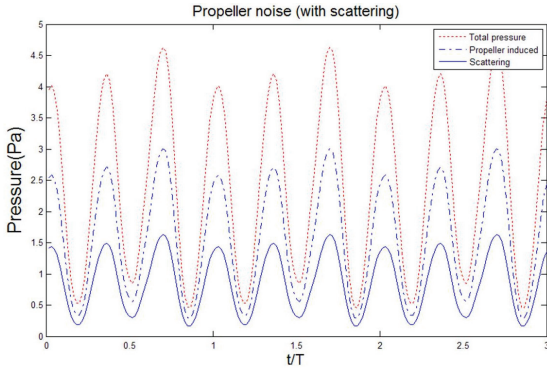


Fig. 7 Propeller noise with scattering

프로펠러와 정육면체의 중간지점에서 음압을 계산한 결과는 Fig. 7과 같다. 실선으로 표시된 부분이 산란효과에 의해 발생하는 음압으로 프로펠러만 있는 경우 발생하는 음압에 이것을 더해주면 최종적으로 구하고자 하는 음압이 되는데 이 경우 무시할 수 없을 정도의 결과가 나오는 것을 확인할 수 있다. 그러므로 이러한 효과의 고려가 이루어져야 보다 더 정확한 프로펠러 소음의 해석이 될 것으로 판단된다.

4. 결 론

이 논문에서는 프로펠러 비공동, 공동 소음 해석 기법에 대해 논하였고 프로펠러 외의 다른 구조물이 있는 경우 그에 의한 산란효과를 고려할 수 있는 방법을 제안하였다. 실제 해석 결과 비공동 소음의 경우 두께소음 및 하중소음이 각도 별로 방향성을 가지며 발생함을 확인하였고 이는 각 소음원의 발생 메커니즘과 관련이 있다. 또 공동소음을 해석할 수 있는 이론 식을 제안하였으며 이를 이용하여 공동소음 해석을 수행하였다. 또한 실제 현상에서 존재하는 주변 구조물에 의한 산란효과를 고려하기 위한 해석

기법을 개발하였으며 해석 결과 산란에 의한 음압이 전체 음장에 무시할 수 없을 정도의 영향을 미치는 것을 확인할 수 있었다. 향후 이에 대한 연구가 지속적으로 진행된다면 더욱 정확도 높은 프로펠러 소음 및 변동압력 계산이 가능할 것으로 보인다.

후 기

이 연구는 지식경제부(MKE)와 BK21의 후원 하에 이루어졌으며 초기연구에 많은 도움을 주신 서울대학교 조선해양공학과 서정천 교수님과 한국해양연구원 설한신 박사님께 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Seol, H. S., Jung, B. S., Suh, J.-C. and Lee, S. G., 2002, Prediction of Non Cavitating Underwater Propeller Noise, J. of Sound and Vibration, Vol. 257, No. 1, pp. 131~156.
- (2) Lighthill, M. J., 1952, On Sound Generated Aerodynamically, Proceedings of Royal Society London, Series A211, No.1107, pp. 564~587.
- (3) Ffowcs Williams, J. E. and Hawkings, D. L., 1969, Sound Generated by Turbulence and Surface in Arbitrary Motion, Philosophical Transactions of Royal Society Series, A 264, No.1151, pp. 321~342.
- (4) Farassat, F. and Myer, M. K., 1988, Extensions of Kirchoff's Formula to Radiation from Moving Surfaces, J. of Sound and Vibration, Vol. 123, No. 3, pp. 451~460.
- (5) Seol, H. S., 2006, Numerical Prediction of Underwater Propeller Noise, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 344~347.
- (6) Dowling, A. P. and Ffowcs Williams, J. E., 1983, Sound and Source of Sound, Ellis Horwood limited, Chichester.
- (7) Seol, H. S. and Moon, I.-S., 2009, Pressure Fluctuation Induced by Propeller Sheet Cavitation with Consideration of the Near Field Effect, Journal of the Society of Naval Architects of Korea, Vol. 46, No. 2, pp. 105~113.