

잠수함 형상의 유동소음 해석기법 연구

여상재* · 홍석윤** · 송지훈***† · 권현웅**** · 설한신*****

*, ** 서울대학교 조선해양공학과, *** 전남대학교 조선해양공학전공,

**** 거제대학교 조선해양공학과, ***** 한국해양과학기술원 부설 선박해양플랜트연구소

Flow-Induced Noise Prediction for Submarines

Sang-Jae Yeo* · Suk-Yoon Hong** · Jee-Hun Song***† · Hyun-Wung Kwon**** · Hanshin Seol*****

*, ** Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Seoul National University, Seoul 08826, Korea

*** Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Chonnam National University, Yeosu 59626, Korea

**** Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Koje College, Geoje 53325, Korea

***** Korea Research Institute of Ships & Ocean Engineering, Daejeon 34103, Korea

요 약 : 잠수함에서 발생하는 수중방사소음은 적함의 소나에 의해 피탐될 확률과 직결되며, 잠수함 저소음화 방안은 생존성 향상을 위해 필수적이다. 최신 잠수함의 경우 기계류 소음저감 및 고속/대형화가 진행됨에 따라 선체 주위에 발생하는 유동소음에 대한 관심이 높아지고 있다. 본 연구에서는 자유수면의 효과를 고려하여 잠수함 형상 주위에 발생하는 유동소음 수준을 예측할 수 있는 소음해석기법을 개발하였다. 잠수함이 자유수면 근처 운항시에 잠수함 주위 유동장의 교란에 의해 발생하는 난류유동소음과 쇄파버블에 의한 소음이 발생한다. 먼저 잠수함 주위 유동장 해석을 위해, VOF법 기반의 비압축성 이상유동(two-phase flow)해석을 수행하여 잠수함 주위 자유수면 형상과 유동장 정보를 도출하였다. 이후 난류유동소음해석을 위해 음향상사기법인 Permeable FW-H를 적용하였고, 쇄파버블 소음해석을 위해 유동해석에서 도출된 난류운동에너지 분포결과를 기반으로 쇄파버블 소음모델을 적용하였다. 최종적으로 개발된 유동소음 해석기법은 선박해양플랜트연구소(KRISO)의 대형캐비테이션터널(LCT)에서 수행된 잠수함 모형 유동소음계측 실험결과와 비교를 통해 검증이 수행되었다.

핵심용어 : 잠수함, 난류유동소음, 음향상사법, Permeable FW-H 방법, 쇄파, 버블소음, 대형캐비테이션터널

Abstract : Underwater noise radiated from submarines is directly related to the probability of being detected by the sonar of an enemy vessel. Therefore, minimizing the noise of a submarine is essential for improving survival outcomes. For modern submarines, as the speed and size of a submarine increase and noise reduction technology is developed, interest in flow noise around the hull has been increasing. In this study, a noise analysis technique was developed to predict flow noise generated around a submarine shape considering the free surface effect. When a submarine is operated near a free surface, turbulence-induced noise due to the turbulence of the flow and bubble noise from breaking waves arise. First, to analyze the flow around a submarine, VOF-based incompressible two-phase flow analysis was performed to derive flow field data and the shape of the free surface around the submarine. Turbulence-induced noise was analyzed by applying permeable FW-H, which is an acoustic analogy technique. Bubble noise was derived through a noise model for breaking waves based on the turbulent kinetic energy distribution results obtained from the CFD results. The analysis method developed was verified by comparison with experimental results for a submarine model measured in a Large Cavitation Tunnel (LCT).

Key Words : Submarine, Turbulence-induced noise, Acoustic analogy, Permeable FW-H, Breaking wave, Bubble noise, Large Cavitation Tunnel (LCT)

1. 서 론

잠수함의 수중방사소음은 적함의 음향탐지체계 및 어뢰가 탐지하는 주요추적요인으로 작용하며, 주파수 특성은 아

함의 피탐 위험도 평가를 가능하게 하고 음향징표 획득 및 데이터베이스 구축을 통해 피·아 식별의 수단으로 활용되기도 한다. 이러한 이유로 인해, 잠수함의 저소음화 방안 연구는 잠수함의 특수성 및 생존성 향상을 위해 필수적이다.

잠수함의 운항중 수중방사소음의 주요소음원으로는 크게 기계류소음, 추진기소음, 유동소음으로 구분할 수 있다. 최

* First Author : yeosj0191@snu.ac.kr, 02-880-7331

† Corresponding Author : jhs@jnu.ac.kr, 061-659-7156

신 잠수함의 경우 기계류 소음저감 기술의 발달과 고속·대형화가 진행됨에 따라 선체 주위에서 발생하는 유동소음에 대한 관심이 높아지고 있다. 잠수함에서 발생하는 유동소음은 선체 또는 추진기를 지나는 유동장이 교란되어 발생하는 난류유동소음이 있고, 잠수함이 자유수면 근처에서 운항시 파도가 구조물에 맞고 부서지면서 생성된 버블에 의한 쇠파버블소음으로 구분된다.

난류유동소음원의 경우, 근거리장 소음 특성을 가져 잠수함의 자체소음에 기여도가 높아 소나성능에도 직접적인 영향을 미치게 된다(Wang et al., 2006). 또한, 최근의 연구에서는 원거리 방사소음의 관점에서도 전체적인 수중방사소음 특성을 결정하는데 있어, 난류유동소음의 영향이 중요함을 확인한 바 있다(Ianiello et al., 2014). 쇠파버블소음의 경우, 파가 부서질 때 순간적인 공기유입이 생기고 이것이 주위 유동에 의해 작은 버블로 쪼개지면서 발생한다. 이러한 소음 현상에 대해 버블의 크기에 따른 개수분포 정보를 바탕으로 소음값을 도출할 수 있는 모델이 개발 및 검증된 사례가 있다(Deane and stokes, 2010).

잠수함이 자유수면 근처에서 운항시 발생하는 난류유동소음 및 쇠파버블소음의 경우 잠수함의 형상에 의한 유동장 교란의 정도와 쇠파의 형성 정도에 따라 소음 수준이 달라진다. 따라서 저소음화 방안이 고려된 차세대 잠수함의 개발을 위해서는 잠수함에서 발생하는 다양한 유동소음을 높은 정확도로 예측할 수 있는 기법의 개발이 필수적이다. 하지만 국내의 경우 잠수함에서 발생하는 유동소음에 대한 연구사례가 없으며, 선진해군을 중심으로 활발히 진행되고 있으나 군사보안으로 인해 일부를 제외하고 대부분의 연구결과는 공개되고 있지 않은 실정이다(Testa and Greco, 2018).

본 연구에서는 잠수함 함교의 일부가 자유수면 위로 노출되어 난류유동소음과 쇠파버블소음이 동시에 발생하는 상황에 대한 유동소음해석기법을 개발하고 검증하였다. 먼저 잠수함 형상 주위 유동장 해석을 위해 VOF(Volume of Fluid) 법 기반의 비압축성 다상유동해석을 수행하여 자유수면의 형상 및 주위 유동장 정보를 추출하였다. 이후 도출된 유동장 정보를 기반으로 Permeable FW-H 기법을 적용하여 난류유동소음수준을 도출하였다. 일반적으로 난류유동소음해석에는 음향상사법 기반의 FW-H 기법이 활용되지만, 본 연구에서는 기존의 기법에서 고려할 수 없던 난류소음원의 영향까지 해석 가능한 Permeable FW-H 기법을 적용하였다(Choi et al., 2014; 2016). 쇠파버블소음의 경우, 다상유동해석 결과로부터 확인가능한 잠수함 주위의 자유수면 형상과 난류운동에너지 분포결과를 쇠파버블모델에 적용하여 쇠파버블 소음수준을 도출하였다. 개발된 소음해석기법으로 도출된 잠수함의 난류유동소음 해석결과는 선박해양플랜트연구소

(KRISO)의 대형캐비테이션터널(LCT)에서 수행된 동일한 조건의 실험결과와 비교 검증을 수행하여, 기법의 타당성을 입증하였다.

2. 배경이론

2.1 Lighthill 음향상사법

Lighthill이 제시한 음향상사법은 압축성 Navier Stokes 식을 변형하여 소음원의 형태를 추출한 것으로, 질량보존의 방정식과 모멘트 방정식으로부터 아래와 같은 식으로 도출된다(Lighthill, 1952).

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - \nabla^2 \rho' = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} \quad (1)$$

$$T_{ij} = \rho v_i v_j + p_{ij} - c^2 \rho' \delta_{ij} \quad (2)$$

여기서, c 는 소리의 속도(m/s), ρ' 는 음향성분에 해당하는 밀도(kg/m^3), T_{ij} 는 Lighthill의 응력텐서, v_i 는 유동의 속도, $v_i v_j$ 는 레이놀즈 응력, p_{ij} 는 물수체 표면의 압력, δ_{ij} 는 크로네커 델타함수를 의미한다.

2.2 Ffowcs Williams & Hawkings 음향상사법

Lighthill의 음향상사법은 Curle에 의해 유동장 내의 정지된 구조물의 경계조건을 고려한 상사식으로 발전되었고(Curle, 1955), 이후에 Ffowcs Williams, Hawkings는 유동장 내에서 임의의 속도 및 방향으로 운동하는 구조물의 경계조건을 적용한 상사식을 아래 식(3)과 같이 제시하였다(Ffowcs Willans and Hawkings, 1969).

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial t^2} - c^2 \frac{\partial^2}{\partial t^2} \right) \rho' = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(P_{ij} \delta(f) \frac{\partial f}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial t} (\rho_0 v_i \delta(f) \partial f \partial x_i) \quad (3)$$

여기서 f 는 유동장과 구조물의 경계를 $f(x,t)=0$ 으로 표현하며, $f < 0$ 일 때 물체의 내부를 의미하고 $f > 0$ 일 때 유동장 내역을 의미한다. 식(3)에서 나타나는 첫 번째 항은 유동장 내에 존재하는 비정상성(unsteadiness)에 의해 발생하는 난류소음원으로, 사극자(quadrupole)의 특성을 가진다. 두 번째 항은 구조물의 표면에서 발생하는 응력변동(fluctuating stress)에 의해 발생하는 두계소음원으로 쌍극자(dipole)의 특성을 가진다. 마지막으로 세 번째 항은 경계층의 팽창(dilatation of boundaries)에 의해 발생하는 하중소음원으로 단극자(monopole)

의 형태를 가진다.

FW-H의 상사식은 Farassat's formulation에 의해 아래와 같은 적분식으로 전개가능하다(Farassat, 2007).

$$4\pi p_{Thickness} = \int_{f=0} \left[\frac{\rho_0 \dot{v}_n}{r(1-M_r)^2} + \frac{\rho_0 v_n \hat{r}_i \dot{M}_i}{r(1-M_r)^3} \right]_{ret} dS \quad (4)$$

$$+ \int_{f=0} \left[\frac{\rho_0 c v_n (M_r - M^2)}{r^3 (1-M_r)^3} \right]_{ret} dS$$

$$4\pi p_{Loading} = \int_{f=0} \left[\frac{\dot{p} \cos \theta}{cr(1-M_r)^2} + \frac{\hat{r}_i \dot{M}_i p \cos \theta}{cr(1-M_r)^3} \right]_{ret} dS \quad (5)$$

$$+ \int_{f=0} \left[\frac{p \cos \theta}{r^2 (1-M_r)} + \frac{(M_r - M^2) p \cos \theta}{r^2 (1-M_r)^3} \right]_{ret} dS$$

$$4\pi p_{Quadrupole} = \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \int_V \left[\frac{T_{ij}}{r|1-M_r|} \right]_{ret} dV \quad (6)$$

여기서, $r = |x - y|$ 으로 관측점과 소음원 사이의 거리를 뜻하고, x 는 관측점의 위치벡터, y 는 소음원의 위치벡터이다. M_r 은 마하수로 도플러 효과와 관련 있다. 식(4), (5), (6)의 적분은 모두 지연시간(retarded time) $t_{ret} = t - r/c$ 에서 계산된다.

식(6)으로 표현되는 사극자 난류소음항의 경우, 부피적분의 형태로 나타나고 피적분 함수인 레이놀즈 응력을 유동장 전체에 대하여 정확한 값을 확보하는데 분명한 한계가 있다 (Farassat and Brentner, 1988). 난류유동소음원의 값을 얻는데 많은 계산비용과 정확도의 문제가 발생하기 때문에, 이를 해결하기 위해서 개발된 것이 Permeable FW-H 방법에 해당한다.

기존의 FW-H에서는 구조물과 유동장 사이에 비투과성 적분면($f(x, t) = 0$)을 설정하고 유동장과 구조물의 법선속도가 일치한다는 경계조건을 적용하지만, Permeable FW-H에서는 구조물의 표면으로부터 떨어진 거리에 가상의 투과성 적분면을 설정한다. 이를 통해 기존 난류소음원의 계산에 필요한 부피적분을 회피하고, 투과성 적분면 상에서의 두께소음과 하중소음을 계산하면 그 계산값 내부에 난류소음원의 영향을 반영하게 된다(Wang et al., 2006; Farassat, 2007). 투과성 적분면 상에서의 하중소음과 두께소음의 계산은 식(7)과 같이 표현된다. 여기서, U_i 는 질량속, L_i 는 운동량속을 의미한다. 식(7)은 기존의 FW-H 식에 대비하여 부피적분이 소거되고, 움직이는 좌표계(η)에 대한 투과성 적분면에서의 면적분만으로 구성되어 있다.

$$4\pi p_{Permeable FW-H} = \int_S \left[\frac{\dot{U}_n + \dot{U}_r}{r(1-M_r)^2} \right]_{ret} dS(\eta)$$

$$+ \int_S \left[\frac{\rho u_n r \dot{M} + c(M_r - M^2)}{r^2(1-M_r)^3} \right]_{ret} dS(\eta)$$

$$+ \int_S \left[\frac{\dot{L}_r}{cr(1-M_r)^2} \right]_{ret} dS(\eta) \quad (7)$$

$$+ \int_S \left[\frac{L_r - M_r}{r^2(1-M_r)^3} \right]_{ret} dS(\eta)$$

$$+ \int_S \left[\frac{L_r r M_r + c(\dot{M}_r - M^2)}{cr^2(1-M_r)^3} \right]_{ret} dS(\eta)$$

$$U_i = u_i + [(\rho/\rho_0) - 1](u_i - v_i) \quad (8)$$

$$L_{ij} = P_{ij} + \rho u_i (u_j - v_j) \quad (9)$$

2.3 쇄파 버블소음

수중에 있는 단일 버블의 고유진동수는 버블 반지름에 반 비례하며 식(10)과 같이 나타난다(Prosperetti, 1977).

$$\omega_0(a) = \left(3\kappa \frac{p_{amb}}{\rho a^2} - \frac{2\sigma}{\rho a^3} \right)^{1/2} \quad (10)$$

여기서 $\kappa \approx 1.2 \sim 1.4$ 의 범위의 값을 가지는 폴리트로픽 지수이며, p_{amb} 는 버블 벽면에서의 정수압, ρ 는 해수의 밀도, σ 는 버블의 표면장력을 뜻한다.

일반적으로 쇄파가 발생하면 해수 속으로 다량의 공기가 순간적으로 유입되어 공기주머니를 형성하고, 이를 둘러싸는 유동장의 교란으로 인해 공기주머니가 작은 버블로 쪼개지는 과정을 거친다. 이러한 현상을 버블의 쪼개짐(Bubble fragmentation)이라고 칭하며, 이때 버블의 표면장력과 주위 유동장의 변동압력이 평형을 이루는 버블의 크기를 Hinze scale이라고 정의하고 식(11)과 같이 표현한다(Hinze, 1955).

$$a_H = 2^{-8/5} \epsilon^{-2/5} (\gamma We / \rho)^{3/5} \quad (11)$$

여기서 γ 는 버블표면의 표면장력, ϵ 은 난류소산율(Turbulence Dissipation Rate), We 는 웨버수를 뜻한다.

Deane and Stokes(2002; 2010)는 쇄파에 의해 다량의 버블집합체 생성시에 반지름에 따른 버블 개수의 분포를 나타내는 버블밀도분포함수를 도출하였다. 버블밀도분포함수의 경향은 식(11)을 통해 도출되는 Hinze scale보다 크기가 큰 버블들의 경우 쪼개짐이 강하게 나타나 반지름 감소에 따라 버블 개수가 급격하게 증가하고($\propto r^{-10/3}$), 이보다 작은 크기의 버

블들은 표면장력에 의한 안정화 영향이 강하게 작용해 상대적으로 난류에너지에 의한 쪼개짐이 감소하여, 반지름 감소에 따른 버블개수 감소경향이 약해진다($\propto r^{-3/2}$).

이후 쇄파에 의해 발생하는 다량의 버블집합체에 의한 소음을 아래와 같이 수치해석적 모델로 구현하고 실험결과와 비교 검증함으로써 모델의 타당성을 검증하였다. 먼저 단일 버블에 의해 발생하는 소음신호를 식(12)과 같이 지수적으로 감쇠하는 협대역 신호로 가정하고, 이를 파워스펙트럼밀도를 표현하면 식(13)와 같이 나타난다.

$$s(t, a) = p_0(a) \cos(\omega_0 t) \exp(-\alpha t) U(t) \quad (12)$$

$$|S(\omega, a)|^2 = \frac{2p_0^2}{T} \left| \frac{\alpha + i\omega}{\omega_0^2 + (\alpha + i\omega)^2} \right|^2 \quad (13)$$

여기서 p_0 는 최대압력을 의미하고 α 는 감쇠계수를 뜻한다. 최종적으로 단일버블이 아닌 다수의 버블에 의해 발생하는 소음신호의 수음점 계측값을 아래 식(14)와 같은 형태로 제시하였다. 피적분함수는 단일버블에 대한 소음신호와 소음 전파과정을 모사하는 그린함수의 콘볼루션 형태로 표현한 것의 파워스펙트럼밀도에 해당하고, 이를 버블집합체에 대한 부피적분으로 확장해 최종 쇄파버블 소음값을 도출한다.

$$P(\omega, \vec{r}) = \int_V \int_{a_{\min}}^{a_{\max}} \lambda(a) |S(\omega, a) G(\omega, \vec{r})|^2 da dV \quad (14)$$

$$G(\omega, \vec{r}) = \frac{e^{-f|\vec{r}-\vec{r}_r|/L_e}}{|\vec{r}-\vec{r}_r|} \quad (15)$$

식(14)에서 $a_{\min, \max}$ 는 각각 버블집합체에 포함된 최소/최대 버블의 반지름을 나타내며, λ 는 버블반지름에 따른 버블개수분포를 표현하는 버블밀도분포함수이다. 식(15)에서 \vec{r} 은 소음원의 위치벡터, \vec{r}_r 은 수음점의 위치벡터를 의미한다. L_e 는 e-folding length로써 버블집합체 내부에서 발생된 소음신호가, 버블집합체를 통과하며 전파될 때 $1/e$ 만큼 감쇠되는데 진행되는 거리를 의미한다.

3. 잠수함 형상의 유동소음해석

3.1 해석절차

잠수함 형상에 대한 유동소음해석 절차는 Fig. 1와 같이 유동해석격자 모델링, 자유수면 난류유동해석 진행된 이후 난류유동소음해석 및 쇄파버블소음해석을 병렬적으로 수행하고, 최종적으로 두 소음원을 합산하는 과정을 거친다.

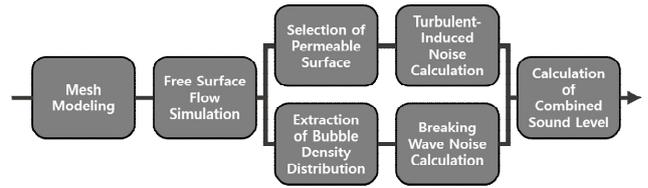


Fig. 1. Schematic diagram of noise analysis.

3.2 격자생성

잠수함 형상은 실린더, 구와 같은 단순한 형상과 달리 함교, 수직·수평타와 같은 복잡한 형태로 구성되기 때문에 자동 격자생성 프로그램을 통해 비정렬격자를 생성하였다. 유동해석격자 생성에는 OpenFOAM(<https://www.openfoam.com>)에서 제공하는 오픈소스 자동격자생성 프로그램인 SnappyHexMesh를 사용하였으며, 이는 구조물 형상정보를 stl 형식으로 입력받아 정해진 파라미터에 맞게 구조물 주위의 유동격자를 점차 세밀하게 나누고, 생성된 조밀한 격자의 형상을 조정 및 이동하여 해석구조물의 표면과 일치시키는 과정을 수행한다.

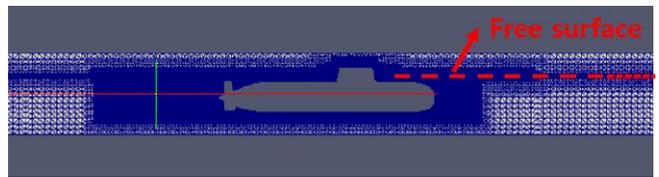


Fig. 2. View of side grid section.

생성된 유동해석 격자는 Fig. 2와 같다. 약 800만개의 격자로 구성하였으며, 격자 밀도는 총 5단계로 구분하여 잠수함 모델 근방에 가장 세밀한 격자를 분포시켰다. Wall-function의 적용을 위해 잠수함 표면의 평균 y+를 81.9로 유지하였다. 또한 자유수면 근처에 충분히 세밀한 격자를 작성하여, 구조물에 의해 발생하는 복잡한 형태의 자유수면을 재현할 수 있도록 하였다. 유동해석 도메인의 전체 크기는 길이 30.4 m, 폭 2.8 m, 높이 1.8 m로 실험결과와의 비교검증을 위해 대형 캐비테이션 터널의 제원을 반영하였다. 잠수함 표면은 벽면 부착 경계조건(no-slip condition)을 적용하고, 터널의 벽면은 미끄럼 경계조건(slip condition)으로 설정하였다.

3.3 자유수면 난류유동해석

설정된 해석조건인 경우 잠수함 함교중간에 자유수면이 위치하기 때문에, 다상유동현상에 해당한다. 이를 위해 VOF 법을 기반으로 하는 비압축성 이상유동해석 난류유동솔버를 적용하였다. 일반적으로 낮은 마하수 현상에 대해서, 음향상 사법을 적용해 소음값을 도출시에는, 계산효율의 향상을 위해 비압축성 유동해석 결과를 활용할 수 있다고 알려져 있

Table 1. Solver Settings for CFD simulations

Solver Settings for CFD simulations	
Turbulence model	RANS k-omega sst
Scheme	PIMPLE
Time derivatives	Euler
Gradient	Gauss linear
Divergence	Gauss vanleer
Laplacian	Gauss linear corrected

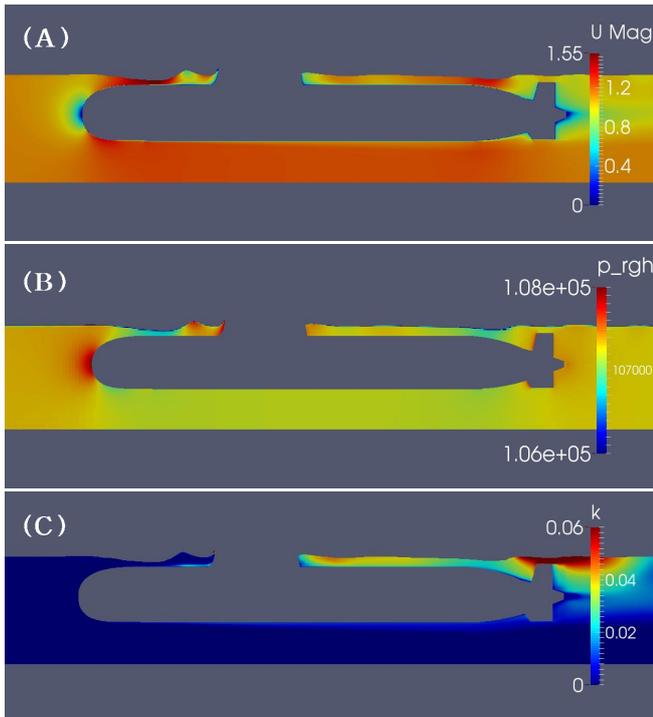


Fig. 3. Result of two-phase flow analysis of center section (A) Velocity magnitude, (B) Dynamic pressure, (C) Turbulent kinetic energy.

다(Wang et al., 2006). Table 1은 잠수함 모형의 유동해석에 적용된 난류모델 및 주요 수치해석 설정을 표현하고 있다. 해석조건에는 실험과 동일하게 내부를 청수로 채우고, 유속은 1.94 kn ($Re = 5.85 \times 10^5$)로 설정하였으며, 초기 유입 유동의 난류운동에너지는 $0.00015 \text{ m}^2/\text{s}^2$ 로 설정하였다.

Fig. 3은 자유수면 유동해석 수행결과이다. (A)는 잠수함의 중앙 단면에서의 속도분포를 나타낸다. 잠수함의 표면을 따라 얇게 경계층이 분포하고, 자유수면 근처의 함교 전면부에서 상당한 가속이 발생하는 것을 확인할 수 있다. (B)는 동압력분포를 나타내고 대체적으로 속도분포의 반대경향을 보인다. (C)는 난류운동에너지 분포를 보여준다. 함교 전면

부와 자유수면이 최초로 만나 자유수면의 형상이 심화되는 곳에 높은 수준의 난류운동에너지가 발생하고, 유동방향으로 퍼져나간다. 또한 자유수면과 가까이 위치하는 함미 수직타의 상단부에서 자유수면의 형상이 심화되어 높은 값을 나타낸다.

3.4 난류유동소음해석

본 연구에서는 난류유동소음해석을 위해 Permeable FW-H 기법을 적용하였다. Fig. 4은 잠수함 모형 주위에 설정된 투과성 적분면의 형상을 보여준다. 적분면의 중심축을 추진축과 일치시키고 반지름을 0.7m로 설정하였으며, 자유수면의 위치를 고려해 공기중에 노출된 투과성 적분면은 소음적분에서 제외하였다.

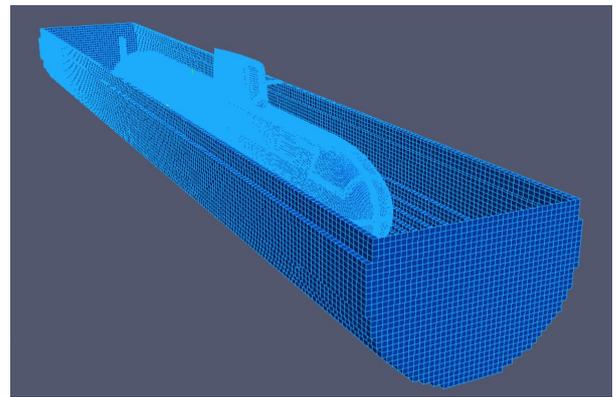


Fig. 4. Oblique view of permeable surface.

3.5 쇄파버블소음해석

앞서 계산된 난류유동소음 이외에, 자유수면이 함교와 부딪히면서 발생된 버블에 의한 소음을 해석하기 위해서는 쇄파버블소음 모델을 적용해야 한다. 쇄파버블소음 모델을 적용시키기 위해서는 함교 주위에 생성되는 쇄파버블의 형상과 버블밀도함수가 필요하다. 이는 앞서 수행된 자유수면 유동해석 결과로부터 추출할 수 있다.

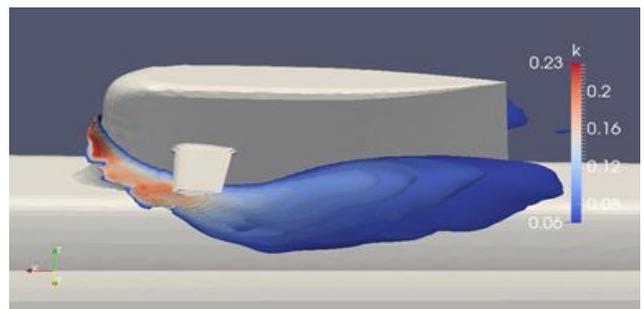


Fig. 5. Kinetic energy distribution around sail.

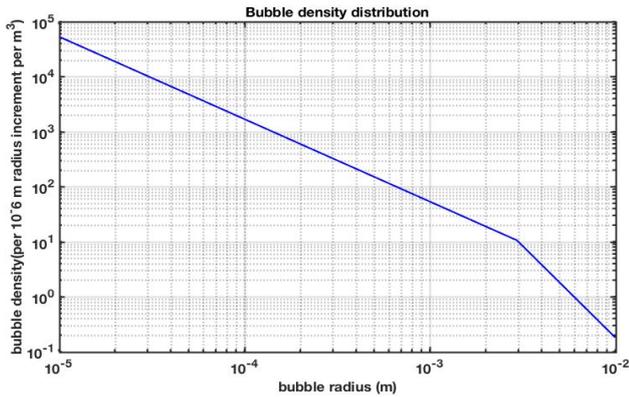


Fig. 6. Bubble density distribution around sail at $U = 1\text{ m/s}$.

Fig. 5은 자유수면 유동해석을 통해 도출된 함교주위 자유수면의 난류운동에너지 수준을 나타낸다. 버블의 생성 및 쪼개짐 현상의 주요변수에 해당하는 난류운동에너지 분포결과를 통해 쇄파버블의 분포형태를 추출할 수 있다. 또한 유동해석결과에서 추출된 최대 난류운동에너지 값을 식(11)에 적용하면 버블밀도분포함수 도출에 필수적인 변수인 Hinze Scale을 도출할 수 있다.

Fig. 6은 Hinze Scale을 기반으로 해석된 함교 주위 쇄파버블의 버블밀도분포함수이다. Hinze Scale이 약 3 mm 정도로 도출되었다. 이보다 큰 버블들의 경우 표면장력보다 난류에너지의 영향이 커서 쪼개지려는 경향이 매우 강하기 때문에 반지름 증가에 따른 버블밀도함수의 감소 경향이 급격하다 ($\sim r^{-10/3}$). 하지만 이보다 작은 크기의 버블은 표면장력의 영향이 크고, 안정화되어 쪼개지려는 경향이 약해지기 때문에, 반지름 증가에 따른 버블밀도함수의 감소 경향이 상대적으로 작은 것으로 밝혀져 있다($\sim r^{-3/2}$) (Deane and Stokes 2002).

도출된 쇄파버블 분포형태와 버블밀도분포함수를 이용하여 식(14)와 같은 부피적분계산을 수행하면, 최종적으로 잠수함의 함교 주위에 발생하는 쇄파버블에 의한 소음신호 해석결과를 도출할 수 있다.

4. 잠수함 형상의 유동소음 계측실험 및 검증

4.1 실험설비 및 조건

잠수함 형상의 유동소음 계측 실험은 Fig. 7에 나타난 선박해양플랜트연구소(KRISO)의 대형캐비테이션터널(LCT)에서 진행되었다. 실험설비의 규모는 전체 길이 60 m, 높이 22.5 m이며, 터널시험부의 크기는 길이 12.5 m, 폭 2.8 m, 높이 1.8 m이다. 잠수함 모델은 Fig. 8과 같이 캐비테이션터널의 시험부 중앙에 설치되었으며, 터널의 하단 벽면에는 터널 내의 유체매질과 임피던스가 일치하는 음향창과 음향관측



Fig. 7. Test section of LCT.

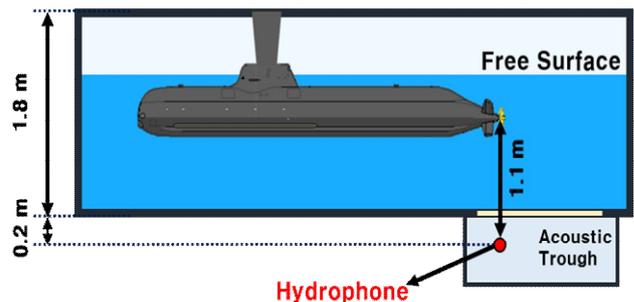


Fig. 8. Schematic diagram of experiment setup.

부가 위치하고 있다. 소음신호를 계측하는 수중음향센서(B&K 8103)는 잠수함 추진기로부터 1.1 m 연직 아래 음향관측부 내부에 위치하고 있으며, 계측된 소음데이터는 B&K analyzer software를 통해 후처리되었다.

실험에 활용된 잠수함 형상의 길이는 약 6 m 크기로 임의형상의 연구용 잠수함 모형이다. 캐비테이션터널 내부는 청수(fresh water)로 채웠으며, 자유수면 근처 운항조건을 모사하기 위해, 잠수함 함교의 중간 높이에 자유수면이 위치하도록 시험유체량을 조절하였다. 또한 추진기에는 자체추력을 가하지 않은 무부하 조건을 적용하고, 캐비테이션이 발생하지 않는 유속인 1.94 kn을 실험 유속으로 설정하였다.

4.2 자유수면 형상결과 및 유동해석 검증

Fig. 9은 함교 측면에 나타나는 자유수면 형상에 대하여 실험결과와 자유수면 유동해석 결과를 비교한 결과이다. 실험에서 자유수면(공기-물 경계선)은 검정색 점선으로 표현하였고, 해석결과에서는 파란색, 빨간색이 각각 물, 공기를 의미하여 자유수면을 확인할 수 있다. 두 결과를 비교해보면 자유수면 형태가 정확하게 일치하는 것을 확인할 수 있다. Fig. 10은 함교의 전면부에 나타나는 봉우리와 같은 자유수면 형태를 표현하고 있다. 실험과 해석결과에서 모두 동일한 위치/높이로 생성되는 것을 확인할 수 있다.

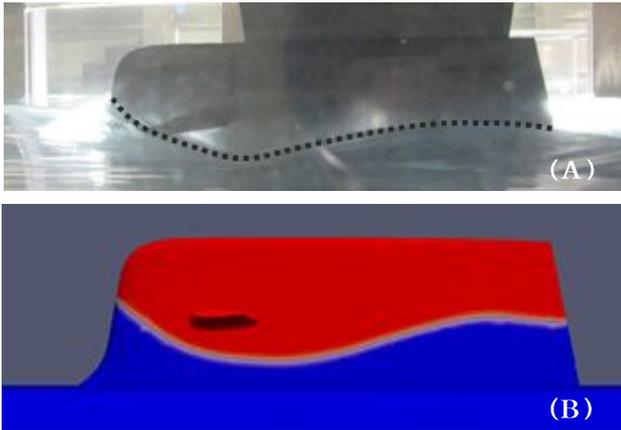


Fig. 9. Comparison of air-water boundaries around sail (A) Experiment, (B) CFD simulation.

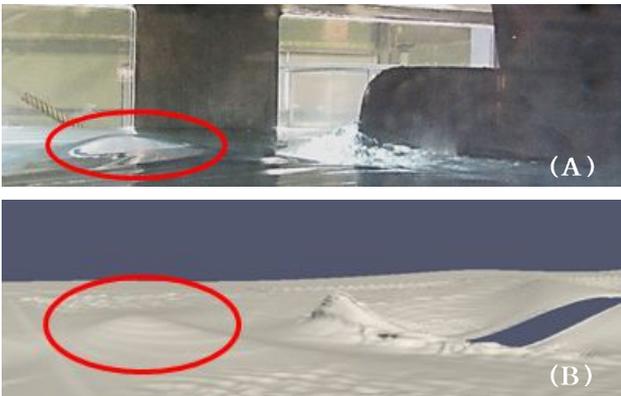


Fig. 10. Comparison of free surface shape around the sail (A) Experiment, (B) CFD simulation.

4.3 유동소음 계측실험결과 및 소음해석 검증

Fig. 11은 유동소음 해석결과와 실험결과를 비교 검증한 결과이다. 파란색 실선은 실험에서 계측된 결과로써 잠수함으로부터 발생하는 쇄파버블과 난류유동소음이 모두 포함되어 있다. 해석결과의 경우 초록색 실선이 쇄파로부터 발생하는 쇄파버블소음값, 노란색 실선이 난류유동소음, 빨간색 실선이 두 소음을 합산한 유동소음을 의미한다.

먼저 실험결과를 살펴보면 뚜렷한 톤 소음(tone noise)이 나타나지 않고, 광대역 소음(broad band noise) 특성을 가지는 것을 확인할 수 있다. 일반적으로 톤 소음의 경우 실린더나 구와 같이 구조물의 후류에서 주기적인 와류가 발생할 경우 또는, 추진기와 같이 주기적으로 반복운동을 하는 구조물에서 나타나는 소음특성이다. 본 연구에 활용된 잠수함 형상의 경우 와류 특성을 갖는 형태나, 주기적 운동을 하는 구조물이 없기 때문에 광대역 소음의 형태로 나타나며 이는 실험결과와 경향과 동일하다. 유동소음 해석결과 역시 광대역

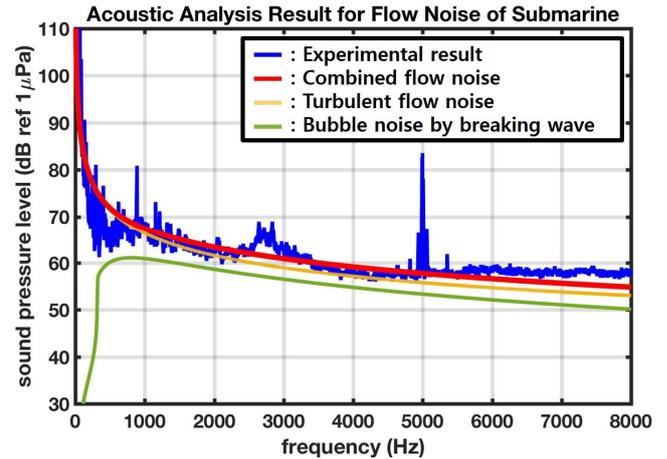


Fig. 11. Comparison of flow noise analysis result and experimental result.

소음의 특성을 나타내고 있으며, 이는 소음해석절차가 잠수함 선체에서 발생하는 유동소음의 특성을 제대로 구현하고 있다는 것을 의미한다.

실험계측결과와 유동소음 해석결과를 비교시 전체적으로 소음값의 준위와 주파수 특성이 매우 잘 일치하는 것을 확인할 수 있다. 다만 실험값에서 5000 Hz 부근에 높은 협대역 소음성분이 계측되는데 이는 잠수함 없이 측정된 소음결과에도 동일하게 발생하며, 터널의 배경소음으로 볼 수 있다.

또한 실험값과 난류유동소음만을 비교했을 경우 저주파수 대역에서 높은 정확도로 해석값이 실험값과 일치하지만, 4000 Hz 이상의 고주파수에서 오차가 커지는 경향을 보인다. 반면 쇄파버블소음까지 합산된 유동소음 해석결과와 실험값은 고주파수에서 상대적으로 작은 오차를 보여준다. 이러한 경향은 쇄파버블 소음이 저주파수 대역보다 고주파수 대역에서 그 영향이 증가한다는 것을 보여준다. 실제로, 본 연구의 실험조건은 유속이 낮아 큰 쇄파가 발생하지 않고 순간적인 공기 유입량이 낮아 크기가 큰 버블이 발생하지 않기 때문에 저주파수 대역에서 높은 소음준위를 발생시키지 않는다.

5. 결론

본 연구에서는 잠수함 형상 주위에 발생하는 유동소음 수준을 예측하기 위한 유동소음 해석기법을 개발하였다. 해석조건으로는 잠수함이 자유수면 근처를 운항하여 난류유동소음과 쇄파버블에 의한 소음이 동시에 발생하는 상황을 고려하였다. 먼저 잠수함과 같이 복잡한 형상의 유동해석을 위해, 비정렬 유동해석격자를 생성하였고 VOF법 기반의 비압축성 이상유동해석 솔버를 이용해 주위 난류유동장 및 자

유수면 형상을 해석하였다. 도출된 유동해석 결과에 병렬적으로 두 가지 소음해석 기법을 적용하여 난류유동소음과 쇄파버블소음 해석을 수행하였다.

난류유동 소음해석에는 투과성 적분면 설정을 통해 난류유동소음원의 효과를 고려할 수 있는 Permeable FW-H 기법을 적용하였으며, 투과성 적분면은 잠수함의 형태를 고려해 실린더형상의 투과성 적분면을 설정하였다. 쇄파버블소음의 경우, 유동해석 결과의 난류운동에너지 분포 결과로부터 쇄파버블 분포형태 및 버블밀도분포함수를 도출하여, 쇄파버블 형상 전체에 걸쳐 부피적분 형태를 취해줌으로써 쇄파버블 소음해석값을 도출하였다. 마지막으로 유동소음 해석값은 난류유동소음값과 쇄파버블 소음값을 합산하여 도출하였고, 동일한 조건의 대형캐비테이션 터널에서 수행된 실험결과와 소음수준 및 주파수 경향이 일치하는 것을 확인할 수 있었다.

소음계측 실험결과에서 확인할 수 있듯이 잠수함에서 발생하는 유동소음은 광대역 소음의 특성을 가진다. 이는 유동소음 해석결과에서도 동일한 특성을 나타내는 것을 확인할 수 있다. 특히 난류유동소음 결과를 쇄파버블소음까지 합산된 유동소음결과와 비교해보면 고주파수 대역에서 실험값과의 오차가 감소하는데, 이는 잠수함에서 발생하는 유동소음에 있어 고주파수 대역의 소음에는 난류유동소음뿐만 아니라 쇄파버블 소음까지 반드시 고려해주어야 한다는 것을 의미한다. 최종적으로 동일한 조건의 실험과 해석결과의 비교 검증을 통해 개발된 잠수함 유동소음 해석기법의 효용성을 확인할 수 있었다.

향후에는 본 연구에서 고려된 유동소음원 이외에 잠수함의 주요 수중방사소음원에 해당하는 추진기소음 해석기법에 대한 연구가 필요할 것으로 판단된다. 추진기에서 발생하는 공동광대역 소음 및 비공동광대역 소음해석 기법이 확보될 경우 잠수함의 종합적인 수중방사소음해석이 가능하여, 차세대 잠수함의 선형개발과 수중방사소음 수준 예측 등에 폭넓게 활용될 수 있을 것으로 예상된다.

후 기

본 연구는 미래 잠수함 저소음 추진기 특화연구실의 지원으로 수행되었습니다. 또한, 해양시스템공학연구소(RIMSE), 연구재단(2016R1D1A1A09918294, 2015R1D1A1A01060387)의 지원을 받아 수행 되었습니다.

References

- [1] Choi, W. S., S. Y. Hong, J. H. Song, H. W. Kwon and C. M. Jung(2014), Turbulent-Induced Noise around a Circular Cylinder using Permeable FW-H Method, Journal of the Korean Society of Marine Environment & Safety, Vol. 20, No. 6, pp. 752-759.
- [2] Choi, W. S., Y. S. Choi, S. Y. Hong, J. H. Song, H. W. Kwon and C. M. Jung(2016), Turbulence-induced noise of a submerged cylinder using a permeable FW - H method, International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering, Vol. 8, No 3, pp. 235-242.
- [3] Curle, N.(1955), The influence of solid boundaries upon aerodynamic sound, Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Science, Vol. 505, pp. 505-514.
- [4] Deane, G. B. and M. D. Stokes(2010), Model calculations of the underwater noise of breaking waves and comparison with experiment, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 127, No. 6, pp. 3394-3410.
- [5] Deane, G. B. and M. D. Stokes(2002), Scale dependence of bubble creation mechanisms in breaking waves. Nature, Vol. 418, No. 6900, p. 839.
- [6] Farassat, F.(2007), Derivation of Formulations 1 and 1A of Farassat, NASA/TM-2007-214853.
- [7] Farassat, F. and K. S. Brentner(1988), Supersonic Quadrupole Noise Theory for High-speed Helicopter Rotors, Journal of Sound and Vibration, Vol. 218, No. 3, pp. 481-500.
- [8] Ffowcs Williams, J. E. and D. L. Hawkings(1969), Sound generation by turbulence and surfaces in arbitrary motion, Philosophical Transactions of the Royal Society of London A, Vol. 264, No. 1151, pp. 321-342.
- [9] Hinze, J. O.(1955), Fundamentals of the hydrodynamic mechanism of splitting in dispersion processes, AIChE Journal, Vol. 1, No. 3, pp. 289-295.
- [10] Ianiello, S., R. Muscari and A. Di Mascio(2014), Ship underwater noise assessment by the acoustic analogy, part II: hydroacoustic analysis of a ship scaled model, Journal of Marine Science and Technology, Vol. 3, No. 1, pp. 52-74.
- [11] Lighthill, M. J.(1952), On Sound Generated Aerodynamically, I: General Theory, Proceedings of the Royal Society, A221, pp. 564-587.
- [12] OpenFOAM(2018), <https://www.openfoam.com/>.
- [13] Prosperetti, A.(1977), Thermal effects and damping mechanisms in the forced radial oscillations of gas bubbles in liquids. The Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 61, No. 1, pp. 17-27.

- [14] Testa, C. and L. Greco(2018), Prediction of submarine scattered noise by the acoustic analogy, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 426, pp. 186-218.
- [15] Wang, M., J. B. Freund and S. K. Lele(2006), Computational Prediction of Flow-Generated Sound, *Annual Review of Fluid Mechanics*, Vol. 38, pp. 483-512.

Received : 2018. 11. 08.

Revised : 2018. 12. 24.

Accepted : 2018. 12. 28.