

# 선박 방사소음의 측정, 분석 및 예측

°윤 중 략\*, 김 천 덕\*, 하 강 열\*

## Ship Radiated Noise Measurement, Analysis and Prediction

Jong-Rak Yoon , Chun-Duck Kim , Kang-Yeol Ha

### 요 약

수중음향표적 특히 선박방사소음을 탐지하거나 식별하는 군사적 목적의 수동소나는 수중청음기 배열로 구성되며 각 배열센서에 수신된 신호에 배열 신호처리기술을 적용하여 선박의 거리, 방위 탐지는 물론 선박의 음향적 특징을 식별하는 고도의 음향장치이다. 그러나 이러한 장치운영자의 선박탐지, 식별이나 새로운 수동소나개발, 나아가 스텔스 능력의 선박 설계를 위해서는 선박방사소음의 측정, 분석 및 예측에 관한 이해가 선행되어야 할 것이다.

본 연구는 대표적인 선박방사소음 측정시스템의 소개, 방사소음발생기구, 측정자료의 분석 및 예측에 관한 기초기술을 연구 분석한 내용이다.

### 1. 방사소음 측정

그림 1.1은 수동소나와 선박방사소음의 관계 및 선박방사소음 신호를 발생원에 따라 분류한 것으로 임의의 측정해역에 음향표적체로서 선박이 항해중인 상태를 가정한 것이다. 그림 1.1(b)와 같이 표적 선박의 방사소음원으로는 유체소음, 기계소음(기관소음, 보조 기계소음), 및 프로펠라소음으로 구성된다. 본 연구에서는 기계소음과 프로펠라소음을 연구 대상으로 하였다.

이러한 선박방사소음의 측정은 크게 ①보조기계류의 방사소음측정과 ②선박기동중의 방사소음 측정으로 대별되고 ①은 선박의 주기관정지상태에서 각 보조기계들의 기계소음특성 및 기관공전특성을 측정하는 것으로 해저저질이 별인 조건에서 수심 10m 이상인 해역에서 측정하는 것으로 알려져 있고 측정목적은 기계류의 방사소음에 대한 기여도 및 기계류의 동작상태를 진단하는데 있다. ②는 추진기관 및 프로펠라소음의 측정으로 저속력에서는 추진기관의 Tonal(선스펙트럼) 특성, 고속력에서는 프로펠라의 캐비테이션소음특성 측정을 목적으로 하여 저질이 별인 조건에서 500m 이상의 수심에서

행한다. 그림 1.2는 DTRC(David Taylor Research Center)에서 운용하고 있는 잠수함의 방사소음 측정시스템으로 측정된 방사소음 분석자료가 수동소나의 운용 및 선박상태에 대한 진단자료로 활용될 수 있도록 배경소음, 해면반사파 효과(Lloyd Mirror 효과), 해저반사파 효과, 도플러 효과 및 측정시스템의 해류에 대한 영향(청음기의 mislocation) 등을 고려하여 수신된 처리는 후처리 과정을 거치게 된다. 또한 측정 시스템은 시스템을 탑재한 측정선, 수중청음기 배열 및 피측정 선박간의 상대거리 및 방위를 측정하는 장치가 필수적으로 운용되어야 한다. 자료분석의 단순화를 위해 일반적으로 측정해역의 저질은 별이 되도록 하여 수심이 500m 이상인 경우 반사파의 영향은 무시하고 해면반사파의 영향은 다수의 청음기를 서로 다른 수심에 위치하도록 하여 이들 청음기 출력을 가산합성평균하는 것으로 알려져 있다. 그림1.2에서 좌우 두 개의 배열을 사용하는 이유는 선박의 좌현 및 우현측 특성을 동시에 측정하기 위한 목적이다. 또한 배열과 피측정선박간의 거리는 원거리음장(Far-field)조건을 만족하도록 해야 한다.

\*부경대학교 음향진동공학과(대학원)

### 2. 방사소음의 발생기구 및 일반적 특성

## 2.1. 기계소음

기계소음은 선박내부에 존재하는 기계류의 회전 운동, 왕복운동에 의한 가진력이 선각을 통해 방사하는 소음으로 기관소음(디젤엔진, 터보엔진, 전기모터, 감속기어) 및 보조기계(발전기, 펌프 등)소음으로 대별되며 이들은 거의 모두 회전 기계류 및 왕복 기계류로 구성되며 수신되는 음향신호의 스펙트럼은 Tonal(선스펙트럼) 특성을 갖고 선각의 고유진동모드에 일치하는 성분이 가장 강하게 방사된다.

회전 기계류의 경우 선각 가진력 요인은 회전체의 불평형, 불안정 및 부분품의 정렬결함으로 이들 중 방사소음에 가장 중요한 성분은 불평형 성분으로 회전체의 휘둘림 운동 특성에 좌우된다. 그림 2.1은 회전축, 베어링 및 기어가 결합된 시스템의 진동 스펙트럼 특성으로 그림에서 영역 1(Zone 1)은 회전체의 질량 불평형 및 회전축 정렬결함에 의한 회전축 주파수와 고조파 성분 특성, 영역 2(Zone 2)는 베어링 결함에 의해 베어링 주파수가 회전축 주파수 성분에 의해 진폭변조된 특성을 보이고 영역 3(Zone 3)은 기어의 주파수가 회전축 주파수에 진폭변조된 특성을 보인다.

그러나 선박방사소음 중 가장 우세한 성분 중의 하나는 왕복기계소음으로 대표적인 예는 디젤기관이다. 그림 2.2의 Piston Impact 진동파형으로 예측할 수 있는 바와 같이 진동스펙트럼은 크랭크축 회전주파수를 기본주파수로 하는 100차 이상의 고조파 성분까지 관측되는 것으로 알려져 있다. 선박용 디젤기관은 요구되는 추진력에 따라 2행정과 4행정으로 대별되나 각각은 실린더수 및 기하학적인 실린더 배열상태가 달라 디젤기관의 진동특성을 일의적으로 해석할 수는 없다. 4행정 8 실린더 디젤기관의 진동스펙트럼은 그림 2.3으로 묘사된다. 그림에서 CSR은 크랭크축 주파수로 RPM/60, CR은 실린더 주파수로 CSR/2, EFR은 기관 주파수로 CR × # of Cylinder로 각 성분이 가산 합성되는 기관 주파수 성분이 가장 우세한 성분으로 알려져 있다.

이들 회전기계 및 왕복기계 소음원에 의한 가진력은 선각을 통해 수중으로 방사한다. 따라서 선각

의 고유진동수, 진동모드, 일치주파수(Coincidence frequency) 특성에 따라 선각의 주파수 전달함수 즉 수중방사소음의 스펙트럼이 좌우된다. 그러나 선박의 선각재질, 두께, 격실크기에 따라 결정되는 단위진동판의 크기, 가진력의 경계조건 등은 선박에 따라 각기 다른 조건으로 선박전체의 진동계를 정확히 모델화하여 1Hz~20kHz에 이르는 가진 주파수 범위에서 실제 선박의 주파수 응답을 해석적으로 유도하는 것은 불가능하다. 문헌자료에 의한 현재까지의 연구결과는 선박의 구조를 반물수원통형 구조로 모델화하여 선체진동은 FEM, 수중방사소음은 BEM으로 수치해석한 것으로  $ka$ ( $k$ :파수,  $a$ :원통의 반경으로 선폭의 약 1/2에 해당)가 1.0 이하에서는 선체전체의 선각이 단일진동계로 진동하는 저주파의 단극음원 영역, 1.0~10.0 에서는 격실에 대응되는 크기의 선각이 flexural wave로 진동하는 고주파수 영역으로 해석하고 있다. 이에 따른 주파수 전달함수특성은  $ka$ 가 1.0 이하에서는 6dB/octave로 기울기 증가, 1.0~10.0 에서는 공진주파수에서 극대치, 10.0 이상에서는 평탄한 특성을 갖는 것으로 알려져 있다. 그림 2.4는 디젤기관의 전형적인 방사소음의 스펙트로그램의 특성으로 그림 2.3의 진동스펙트럼과 비교하면 선각의 주파수 전달함수가 평탄한 특성이라면 스펙트로그램은 진동스펙트럼과 동일한 특성으로 주파수 증가에 따라 선스펙트럼의 성분의 크기가 평균적으로 감소하는 특성을 보일 것이지만 그림에서는 저주파수의 특정주파수(○표)에서 최대진폭을 보여 이 주파수가 공진주파수로 예상되며 고주파수 영역에서는 특정주파수(△표) 이상에서 진동스펙트럼의 특성과 동일한 특성으로 진폭이 감쇄하는 특성을 보여 이 주파수가  $ka=10.0$  에 대응되는 주파수로 판단된다. 그림에서 고주파수 영역에 나타나는 선스펙트럼은 EFR 및 그 고조파 성분으로 예상된다.

## 2.2 프로펠라소음

선박의 프로펠라소음은 기계소음과 달리 선박의 부에 존재하는 프로펠라가 소음원으로 유체중에서 프로펠라가 회전하는 경우 프로펠라의 날개 양면

(suction side & pressure side)의 압력변동에 기인되는 추력이 선각의 가진력으로 작용하거나 날개면의 압력이 증기압이하로 떨어져 캐비테이션이 발생할 때 나타나는 소음이다. 이들중 전자에 의해 발생하는 음향신호는 프로펠라 축 주파수 성분을 갖는 Tonal 특성으로 후자에 비해 상대적으로 낮은 진폭으로 수동소나 수신신호로는 무시할 수 있는 것으로 알려져 있다. 그러나 후자의 캐비테이션에 의한 소음은 선박의 속도증가와 함께 진폭이 급격히 증가하는 것으로 광대역소음과 프로펠라 날개 주파수(프로펠라축회전수×날개수)를 기본주파수로 하는 큰 진폭의 조화파소음으로 구성된다.

프로펠라 캐비테이션은 그림 2.5와 같이 수중익에 대한 캐비테이션 현상으로 해석할 수 있다. 그림에 보인 바와 같이 압력이 증기압 $P_v$ 보다 낮아지는 경우 캐비테이션이 발생하고 캐비테이션에 의한 소음은 발생한 기포가 파열하거나 진동할 때 발생한다.

외부정압  $P_\infty$ 가 일정한 경우 수중익의 최저 압력이  $P_v$ 이하로 될 때 캐비테이션이 발생하기 시작하므로 캐비테이션 발생 조건은 다음식으로 주어진다.

$$(P_s)_{\min} \leq P_v \leftrightarrow P_v \geq (C_p)_{\min} \left( \frac{1}{2} \rho u_\infty^2 \right) + P_\infty \quad (1)$$

(1)의 두 번째 식에서 캐비테이션 지수  $K$ 를 다음과 같이 정의하면

$$K = (P_\infty - P_v) / \frac{1}{2} \rho_0 u_\infty^2 \quad (2)$$

식 (1)은 다음식으로 주어진다.

$$(P_\infty - P_v) / \frac{1}{2} \rho_0 u_\infty^2 = K \leq -(C_p)_{\min} \quad (3)$$

따라서 캐비테이션 지수  $K$ 가  $-(C_p)_{\min}$  (이때의  $K$ 를 캐비테이션 발생지수  $K_i$ )이하일 때 캐비테이션이 발생한다. 캐비테이션지수  $K$ 가 작아질수록 기포의 발생량이 증가하고 또한 기포의 크기가 크게 되어 저주파 음이 발생한다. 그림 2.6은 선박캐비테이션 소음의 광대역 스펙트럼으로 그림에서 극대치는 기포의 공진주파수에 대응되고 극대치 이하의 주파수에서는 약 9dB/octave 로 증가, 극대치

이상의 주파수에서는 6dB/octave 로 감소하는 특성을 보인다. 프로펠라크기, 프로펠라 회전속도 등의 함수로 캐비테이션지수  $K$ 가 달라지므로 극대치 주파수는 변화하며 선박의 경우 극대치 주파수는 40 Hz~500Hz범위를 갖는 것으로 알려져 있다. 또한  $K$ 감소는 속도 증가 혹은 외부정압 감소에 대응되어 이에 따라 스펙트럼 극대치는 그림 2.6과 같이 저주파수로 천이하는 특성을 보인다.

선박의 프로펠라와 같이 날개 단면과 회전속도가 Spanwise 방향으로 일정하지 않은 경우 날개면의 위치에 따라 캐비테이션지수가 달라진다. 따라서 선박프로펠라의 경우는 식(1)의  $u_\infty$ 를 프로펠라 날개 끝단의 속도(brade tip speed)  $u_t$ 로 하여 다음식으로 캐비테이션 지수  $K_t$ 를 구한다.

$$K_t = (P_\infty - P_v) / \frac{1}{2} \rho_0 u_t^2 \quad (4)$$

$$= (P_\infty - P_v) / \frac{1}{2} \rho_0 (u_a^2 + \pi n D^2)$$

여기서,  $D$ : 프로펠라 날개 직경,

$n$ : 프로펠라 날개의 초당 회전수,

$u_a$ :선박의 전진속도

잠수함의 경우 외부정압  $P_\infty$ 는 잠항수심에 따라 변화하므로 식(4)는 수심의 함수로 주어질수도 있다.

또한 선박의 경우는 프로펠라가 선박후미에 위치하므로 그림 2.7(a)와 같이 선미의 유속 분포가 불균일하고 또한 선박의 전진속도가 존재하므로 프로펠라 날개의 접선방향과 유입 유체의 흐름 방향은 특정각도(angle of attack)를 이루게 되며 따라서 날개 끝단의 속도  $u_t$  및 캐비테이션지수는 선미 유속분포에 대한 프로펠라 날개 위치에 따라 변화하게 된다. 그림 2.7(c)는 날개 위치에 따른 캐비테이션 특성으로 선미유속이 최소치를 갖는  $\theta=0^\circ$  위치에서 캐비테이션지수가 최소로 되어 캐비테이션 기포 발생량이 증가하고 또한 기포의 크기도 크게 되며 또 다른 유속 극소치를 갖는  $\theta=180^\circ$  위치에서 캐비테이션이 발생하며 기포발생량과 기

포의 크기는  $\theta=0^\circ$  위치와 비교하면 상대적으로 작게 된다. 그림 2.8은 그림 2.7(a)와 같은 유속 분포하에서 프로펠라 날개수가 각각 1개, 2개 및 3개 일때의 캐비테이션 기포 발생으로 날개수가 홀수 일 경우  $180^\circ$  위치의 유속극소점에서의 기포발생 특성이 독립적으로 관측되지만 날개수가 짝수개일 경우는  $0^\circ$  위치의 기포가 중첩되어 나타난다. 이러한 특성은 수상선박, 잠수함 등의 유속 극소점이 짝수개로 대칭인 경우 날개수를 홀수로하여 캐비테이션 기포 발생을 분산시켜 프로펠라 날개주파수 및 그 고조파 선스펙트럼 성분이나 광대역 스펙트럼의 진폭을 감소시키는 이유이다.

날개주파수 및 그 고조파 성분의 진폭을 감소시키는 방법으로는 불균일 유속극소점이 짝수개일 때 홀수개의 날개로 프로펠라를 설계하는, 앞서 언급한 수단외에 skewed brade로 하여 한 개 날개가 유속극소점을 소인하는 시간을 길게하여 캐비테이션 진폭을 감소시키는 것으로 동일 추력을 얻기위해서 프로펠라가 대형으로 되는 단점이 있다.

선박의 프로펠라에서 가끔 관측되는 프로펠라 Singing 소음은 그림 2.9의 원통형 물체의 Vortex Shedding 및 Singing발생기구 모식도로 설명된다. 그림에서 원통형 물체의 단위길이당 질량을  $m$ , 직경  $b$ , 유속  $u_0$ , 집중정수계로 가정한 경우의 탄성 계수를  $k$ 로 가정하면 원통형 물체에서 발생한 Vortex Shedding에 의해 발생하는 소음의 주파수  $f$ 는 유속  $u_0$ 에 비례하고 직경  $b$ 에 반비례하며 Strouhal number로 알려진 무차원 주파수  $S_N$ 은 일정한 것으로 알려져 있다. 즉

$$S_N = \frac{fb}{u_0} \quad (5)$$

또한 그림에서 표시된 단위 Vortex 간의 거리  $L$ 은  $b$ 와 비례하는 것으로 알려져 있어

$$f = \frac{S_N u_0}{b} \sim \frac{u_0}{L} \quad (6)$$

그림을 참조하여 Vortex Shedding 소음발생기구를 설명하면 원통형 물체의 상하에서 교대로 발생하

는 Vortex는 상호 역위상이므로 쌍극(dipole)음원으로 작용하여 소음을 발생한다. 이와 함께 Vortex Shedding 주파수와 원통형 물체의 고유주파수가 일치할 때 공진하게 되고 이때 나타나는 강한 Tonal 특성의 소음이 Singing으로 정의된다.

선박 프로펠라의 경우 100Hz~1000Hz사이의 Singing 소음이 관측되는 것으로 알려져 있다. 원통형 물체와 달리 선박의 프로펠라는 날개의 각 부분단면 형상이 Spanwise 방향으로 다르므로 각 부분 단면의 Trailing Edge에서 발생하는 Vortex Shedding에 의한 주파수가 다르고 또한 각 부분 단면의 고유주파수가 다르다. 이 경우 기계임피던스가 최소가 되는 특성의 날개고유 주파수가 Vortex Shedding 주파수에 일치하게 되면(공진) 인접하는 날개의 Vortex는 이 주파수에 동위상으로 되고 이 과정이 날개의 전체길이로 확장되어 Spanwise 방향으로 동위상, 동일 주파수의 Vortex가 날개의 특정 고유주파수와 공진하게 되어 강한 선스펙트럼 특성을 갖는 Singing 소음이 발생한다. 불균일 유속분포에서 Singing은 유속 극소점에서 강하게 나타날 것이므로 날개 주파수와 진폭변조되어 관측된다. 그림 2.10은 전형적인 Singing 프로펠라 스펙트로그램 특성으로 진폭변조특성을 보인다.

### 3. 분석 및 예측

#### 3.1. 예측모델

2절에서 논의된 방사소음 생성원에 대한 해석결과가 측정된 신호의 분석 및 예측에 적용되기 위해서는 각 생성원에 의한 방사소음의 특성이 수식화되어야 한다. 그러나 소음 생성원의 단위요소인 기관을 포함한 선박내부의 기계류, 외부의 프로펠라 등은 독립적으로 구동하는 것이 아니고 추진기관은 감속기어를 통해 프로펠라와 연동하고 또한 각 개별기계는 베어링, 회전축, 회전날개 등의 단위 기계요소가 결합되어 전체 진동계로 동작한다. 또한 선박이 항해중인 경우를 가정하면 선박의 속력변화등 동적 변화에 의해 생성원의 특성이 변화하고 펌프류 등의 기계는 항상 시간적 동적부하변동을 경험하게 된다. 수신된 선박방사소음신호를

$S(t)$ 라 하면  $S(t)$ 는 다음 식으로 주어질 것이다.

$$S(t) = M(t) + P(t) \quad (7)$$

여기서,  $M(t)$ :기계소음성분,  $P(t)$ :프로펠라소음성분  
기계소음  $M(t)$ 는 선각의 주파수 응답함수  $h_m(t)$ 와 기계요소의 가진력 함수  $f_m(t)$ 와의 상승적분(Convolution integral)으로 다음 식으로 주어진다.

$$M(t) = f_m(t) * h_m(t) \quad (8)$$

또한 회전기계 및 왕복기계의 가진력 함수는 알려진 바와 같이 비정현파 주기함수의 특성으로 Fourier Series로 표시하면 다음 식으로 주어진다.

$$f_m(t) = \sum_{n=1}^{\infty} a_n \sin(nw_s t + \theta_n) \quad (9)$$

여기서  $w_s$ ,  $a_n$  및  $\theta_n$ 는 각각 축회전주파수, 각 고조파진폭 및 각 고조파위상이다. 기계요소의 가진력 함수는 광대역 성분을 포함하고 있으나 일반적으로 식(9)로 표시되는 Tonal에 비해 무시되므로 본 연구에서는 기계소음의 광대역 성분은 무시하였다.

회전축과 연동하는 기어, 베어링등의 비정현파 진동 주기함수는 축회전주파수를 기본주파수로 하는 비정현파 주기함수에 진폭변조된 가진력 함수 특성을 가지며 프로펠라 Singing소음도 이러한 특성을 갖는다. 이 경우의  $f_{ma}(t)$ 는

$$f_{ma}(t) = \sum_{m=1}^{\infty} b_m (1 + \mu \sum_{n=1}^{\infty} a_n \sin(nw_s t + \theta_n)) \sin(mw_c t + \theta_m) \quad (10)$$

여기서,  $w_c$ :연동하는 기어 혹은 베어링의 기본주파수(기어 혹은 베어링의 요소수 X 축회전수, Singing시에는 프로펠라 날개 고유주파수에 대응)

$b_m$ :연동하는 기어 혹은 베어링의 각 고조파진폭

$\mu$ :진폭변조의 변조지수 ( $0 \leq \mu \leq 1$ )

식(10)이 Singing에 적용될때에는 프로펠라 날개의 특정고유 주파수만이 공진하므로 식에서  $m=1$ 의 경우만 값을 갖는다. 또한 선박 내의 전원을 공급하는 보조기관, 펌프류 또는 황천시의 항해선박의 경우 축 회전수는 시간적 변화를 일으키게 되고 이때의 가진력 함수는 주파수 변조된 특성을 갖는다. 이 경우  $f_m(t)$ 는 다음과 같다.

$$f_m(t) = \sum_{m=1}^{\infty} b_m \sin(mw_c t + \alpha \int_0^t x_s(\lambda) d\lambda) \quad (11)$$

여기서  $\alpha$ : 주파수변조지수로  $w_c$ 에 대한 백분율로 표시

식(11)에서  $x_s(t)(=x_s(\lambda); \lambda: dummy variable)$ 는 축회전수 변화신호로써 변화신호는 비정현 주기파인 경우와 랜덤신호인 경우로 구분된다.

프로펠라의 광대역 소음 신호  $P(t)$ 는 앞서 기술한 바와 같이 광대역 소음이 프로펠라 날개주파수를 기본주파수로 하는 비정현파 주기함수와 진폭변조되어 방사된다. 따라서  $P(t)$ 는 다음으로 주어질 것이다.

$$P(t) = (1 + \mu \sum_{n=1}^{\infty} a_n \sin(nw_s t + \theta_n)) P_b(t) \quad (12)$$

여기서,  $P_b(t)$ : 캐비테이션 소음

$w_s$  : 프로펠라 기본주파수

$\mu$  : 진폭변조지수

또한 프로펠라 축의 불안정, 불평형이나 특정 날개의 기계적 손상은 그 날개의 캐비테이션 기포 발생량이 여타의 날개의 것보다 상대적으로 많게 되어 축 회전주파수를 기본 주기로 하는 비정현파 주기함수와 진폭변조되어 관측되기도 한다.

### 3.2. 분석결과

그림 3.1은 프로펠라 축회전수가 75RPM인 상선의 스펙트로그램, 시간파형 및 스펙트럼 특성이다. 스펙트로그램의 시간분해능은 약 26msec, 스펙트럼의 주파수 분해능은 약 0.6Hz이다. 500Hz이하에서 4개의 선스펙트럼 진폭변조신호가 관측되고 500Hz이상의 광대역 캐비테이션소음에서는 강한 진폭과 약한 진폭을 나타내는 두성분이 진폭변조

되어 나타난다. 강한 성분은 언급한 바와 같이 축의 불평형이나 특정날개의 결함에 의해 나타나는 현상으로 이 성분의 주기는 축회전주기와 일치하고 또한 강한 성분 사이에 3개의 약한 성분이 관측되는 것으로부터 프로펠라 날개수는 4개로 분석된다.

500Hz이하에서 나타나는 선스펙트럼 성분의 진폭변조신호는 그림 3.1(b)의 500Hz이하의 스펙트럼에서 보이는 바와 같이 진폭변조특성을 갖는 60Hz, 120Hz, 150Hz, 300Hz 성분과 진폭변조특성이 약하게 나타나는 220Hz성분이 관측된다. 60Hz와 120Hz 성분은 발전기특성으로 전기기계진동에서 회전자기 편심된 경우 나타나는 특성으로 해석된다. 150Hz, 220Hz, 300Hz성분은 추진축의 감속기어 주파수가 축회전 주파수에 변조된 것으로 판단되고 스펙트로그램에서 관측되는 바와 같이 220Hz의 진폭변조 주기는 프로펠라 축회전주기와 동일하고 150Hz와 300Hz성분은 프로펠라 축회전주기의 1/6로 분석되어 감속기어비는 1/6으로 분석된다. 또한 220Hz성분은 고조파 성분이 관측된다. 보다 정확한 분석은 대상선박의 기계요소에 대한 재원이 필수적이라 판단된다.

이상과 같이 선박신호에는 다양한 형태의 변조특성이 관측된다. 대표적 변조특성은 캐비테이션소음의 날개주파수 및 축회전 주파수에 의한 진폭변조와 Tonal 성분의 진폭변조신호이다. 이러한 진폭변조신호는 복조(Demodulation)과정으로 개별신호특성을 해석할 수 있다.

그림 3.2는 복조과정으로 그림 3.1의 선박신호를 분석한 결과이다. 그림 3.2의 2번째 자료는 150Hz 영역의 진폭변조 신호에 대한 복조신호, 3번째 자료는 300Hz 영역의 진폭변조신호에 대한 복조신호, 4번째 신호는 500Hz 이상의 광대역 진폭 변조 신호에 대한 복조신호 특성이다.

#### 4. 결론

선박방사소음자료는 다양한 목적으로 이용된다. 수동소나운용자에게는 탐지 및 식별자료, 수동소나 제작자에게는 최적시스템설계자료 또한 선박구조자에게는 기계요소와 추진기의 진단자료 나아가

스텔스능력의 선박구조자료로 활용된다. 그러나 선박기계류 및 추진기의 연동, 캐비테이션의 동적변화, 선각구조의 복잡성 및 해양환경변화에 의해 방사소음의 측정, 분석 및 예측 결과는 여전히 미흡한 단계이다. 기계류의 연동, 소음발생의 동적변화에 의해 대부분의 방사소음은 진폭변조 또는 주파수변조된 신호로 관측될 것이다. 그러나 보다 실제성있는 자료가 되기 위해서는 선체구조해석, 각 기계류의 진동특성 및 프로펠라 캐비테이션 등에 대한 연구결과와 규정된 환경(Controlled environment)에서 측정된 방사소음분석자료가 종합적으로 다뤄져야 할 것이다.

#### 후 기

본 연구는 1994년도 국방과학연구소의 연구비지원으로 수행한 연구결과의 일부이다. 관계자 여러분께 감사드립니다.

#### 참고문헌

- [1]L.M. Gray, "Source Level Model for Propeller Blade Rate Radiation for the World's Merchant Fleet", JASA 67(2), 1980
- [2]R.J. Urick. Principles of Underwater Sound, New York:McGraw Hill, 1983
- [3]V.P. Morozov, "Cavitation Noise as a Train of Sound Pulses Generated at Random Times", Soviet Physics-Acoustics 14(3), 1969
- [4]M.A. Deaett, "Signature Modelling for Acoustics Trainer Synthesis", IEEE J. of Oceanic Engr. 12(1), 1987
- [5]"Sonar Audio/Video Training System", Thomson Sintra Activities Sous-Marines
- [6]A.A. Pudovkin, "Noise Emission by the Cavitation Zone of a Marine Propeller", Soviet Physics-Acoustics 22(2), 1976
- [7]D.Ross, Mechanic of Underwater Noise, Pergamon Press, 1976
- [8]SPAS-K Offset Training Student Manual for Mechanics of Underwater Noise. Automatic Electronic Systems Division, Canada

[9]H.Murai, International Symposium on Cavitation Vol. 1, Japan, 1986

[10]N.Okamura and T.Asano, "Prediction of Propeller Cavitation Noise And its Comparison with Full-Scale Measurements", J.S.N.A Japan, Vol. 164, 1988

[11]T.Hoshino, "Hydrodynamic Analysis of Propellers in Unsteady Flow Using a Surface Panel Method", J.S.N.A Japan, Vol. 174, 1993

[12]Y.Ukon, T.Kudo and Y.Kurobe, "measurement of Pressure Distribution and Cavity Shape on Conventional and Highly Skewed Propeller Model", J.S.N.A Japan, Vol. 165, 1989

[13]수동소나시물레이터용 모의수중음향신호합성기 법연구, 국방과학연구소, 1995

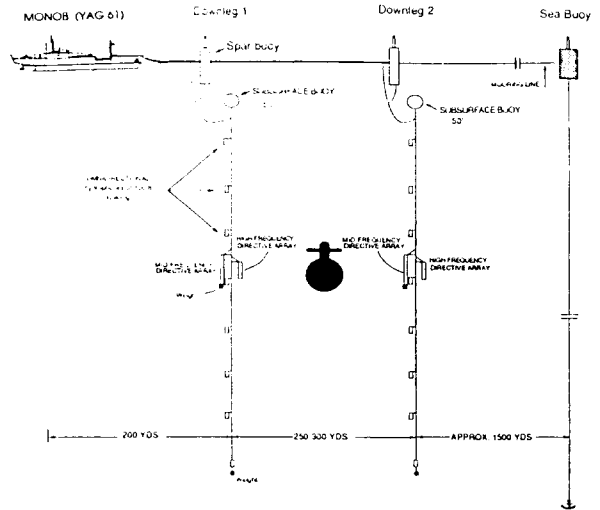


Fig1.2. Submarine radiated noise measurement system

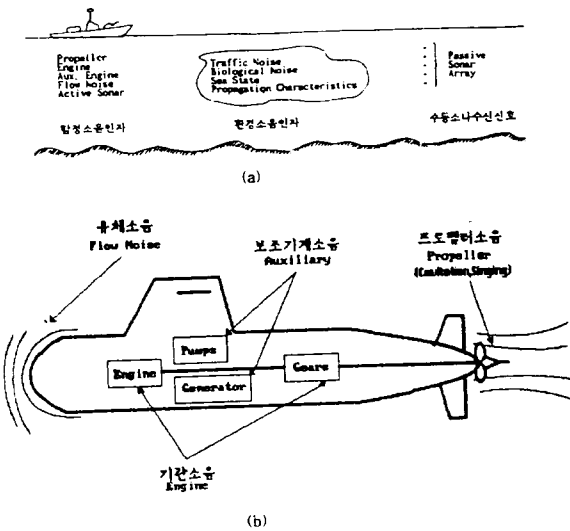


Fig1.1.(a) Passive Sonar acoustic environment  
(b) Ship radiated noise sources

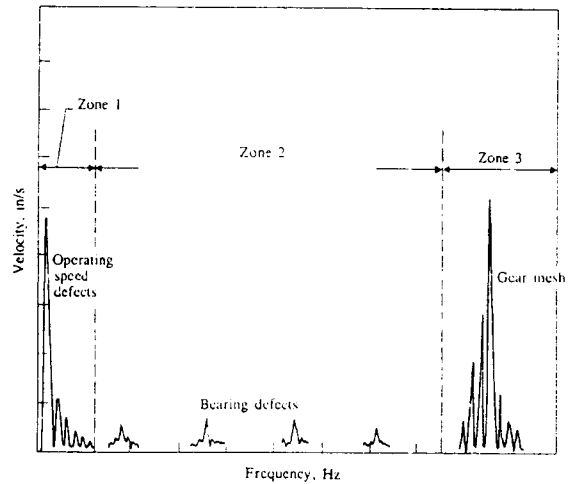


Fig2.1. Vibration Signal spectrum of rotating machinery. Ref.8

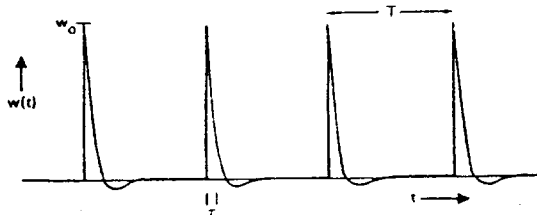


Fig2.2. Piston impact signal of Diesel engine. Ref.7

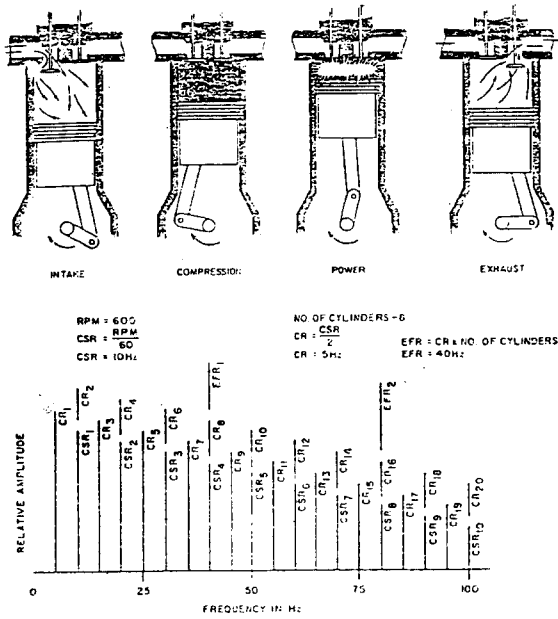


Fig.2.3. Spectrum of 4 cycle 8 cylinder Diesel engine

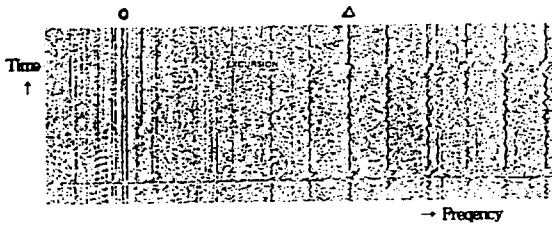


Fig.2.4. Typical radiated noise Diesel engine vessel. Ref.8

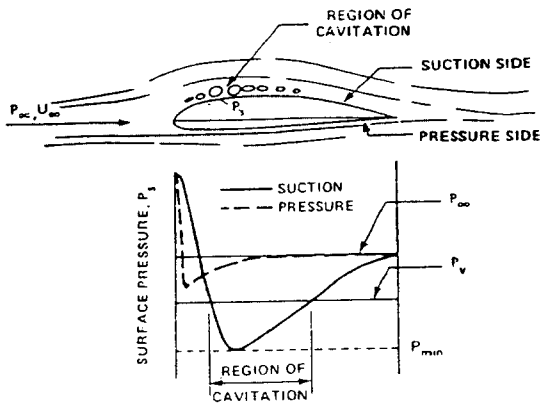


Fig.2.5. Pressure distribution and cavitation region of hydrofoil. Ref.8

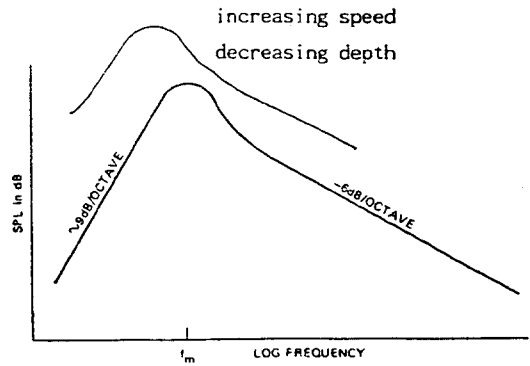


Fig.2.6. Spectrum characteristics of ship cavitation. Ref.2

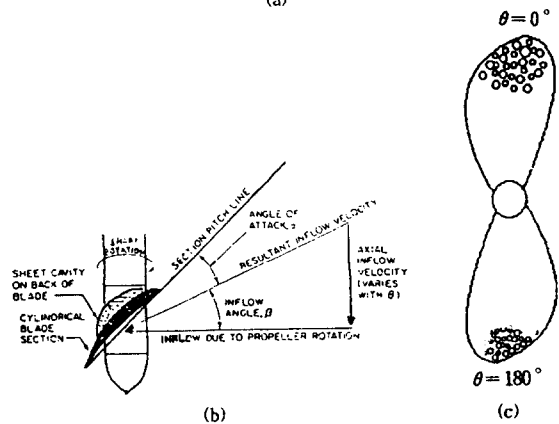
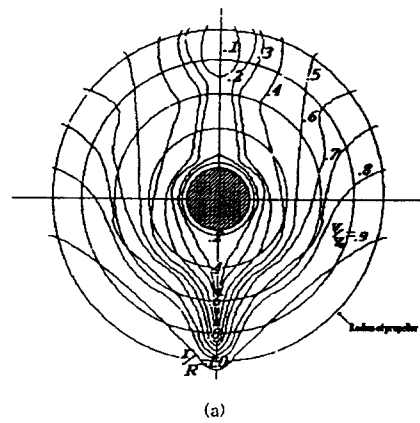
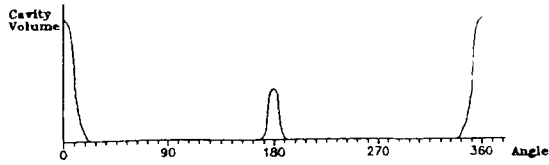


Fig.2.7.(a) Nonuniform inflow in the plane of propeller

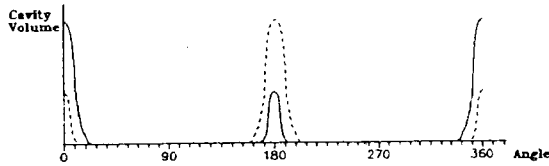
(b) Schematic of propeller blade section inflow geometry

(c) Cavity volume and its size with respect to the propeller position. Ref.1&7

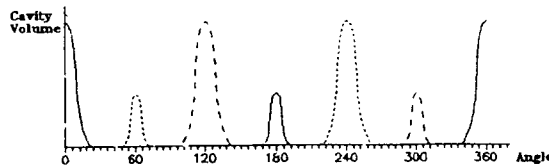




(a) One blade propeller



(b) Two blade propeller



(c) Three blade propeller

Fig2.8. Cavity volume distribution with respect to the number of blades

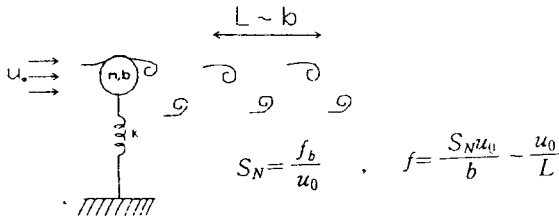


Fig2.9. Vortex Shedding and Singing generation of cylinder

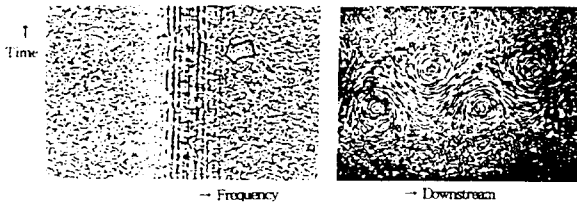
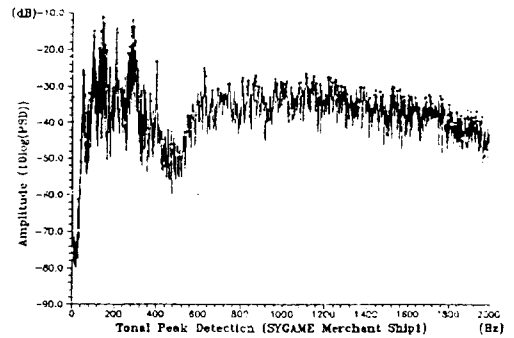
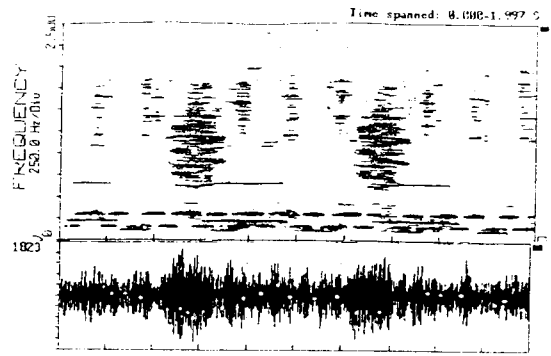
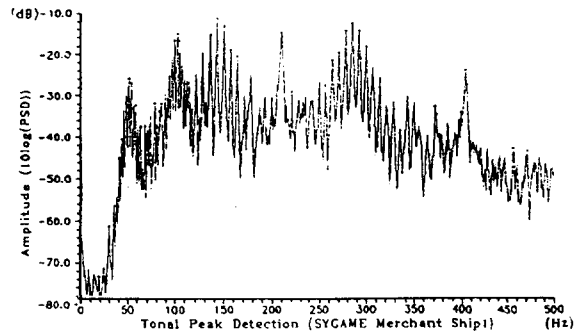


Fig2.10 Spectrogram of Singing propeller and vortex shedding. Ref.8



(a)



(b)

Fig3.1. Radiated noise characteristics of a merchantship

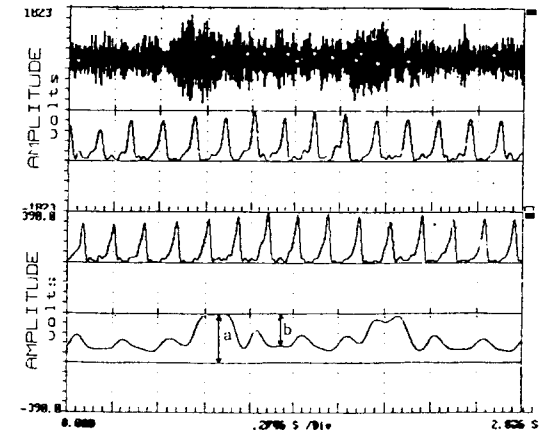


Fig3.2. Demodulation of the signal of Fig3.1.