

# 디젤엔진의 근접 음향 차폐장치 설계 및 성능평가

## Design of Close-Fitting Acoustic Enclosure of Diesel Engine

류정수 · 정우진 · 전재진  
Ryu, Jeong-Suh · Jung, Woo-Jin · Jeon, Jae-Jin

↓  
2.1.10.1

### ABSTRACT

In this article, the performances of acoustic enclosure with double resilient mount system which was designed by ADD to reduce the radiated noise by main noise source of ships, was tested and evaluated. From test results, it was verified that the acoustic performances of acoustic enclosure satisfied the requirements; vibration isolation level at 1st stage mount system of 15 dB and airborne noise reduction level of 20 dB in broad band.

주요기술용어 : Acoustic Enclosure(음향차폐장치), Vibration Isolation Level(진동차단수준), Airborne Noise Reduction Level(소음감소수준)

### 1. 서 론

잠수함은 수중에서 은밀하게 작전을 수행해야하므로 자함에서 발생하는 음향에너지의 크기, 즉 수중방사소음 수준에 따라 작전성능이 좌우된다고 해도 과언이 아니다. 음향 에너지 탐지 수단인 수동 소나(passive sonar)에 의한 탐지 확률을 감소시키기 위하여 자함에서 발생하는 소음을 최소화하는 소음감소기술은 생존성 및 대잠/대함 공격 능력 유지 및 증대를 위해서 매우 중요한 기술이다. 또한 함정의 수중방사소음 데이터는 작전에 매우 중요한 역할을 하며, 단순한 전체 소음 준위도 위협세력 분석, 작전 성능 분석, 공격 확률 등의 분석에 이용될 수 있는 중요한 자료이므로 나라마다 비밀로 분류하여 엄격히 관리하고 있어,

잠수함이나 수상함의 정확한 수중방사소음 수준은 알려지지 않고 있으며, 특히 함정의 음향 징표의 노출은 작전에 치명적인 영향을 미치게 된다.

현재 디젤/전기 추진 방식의 재래식 잠수함의 경우 상당한 수준까지 저소음화를 실현하여 피탐지 확률이 많이 개선되었으나, 추진전지의 충전을 위한 스노클(snorkel) 항해가 불가피하다. 이 경우 재래식 디젤/전기 추진 잠수함의 가장 큰 소음원인 디젤엔진발전기의 작동으로 큰 수중방사소음이 발생하여 적의 소나에 탐지될 확률이 증대되며, 수면 가까이 부상하여야 하므로 비음향 탐지 장비에 의해서도 피탐지 될 수 있다. 이는 잠수함의 기본 성능인 은밀성에 크게 영향을 미치는 요소이며, 이를 극복하기 위해 함정 개발국들은 재래식 잠수함의 수중 체류 능력을 증대시키는 노

력을 경주하여 왔다.

합정에서 디젤엔진발전기에 의한 수중방사소음의 감소가 매우 중요하므로, 이를 위한 근접 음향차폐장치(acoustic enclosure)를 설계하고, 제작하였으며 진동/소음차단성능 시험평가를 실시하였다. 근접 음향 차폐장치는 차폐대상과 차폐벽면이 매우 인접해 있어 작업자가 들어갈 수 없는 음향차폐장치이며 합정과 같이 가용공간이 제한된 곳에 설치하기 적합한 구조를 가지고있다. 음향차폐장치를 설계, 제작하기 위해서는 음향차폐장치 내부의 냉각장치, 흡/배기관 배치, 냉각수 배관, 전기배선 등 많은 문제를 고려해야한다. 그러나, 본 논문에서는 근접 음향 차폐장치의 가장 중요한 성능인 진동차단성능과 공기중 소음차단성능에 대하여 설계 및 측정 분석한 결과를 수록하였다.

## 2. 근접 음향차폐장치의 요구성능

본 근접 음향차폐장치의 차폐 대상은 디젤엔진/발전기조이며 디젤엔진의 품명은 'MTU 8V 183 Series' 이고 중량은 2900kgf, 실린더수는 8개, 정격회전수 1800 rmp이다. 근접 음향차폐장치는 크게 엔진/발전기 조에서 발생하는 진동을 차단하는 엔진베드와 공기중 소음을 차단하는 인클로져(enclosure)로 구분된다. 인클로져 설계시 적용된 요구조건은 음향차폐장치의 내부와 외부 1m 떨어진 지점에서 측정한 음압차가 1/1 옥타브 밴드의 31.5Hz 이상에서 10dB 이상 되어야 하며, 전체음압(overall level)은 20dB 이상으로 주어졌다. 또한, 엔진베드 설계시 적용된 요구조건은 다음과 같다.

① 엔진과 엔진베드간의 진동차단율은 가속도를 기준으로 1/1옥타브 밴드별 31.5Hz 중심주파수에서 15dB이상 되어야 한다.

② 이를 위하여 음향차폐장치의 최고차 강제모드(rigid body mode)진동수는 17.7Hz 이하가 되어야 한다.

③ 또한 엔진베드 자체가 충분한 강성을 보유해야 하므로 엔진베드의 최저차 탄성모드(flexible mode)의 고유진동수는 40Hz 이상이 되어야 한다.

④ 엔진 제작사에서 엔진에 설치하여 납품한 마운트의 부착위치를 변경하거나 새로운 마운트로 교체/설치하면 엔진의 성능을 보장할 수 없으므로, 엔진에 부착된 마운트를 그대로 사용해야 한다.

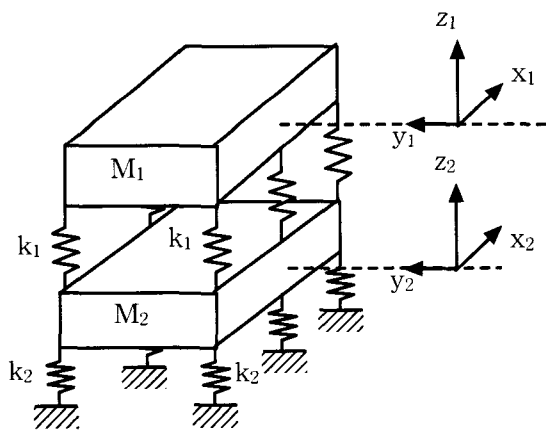
본 논문에서는 근접음향차폐장치의 성능을 결정하는 가장 중요한 요소인 엔진베드와 음향인클로져에 대한 설계 및 성능평가에 대해 살펴보았다.

## 3. 음향차폐장치용 엔진베드

엔진베드는 엔진과 인클로져를 지지하는 구조물로, 엔진에서 발생하는 진동을 차단시키는 중요한 역할을 하게 된다. 본 근접음향차폐장치 내부에 설치되는 엔진은 정격 회전수 1800rpm, 4행정, 8기관(cylinder)으로, 엔진의 1차 가진주파수는 15 Hz이며, 이 주파수의 8차 성분인 120 Hz가 엔진의 롤링(rolling) 가진 주파수이다. 앞에서 언급한 엔진베드의 설계요구조건 (4)를 만족하기 위해 엔진과 엔진베드사이에는 엔진 frame 구조물을 설치하였다. 저주파수 대역에서 엔진베드의 진동차단성능을 더욱 향상시키기 위해서는 엔진의 1차 가진주파수인 15 Hz의 0.707배인 10.6 Hz 이내로 최고차 강제모드 진동수가 나타나도록 마운트의 강성 및 각 시스템의 질량 관성모우멘트를 설계하고, 본 시스템의 요구성능을 만족하는 마운트를 선정하여 설치하였다.

(1) 강체 모드 해석

본 음향차폐장치는 이중 탄성 마운트 시스템(double resilient mount system)으로 구성되어 있다. 이러한 이중 마운트 시스템의 강체모드 해석은 아래의 그림 1 과 같은 12자유도 해석 모델을 이용하여 수행하게 된다. 그림 1에서 x 방향으로의 회전운동을 롤링(rolling), y 방향으로의 회전운동을 피칭(pitching), z 방향으로의 회전운동을 요잉(yawing)이라고 한다. 따라서 각 방향으로의 병진운동 6개와 회전운동 6개를 합쳐서 12 자유도 운동이 된다. 대부분의 경우 두 개의 수평방향 병진운동과 이들 두 개의 수평방향에 따른 회전운동은 명확히 구별되어 발생하는 것이 아니고 서로 혼합되어 발생하게 된다. 따라서 이들은 롤링과 피칭운동에 포함시켜서 구분할 수 있다.



(그림 1) 12자유도 모델

위의 모델에서 M1 은 엔진+발전기+엔진 frame+내부공기 cooling unit등이며, M2는 엔진베드+인클로저로, 이들에 대한 질량관성 모우먼트 값은 <표 1>에 수록하였으며, 강체모드 진동수들은 <표 2>에 수록하였다. 위의 강체모드 해석결과 최고차 진동수는 요잉(yawing) 모드로 16.44 Hz 임을 알 수 있다.

(표 1) 질량관성 모우먼트값들

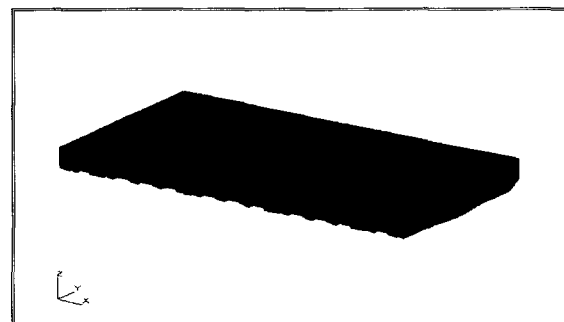
구 분	Weight (kgf)	Mass		
		Mass	Moment of Inertia (kg-m <sup>2</sup> )	Inertia
		Ixx	Iyy	Izz
M1	4000	1629.8	1200.0	1500.0
M2	5600	2531.3	3210.2	4236.5

(표 2) 강체모드 고유진동수들

구 분	강체모드 진동수(Hz)
수직(Vertical)	5.12 , 11.06
요잉(Yawing)	9.16 , 16.44
롤링(Rolling)	3.44 , 7.82 , 12.21 , 13.81
피칭(Pitching)	3.80 , 8.72 , 11.66 , 15.96

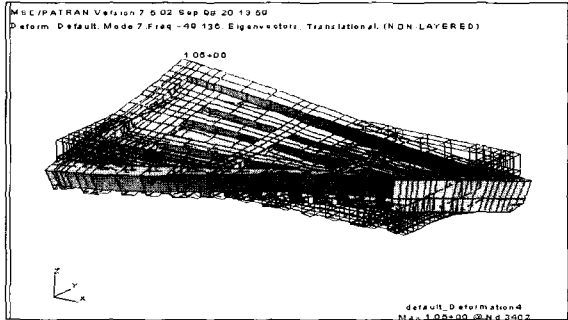
(2) 탄성 모드(flexible mode) 해석

강체모드 고유진동수 이후의 진동차단에는 엔진베드의 탄성모드가 많은 영향을 미치게 된다. 따라서 엔진베드가 충분한 강성(stiffness)을 보유하도록 설계되어야 한다. 본 음향인클로저 시스템의 경우 최저차 탄성모드 진동수가 40 Hz 이상이 되도록 설계하기 위해 아래의 그림 2와 같은 유한요소 모델을 이용하여 설계된 엔진베드의 진동모드 해석을 수행하였다. 진동

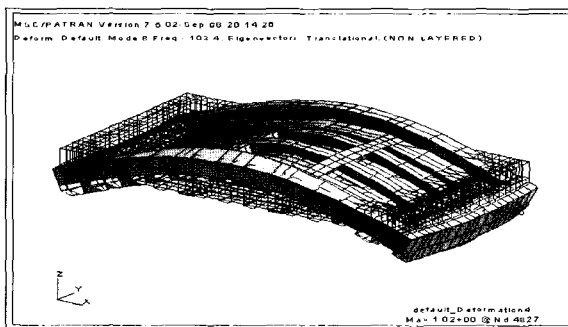


(그림 2) 엔진베드의 유한요소 모델

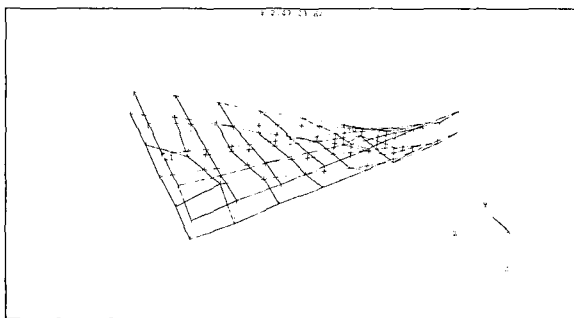
차단성능은 엔진베드의 진동에 의해서 좌우되므로, 음향인클로저의 영향은 베드의 중량에 포함시켜 해석하였다. 유한요소 해석결과 첫 번째 탄성모드는 비틀림모드로 49.136 Hz이며, 두 번째 탄성모드는 굽힘모드로 103.4 Hz로 나타나서 설계요구를 만족하였으며, 이들을 그림 3과 그림 4에 수록하였다.



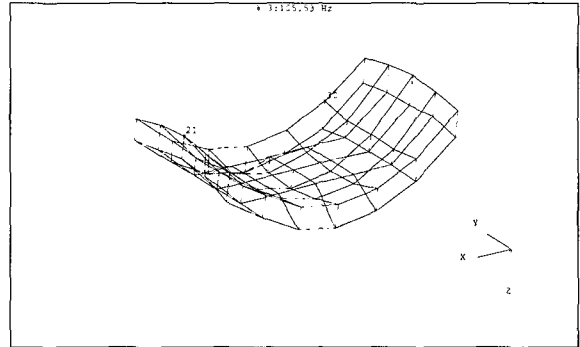
[그림 3] 첫 번째 탄성모드(비틀림 모드)



[그림 4] 두 번째 탄성모드(굽힘 모드)



[그림 5] 실험적 모드해석 결과:비틀림 모드



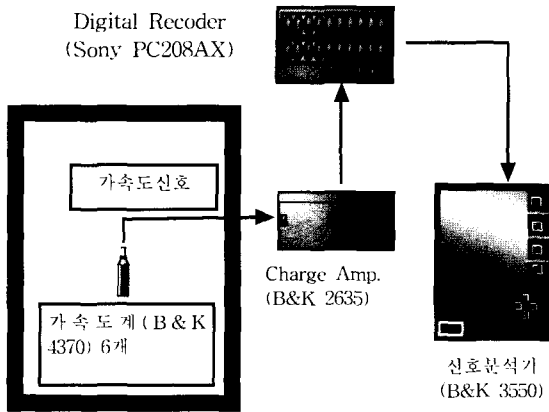
[그림 6] 실험적 모드해석 결과:굽힘 모드

제작된 엔진베드에 대하여 실험적 모드해석을 통해 그 설계 결과를 검증하였는데, 실험적 모드해석을 통하여 구한 첫 번째 모드와 두 번째 모드를 그림 5와 그림 6에 수록하였다. 실험적 모드 해석결과 첫 번째 고유진동수는 비틀림 모드로 49.03 Hz이며, 두 번째는 굽힘모드로 105.53 Hz로 나타났다. 이와 같이, 실험적 모드 해석결과가 위의 유한요소 해석 결과가 잘 일치하고있어 엔진베드가 설계안대로 제작되었음을 확인하였다.

### (3) 진동차단성능

실선용 음향차폐장치의 진동차단 성능시험을 위하여 아래의 그림 7과 같이 측정장비와 분석장비를 구성하였다. 이때 음향차폐장치에 설치된 가속도 센서들로부터 나오는 신호들은 B&K 3550의 신호분석기에 연결하여서 주변의 잡음신호들에 의하여 영향이 없음을 확인한 후 신호분석을 실시하였다.

진동차단성능 시험시 엔진의 출력은 세가지 모드로 운용하였으며, 각 모드별로 엔진과 엔진베드상에 설치된 6지점에서 측정된 가속도값들을 신호분석기를 이용하여 1/1 옥타브 밴드별 진동수준을 구하였다. 그런데 음향차폐장치에 설치된 마운트에서의 진동수준들은 엔진/발전기와 엔진베드의 고유한 진동모드 영



실선용 음향차폐장치

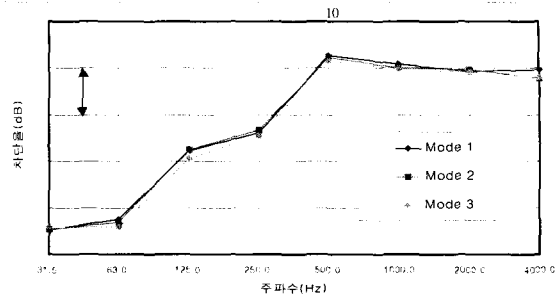
(그림 7) 측정장비 및 분석장비 구성도

향으로 각 설치위치마다 진동수준이 차이를 보이게 된다. 따라서 어느 한 지점을 대상으로 진동차단 성능을 구하는 것은 여러 가지 문제를 야기한다. 따라서 각 측정위치별 진동수준들을 에너지 개념을 이용한 파워평균(power average) 값을 이용하여 하나의 값으로 환산하였으며(1)(2), 31.5Hz~4kHz 구간에 대하여 1/1 옥타브 밴드별 진동차단율을 그림 8에 나타내었다. 이 결과 실선용 음향차폐장치의 진동차단 성능은 31.5Hz~2kHz대역에서 1/1 옥타브 밴드로 측정한 결과 모두 15 dB이상의 차단성능을 보이고 있음을 알 수 있다. 한편 31.5Hz 대역에서는 15 dB를 약간 상회하는 수준을 나타내며, 고주파 대역으로 갈수록 진동차단 성능이 증가하는 경향을 나타내고 있다.

#### 4. 음향차폐장치의 음향인클로저

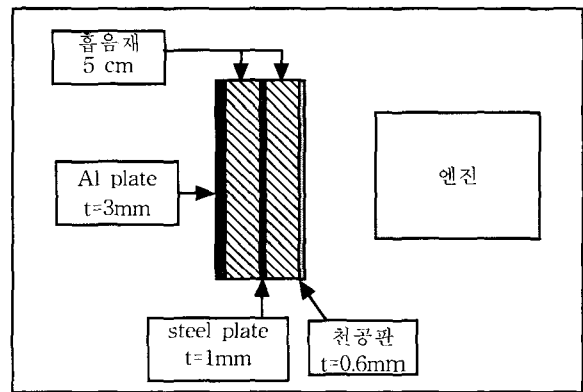
##### (1) 음향인클로저 벽면

음향인클로저의 벽면은 그림 9에 나타낸 것과 같이 3중 벽면구조로 설계하였다. 차폐벽면 외부는 식성과 중량을 고려하여 알루미늄판으로 구성하였으며, 알루

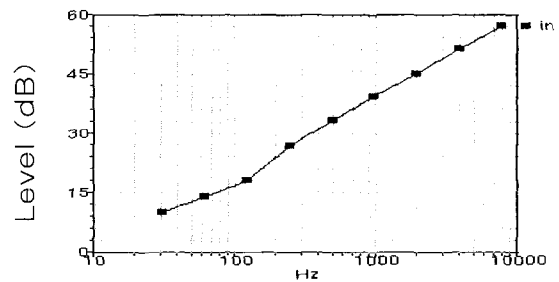


(그림 8) 엔진과 엔진베드사이의 진동차단율

미늄 판의 안쪽에 제진재를 부착하였다. 벽면 내부에는 흡음, 차음성능향상을 위해 1mm 두께의 철판과 흡음재를 충진하였다. 설계된 음향인클로저 벽면의 소음차단율은 통계에너지해석법(SEA)을 이용하여 계산하였으며, 소음차단율의 해석치는 그림 10과 같다.



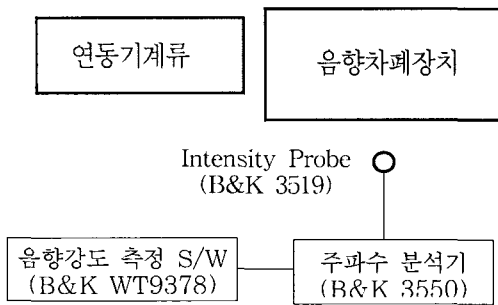
(그림 9) 음향인클로저의 벽면 구조



(그림 10) 음향인클로저 벽면의 전달손실 (Transmission Loss) 해석치

(2) 소음차단성능

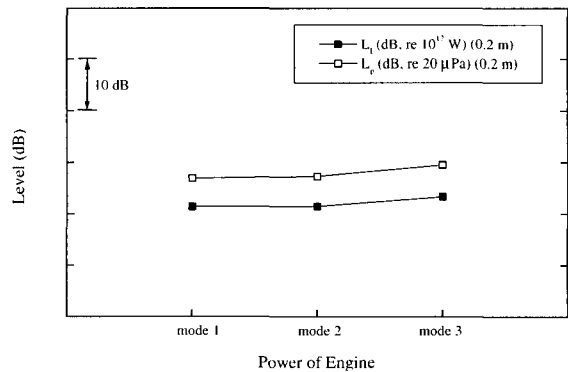
본 연구에서 음향인클로저의 소음차단성능은 음향 인클로저 내,외부의 음압차로 정의하였으며, 이는 소음차단율(noise reduction)이 된다. 소음차단성능 시험이 이루어진 test shop에는 음향차폐장치 이외에 추진기관 구동에 필요한 많은 기계장치들이 설치되어 있다. 그러므로, 본 시험에서는 주변소음과 반사파의 영향을 최소화하기 위하여 음향강도(sound intensity)(3)를 계측하고, 이로부터 주변소음의 영향을 보정하여 소음차단율을 산출하였다. 음향강도는 벡터량이므로 특정방향으로 전파되는 음향에너지만 측정할 수 있어 주변 소음의 영향을 줄일 수 있다. 음향강도는 단위면적당 투과되는 음향파위로 정의되므로, 음원을 둘러싸는 폐곡면 상에서 측정된 음향강도에 측정면적을 곱하면 음원에서 방사되는 음향파위를 얻을 수 있다. 따라서, 음향강도를 이용하면 자유음장 조건을 만족하지 않는 test shop에서도 비교적 정확하게 관심음원의 음향 파위를 얻을 수 있다. 본 연구에서는 음향강도 측정면을 음향인클로저 벽면에서 0.2m 떨어진 면으로 선택하였으며, 음향인클로저의 모든 면에서 음향강도가 동일하다는 가정 아래 한쪽 벽면에서만 측정하였다. 음향강도 계측기는 B&K 3519를 사용하였으며, 측정 주파수 대역은 30~1250 Hz로 하였다. 음향강도 측정 및 분석 장비는 그림 11과 같다.



(그림 11) 음향강도 측정 장비 구성도

음향강도는 음향강도 측정, 분석 프로그램인 B&K WT9378을 이용하여 계측, 분석하였다. test shop이 자유음장 조건을 만족한다면 측정점의 음압레벨과 음향강도레벨은 이론적으로 같은 크기를 가지며, 반사파가 존재하는 확산음장인 경우 음향강도는 음압레벨보다 낮게 나타난다. 그림 12는 음향인클로저 벽면에서 0.2m 떨어진 지점에서 측정된 음향강도와 음압을 면적에 대해 평균하여 엔진출력 모드별로 나타내었다. 음향차폐벽면으로부터 0.2m 떨어진 면에서 측정된 평균음압레벨이 평균음향강도레벨보다 엔진출력별로 약 5.4dB, 5.8dB, 6.2dB정도 높으며, 연동기계류에서 발생하는 주변소음의 영향으로 인해 엔진출력이 증가할수록 평균음압레벨과 평균음향강도의 차이가 커지는 현상을 보이고 있다. 측정면의 음향강도 분포는 그림 13에 나타내었다. 각 측정점의 음향강도레벨은 숫자로 표기되어 있으며, 숫자 뒤에 표기된 P(positive direction)는 음향에너지가 음향인클로저에서 밖으로 전파되는 것을 가리킨다. 측정된 음향강도를 측정위치별로 살펴보면 음향인클로저의 윗부분에서 음향강도가 높게 나타나는데, 이것은 음향인클로저 위로 연결된 흡배기관에서 발생하는 음향에너지가 함께 측정되었기 때문으로 추정된다.

음향인클로저의 소음차단율을 계산하기 위해서



(그림 12) 음향차폐벽면에서 0.2m 떨어진 면에서

(표 4) 음향인클로저의 엔진출력별 소음차단율 (overall level)

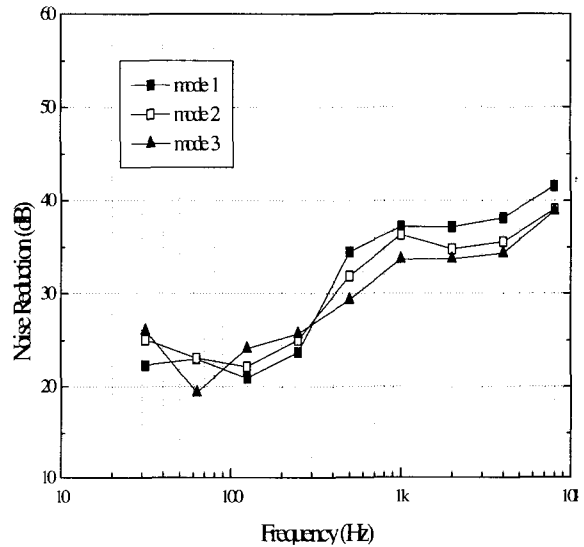
mode	소음차단율 (dB)
1	28.9
2	29.5
3	26.4

(그림 13) 음향인클로저에서 0.2 m 떨어진 측정된 음향강도레벨과 음압레벨 면에서 측정된 음향강도 분포

는 음향인클로저 내부와 음향인클로저에서 1m 떨어진 지점의 음압을 알아야한다. 음향차폐장치에서 방사되는 음향파워가 시간에 대해 일정하다면, 음향차폐장치로부터의 거리에 상관없이 음향차폐장치를 둘러싸는 임의의 표면에서 측정된 음향파워의 합은 항상 같아야 한다. 따라서, 음향차폐벽면으로부터 각각 0.2 m, 1 m 떨어져서 음향차폐장치를 둘러싸는 면을 선택할 경우, 면적변화로 인하여 음압레벨이 변하게 된다. 즉, 거리변화에 의한 음압레벨 보정치  $K$ 는

$$K = 10 \log(S_A / S_B) = -3.4 \text{ dB} \quad (1)$$

이다. 음향인클로저 벽면에서 0.2 m 떨어진 면에서 측정된 음압에 식(8)에서 구한 보정치  $K$ 를 합산하면 음향인클로저 벽면에서 1m 떨어진 지점의 음압을 얻을 수 있고, 보정치  $K$ 를 고려하여 산출한 음향인클로저의 소음차단율은 <표 3>과 같다. 음향강도 측정 S/W인 WT9378은 주파수별 음압 데이터를 출력하지 못하므로 주파수별 소음차단율은 음향인클로저 벽면에서 1m 떨어진 지점의 음압을 직접 측



(그림 14) 음향인클로저의 1/1 옥타브밴드별 소음차단율

정하여 계산하였다. 그림 14는 1/1 옥타브밴드별 소음차단율을 나타낸 것으로 31.5Hz~8000Hz 주파수 대역에서 19dB이상의 소음차단특성을 보이고 있다. 그림 10에 있는 소음차단율 해석치와 비교해 보면 고주파수로 가면서 소음차단율이 떨어지는데 이는 음향인클로저 외부에 있는 주변소음의 영향때문으로 생각된다. <표 3>에 나타낸 소음차단율에는 주변소음의 영향과 반사파의 영향이 포함되어 있으므로 음향인클로저의 실제 소음차단율은 <표 3>의 결과보다 높을 것이다. 이러한 측정 결과를 종합해 볼 때, 음향인클로저의 실제 소음차단율은 27dB 이상 될 것으로 판단된다.

## 5. 결론

함정의 수중방사소음 수준 감소를 위하여 주 소음 원인 디젤엔진/발전기에 대한 음향차폐장치를 설계/제작하여 설치하고 진동차단성능과 공기중 소음차단성능을 측정 분석하였다. 음향차폐장치의 성능을 분석한 결과 진동차단성능은 최소 15dB이상이며, 공기중 소음차단성능은 약 27dB 이상으로 제작 사양에서 요구한 성능을 만족하였다. 본 연구를 통해 디젤엔진/발전기조의 진동과 소음을 2중 탄성마운트 시스템으로 된 근접음향차폐장치를 이용해 효과적으로 차단할 수 있음을 확인하였다.

## 참 고 문 헌

1. L. Fromageat, M. Armange, "Vibration generated and transmitted by the raft-mounted CODAD concept", UDT, 1995, pp. 180~186
2. G.Mancuso, F. Sacchi, "Main propulsion diesel generator sets with acoustic enclosure and double resilient mounting for low noise application", 1986, Shipboard Acoustics Proceedings ISSA '86, pp. 335~351
3. F. Fahy, Sound Intensity, Elsevier Applied Science, 1989