

기관 소음원 차폐장치 설계 및 성능시험

°서종수*, 전제진**

(The Design and Performance test of the Acoustic enclosure for Diesel engine)

(Jong-Soo Seo, Jae-Jin Jeon)

1. 서론

최근들어 소음 및 진동을 총체적으로 차단하는 방법으로서, 소음원을 외부와 격리시킬 수 있는 유향 차폐구조(acoustic enclosure system)를 적용하는 연구가 활발히 진행되고 있다.⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾ 유향차폐란 선박 또는 생산공장 내부의 주 소음원에서 발생하는 공기중소음 및 구조진달소음을 격리시키기 위한 음향처리(acoustic treatment)를 일컬으며, 이는 소음원에서 방사되는 소음을 직육면체 또는 공간 기하학적 형상을 가지는 격자구조(Enclosure)를 적용하여 주 소음원으로부터 인접 격실 또는 선박 외부로 방사되는 소음수준을 격감시키는 방법이다. 이러한 음향차폐를 위한 기존의 방법들로서는, 주로 벽체의 두께를 증대시키거나 고밀도재질(철판, 콘크리트 등)에 흡음물질(유리면, 암면, 스폰지계통)을 부착한 질량 비례 소음 전달수준 감소효과(질량법칙)를 노린 것이 주종을 이루어 왔다. 그러나, 이러한 기존의 음향 재료들로 구성된 차폐구조는 중량이 과대하거나 지나친 체적을 차지하는 등의 불이익을 초래하여, 실제 효과를 크게 거두지 못하고 있는 실정이다.⁽⁵⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾

본 연구에서는 차폐구조 내부에 위치한 소음원의 체적이 비교적 큰 근접 유향 차폐구조⁽⁸⁾로 취급하여, 구조 내부의 공간적 음장분포해석(spatial sound distribution analysis)은 하지 않고 단지 소음원의 표면과 차폐 벽면 간의 공기층에 의한 간섭 영향을 고려하면서, 차폐로 인한 음압의 상승(build up)효과를 고려하여,⁽⁹⁾ 직육면체의 형상을 가지는 차폐구조에 부착되는 각각의 벽면들의 음향 삽입손실(Insertion Loss, IL) 특성을 전달매트릭스 기법(Transfer Matrix Analysis, TMA)을 이용하여 해석하였으며, 이러한 벽면들에 대한 이론해석의 결과로 제작된 벽면들의 음향차폐특성을 시험을 통해 나타내었다.

2. 소음원 및 차폐장치

2.1 소음원과 음향벽면

차폐 대상 소음원으로서의 세개의 실린더를 가지는 25마력, 상용 1800rpm 으로 작동하는 일반 박용디젤기관을 선정하였다. <표2.1>에서 소음원의 주요 주파수 및 일반 제원을 보인다.

* 국방과학연구소
** 국방과학연구소

<표 2.1> 기관의 일반 사양

제작사	중앙디젤
중량 (Kg)	600 Kg
정격 운전 회전수	1,800 RPM
실린더 갯수	3개
주요 주파수(Hz)	45 × n, n=1,2,...
비 고	무부하 운전

차폐구조에 부착되는 세가지의 음향벽면은 전달 매트릭스법에 의해 해석¹⁰⁾ 한 결과를 이용하여 설계/제작된 것으로서, <표2.2>에서 주요 재원을 나타내었다.

<표 2.2> 음향벽면

재원 벽면	전면부		중앙부		후면부		중량 (Kg/ m ²)	총 두께 (mm)
	두께	재질	두께	재질	두께	재질		
이중 벽면	2	steel	25	air	2	steel	15	29
천공 벽면	2	AL 천공	25	air	2	Al	4	29
공명기 내장 벽면	1	Al	30	air	50	Al	12	81

2.2 차폐장치

<표 2.3>에서 차폐장치의 재원을 나타내었다.

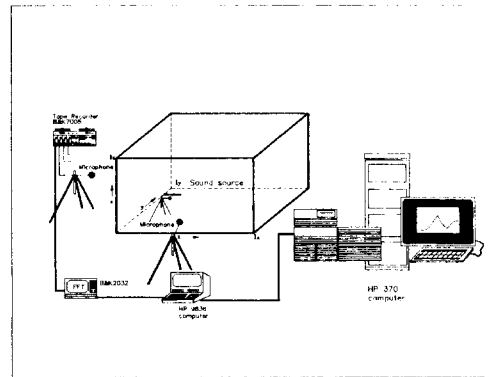
<표 2.3> 차폐장치의 재원

길이 (mm)		1,590
폭 (mm)		930
높이 (mm)		1,400
받침대	중량 (Kg)	465
	재질	철
특 성	- 음향벽면 교체 부착 가능 - 이중탄성마운트 구조	

3. 성능시험 및 결과

3.1 음향 삽입손실 성능시험

차폐구조의 음향삽입손실 값은 차폐장치의 전체 벽면을 프레임에 부착하였을 때와 분리하였을 경우에 대한 소음수준 감소 값을 나타내는 양으로서, 소음원으로 부터 1m 이격된 고정위치에서 측정된 각각의 음압수준의 차이를 데시벨(dB)로 표현한다. (그림 3.1)에서 차폐장치의 음향삽입손실 시험 구성을 보인다.



(그림 3.1) 차폐장치의 시험 구성

3.2 시험결과

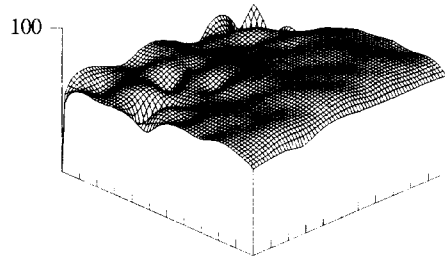
<표 2.2>에서 제시된 각 벽면에 대한 시험결과를 <표 3.1>에 나타내었으며, 세가지 벽면을 차폐구조에 부착하였을 경우에 대한 음향삽입손실 수준을 (그림3.2)에 보인다.

(그림3.3)에 소음원의 Feet부와 차폐 구조의 Feet 에서 각각 측정된 진동 수준의 1/3 Octave 스펙트럼을 보인다. 진동수준은 전체적으로 약 40dB의 진동 수준 감소를 달성하였다.

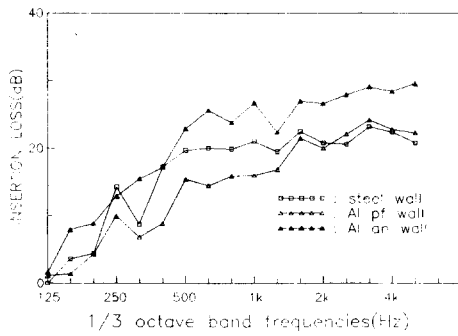
참고로, (그림3.4), (그림3.5)에서 철제 이중 벽면의 차폐전과 차폐후의 근접 음향 인텐시티 분포를 보이고 있으며, (그림3.6) 및 (그림3.7)에서 알루미늄 천공 벽면과 가변공명기 내장 벽면을 부착한 차폐장치 전면의 근접 음향 인텐시티 분포를 각각 보인다.

<표 3.1> 음향벽면의 시험결과

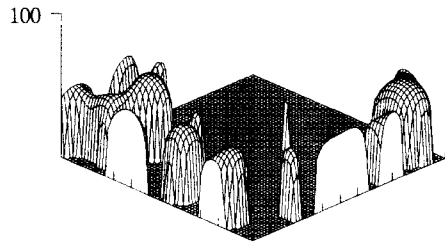
항목 벽면	재질	벽면 총 중량 (Kg)	외부 체적 변화	125 - 5 k Hz 주파수 대역에서의 소음감소량 (dB)	비고 (특성)
이중벽면	steel	210	1	20.5	공기층내장 이중벽면
천공벽면	Al	67	1	16.3	직경 : 5 mm Φ Pitch : 15 mm
공명기 내장벽면	Al	160	1.1	25.2	가변공명기 내장 다층벽면



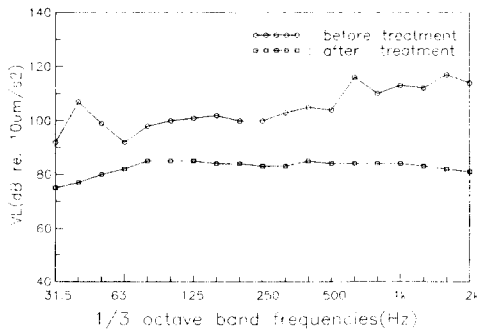
(그림 3.4) 125 - 5KHz 의 음향인텐시티 분포 (차폐전)



(그림 3.2) 세가지 벽면들의 음향흡입손실 수준



(그림 3.5) 125 - 5KHz 의 음향인텐시티 분포 (차폐후)



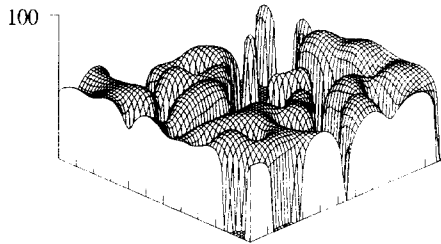
(그림3.3) 차폐구조 받침대의 진동감소 수준

4. 결론

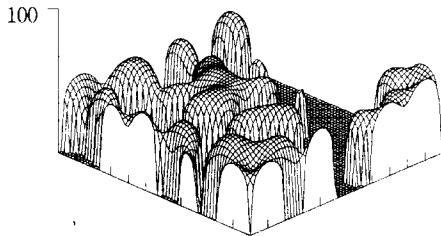
중, 고주파수 대역에서의 차폐용 벽면의 소음 차단 효과는 벽면의 질량에 크게 좌우됨을 확인하였다. 시험에 사용된 벽면들은 공통적으로 100Hz 이하의 저주파수 대역에서는 차폐의 실효를 거둘 수가 없었다. 이는 소음원의 주요 주파수인 45Hz 및 90Hz의 성분의 진동이 배기관과 벽면 관통부를 통해 구조 전체에 영향을 미친 것으로 판명되었으며, 본 연구에서는 벽면의 진동에 의한 음향 방사 특성을 고려치 않은 조건하에서 음향 인텐시티의 유효 측정주파수 범위인 125Hz 에서 5kHz의 주파수 범위에 국한 하였다.

벽면의 삽입손실 특성을 살펴보면, 알루미늄 재질의 가변공명기 내장 벽면의 경우, 25 dB 정도의 삽입손실 수준을 가지며, 철재 공기층 내장 벽면에 비해 평균 5 dB 이상의 소음차단 효과 증가를 보였다. 이 벽면은 철재 공기층 내장 벽면의 중량에 비해 75% 정도이며, 공명기를 가짐에 따라 후면판의 두께가 증가하여, 약 10% 정도의 벽면 두께 증가를 초래하였다.

천공 알루미늄 벽면의 경우, 철재 이중벽면에 비해 평균 약 6dB 정도 낮은 소음 차단 효과를 가지나, 중량 면에서는 70% 이상의 중량 감소를 이룰 수가 있었다.



(그림 3.6) 125 - 5KHz 의 음향인텐시티 분포
(알루미늄 천공판)



(그림 3.7) 125 - 5KHz 의 음향인텐시티 분포
(가변공명기 판)

참 고 문 헌

1. R.Kinns, "Active and Passive Control of Machinery Noise in Future Warships : A Ship Designer's View Point", Undersea Defence Technology, Conference Proceedings, pp352~359, YARD LTD. Glasgow, UK., Oct., 1988.
2. R.Kinns and M.A.Swinbanks, "Control of Low Frequency Vibration in Variable-Speed Diesel Installations with High Acoustic Performance", Proceedings of the Tenth Machinery Dynamics Seminar Sponsored by the National Reserach Council of CANADA, Calgary, Alberta, pp325~348, 1988.
3. D.N.May and M.A.Simpson, "Interior Noise of the McDonnell Douglas UHB Demonstrator", INTER-NOISE 89, pp199~204, Dec., 1989.
4. 서종수, 전재진, "음향차폐구조 (Acoustic Enclosure) 설계 연구", ATRC-517-92325, 국방과학연구소, 1991.11.
5. Leo. L. Beranek and George A. Work, "Sound Transmission Through Multiple Structures Containing Flexible Blankets", The Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 21, No. 4, pp 419 ~ 427, July, 1949.
6. G. Kuntz and B.G. Watters, "New Wall Design for High Transmission Loss or High Damping", The Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 31, No. 6, pp 739 ~ 748, June, 1959.
7. W. Ernest purcell, "Materials for Noise and Vibration Control", Sound and Vibration, pp 6 ~ 31, July, 1982.
8. 白木万博, 騒音防止設計と シミュレーション, pp. 225~230, 應用 技術出版, 1987.
9. CYRIL M. HARRIS, "HANDBOOK OF NOISE CONTROL", 2nd edition Ch.26 (Machinery, LAYMON N. MILLER), pp26-1 ~ 26-7, MCGRAW-HILL BOOK COMPANY, 1979.
10. 서종수, 전재진, "음향차폐패널 설계 연구", NSRD-413-91, II장, pp 9 ~ 14, 국방과학연구소, 1990.10.