

공명형 소음기를 이용한 박용 디젤엔진 배기 소음 제어

Exhaust Noise Control of Marine Diesel Engine by using Resonator Type Silencer

이태경† · 주원호* · 배종국**

Tae-Kyung Lee, Won-Ho Joo and Jong-Gug Bae

Key Words : Diesel engine(디젤엔진), Silencer(소음기), Insertion loss(삽입 손실), Resonator type silencer(공명형 소음기), Low frequency range(저주파수 대역)

ABSTRACT

Low frequency exhaust noise of marine diesel engine is one of the most important noise sources in vessels. However, conventional absorptive silencers are limited because the absorptive material is not effective in low frequency range. In the paper, exhaust noise control of marine diesel engine has been studied by using the resonator type silencer, which was composed of concentric hole-cavity resonators. The acoustic performance of the resonator type silencer was verified by the insertion loss measurement considering flow effect. Consequently, its high performance, about 5~8dB noise reduction, in the low frequency range was confirmed by insertion loss measurements conducted in the ship.

1. 서 론

디젤엔진은 선박의 주기관, 발전기 등 높은 출력이 요구되는 곳에 다양한 용도로 많이 사용되어 왔다. 특히 선박의 경우 디젤 발전기로서 중형 디젤엔진이 기관실 내에 탑재가 되고 있으며, 선박 연돌(funnel) 상단의 디젤엔진 배기구에서 방사되는 배기소음은 선박 소음 측면에서 상당히 중요한 소음원 중 하나로 연구되어 왔다.

특히 배기 소음에 의한 브리지 윙(bridge wing)의 소음이 규제치를 초과하는 경우가 보고 되고 있으며, 최근에는 선박의 항구 접안 시 배기 소음에 의한 주변 거주구 지역에 환경 소음(environmental noise) 문제 또한 대두되고 있어서 디젤엔진의 배기 소음 제어의 필요성이 더욱 높아지고 있는 추세이다.

배기 소음은 디젤엔진의 폭발 주파수(firing frequency)에 의한 저주파수 대역의 소음으로 약 30~150Hz의 주파수 성분이 지배적이며, 일반적으로 수백 Hz에 이르는 자동차의 배기 소음에 비해서 상당히 저주파수라는 특징을 지닌다. 따라서 일반적인 흡음형 소음기(absorptive silencer)로는 이러한 배기 소음을 제어하는 데는 한계가 있으며 이런 점을 극복하고자 공명기 배열을 이용

하여 디젤엔진의 성능을 향상시킨 연구가 진행된 바 있다[1].

본 논문은 공명기 배열을 이용하여 디젤엔진 배기 소음기 성능 향상에 대한 후속 연구로서 공명형 소음기와 조합형 소음기의 저주파수 대역 성능 검증 시험과 실선 배기 소음 제어 시험 결과를 담고 있다. 유동을 고려한 소음기의 성능 시험을 통해서 저주파수 대역에서의 소음 저감 성능을 확인하였으며, 이를 바탕으로 실선의 디젤엔진 배기 소음 저감에 최적화시킨 공명형 소음기를 장착하여 배기소음을 성공적으로 저감시켰다.

2. 디젤엔진 배기 소음특성 및 저감방안

일반적으로 디젤엔진의 배기 소음은 Figure 1과 같이 150Hz 이하의 저주파수 대역이 지배적인 특징을 지닌다.

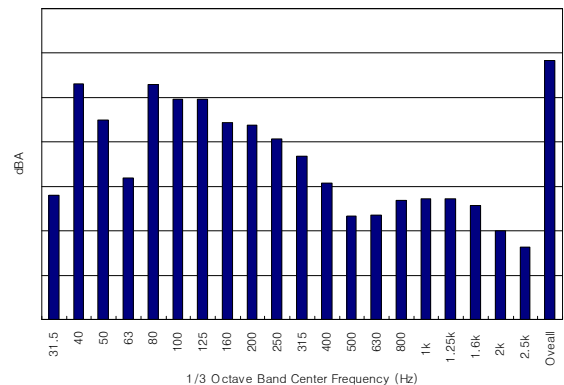


Figure 1 박용 디젤엔진의 배기 소음 특성

† 현대중공업 선박해양연구소 진동소음연구실

E-mail : tklee05@hhi.co.kr

Tel : (052) 202-5558, Fax : (052) 202-5495

* 현대중공업 선박해양연구소 진동소음연구실

** 현대중공업 기술개발본부

저주파수 대역의 소음은 엔진의 폭발 주파수와 그 조화성분(harmonics)에 의하여 발생되며, 선박의 경우 브리지 뒹 소음 등 육외 소음 문제의 주 원인으로 보고되고 있다. 저주파수 대역의 소음의 경우 단순 팽창형 소음기(simple expansion)를 사용하거나, 공명기(resonator)를 통한 제어 방법이 일반적이다.

단순 팽창형 소음기의 경우 단면적 비의 증가에 따라서 소음기의 성능이 증가되는 특성을 지니기 때문에 비교적 손쉽게 소음기 성능을 증가시킬 수 있는 장점이 있다. 하지만 선박의 경우 배기 소음기는 엔진 케이싱(engine casing) 내부에 설치되게 되는데, 다른 파이프와의 간섭 및 공간 상의 제약으로 인하여 단면적 비를 증가시키는 데 한계가 있게 된다.

다른 저주파수 대역 저감 방안으로 공명기가 있다. 공명기의 경우 특정 주파수 영역에서는 비교적 효과적인 소음 제어 성능을 발휘하지만, 그 제어 주파수의 폭이 매우 좁다는 단점을 지니고 있다. 공명기 배열을 이용하여 제어 주파수의 폭을 확장시키고 그를 이용하여 소음기의 성능 개선 연구가 진행된 바 있다[1].

선박의 디젤엔진 배기 소음기의 경우 기본적으로 흡음형 소음기로 구성된 경우가 거의 대부분이었기 때문에 실제 디젤엔진의 폭발 주파수에 의한 저주파수 대역의 배기 소음 저감에는 취약했던 것이 사실이다. 본 연구에서는 이러한 저주파수 대역의 취약한 성능을 보완하고자 기존의 흡음형 소음기에 공명기 배열을 이용한 공명형 소음기를 삽입하여 새로운 형태의 조합형 소음기(hybrid silencer)를 개발하였으며, 공명형 소음기에 삽입되는 공명기 배열의 경우 엔진 폭발 주파수 소음 제어에 최적화시킨 형태로 설계를 하여 소음기 성능을 극대화시키려 하였다.

3. 공명형 소음기 구성 및 설계 절차

앞서 언급하였듯이, 저주파수 대역의 배기소음 제어를 위하여 공명형 소음기를 적용시켜야 하는데 이 때 공명기 배열을 최적 설계하는 과정이 필요하다. 디젤엔진의 실린더수, 회전수에 따라서 디젤엔진의 폭발주파수가 달라지게 되는데, 그에 따라서 공명기의 설계도 달라져야 하기 때문이다.

본 연구에서는 공명형 소음기를 기본적으로 concentric hole-cavity resonator 로 구성하게 된다. 그 이유는 박용 디젤엔진의 경우 회전수가 상대적으로 낮음에 따라 폭발 주파수가 수십 Hz에 존재하기 때문으로 concentric hole-cavity

resonator 가 상대적으로 제어 주파수를 수십 Hz로 조정하기가 용이하다. 일반적으로 자동차 배기 머플러 등에 많이 사용되는 perforated tube 를 사용하는 경우에는 통상 제어 주파수가 수백 Hz에 최적화되기 때문에 수십 Hz 폭발 주파수를 지니는 박용 디젤엔진용으로는 부적합하다.

제어 주파수의 밴드 폭을 넓히기 위해서 여러 개를 공명기를 길이 방향으로 배열하였으며 공명기 배열의 제어 주파수 및 투과손실은 전달행렬법(transfer matrix method)을 통하여 계산하였다[2]. Figure 2 는 concentric hole-cavity resonator 의 개략도를 나타내며, 임피던스(Z) 및 전달행렬(T)은 식 (1), (2)와 같다.

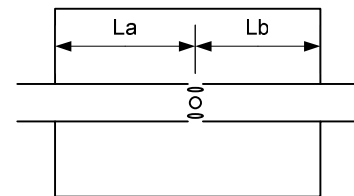


Figure 2 Concentric hole-cavity resonator

$$Z = \frac{1}{n_h} \left(j\omega \frac{l_{eq}}{S_h} + \frac{\omega^2}{\pi c} \right) - j \frac{c}{S_c} \frac{1}{\tan k_0 l_a + \tan k_0 l_b} \quad \text{식(1)}$$

$$T = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1/Z & 1 \end{bmatrix} \quad \text{식(2)}$$

여기서 n_h 는 홀의 개수, S_h 는 홀의 단면적, l_{eq} 는 유효 목 길이(effective length of neck), S_c 는 공동(cavity) 단면적, k_0 는 파수(wave number)를 나타낸다.

소음 제어 대상의 디젤엔진이 정해지면 먼저 폭발 주파수를 계산하고, 공명기 배열의 제어 주파수를 해당 폭발 주파수에 맞추는 방식으로 공명형 소음기를 최적화 하게 된다. Figure 3 은 위의 과정을 도식적으로 보여준다.

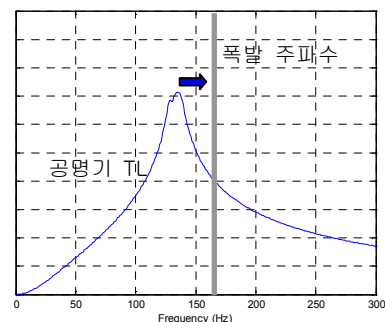


Figure 3 공명형 소음기 설계 개념

4. 공명형 소음기 성능 시험

4.1 공명형 소음기 성능 검증

저주파수 대역 소음 저감에 주요 역할을 하는 공명형 소음기에 대하여 그 성능을 파악하고자 Figure 4 과 같이 소음기를 제작하여 시험을 수행하였다. 유동소음 시험 장치 구성과 시험 방법은 참고문헌 [1]을 참고한다.



Figure 4 공명형 소음기 설치 모습

공명형 소음기는 길이방향으로 3 개의 공명기 배열로 이루어져 있고 각 공명기 구획 사이의 격벽이 없는 가상 격벽을 지나는 공명기 배열의 형태로 제어 주파수는 40Hz 이다. 가상 격벽이란 공명기들 간의 구획을 구분해주는 격벽이 모두 설치되지 않음을 의미한다. 이는 현실적으로 용접을 통해서 좁은 간격을 지나는 공명기들 사이에 격벽을 제작하기 매우 어렵다는 생산 측면에서의 문제점을 해결하고, 격벽이 없는 경우에도 개별 공명기에 대응하는 음장이 마치 구획이 있는 것처럼 거동할 것이라는 가상 구획이라는 개념을 도입한 것이다.

공명형 소음기 성능은 전달행렬법을 이용하여서 소음기를 공명기 3 개가 결합된 형태로 가정 한 후 각 공명기의 전달행렬을 곱함으로써 추정하였다.

소음기의 성능 계측은 소음기 삽입 전/후의 음압의 차, 즉 삽입 손실(insertion loss) 계측을 통하여 수행하였다. 일반적으로 배기 소음기의 경우 빠른 배기 가스의 유동이 덕트 내부에 존재하기 때문에 이를 반영하기 위해서 삽입 손실계측 시 팬으로 유동 소음을 발생시켜 소음기의 성능을 계측하였다. Figure 5 는 공명형 소음기의 삽입 손실을 나타낸다.

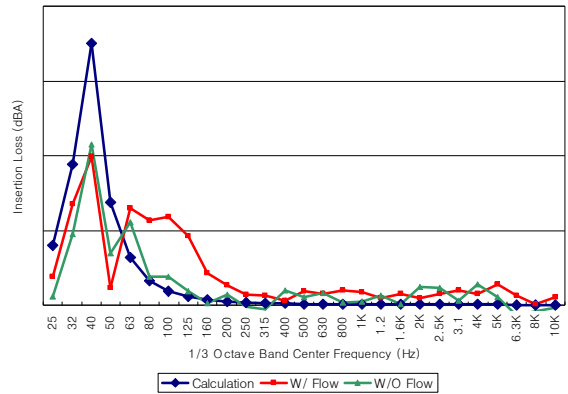


Figure 5 공명형 소음기 삽입손실

결과에서 푸른색은 전달행렬법에 의하여 계산된 삽입 손실이며, 붉은색 선은 유동이 존재할 때, 녹색은 유동이 존재하지 않을 때의 결과를 나타낸다. 결과를 보면 제어 주파수 40Hz 에서 삽입 손실이 최대값을 보이는 것을 확인할 수 있으며, 해석값과 계측값에서 유사한 경향을 지님을 파악할 수 있다.

따라서 가상격벽을 지나는 공명기 배열을 이용한 공명형 소음기를 적용할 경우 박용 디젤엔진의 주 소음 성분인 수십 Hz 성분의 소음 저감에 효과적일 것으로 판단된다.

4.2 조합형 소음기 성능 검증

4.1 절을 통하여 성능이 검증된 공명형 소음기의 경우 저주파수 대역의 소음 저감에는 효과적이지만, 고주파수 대역 저감에는 취약함을 알 수 있다. 따라서 공명형 소음기만 설치될 경우 고주파수 소음 저감 측면에서 문제가 되기 때문에 저주파수와 고주파수 대역 성능을 동시에 향상시키는 것이 필요하다. 이에 Figure 5 와 같이 공명형 소음기와 흡음형 소음기가 합쳐진 형태의 조합형 소음기를 제작하여 유동 소음시험을 수행하고 성능을 검증하고자 하였다.

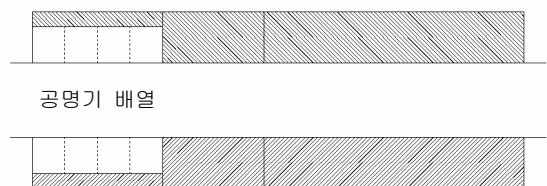


Figure 5 조합형 소음기

Figure 5 에서 공명기 배열은 concentric hole -cavity resonator 4 개를 배치하여 제어주파수 100Hz 로 설계하였다. 소음기의 삽입 손실을 계측 결과는 Figure 6 과 같다.

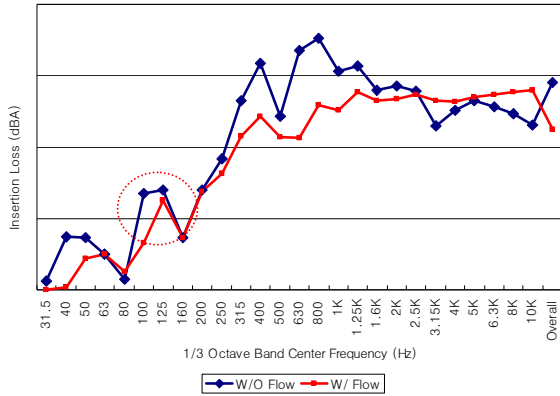


Figure 6 조합형 소음기 삽입 손실

일반적인 흡음형 소음기의 경우 약 150Hz 이하의 주파수에서 거의 0의 삽입손실을 지남에 비해, Figure 6의 결과를 보면 공명기 배열의 제어 주파수 대역인 100Hz에서 비교적 큰 삽입손실을 지남을 파악할 수 있다. 이를 통하여 다시 한번 공명형 소음기의 저주파수 대역 성능을 검증하였으며 박용 디젤엔진의 배기 소음 제어에 조합형 소음기가 매우 효과적일 것으로 판단된다.

5. 소음기를 이용한 실선 디젤엔진 배기소음 제어

5.1 실선 디젤엔진 배기 소음 특성 파악

공명형 소음기의 저주파수 대역 소음 저감 성능을 최종적으로 확인하기 위하여 실선 소음 시험을 수행하였다. 대상 선박은 대형 화물선으로 전력 발전용 디젤엔진 5기가 탑재되어 있으며 디젤엔진의 폭발 주파수는 Table 1과 같다.

Table 1 실선 디젤엔진 폭발주파수

No. of Cylinders	RPM	Firing Frequency (Hz)		
		1 st	2 nd	3 rd
7	720	42	84	126

배기 소음원의 주파수 특성을 파악하여 공명형 소음기를 최적 설계하기 위하여 디젤엔진 구동 시 배기단에서의 소음을 Figure 6과 같이 계측하였

다.



Figure 6 디젤엔진 배기 소음 계측 전경

배기 소음은 배기단에서 1m 떨어진 지점과 브리지윙에서 계측되었고, 계측 결과는 Figure 7과 같다.

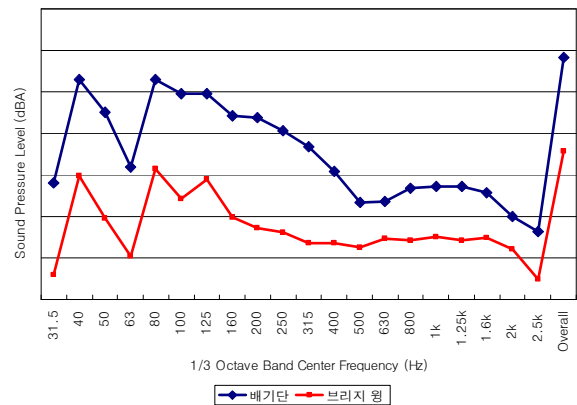


Figure 7 실선 배기 소음 계측 결과

결과를 보면 엔진 폭발 주파수에 해당하는 40, 80, 125Hz 밴드의 소음 성분이 지배적임을 파악할 수 있다. 따라서 박용 디젤엔진 배기소음에 의한 선박 소음을 제어하기 위해서는 해당 저주파수 대역 소음을 저감하는 것이 필요함을 확인할 수 있다.

5.2 공명형 소음기 설계

5.1 절의 결과를 바탕으로 엔진 폭발 주파수에 의한 배기 소음을 저감할 수 있는 공명형 소음기를 설계하였다. 전달행렬법에 의하여 공명기 배열을 설계하였으며, 제어 주파수는 1차 폭발 주파수인 42Hz로 조정하였다. 또한 소음기 격벽 배치를 제어 주파수 파장의 1/4로 최적 배치하여 2,

3 차 폭발 주파수에 대한 소음 저감 성능도 높이고자 하였다. 최종적으로 도출된 소음기의 설치 모습은 Figure 8 과 같다.



Figure 8 공명형 소음기 설치 모습 (연돌 상부)

5.3 소음기 성능 평가

소음기를 설치한 후 5.1 절과 같은 엔진 구동 조건에서 배기 소음을 측정하여 소음기의 성능을 평가하였다.

Figure 9 은 소음기 설치 전, 후의 배기구 끝단 소음 수준 비교를 나타낸다.

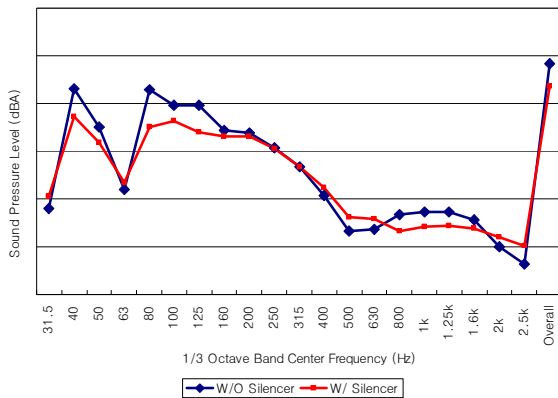


Figure 9 소음기 설치 전/후 배기단 소음 수준 비교

결과를 보면 엔진 폭발 주파수 대역에 해당하는 40, 80, 125Hz 밴드에서 소음이 약 5~8dB 저감된 것을 확인할 수 있고, 소음기의 저주파수 대역 소음 저감 성능을 확인할 수 있다.

6. 결론

본 연구를 통하여 박용 디젤엔진의 배기 소음을 공명형 소음기의 최적 설계를 통하여 성공적으로 제어하였다. 배기 소음의 경우 엔진 폭발 주파수에 의하여 특정 저주파수 대역의 성분이 주요 소음원으로 흡음형 소음기로 제어하는 것으로는 흡음재의 저주파수 대역 성능상의 한계점과 소음기 크기 증가 등의 문제점이 있다. 따라서 저주파수 대역에서 선택적으로 제어 주파수를 조정할 수 있는 공명기 배열을 도입하여 박용 디젤엔진 배기 소음기에 적용하였다.

이를 통하여 선박 소음의 주요 소음원 중 하나인 디젤엔진 배기 소음 제어에 획기적인 전환점을 마련하였다고 판단되며, 향후 선박 브리지 워그 소음, 배기 소음으로 인한 항구 주변 환경소음 문제 발생 시 공명형 소음기를 최적 설계하여 설치함으로써 배기 소음 제어에 적극적으로 대처할 수 있으리라 판단된다.

참고문헌

- (1) 이태경, 김영현, 주원호, 배종국, 2007, "공명기 배열을 이용한 디젤엔진 소음기의 저주파수 대역 성능 개선 연구", 춘계학술발표회 논문집, 한국소음진동공학회
- (2) M.L. Munjal, "Acoustics of Ducts and Mufflers", Wiley, New York, 1987