

# 터보 차저 디젤 엔진에서의 기류음 감소를 위한 연구

강 웅\* · 김형진\*\* · 성형진†

A study on the reduction of the flow-induced noise in turbo-charger diesel engines

Woong Kang, Hyung Jin Kim and Hyung Jin Sung

**Key Words :** Turbo-charger diesel engine ( 터보 차저 디젤 엔진 ), Flow-induced noise( 유동 유기 소음 ), Muffler ( 소음기 )

## Abstract

Turbocharger has been widely used in many passenger cars in application with diesel engines because of high power and fuel efficiency. However, flow-induced noise (whoosh or hissing noise) which is generated within the compressor during its operation at marginal surge line can deteriorate noise characteristics. Hissing noise excitation was associated with the generation of turbulence within the turbocharger compressor and radiated through the transmission path in turbocharger system. In this study, a sharp-edged reactive-type muffler was devised and installed in the transmission path to reduce the hissing noise. Acoustic and fluid dynamic characteristics for the muffler were investigated which is related to the unsteadiness of turbulence and pressure in turbocharger system. A transfer matrix method was used to analyze the transmission loss of the muffler. Simple expansion muffler with extended tube of the reactive type is proposed for the reduction of high frequency component noise. Turbulence computation was carried out by a standard  $k - \varepsilon$  model. An optimal design condition of the muffler was obtained by extensive acoustic and fluid dynamic analysis on the engine dynamometer with anechoic chamber. A significant reduction of the hissing noise was achieved at the optimal design of the muffler as compared with the conventional turbocharger system.

## 기호설명

$\rho$ : 밀도( $kg/m^3$ )  
 $c$ : 음속( $m/s$ )  
 $P$ : 음압( $Pa$ )  
 $u_i$ : 속도 ( $m/s$ ),  $i=1,2,3$   
 $M$ : 마하 수  
 $W$ : 음향 파워  
 $S$ : 소음기의 단면적  
 $I$ : 음향 인텐시티

## 1. 서론

최근 엔진 출력과 연비 등의 경제적인 이점 때문에 유럽과 아시아 등지에서 SUV, RV 차량뿐 아니라 일반 승용차에서 디젤 엔진의 사용이 급격히 증가하고 있다. 디젤 엔진은 출력 성능을 향상시키기 위하여 실린더 내로 흡입되는 공기를 고 밀도의 공기로 압입시키는 터보 차저(Turbo-charger)를 사용하고 있다<sup>(1)</sup>. 터보 차저를 사용할 경우 동일한 실린더 체적에서 출력과 연비를 향상시킬 수 있는 장점이 있지만, 엔진 속도가 올라감에 따라 터보 차저에서 발생하는 높은 압력과 온도의 흡기류에 의해 발생하는 기류음 (Flow-induced noise) 등에 의한 NVH 특성이 나빠지는 단점이 있다. 터보 차저 시스템의 전달경로는 압축기(compressor), 연결 호스, 알루미늄 곡관, 인터쿨러, 엔진 실린더

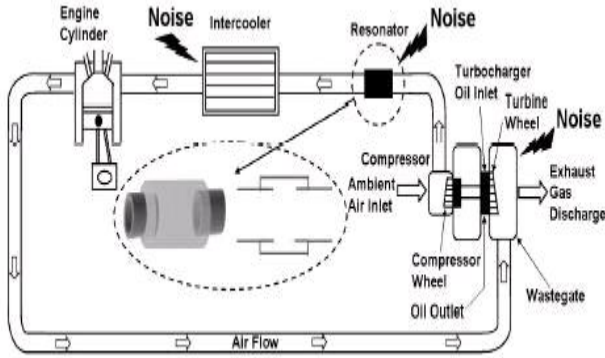
---

† 회원, 한국과학기술원  
E-mail : hjsung@kaist.ac.kr  
TEL : (042) 869-3027 FAX : (042) 869-5027

\* 한국과학기술원

\*\* 현대자동차

---



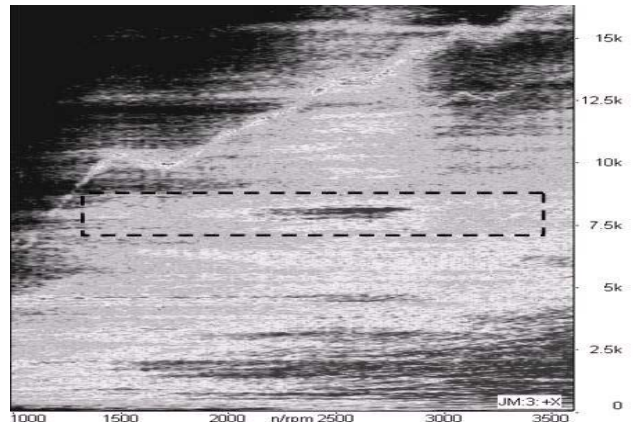
**Fig. 1** A schematic diagram of Turbo-charger system

여러 부품들이 연결된 구조로 되어 있다.(Fig. 1) 따라서 터보 차저 시스템의 압축기에 의한 고온, 고압 공기의 흡입구, 곡률이 있는 유로, 인터 쿨러 내의 미세 유로, 각 부품들의 출,입구 등의 복잡한 형상으로 공기가 흐르게 되게 되고, 이로 인해 터보 차저 엔진에는 다양한 기류 소음 발생원들이 존재하게 된다. 또한 자동차의 가, 감속 시 발생하는 압축기의 불안정한 유동에 의한 소음이 발생할 수 있게 된다. 현재 터보 차저 시스템에서 발생하는 주요한 기류음으로 Hissing (Whoosh) 소음(Fig. 2)이 있다. Hissing 소음은 터보 차저(압축기)의 작동 구간이 서지(Surge) 한계에 가까워 질 때 생기는 난류 및 압력의 불안정성에 의해 발생하는 광대역의 기류음이다(2).

본 연구에서는 터보 차저 디젤 엔진에서 발생하는 기류음(Hissing 소음)을 감소시키기 위해서 삽입관이 있는 단순 확장형의 반사형 소음기를 터보 차저 출구 곡관에 적용하고자 한다. 음향학적인 설계를 위해 전달 행렬법(Transfer matrix method)를 이용하여 소음기의 후보군을 선택하였다. 또한 소음기의 정상 상태 난류 유동 해석을 통해 기류 소음을 최소로 감소시키는 소음기의 형상을 최적화하여 실제 차량에 적용, 그 성능을 확인하였다.

## 2. 소음기의 음향학적 설계

### 2.1 전달 행렬법 (Transfer matrix method)



**Fig. 2** Flow-induced noise in Turbo-charger system

소음기를 적용하고자 하는 구간을 실제 차량에의 근접 소음 측정 결과를 통해 7-9kHz 로 선정하였다. 이 대역은 RPM 의 증가에 따라 발생하는 Hissing 소음의 주요 발생 구간이다.(Fig. 2) 소음기의 음향 성능을 평가하는 방법으로서 전달 손실(Transmission Loss : TL)을 사용하였다(3). 전달 손실은 소음기에 입사된 음향 파워 레벨(PWL : Sound Power Level)에서 하류측에 전달된 PWL 을 뺀 값이며, 예측치와 실측치의 비교에 유용하다고 알려져 있다. 이는 식 1 과 같이 정의 되며, 전달 손실 값이 클수록 소음 감소도 큼을 의미한다.

$$TL = 10 \log_{10} \left( \frac{W_i}{W_t} \right) = 10 \log_{10} \left( \frac{S_i I_i}{S_t I_t} \right). \quad (1)$$

음향 성능의 정량적 표현을 위하여 본 연구에서는 전달 행렬법(Transfer Matrix Method)을 사용하였다. Fig. 3 과 같은 음향 전송계(Transmission Line)가 있을 때, 내부의 임의의 지점에서의 음압(Sound Pressure) 과 입자속도(Particle Velocity)는 평면파(Plane wave) 이론에 의해 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} P_{li} &= j\omega\rho c A e^{j\omega t}, \\ u_{li} &= j\omega A e^{j\omega t}, \\ P_{lr} &= j\omega\rho c B e^{j\omega t}, \\ u_{lr} &= j\omega B e^{j\omega t}, \end{aligned} \quad (2)$$

단면적의 불 연속 부분(S1,S2)에서의 연속 조건을 이용하면,

$$\begin{aligned}
P_1 &= P_{1i} + P_{1r}, \\
S_1 u_1 &= (u_{1i} - u_{1r}) S_1 = U_1, \\
P_2 &= P_{2i} + P_{2r}, \\
S_2 u_2 &= (u_{2i} - u_{2r}) S_2 = U_2,
\end{aligned} \tag{3}$$

과 같이 나타낼 수 있다. 이상의 식들을 정리하여, 매트릭스 형태로 간략히 하면,

$$\begin{aligned}
\begin{pmatrix} P_1 \\ U_1 \end{pmatrix} &= \begin{bmatrix} \cos kL & \frac{\rho c}{S_2} j \sin kL \\ \frac{S_1}{\rho c} j \sin kL & \frac{S_1}{S_2} \cos kL \end{bmatrix} \begin{pmatrix} P_2 \\ U_2 \end{pmatrix} \\
&= \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} P_2 \\ U_2 \end{pmatrix}.
\end{aligned} \tag{4}$$

이며, 이는 음향 전송계 전의 음압과 입자 속도 ( $P_1, U_1$ )를 알고, 음향 전송계의 형상 ( $L, S_1, S_2$ )과 임피던스 ( $\rho c$ )를 알면 그 이후의 음압과 입자 속도를 알 수 있다. 이러한 음향 전송 계의 특성을 나타내는 전달행렬(Transfer Matrix)는 다음과 같이 나타낼 수 있다. 이러한 음향 전송계를 소음기에 적용하면, 소음기의 형상과 임피던스의 특성을 알면, 소음기 적용 전의 음압과 입자 속도를 이용하여, 적용후의 음압과 입자 속도를 예측할 수 있다. 소음기 적용 전후의 음압과 입자 속도를 알면, 각각의 음향 파워 레벨을 구할 수 있게 되고, 이를 이용하여 앞에서 정의하였던 전달 손실 식을 이용하여 전달 손실 값을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$TL = 20 \log_{10} \left[ \left( \frac{Y_n}{Y_1} \right)^{1/2} \left| \frac{T_{11} + T_{12}/Y_n + Y_1 T_{21} + (Y_1/Y_n) T_{22}}{2} \right| \right], \tag{5}$$

$Y_i$ : characteristic impedance.

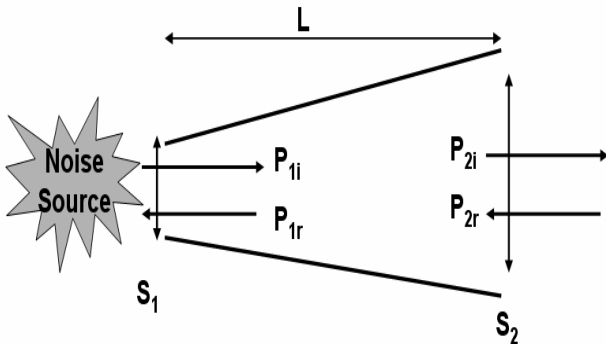


Fig. 3 Transmission line

Fig. 4 는 소음기를 구성하는 각 요소인 확장관 (Expansion), 직관 (Lined), 축소관 (Contraction)을 나타내고 있다. 각 요소의 전달 행렬을 곱하여 주면, 단순 확장형 소음기의 전체(Total) 전달 행렬을 구할 수 있다. 소음기 요소의 전달 행렬을 본 연구에서 적용하고자 하는 단순 확장형 소음기에서 구하여 보면, 확장관의 전달 행렬과, 직관의 전달 행렬, 축소관의 전달 행렬은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_{Expansion} = \begin{bmatrix} \frac{(\frac{S_2}{S_1}-1)^2 M_1^2}{1-M_1^2} & \frac{(\frac{S_2}{S_1}-1)^2 M_1 Y_1}{1-M_1^2} \\ \frac{(\frac{S_2}{S_1}-1)^2 (\gamma-1) M_1^3}{(1-M_1^2) Y_1} & \frac{(\frac{S_2}{S_1}-1)^2 (\gamma-1) M_1^2}{(1-M_1^2) Y_1} \end{bmatrix}, \tag{6}$$

$$T_{Lined} = e^{-jMkL} \begin{bmatrix} \cos kL & jY \sin kL \\ \frac{j}{Y} \sin kL & \cos kL \end{bmatrix}, \tag{7}$$

$$T_{Contraction} = \begin{bmatrix} \frac{(1-\frac{S_1}{S_2}) M_1^2}{2(1-M_1^2)} & \frac{(1-\frac{S_1}{S_2}) M_1 Y_1}{2(1-M_1^2)} \\ \frac{(1-\frac{S_1}{S_2}) (\gamma-1) M_1^3}{2(1-M_1^2) Y_1} & \frac{(1-\frac{S_1}{S_2}) (\gamma-1) M_1^2}{2(1-M_1^2) Y_1} \end{bmatrix}. \tag{8}$$

Fig. 4 (b) 와 같이 삽입관이 있는 확장형 소음기의 전달 행렬은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

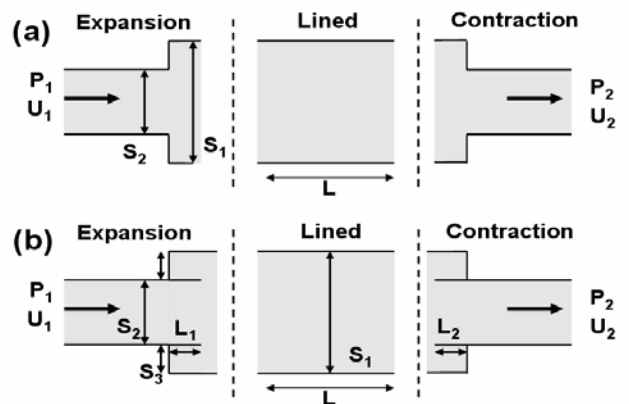


Fig. 4 Schematic diagram of a simple expansion chamber and a resonator : (a) without lids and (b) with lids

$$T_{Expansion\_edge} = \begin{bmatrix} 1 & (\frac{S_1}{S_2}-1)^2 M_1 Y_1 \\ \frac{S_2}{S_2 Z_3 + S_3 M_3 Y_3} & \frac{S_2 Z_3 - M_1 Y_1 (-S_1 + (\frac{S_1}{S_2}-1)^2 S_3)}{S_2 Z_3 + S_3 M_3 Y_3} \end{bmatrix} \quad (9)$$

$$T_{Contraction\_edge} = \begin{bmatrix} 1 & \frac{1}{2}(1-\frac{S_2}{S_1})M_1 Y_1 \\ \frac{-S_2}{-S_2 Z_3 + S_3 M_3 Y_3} & \frac{-S_2 Z_3 - M_1 Y_1 (-S_1 + \frac{1}{2}(1-\frac{S_2}{S_1})S_3)}{-S_2 Z_3 + S_3 M_3 Y_3} \end{bmatrix} \quad (10)$$

$$Z_3 = -j \frac{c}{S_2} \cot kL_2 \text{ (or } L_1 \text{)}.$$

본 연구에서 적용하고자 하는 단순 확장형 소음기와 삽입관이 있는 확장형 소음기의 주파수 별 전달 손실 특성은 Fig. 5 에서 볼 수 있다. Simple Expansion Chamber 에서는 확장된 면적 비  $S_2/S_1$  와 확장관 길이  $L$  에 의해 감소되는 소음 주파수가 결정되는데, 본 연구 목표 구간인 7~10kHz 를 위해  $L=0.035\text{mm}$  일때 2707Hz 와 8121Hz 에서 소음 감소가 4dB 정도임을 확인 할 수 있다. 삽입관이 있는 소음기에서는 면적 비와 확장관 길이뿐 아니라 내부의 삽입관(Lid) 길이( $L_1$ )에 의해 감소되는 소음 주파수를 결정된다. 삽입관 길이( $L_1$ )가 0.011mm 일 때 8600Hz 에서 소음 감소가 40dB 이상임을 확인 할 수 있다.

### 3. 소음기의 수치 해석

#### 3.1 지배방정식

본 연구에서는 전산 유체역학 코드인 CFD-ACE 를 이용하여 소음기 내의 유동 현상을 해석하였다. 소음기 내의 유동을 3 차원 정상상태(Steady-state)의 난류 유동으로 고려하였으며, 소음기내로 유입된 입구 유동은 실제 디젤 엔진의 입구관에서 측정된 유속, 온도 등의 물리량을 사용하였다. 난류 모델로는 표준  $k-\varepsilon$  모델을 적용하였다. 표준  $k-\varepsilon$  의 난류 운동 에너지와 소산율에 대한 지배방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) = \rho P - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (11)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \varepsilon) = C_{\varepsilon 1} \frac{\rho P \varepsilon}{k} - C_2 \frac{\rho \varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \quad (12)$$

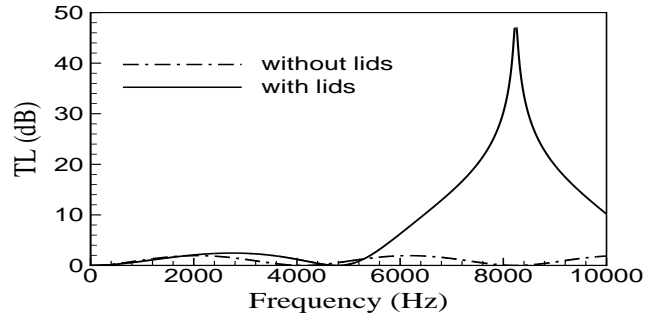


Fig. 5 Distributions of transmission losses.

여기서  $\nu_t = \frac{C_\mu k^2}{\varepsilon}$

$$P = \nu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_m}{\partial x_m} \delta_{ij} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} k \frac{\partial u_m}{\partial x_m} \quad (13)$$

수렴조건은 각 셀에 대한 운동량 유수의 합 및 연속 방정식의 합이 모두  $10^{-3}$  이하가 되는 조건을 선정하였다.

#### 3.2 수치 해석 모델 및 결과

음향학적인 설계 인자를 결정할 때 확인할 수 있듯이 단순 확장형 소음기보다 삽입관이 있는 확장형 소음기의 전달 손실이 훨씬 큼을 볼 수 있었다. 삽입관이 있는 확장형 소음기의 후보군들은 비슷한 전달 손실을 갖지만, 유체역학적인 특성이 다르기 때문에 기류음에 미치는 영향에 차이가 있을 수 있다. 따라서 음향학적으로 선택한 소음기 후보군의 유동장 영향을 살펴보았다. 유동장 영향을 평가하기 위한 인자(Parameter)로는 난류 에너지(Turbulent Kinetic Energy)를 이용하였다.

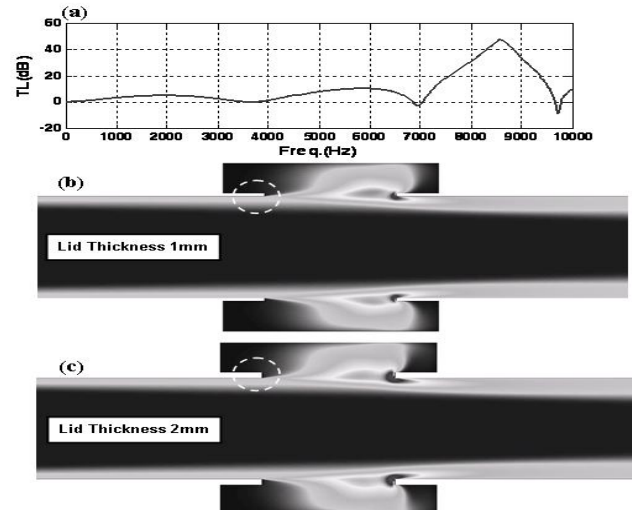


Fig. 6 Turbulent kinetic energy ; Lid thickness

난류 운동에너지는  $0\sim 25\text{ m}^2/\text{s}^2$ 의 레벨로 나타내었다. Fig. 6은 삽입관(Lid)의 두께에 따른 유동장 영향을 나타내고 있다. 두 소음기 형상의 전달 손실은 e 동일하지만(Fig. 6(a)), 삽입관의 두께를 1mm, 2mm를 비교하였을 때, 두께가 증가할수록 난류 운동 에너지가 증가하는 것을 볼 수 있다. Fig. 7은 전달 손실이 유사한 삽입관이 있는 확장형 소음기 후보군중에 확장관 길이 L가 짧은 소음기가 난류 운동 에너지가 낮은 것을 볼 수 있었다.

#### 4. 실험 확인

##### 4.1 소음기의 성능 측정

전달 행렬법을 이용한 음향학적 전달 손실을 구하여 설계한 소음기 후보들을 유동장 해석의 난류 운동에너지를 이용하여 유동장 영향까지 고려하여 본 연구에 적용할 소음기를 선정하였다. 선정된 소음기를 실제 차량 모델의 Fig. 1과 같이 곡관의 입구 부분에 설치하였다. Fig. 8은 소음기 적용 전후의 기류음 소음 측정 결과를 나타낸 것이다. 소음기 적용 전(Fig. 8 a)에 비해 적용 후(Fig. 8 b)에 목표 소음 저감 구간인 7~10kHz에서 기류음(Hissing 소음)이 20dB 이상 크게 감소한 것을 볼 수 있다.

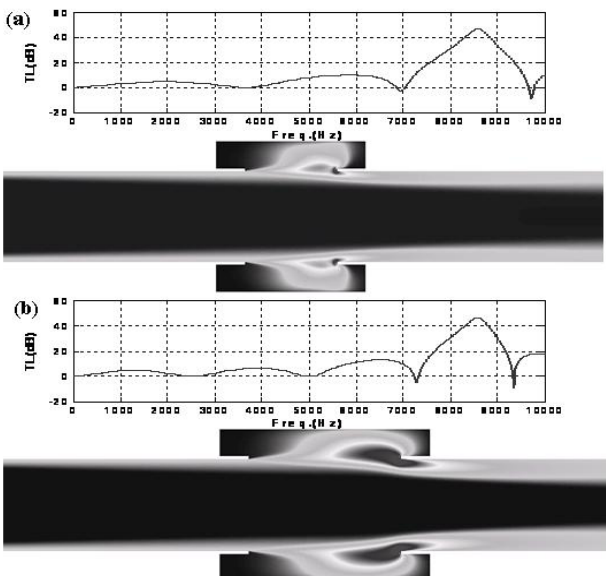


Fig. 7 Turbulent kinetic energy ; Extension chamber length

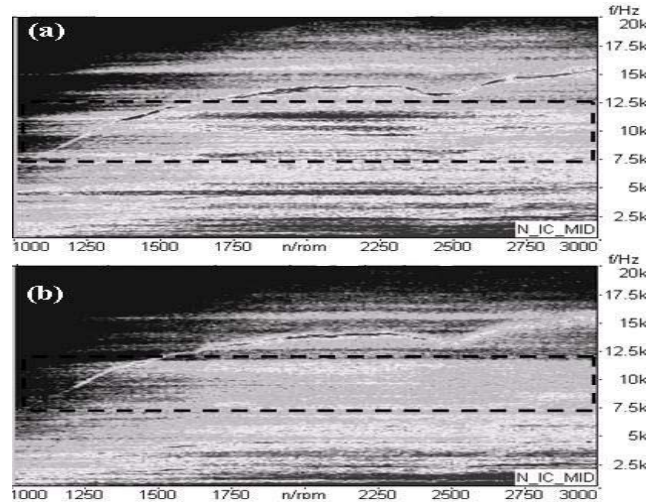


Fig. 8 Sound measurement near diesel engine (a) Base model (b) Muffler

#### 5. 결론

디젤 엔진의 출력 성능을 위해 사용하는 터보차저에서는 높은 압력과 온도의 흡기류에 의해 기류음이 발생하게 된다. 주요한 기류음으로는 터보차저(압축기)의 작동 구간이 서지 한계에 가까워질 때 생기는 난류 및 압력의 불안정성에 의해 발생하는 광대역의 Hissing 소음이 있다. 본 연구에서는 이러한 Hissing 소음의 감소를 위해서 삽입관이 있는 확장형 소음기를 설계하였다. 음향학적인 설계를 위해서 전달 행렬법과 전달손실을 적용하였고, 유체역학적인 관점에서 난류유동에 의한 기류음 비교를 유동장 수치모사를 통해 구한 난류 강도의 비교를 적용하였다. 이를 통하여 선정된 소음기를 실제 양산 차량에 적용하여 근접소음을 측정, 비교를 통해 그 효과를 검증하였다.

#### 참고문헌

- (1) Soh, K. Y., 2003, "Noise Reduction in Turbocharger system of Diesel Engines," *Inter-noise 2003*.
- (2) Evans, D. and Ward A., 2005, "Minimising Turbocharger Whoosh Noise for Diesel Powertrains," *SAE 05NVC-382*.
- (3) Munjal, M.L. 1987, "Acoustics of Ducts and Mufflers," *Wiley-Interscience, New York*.
- (4) Isshiki, Y. and Shimamoto, Y., 1992, "Analysis of Acoustic Characteristics and Pressure Losses in Intake Silencers by Numerical Simulation," *JSME J. of Fluids Engineering*, No. 92-0986