

차량용 터보차저의 컴프레서 BPF 소음 저감

Compressor BPF noise reduction for an automotive turbocharger

박 호 일† · 엄 상 봉* · 서 주 봉* · 이 승 현*

Hoil Park† · Sangbong Eom* · Jubong Seo* · Seunghyun Lee*

Key Words : BPF(날개 통과 주파수), Turbocharger(터보차저), Noise(소음), 원주홈(Groove), Flow(유동)

ABSTRACT

Automotive turbochargers have become common in gasoline engines as well as diesel engines. They are excellent devices to effectively increase fuel efficiency and power of the engines, but they unfortunately cause several noise problems. The noises are classified into mechanical noises induced from movement of a rotating shaft and aerodynamic noises by air flow in turbochargers. The mechanical noises are whine and howling noises, and the aerodynamic noises are BPF (blade-passing frequency), pulsation, surge, some special frequency noises. These noises are bothering passengers because their levels are higher or their frequencies are clearly separated from engine or vehicle noises.

The noise investigated in this paper is a BPF noise induced by compressor wheels, whose frequency is the multiplication of the number of compressor wheel blades and its rotational speed. The noise is strongly dependent upon the geometry of wheels and the number of blades. This study tried to apply a groove close to the inlet side of compressor wheels in order to reduce the BPF noise. The groove has successfully reduced the noise of narrow band frequency of a turbocharger. It shows that the groove could reduce the wide band frequency noise, the compressor BPF noise with a best shape of the groove.

기 호 설 명

BPF : 컴프레서 BPF 주파수 성분 [Hz]
 N_b : 컴프레서 휠의 날개 수
 rpm : 터보차저 회전수
 dBA : A-weighted 소음 수준

1. 서 론

터보차저는 공기과급기로서 엔진 연소 후 배출되는 배기가스의 유동 에너지를 이용하여 터빈을 회전시키고 이때 유도되는 회전동력을 이용하여 터빈 축과 직결된 엔진 흡기구축의 컴프레서를 회전시킴으로써 강제적으로 공기를 압

축하여 연소실로 공급하는 장치이다. 터보차저를 엔진에 적용함으로써 작은 엔진 배기량으로 출력을 증대하기가 용이하기 때문에 고압 연료 분사시스템을 장착하는 차량용 디젤엔진에 모두 장착되고 있으며 최근에는 가솔린엔진에서도 그 적용이 확대되고 있다⁽¹⁾.

터보차저는 최대 200,000 rpm 이상으로 회전하고 고온 또는 고압의 엔진 입출구에 위치하기 때문에 내구의 강건성이 매우 중요하며, 운전자들이 차량에서 생활하는 시간이 증가됨에 따라 차량의 승차감이 중요하고 차량에서 감지되는 소음이 승차감에 많은 부분을 차지하기 때문에 터보차저 이상음의 발생 여부가 매우 중요하다. 터보차저에서 유발되는 소음은 주로 순음 (Pure tone) 성분들이며 이들 소음은 작은 수준이라 해도 일정 수준 이상이면 구분되어 느낄 수 있기 때문에 차량의 승차감을 크게 훼손시킬 수 있다⁽²⁾⁻⁽³⁾. 이들 소음을 개선하고자 하는 방안들이 터보차저 성능과 배치되는 경우가 있어 터보차저 성능과 소음을 최적

† 교신저자: 정회원, (주)계양정밀
 E-mail : hi_park@keyyang.co.kr
 Tel : 054-420-3811, Fax : 054-420-3802
 * (주)계양정밀

화하기 위하여 많은 노력을 기울이고 있다⁽¹⁾⁻⁽⁵⁾. 터보차저 소음은 기계적 진동에 의한 것과 유동에 의한 것으로 크게 분류할 수 있는데, 본 논문에서의 관찰 대상 소음은 유동 소음의 하나로서 터보차저 회전수와 컴프레서 날개수의 곱에 해당하는 주파수 성분을 갖는 컴프레서 BPF(Blade Passing Frequency) 소음이다. 컴프레서 휠의 날개는 주날개와 보조날개(Splitter)로 구성되는데, 주날개는 주로 4~7 개로 구성되며 보조 날개는 주날개보다 크기가 작으며 주날개 사이에 위치한다. 컴프레서 BPF 소음은 주파수가 매우 높으며, 이 주파수 영역에서는 다른 주파수 성분이 거의 없어 신호 분석 또는 관능 평가에서 쉽게 구분된다. 이 소음을 개선하기 위해서는 근본적으로 컴프레서 날개의 개수 또는 형상을 변경하여야 하나, 이는 터보차저의 성능 변화를 수반하는 바, 엔진 개발 도중에 이들을 변경하는 것이 어렵기 때문에 차선책으로 컴프레서 하우징 또는 출구 파이프의 강성 또는 차음력을 증대시켜 소음을 개선하는 경우가 있다. 본 논문에서는 1.6~1.8kHz의 터보차저 소음 저감에 효과가 있었던 날개 부근에 원주홈(Groove)을 고주파 광대역 소음인 컴프레서 BPF 소음 저감에 적용하였다⁽⁷⁾. 이 원주홈은 동등의 컴프레서 성능을 유지하면서 광대역 주파수 소음에도 효과가 있음을 확인하였다. 최적의 원주홈 형상은 시험을 통하여 결정하였다.

2. 컴프레서 BPF 소음

2.1 소음 특성

본 연구 대상 소음은 터보차저 회전수(*rpm*)와 컴프레서 주날개 수(N_b)의 곱에 해당하는 주파수 성분(BPF)을 갖는 컴프레서 BPF 소음이다.

$$BPF = \frac{N_b \times rpm}{60}$$

보조날개에 의한 소음의 크기가 상대적으로 낮거나 구분되지 않는 것으로 보아 주날개의 입구측에서 BPF 소음 발생을 결정되는 것으로 보인다. BPF 소음이 없는 경우는 없으며, 보통의 경우 소음 수준이 다른 것 대비 낮기 때문에 차량 실내에서 문제가 되지 않는 경우가 많

다. BPF 소음은 다른 소음과 뚜렷이 구분되는 고주파 영역에 있기 때문에 일정 수준 이상의 소음 수준을 갖게 되면 쉽게 감지된다. Fig.1은 터보차저 단체 소음 특성을 보여주고 있으며, 컴프레서 BPF 소음 성분이 주변의 다른 소음과 구분되어 중앙에 뚜렷하게 나타나고 있다.

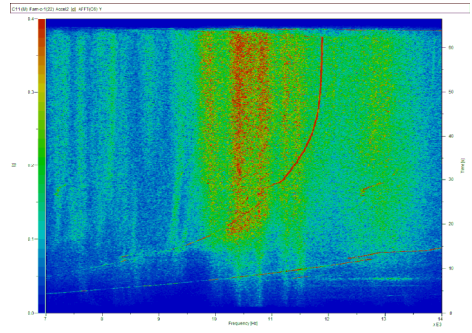


Fig 1. Characteristics of compressor BPF noise

2.1 가스벤치 및 BPF 소음맵

터보차저 단체에서의 소음 특성을 파악하기 위하여 터보차저 시험 전용 설비인 가스벤치에서 컴프레서 성능 인자와 터보차저 소음을 별도의 측정 장비로 동시에 측정하였다. 가스벤치는 엔진의 배기가스의 역할을 하도록 LNG와 압축 공기를 혼합 연소시켜 터빈으로 공급함으로써 터보차저를 원하는 조건으로 구동이 가능하며, 컴프레서에서 압축된 공기는 컴프레서 출구에 설치된 밸브를 제어하여 부스트 압력(Boost Pressure)을 조절하는 구조로 되어있다. Fig.2는 터보차저 가스벤치의 개략도이다.

BPF 소음이 터보차저의 어떤 운전영역에서 높게 나타나는지 분석하기 위하여 Fig.3과 같이 컴프레서 BPF 소음에 대한 노이즈 맵을 작성하였다^{(6),(8)}. BPF 소음은 전체적으로 회전수의 증가에 따라 크게 나타나는 경향을 보이고 있다. 중간의 구분선은 소음의 높은 영역을 구분하는 선으로 구분선의 위 부분이 상대적으로 높은 소음 수준을 표시한다. 한편, 차량 정지 조건에서는 BPF 소음이 감지되지 않았는데, 이는 운전 조건이 우측 하단 영역, 즉 BPF 소음이 낮은 영역에서 운전되었기 때문이다.

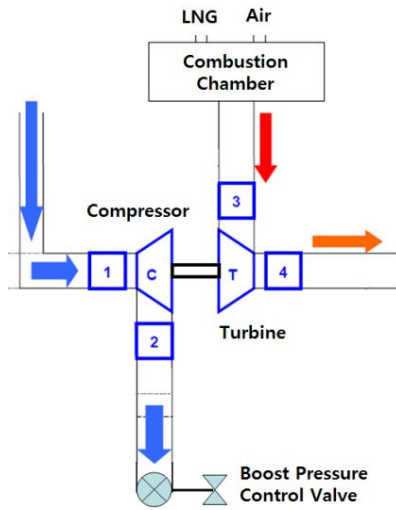


Fig.2 Configuration of a turbocharger gasbench

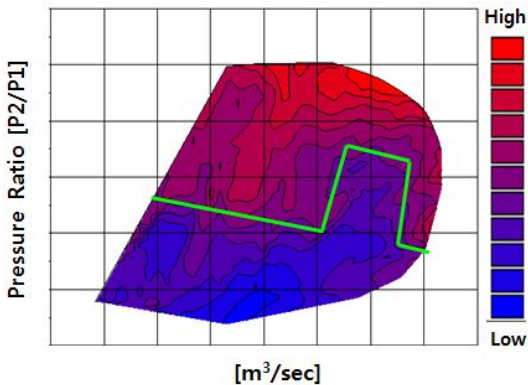


Fig.3 Noise map of compressor BPF noise

3. BPF 소음 개선

3.1 컴프레서 하우징 흡차음 적용

컴프레서 BPF 소음 발생 위치가 컴프레서 하우징 내부이기 때문에 컴프레서 하우징을 통하여 방사되는 소음을 최대한 억제하는 방안의 유효성을 확인하기 위하여 컴프레서 하우징 외부에 흡음재를 씌웠다. 터보차저 회전수 160k rpm 에서 씨지(Surge)에서 쇼크(Choke) 영역으로의 이동 운전조건에서 터보차저 10cm 근접 소음을 측정하고 컴프레서 BPF 소음 성분만을 추출하여 비교한 결과는 Fig.4 와 같다.

전체적으로 소음이 뚜렷하게 감소되는 경향을 보이지 않은 바, 컴프레서 하우징 표면으로 방사되는 소음의 기여율이 높지 않음을 알 수 있다. 160k rpm 이외의 다른 회전수 영역에서도 소음 개선 효과가 뚜렷하게 나타나지 않아 컴프레서 하우징의 차폐를 이용한 방사 소음 개선은 기대하기 어려움을 확인하였다.

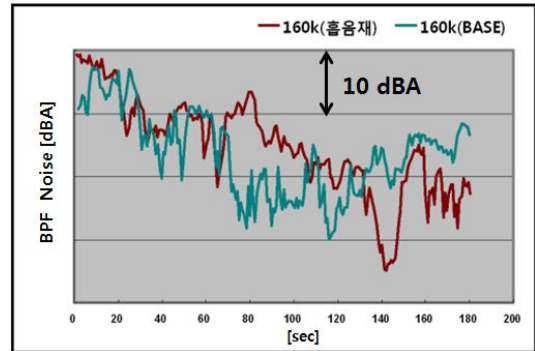


Fig.4. BPF noise comparison for the application of noise-absorption material to a compressor housing

3.2 컴프레서 하우징 원주흡 적용

컴프레서 입구측에서 발생한 특이 유동 소음에 대한 개선 방안으로 원주흡을 적용한 사례가 있다⁽⁷⁾. 이 때의 대상 소음 특성은 다음과 같았다.

- 엔진 및 터보차저 회전수와 선형적 비례 관계가 없다.
- 문제의 소음 성분은 1.6kHz-1.8kHz 이다.
- 일정 회전수 이상의 영역에서 일정 유량 및 압축비 조건에서 뚜렷하게 발생한다.
- 일정 이상의 터보차저 회전수 영역에서 회전수의 증가에 따라 발생 영역이 증가하고 소음 수준도 크게 증가한다.

컴프레서 BPF 소음은 위의 소음과는 다른 특성을 가지고 있으나, 컴프레서 입구의 유동에서 발생하는 특성은 같은 바, 시험적으로 원주흡을 적용하여 광대역 소음인 컴프레서 BPF 소음 저감을 시도하였다. 원주흡의 형상은 Fig.5 에 표시되어 있다.

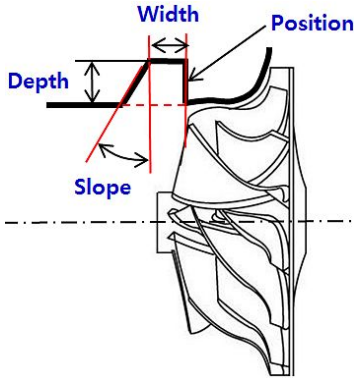


Fig.5 Compressor housing groove

원주홈의 형상은 폭, 깊이, 각도에 의하여 결정되며, 원주홈의 위치는 컴프레서 날개의 입구측 끝단을 기준으로 설정하였다.

원주홈의 형상과 위치 변경 샘플을 Table 1와 같이 제작하였다. Position 은 컴프레서 날개의 입구측 끝단을 기준으로 입구측으로 이동하면 (+)이고, 날개 안쪽으로 이동하여 날개와 겹치게 되면 (-)로 표시하였다.

Table 1. Test Samples

Samples	Width [mm]	Depth [mm]	Slope [deg]	Position [mm]
BASE	0	0	0	0
TC#1	3	5	45	0
TC#2	↑	↑	45	0
TC#3	↑	↑	↑	-1.5
TC#4	9	↑	↑	+1.5
TC#5	3	3	↑	0
TC#6	↑	7	30	0
TC#7	2	↑	↑	0
TC#8	3	↑	↑	0

소음 시험을 위한 터보차저 운전 조건은 다음과 같다.

- 터보차저 회전수
최소 회전수에서 최대 회전수 범위까지 미리 정해놓은 경로로 90 초간 일정하게 증가시킨다.

- 유량 조건
써지 영역, 중간 부분 및 쇼크 영역의 3부분으로 구분하였다. 운전 영역은 Fig,6 과 같다.

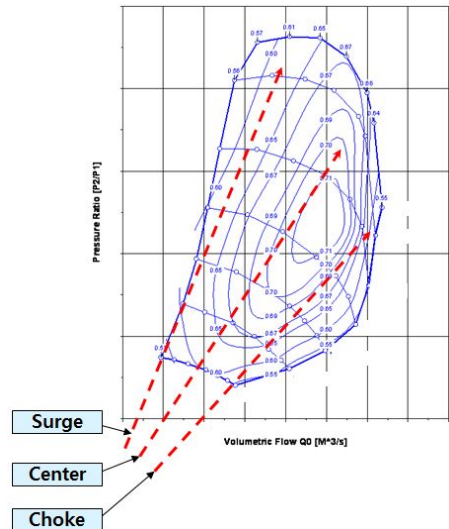
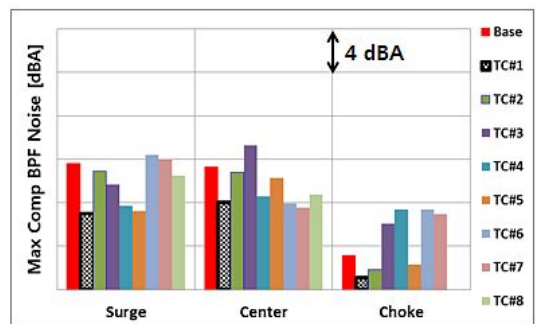
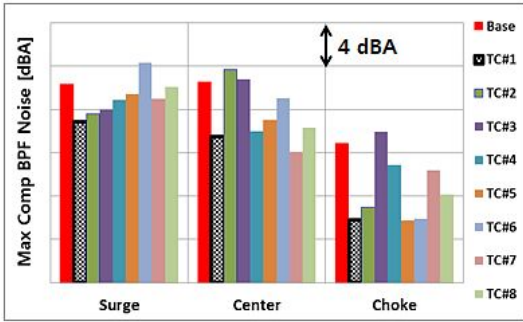


Fig.6 Turbocharger operation paths for noise tests

소음 측정 위치는 컴프레서 하우징과 컴프레서 출구 파이프에서 각각 10cm 근접음을 측정하여 비교하였다. 소음 샘플들에 대한 각 소음 측정 위치에서의 각 운전 조건에 따른 최대 BPF 소음 수준은 Fig.7 과 같이 비교된다.



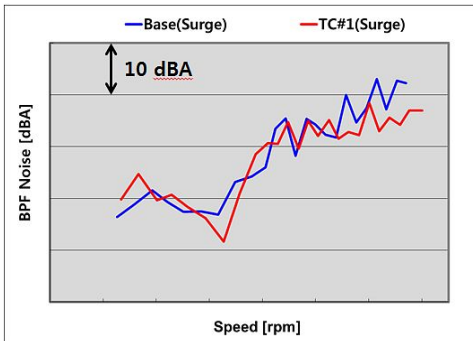
(a) Noises at compressor housing



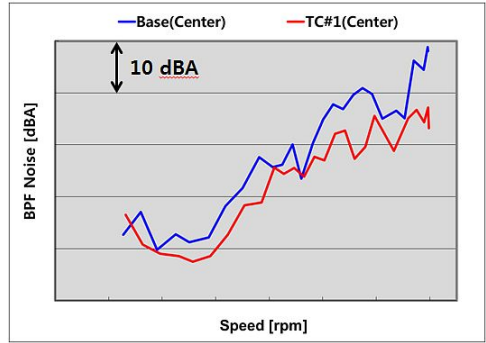
(b) Noises at compressor outlet pipe

Fig.7 Max BPF noise comparisons for 3 test conditions

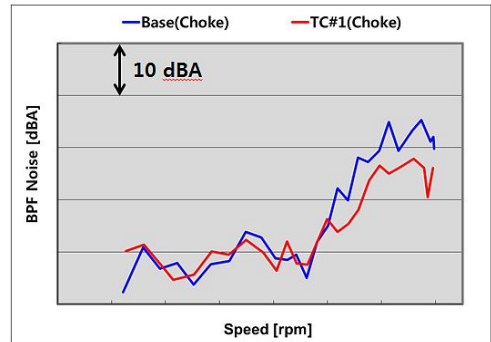
컴프레서 하우징에서 방사되는 BPF 소음 대비 컴프레서 출구 파이프에서 방사되는 소음이 대체로 10dBA 만큼 높은 수준으로 나타났다. 또한 노이즈 맵에서도 나타났듯이 초크 영역 보다는 중간 부분 또는 써지 부분의 소음이 높게 나타남을 알 수 있다. Base 대비 컴프레서 출구측에서의 소음 수준이 낮은 샘플은 TC#1로서 3 가지 운전 조건에서 모두 낮은 소음 수준을 보이는 것으로 나타났다. 써지 영역과 중간 영역에서는 4-6dBA 만큼 저감되었으며, 초크 부분에서는 약 9 dBA 만큼 저감되는 것으로 나타났다. 터보차저 회전수별 상세 소음 수준은 Fig.8 에 비교되었다. BPF 소음 수준이 높은 영역인 회전수가 높은 영역에서 모두 소음 개선이 나타났으며, 차량 운전에서 사용 빈도가 높은 부분 부하 영역인 터보차저 중앙 운전 부분에서는 전 회전수 영역에서 BPF 소음 개선 효과가 나타나고 있다.



(a) Compressor outlet noise at surge



(b) Compressor outlet noise at center



(c) Compressor outlet noise at choke

Fig.8 BPF noise comparisons

원주흡이 날개와 인접한 위치에 있어 날개로 유입되는 유동에 영향을 주기 때문에 원주흡의 형상에 따라 터보차저 컴프레서 성능이 변하는 경우가 있어 성능 수준을 비교한 결과, TC#1은 Base와 동등의 컴프레서 성능 수준을 유지하는 것으로 Fig.9에 비교되고 있다.

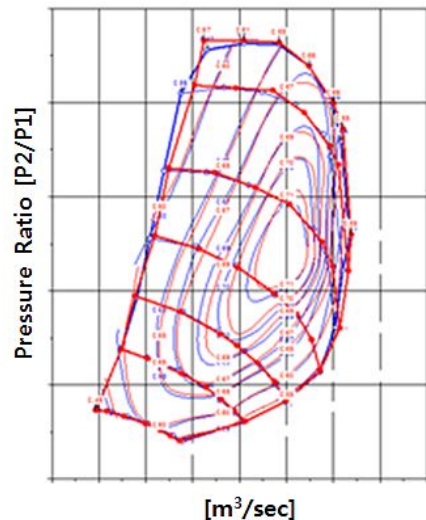


Fig.9 Compressor performance maps of Base and TC#1

4. 결론

2 리터급 디젤엔진의 터보차저에서 발생한 컴프레서 BPF 소음 저감을 위한 컴프레서 흡차음 방안과 컴프레서 입구측 원주흡의 적용에 따른 소음 저감효과는 다음과 같이 정리된다.

- 컴프레서 BPF 소음의 주요 방사 부위는 컴프레서 하우징 출구측 파이프 부분인 것으로 나타났으며, 컴프레서 하우징 차폐를 이용한 소음 저감 방안은 효과적이지 못함을 확인하였다.
- 1.6-1.8kHz 소음 저감 방안인 컴프레서 휠 입구측 끝단의 원주흡은 광대역 주파수 특성인 컴프레서 BPF 소음 저감에도 효과가 있음을 확인하였다. 흡의 위치는 날개 입구 끝단면과 흡의 면이 일치하는 것이 유리하고, 소음 저감을 위한 최적의 형상이 있는 것으로 확인되었다. 시험 샘플 중 최적의 소음 저감을 나타내는 샘플은 BPF 소음 문제가 많이 유발될 운전영역, 즉 중속 이상의 운전 영역과 부분 부하 운전 영역에서 5-10dBA 만큼의 BPF 소음 저감을 나타내었다. 또한, 컴프레서 하우징의 형상 변경에 따른 컴프레서 성능은 Base 대비 동등 수준으로 나타난 바, 차량 동력 성능에는 영향을 미치지 않을 것으로 예상된다.

참 고 문 헌

(1) Arnold, S., 2004, "Turbocharger Technologies to meet Critical Performance Demands of Ultra-Low Emissions Diesel Engine," SAE Technical Paper 2004-01-1359.

(2) Eric P. Trochon, 2001, "A new type of silence for turbocharger noise control", SAE 2001-01-1436.

(3) J.A. Calvo, V. Diaz and J.L. San Roman, 2006, "Controlling the turbocharger whistling noise in diesel engines", Int. J. Vehicle Noise and Vibration, Vol.2, No.1, pp.17-28

(4) Kim, B. H., Hong, S. S., and Song, J. E., 2006, " A Study on Turbocharger Noise for Passenger Powertrains," Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 1707-1712.

(5) Trochon, E. P., 2001, " A New Type of Silencers for Turbocharger Noise Control," SAE Technical Paper, Vol. 19, No. 2, pp. 11-18.

(6) Lee, H. I., 2010, "Noise diagram of an automotive turbocharger and its applications" Transactions of the KSNVE, Vol 20, No. 5, pp. 502-509

(7) Park, H.I., Hong, S.Y., Kang, S.Y., Kim, J.G., May 2011, " Reduction of an intake flow noise induced in a vehicle turbocharger" , Proceedings of the KSAE Conference & Exposition, pp.90-97

(8) Park,H.I., Kim,H.J., Kang, S.Y., Eom, S.B., Nov. 2010, "Investigation on engine operation area based on turbocharger noise map", Proceedings of the KSAE Conference & Exposition, pp.462-467