

대형 디젤엔진의 소음 개선에 대한 기초 연구

Basic Study on the Performance Improvement of HD Diesel Engine

김규철*, 이삼구*, 주봉철**, 노병준***
Kyu Chul Kim, Sam Goo Lee, Bong Chul Joo, Byung Joon Rho

ABSTRACT

The evaluation of the noise for the an existing engine was carried out to improve the current noise level. The applied techniques were 1 m air-borne noise, combustion noise analysis, torsional vibration analysis at the front pulley and sound pressure intensity. In addition, the evaluation of the possibility to the noise reduction by means of wrapping the parts was performed to propose the detailed information in engine design.

In view of the obtained results, the following countermeasures were recommended to reduce the current noise level through the above methods.

Furthermore, in order to assess the influence of combustion noise on the overall engine noise, the noise test was also performed by the change of intake air temperature up to 50°C in steps of 10°C. Finally, the fixed design specifications to reduce the engine noise will be decided in consideration of the test data for proto type engine.

주요기술용어 : 1 m Air-borne noise(1 m 방사 소음), Combustion noise(연소 소음), Torsional vibration(비틀림 진동), Sound pressure intensity(음압강도), Intake system(흡기계), MPM(적층시트메탈, Metal-Plastic-Metal), Block skirt(블록스커트)

1. 서론

현재 개발 중에 있는 엔진의 성능은 고마력화 및 고토오크화 되어가고 있는 추세이며, 배출가스의 경우 시장에서는 극저의 배출가스 차량을 요구하고 있는 실정이다. 세

계 각국, 특히 유럽의 경우 디젤 차량의 배기가스중 질소산화물(NOx) 및 입자상물질(PM : Particulate Matter)을 극히 낮은 값으로 규제하고 있는 실정이다. 이러한 추세에 적극 대응하기 위해서는 엔진의 고마력화, 고토오크화 및 연료분사펌프의 고압화 및 전자화가 대응 가능한 방법이라고 할 수 있다. 그러나, 이 경우에 수반되는 문제가 소음이다. 일반적으로 엔진에서 방사되는 소음은 크게 흡/배기계 소음, 엔진 외표면에서

* 회원, 전북대학교 대학원, 정밀기계과

** 회원, 전북대학교 기계공학부

*** 회원, 전북대학교 기계공학부,
자동차신기술연구소

방사되는 소음, 엔진에 연결된 구동계 부품에서 방사되는 소음 및 보기류 부품에서 방사되는 소음으로 나눌 수 있다.^{1,2)} 엔진 및 차량 상태에서 방사되는 소음을 저감시키기 위해서는 차량구조를 저소음형의 동력계(power train)로 구성하는 것이 필수조건이라 할 수 있다. Thien은 일반적인 sheet metal로 엔진을 싸는 경우, 전체 엔진소음을 16dBA 저감할 수 있고, 소음재 벽에 damping 재료를 사용하면 추가로 2dBA를 저감할 수 있다고 하였다.³⁾ 또한, Brandle 등은 기본 엔진의 소음 대비 1)연소계 최적화 : 1.6dBA 2) 1)+엔진 전면커버, 폴리 shield, 진동 분리커버 : 3.1dBA 3) 2)+크랭크케이스 및 오일팬 FE 최적화 : 5.2dBA를 저감할 수 있다고 하였다[4]. 그러나, 이러한 방법은 엔진단체의 성능 및 차량상태에서의 성능 특히, 냉각성능에 중대한 문제를 일으킬 수 있을 뿐만 아니라, 추가적인 부품 사용으로 인해 가격 상승 및 부가적으로 설치 공간이 요구되기 때문에 이에 대한 충분한 검토가 요구되고 있는 실정이다.^{5,6,7,8)} 반면, 설계적인 측면에서 보면 엔진의 신규 설계시 엔진 부품에 저소음 개념을 적용하여 추후에 발생하는 소음저감 비용을 초기부터 억제하는 것이 바람직하다고 할 수 있다. 즉, 오일팬의 적층시트메탈재 적용, 기어구동계의 배치 최적화(엔진 전단 또는 후단 배치), 기어제작 등급 상향화, 실린더블록의 좌/우 대칭 구조 설계 및 리브(rib) 보강 설계 등과 같은 신개념 설계 기술이다.⁵⁾ 또한, Tyrrell 등은 최적의 엔진설계로 소음을 저감시킬 수 있는 FEA를 수행한 바 있다.⁹⁾

그렇지만 현재까지 기존의 엔진 소음을 보다 분석적으로 해석하여 근본적인 원인 및 대책을 제시하려는 노력이 미흡했다고 볼 수 있다.

따라서 본 연구에서는 1 m 방사소음, 연소소음 해석, 크랭크축 전단부의 비틀림 진동 해석을 통해 시장에 출시되고 있는 V형 대형 디젤엔진의 소음 수준을 분석한 후 소음 저감을 실현하기 위한 대책을 제시하여 3.6dBA의 소음을 저감하였으며, 여기서 얻어진 자료를 근거로 소음에 크게 기여하는 부품을 선정하여 최종 양산 부품 사

양의 결정에 도움을 주고자 하였다.

2. 본 론

2.1 실험 엔진 제원 및 실험방법

본 실험에 사용된 엔진은 17ℓ 급의 직접분사식 대형디젤엔진으로 엔진의 상세 제원은 Table 1과 같다.

Table 1 Specifications of heavy duty diesel engine

	Specifications
Type	V8 NA-DI Diesel engine
Bore x Stroke	137 x 142mm
Displacement	11.75 litre
Rated power	240kW/2200rpm
Max. torque	1085Nm/1400rpm
Idle rpm	600rpm

소음수준을 평가하기 위해 상기 제원의 엔진을 무향실(anechoic chamber)에 장착하여 소음실험을 수행했다. 먼저 1m 방사소음을 평가하기 위해 Fig. 1에 나타낸 위치, 즉 1) 엔진 상부 2) 엔진 전면 3) 엔진 좌측 4) 엔진 우측 5) 엔진 하부에 각각 1개씩의 마이크로폰을 사용하여 소음을 측정했다. 이때 측정된 데이터는 다음 식(1)을 사

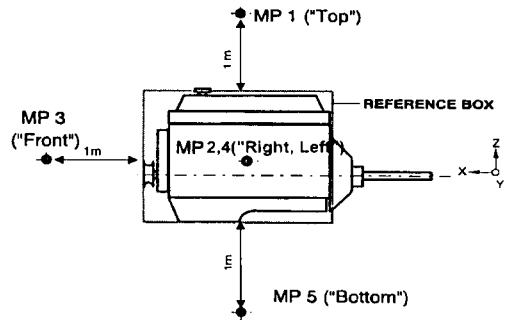


Fig. 1 Schematic of microphone arrangement for 1m airborne noise

용하여 평균을 구했다.

$$L_{1m}^{avg} = 10 \cdot \log \left(\frac{1}{5} \cdot \sum_{i=1}^5 10^{\frac{L_i}{10}} \right) \quad (1)$$

여기서, L_i (dB, dBA)는 마이크로폰 위치 MP_i 에서의 소음수준이고, L_{1m}^{avg} (dB, dBA)는 5개의 마이크로폰 위치에서 측정된 소음을 평균한 소음수준이며 이들의 단위인 데시벨(dB 또는 dBA)은 다음과 같이 정의된다.

$$\text{데시벨} = 10 \log \left(\frac{A}{A_0} \right), \text{ dB re } A_0 \quad (2)$$

여기서, A_0 는 기준량, A 는 상대량이다.

측정된 data의 분석은 B & K 2639 pre-amplifier, B & K 2811 multiplexer, B & K 2131 1/3 octave analyzer의 계측장비와 computer 및 computer 주변기기를 사용하여 이루어졌으며, 실린더내의 압력은 AVL 8QP500의 quartz pressure transducer를 사용하여 측정하였다. 이때 사용된 계측 장비는 B & K 2131 1/3 octave analyzer, AVL 3056 charge amplifier였으며 계측 장비를 통해 얻은 data는 HP 9826A computer 및 주변기기를 이용하여 처리하였다. 또, 실린더 내의 압력은 엔진의 왼쪽 bank(V형 엔진이기 때문에 실린더가 배치되는 열이 좌/우 각각 1개씩이며 하나의 열에 4개의 실린더가 배치되었다)의 앞쪽에서 첫 번째 실린더 즉, 실린더 no. 1에서 측정하였다.

연소소음은 실린더압력의 1/3 옥타브 주파수 분석으로부터 계산되었다. 이 연소 소음 수준을 계산하기 위한 기본 절차를 Fig. 2에 나타낸다.

엔진 표면 및 부품으로부터 방사된 음압을 측정하기 위해 엔진의 표면을 총 45개의 측정면으로 나누었으며, 각 측정면에서 얻어진 음압강도에 측정면의 크기를 곱하여 각각의 측정면에서 방사된 음압을 계산하였다. 또, 모든 측정면의 음압기여도의 합을 구해 총 음압을 계산했다. 얻어진 결과를 쉽게 평가하기 위해 표면적수를 10개로 줄였으며, 이들의 면적을 subareas라고 하여 한 개 또는 그 이상의 측정면으로 구성하였다. 예를 들어 Fig. 3에서 넓은 막대 그래프는 subareas를 나타내고 subareas내의 좁은 막대 그래프는 측정면을 나타낸다. 측정면의 음압강도

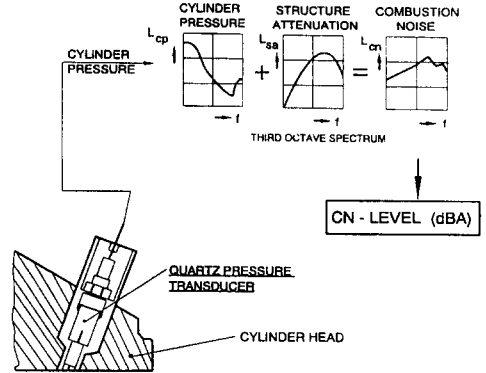


Fig. 2 Determination of combustion noise level

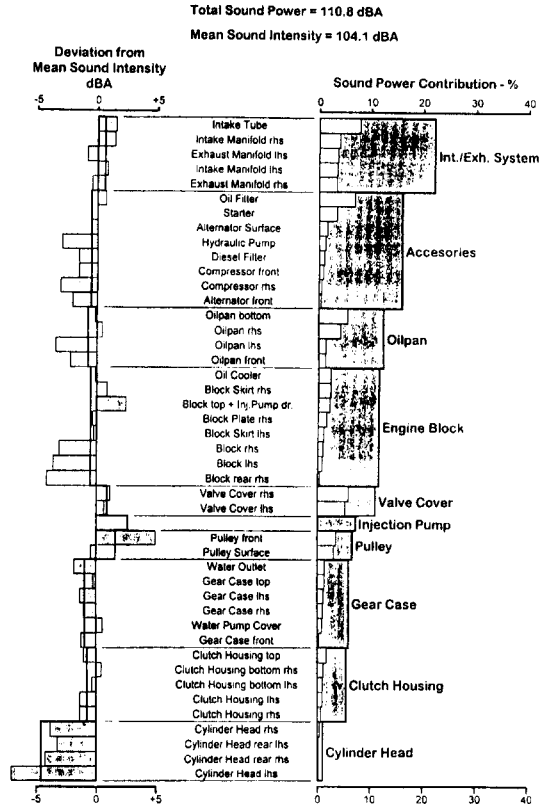


Fig. 3 Sound power contribution at 2200rpm, 50% load

계산시 주위 부품의 영향을 배제하기 위해 중요한 측정면의 분석을 할 때는 주위 부품을 소

음차단 물질로 싸 놓았다. 또한 크랭크축 풀리에서의 비틀림진동 분석을 위한 장비는 크랭크 각 엔코더(encoder) AVL 364 및 인디스콕프(indiscope) 분석기 AVL 647로 구성하였다.

본 연구에 사용된 dB 또는 dBA 수준은 RMS 값에 기초하여 다음의 값을 사용하였다.

음압(sound pressure): $P_o = 2 \cdot 10^{-5} N/m^2$

진동가속도(vibration velocity) : $V_o = 5 \cdot 10^{-8} m/s$

음압강도(sound intensity) : $I_o = 10^{-12} W/m^2$

음압(sound power) : $P_o = 10^{-12} W$

실린더압(cylinder pressure) : $P_o = 2 \cdot 10^{-5} N/m^2$

3. 실험결과 분석 및 고찰

3.1 1 m airborne noise 평가

Fig. 4는 여러 가지 하중 조건에서의 엔진회전수에 따른 소음수준을 나타낸 것이다. 그림으로부터 알 수 있듯이 소음수준은 두드러지게 눈에 띄는 peak가 없으며 보다 완만한 특성을 보이고 있다. 상부(top side)의 경우 엔진회전수에 따라 가장 높은 소음수준은 부분부하(전부하의 50% 및 75%)로부터 야기되며, 또한 엔진의 가장 시끄러운 측은 V형 엔진의 전형인 상부측인 것을 그림으로부터 쉽게 알 수 있다. 반면, 가장 낮은 소음 수준은 하부에서 일어났으며, 우측, 전면 및 좌측은 비슷한 수준을 보였다.

Fig. 5는 1200rpm에서 엔진 부하에 따른 엔진 소음의 1/3 spectra를 나타낸 것으로 1.6kHz에서의 peak에 의해 지배되고 있다. 이것은 기본적으로 모든 엔진의 spectra 분석시 존재하는 값이지만 가장 높은 기여는 엔진의 상부 및 좌측에서 이루어진다. 전체 엔진 회전수에 대한 결과를 고려한다면, 다른 중요한 1/3 옥타브 대역(band)은 전면에서 0.63 및 2kHz 였다.

전부하(100% 부하)에서의 평균 엔진소음은 92.5dBA(Fig. 5)였으며, 공회전(600rpm)에서의 평균 엔진소음은 81.2dBA로 평가되었는데 이는 통상적인 공회전 소음 80 ~ 85 dBA보다 상대적

으로 낮게 평가되었다.

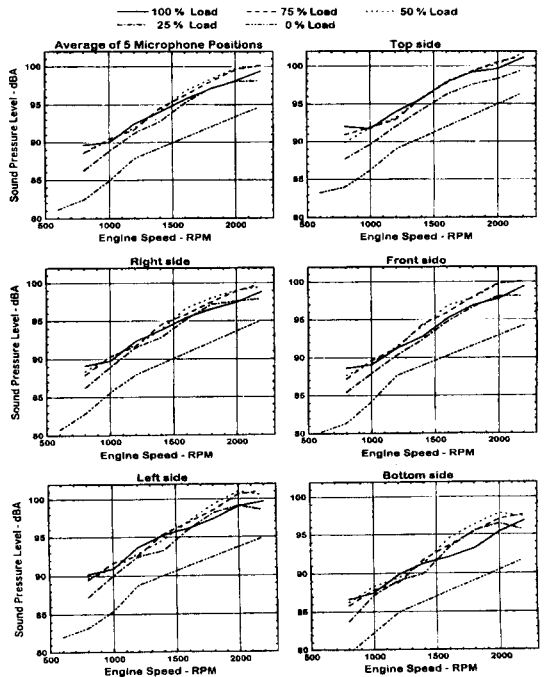


Fig. 4 1 m airborne noise with engine speed

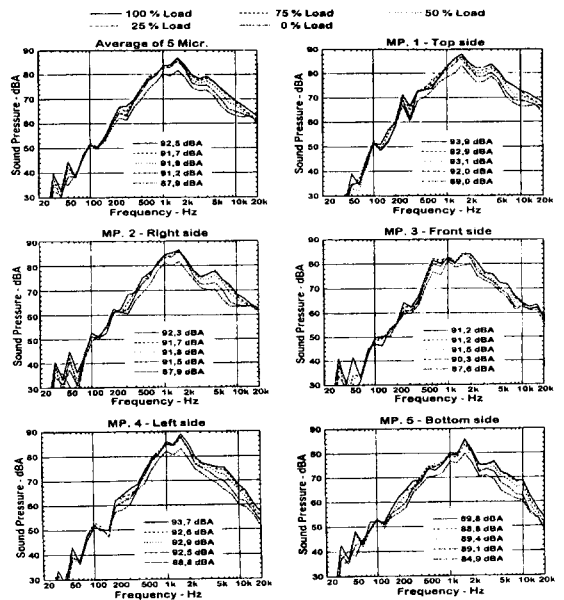


Fig. 5 1 m airborne noise at 1200rpm

3.2 실린더내의 압력 평가

디젤엔진의 소음(noise)은 대부분 연소에 기인된 폭발력(combustion force)이 가진되어 진동을 발생시킨다. 따라서, 폭발력에 의한 연소소음(combustion noise)을 평가하고 분석하는 일은 매우 중요하다고 사료된다.⁸⁾

실린더압력 분석결과를 Fig. 6에 나타냈다. 연소소음 가진(combustion noise excitation)은 평균수준으로 사료되며, 정격속도(2200rpm) 및 정격출력(240kW/2200rpm)에서 연소소음 수준

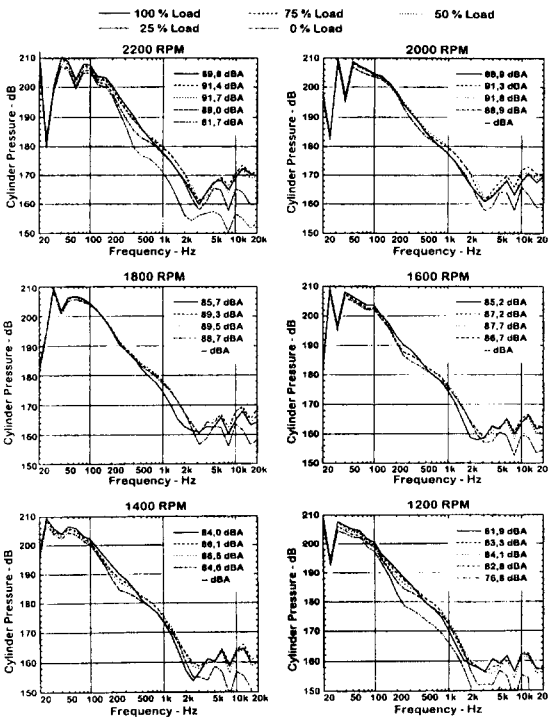


Fig. 6 Cylinder pressure in cylinder no. 1

은 89.8dBa 였는데 이는 일반적인 값으로 평가되지만, 더욱더 낮은 연소소음 수준으로의 소음 개발 연구는 타당성이 있는 것으로 사료된다.

3.3 음압 기여도 평가

엔진의 소음방사 유형에 대한 보다 자세한 정보를 얻기 위해 정격속도(전부하 및 50% 부하)

및 1200rpm(전부하)에서 음압강도 분석(sound intensity analysis)이 이루어졌다. 분석은 엔진으로부터 방사되는 전체의 음압에 대한 각각의 표면부의 음압 기여도에 의해서 이루어졌으며, 3가지 운전 조건(전부하/2200rpm, 50% 부하/2200rpm, 전부하/1200rpm)에 대한 subareas의 음압기여도의 평균은 1)흡기/배기계 : 21.5% 2)보기류부품 : 16.8% 3)엔진블록 : 1.4% 4)오일팬 : 11.2% 5)밸브커버 : 10.9% 6) 기타 부품 : 10% 이하로 평가되었다.

Fig. 3의 막대 그래프에서 알 수 있듯이 가장 많은 기여를 하고 있는 흡기/배기계로부터의 소음은 흡기계 다기관과 연결튜브 소음에 의해서 지배되고, 보기류 소음에 대한 가장 우세한 소음원은 오일필터였으며, 오일팬에서는 오일팬 오른쪽 및 밑면이 가장 큰 기여를 하고 있는 것으로 사료된다.

Fig. 4의 왼쪽 막대 그래프에서 큰 소음 방사 강도가 측정된 면(평균강도에서 (+)편차)은 폴리전면(前面), 흡기다기관(좌측 및 우측), 흡기튜브, 밸브커버(좌측 및 우측), 기어케이스(상부 및 전면), 분사펌프, 냉각수 펌프 커버, 엔진 블록 상부 및 분사펌프 구동부이다. 흡기/배기계는 특히, 주파수 범위 800~1200 및 1600Hz 근방에서 엔진의 총음압에 필연적인 기여를 하는 것으로 판명되었다(Fig. 7). 1600Hz 에서의 peak는 흡기튜브에서 야기되며, 800~1200Hz 사이의 peak는 주로 흡기다기관과 흡기튜브에서 야기되었다(Fig. 8).

Fig. 7에서는 총음압에 대한 보기류 소음의 가장 큰 기여도는 1600~1800Hz 범위에서 찾을 수 있는데, 이는 오일필터로부터 야기되는 것으로 사료된다. Fig. 7에서 알 수 있듯이 엔진블록으로부터의 소음은 어떠한 주파수에서도 뚜렷한 기여를 찾을 수 없다. 그렇지만, 상부에서는 높은 소음 방사를 일으키고 있다. 또, 밸브커버 소음은 700~1200Hz 범위에서 다소 큰 peaks를 포함하고 있는데, 이는 좌/우측의 밸브커버로부터 일어나고 있는 것으로 사료된다.

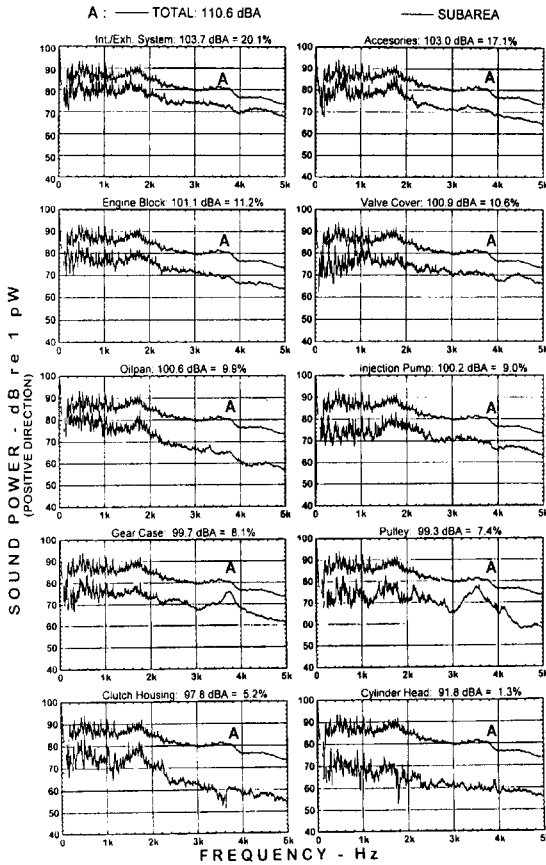


Fig. 7 Sound pressure contribution at 2200rpm, 100% load

Fig. 7의 음압기여도 그림으로부터 1) 오일팬에서 1600과 1800Hz 사이의 peak는 오일팬 하부에서 야기된다. 2) 기어케이스에서 3600과 3800Hz 사이의 peak는 냉각수펌프 커버에서 야기된다. 3) 크랭크축 풀리에서 1400과 1800Hz 사이의 peak는 전체 풀리에서 야기되며 2100과 3500Hz 근방의 peak는 풀리 전면부(前面部)에서 야기된다.(Fig. 8)

음압 강도의 종합적인 분석 결과, 엔진의 상부 및 좌측에서 1 m 소음 수준을 지배하고 있는 1.6kHz peak는 주로 흡기계 및 오일필터 영역으로부터 일어나고 있으며 더욱이 이러한 소음에 기여하는 주요한 부품들은 흡기관, 엔진블록의 상부측 크랭크 샤프트 풀리, 연료분사펌프, 기어

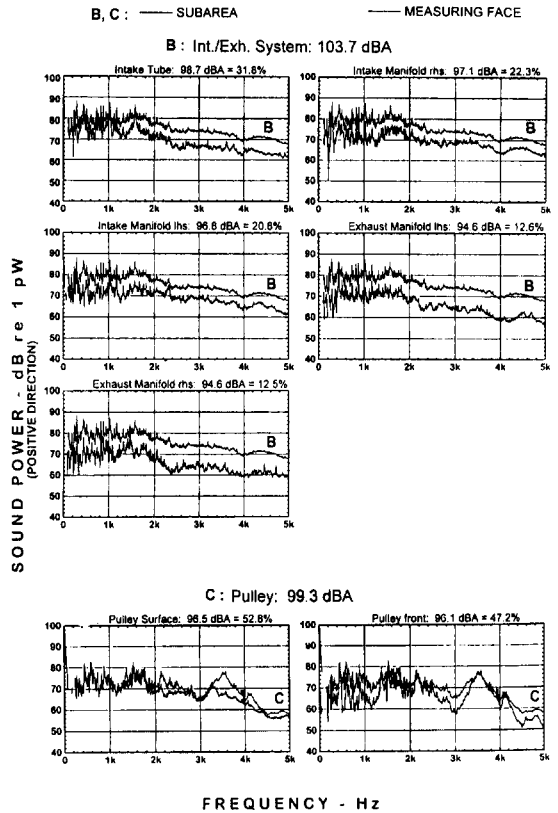


Fig. 8 Sound pressure level of intake/exhaust system and pulley at 2200rpm, 100% load

케이스 및 오일팬이다. Fig. 8은 흡기계 및 배기계와 크랭크 샤프트 풀리에서의 소음을 보다 면밀히 분석하기 위해 이들 시스템의 각각의 부품에 대해서 음압강도 실험을 하여 나타낸 그림이다. 그림으로부터 흡기 튜브가 음압에 가장 큰 기여를 하고 있다는 것을 쉽게 알 수 있으며 (31.8%), 풀리의 경우 풀리 표면에서 52.8%로 가장 큰 기여를 하고 있음을 알 수 있다. 또한, 풀리 앞쪽의 경우, 3500Hz 근방에서 peak가 일어나고 있음을 알 수 있다.

3.4 크랭크축 풀리에서의 비틀림진동

크랭크축 풀리에서의 비틀림 진동 실험의 결과를 Fig. 9에 나타냈다. 그림에서 알 수 있듯

이 약간의 미소한 peak가 있지만 이러한 peak는 흔히 일컬어지는 임계진폭 (critical amplitude) 0.2CRA 이하로 되고 있기 때문에 진동상의 문제는 없는 것으로 판단된다. 이 임계진폭은 엔진의 크랭크샤프트 설계시 기준 데이터로

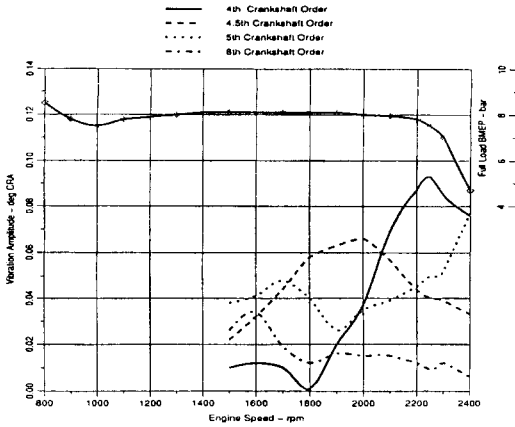


Fig. 9 Torsional vibration at crankshaft front end

써 이용되고 있다.

3.5 흡입공기의 온도 변경 시험

전체 엔진 소음에 대한 연소소음의 영향을 평가하기 위해 흡입공기의 온도를 10°C 단위로 50°C까지 올라가면서 실험을 수행하였으며 이들 결과를 Fig. 10에 나타낸다. 그림으로부터 알 수 있듯이 전체 엔진 소음 및 실린더 압력(또는 연소소음)의 변화는 전체 엔진 소음의 1.6kHz peak를 포함하여 넓은 주파수대에서 일치하고 있음이 분명하다. 따라서, 연소소음을 낮춤으로써 소음저감이 가능하다고 결론지을 수 있다.

3.6 실험적인 방법에 의한 소음저감 실험

이상의 소음실험으로부터 소음기여에 가장 우세한 부품을 확인할 수 있기 때문에 향후의 엔진 부품 설계시 소음저감에 대한 상세한 정보를

얻기 위해 baseline 엔진을 기본으로 하여 아래와 같은 순서에 의해 noise 실험을 수행하였다.

- (1) 납으로 연료분사펌프를 쓴다.
- (2) 1) + 흡기튜브를 납으로 쓴다.
- (3) 2) + 흡기관을 납으로 쓴다.
- (4) 3) + 밸브커버를 납으로 쓴다.
- (5) 4) + 오일쿨러를 납으로 쓴다.
- (6) 5) + 오일필터를 납으로 쓴다.
- (7) 6) + 크랭크축을 차음재로 쓴다.
- (8) 7) + 냉각펌프커버를 차음재로 쓴다.

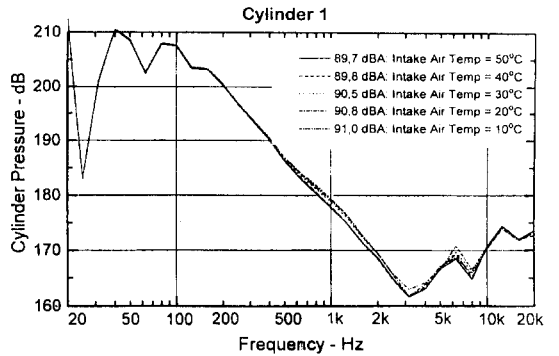
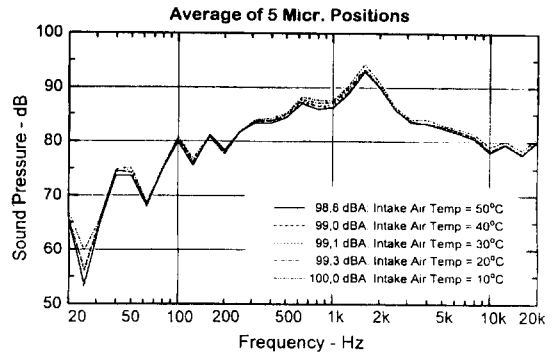


Fig. 10 The average of 1m airborne noise and cylinder pressure in cylinder no. 1

이와 같은 순서에 의해 실험한 1m airborne noise 실험결과를 Table 2에 나타낸다. Table 2에서 알 수 있듯이 (8)번째 단계를 제외한 모든 단계에서 적용한 소음저감 방법이 효과가 있기 때문에 (1) ~ (7) 항목에 고려되어진 방법은 추후의 엔진 부품설계에 대한 기초자료로서 충분한

가치가 있다고 사료된다.

Table 2 Test results of the above methods(unit:dBA)

소음원 처리 방법	마이크로폰 위치					
	평균	상부	우측	전면	좌측	하부
기 준 치	0	0	0	0	0	0
1). 연료분사펌프 차음처리	-0.4	-1.6	+0.3	+0.2	-0.2	+0.2
2). 1)+흡기튜브 차음처리	-0.2	-0.9	-0.1	+0.1	-0.2	+0.3
3).2)+흡기매니폴드 차음처리	-1.6	-5.5	-1.2	-1.0	-0.9	-0.9
4). 3)+밸브커버 차음처리	+0.1	-1.1	-0.3	+0.5	0	+0.4
5). 4)+오일쿨러 차음처리	-0.5	-0.3	-0.2	-0.1	-1.3	-0.5
6). 5)+오일필터 차음처리	-0.3	+0.4	+0.3	+0.1	-0.8	-1.5
7). 6)+크랭크샤프트 폴리 차음처리	-1.0	-0.3	-0.5	-2.6	-0.4	0
8). 7)+냉각수 펌프 하우징 차음처리	+0.2	+0.2	+0.2	+0.5	+0.1	0
전체 소음 차단 효과	-3.6	-9.1	-1.5	-2.5	-3.6	-2.0

4. 결 론

- 1) 흡기계의 진동을 절연시킴으로써 소음을 개선할 수 있다.
- 2) 적층 sheet metal(MPM재)로 만든 tappet 커버를 사용하여 소음을 개선할 수 있다.
- 3) 오일쿨러 및 오일 필터를 부분적으로 shielding하여 소음을 개선할 수 있다.
- 4) 크랭크샤프트 폴리의 앞쪽에 커버를 사용함으로써 소음을 개선할 수 있다.
- 5) water 펌프 및 오일팬에 MPM재를 사용하여 소음을 개선할 수 있다.
- 6) 기타, 연소소음의 저감 등의 방법을 적용하여 소음개선을 기대할 수 있다.
- 7) 엔진 블록에 rib를 보강하여 강성을 높임으로써 소음을 저감시킬 수 있기 때문에 향후 상기 1) ~ 7)항의 변경 내용을 설계사양에 반영하여 시제작 부품을 제작한후 소음실험을 행할 예정이며, 그 결과에 따라서 최종 양산 사양이 정해질 것이다. 실제로 1), 2), 5), 6), 7)의 방법은 엔진 개발시에 쉽게 적용할 수 있는 방법이나, 3), 4)

의 방법은 냉각성능 및 비용문제를 고려하여 적용여부를 판단해야 할 것으로 사료된다.

참 고 문 헌

- 1) G. E. Thien and H. A. Fachbach, "Design Concepts of Diesel Engines with Low Noise Emission", SAE 750838, 1975.
- 2) 안상호, 김주연, 김규철, "유한요소법에 의한 엔진 구조소음해석", 한국자동차 공학회 논문집, 제6권 제1호, pp.122~123, 1998.
- 3) G. E. Thien, "A Review of Basic Design Principles for Low-Noise Diesel Engines", SAE 790506, 1979.
- 4) F. K. Brandle, J. Affenzeller, and G. E. Thien, "Some Strategies to Meet Future Noise Regulations for Truck Engines", SAE 870950, 1987.
- 5) F. K. Brandle, J. Affenzeller, "Strategies for Engine Noise Reduction", Motor Sympo, Vysoke Tatry, CSSR, 24-26 April 1990.
- 6) T. Priede, D. Anderton, J. Dixon, E. C. Grover and N. Lalor, "Evaluation and Design Principles for Low Noise Lightweight Engines", I. Mech. E., 33/84, 1984.
- 7) M. F. Russell, "Diesel Engine Noise Control at Surface", SAE 820328, 1982.
- 8) J. Affenzeller and G. E. Thien, "Evaluating Engine Design for Low Noise using Dynamic Structural Modelling", SAE 820435, 1982.
- 9) R. J. Tyrrell and D. M. Croker, "Engine Noise : Practicalities and Prediction, Part 2 - Finite Element Analysis", SAE 870978, 1987.