

〈논문〉 SAE NO. 2000-03-0096

밸런스 샤프트 적용에 따른 4기통 디젤 엔진 블록의 방사소음 특성 개선 해석

The Analysis of NVH Characteristics of 4-Cylinderder Diesel Engine Block by Adapting Balancing Shaft

최 천*, 서명원**, 김영진***
Cheon Choi, Myungwon Suh, Youngjin Kim

ABSTRACT

The powertrain is an important factor for the interior and exterior noise behavior of the vehicle. Thus, the noise vibration and harshness(NVH) behavior of an engine is becoming a major target of the powertrain development. This paper describes the analyses with the aim to reduce the vibration and noise of an advanced inline 4-cylinder diesel engine block by use of CAE methods. The characteristics of an engine block as a main excitation source of car interior noise is studied. Particularly, The effect of balance shaft to reduce the 2nd order engine excitation force is calculated by forced vibration and radiated noise analysis. The engine exitation forces are obtained under real operating conditions. It is shown that the reduction of vibration and noise level by adapting blancing shaft is well predicted and rediated noise is directly related to the surface velocity of engine block.

주요기술용어 : Interior and Exterior Noise(차실내/외 소음), Exciting Force(가진력), Balance Shaft(밸런스 샤프트), 2nd Order Engine Exciting Force(2차 엔진 가진력), Forced Vibration(강제진동), Radiated Noise(방사소음), Surface Velocity(표면 속도), FRF(주파수 응답함수), Full Load(전개) 또는 WOP(Wide Open Timing), DRM(Data Recovery mesh)

Nomenclature

L, R : Length, mm

ψ, θ : Angle, Degree

Subscripts

p : Piston
b : Balance Shaft
i : Inetia Force

* 회원, 기아자동차 소하리연구소

** 회원, 성균관대학교 기계공학부

*** 회원, 성균관대학교 기계공학부

1. 서 론

차체진동과 차실내 소음의 주된 원인이라 할 수 있는 엔진의 진동, 소음 특성 향상은 범규 만족 뿐만 아니라 상품성 측면에서 고객들의 승차감 개선 요구와 맞물려 자동차 업체 들의 엔진 개발 목표가 되어왔다. 그러므로 엔진 방사소음과 엔진 마운트를 통해 차체에 전달되는 구조기인소음(Structure Borne Noise)인 파워트레인의 진동은 최적화 될 수 있도록 설계 되어야만 한다. 엔진 블록의 방사 소음 저감을 위한 많은 연구 결과 중, 가속 주행시 가장 기여도가 큰 부분은 엔진에 의한 것으로 전체 방사소음의 40%를 차지하고 있다. 또한 어떤 엔진 부품의 소음 개선 가능성은 엔진 블록이 30%로서 엔진오일팬 22%, 실린더 헤드 14%보다 높은 것을 알 수 있다.^{1,8)} 엔진 블록, 실린더 헤드, 오일팬등에 대한 최적화는 주로 유한요소법에 의해 행해진다. 구조기인소음(Structure Borne Noise) 계산을 위해서는 여러 종류의 가진력을 고려하는 강제진동 해석을 수행한다. 구조물의 가진력에 대한 응답은 전달함수로 표시되며, 계산은 시간영역에서 수행되나 푸리에 변환(Fourier Transform)을 이용하여 주파수 영역으로 변환된다. 방사소음 최적화의 목적은 진동의 진폭, 즉 전달함수를 최소화 하는 것이 된다. 특히, 불연속점에서의 구조기인소음을 나타내는 속도의 크기는 매우 유용한 평가 기준으로서, 경계요소법을 사용한 모델에서 입력 데이터로 표면속도를 사용하여 방사소음이 결정된다.²⁾

따라서 엔진의 진동소음 특성상 구조적 특성과 가진력에 따라 많은 영향을 받게 되나 여기서는 여러 종류의 엔진 가진력에 대한 검토부터 행한다. 연소폭발력에 의한 연소가스의 하중은 Fig.1에서와 같이 실린더헤드 뿐만 아니라 피스톤, 커넥팅 로드 등을 거쳐 크랭크 샤프트를 회전시키면서 베어링부위와 블록스커트의 진동을 야기시켜 엔진 블록 진동과 소음을 발생시킨다. 4기통

엔진의 경우, 연소가스의 하중은 180도의 위상을 가지고 각 실린더에서 순차적으로 발생한다. 이때 피스톤 및 커넥팅 로드의 왕복 관성력의 2차 성분인 불균형 가진력이 추가로 발생하며 엔진진동은 이 가진력에 민감하게 반응한다. 이 2차 가진력은 왕복 및 회전운동에 의해 발생한 관성력의 크기로서 회전 속도의 제곱에 비례하므로 rpm이 증가할수록 엔진의 전체 가진력중에서 차지하는 비중이 커진다.¹⁾ 따라서 엔진의 진동 및 소음을 저감하고 엔진 각 부품의 피로 수명을 연장시키기 위해서는 불균형 2차 관성력을 줄이는 것이 필수적이다.³⁻⁴⁾ 불균형 2차 관성력을 줄이는 방안으로 채택한 엔진 구조물은 밸런스샤프트이며^{6-7,12)} 본 논문에서는 전개(Full Load) 정속 4000RPM에서 밸런스 샤프트 장착에 따른 엔진 블록의 진동 저감 정도를 평가한 후, 이것을 이용하여 블록 방사 소음의 영향을 파악하였다. Fig.1은 파워트레인계에서 진동 및 소음 전달 경로를 나타낸다.

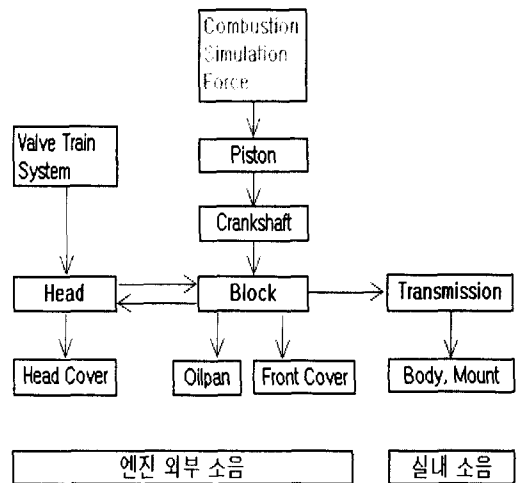


Fig. 1 Transmission Path of Noise and Vibration for Powertrain System

2. 해석 과정

Fig.2는 전체적인 해석 과정을 도시한 것이다. 엔진 블록의 강제진동 및 소음해석을 위해서는 가능한 정확한 가진력을 정의하는 것이 필요하다. 특히 베어링 반력을 계산하기 위해서는 크랭크축을 지지하는 베어링 부의 오일필름 효과와 크랭크 샤프트의 진동 특성이 고려된, 보다 정확한 입력 데이터를 필요하므로 리카아도사(Ricardo Co.)의 프로그램인 'ENGDYN'을 활용하였다.

NASTRAN⁹⁾ Sol. 103을 이용하여 고유모드 해석을 수행한 후, 가진력을 적용하여 해석결과에 모드 중첩법의 원리를 적용해 엔진 블록에서의 진동량의 크기를 평가하였다. 또한 엔진 블록에 의한 구조기인 소음을 평가하기 위해 엔진 가진력을 입력 데이터로 하여 NASTRAN Sol. 111을 수행한 후, 얻은 결과를 소음해석 프로그램인 COMET/Acoustics¹⁰⁾를 이용하여 블록에서의 진동량을 가시화하였고, 1m거리의 가상 음장에서의 음압분포를 파악하였다.

3. 불균형 관성력의 이론적 고찰

엔진에서 불균형 가진력은 연소 압력에 의한 가진력보다 크지는 않지만 비정상 진동의 직접적인 원인이 되어 엔진 블록의 진동, 소음의 악화는 물론 엔진 구성품들의 신뢰성에도 악영향을 미치므로 보다 자세한 연구를 필요로 한다.

불균형 가진력중 먼저 관성력을 살펴보면, 크랭크 샤프트가 회전함에 따라 피스톤은 왕복운동을 하게 되며, 커넥팅 로드는 왕복운동과 회전운동을 동시에 한다. 이러한 엔진 구성 부품들의 운동으로 엔진은 왕복 및 회전 관성력을 받게 된다. 특히 이들 관성력은 주관성력과 2차 관성력으로 구분 되는데 대부분의 주관성력은 정적평형 상태를 유지할 수 있으나, 2차 관성력은 평형상태를 유지하지 못하므로 불균형 가진력을 발생시키게 된다.¹¹⁾

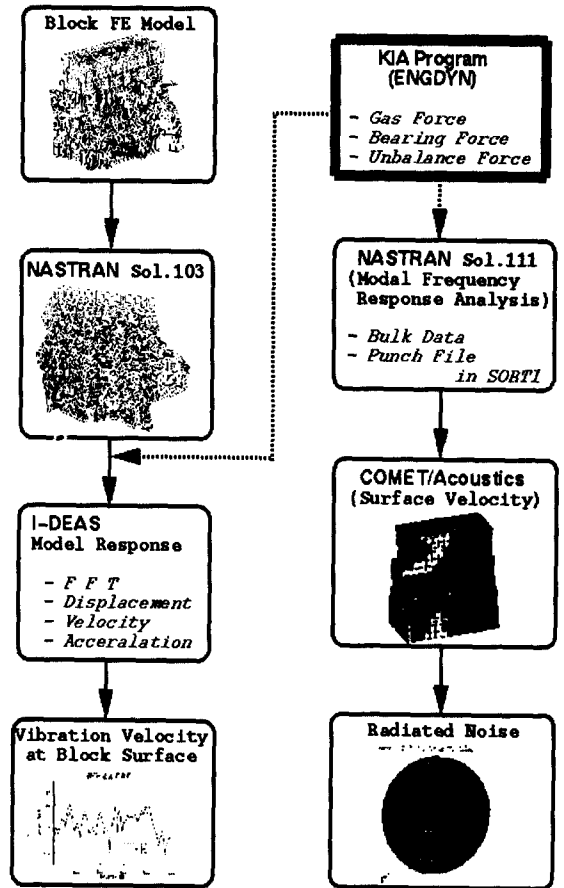


Fig. 2 Analysis Flow of Forced Vibration and Noise for Powertrain

Fig. 3은 밸런스샤프트에 기인하는 불균형 관성력을 표현한 그림이다.

피스톤의 변위, 속도 및 가속도는 크랭크 각만의 함수로 결정된다. 피스톤의 변위는 다음 식(1)과 같이 표현된다.

$$X_p = L(1 - \cos \phi) + R(1 - \cos \theta) \quad (1)$$

위의 식(1)을 크랭크 각만의 함수로 표현하기 위해 이항정리를 적용하면 식(2)와 같이 된다.

$$X_p = L \left[\frac{1}{2} \left(\frac{R}{L} \right)^2 \sin^2 \theta \right] + R(1 - \cos \theta)$$

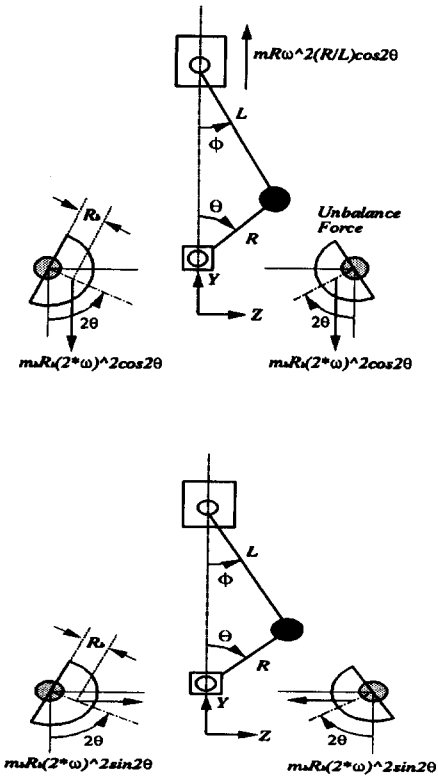


Fig. 3 Unbalance inertia forces on Vertical and Horizontal Direction by Balance Shaft

가속도를 계산하기 위해서 피스톤의 변위 (2) 식을 두 번 미분하여 식(3)을 구한다.

$$a_p \approx \omega^2 R \left[\cos \theta + \left(\frac{R}{L} \right) \cos 2\theta \right] \quad (3)$$

식(3)으로부터 왕복질량을 곱하면, 왕복운동에 따른 관성력을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$F_i = mR\omega^2 \left(\cos \theta + \frac{R}{L} \cos 2\theta \right) \quad (4)$$

또한 크랭크축의 회전에 따른 회전 관성력은 식(5)와 같다.

$$F = m_{rotation} R\omega^2 \quad (5)$$

(2) 여기서, $m_{rotation}$ = 크랭크 핀 질량 + 커넥팅로드의 회전 질량이다.

식(5)에서 볼 수 있듯이 크랭크 핀과 커넥팅로드의 회전 질량에 의한 회전 관성력은 동일한 질량을 회전 관성력이 작용하는 반대편에 부여하므로 힘의 평형 상태가 된다. 왕복질량에 의한 관성력도 부분적으로 정적평형을 이룬다. 주 관성력은 아래 식 (6)과 식(7)에서 보인 것처럼 4기통엔진인 경우 각 기통별 180도 위상차로 서로 상쇄되나, 2차 관성력은 항상 엔진 윗방향으로 일정하게 작용하게 된다. 주관성력은 식(6)과 같다.

$$mR\omega^2 [\cos \theta + \cos(\theta + \pi) + \cos(\theta + 2\pi) + \cos(\theta + 3\pi)] = 0 \quad (6)$$

2차 관성력은 식(7)과 같다.

$$m\omega^2 \frac{R^2}{L} [\cos(2\theta) + \cos(2\theta + 2\pi) + \cos(2\theta + 4\pi) + \cos(2\theta + 6\pi)] = 4 \times m\omega^2 \frac{R^2}{L} \cos 2\theta \quad (7)$$

엔진블럭에 작용하는 힘의 종류는 Fig. 4 처럼 크게 가스력(gas force), 베어링반력(bearing force), 그리고 기통측력(side force)으로 구분할 수 있다.

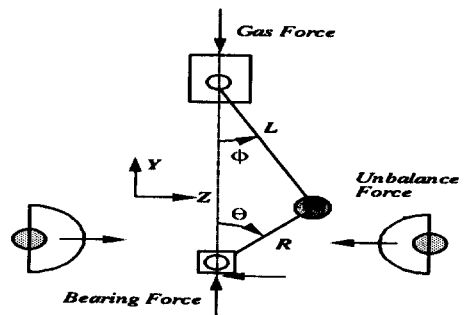


Fig. 4 Reaction Forces on Single Cylinder

가스력은 엔진 연소에 의한 압력이 실린더헤드와 피스톤에 작용하고 피스톤에 의한 기통측력

은 실린더 라이너에 좌우방향으로 작용하며, 또한 가스력과 피스톤, 커넥팅 로드의 관성력에 의해 메인 베어링 저널부에 베어링 반력이 발생하는데 이를 베어링반력 이라고 한다. Fig. 5는 4기통 디젤 엔진의 크랭크회전각에 대한 가스력을 나타낸 것이다.

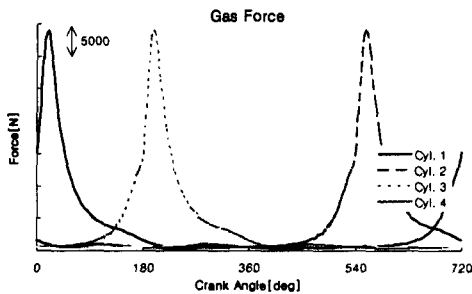


Fig. 5 Gas force on Diesel Engine

본 논문에서는 다른 두 가지 힘에 비해 상대적으로 작은 가스력은 고려치 않았으며, 엔진의 2차 진동을 저감하기 위해 채택한 밸런스 샤프트에 의한 불균형 관성력이 블럭에 미치는 영향을 평가하기로 하고, 운전 조건은 전개, 정속 4000 RPM 상태이다.

Fig.6과 Fig.7은 베어링반력의 상하, 좌우방향의 힘의 크기와 밸런스 샤프트에 의한 불균형 관성력을 나타낸 것이다. 밸런스샤프트는 크랭크 샤프트의 카운터웨이트(count-weight)로는 줄일 수 없는 엔진의 2차 기진력을 줄이기 위해 크랭크 샤프트의 2배로 회전하면서 불균형 회전 관성력을 발생시킨다. 한편, 하중들은 크랭크각에 따라 힘의 크기가 나타나므로, 모드 중첩법을 이용하기 위해 주파수 영역으로의 변환이 필요하기 때문에, 엔진rpm에 따라 크랭크 샤프트가 2회전하는데 소요되는 시간을 계산하여 가로축을 시간 영역으로 바꾼 후, 다시 시간 영역을 주파수 영역으로 변환하기 위한 FFT(Fast Fourier Transform)를 한다.

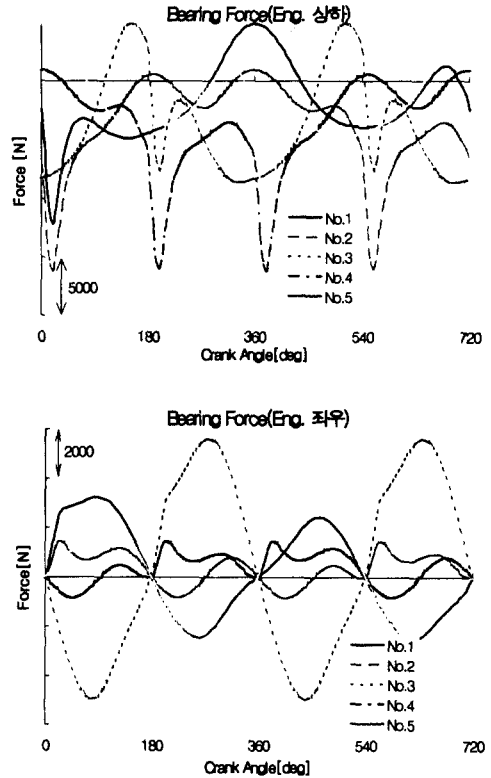


Fig. 6 Bearing Reaction Forces on Vertical and Horizontal Direction at the Adjacent Bearing

5. 강제진동 해석

강제진동 해석을 위한 FE Model은 실린더 헤드와 실린더 블럭 및 Bed Plate로 구성되어 있으며 Solid Element는 28420개로 실린더 블럭과 Bed Plate에 사용되었고, 2640개의 Shell Element는 실린더 헤드에 주로 사용되었으며, 이들을 체결하기 위해 1735개의 Rigid Element를 이용하였다

엔진 마운트를 모델링하기 위해 Spring Element를 사용하였는데 스프링 계수는 실험으로부터 측정된 100Hz기준의 동스프링 계수를 사용하였다.

Fig. 8, Fig. 9 및 Fig. 10은 엔진블럭, 밸런스

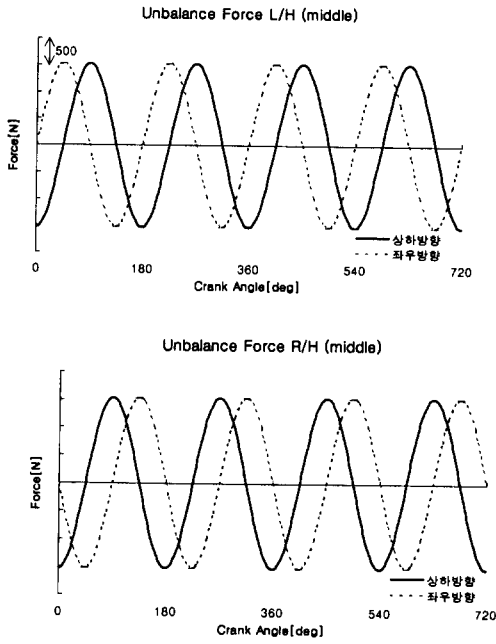


Fig. 7 Unbalance Forces of Balance Shaft on Crankshaft Angle

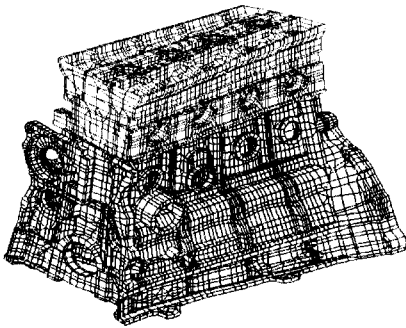


Fig. 8 Finite Element Model of Engine Block

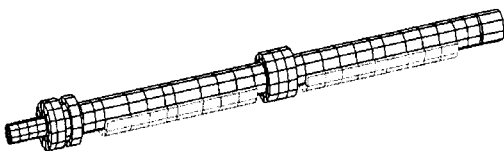


Fig. 9 Finite Element Model of Balance Shaft

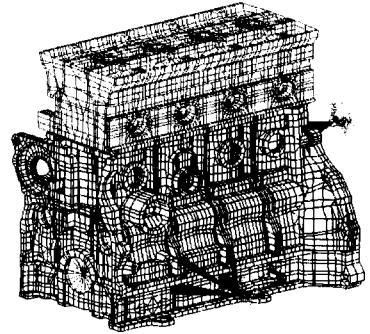


Fig. 10 First Twisting Mode of Engine Block

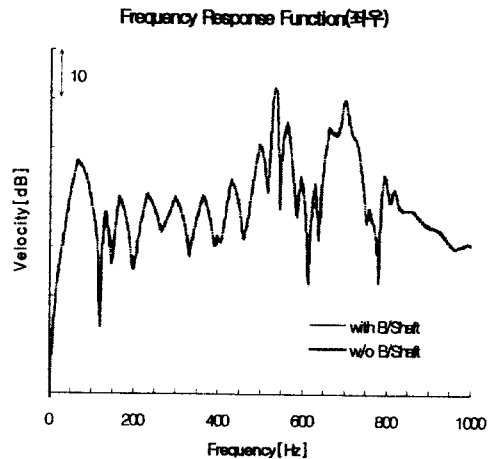
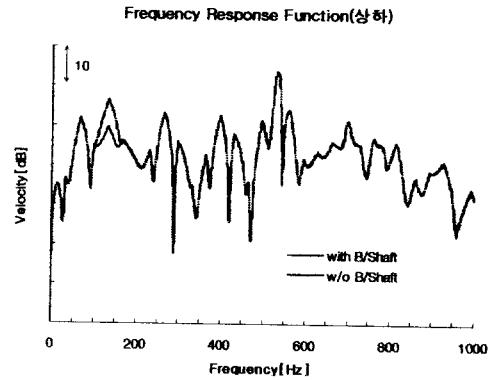


Fig. 11 Vibration Level of Engine Block Before and After Balance Shaft

샤프트의 유한요소모델(FE Model)과 블록의 첫 번째 모드인 비틀림 모드(Torsion Mode)를 나타낸 것이다.

Fig.11에 나타난 밸런스 샤프트 적용 전과 후에 대한 블록의 진동저감효과를 보면 133Hz 영역에서 블록 상하 방향으로 약6.3dB정도 저감효과 있고 다른 주파수 영역에서는 영향이 없다.

이것은 4000rpm의 2차 성분의 가진력이 133Hz 영역인 것에 기인된 것으로 판단 되고, 좌우방향으로 효과가 없는 것은 밸런스 샤프트에 의한 불균형 관성력은 일정한 위상차를 가지고 블록을 상하 및 좌우 방향으로 가진 하는데 좌, 우측에 있는 밸런스 샤프트가 서로 반대방향으로 회전 하면서 좌우 방향으로 작용하는 가진력은 서로 위상이 상반됨으로 인해 힘이 상쇄되고 상하방향의 가진력만이 블록에 영향을 미치기 때문인 것으로 설명할 수 있다.

6. 방사소음 해석

엔진 블록은 가진원으로 부터 방사 소음을 유발 시키는데 있어서 주된 전달 매체가 될 뿐만 아니라 오일팬(Oil Pan), 블록 전면 카바(Front Cover), 실린더 헤드 카바(Head Cover)등의 엔진 구조물 진동이 전달 되는 최종 매개체 역할을 하기 때문에, 블록의 소음 개선으로 블록 자체의 소음 저감 효과보다는 다른 엔진 구성품에서 저감 효과가 더 크게 나타난다.

엔진으로부터 방사되는 소음은 연소압 스펙트럼, 블록 진동응답과 방사효율의 곱으로 표현할 수 있는데, 연소압은 주파수가 증가함에 따라 40~60dB/decade로 감소하는 반면 방사효율은 주파수가 증가함에 따라 2000Hz이하 영역에서 20~30dB/decade로 증가한다.

결국 연소압 스펙트럼과 방사효율의 곱으로 표현되는 엔진블록의 방사소음은 주파수가 증가함에 따라 10~40dB/decade로 감소하기 때문에 엔진 블록의 공진 주파수를 증가시키고 공진에 의한 진폭을 줄이면, 방사 소음을 효과적으로 저

감시킬 수 있다.

엔진 블록의 고유 주파수와 진폭은 크랭크케이스(Crankcase), 블록스커트(Block Skirt), 실린더 헤드(Bulk Head), 오일팬 레일(Oilpan Rail) 등의 구조적 강성과 밀접한 관계를 가지고 있으며 또한 구조적 강성의 균형과 상관 관계가 있다.

본 논문에서 채택한 밸런스 샤프트는 고유 주파수 이동보다는 공진에 의한 진폭을 줄이는 것이 그 목적이라 할 수 있으며, 소음 해석용 소프트웨어인 COMET/Acoustics를 이용하였다. 블록의 방사소음 해석을 위한 경계조건으로 앞에서 실행한 NASTRAN Sol. 111의 결과인 속도성분이 요구된다. Fig. 12는 블록의 경계요소모델(BEM)과 블록에서 1m 떨어진 임의의 가상공간의 형태(Data Recovery Mesh)를 보여주고 있다.

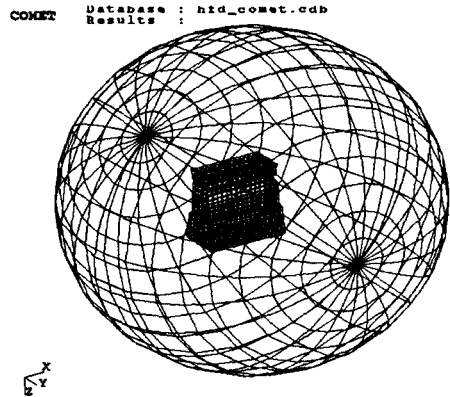


Fig. 12 Boundary Element Model and Data Recovery Mesh of Engine Block

Fig. 13의 결과는 133Hz에서 블록표면의 속도 분포를 보여주고 있는데, 밸런스 샤프트 적용 유, 무에 따라 블록의 상방과 후방 쪽에서 속도분포가 다소 차이가 남을 알 수 있다.

Fig. 14의 결과를 보면 밸런스 샤프트 유, 무에 따라 블록에서 1m거리의 가상 음장에서 음압 분포를 비교해 보면, 블록 좌, 우측이 거의 동일

한 음압분포를 형성하고 있지만, 밸런스 샤프트 적용시 Max. 음압 분포의 영역이 다소 좁아지는 것을 확인할 수 있으며, 블록 전방 우측과 블록 후방 좌측부위에서 가장 높은 음압이 형성됨을 파악할 수 있다.

7. 결 론

엔진의 2차 가진력을 줄이기 위해 채택한 밸런스 샤프트의 최적설계 근거를 마련하고 이의 적용으로 발생하는 엔진 블럭 표면 속도의 저감 효과를 평가하고, 표면속도와 방사소음의 상관 관계를 규명하였다.

즉, 정속 4000RPM의 2차 가진력 성분인 133Hz에서 밸런스 샤프트 적용시 상하방향 약 6.3dB의 진동저감 효과가 있었고, 블록 표면의 속도분포로부터 블럭의 강성 취약부를 평가하였으며, 음장 가시화로 표면 속도분포와 음압분포의 상관성을 파악 하였다.

이때의 엔진 가진력을 구할 때 실제 엔진운전 조건을 고려함으로써, 보다 신뢰성 있는 입력 데이터를 확보하여 적용할 수 있었다. 또한 강제진동과 방사소음 해석 Flow를 정립함으로써 CAE 해석 신뢰성 향상 및 해석 영역의 확장에 기여 할수 있게 되어 향후 엔진 부품들 뿐만 아니라 파워트레인계에서 보다 정확한 경계조건을 추출하여 해석의 질을 향상 시킬 수 있을 것으로 예상된다.

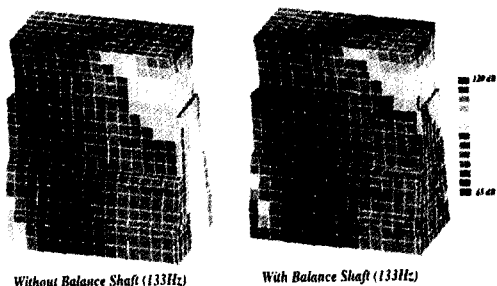


Fig 13 Surface Velocity Distribution of Engine Block Before and After Balance Shaft

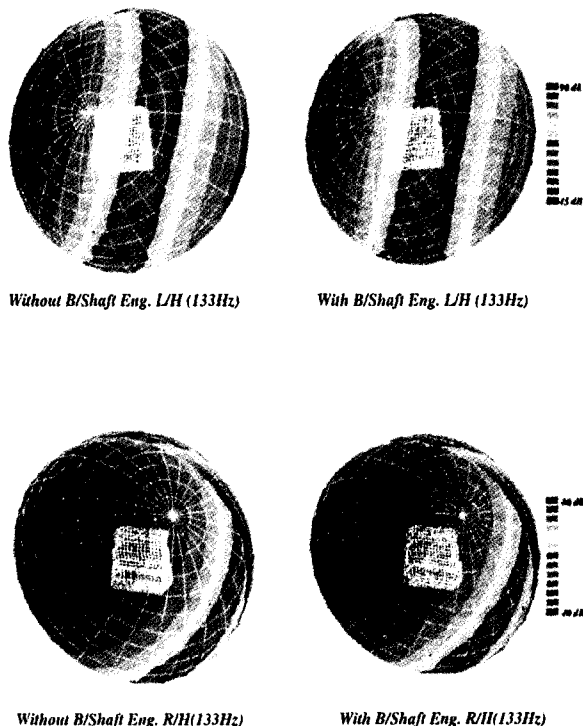


Fig 14 Comparison of Sound Pressure Distribution of Engine Block Before and After Balance Shaft

후 기

본 논문은 한국과학재단 산하 성균관대학교 산업설비 안전성평가 연구센터의 연구비 지원으로 이루어진 것으로서, 이에 관계자 여러분들께 감사드립니다

참 고 문 헌

- 1) J. Querengasser, J. Meyer, J. Wolschendorf and J. Nehl, "NVH Optimization of an In-Line 4-Cylinder Powertrain", SAE951294.
- 2) Matthlass Schnelder, Michael Wilhelm and Norbert Alt, "Development of Vehicle Sound Quality - Targets and Methods",

- SAE 951283.
- 3) R. J. Tyrrell and D. M. Croker " Engine Noise Practicalities and Prediction, Part 2 - Finite Element Analysis ", SAE 870978.
 - 4) Michael F. Albright and Douglas F. Staffeld, "Noise and Vibration Refinement of the Ford 3.8 Liter Powertrain", SAE 911073.
 - 5) Shung H. Sung, Donald J. Nefske, etc "Development of an Engine System Model For Predicting Structural Vibration and Radiated Noise of the Running Engine", SAE 972039.
 - 6) Heinz Heisler, "Advanced Engine Technology", SAE International, pp. 79-138,1994.
 - 7) 박주상,손교은 "Balance Shaft적용에 따른 엔진블럭의 강제진동 해석", KSAE 학술 강연 초록집, pp. 13-18, 1998. 9. 11.
 - 8) Ernst Linder, "Intake Orifice Noise Reduction for an Inline 6-Cylinder Engine With Variable Intake System ", Technical Review '97 of DMC, pp. 65-72, 1997.
 - 9) MSC/NASTRAN User's Manual Version 68.
 - 10) COMET/Acoustic User's Manual Version 3.1.
 - 11) 김용서 외, "자동차 기술핸드북 - 기초. 이론편", 사단법인 한국자동차공학회, pp. 307-317, 1996.
 - 12) 김용서 외, "자동차 기술핸드북 - 설계편", 사단법인 한국자동차공학회, pp. 58-68 , 1996.