

## 구분모드합성법을 이용한 실린더블록의 위상 최적 설계

윤성호\* · 윤영근

GM대우 오토엔테크놀로지

## Topology Optimization of Cylinder Block using Component Mode Synthesis

S. H. Yoon\* · Y. K. Yoon

GM Daewoo Auto & Technology, 199-1 Chongchon-dong, Bupyeong-gu, Incheon 403-714, Korea  
(Received 27 August 2002 / Accepted 18 March 2003)

**Abstract :** Vibration analysis using component mode synthesis method was carried out to identify that to some extent each component contributed to the whole vibration of a powertrain consisting of several components. This analysis helped decide the component to be modified to reduce the powertrain weight, without degrading its current vibration characteristics. As a result, a cylinder block was chosen as a redesign object. Topology optimization analysis was performed to design the topology of the cylinder block, whose flange connected with the transmission was chosen to be the design domain. After all, a new prototype of cylinder block was manufactured based on the analysis results for the verification experiment. It was confirmed from the analytical and experimental results that an optimally designed cylinder block had an advantage over the current one in the powertrain weight, with the powertrain vibration characteristics improved slightly.

**Key words :** Booming noise(부밍 소음), Rumbling noise(럼블링 소음), Powertrain vibration mode(파워트레인 진동 모드), Component mode synthesis (구분모드합성), Topology optimization(위상 최적화), Relative material density (상대재료밀도)

### 1. 서론

운전 중에 연소 가스압과 기계적 가진력으로 부터 발생된 파워트레인의 진동 에너지는 마운트를 통해 차체로 전달되어 대략 500Hz 이하의 구조기인 소음(structure-borne noise)을 야기하는 주요인으로 작용한다. 이 때 차체의 진동이 차체 공동(cavity)의 음향 모드를 가진다면 부밍(booming) 소음이 발생된다. 또한 파워트레인의 수직 굽힘 진동에 의해 럼블링(rumbling) 소음이 발생되기도 한다.<sup>1,2)</sup> 이러한

구조기인소음과 관련된 파워트레인의 주요 진동 모드는 비틀림 모드, 수직 굽힘 모드, 횡 굽힘 모드이다. 이러한 모드의 거동은 실린더블록과 변속기 케이스 자체의 동적 강성뿐만 아니라 이들을 연결하는 부위의 동적 강성에 의해서도 좌우된다. 따라서 파워트레인 설계시, 부품 자체와 연결 부위의 진동 특성을 충분히 고려해야 한다.

이와 관련된 대책으로서는, 실린더블록과 변속기 케이스를 연결하는 볼트의 개수의 추가, 직경이 큰 볼트의 사용, 볼트의 장착 위치의 최적화 등을 생각해 볼 수 있다. 또한 얇은 강판 구조의 오일팬을 알루미늄으로 주조한 오일팬(structural oil pan)으로

To whom correspondence should be addressed.  
seorghoyoon@empal.com

대체하여 오일팬을 변속기 케이스와 볼트로 체결하는 방법도 있다.<sup>3)</sup> 한편 실린더블록의 동적 강성을 보강하는 방법도 있는데, 이 가운데 대표적인 방법은 다음과 같다. 실린더블록 스커트(skirt)의 기하학적 형상을 평평한 모양 대신에 돔(dome) 모양으로 만들거나, 스커트를 없애는 대신에 라더 프레임(ladder frame)이나 베드 플레이트(bed plate)를 장착하는 방법을 고려해 볼 수 있다.<sup>4)</sup> 또한 실린더블록과 오일팬 사이에 강화판(stiffening plate)을 적용하거나, 변속기 케이스와 연결되는 실린더블록의 플랜지 주위에 동적 강성 증대를 위해 리브(rib)를 보강하는 방법들이 있다.<sup>5)</sup>

그러나 이러한 방법들은 필연적으로 파워트레인의 중량을 증가시키므로, 파워트레인 설계시 또 다른 주안점인 연비에 부정적인 영향을 주는 단점이 있다. 따라서 이러한 방법들을 적용하기 위해서는 진동 저감과 중량 증가의 최소화를 동시에 만족시킬 수 있는 설계안을 도출하도록 하여야 한다.

본 논문은 고려되는 파워트레인이, 현재의 진동 특성이 유지되거나 개선되면서도 중량이 저감되도록 설계하기 위한 해석과 실험 내용을 담고 있다. 이를 위해 먼저, 파워트레인의 전체 진동에 영향을 미치는 각 부품의 동특성을 규명하여 동적구조변경을 실시할 부품을 결정하기 위해 구분모드합성법(component mode synthesis)으로 진동 해석을 수행하였다. 이 결과로부터 구조 변경 대상으로서 실린더블록이 선택되었다. 그리고 구조 변경과 관련하여 변속기와 연결되는 실린더블록의 플랜지를 설계 영역으로 정해 위상 최적화(topology optimization)를 행하였다. 이와 같이 진동 해석과 위상 최적화를 통해 현재의 진동 특성이 유지되면서도 중량이 저감된 실린더블록을 시작품으로 제작하였다. 끝으로 이 시작품과 기존의 실린더블록을 각각 파워트레인에 장착한 후에, 진동 실험을 통해 이들의 동특성을 비교하였다.

## 2. 구분모드합성법을 이용한 진동해석

구분모드합성법에서는 여러 부품이 결합된 복잡한 구조물을 여러 개의 부구조(substructure)로 분할한다. 다음에 유한요소해석이나 실험을 통해 각 부

구조의 고유진동수와 고유모드를 구한다. 그 후 각 부구조간에 적절한 구속조건을 부여하여 합성한 전체 구조물의 고유진동수와 고유모드나 강제 진동 응답을 구한다.<sup>6)</sup>

구분모드합성법의 이론 전개를 위해, 편의상 전체구조물을 2개의 부구조  $S_1, S_2$ 와 경계영역  $C$ 로 나누고 유한요소로 모델링한다고 생각한다. 이 때 감쇠를 무시하면 이 구조물의 자유진동에 대한 운동방정식은 식 (1)과 같다.

$$\begin{aligned}
 & \left( -\omega^2 \begin{bmatrix} \mathbf{M}_{ss}^1 & \mathbf{M}_{sc}^1 & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{M}_{cs}^1 & \mathbf{M}_{cc}^1 & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{M}_{ss}^2 & \mathbf{M}_{sc}^2 \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{M}_{cs}^2 & \mathbf{M}_{cc}^2 \end{bmatrix} + \right. \\
 & \left. \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{ss}^1 & \mathbf{K}_{sc}^1 & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{K}_{cs}^1 & \mathbf{K}_{cc}^1 & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{K}_{ss}^2 & \mathbf{K}_{sc}^2 \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{K}_{cs}^2 & \mathbf{K}_{cc}^2 \end{bmatrix} \right) \begin{Bmatrix} \mathbf{x}_s^1 \\ \mathbf{x}_c \\ \mathbf{x}_s^2 \\ \mathbf{x}_c \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{f} \\ \mathbf{0} \\ -\mathbf{f} \end{Bmatrix} \quad (1)
 \end{aligned}$$

여기서  $\omega$ 는 각 진동수,  $\mathbf{M}$ 은 질량행렬,  $\mathbf{K}$ 는 강성행렬,  $\mathbf{x}$ 는 변위벡터,  $\mathbf{f}$ 는 경계영역에 작용하는 내력 벡터를 각각 표시한다. 또한 하첨자  $s, c$ 는 부구조와 경계영역, 상첨자 1, 2는 부구조  $S_1, S_2$ 를 표시한다. 그리고 굵은 대문자와 소문자는 각각 행렬과 벡터를 나타낸다. 구분모드합성법에서 부구조의 내부영역의 변위는 경계영역의 변위에 대한 내부영역의 변위와 경계를 고정할 때의 내부영역의 변위의 합으로 표현된다. 여기서 경계영역의 변위에 대한 부구조 내부영역의 변위는 Guyan 정축소(static condensation)를 이용한다.<sup>6)</sup> 즉 식 (1)에서 부구조  $S_1$ 에 대한 운동방정식에서 관성항을 생략하면

$$\begin{Bmatrix} \mathbf{x}_s^1 \\ \mathbf{x}_c \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{T}^1 \\ \mathbf{I} \end{bmatrix} \mathbf{x}_c \quad (2)$$

$$\text{여기서 } \mathbf{T}^1 = -(\mathbf{K}_{ss}^1)^{-1} \mathbf{K}_{sc}^1$$

부구조  $S_2$ 의 경우도 같은 방법으로 구하면 된다. 이 식들을 식 (1)에 대입하고  $[\mathbf{T}^{1T} \ \mathbf{I} \ \mathbf{T}^{2T}]$ 를 앞에 곱하여(상첨자  $T$ 는 전치) 정리하면

$$(-\omega^2 (\mathbf{M}_R^1 + \mathbf{M}_R^2) + (\mathbf{K}_R^1 + \mathbf{K}_R^2)) \mathbf{x}_c = \mathbf{0} \quad (3)$$

여기서  $\mathbf{M}_R^1, \mathbf{M}_R^2, \mathbf{K}_R^1, \mathbf{K}_R^2$ 는 부구조 1, 2에 대한 축소질량행렬(reduced mass matrix)과 축소강성행렬

(reduced stiffness matrix)을 나타낸다.

$$\begin{aligned}
 \mathbf{M}_R^1 &= (\mathbf{K}_{sc}^1)^T (\mathbf{K}_{ss}^1)^T \mathbf{M}_{ss}^1 (\mathbf{K}_{ss}^1)^1 \mathbf{K}_{sc}^1 \\
 &\quad - \mathbf{M}_{cs}^1 (\mathbf{K}_{ss}^1)^1 \mathbf{K}_{sc}^1 - (\mathbf{K}_{sc}^1)^T (\mathbf{K}_{ss}^1)^T \mathbf{M}_{sc}^1 + \mathbf{M}_{cc}^1 \\
 \mathbf{M}_R^2 &= (\mathbf{K}_{sc}^2)^T (\mathbf{K}_{ss}^2)^T \mathbf{M}_{ss}^2 (\mathbf{K}_{ss}^2)^1 \mathbf{K}_{sc}^2 \\
 &\quad - \mathbf{M}_{cs}^2 (\mathbf{K}_{ss}^2)^1 \mathbf{K}_{sc}^2 - (\mathbf{K}_{sc}^2)^T (\mathbf{K}_{ss}^2)^T \mathbf{M}_{sc}^2 + \mathbf{M}_{cc}^2 \\
 \mathbf{K}_R^1 &= -\mathbf{K}_{cs}^1 (\mathbf{K}_{ss}^1)^1 \mathbf{K}_{sc}^1 + \mathbf{K}_{cc}^1 \\
 \mathbf{K}_R^2 &= -\mathbf{K}_{cs}^2 (\mathbf{K}_{ss}^2)^1 \mathbf{K}_{sc}^2 + \mathbf{K}_{cc}^2
 \end{aligned} \tag{4}$$

식 (3)에서 모드 해석으로 구한 모드 행렬  $\Phi_c$ 를 이용하면 경계영역의 변위  $x_c$ 로 구할 수 있다. 한편 식 (1)에서 경계영역을 고정했을 때에 부구조 S1의 내부영역 변위는 식 (5)의 고유치 문제를 풀어서 얻은 모드 행렬  $\Phi_s^1$ 로 구성한다.

$$(-\omega^2 \mathbf{M}_{ss}^1 + \mathbf{K}_{ss}^1) x_{s_i} = 0 \tag{5}$$

따라서 부구조 S1의 내부영역의 변위는 다음과 같다.

$$x_s^1 = T^1 \Phi_c q_c + \Phi_s^1 q_1 \tag{6}$$

여기서  $q_c, q_1$ 은 각각 경계영역과 부구조에 대한 일반화좌표이다. 한편, 부구조 S2의 경우에도 같은 방법으로  $x_s^2$ 를 구할 수 있다. 따라서 변위벡터  $\lambda$ 는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} x_c \\ x_s^1 \\ x_s^2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \Phi_c & 0 & 0 \\ T^1 \Phi_c & \Phi_s^1 & 0 \\ T^2 \Phi_c & 0 & \Phi_s^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_c \\ q_1 \\ q_2 \end{Bmatrix} = \Psi q \tag{7}$$

한편 식 (7)을 식 (1)에 대입하고  $\Psi^T$ 를 앞에 곱한 후 정리하면 전체 구조물의 운동방정식은 다음과 같다.

$$-\omega^2 \tilde{\mathbf{M}}_q + \tilde{\mathbf{K}}_q = 0 \tag{8}$$

여기서

$$\begin{aligned}
 \tilde{\mathbf{M}} &= \Psi^T \begin{bmatrix} \mathbf{M}_{cc}^1 + \mathbf{M}_{cc}^2 & \mathbf{M}_{cs}^1 & \mathbf{M}_{cs}^2 \\ \mathbf{M}_{sc}^1 & \mathbf{M}_{ss}^1 & 0 \\ \mathbf{M}_{sc}^2 & 0 & \mathbf{M}_{ss}^2 \end{bmatrix} \Psi \\
 \tilde{\mathbf{K}} &= \Psi^T \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{cc}^1 + \mathbf{K}_{cc}^2 & \mathbf{K}_{cs}^1 & \mathbf{K}_{cs}^2 \\ \mathbf{K}_{sc}^1 & \mathbf{K}_{ss}^1 & 0 \\ \mathbf{K}_{sc}^2 & 0 & \mathbf{K}_{ss}^2 \end{bmatrix} \Psi
 \end{aligned}$$

결국, 식 (8)로부터 일반화좌표계에서 전체구조

물의 고유진동수와 고유모드를 구할 수 있고, 여기서 구한 고유모드를 식 (7)에 대입하면 물리좌표계에서의 고유모드를 구하게 된다.

이러한 이론적 배경을 바탕으로 구분모드합성법을 파워트레인 진동해석에 적용하였다. 본 논문의 파워트레인이서 부구조는 실린더블록, 헤드, 오일팬, 변속기였으며, 경계영역은 각 부구조를 연결하는 볼트들이었다. 따라서 식 (6)에서 알 수 있듯이 몇 개의 모드만으로 부구조의 변위를 구할 수 있으므로 진동해석시 해석 자유도가 대폭 축소되는 장점이 있다. 또한 모드해석 과정에서 파워트레인의 주요 모드와 관련된 실린더 블록, 헤드, 오일팬, 변속기의 기여도를 변형에너지분포를 통해 파악할 수 있다.<sup>7)</sup> 이는 동적구조변경 대상을 규명하게 해준다.

Fig. 1은 실린더블록, 헤드, 변속기를 2차 사면체 요소로, 오일팬을 쉘(shell) 요소로 구성한 유한요소 모델이다. 이 모델을 검증하기 위해 모드 해석과 모달 테스트를 수행하여, Fig. 2에 수직 굽힘 모드, 비틀림 모드, 횡 굽힘 모드의 고유진동수를 비교하였다. 해석으로 구한 고유진동수는 5% 이하에서 실험치를 잘 따라가고 있음을 알 수 있다. 또한 수직과 횡 굽힘 모드를 Fig. 3에 나타내었다.

이와 같이 검증된 모델에 대해, 구분모드합성법으로 진동을 해석하기 위해 상용프로그램인 NASTRAN을 사용하였다. 이 과정에서 구한 변형에너지는 각 부구조가 파워트레인 모드에 미치는 영향을 파악하게 해 주는데, 이를 Table 1에 나타내었다. 수직 굽힘 모드와 비틀림 모드에는 오일팬의 기

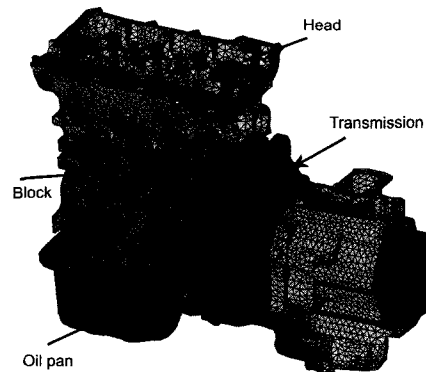


Fig. 1 Finite element model used for analysis

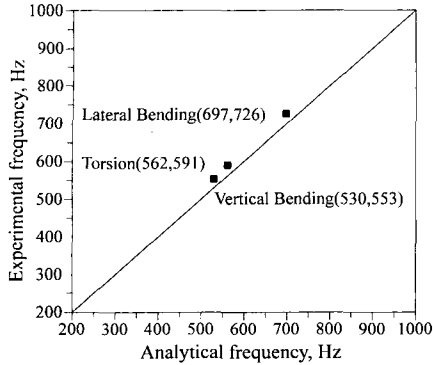


Fig. 2 Comparison of natural frequencies. The first and second figure in the parenthesis are the analytical and experimental frequency

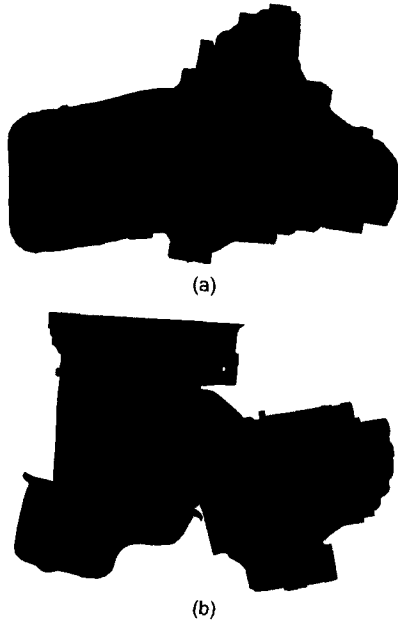


Fig. 3 (a) Vertical bending mode and (b) Lateral bending mode

여도가 가장 크고, 횡 굽힘 모드에는 변속기가 크게 기여하고 있다. 한편 헤드는 거의 영향을 미치지 않는데, 이는 헤드가 다른 부구조에 비해 단단한(solid) 구조로 되어 있기 때문이다.

본 연구의 목적은 파워트레인의 동특성을 현재와 비슷하게 유지하면서도 중량을 저감할 수 있는 파워트레인을 설계하는 것이다. 따라서 파워트레인의 주요 모드에 기여하는 정도가 작은 부구조에 대해 동적구조변경(structural dynamic modification)을 실

Table 1 The modal strain energy density of each component for the powertrain modes (unit: %)

Component	Vertical bending	Torsion	Lateral bending
Block	6.9	26.2	33.4
Transmission	8.4	24.5	47.1
Oil pan	84.4	45.9	17.1
Head	0.3	3.3	2.4

시해야 한다. 즉 변형에너지가 작은 부구조를 선택해야 한다. 왜냐하면 Table 1에서와 같이 오일팬의 변형에너지가 크다는 것은, 구조가 취약해 보장이 필요함을 의미하기 때문이다.

따라서 중량 저감을 위해서는 헤드가 가장 적절한 대상으로 보인다. 그러나 헤드는 현재 설계 변경 여유가 없으며, 이에 따라 중량 저감 효과가 거의 없다. 한편 각 부구조 중에서 가장 중량이 큰 것은 18.7Kg의 실린더블록(헤드 7.1Kg, 변속기 케이스 7.7Kg, 오일팬 1.7Kg)으로서, 다른 부품보다 실린더블록의 중량을 저감하는 것이 파워트레인 중량 저감에 효과가 상대적으로 더 클 것이다. 따라서 이러한 점과 변형에너지 분포를 고려해 실린더블록에 대해 동적구조변경을 실시하기로 결정하였다. 이에 대한 구체적인 구조 변경안을 도출하기 위해 위상 최적화를 수행하였다.

### 3. 위상 최적 설계

구조물의 최적 설계는 치수, 형상, 위상 최적화 문제로 나누어질 수 있다. 이 중에서 위상 최적화는 주어진 설계영역(design domain) 안에서 가해진 구속 조건을 위배하지 않으면서 목적함수를 만족시키도록 재료를 분포시켜서, 최적의 구조 위상을 찾아내는 것이다.<sup>8-11)</sup> 따라서 위상 최적화는 설계 초기 단계에서 부품의 형상을 결정하는데 매우 유용하게 쓰일 수 있다. 또한 위상 최적화를 수행한 후에, 형상 및 치수 최적화를 후처리로 수행하여 부품의 설계를 더 구체화시킬 수 있다.

본 논문의 목적은 파워트레인의 진동 특성을 최소한 현재와 같이 유지시키면서, 실린더블록 중량의 최소화를 통해 파워트레인의 중량을 저감시키는 것이다. 이를 위해서 실린더블록에 설정된 설계영

역에서의 최적화된 구조 위상을 찾기 위해 위상 최적화를 수행한다. 따라서 이는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\text{Minimize Mass} \quad (9a)$$

$$\text{Subject to } f_i \geq f_i^o \quad i=1, 2, \dots, n \quad (9b)$$

여기서  $f_i$ 는  $i$ 번째 고유진동수를,  $f_i^o$ 는  $i$ 번째 목표 고유진동수를 나타낸다.

본 논문에서 나중에 기술되는 설계영역의 중량은 1.74Kg이다. 위상 최적화를 통해 이 중량을 최소화할 것이다. 또한 목표 고유진동수는 Fig. 2에 표시한, 파워트레인의 주요 모드인 수직 굽힘 모드, 비틀림 모드, 횡 굽힘 모드의 고유진동수로 선택하였다. 즉 중량을 저감시키면서도 이들 모드의 고유진동수는 감소되지 않도록 하는 것이다. 이들 모드의 고유진동수를 구속조건으로 선택한 이유는, 이들이 구조기인소음과 관련된 파워트레인의 주요 진동 모드이기 때문이다.<sup>1,2)</sup> 한편, 이러한 최적화 과정 중에 결정되어야 할 설계변수는 각 유한요소의 정규화된 상대재료밀도(relative material density)인  $\rho(y)$ 이다. 이는, 위치  $y$ 에서  $\rho(y)$ 가 1이면 재료가 분포된 상태, 0이면 재료가 없는 상태를 의미한다. 따라서 0과 1사이의 재료밀도를 갖는 유한요소 중에서 설계자가 원하는 재료밀도 이하의 유한요소를 제거하여 최종적으로 위상을 결정하면 된다.

실린더블록의 위상 최적화를 수행하기 위해서는 설계영역을 먼저 정해야 하는데, 이를 위해서는 먼저 실린더블록 각 부분의 기능과 설계 변경 가능 여부를 파악해야 한다. 더불어 각 부위의 동적 강성을 나타내는 모드변형에너지의 분포도 살펴보아야 한다. Fig. 4는 횡 굽힘 모드의 변형에너지 분포를 나타낸 것이다. 3번 실린더의 스커트 부위에 변형에너지가 집중됨을 보이고 있다. 그러므로 기능과 변경 가능 여부, 변형에너지의 분포를 고려하여 변속기와 체결되는 플랜지를 설계영역으로 정하였다.

따라서 Fig. 5에 나타낸 실린더블록의 플랜지 부분에 대한 위상 최적화 수행을 위해, Fig. 6과 같이 설계영역(밝은 회색 영역)을 설정하였다.

본 논문에서는 위상 최적화를 위해 Altair사의 OPTISTRUC를 사용하였다. 반복계산에 따라 수렴

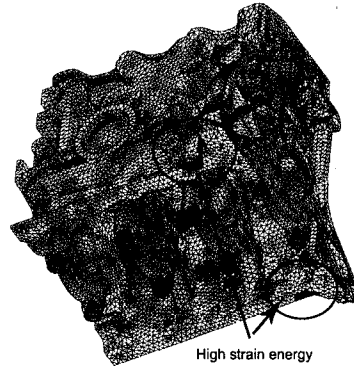


Fig. 4 Modal strain energy density of the lateral bending mode

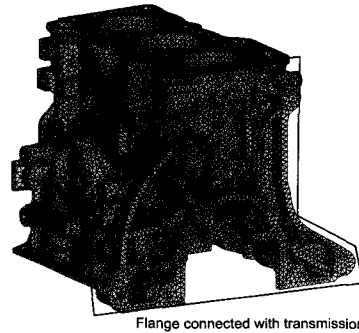


Fig. 5 The current geometrical shape of the flange connected with the transmission

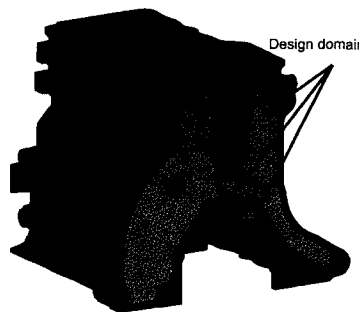


Fig. 6 Design domain (light gray) for the topology optimization

된 최적의 재료밀도분포를 구했으며, Fig. 7은 설계영역에서의 결과를 나타낸다. 여기에서 요소의 색이 검은색에 가까울수록 재료밀도가 큰 것을 나타낸다.

Fig. 7의 결과로부터 부재의 연결성 등을 고려함과 아울러  $\rho(y)$ 가 0.5 이상인 부분만 택하여 최종적으로 결정한 위상은 Fig. 8에 나타내었다. 한편, Fig.

8에서 'A' 부분은 Fig. 7에 나타낸 재료밀도분포를 살펴보면 제거되는 부분이다. 하지만 이 부분에는 윤활유가 주요 통로(main gallery)에서 저널 베어링으로 공급되는 오일 구멍이 있기 때문에 제거할 수가 없다. 이와 같은 위상 최적화로 설계한 실린더블록은 현재보다 중량이 320g 정도(설계영역의 중량인 1.74Kg의 18.4%)가 저감되었다.

한편, 위상 최적화로 설계한 Fig. 8의 실린더블록으로 인한 파워트레인의 동특성의 변화를 살펴보기 위해, Fig. 1의 파워트레인 모델에 체결하여 NASTRAN으로 모드 해석을 다시 수행하였다. 이 해석 결과와 Fig. 5의 현재 실린더블록을 체결한 파워트레인 모델의 고유진동수를 Tabel 2에 비교하였다. 320g 정도의 중량이 감소되었지만 위상 최적화된 실린더블록의 적용은 파워트레인 주요 모드의 고유진동수를 현재의 실린더블록에 비해 거의 변화시키지 않음을 알 수 있다.

또한 실험으로 동특성 변화를 살펴보기 위해, 위상 최적화로 설계된 실린더블록을 시작품으로 제작하였다. 이를 파워트레인에 체결한 후에 모달테스

트를 통해 주파수응답함수를 측정하였다. 이 데이터는 현재의 실린더블록을 파워트레인에 체결하여 측정된 것과 비교하여 Fig. 9에 나타내었다.

실험에 의한 파워트레인의 고유진동수는 최적화된 실린더블록을 체결함으로써, 수직 굽힘 모드는 553Hz에서 548Hz, 비틀림 모드는 591Hz에서 586Hz, 횡 굽힘 모드는 726Hz에서 728Hz로 바뀌나, 그 차이는 미미하다. Fig. 9에서 이 모드들의 고유진동수 사이에 피크를 보이는 주파수는 실린더블록의 베어링 캡에 의한 모드와 오일팬 안에 있는 차단판(baffle plate)의 모드에 해당하는 고유진동수로서,

Table 2 Comparison of the analytical natural frequencies of powertrain built with either current or optimized block (unit: Hz)

Mode	Current block	Optimized block
Vertical bending	530	528
Torsion	562	558
Lateral bending	697	682

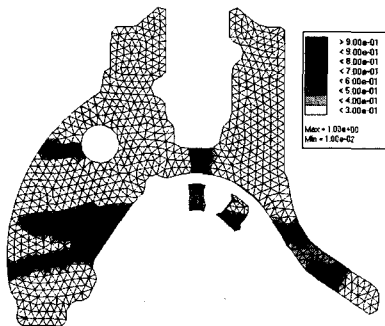


Fig. 7 Optimal density distribution of the design domain

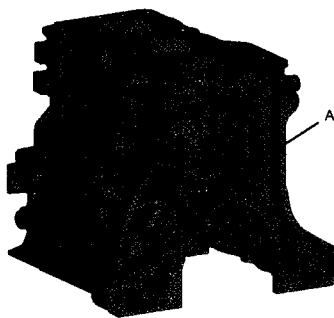
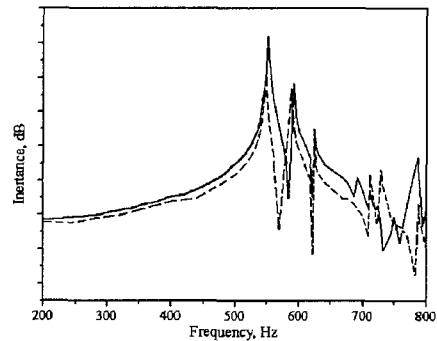
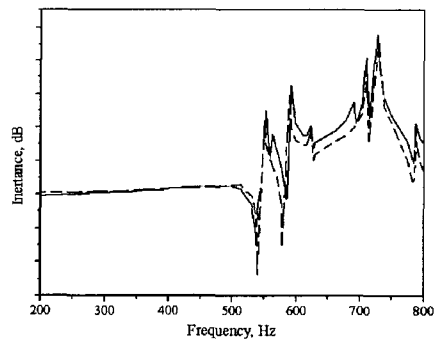


Fig. 8 An optimized flange shape of cylinder block



(a)



(b)

Fig. 9 Inertance of the powertrain in the (a) vertical and (b) lateral direction: current (solid), optimized (dotted)

파워트레인 관점에서는 이들은 국부적인 모드(local mode)이다. 또한 파워트레인의 엔진 수직 방향 이너턴스(inertia)의 크기는 최적화된 실린더블록이 체결된 경우가 현재의 실린더블록이 체결되었을 때보다 700~750Hz 만을 제외하고는 약간씩 작아졌다. 그리고 횡 방향에서는 모든 주파수에서 작아졌다. 따라서 최적화된 실린더블록은 파워트레인의 진동 특성을 개선시키면서도 중량은 저감시키는 구조 위상임을 알 수 있다.

#### 4. 결론

구분모드합성법을 적용한 파워트레인의 진동 해석과 위상 최적화 및 시작품으로 제작한 후 수행한 검증시험으로 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 구분모드합성법을 적용하여 파워트레인의 주요 도드에서 구한 각 부구조의 변형에너지밀도분포는, 현재 파워트레인의 동특성을 유지시키면서도 중량을 저감시킬 수 있는 위상 최적화 대상으로 실린더블록을 선택하게 해주었다.

2) 위상 최적화를 통해 설계영역인 실린더블록의 플랜지 부위의 중량(1.74Kg)의 18.4%에 해당하는 320g의 중량을 저감할 수 있었다.

3) 위상 최적화로 중량을 저감시킨 실린더블록은 파워트레인의 주요 모드인 수직 굽힘 모드, 비틀림 모드, 횡 굽힘 모드의 고유진동수를 거의 변화시키지 않았다. 또한 위상 최적화 후 시작품으로 제작된 실린더블록을 결합한 파워트레인에 대해 측정된 주파수응답함수는 진동 민감도가 개선되었음을 보여 주었다.

4) 따라서 구분모드합성법을 이용한 진동해석과 위상 최적화는 여러 부구조로 이루어진 복잡한 구조물에 대해 진동 저감과 중량 증가의 최소화라는 상충되는 두 가지 목표를 달성하는데 하나의 효과적인 접근 방법이 될 수 있을 것이다.

#### References

- 1) T. Kamiya, T. Atsumi, K. Tasaka, "Toyota's New Type of Crankshaft Pulley to Improve the Compartment Tone Quality," SAE 880078, pp. 4.59-4.65, 1988.
- 2) T. Suzuki, F. Kayaba, "The Analysis and Mechanism of Engine Intake Rumbling Noise," SAE 901755, pp.1-9, 1990.
- 3) Y. Goto, "Experimental Analysis of Power Plant Vibrations by Shaker Test," SAE 911069, pp.245-254, 1991.
- 4) C. V. Beldt, A. Rust, "Meeting Future Demands for Quieter Commercial Powertrain Systems," SAE 972042, pp.1351-1359, 1997.
- 5) S. H. Yoon, K. Y. Lee, "A Study on the Optimum Design of a Stiffening Plate for the Vibration Reduction of an Engine Block," 6th International Pacific Conference, Vol.1, pp.453-465, 1991.
- 6) L. Meirovitch, Computational Methods in Structural Dynamics, Sijthoff & Noordhoff, pp.368-409, 1980.
- 7) J. M. Lim, M. S. Kim, K. Y. Lee, "Vibration Analysis of an Exhaust System with Bellows using the Component Mode Synthesis," KSME, Vol.17, No.7, pp.1833-1840, 1993.
- 8) R. J. Yang, T. J. Walsh, P. A. Schilke, "A General Formulation for Topology Optimization," SAE 942256, pp.1-5, 1994.
- 9) N. Bakhtiary, P. Allinger, M. Friedrich, F. Mulfinger, J. Sauter, O. Muller, M. Puchinger, "A New Approach for Sizing, Shape and Topology Optimization," SAE 960814, pp.163-179.
- 10) K. S. Choi, "Development of Improved Element Reduction Method for Topology Structural Optimization," Transactions of KSAE, Vol.7, No.4, pp.260-267, 1999.
- 11) S. H. Park, S. K. Youn, "A Study on the Topology Optimization of Structures," KSME, Vol.21, No.8, pp.1241-1249, 1997.