

## 최적구조변경법에 의한 자동차 엔진 블록의 중량최소화에 관한 연구

박석주 · 길병래\*\* · 김영균\*\*\*

A Study on the Weight Minimization of an Automobile  
Engine Block by Optimum Structural Modification

S. C. Park, B. L. Kil, Y. G. Kim

**Key words** : Weight Minimization(중량최소화), Optimum Structural Modification(최적구조변경법), Substructure Synthesis Method(부분구조합성법), Sensitivity Analysis(감도해석법), Frequency Response Function(주파수응답함수)

### Abstract

Recently, to develop an automobile with better properties, many researches and investments have been executed. In this paper, we intend to improve the automobile properties by reducing the weight of the engine without changing the dynamic characteristics.

At first, the vibration analysis by the Substructure Synthesis Method and the exciting test of the engine model performed to confirm the reliability of the analyzing tools. And the weight minimization is performed by the Sensitivity Analysis and the Optimum Structural Modification.

To decrease the engine weight ideally, the weight of the parts with the low sensitivity is to be cut mainly, and the changing quantity of the natural frequency by the cut is to be recovered by the weight modification of the parts with the high sensitivity.

As actually the mathematical unique solution for the homogeneous problem(i. e. 0 object function problem) does not exist, we redesign the engine block with much thinner initial thickness and recover the natural frequencies and natural modes of original structure by the sensitivity analysis, and then observe the Frequency Response Functions(FRF) for the interesting points.

In this analysis, the original thickness of the engine model is 8mm, and the redesigned initial thicknesses are 5 mm and 6 mm. And the number of the interesting natural frequencies are 1, 2, 3, 4 and 5 respectively.

\* 한국해양대학교 조선해양공학부(원고접수일 : 98년 4월)

\*\* 한국해양대학교 운항시스템공학부

\*\*\* 한국해양대학교 조선공학과 대학원

### 1. 서 론

본 연구에서는 자동차의 연비 개선을 위한 한가지 방법으로 자동차의 총 중량에 큰 비중을 차지하고 있는 엔진의 경량화를 이루려고 한다. 이는 급격히 증가하고 있는 자동차의 에너지 소비량을 줄이는데 있어 중요한 역할을 하고 있다. 따라서 국내의 자동차 제조업체들은 전량 수입에 의존하고 있는 연료의 소비량을 줄이기 위해 많은 연구와 투자를 하고 있으며, 일반인의 연비에 대한 인식도 높아지고 있다.

보통, 엔진의 경량화를 위해 엔진부품 중 무게가 가장 무거운 엔진블록과 밸브계통을 중심으로 엔진소재를 알루미늄화하여 경량화 효과를 보고 있으나, 본 연구에서는 엔진 소재의 선택에 관계없이 엔진블록의 경량화를 이루려고 한다. 그러나 엔진의 단순한 경량화는 더 큰 진동을 유발시킬 소지가 크므로 엔진의 진동레벨은 그대로 묶어두고 엔진의 중량최소화를 이룬다.

보통, 엔진의 경량화를 위해 엔진부품 중 무게가 가장 무거운 엔진블록과 밸브계통을 중심으로 엔진소재를 알루미늄화하여 경량화 효과를 보고 있으나, 본 연구에서는 엔진 소재의 선택에 관계없이 엔진블록의 경량화를 이루려고 한다. 그러나 엔진의 단순한 경량화는 더 큰 진동을 유발시킬 소지가 크므로 엔진의 진동레벨은 그대로 묶어두고 엔진의 중량최소화를 이룬다.

이상적으로 중량을 줄이기 위해서는 감도가 둔감한 부분의 중량을 줄이고 이로인한 고유진동수의 변화량은 감도가 민감한 부분에 중량을 변화시켜 고유진동수를 회복하는 것이다. 따라서 중량최소화를 위해서 감도해석<sup>12)</sup>을 통해 설계변수에 대한 감도를 구하고, 이렇게 구한 감도를 이용하여 최적구조변경법<sup>3)</sup>으로 반복 계산하여 설계변수의 최종 변경량을 결정한다. 그러나, 최적구조변경법에 있어서, 목표치(고유진동수)의 변화없이 설계변수를 변경한다는 것은 결국 수학적으로 응용한 해(non-trivial solution)을 얻는 것이 어렵다는 것을 의미한다. 따라서 본 연구에서는 설계변수를 엔진의 두께로 설정하고, 원래 엔진이 가지는 두께(8mm)보다 훨씬 작은 초기두께(5mm, 6mm)의 고유진동수

를 원래 엔진이 가지는 고유진동수로 환원하는 구조변경을 채택하여 중량최소화<sup>9)</sup>를 이룬다.

### 2. 최적구조변경법

설명을 간단히 하기 위해 감도해석에 의해 구해진 감도행렬을 [A], 설계를 변경하고자 하는 장소의 변경량을  $\{\Delta\gamma\}$ , 변경하고자 하는 목표값과 현재값과의 차를  $\{\Delta w\}$ 라 하면, 이의 최적화 문제는

$$[A] \{\Delta\gamma\} = \{\Delta w\} \quad (2-1)$$

이러한 경우를 의사 최소자승법의 문제라 부른다.

### 3. 엔진 블록 모델의 중량 최소화

#### 3.1 실험장치 및 실험방법

실험은 엔진블록 모델을 끈으로 매달아서 자유롭게 흔들리도록 한 상태에서 Fig. 1과 같이 응답

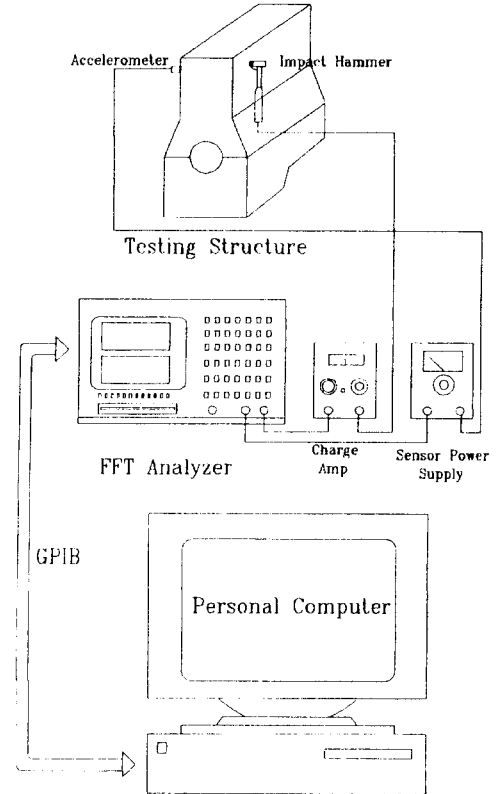


Fig. 1 Equipments of experiment

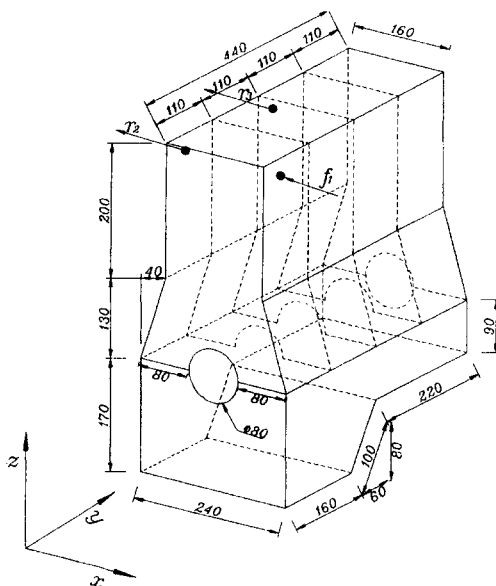
**Table 1. Specification of experimental equipments**

EQUIPMENT	SPECIFICATION	MAKER
Personal computer	Pentium 60MHz, 16M	ALGA
FFT analyzer	AD-3524, 20KHz	A&D CO. LTD.
Accelerometer	353B15, 10000Hz 9.84mV/g	PCB
Impact hammer	B&K 8202, 1.02pC/N	Brüel & Kjar
Charge amp for hammer	DJB 1576, 1mV/pC	D. J. B. LTD.
Sensor power pupply for accelerometer	482A05	PCB

점에 가속도 센서(accelerometer)를 부착하여 가진망치(impact hammer)로 가진하고 이에 대한 힘과 가속도 신호를 증폭기(charge amp)를 거쳐 고속퓨리에 해석기(FFT Analyer)에 입력시킨 후 처리된 신호를 GPIB(general purpose interface bus)를 통하여 컴퓨터로 보내어 최종적으로 모든 데이터를 컴퓨터에서 처리하였다. 실험에 사용한 장비의 사양은 Table 1과 같다.

**3.2 부분구조합성법<sup>6)</sup>에 의한 모델의 진동해석과 해석법의 유효성 확인**

본 연구를 위해 시판중인 자동차의 엔진을 실측하여 연강판으로 Fig. 2와 같이 엔진 블록을 제작

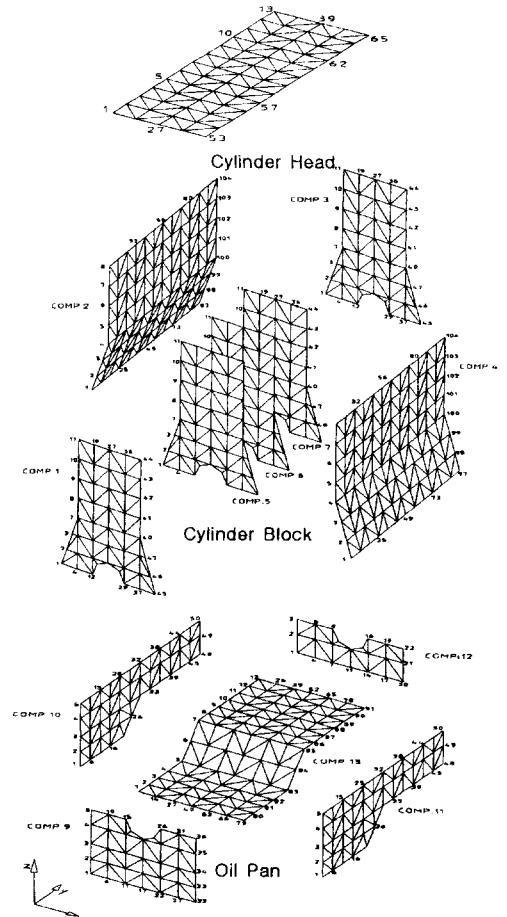


**Fig. 2 The engine block model**

하였다. 엔진블록의 두께는 8mm로 하고 실린더 덮개와 실린더 블록은 6개의 직경 4mm 볼트로 체결하고 실린더 블록과 오일팬은 제작을 간단히 하기 위하여 용접하였다. 제작한 모델을 부분구조합성법으로 진동해석하기 위해 엔진 블록을 다시 Fig. 3과 같이 13개의 부분구조(이하 분계)로 나누어 삼각형 요소로 유한요소 모델링하였다.

먼저 본 연구에서 채택한 부분구조합성법의 유효성을 검증하기 위하여 가진시험에 의하여 얻어진 결과와 부분구조합성법에 의한 결과를 비교하였다.

부분구조합성법으로 해석한 엔진블록 모델의 고유진동형을 Fig. 4에 나타내었다. Fig. 5와 Fig.



**Fig. 3. FEM model of the engine block with 13 sub-structures**

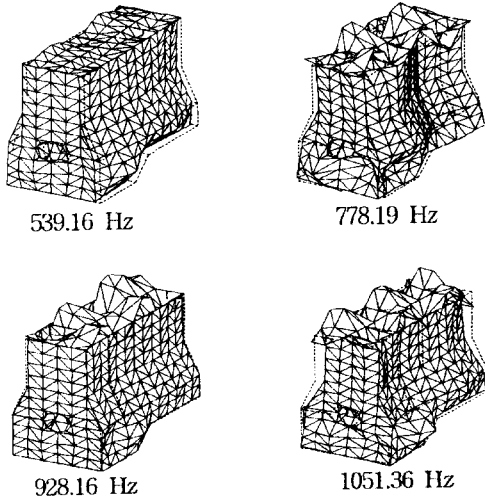


Fig. 4. The natural modes of engine block model

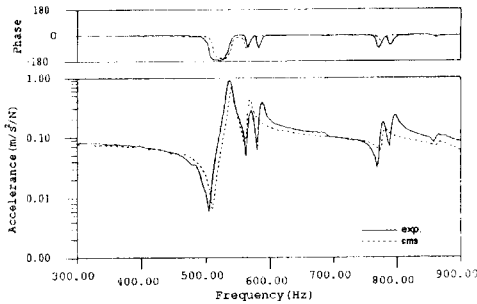


Fig. 5. Comparison of experimental and analytic FRF(G21)

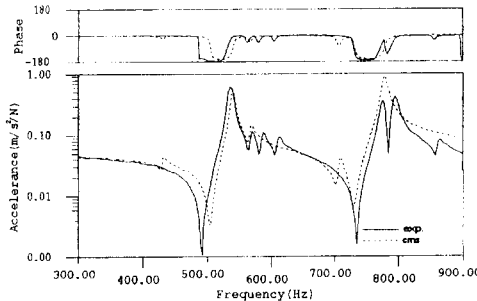


Fig. 6. Comparison of experimental and analytic FRF(G31)

6은 Fig. 2의  $f_1$ 을 가진하고  $r_2$ 와  $r_3$ 에서의 주파수 응답함수이다. 점선은 부분구조합성법에 의한 해

석결과이고 실선은 가진시험에 의한 실험결과이다. 실험결과와 해석결과가 잘 일치하고 있으므로 본 연구에서 채택하고 있는 부분구조합성법에 의한 해석법이 엔진블록 해석에 유효하다고 할 수 있다. 따라서 본 연구에서는 엔진 마운트를 설치하지 않은 경우와 설치한 경우로 나누어 각각 구조변경을 실시한다.

3.3 엔진마운트를 설치하지 않은 경우의 구조변경

Table 2는 초기두께와 원래 엔진의 두께에 대한 각 차수별 고유진동수이다. 여기서 초기두께 5mm, 6mm의 고유진동수를 두께 8mm인 원래 엔진의 고유진동수로 환원하는 최적구조변경을 수행함으로써 중량 최소화를 이룰 수 있었다.

Table 3은 초기치를 5mm, 6mm로 설정하고 목표로 한 고유진동수는 음영으로 간조된 1, 2, 4개로 했을 경우의 최종 고유진동수이다. 모든 경우에 목표한 고유진동수가 원래 엔진의 고유진동수와 거의 일치하고 있음을 알 수 있다. 이는 12~30회의 반복 계산을 통해 얻을 수 있었다. 이렇게 반복 계산 횟수가 많은 것은 본 연구에서 비선형 문제를

Table 2. The natural frequencies before modification for various initial thickness (Hz)

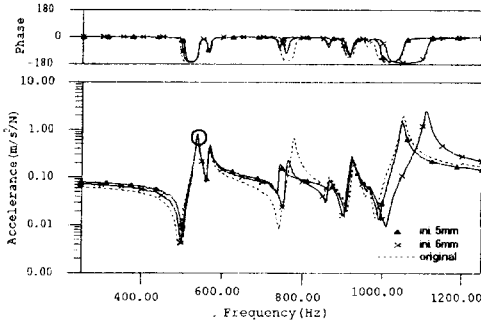
ord. thick.	1	2	3	4	5	6
8mm	539.2	567.2	778.2	864.0	928.3	1051.4
6mm	490.0	562.4	712.2	817.5	883.5	1025.7
5mm	486.2	561.9	692.1	776.9	881.4	972.2

Table 3. Coincidence of natural frequencies for various initial thickness and numbers of natural frequency used for modification (Hz)

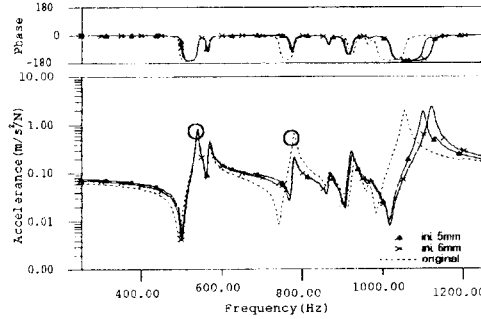
ord.	8mm	initial thick. 5mm			initial thick. 6mm		
		1	2	4	1	2	4
1	539.2	538.2	539.0	538.8	548.5	538.2	538.4
2	567.2	568.4	568.5	567.9	568.0	568.0	567.9
3	778.2	769.8	778.0	777.6	769.8	776.6	777.0
4	864.0	858.0	857.6	857.4	858.1	858.0	858.4
5	928.3	923.8	919.7	928.4	922.1	922.1	927.5
6	1051.4	1049.3	1067.1	1052.1	1069.4	1072.9	1051.4
iter. no.		13	21	30	13	12	15

**Table 4. Reduction of weights after modification for various initial thickness (kg)**

weight	origin (8mm)	initial thick. 5mm			initial thick. 6mm		
		1	2	3	1	2	4
modified places	24.6	15.4	15.4	15.4	18.5	18.5	18.5
after modi.		17.8	18.9	21.1	20.1	20.5	21.7
decreased (%)		6.8 (27.6)	5.7 (23.3)	3.6 (14.5)	4.5 (18.4)	4.1 (16.8)	3.0 (12.0)
unmodified places	15.5	15.5	15.5	15.5	15.5	15.5	15.5
total (%)	40.1 (-)	33.3 (17.0)	34.3 (14.4)	36.5 (9.0)	35.5 (11.4)	36.0 (10.3)	37.1 (7.4)



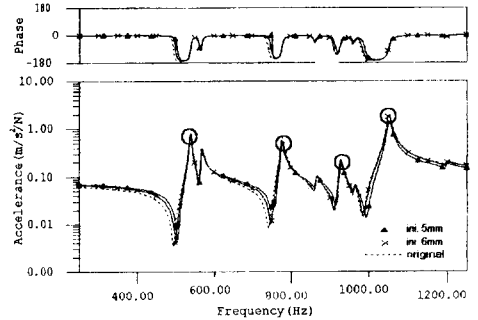
**Fig. 7 FRF in case of 1 natural frequency fitted**



**Fig. 8 FRF in case of 2 natural frequencies fitted**

선형화하여 1차 감도만을 고려하였기 때문이다.

Table 4는 각각의 경우에 대한 구조변경전과 구조변경후의 중량과 최종적으로 최소화된 중량을 나타내었다. 초기두께 5mm인 경우, 3.6kg(14.5%)~6.8kg(27.6%)의 중량감소를 보였고, 초기두께 6mm인 경우는 3.0kg(12.0%)~4.5kg(18.4%)의 중량 감소를 보이면서 목표한 고유진동수들은 원래



**Fig. 9 FRF in case of 4 natural frequencies fitted**

엔진의 고유진동수와 같게 할 수 있었다. 여기서 초기두께가 작을수록 중량감소 효과가 크다는 것을 알 수 있었다.

Fig. 7~Fig. 9는 2번분계 14번 절점을 가진하고 4번분계 14번 절점에서의 주파수응답함수이다.

주파수응답함수를 살펴보면 진폭이 큰 고유진동수만 일치시키므로써 다른 고유진동수들도 잘 일치함을 알 수 있다. ○로 표시된 부분은 일치시킨 고유진동수를 나타낸다.

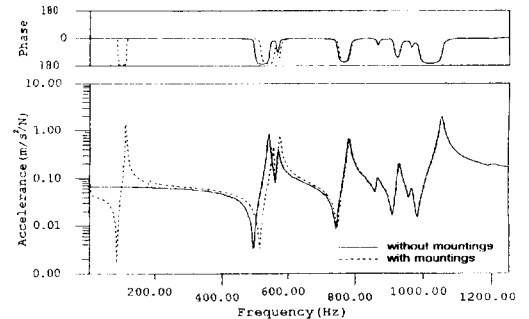
**3. 4 엔진마운트를 설치한 경우의 구조변경**

오일 팬(13번 분계)의 15, 25, 67, 77번 절점에 마운트를 설치하여 앞에서와 같이 구조변경을 수행해 보았다. 이때 마운트 강성값은 Table 5와 같다.

Fig. 10은 엔진마운트를 설치한 경우와 설치하

**Table 5. Mount stiffness (N/mm)**

node	stiffness	$K_x$	$K_y$	$K_z$
15, 25, 67, 77		0.113E+04	0.29E+03	0.167E+03



**Fig. 10 Comparison of FRF with mountings and without mountings**

지 않은 경우의 전달합수를 비교한 것이다. 마운트를 설치함으로써 강제고유진동수가 높아지게 되고, 이중 롤링(rolling)진동형이 엔진진동에 가장 크게 영향을 미치며, 탄성고유진동수는 거의 영향을 미치지 않는다. 따라서 고주파 영역에서 문제가 생기면 구태여 마운트를 설치할 필요없이 해석하여도 무방하다는 것을 알 수 있다.

Table 6은 각각의 경우에 대한 구조변경전의 고유진동수이다. 1~4차는 강제고유진동이고, 5~10차는 탄성고유진동이다. Fig. 11은 구조변경전의 고유진동형이다.

Table 7은 초기치를 5mm, 6mm로 설정하고 목표로한 고유진동수는 음영으로 강조된 1, 2, 3, 5개로 했을 경우의 최종 고유진동수이다. 모든 경우에 목표한 고유진동수가 원래 엔진의 고유진동수와 거의 일치하고 있음을 알 수 있다. 구조변경을 완료하는 데는 11~24회의 반복 계산을 통해 얻을 수 있었는데, 엔진마운트를 설치하지 않은 경우의 구조변경보다 더 적은 반복계산으로 목표로한 고유진동수를 얻을 수 있었다. 이는 초기 몇 회의 반복계산으로 전체적인 주파수응답함수의 패턴을 쉽게 찾을 수가 있었고, 고유진동형 차수의 변화없이 구조변경을 이룰 수가 있었기 때문으로 생각된다.

Table 8은 각각의 경우에 대한 구조변경전과 구조변경후의 중량과 최종적으로 최소화된 중량을 나타내었다. 먼저 초기두께 5mm인 경우, 1.6kg(6.5%)~2.5kg(10.2%)의 중량감소를 보였고, 초기두께 6mm인 경우는 1.2kg(4.8%)~1.7kg(6.9%)의 중량감소를 보이면서 목표한 고유진동수들은 원래 엔진의 고유진동수와 같게 할 수 있었다. 여기에서도 초기두께가 얇을수록 중량감소 효과가 큰 것을 알 수 있었다. 또한 마운트를 설치하지 않은 경우에 비해 중량감소의 효과가 떨어지는 것을 볼 수 있었다. 이것은 초기 두께를 5mm 이하로 설정하여 구조변경하면 더 큰 중량감소 효과를 볼 수 있다는 것을 의미한다.

Fig. 12는 1개의 고유진동수를 일치시키는 구조변경후의 주파수응답함수를 나타내었고, Fig. 13은 2개, Fig. 14는 3개, Fig. 15는 5개의 고유진동

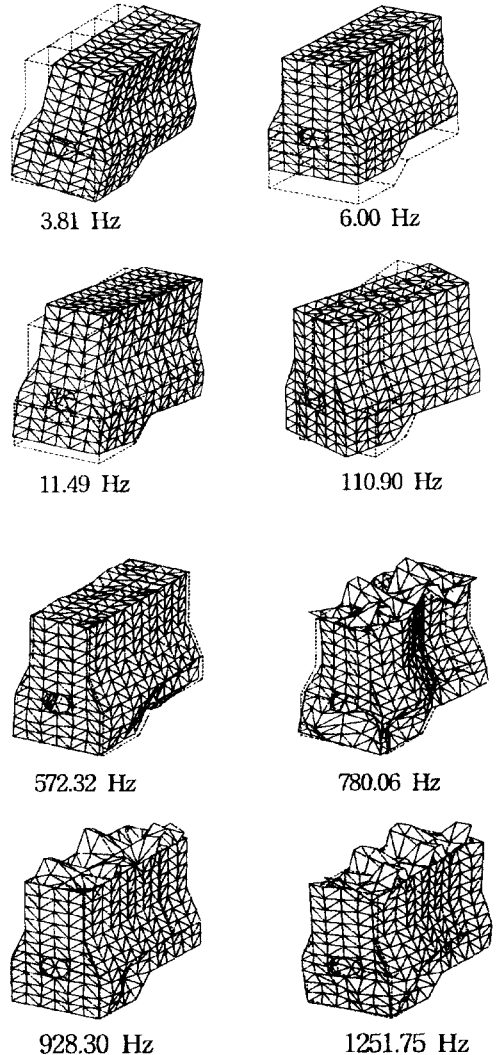


Fig. 11 .The natural modes of engine block model for mounting installed

Table 6. The natural frequencies after mountings installed

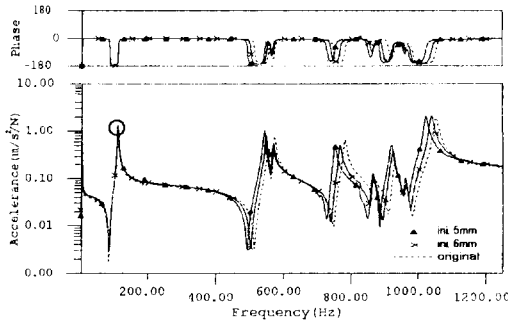
ord. thick.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
8mm	3.8	6.0	11.5	110.9	5536.5	572.3	780.1	864.2	928.3	1051.8
6mm	4.4	6.0	13.4	122.7	518.2	563.7	724.8	851.6	898.3	1026.0
5mm	5.0	6.6	13.7	130.1	512.4	562.8	714.8	802.9	881.8	1004.8

**Table 7. Coincidence of natural frequencies for various initial thickness and numbers of natural frequency used for modification (Hz)**

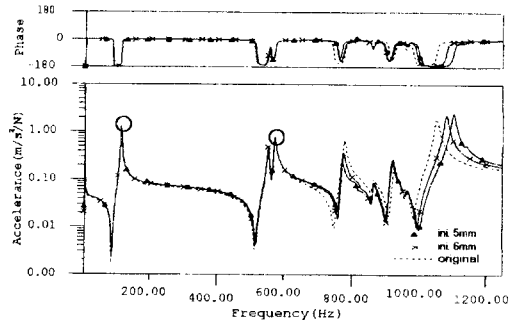
ord.	8mm	initial thick. 5mm				initial thick. 6mm			
		1	2	3	5	1	2	3	5
4	110.9	111.4	111.1	111.2	111.0	111.3	111.2	111.0	111.0
5	553.5	541.9	552.9	553.3	553.1	547.7	552.9	553.7	554.4
6	572.3	566.4	572.2	572.2	572.3	568.3	572.2	572.4	572.6
7	780.1	750.5	771.5	778.7	780.0	765.5	777.2	779.3	779.3
8	864.2	864.1	865.4	867.8	863.8	864.5	880.0	865.1	864.3
9	928.3	918.7	921.1	922.6	927.9	922.9	923.4	923.7	926.5
10	1051.8	1021.6	1102.7	1099.2	1052.1	1038.7	1081.0	1085.6	1050.9
iter. no.		12	13	13	24	11	12	15	18

**Table 8. Reduction of weights after modification for mountings installed (kg)**

weight	origin (8mm)	initial thick. 5mm				initial thick. 6mm			
		1	2	3	5	1	2	3	5
modified places	24.6	15.4	15.4	15.4	15.4	18.5	18.5	18.5	18.5
after modi.		22.2	22.4	22.2	23.0	22.9	23.1	23.2	23.4
decreased (%)		2.5 (10.2)	2.2 (9.1)	1.9 (7.8)	1.6 (6.5)	1.7 (6.9)	1.6 (6.4)	1.4 (5.8)	1.2 (4.8)
unmodified places	15.5	15.5	15.5	15.5	15.5	15.5	15.5	15.5	15.5
total (%)	40.1 (...)	37.6 (6.1)	37.8 (5.6)	37.6 (4.8)	38.5 (4.0)	38.4 (4.2)	38.5 (3.9)	38.7 (3.5)	38.9 (3.0)



**Fig. 12. FRF in case of 1 natural frequency fitted for mountings installed**



**Fig. 13. FRF in case of 2 natural frequencies fitted for mountings installed**

수를 일치시키는 구조변경후의 주파수응답함수를 나타내었다. 엔진마운트를 설치하지 않은 경우와 마찬가지로 진폭이 큰 고유진동수만을 일치시킴으로써 목표한 구조변경이 가능하였다.

만약 6,000rpm 이하로 구동하는 4기통 엔진의 경우, 저차의 고유진동수 중 1개의 고유진동수만을 일치시키는 구조변경을 선택함으로써 엔진의

중량을 10%까지 줄일 수 있다. 따라서 진동원의 운전주파수 범위에 따라 진동특성의 변화없이 보다 효과적인 중량최소화가 가능하고 문제시 되는 고유진동수도 변경하면서 중량최소화가 가능함을 알 수 있다.

Fig. 16은 초기두께를 6mm로 하고 5개의 고유진동수를 일치시키는 구조변경후의 최종두께 분

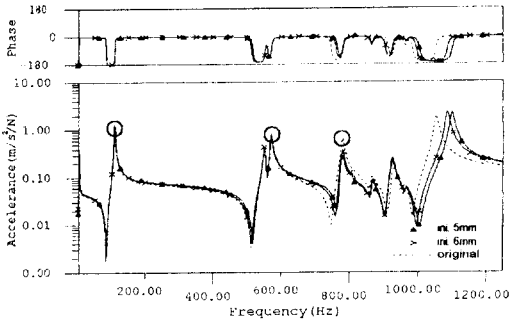


Fig. 14. FRF in case of 3 natural frequencies fitted for mountings installed

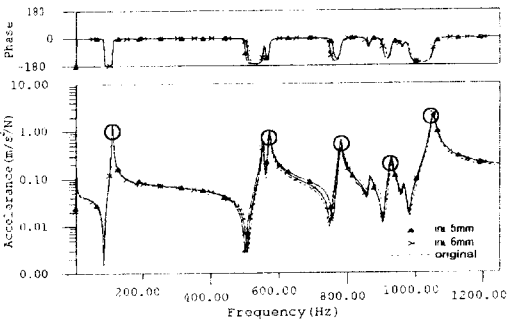


Fig. 15. FRF in case of 5 natural frequencies fitted for mountings installed

포를 나타내었다. 전반적으로 분계 상호 결합부의 두께가 두꺼워진 것을 알 수 있다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 엔진 블록 모형을 제작하여 모델에 대한 실험과 해석을 수행하고, 이를 토대로 하여 중량을 줄이기 위한 구조변경을 시도하여 다음과 같이 결론을 얻었다.

- 1) 자동차 엔진 모델에 대하여 가진시험을 수행하고, 부분구조합성법에 의한 해석과 서로 비교 검토하여 해석법의 유효성을 확인하였다.
- 2) 저차중의 진폭이 큰 몇 개의 고유진동수만을 일치시킴으로써 광범위하게 주파수응답함수를 일치시킬 수 있다.
- 3) 엔진마운트를 설치한 경우와 설치하지 않은 경우 모두 고유진동수 변경없이 중량최소화를 이룰 수 있다.

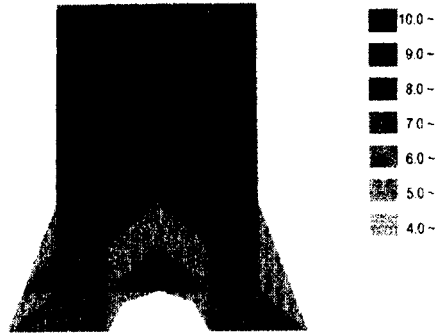


Fig. 16. Thickness distribution after modification of fitting 4 natural frequencies at initial 6mm

- 4) 진동원의 운전(가진)주파수 범위에 따라 보다 효과적인 중량 최소화가 가능하다.
- 5) 원래의 구조물의 진동특성에 문제가 있을 경우에는 이 문제점을 개선할 수 있는 목표치를 설정하면 이것도 수정하면서 중량 최소화가 가능하다.
- 6) 고주파 영역에서 문제가 생긴 경우에는 마운트 없이 해석한 결과를 그대로 이용할 수 있다.

#### 후 기

본 연구는 1994년도 한국과학재단 특정연구과제(94-0200-08-03-3)의 연구비 지원으로 수행되었다. 관계자 여러분께 감사드리는 바이다.

#### 참고문헌

- 1) 朴錫柱, “모드합성법による振動解析と動特性の最適化”, 東京工業大學校 博士學位論文, Mar.



- 1989.
- 2) 金子康智, 間瀬正隆, “感度解析法によるタービン翼の最適設計”, 日本機械學會論文集, 第57卷, 541號, p.181, 1991
  - 3) 박석주 외 3인, “열린 상자형 구조물의 진동최소화 기법에 관한 연구”, 한국소음진동공학회지, 제4권 제4호, p.479, 1994
  - 4) 박석주의 4인, “보강재를 이용한 열린 상자형 구조물의 구조변경법에 관한 연구”, 한국소음진동공학회지, 제6권 1호, pp.57~66, Feb. 1996
  - 5) 박석주의 2인, “엔진 블록의 중량최소화에 관한 연구”, 한국자동차공학회논문집, vol. 5, no. 3, pp.103~116, 1997
  - 6) 長松召男, 大熊政明, “部分構造合成法”, 培風館, pp.103~116, 1991