

# 최적구조변경법에 의한 자동차 엔진 블록의 중량최소화에 관한 연구

<sup>0</sup>김영균\* · 박석주\*\* · 김성우\*

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

Sok-Chu Park, Young-Gun Kim and Sung-Woo Kim

### ABSTRACT

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

At first we perform the vibration analysis by the Substructure Synthesis Method and execute the exciting test for the engine model, and observe the coincidences of two results to confirm the reliability of the analyzing tools used.

The weight minimization is performed by the Sensitivities of the Natural frequencies of the engine block. To decrease the engine weight ideally, the parts of the sensitivity zero are to be cut mainly, and the changing quantity of natural frequency by the cut is to be recovered by the structural modification for the parts with the good sensitivity.

But, as actually the mathematical solution for the homogeneous problem( i. e. 0 object function) do not exist, we hereby redesign the block with much thinner thickness and recover the natural frequencies and natural modes to original structure's by the sensitivity analysis. And the Frequency Response Functions(FRF) are to be observed for the interesting points.

In this analysis, the original thickness of the engine model has 8 mm of thickness, and the thickness redesigned is 5 mm and 6 mm. And we are to try to recover the 1, 2, 4, and 5 lower natural frequencies interested.

### 1. 서 론

선진화에 따른 자동차 보유대수의 급격한 증가로 인해 자동차부문의 에너지 소비량은 매년 급증하고 있는 실정이다. 자동차용 에너지는 전부 수입 석유계 연료에 의존하고 있기 때문에 자동차의 연비 향상은 아주 중요하다. 따라서 국내의 자동차

제조업체들은 연비 개선을 위해 많은 경쟁을 하고 있으며, 일반인의 연비에 대한 인식도 높아지고 있다.

자동차 연비 개선을 위한 한가지 방법으로 자동차의 총중량에 큰 비중을 차지하고 있는 엔진의 경량화를 들 수 있다. 보통, 엔진의 경량화를 위해 엔진 부품 중 무게가 가장 무거운 엔진블록과 밸브계통을 중심으로 엔진소재를 알루미늄화하여 경량화 효과를 보고 있다. 본 연구에서는 엔진 소재의 선택에 관계없이 엔진블록의 경량화를 이루려고 한다. 그러나 엔진의 단순한 경량화는 더 큰 진

\* 한국해양대학교 대학원

\*\* 정희원, 한국해양대학교 조선해양공학부

동을 유발시킬 소지가 크므로 엔진의 진동레벨은 그대로 묶어두고 엔진의 중량최소화를 이룬다.

## 2. 최적구조변경법<sup>[1]-[5]</sup>

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

$$[A] \{\Delta\gamma\} = \{\Delta\omega\} \quad (2-11)$$

로 나타낼 수 있다. 이 식은 1차 방정식을 나타내고 있지만, 행렬  $[A]$ 가 일반적으로 정방행렬이 아니므로 최소자승해를 구하는 문제이다.

먼저 구하는 미지수, 즉 변경하고자 하는 변경량의 수가 방정식의 개수보다 적은 경우는 통상 말하는 다음과 같은 S를 최소로 하는 최소자승해를 구하면 된다.

$$S = |[A] \{\Delta\gamma\} - \{\Delta\omega\}| \quad (2-12)$$

그러나, 일반적으로 구조변경의 문제는 위와는 달리 구하고자 하는 변경량의 개수가 방정식의 개수보다 많은 것이 특징이다. 예를 들면, 몇 개의 고유진동수를 특정 고유진동수로 변경시키고자 할 때, 변경할 수 있는 부분의 수는 수십 개에서 수백 개에 이른다. 이 경우에는 무수히 많은 해를 가지게 되나 다음과 같은 S를 최소로 하는 제약을 가하면 해가 일의적으로 결정된다.

$$S = \{\Delta\gamma\}^T \{\Delta\gamma\} \quad (2-13)$$

이러한 경우를 의사 최소자승법의 문제라 부른다.

## 3. 엔진 블록 모델의 중량 최소화

중량최소화를 위한 설계변수는 엔진의 두께로 설정하여 원래 엔진이 가지는 두께보다 작은 훨씬 작은 값을 초기두께로 하고, 초기두께의 고유진동수를 원래 엔진의 고유진동수로 환원시키는 구조변경을 채택하였다. 그런데 환원시키고자 하는 고유진동수와 고유진동형은 수 개에 불과한 반면 설계변경할 수 있는 부분은 수십개가 되어 해가 일의적으로 정해지지 않는다. 여기에 최적구조변경이 현 구조물에 가장 손을 적게 대어 이루는 변경법이라는 사실에 착안하여, 변경량 최소라는 제약조건을 부가함으로써 해를 일의적으로 결정한다. 그

리고 최종두께가 원래 엔진의 두께보다도 현저히 얇아진다면 강도상의 문제가 발생할 수 있으므로 적당한 두께 이하로는 떨어지지 않는 제약조건을 더 하였다.

엔진 블록의 중량최소화는 엔진마운트를 설치하지 않은 경우와 설치한 경우로 나누어 수행하였다.

### 3.1 부분구조합성법에 의한 엔진 블록 모델의 진동해석

본 연구를 위해 시판중인 자동차의 엔진을 실측하여 연강판으로 Fig. 1과 같이 엔진 블록을 제작하였다. 제작한 모델을 부분구조합성법<sup>[6]</sup>으로 진동해석하기 위해 엔진 블록을 다시 Fig. 2와 같이 13개의 부분구조(이하 분계)로 나누어 유한 요소 모델링하였다.

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

부분구조합성법으로 해석한 엔진 블록 모델의 고유진동형을 Fig. 3에 나타내었다. Fig. 4와 Fig. 5는  $f_1$ 을 가진하고  $r_2$ 와  $r_3$ 에서의 주파수응답함수인데 실험결과와 해석결과가 잘 일치하고 있으므로 본 연구에서 채택하고 있는 부분구조합성법에 의한 해석법이 엔진 블록 해석에 유효하다고 할 수 있다.

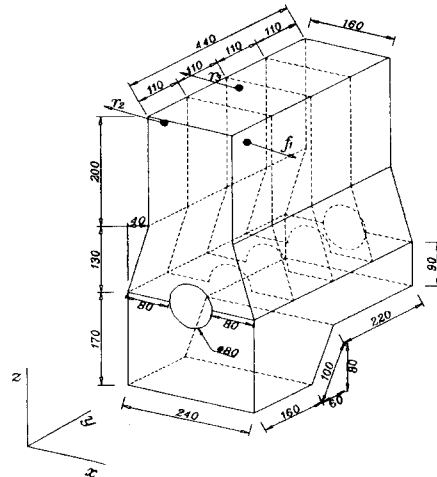


Fig. 1 The engine block model

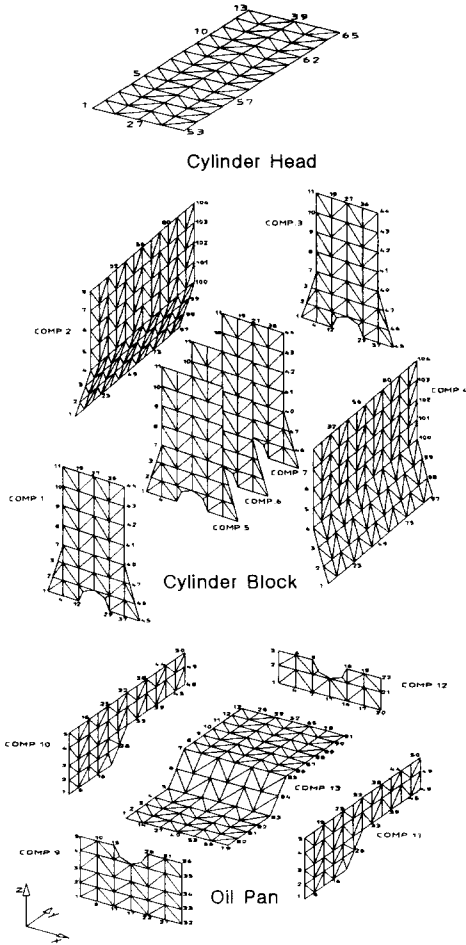


Fig. 2 FEM model of the engine block with 13 sub-structures

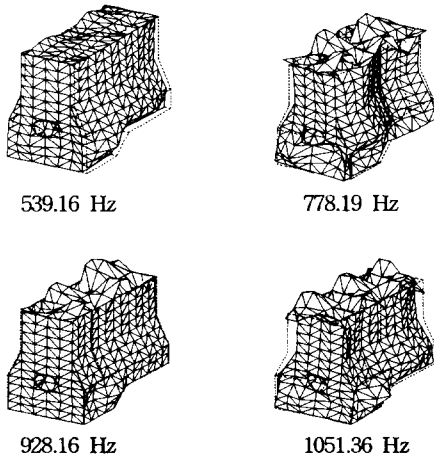


Fig. 3 The natural modes of engine block model

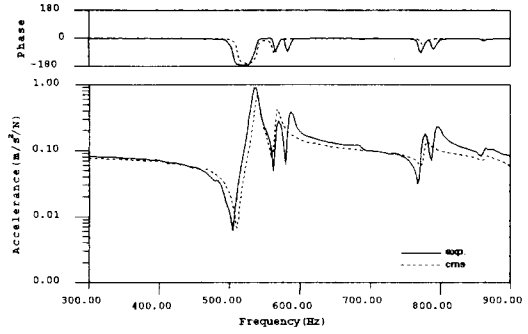


Fig. 4 Comparison of experimental and analytic FRF( $G_{21}$ )

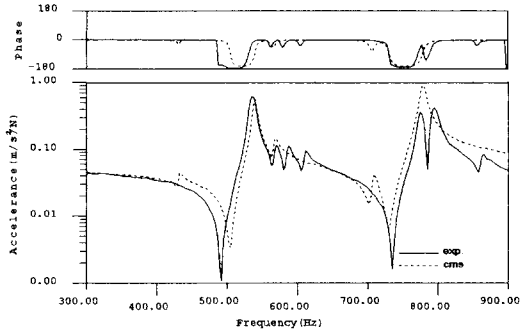


Fig. 5 Comparison of experimental and analytic FRF( $G_{31}$ )

### 3.2 엔진마운트를 설치하지 않은 경우의 구조변경

Table 1은 구조변경전의 고유진동수이다. 초기두께 5mm, 6mm의 고유진동수를 두께 8mm인 원래 엔진의 고유진동수로 환원하는 최적구조변경을 수행함으로써 중량 최소화를 이룰 수 있었다.

Table 2는 초기치를 5mm, 6mm로 설정하고 목표로 한 고유진동수는 음영으로 강조된 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 선형화하여 1차 감도만을 고려하였기 때문이다.

Table 3은 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 중량감소를 보이면서 목표한 고유진동수들은 원래 엔진의 고유진동수와 같게 할 수 있었다. 여기서 초

기두께가 작을수록 중량감소 효과가 크다는 것을 알 수 있었다.

Fig. 6~Fig. 8은 2변분계 14번 절점을 가진하고 4변분계 14번 절점에서의 주파수응답함수이다.

주파수응답함수를 살펴보면 진폭이 큰 고유진동수만 일치시킴으로써 다른 고유진동수들도 잘 일치함을 알 수 있다.

○로 표시된 부분은 일치시킨 고유진동수를 나타낸다.

Table 1 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 2 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 3 Reduction of weights after modification for various initial thickness (kg)

weight	origin (8mm)	initial thick. 5mm			initial thick. 6mm		
		1	2	4	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)

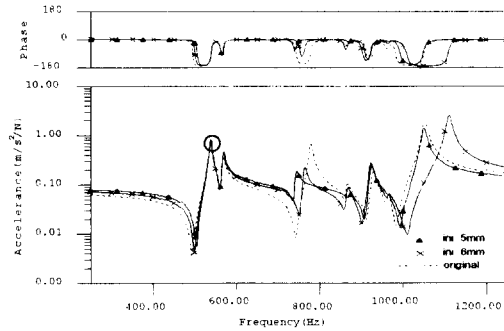


Fig. 6 FRF in case of 1 natural frequency fitted

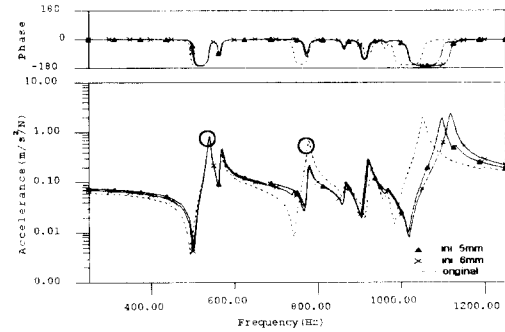


Fig. 7 FRF in case of 2 natural frequencies fitted

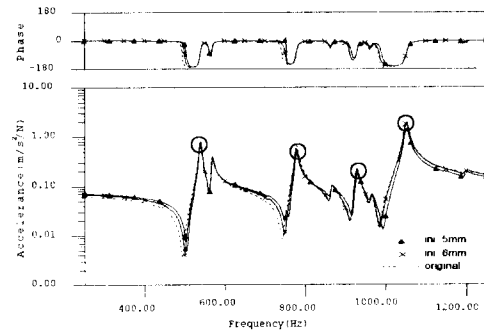


Fig. 8 FRF in case of 4 natural frequencies fitted

### 3.3 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 4와 같다.

Fig. 9)는 엔진마운트를 설치한 경우와 설치하지 않은 경우의 전달함수를 비교한 것이다. 마운트를 설치함으로써 강제고유진동수가 높아지게 되고, 이중 롤링(rolling)진동형이 엔진진동에 가장 크게 영향을 미치며, 탄성고유진동수는 거의 영향을 미치지

지 않는다. 따라서 고주파 영역에서 문제가 생기면 구태여 마운트를 설치할 필요없이 해석하여도 무방하다는 것을 알 수 있다.

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

Table 6은 초기치를 5mm, 6mm로 설정하고 목표한 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 목표한 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 7은 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 초기두께를 5mm 이하로 설정하여 구조변경하면 더 큰 중량감소 효과를 볼 수 있다는 것을 의미한다.

Fig. 11은 1개의 고유진동수를 일치시키는 구조변경후의 주파수응답함수를 나타내었고, Fig. 12는 2개, Fig. 13은 3개, Fig. 14은 5개의 고유진동수를 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 고유진동수

도 변경하면서 중량최소화가 가능함을 알 수 있다.

Fig. 15는 초기두께를 6mm로 하고 5개의 고유진동수를 일치시키는 구조변경후의 최종두께 분포를 나타내었다. 전반적으로 분계 상호 결합부의 두께가 두꺼워진 것을 알 수 있다.

Table 4 Mount stiffness (N/mm)

node	stiffness	$k_x$	$k_y$	$k_z$
15, 25, 67, 77		0.113E+04	0.294E+03	0.167E+03

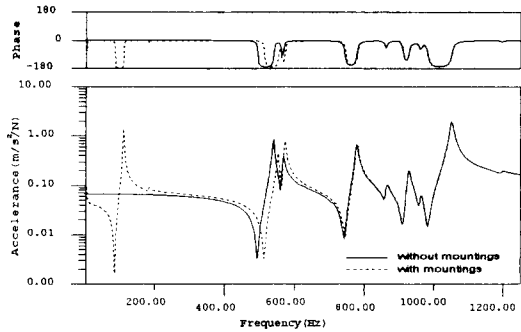
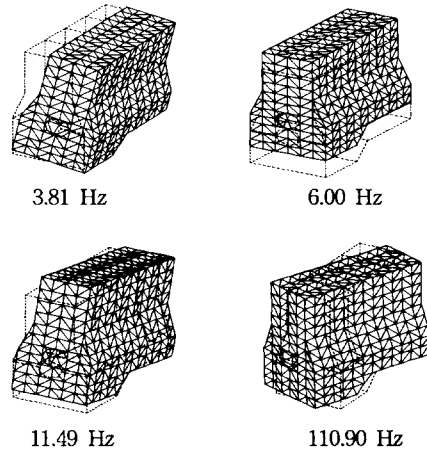


Fig. 9 Comparison of FRF with mountings and without mountings

Table 5 The natural frequencies after mountings installed (Hz)

ord. thick.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
8mm	3.8	6.0	11.5	110.9	553.5	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



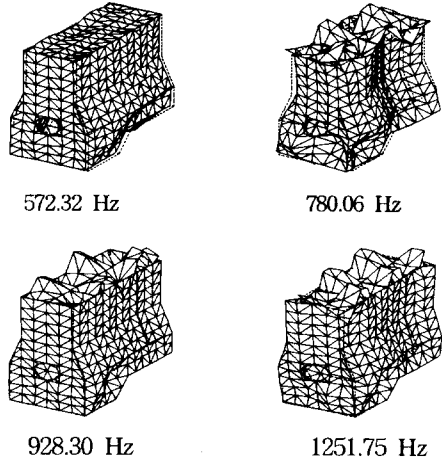


Fig. 10 The natural modes of engine block model for mounting installed

Table 6 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	779.5
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	1061.0	1065.6	1050.9
iter.no.	-	12	13	13	24	11	12	15	18

Table 7 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)

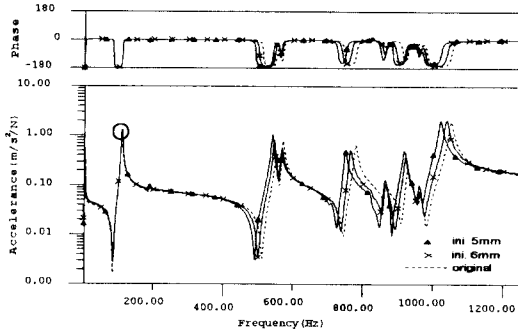


Fig. 11 FRF in case of 1 natural frequency fitted for mountings installed

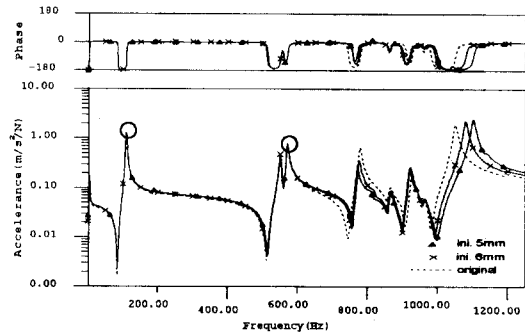


Fig. 12 FRF in case of 2 natural frequencies fitted for mountings installed

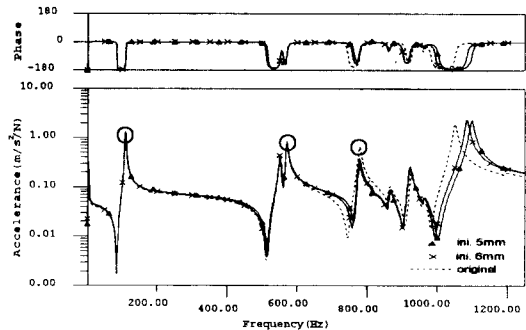


Fig. 13 FRF in case of 3 natural frequencies fitted for mountings installed

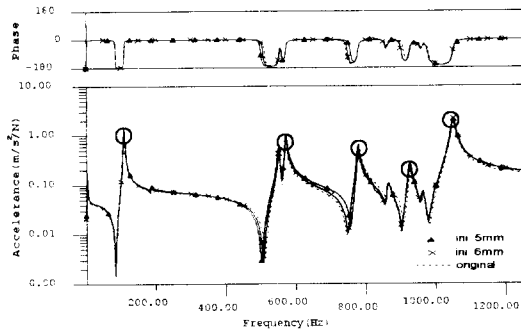


Fig. 14 FRF in case of 5 natural frequencies fitted for mountings installed

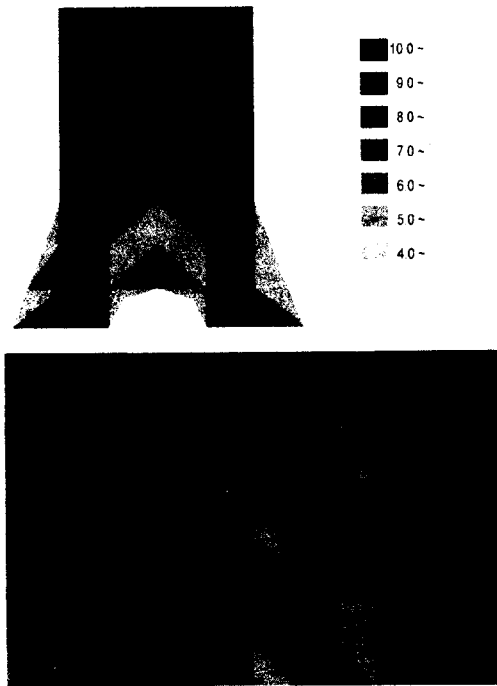


Fig. 15 Thickness distribution after modification of fitting 4 natural frequencies at initial 6mm

#### 4. 결 론

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

- 1) 자동차 엔진 모델에 대하여 가진시험을 수행하고, 유한요소법에 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.
- 4) 진동원의 운전(가진)주파수 범위에 따라 보다 효과적인 중량 최소화가 가능하다.
- 5) 원래의 구조물의 진동특성에 문제가 있으면 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 특정연구과제의 연구비 지원으로 수행되었다. 관계자 여러분께 감사드리는 바이다.

#### 참 고 문 헌

- [1] 朴錫柱, “モード合成法による振動解析と動特性の最適化”, 東京工業大學 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 진동최소화기법에 관한 연구”, 한국소음진동공학회지, 제4권 제4호, p. 479, 1994
- [4] 박석주외 4인, “보강재를 이용한 열린 상자형 구조물의 구조변경법에 관한 연구”, 한국소음진동공학회지, 제6권 1호, pp.57~66, Feb. 1996
- [5] 박석주외 2인, “엔진 블록의 중량최소화에 관한 연구”, 한국자동차공학회논문집, vol. 5, no. 3, pp. 182-190, May 1997
- [6] 長松召男, 大熊政明, “部分構造合成法”, 培風館, pp. 103-116, 1991