

# BOOMING 소음 저감을 위한 구조-음향의 연성해석과 차체구조 변경

오성명호\*, 임차섭\*, 정기섭\*

(Structural-Acoustic Coupling Analysis and Structural Modification  
for the Reduction of Booming Noise)

( Myungho Sung, Chaseob Leem, Giseob Jeong)

## 1. 서론

차실내의 소음에서 200Hz 이하 대역에서의 소음은 주로 차체의 진동 특성과 차실의 음향특성이 연성되어 나타나는 Booming에 의한 소음이 지배적이다. 따라서 이 주파수대역에서의 소음저감을 위해서는 차체진동특성, 차실음향특성, 이들의 연성특성이 모두 고려된 해석으로부터 소음 저감방안을 수립하여야 한다.

지금까지의 많은 연구에서 Booming 소음저감을 위하여 기여도가 큰 차체 Panel부위를 규명하는데 연성해석이 효과적임을 확인하여 왔으나<sup>1,2,3,4</sup>, 구조변경 방법에 대한 구체적인 방안이 미흡하였다. 체계적이고 구체적인 구조변경을 이루려면 구조 최적화 해석이 필요하고, 구조 최적화를 위해서는 감도해석 및 최적화 해석이 요구되지만 차체구조의 해석모델이 확보되지 않은 상태에서 구조 최적화를 수행하기에는 어려움이 많다. 따라서 본 연구에서는 연성해석과 함께 구조 최적화해석이 전단계에서 실험적으로 구조의 진동특성 변화에 따른 Booming 소음변화를 확인함으로써 Booming 소음저감 방안의 효율성을 높이고자 하였다. 이러한 연구는 차체 Panel의 기본적인 진동특성이 유사하다는 점을 감안하면 실제 신차량 개발시 유용한 정보를 제공할 수 있다.

본 연구에서는 연구대상 차량의 소음저감 방안을 마련하기 위하여 차체의 진동 및 차실의 음향 특성해석, 연성해석을 수행하였다. 차실 음향특성을 나타내는 음향모드는 유한요소 해석으로부터 결정하였다. 이때 해석결과를 확인하기 위하여 음향모드를 측정, 수치해석결과와 비교하였다. 차실소음의 가진 특성을 갖는 차체의 진동특성은 모드시험을 통해서 결정하였다. 결정된 이들 모드들의 연성해석은 연성해석 전용 컴퓨터 프로그램을 사용하여 수행하였고, 그 결과를 소음실험 결과와 비교하여 Booming 소음에 기여가 큰 차체 Panel부위를 결정하였다. 기여가 큰 Panel의 진동특성 변경시 소음효과를 측정하여 구조변경 방안을 검토하였다.

## 2. 해석방법

차실내부의 소음에서 200Hz 이하의 특성은 차실내부의 음향특성과 차실내의 공기를 가진하는 차체의 진동특성으로부터 결정된다. 따라서 차실내의 Booming 소음특성을 파악하기 위

해서는 차실의 음향특성, 차체의 진동특성과 함께 이들 특성간의 연성도를 파악하여야 한다.

차실음향 특성은 FEM을 이용하였고, 차체진동 특성은 실차에 대한 진동 모드시험으로 구한 결과를 사용하였다. 또한 차체진동-차실음향 연성해석은 개발된 연성해석 전용 프로그램인 ACSTAP를 사용하여 해석하였다. 계산된 연성해석 결과는 소음측정 결과와 비교하여 문제가 되는 소음피크가 존재할 때, 그 피크와 연관된 모드에 대한 경계면의 기여도를 계산하여 기여도가 가장 큰 부분을 찾는다. Booming소음을 효과적으로 저감시키기 위하여 소음에 대한 기여도가 큰 부분의 구조변경 방안을 규명하기 위한 측정을 수행하였다. 기여도가 큰 Panel의 구조변경시 각 부위의 질량/강성/감쇠효과를 측정하여 각 Panel특성과 구조변경 방안간의 상관관계를 살펴보았다. Fig. 1은 이러한 해석과정을 나타낸 것이다.

## 3. 차실소음 측정

본 해석 차종에 대한 Booming 소음특성을 파악하기 위해 소음특성을 측정하였다. Fig. 2는 주행상태에서 측정한 소음특성이다. Fig. 2에서 a)와 b)는 전후석의 가운데에서 소음이다. Fig. 2에서 보는바와 같이 200Hz 이하의 주파수 대역에서는 음향 고유진동수가 적게 분포함에도 불구하고 많은 피크가 나타나고 있는 것은 차실내의 음향모드 특성과 달리 Booming등의 다른 요인들이 소음특성에 영향을 주고 있음을 나타내는 것이다. 또한 전체적으로 큰 소음피크가 모두 나타나는 영역은 2800, 3000, 3200, 3800, 4700 rpm임을 알 수 있다.

## 4. 차실음향 모드 해석

연성해석에 이용하기 위한 음향모드는 FEM으로부터 구한 결과를 사용하였다. 차실내부 공간에 대한 유한요소 모델링은 CAEDS를 사용하여 수행하였다. Fig. 3은 모델링된 차실공간을 나타낸다. 모델은 7314개의 절점으로 구성된 1663개의 3차원 등변수 요소를 사용하였다. 차실의 경계면은 RR SEAT, FLOOR, ROOF, W/SHIELD, DOOR, P/TRAY, DASH PANEL, RR GLASS, W/GLASS로 이루어져있다. 경계면은 FRT SEAT를 제외한 모든면은 강체면으로 처리하였고, FRT SEAT에서는 SEAT의 밀도를 증대시키는 형태로 모델링하였다.

Fig. 3의 모델로부터 ACSTAP을 이용하여 계산한 음향 고유진동수는 Table 1에서, 대표적인 음향 모드는 Fig. 4에 나타내었

\* 현대자동차(주)

다. 음향 고유진동수는 Table 1에서 보는바와 같이 강체 모드를 포함하여 8개를 구하였다. Fig.4에서 음향 모드를 나타내는 색이 진할수록 큰 음압을 가지는 것을 나타낸다. 따라서 거의 회색 채색된 부분은 절면임을 알 수 있다.

이러한 해석결과는 Speaker로 차실을 정현파로 가진하고 여러위치에서 음압을 측정하는 방법으로 실험을 통하여 확인하였다.

Table 1 Acoustic natural frequencies by F.E. analysis

Mode No.	Natural Freq. (Hz)
1	0.0
2	77.7
3	89.7
4	127.7
5	134.9
6	148.3
7	169.3
8	185.6

### 5. 차체진동 모드 해석

연성해석에 필요한 차체진동 모드는 모드 실험으로부터 구하였다. 측정된 주파수 응답함수로부터 60-170Hz 주파수영역에서 13개의 진동 모드를 결정하였다. Table 2에서 나타낸 측정된 고유진동수중 연성이 크게 발생하는 대표적인 진동 모드를 Fig. 5에서 보여주고 있다.

Table 2 Natural frequencies of the vehicle body by the measurement

Mode No.	Natural Freq. (Hz)	Mode No.	Natural Freq. (Hz)
1	59.2	8	107.5
2	74.8	9	123.2
3	81.6	10	130.3
4	88.1	11	143.4
5	91.0	12	148.3
6	94.8	13	158.0
7	101.6		

### 6. 차체진동-차실음향 연성해석

4절과 5절에서 결정한 차체진동 모드와 차실음향 모드의 연성도를 계산하여 Booming 소음특성과의 관련성을 확인하였다. Table 3은 앞절에서 구한 8개의 음향 모드와 13개의 구조 모드들의 연성도를 나타내고 있다. Table 3에서 연성이 크게 나타난 모드들을 요약하면 다음과 같다.

- (1) 77.7Hz의 음향 모드와 60-110Hz의 구조 모드
- (2) 89.7Hz의 음향 모드와 70-130Hz의 구조 모드
- (3) 128-169Hz의 음향 모드와 100-160Hz의 구조 모드

Table 3 Structural-acoustic coupling coefficients ( $C'_{ij} \times 10^{-4}$ )

ACO (Hz)	1	2	3	4	5	6	7	8
0.0	0.0	77.7	89.7	127.7	134.9	148.3	169.3	185.6
STR. 1	-1.08	-4.60	-0.32	0.00	0.64	-0.25	0.04	0.16
59.2(Hz) 2	-0.25	-23.30	-1.52	0.35	0.78	-0.36	-0.24	0.25
74.8(Hz) 3	-0.65	2.68	-0.75	-0.03	-0.26	0.02	-0.10	0.28
81.6(Hz) 4	-0.45	0.45	-17.20	-0.02	-0.51	0.18	-0.41	0.04
88.1(Hz) 5	0.04	-1.76	1.88	-1.15	0.13	0.43	0.68	-0.41
91.0(Hz) 6	0.09	1.07	1.87	0.51	1.96	-0.27	0.07	0.60
94.8(Hz) 7	0.29	-1.37	-0.21	-1.16	-2.17	2.04	-0.52	-2.06
101.6(Hz) 8	-1.47	8.22	-1.23	9.48	-2.71	-3.93	-1.43	-0.57
107.5(Hz) 9	-0.69	-0.68	-4.55	7.59	2.59	-4.96	1.95	-0.52
123.2(Hz) 10	-0.13	0.15	-1.22	27.89	0.58	1.34	1.16	0.53
130.3(Hz) 11	0.05	0.40	0.12	0.20	-0.98	0.16	0.24	0.40
143.4(Hz) 12	0.13	-0.07	-0.67	0.60	1.92	31.02	1.64	0.67
148.3(Hz) 13	0.03	0.13	0.26	0.83	0.68	-1.51	-2.31	2.79
158.0(Hz)								

이러한 결과를 Fig.2의 결과와 비교해 볼때 추가진력인 ENG 회전수의 2차 성분과 관련하여 2800, 3000, 3200, 3800, 4700 rpm에서의 피크가 차체진동과 차실음향의 연성의 강한 Booming 소음을 알 수 있다. Fig.6은 연성도가 크게 나타난 이들 모드들의 경계면에서의 기여도의 한 예를 나타낸다. 기여도 해석결과에서 FRT FLR, DASH LOWER, P/TRAY 부분이 연성도가 큰 모드들에 대한 기여도에 대부분 관련되어 있음을 확인하였고, 이 부분들의 구조변경이 Booming 소음 수준저감에 효과적일 것으로 판정할 수 있다.

### 7. 구조변경

차실의 Booming Peak를 감소시키기 위한 방안으로 기여가 큰 Panel들의 구조변경이 요구된다. Panel의 구조변경 방안은 감도해석과 최적화 해석등이 요구되지만 차체해석상의 어려움 때문에 실험적인 방법을 사용하여 방안을 마련하고자 하였다. 구조변경은 제진재 또는 Steel Beam을 부착하여 Panel의 강성/감쇠/질량 효과들의 각 Booming 소음에 대한 효과와 각 부위별 특성에 따른 효과를 확인하였다.

#### 7.1 제진재에 의한 구조변경(I)

차체 Panel의 감쇠특성을 증가시키기 위해 사용되는 제진재는 일반적으로 Panel의 감쇠와 함께 강성도 증가시키게 된다. 따라서 제진재를 DASH LOWER, FRT FLOOR, P/TRAY에 강력히 부착하여 이들 두가지 특성을 동시에 증가시켰을때의 Booming 소음의 변화를 측정하였다.

제진재가 추가로 부착되었을때 부착효과를 확인하기 위해 제진재 처리부위의 상태변화를 측정하였다. 즉, 초기상태에서

Panel의 주파수 응답특성과 처리부의 주파수 응답특성을 비교하여 진동특성의 변화를 확인하였다. Fig. 7은 주파수 응답특성의 변화상태의 한 예를 보여준다. 한편, Fig. 8은 초기상태에서의 각 Panel의 진동특성을 나타낸 것이고, Fig. 9 (a)는 이때의 진동특성 평균변화율을 나타낸다. 위의 세 부분을 차례로 제진재 처리를 하여 주파수 응답특성으로부터 제진재의 부착상태를 확인한 후, 각 상태에서의 소음변화를 측정하였다.

Fig. 10은 이때의 소음특성이며, Fig. 11은 변화량을 나타낸 것이다. Fig. 11에서 제진재가 전체적으로 효과적임을 알 수 있고, 가장 효과가 큰 부위는 FRT FLOOR이다. 3800 rpm peak는 FRT FLOOR, 4700 rpm peak는 DASH LOWER에 의한 효과가 모든 측정위치에서 나타난다. 또한 4700 rpm peak는 P/TRAY에 의해서 FRT SEAT에서는 역효과가 RR SEAT에서는 효과가 있음을 알 수 있다.

### 7.2 제진재에 의한 구조변경(II)

앞절에서 사용한 제진재를 사용하면서 Panel에 약하게 접촉하여 Panel의 강성변화를 작게하여 상대적으로 질량효과가 크게 되도록 제진재를 부착하여 Booming 소음의 변화를 측정하였다. 이때 부착효과는 7.1절에서의와 같은 방법으로 확인시험하였다.

Fig. 9 (b)는 처리시 진동특성 평균변화율을 나타내고, Fig. 12는 소음의 변화량을 나타낸 것이다. Fig. 12에서 7.1절에서의 결과와 비교해 볼때 상대적으로 효과가 작고, 특히 역효과가 많이 나타남을 알 수 있다. 2800 rpm과 4700 rpm peak는 P/TRAY에 의해서 모든위치에서 효과가 있고 4700 rpm peak는 FRT FLOOR에 의해서 역효과가 남을 알 수 있다.

### 7.3 STEEL BEAM에 의한 구조변경

강성을 주로 증가시켰을 때의 소음변화를 확인하기 위하여, 직경 7mm의 Steel Beam을 대상 차체 Panel에 용접하였다. Fig. 13은 각 부위의 Steel Beam 부착위치를 나타내며 제진재를 부착한 위치와 같은 부위들이다. 부착효과 확인시험 결과는 Fig. 9 (c)에서, 소음변화 측정결과는 Fig. 14에서 보여주고 있다. Fig. 14에서 보면 가장 효과가 큰 부위는 FRT FLOOR이다. 2800 rpm과 3200 rpm의 peak는 FRT FLOOR에 의해서 효과가 있고, 3800 rpm, 4700 rpm peak는 P/TRAY에 의해서 역효과가 났다. DASH LOWER는 역효과만이 나타나고 있는데, 이것은 Fig. 9 (c)에서 DASH LOWER에서 Damping이 작아진 것이 원인으로 생각된다.

## 8. 결론

(1) 차실내 소음의 측정결과, 20-200 Hz 주파수대역에서 Booming 소음과 관련된 소음 피크는 2800, 3000, 3200, 3800, 4700 rpm에서 나타났다.

(2) 차체 진동-차실 음향의 연성해석을 수행하였으며, 연성이 큰 모드군은 78.2Hz의 음향 모드와 60-110Hz의 구조 모드,

96.4Hz의 음향 모드와 70-130Hz의 구조 모드, 129-160Hz의 음향 모드와 100-160Hz의 구조 모드인 것으로 계산되었다. 소음 시험 결과와 비교하였을때 이들 모드가 Booming 소음과 관련이 있음을 알 수 있다.

(3) 연성이 크게 나타난 모드들의 경계면 기여도를 해석한 결과, FRT FLOOR, DASH LOWER, P/TRAY 부분에서 가장 크게 나타남에 따라 이들 부분의 구조 변경으로 Booming 소음이 감소됨을 확인하였다.

(4) 연성이 큰 Panel의 강성/질량/감쇠특성 변화에 따른 소음특성의 변화를 측정하였다. 감쇠를 강조한 제진재의 부착효과가 전체적으로 가장 크게 나타났고, 질량효과를 강조한 처리는 상대적으로 역효과가 많이 났다. FRT FLOOR와 DASH LOWER는 강성과 감쇠특성에 의한 소음효과가 크게 나타났고, P/TRAY에서도 질량특성에 의한 소음효과가 있다.

(5) 각 Panel의 초기진동특성과 소음변화의 관계를 살펴보면 다음과 같다. 즉, 초기진동 특성은 DASH LOWER와 FRT FLOOR는 서로 비슷하고, P/TRAY는 상대적으로 강성과 감쇠가 작다. DASH LOWER와 FRT FLOOR는 강성과 감쇠가 증가할때 효과가 있었으나, P/TRAY는 효과가 작았고 더우기 강성을 증가하면 역효과가 나타남을 알 수 있다. 따라서 본 연구대상 차량에서는 DASH LOWER와 FRT FLOOR에 강성과 감쇠를 같이 증가시키면 Booming 소음저감에 효과적임을 알 수 있다.

## 참고문헌

- (1) Kagami, N., Honda, N. and Nishiro, K., "Analysis of Booming Noise in Van-Type Vehicle by Component Mode Synthesis Method", SAE 880079
- (2) Oka, Y., Ono, H. and Hirako, N., "Panel Vibration Control for Booming Noise Reduction", SAE 911086
- (3) Teranuma, J., Kitamura, H., and Sakata, T., "Structural-Acoustic Coupling Analysis of Vehicle Body", 自動車技術會論文集, Vol. 44, No. 12, pp 43-48, 1990
- (4) J.M. Lee, S.H. Kim, and J.H. Kim, "Method for Reduction of Interior noise in Passenger Vehicle", Korea-US Vibration Engineering Seminar, pp189-199, 1993

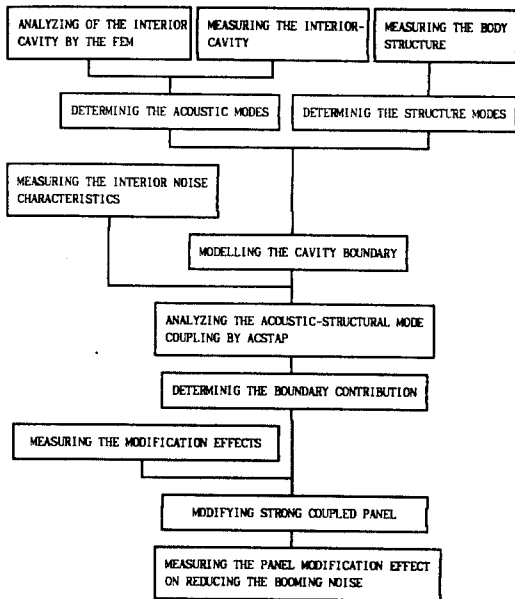
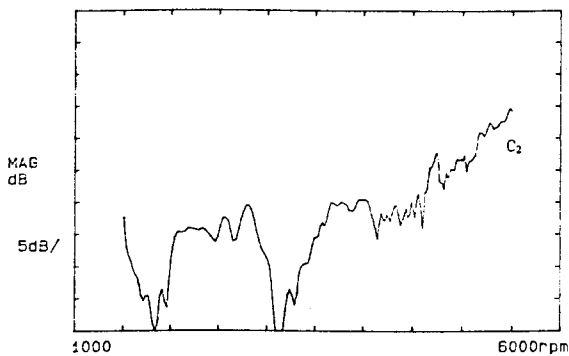
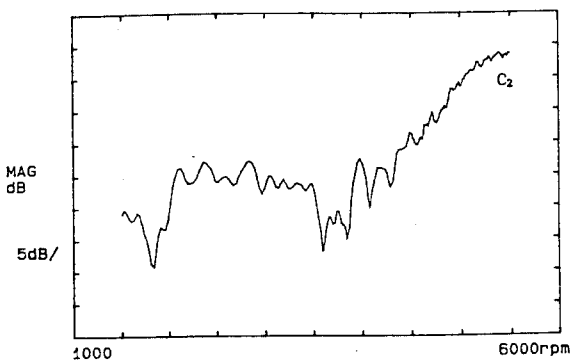


Fig.1 The procedure of the reduction of booming noise by the structural-acoustic coupling analysis



(a) The center of FRT seat hearing position



(b) The center of RR seat hearing position

Fig.2 The characteristics of interior noise on P/Ground

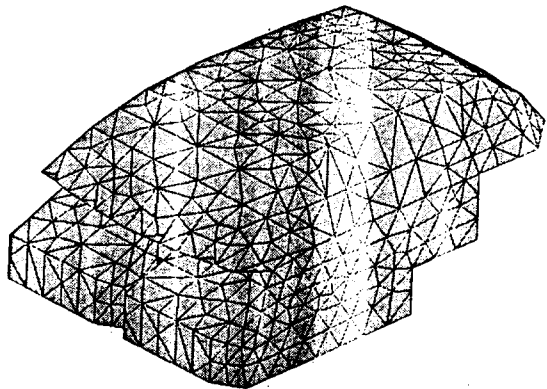


Fig.3 F.E. Model of the interior cavity

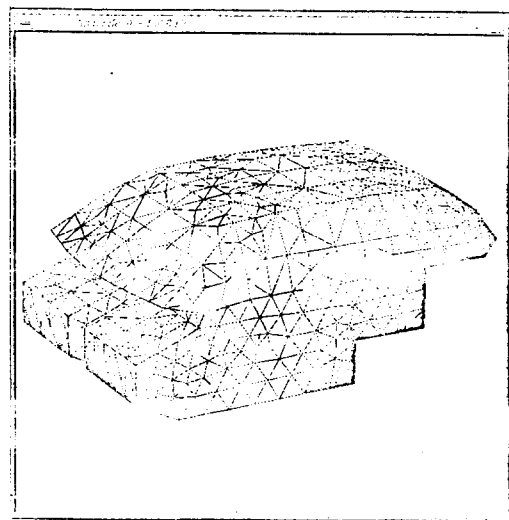


Fig.4 Acoustic modes of the interior cavity

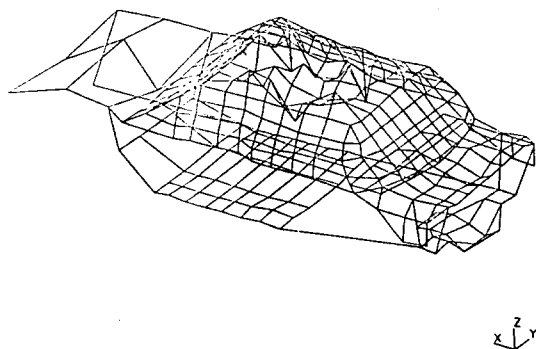


Fig.5 Structural modes of the body

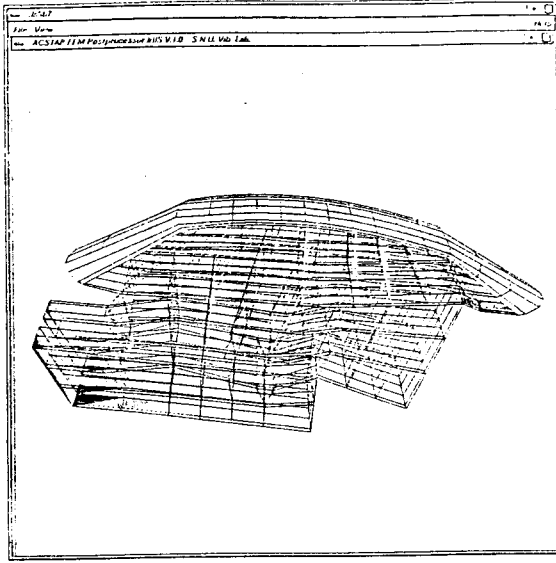


Fig. 6 Coupling coefficient  $C'_{57}$

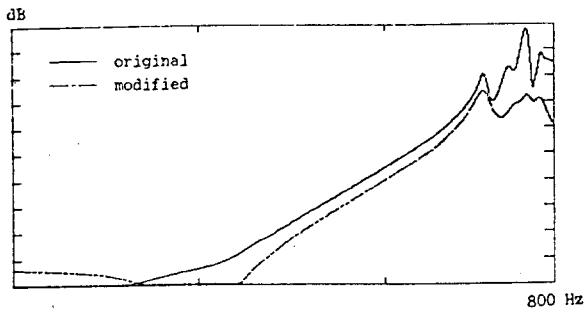
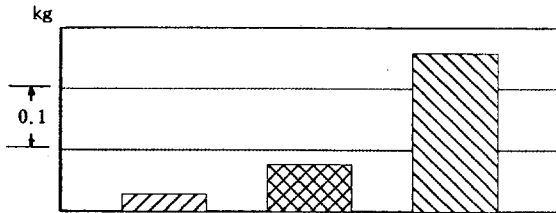
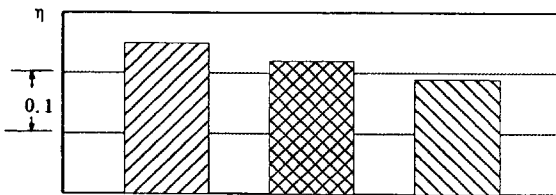


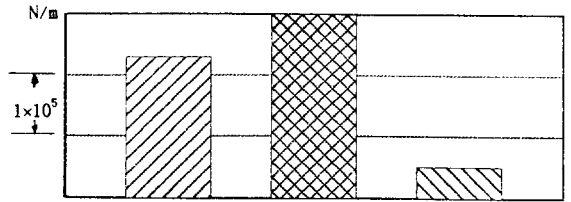
Fig. 7 Frequency response function before and after the enhancement of damping effect



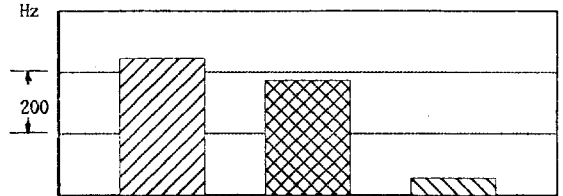
(a) mass



(b) damping



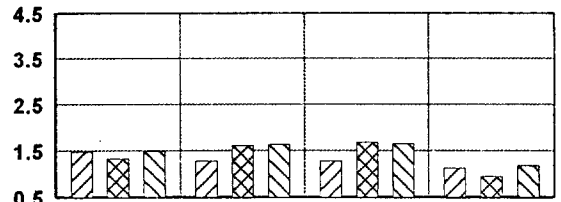
(c) stiffness



(d) 1st resonance frequency

▨ Dash Panel    ▩ Floor Front    ▤ Package Tray

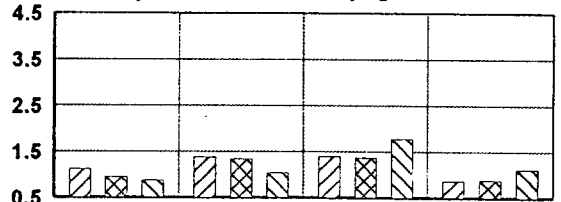
Fig. 8 The parameters of the panel on initial condition



Stiffness    Mass    Damping    Frequency

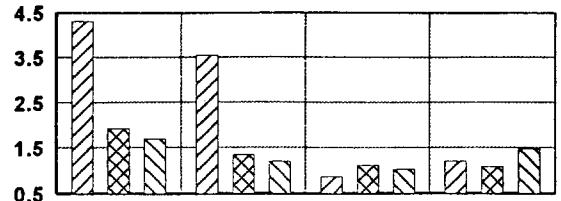
(a) The enhancement of damping effect

by the treatment of damping material



Stiffness    Mass    Damping    Frequency

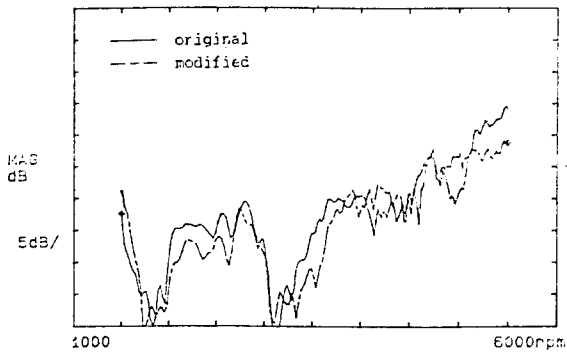
(b) Added mass effect by the treatment of damping material



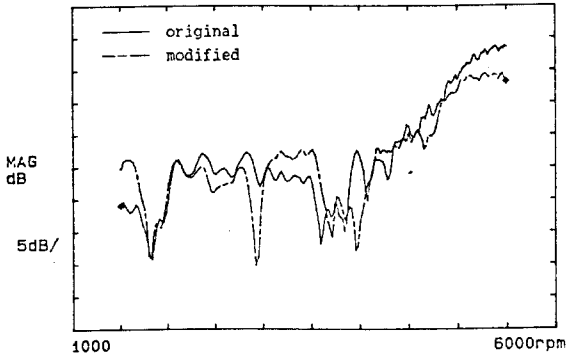
Stiffness    Mass    Damping    Frequency

(c) Stiffened effect by the steel beam

Fig. 9 The rate of the parameter change

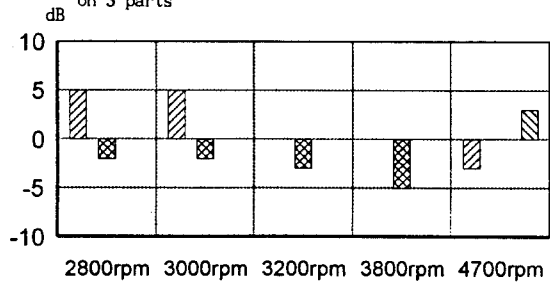


(a) The center of FRT seat hearing position

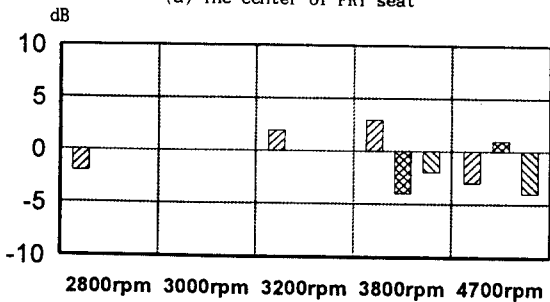


(b) The center of RR seat hearing position

Fig.10 The characteristics of the interior noise before and after the enhancement of damping effect on 3 parts

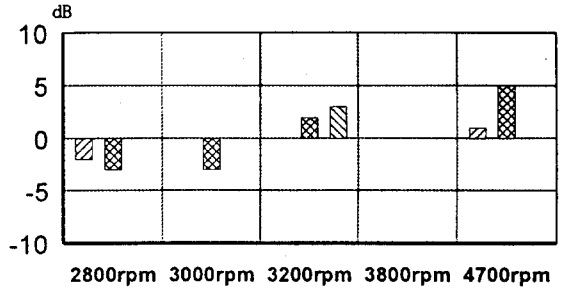


(a) The center of FRT seat

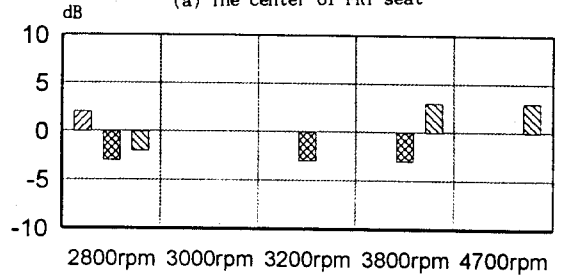


(b) The center of RR seat

Fig.11 The change of the interior noise by the enhancement of damping effect



(a) The center of FRT seat



(b) The center of RR seat

Fig.12 The change of the interior noise by added mass

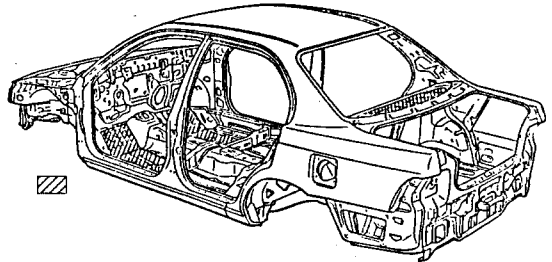
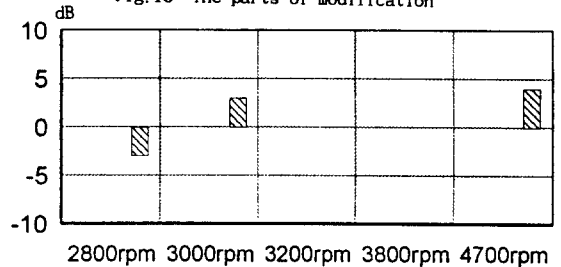
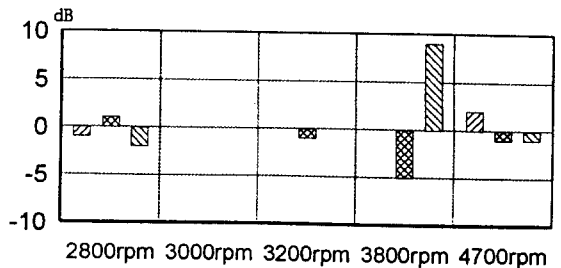


Fig.13 The parts of modification



(a) The center of FRT seat



(b) The center of RR seat

Fig.14 The change of the interior noise by stiffened beam