

## 승용차의 진동 소음 특성 해석

\*\*성명호, \*이장무, \*\*\*김석현, \*박동철

( Analysis of Vibration-Noise Characteristics of a Passenger Car )

( M.H.Sung, J.M.Lee, S.H.Kim, D.C.Park)

### 1. 서론

차량의 경량화 고출력화 추세와 함께 저소음 차량에 대한 선호도로 차체의 진동 및 소음은 점차 차체 설계시 중요한 변수로 고려되고 있다. 여러 종류의 차량 소음 문제중에서 부밍소음과 같은 구조 기인 소음은 판넬의 진동과 음향 모우드의 연성효과로 기인하기 때문에 구조-음향 연성해석이 요구된다. 이와 같은 해석을 위해서는 주로 유한요소법이 사용되어 왔다. 1970년대부터 상용프로그램인 MSC/NASTRAN을 이용하여 차량의 진동과 차실의 음향특성을 해석하였고 최근 들어서는 경계요소법을 이용하여 음장의 특성을 예측하고 있다. 그러나 자동차와 같이 복잡한 형상과 다양한 가진원을 가진 계에서는 수치해석의 결과와 실험의 결과는 많은 차이를 보이고 있다. 이러한 상황에서 차실소음해석을 위한 실질적인 방법이 요구되고 있다.

본 연구에서는 반연성해석(Semi-coupling analysis) 즉 음향 응답이 구조와 음향 시스템의 모달 계수로 표현되는 방법과 구조-음향 연성계수를 이용한 소음저감의 예를 제시한다. 이전까지의 연성해석에서는 해석의 신뢰성을 위하여 실험에서 구한 구조 모우드를 사용하였다. 그러나 설계단계에서 차실소음을 예측하고 설계변경의 자료를 제시하기 위해서는 유한요소법을 이용한 예측이 필수적이다. 본 연구에서는 부분 구

조 합성법, 주요 결합부에 상세 유한요소 모델의 정적해석등에 의한 등가모델링 기법, 감도해석을 이용한 결합부 모델링기법을 이용한 유한요소법 구조모우드해석과 그 결과를 이용한 연성해석의 결과를 보여준다.

### 2. 구조-음향 반연성의 이론적 고찰

승용차의 경우에 있어서 구조 모드와 음향 모드 연성에 의한 승용차 차실 소음에 대한 중요한 기여는 200Hz이하의 주파수 즉, 1m보다 큰 파장에서 이루어지며, 승용차 차실의 가장 큰 크기는 3m를 초과하지 않으므로 경계면의 정규 모드를 이용한 해석이 수행되어야 한다. 본 절에서는 구조의 변위가 음향계의 경계조건으로 들어가는 구조 진동-음향 반연성(semi-coupling)해석의 이론식을 살펴본다. 이 이론식은 음향계가 구조진동에는 아무런 영향을 주지 못하고 구조계는 음향계에 영향을 줄 수 있다고 가정한다.

파동방정식을 Green의 제2정리를 이용하여 음압에 관한 적분식을 구하고, 탄성경계의 법선방향 변위와 음압에 관하여 모우드 변환을 수행함으로써 구조와 음향 모우드가 연성된 차실내의 음압에 관한 식을 구하면 다음과 같다.

\* 서울대학교 기계설계학과, 정희원

\*\* 현대자동차 연구부, 정희원

\*\*\*강원대학교 정밀기계학과, 정희원

$$P(r) = \rho_a \omega^2 c^2 \sum_i \frac{\phi_i(r) \sum_j \{X_j\}^T \{F\} C'_{ij}}{(\Omega_i^2 - \omega^2) + j \Omega_i^2 \zeta_{ai}} - \rho_a \omega^2 c^2 \sum_j \frac{\{X_j\}^T \{F\} \sum_i \phi_i(r) C'_{ij}}{(\lambda_j^2 - \omega^2) + j \lambda_j^2 \zeta_{sj}} \quad (1)$$

$$C_{ij} = \int_s \phi_i(r_o) U_j(r_o) dS_o \quad (2)$$

$$C'_{ij} = \frac{1}{\lambda_j^2 - \Omega_i^2} \int_s \phi_i(r_o) U_j(r_o) dS_o \quad (3)$$

$C_{ij}$ 와  $C'_{ij}$ 는 구조 진동 모드와 음향 모드 사이의 연성 관계를 표시하는 변수이다. 그리고  $C'_{ij}$ 는 구조 및 음향 고유진동수 사이의 근접도를 고려한 계수이다. 식 (1)을 살펴보면 내부 압력 스펙트럼은 구조 고유진동수와 음향 고유진동수에서 피크가 생기며 이 피크의 크기는 가진위치나 측정점 및 두 모드의 고유진동수의 근접도에 의해서도 영향을 받는 것을 알 수 있다.  $C'_{ij}$ 는 외부하중 조건이나 내부의 측정위치에 무관하게 구조-음향계의 고유 특성만으로 결정되는 인자이다. 따라서, 가진력의 스펙트럼이나 가진위치의 복잡성등으로 진동 및 소음응답에 대한 명확한 해석이 어려운 승용차 구조물의 경우, 차체 진동에 의한 내부소음의 특성을 예측하고 그 저감대책을 세우는데 있어 중요한 인자로 활용될 수가 있다. 이에 관하여 Richards는 2차원링모델에 관하여 연구하였고, 서울대학교에서는 3차원 차실모델에 관하여 그 유용성을 보이고, 연성 해석에 관한 수치 해석 프로그램 ACSTAP을 개발하였다.

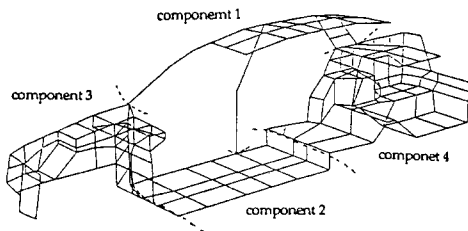


Fig.1 Component model of BIW

### 3. 구조 모우드 해석

#### B.I.W.의 구조 모우드 해석

승용차 구조물의 전체 모달해석이전에 BIW의 모델 해석을 수행하였다. 대상차량의 BIW는 여러개의 부분 구조로 나뉘어져 있고 각 부분구조물의 해석 결과는 모달테스트의 결과와 비교하여 모델링을 개선하였다. 이와 같은 방법으로 개선된 각 부분 구조물은 부분구조합성법중 구속모우드법을 이용하여 전체 BIW를 해석하였다. Fig.1은 BIW반 모델을 4개의 부분구조로 나눈 모습을 보여준다. 부분 구조 1,2,3,4는 각각 루프/필라, 바닥판, 차량 앞면, 차량 뒷면이다. Table 1은 모우드 합성법의 결과를 보여준다.

Table 1 Natural frequencies of the BIW model (unit : Hz)

No	C. M. S.				SYNTH	ADINA
	C1	C2	C3	C4		
1	71.8	88.5	75.6	41.2	0.04	0.0
2	93.8	148.4	84.2	101.6	0.05	0.0
3	96.5	171.2	100.7	144.8	0.05	0.0
4	126.7	192.8	107.0	148.7	42.9	42.9
5	142.8	225.2	114.6	184.9	49.9	49.0
6	163.8	261.7	126.2	202.6	54.7	55.3
7	172.7	272.0	163.1	210.7	72.8	74.5
8	195.0	295.6	165.6	233.7	75.8	74.9
9	217.0	324.4	195.8	265.6	84.2	84.2
10	232.3	399.1	204.7	275.5	89.2	89.3

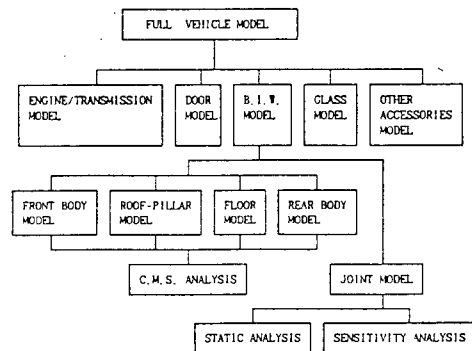


Fig.2 FE modeling procedures of vehicle structure

### 차량 전체 구조물의 모드 해석

실차는 BIW에 엔진/변속기, 내외장재, 문,창문 그리고 제진제와 차음제등이 부착된 구조물이다. Fig.2는 전체차량의 모델링의 순서를 보여준다.결합부(루프-필라 결합부 등)의 동적 모델링기법으로 상세 정적해석과 감소해석법이 사용되었다. 앞절에서 수행한 BIW모델을 근간으로 하여 주변의 구조물을 부착하여 전체차량의 유한요소 모델을 완성한다. 각 구조물이 부착될때 마다 실험결과와 비교하여 유한요소 모델은 개선시켰다.

### 결합부의 해석

Fig.3 과 같이 승용차는 많은 결합부로 이루어져 있다. 그러므로 이들의 상당 질량,강성 댐핑이 전체계의 주파수 응답에 큰 영향을 미친다. 일반적으로 결합부 강성은 저주파수 영역에서, 결합부의 질량은 고 주파수에서 큰 영향을 끼친다. 프레임과 필라의 결합부는 그 형상이 복잡하기 때문에 동적해석에서는 비틀림 스프링과 보로 모델링한다. 본 연구에서는 결합부해석을 위하여 Fig.4와 같이 결합부를 상세 모델링하여 정적해석을 수행하여 등가보 단면의 관성 모멘트를 결정하고, 정축약법과 Fig.5와 같은 감도해석을 수행하여 설계변수를 계산한다. Table 3은 각 부분구조물의 유한요소모델 정보를 나타낸다.

Table 2 FE model data of the pillars

Joint Typ	Joint			
	Top Center	Bottom Center	Top Front	Top Rear
No of Node	429	524	445	643
No of Elem	844	940	826	1188

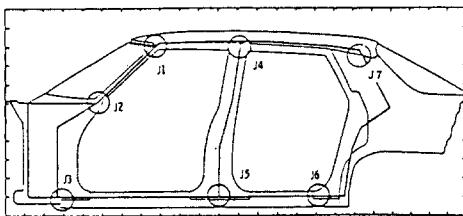


Fig.3 Joints of the vehicle structure

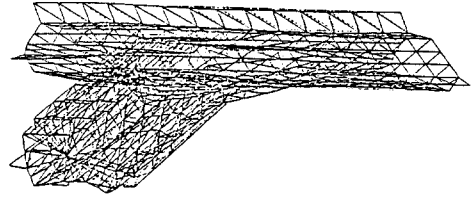


Fig.4 Original and deformed shape of the top of the center pillar under the applied the force

Table 3 FE model data of the vehicle

Mode ST.	Node No.	Beam No.	Plate No.	Solid No.
Front body	206	108	314	2
Floor	88	75	112	
Roof-pillar	78	132	106	
Rear body	194	98	314	1
Door	72		80	
Glass	70		96	
Eng./Trans.	54	8		2
Total	762	421	1022	5

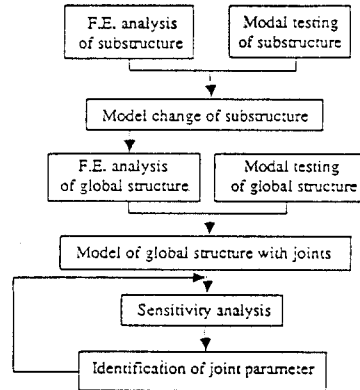


Fig.5 Modeling and identification procedure of joint parameters

Table 4 Natural frequencies of the vehicle structure by FE anlysis

Mode No.	Freq(Hz)	Mode No.	Freq(Hz)
1	28.3	9	102.8
2	33.2	10	107.1
3	43.6	11	118.6
4	55.6	12	128.3
5	64.5	13	140.9
6	85.8	14	147.9
7	96.2	15	167.6
8	98.4		

### 전체 차량의 모드 해석

Fig.6과 같이 BIW 유한요소 모델이 완성된후 엔진, 변속기, 문, 기타 부속품들을 덧붙인다. 이 유한요소 모델의 정보는 Table 3에서 볼 수 있다. 이 해석에서는 많은 국부 모드를 제외한 15개의 주요 진동 모드를 결정하였고 그 결과는 Table 4에서 볼 수 있다. 계산된 모달 특성은 실험적 방법인 모달 테스트의 결과와 비교하였다. Fig.8은 앞바닥에 랜덤가진을 하고 측정점은 150개를 가진 실험 모델의 6번째 모드 형상이다. 먼저 전체 차량을 실험하고 차례로 문짝, 유리창, 엔진, 변속기를 분리시키고서 실험을 수행하였다. 그 결과는 Table 5에서 볼 수 있다.

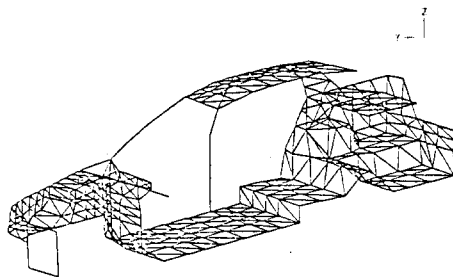


Fig. 6 FE model of the half BIW

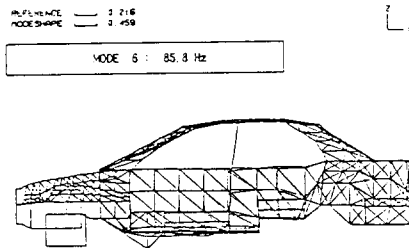


Fig.7 Structural modes of the vehicle by FE analysis

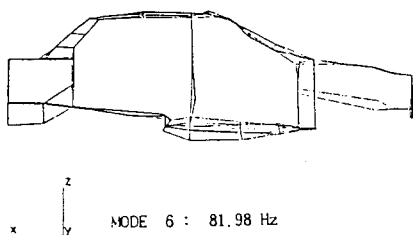


Fig.8 Structural modes of the vehicle by experimental method

Table 5 Natural frequencies of the vehicle by measurement (unit : Hz)

Mode No.	Full Str.	8. l. t. with added mass and E/T and gla.	8. l. t. with added mass and E/T	8. l. t. with added mass
1			20.73	
2	25.12	23.67	23.78	24.81
3	31.19			
4			38.62	
5	41.57	41.19	41.16	40.95
6	52.48	51.18	51.08	50.37
7		59.66		
8	64.18	60.22		
9		65.36		
10		73.61	74.14	72.41
11	81.98	80.57	81.6	
12		86.01	85.81	85.63
13	93.97	92.1	91.01	90.02
14	97.18			
15	99.31			
16		102.98		101.57
17	104.07	104.96	107.8	
18	117.16		116.59	119.29
19	125.41	127.99		
20		129.98	129.68	129.14
21	139.5	138.93		
22	148.9			
23		156.01	153.92	155.22
24	166.48	160.98	161.57	160.75
25		169.61	171.29	167.8

### 4. 차실공동의 음향 유한요소해석

Fig.9는 승용차의 3차원 음향 유한요소 모델을 보여준다. 이 모델은 874개의 절점과 540개의 등변수 요소로 이루어져 있다. 200Hz 이하의 8개의 모드를 계산하였다. 그 음향 고유진동수는 Table 6과 같다. Fig.10의 우측 위 그림은 세번째 음향 모드형상을 보여준다.

Table 6 Acoustic natural frequencies by FE analysis

Mode No.	Freq(Hz)	Mode No.	Freq(Hz)
1	0.0	5	151.7
2	85.3	6	154.9
3	113.2	7	192.3
4	144.9	8	194.1

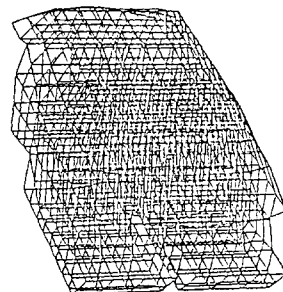


Fig.9 FE model of interior cavity of the vehicle

## 5. 연성해석을 이용한 차실 소음 해석

구조기인 차실소음을 효과적으로 해석하기 위하여 ACSTAP를 이용한 반연성해석을 수행하였다. 앞에서 수행한 음향해석과 구조해석의 결과를 이용하여 연성계수와 경계면 기여도를 계산하였다. 크게 연성된 모드들은 다음과 같다.

\* 두번째 음향 모드 두번째(85.3Hz) 세번째(113.2Hz)와 80-100Hz대역의 구조 모드 : C'26, C'27, C'36, C'38

\* 140-150Hz대역의 음향모드와 12번째(128.3Hz), 13번째(140.9Hz) 14번째(147.9Hz) 구조모드

연성계수 C'26은 구조모드와 음향모드가 매우 근접해 있기 때문에 큰 값을 가진다. 큰 연성계수값을 가진 C'26, C'38, C'4 12, C'4 14에서의 경계면의 소음 기여도를 계산하였다. Fig.10의 좌측 그림과 같이 이들 모드들은 주로 바닥 부분에서 크게 소음에 기여하는 것으로 나타났다.

Table 7 Structure-acoustic coupling coefficients by FE structural modes

Str	1co	1 0.0Hz	2 85.3Hz	3 113.2Hz	4 144.7Hz	5 151.7Hz	6 154.9Hz	7 192.2Hz	8 194.1Hz
1 (28.20Hz)		3.3 4.1	0.5 -0.1	9.1 -0.3	10.1 -0.5	1.7 -0.1	17.2 -0.7	5.2 -0.1	0.3 0.0
2 (33.20Hz)		12.0 10.9	2.7 -0.4	2.3 -0.2	5.3 -0.3	0.9 0.0	18.2 -0.8	0.5 0.0	19.1 -0.5
3 (43.60Hz)		3.0 1.9	0.2 0.0	0.5 0.0	4.5 -0.2	4.8 -0.2	1.1 0.0	18.0 -0.5	6.8 -0.2
4 (55.50Hz)		4.5 1.4	4.7 -1.1	2.4 -0.3	2.3 -0.1	10.4 -0.5	4.3 -0.2	2.4 -0.1	2.2 -0.1
5 (64.50Hz)		0.5 0.1	1.6 -0.5	3.9 -0.5	0.3 0.0	2.3 -0.1	3.4 -0.2	3.3 -0.3	3.2 -0.1
6 (85.30Hz)		7.1 1.0	5.3 69.4	37.1 -6.3	4.7 -0.3	20.9 -1.3	0.4 0.0	17.2 -0.6	2.2 -0.1
7 (96.20Hz)		5.7 0.6	12.2 8.1	5.2 -1.5	16.5 -1.4	1.4 -0.1	5.7 -0.4	5.7 -0.2	9.0 -0.3
8 (98.40Hz)		13.3 1.4	0.1 0.0	40.4 -12.9	3.8 -0.3	11.5 -0.9	12.6 -0.9	1.2 0.0	1.4 -0.1
9 (102.30Hz)		2.3 0.2	2.7 0.8	1.1 -0.5	2.9 -0.3	1.0 -0.1	5.7 -0.4	2.3 -0.1	0.8 0.0
10 (107.10Hz)		0.0 0.0	0.0 0.0	0.0 0.0	0.0 0.0	0.0 0.0	0.0 0.0	0.0 0.0	0.0 0.0
11 (118.60Hz)		0.1 0.0	2.6 0.4	0.5 0.4	5.0 -0.7	1.3 -0.1	1.9 -0.1	3.5 -0.2	2.3 -0.1
12 (128.30Hz)		0.1 0.0	5.3 0.6	2.5 0.7	10.5 -2.3	3.8 -0.6	5.5 -0.7	7.5 -0.4	9.9 -0.2
13 (140.90Hz)		1.1 0.1	1.7 0.1	0.5 0.1	1.8 -1.8	1.0 -0.3	1.8 -0.4	0.3 0.0	0.4 0.0
14 (147.90Hz)		7.5 0.3	14.3 1.0	2.0 0.2	21.2 24.4	4.5 -4.0	4.2 -2.0	0.2 0.0	27.6 -1.3
15 (167.90Hz)		2.3 0.1	5.0 0.2	2.5 0.2	3.2 0.4	2.1 0.4	13.9 3.4	13.6 -1.5	18.8 -2.0

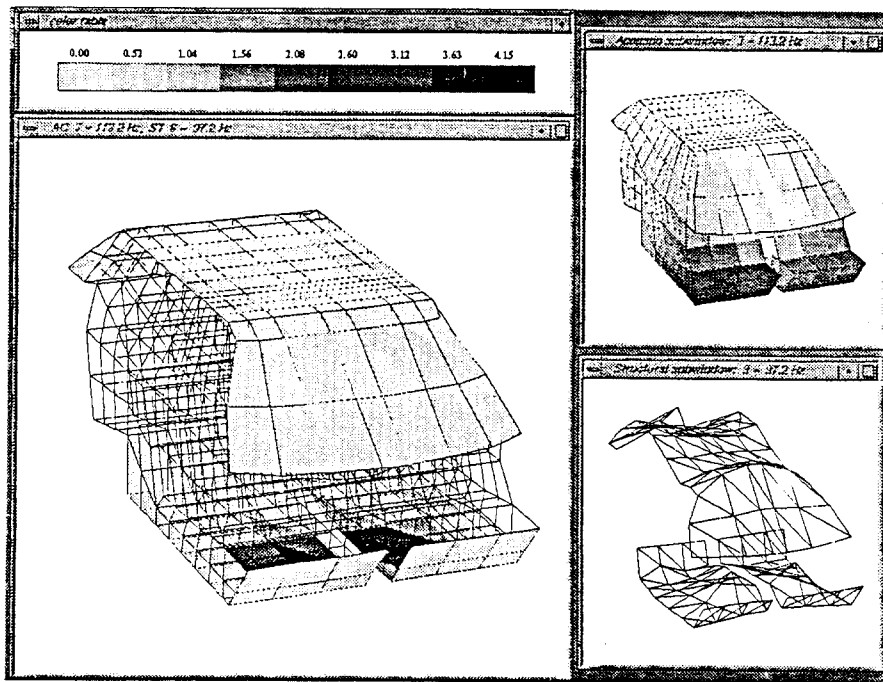


Fig.10 ACSTAP postprocessing (Left:boundary contribution Upper right:Acoustic mode shape,Lower right:Structural mode shape)

## 6. 구조변경에 의한 소음 저감

실차주행 실험에서는 2500rpm, 3500rpm, 4200-4500rpm에서 큰 피크가 나타난다. 또한 랜덤 가진 실험에서 80-100Hz와 120-145Hz에서 소음 피크가 있다. 이 결과와 큰 연성계수의 모우드를 토대로 판단하면 엔진의 제2고조파 가진원이 구조물을 가진하고 그 때의 구조 모우드와 음향 모우드는 연성되어 큰 소음으로 나타난다. 이와 같은 소음을 줄이기 위하여 Fig.11과 같이 바닥에 구조 보강재를 처리하였다. Fig.12는 보강 전후의 소음응답이다.

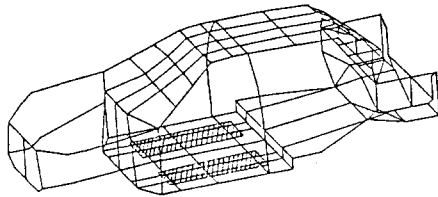


Fig.11 Region of structural modification

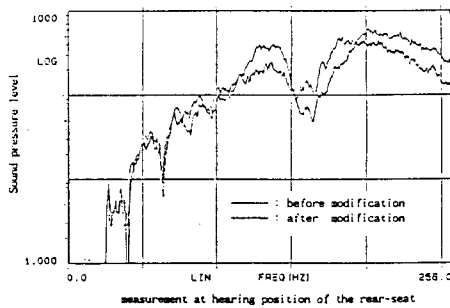


Fig.12 The characteristics of interior noise before and after modification by random excitation

## 7. 결론

본 연구에서는 실차의 동적모델링 기법에 대하여 논의하였고, 예측된 구조모우드와 음향 모우드를 이용하여 연성해석을 수행하였다. 연성해석결과와 실험을 토대로 구조물에 보강재 처리를하여 소음을 감소 시켰다. 변경 전후의 소음레벨은 이 방법의 효용성을 보여준다.

## REFERENCES

- (1) D.J. Nefske, J.A. Wolf Jr., L.J. Howell, "Structural-Acoustic Finite Element Analysis of the Automobile Passenger Compartment : A Review of Current Practice". *J Sound and Vibration* ,1982
- (2) P.K.Banerjee,S.Ahmad and H.C.Wang, "A New BEM formulation for the Acoustic Eigenfrequency analysis", *Int.J. for Numerical Methods in Engineering* ,Vol.26,pp.1299-1309,1990
- (3) E.H.Dowell, "Master Plan for Prediction of Vehicle Interior Noise", *AIAA Journal* ,Vol.18,No.4 pp.353-366,1990
- (4) T.L. Richards, T L "The Reduction of Structural-Acoustic Coupling in Car Bodies", *Cranfield Institute of Technology, PhD Thesis*. 1982
- (5) J.M. Lee, M.H.Sung, Y.J.Kang, S.H.Kim, J.H.Kim, "An Effective method for Interior Noise Reduction of a Passenger Car", *6th Inter. Pacific Conf. on Automotive Engineering*, pp.553-560,1991
- (6) J.M. Lee, S.H. Kim, J.H. Kim, "Method for reduction of interior noise in passenger vehicle", *Korea-U.S. Vibration Engineering Seminar* ,1993, pp.189-199
- (7) M. Yoshimura, and K.Okushima, "Measurement of Dynamic Rigidity and Damping Property for Simplified Model and Simulation by Computer", *Annals of the CIRP*, 1977,Vol.25,No.1