

<論 文>

승용차의 차실음향 및 차체진동에 관한 연구(I)

김석현\* · 김중희\*\* · 이장두\*\*\* · 조선휘\*\*\*

(1986년 3월 18일 접수)

A Study on the Acoustical and Vibrational Characteristics of a Passenger Car (I)

Seock Hyun Kim, Joong Hee Kim, Jang Moo Lee and Sun Whi Cho

Key Words: Vibration(진동), Acoustics(음향), FEM(유한요소법), Modal Analysis(모우드해석), Automotive Structural Analysis(자동차 구조해석)

Abstract

It is desirable to predict the noise and vibration problems of a passenger car in its design stage for a better ride quality. Since the dominant frequencies of noise inside a car ranges from about 50 Hz to 300 Hz and these are frequently caused by the coupling of acoustic normal modes of cavity and structural modes of body, the accurate calculation of acoustical and structural modes is highly required with reasonable computing time.

In this paper, the acoustical and structural modes of a passenger car are calculated by using FEM. Modal testings are performed in order to evaluate the calculated modes of structure and sound field. Numerical results are in reasonably good agreement with experimental values and offer useful information for predicting and reducing the inside noise problems. Furthermore the results show a possibility of structure born noise simulation at the design stage of passenger cars by numerical analysis

1. 서 론

승용차의 고급화 추세와 소형 경량화에 따른 승차감 개선을 위하여 차실소음 및 차체진동의 저감에 대한 연구의 필요성이 증대하고 있으며, 이에 관련된 문제로

서 (1) 진동 및 소음원의 특성 규명, (2) 차체의 진동 및 소음전달 특성과 (3) 차실의 음향특성에 대한 많은 연구가 진행되어 왔다. 차실내로의 소음 전파형태는 공기전달과 차체전달로 구분되며 전자의 경우 대부분 차실의 밀폐성에 좌우되므로 차체구조의 관점에서 후자가 해석의 주요 대상이 되고, 따라서 (2), (3)의 독립적인 해석이나 그 연성문제에 대한 수치해석 및 실험적인 연구가 중요시되고 있다. 특히 차실소음의 지배적인 주파수 영역은 50~300 Hz로 알려져 있고 이 범

\* 정회원, 서울대학교 대학원

\*\* 현대자동차(주)

\*\*\* 정회원, 서울대학교 공과대학 기계설계학과

위에서 많은 차체의 링모우드와 휨모우드가 존재하므로 차체고유진동수와 차실의 공명주파수가 근접하게 될 때 특정 차량속도에서 심각한 수준의 붐(booming noise)을 발생시키게 된다. 이에 관하여 단순화된 2차원 링모델에 대한 이론적인 연구와<sup>(1)</sup> NASTRAN을 이용한 실차의 수치해석<sup>(2,3,4)</sup> 및 실험적인 연구가<sup>(5,6)</sup> 진행된 바가 있으나 실제단계에서 소음수준을 예측하고 그 저감을 가능케 하기 위하여는 복잡한 실차구조에 대한 수치해의 정확성과 효과적인 유한요소 모델링이 해결되어야 할 난제로 되어 있다.

본 연구에서는 실차를 대상으로 유한요소 해석을 통하여 차체 및 차실의 구조진동 및 음향모우드를 구한 후 관련 실험에 의한 검증 및 보완을 통하여 설계단계에서의 진동 및 소음수준을 저감시키는데 유용한 정보를 제공코저 하였다.

## 2. 차실 음향모우드 해석

### 2.1 수치해석 이론

승용차 차실을 공기로 채워진 공동으로 보면 음압상태를 다음의 파동방정식과 경계조건으로 표시할 수가 있다.

$$\nabla^2 p(\vec{r}, t) - \frac{1}{C^2} \frac{\partial^2 p(\vec{r}, t)}{\partial t^2} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial p}{\partial n} = -\rho \ddot{u} \quad (\text{탄성경계})$$

$$p = 0 \quad (\text{개방경계})$$

여기서,  $p$ 는 음압,  $C$ 는 공기중의 음속,  $\ddot{u}$ 은 탄성경계면의 가속도를 나타낸다.

음향모우드를  $p(\vec{r}, t) = \vec{p}_0(\vec{r}) \exp(j\omega t)$ 의 형태로 표시하여 방정식 (1)에 대입하면

$$\nabla^2 \vec{p}_0(\vec{r}) + (\omega^2/C^2) \vec{p}_0(\vec{r}) = 0 \quad (2)$$

의 Helmholtz 방정식으로 되고 입의 형상의 차실내음압분포  $\vec{p}_0(\vec{r})$ 를 구하기 위하여 유한요소의 각 절점압력  $P$ 로써 행렬방정식을 구성하면

$$[K]\{P\} - (\omega^2/C^2)[M]\{P\} = \{0\} \quad (3)$$

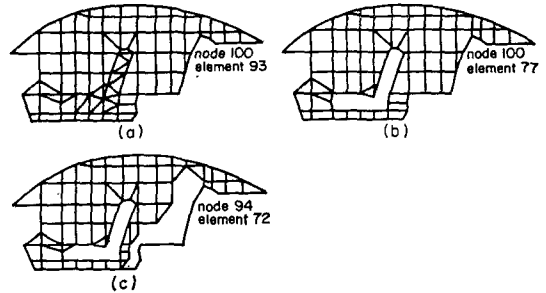
로 표시되는 고유치 문제로 된다. 여기서  $[K]$ 는 음향강성행렬,  $[M]$ 은 음향질량행렬이다.

본 연구에서는 방정식 (3)의 계산을 위하여 ADINAT 패키지를 사용하였다. ADINAT는 열전달 문제를 해석하는 범용프로그램이지만 음장과 온도장의 고유치문제의 유사성을 이용하여 음향모우드 해석이 가능하였다<sup>(9)</sup>.

### 2.2 수치해석을 위한 모델

차실을 각주형으로 단순화시켜 2차원 문제로 해석하였다. 이 경우 차실 횡단방향으로의 음압변화를 예측할 수가 없으나 입출력 자료의 처리가 용이하고 계산 시간을 상당히 단축시키면서도 주요 모우드를 계산할 수가 있다. 한편 차실의 횡방향 형상을 균일하다고 가정하면 2차원 해석결과를 이용한 횡방향 모우드의 계산도 가능하다.

경계조건은 단순화시켜 차실벽이나 의자표면의 탄성 및 흡음성을 고려하지 않았으므로 실제 측정치와 어느 정도의 차이는 피할 수 없었다. 차실내부에 물체의 존재에 따른 변화를 관찰하기 위하여 Fig. 1에서와 같이 세가지 경우의 해석을 수행하였다.



(a) 2-D passenger compartment only  
(b) 2-D passenger compartment with seat  
(c) 2-D passenger compartment with seat and passenger

Fig. 1 Modeling of car cavity

### 2.3 차실 음향모우드의 측정

Fig. 2와 같이 구성된 스피커에 의한 정현파 가진 실험으로부터 차실 공진주파수로 예상되는 음압 스펙트럼의 피크를 Fig. 3과 같이 구한 후 각 피크 주파수에서 정재파를 형성시킨 상태에서 마이크로폰을 이동

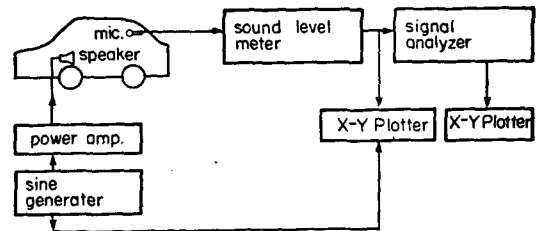


Fig. 2 Schematic diagram of experimental equipment

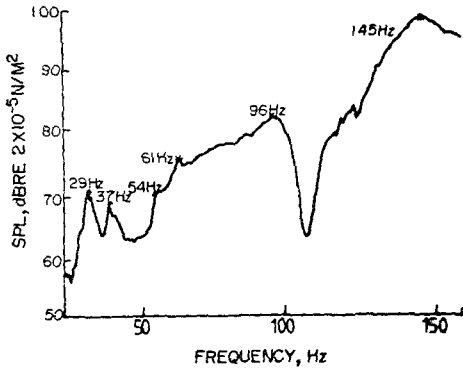


Fig. 3 Cavity resonance at natural frequencies

하면서 음향모우드를 측정하였다. 차실 내부형상은 수치해석모델 C에 가장 유사한 상태로 하였다.

2.4 수치해석 및 실험결과

2차원 해석에서 3가지 경우의 수치해석 및 실험결과를 Table 1과 Fig. 4에 보였다.

Fig. 4에서 차실내에 의자 및 승객이 고려될 때 고유진동수가 작게 나타나고 있는데, 부분적인 원인으로 물체의 존재에 의한 차실 공동의 유효길이의 증가를 생각할 수 있으며, 실험측정치와 수치해의 차이는 차실 벽의 탄성 및 흡음성, 차실로부터의 음압의 누설, 차실의 2차원 단순화와 요소의 크기에 대한 모델링상의 문제점들을 생각할 수가 있다. 또한 추가 해석된 3차원 해석결과에서<sup>(6)</sup> Fig. 4 model C의 2차와 3차 모드 사이에서 횡단 방향으로 음압변화를 갖는 3차원 모드 존재가 확인되었다.

Fig. 3의 측정 결과에서는 29, 37, 54 Hz에서 정제파형이 불확실한 피크가 관찰되었는데, 차체 구조진동해석 결과 음장에 의하여 가진된 차체의 공진모우드로 밝혀졌으며 차체진동-차실소음의 연성문제에 관계되는 모우드로 예상된다.

또한 유사한 형상의 차종으로 선행된 바가 있는 연구 결과를 보면<sup>(6)</sup>, 전방 승객석에서 4단 기어 110 km/hr 나 3단 75 km/hr의 경우(엔진속도 4500 RPM), 147 Hz에서 심한 소음 수준이 발생되었고 그 원인으로 엔진 회전수 제 2고조파에 의한 차체진동과 차실공동의 연성문제로 밝혀진 바가 있다.

따라서 모델 (B), (C)의 3차 모우드는 유사한 현상을 일으킬 가능성이 있으며 이에 관한 대책으로 다른 차종의 경우, 좌석의 형태 변경이나 차체의 부분적인 보강을 시도한 예가 있다<sup>(4,6)</sup>.

Table 1 Results of numerical and experimental analysis

Mode number	FEM (ADINAT)			Experiment
	Model A	Model B	Model C	
1	94.8 Hz	79.7 Hz	68.1 Hz	61 Hz
2	152.9	132.4	111.4	96
3	171.8	148.7	141.2	145
4	211.5	199.4	192.0	
5	235.4	226.6	234.2	
6	274.5	243.6	253.8	
7	319.7	270.6	262.7	
Nodes	100	100	94	
Elements	93	77	72	
Sol. time for 12-eigenvalues	45 sec	43 sec	38 sec	

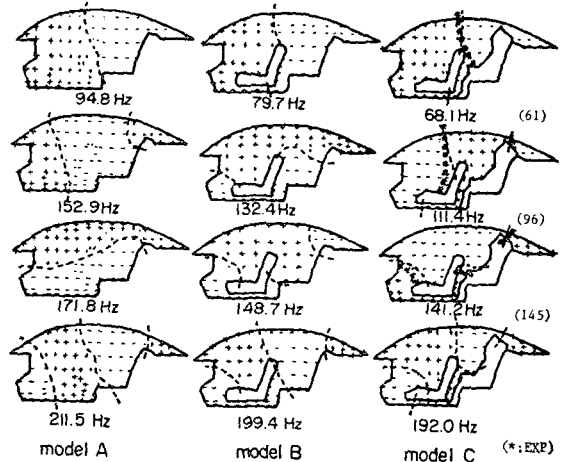


Fig. 4 Acoustic normal modes of passenger compartment

3. 차체의 진동모우드 해석

3.1 차체의 유한요소 모델링

승용차의 유한요소모델링에 있어서 응력계산을 요구하는 정적인 문제에서는 극부적인 변형이 중요시되므로 수천개 이상의 자유도를 필요로 하는 경우가 대부분이나 고유치 해석의 경우에는 구조물의 전체적인 진동모우드가 중요시되는 물론, 계산시간의 단축이 요구되므로 1000개 미만의 자유도를 사용하는 것이 바람직한 것으로 되어 있다<sup>(10)</sup>. 국내에서도 국산 승용차의 진동모우드 해석이 선행된 바가<sup>(7)</sup> 있으나 실차의 경우 유한요소 해석에 필요한 입력자료가 극히 불충분하고

주요 부분구조에 대한 연구자료의 결여로 정확하고도 효과적인 모델링과 실차에 적용 가능한 결과를 얻는데는 어려움이 많았던 것으로 보고되었다.

본 연구에서는 차체의 순수한 하중 지지부인 BIW (body in white)를 좌우 대칭으로 가정하여 반모델 (half model)화시키고 중앙 면상의 결점에 대칭 (symmetric) 및 반대칭 (antisymmetric) 변형의 구속조건을 부여하여 각각의 경우에 대하여 해석함으로써 계산시간을 상당히 단축시킬 수가 있었다. 특히 주요 보형상 부분 구조물을 분리하여 모우드 시험을 수행하고 그 결과를 보요소의 입력자료 결정에 이용함으로써 주요 하중지지부 모델링의 정확성을 높였다. 구체적인 모델링의 제원은 Fig. 5와 Table 2에 보였다.

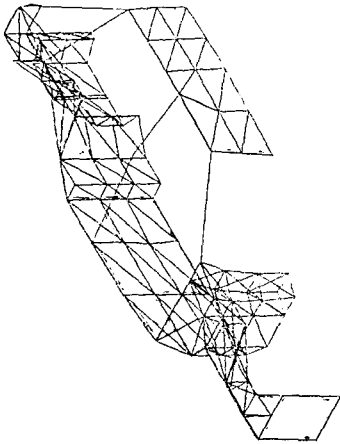


Fig. 5 Finite element modeling of a half car

Table 2 Modeling specification

Nodes	109
Degrees of freedom	582
Beam elements	75 (25 groups)
Triangular plate/shell elements	164
Solution time for 7 eigenvalues	850 sec (MV 8000)

3.2 차체 진동모우드의 측정

수치모델링에 대한 정확성의 검증 및 보완을 위하여 Fig. 6, 7에서와 같이 실차의 BIW에 대한 충격가진 실험을 수행하였다. 전체 112점의 X, Y, Z 방향에 대

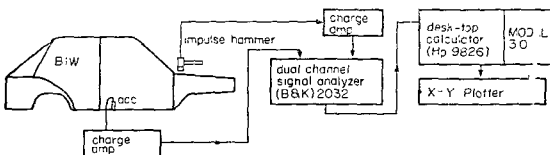


Fig. 6 Block diagram of modal testing

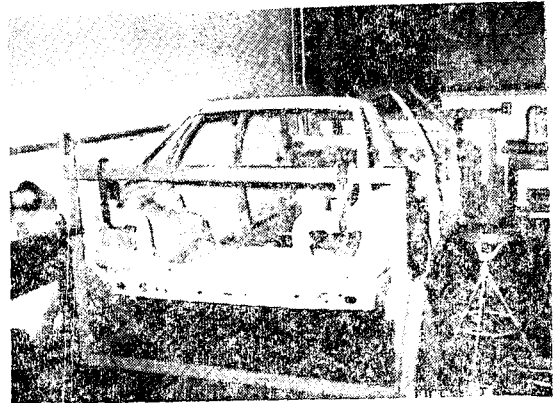


Fig. 7 Experimental set-up for testing of BIW

한 충격 및 가속도 응답사이의 전달함수를 구한 후 커브피팅 (단일모우드법)을 통하여 모달파라미터를 추출하였고 특히 모우드형은 그래픽 처리하여 역시 그래픽 처리된 유한요소해석 결과와의 정확한 비교가 가능하도록 하였다.

3.3 유한요소 해석 및 실험 결과

BIW의 모우드 시험결과 Fig. 8의 전달함수에서 볼 수 있듯이 20~200 Hz 영역에서 30개 정도의 많은 고유진동수가 나타나고 있으므로 이의 해석을 위해서는 주파수 영역을 20 Hz 이상으로 이동시켜서 불필요한 강제모우드의 계산을 피하고 실제로 문제가 되는 고유치 부근의 몇개 모우드만을 구하는 것이 계산시간의 절감을 위하여 바람직하다. 본 계산에서는 20 Hz에서부터 시작하여 대칭 및 반대칭 모우드를 7개씩 단계적으로 계산하여 나갔다. 주요 모우드의 수치해석 및 실험결과를 Fig. 9와 Table 3에 나타내었다. 계산은

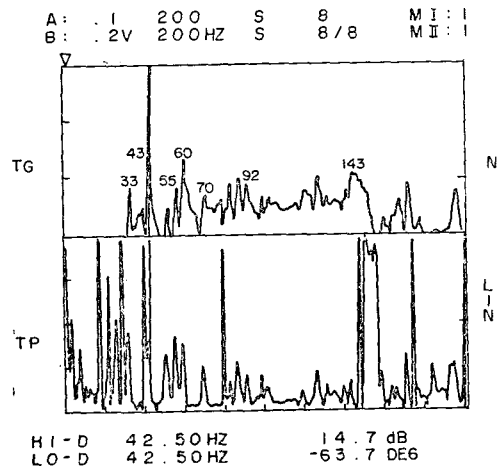


Fig. 8 Transfer function by impulse test

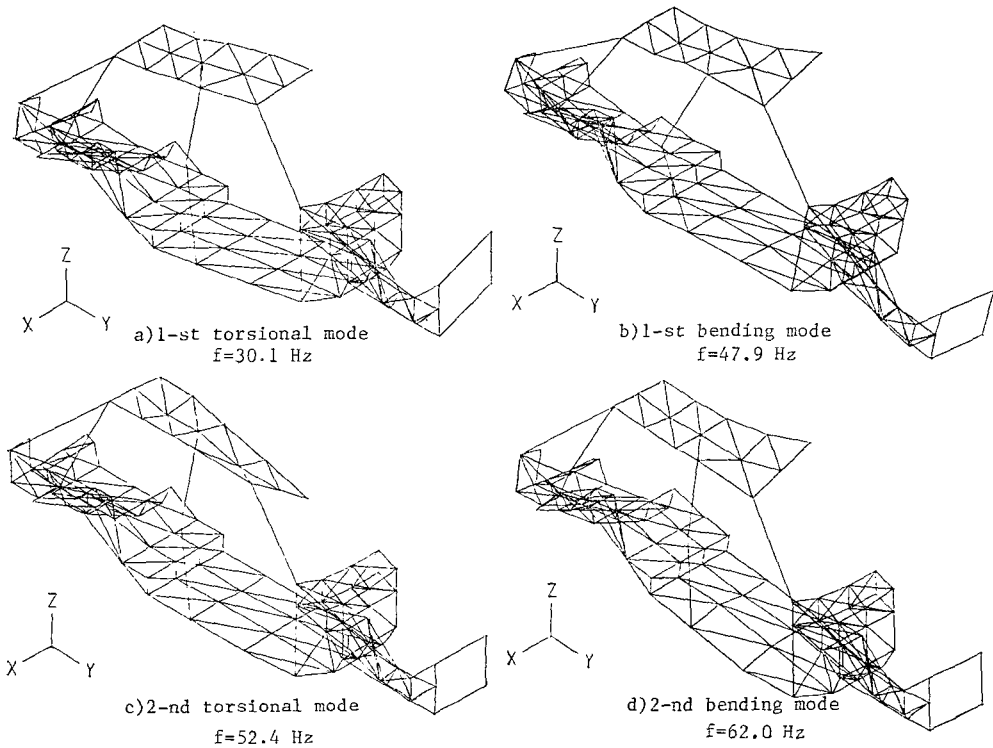


Fig. 9 Mode shapes of half car model

ADINA 프로그램을 사용하였으며 MV 8000 컴퓨터로 각 단계에 850~1300 초가 소요되었다.

수치해석에서 측정되지 않는 국부적인 변형모우드가 나타나는 것은 부분적인 모델링의 부정확성을 의미하고 있는데, 이의 해결을 위하여 모델링이 어려운 부분 구조 및 결합부위의 동특성에 대한 자료의 준비가 시급하다. 또한 실제모델이 좌우대칭이 아닌데서 발생하는 대칭-반대칭의 복합적인 모우드도 측정되고 있으나 Table 3에서와 같이 주요 모우드의 고유치가 10% 오차내에서 계산된 것은 적은 계산 시간을 고려할 때 매우 고무적인 결과이다. 이것은 일체식 차체의 구조에서 그 주요 하중 지지부인 사이드 및 크로스 멤버(side-cross member), 필라(pillar), 터널(tunnel), 사이드 실(side seal), 록패널(lock panel) 등의 모델링이 적합하였음을 반영하는 것으로 보인다.

Table 3의 실험치는 BIW만의 고유진동수 측정결과이므로 실차의 경우는 엔진·차축·문짝·시트 등이 부가되어 고유진동수가 감소된다. 따라서 앞에서 수행되었던 실차의 음향모우드 측정에서 나타난 29, 37, 54 Hz의 피크는 실차의 1차 비틀림 모우드에서부터 2차 굽힘모우드 사이의 진동모우드에서 실내 음장에 의

Table 3 Numerical and experimental frequencies of BIW

Symmetric modes		Antisymmetric modes		Experimental results
No.	Frequency	No.	Frequency	
1	40.8 Hz	1	30.1 Hz	33 Hz (1-st torsion) 40 Hz (mixed mode)
		2	41.2	
		3	46.9	
2	47.9	4	52.4	43 Hz (1-st bending) 55 Hz (2-nd torsion)
		5	56.8	
3	53.4			
4	55.4			
5	62.0			60 Hz (2-nd bending)

해 차체가 공진된 것으로 예상할 수가 있다.

또한 차실 음향모우드가 60 Hz 이상에서 나타나므로 저속주행에서 차체구조의 공진 가능성은 존재하나 차체-차실의 심한 연성문제는 야기되지 않을 것으로 예상된다.

그러나 96 Hz 및 145 Hz 에서 공명주파수가 존재하고 이 부근에서 차체진동 모우드의 밀도가 크게 나타나고 있으므로 고속주행시 부밍소음의 가능성이 높다. 특히 유사한 차종에 대하여 147 Hz 의 불 현상에 대한 대책이 실험적으로 검토된 바가 있으며<sup>(6)</sup> 설계단계에서의 그 예측과 저감대책도 모델화 과정에서 바닥(floor), 천정(roof), 대쉬패널(dash-panel), 창문 등 평판요소를 더욱 미세하게 분할하여 쉘모우드를 좀 더 정밀하게 계산함으로써 가능할 것으로 기대된다.

#### 4. 결 론

실차에 대한 차체 진동 및 차실음향의 수치해석 및 실험을 통하여 다음의 결과를 얻을 수가 있었다.

(1) 차실을 2차원화 시킴으로써 적은 계산시간으로도 신뢰할만한 주요 음향모우드를 구할 수가 있었다.

(2) 60 Hz 이하의 저주파영역에서는 주로 차체의 구조진동 모우드가 차실소음에 기여할 것으로 나타났으며, 96 Hz, 145 Hz 부근에서는 차체진동과 차실공명의 연성에 의한 불(Booming Noise)의 발생 가능성이 높다.

(3) 차체를 반모델화시키고 주요 하중지지부인 보형상 요소의 적합한 모델링을 통하여 적은 계산시간으로도 측정치의 10% 오차 이내로 주요 모우드의 고유치 계산이 가능하였다.

(4) (3)에서 보요소의 결합특성에 대한 충분한 검토와 차실 바닥, 천정 및 창의 요소수를 증가시켜 쉘모우드에 대한 신뢰할 만한 계산치를 구한다면 설계단계에서의 소음수준의 예측과 그 저감대책이 가능할 것으로 예상된다.

#### References

- (1) T.L. Richards and S.K. Jha; A Simplified Finite Element Method for Studying Acoustic Characteristics Inside a Car Cavity, J. of Sound and Vib., Vol. 63, pp.61~72, 1979
- (2) D.J. Nefske, J.A. Wolf, Jr and L.J. Howell; Structural-Acoustic Finite Element Analysis of the Automobile Passenger Compartment, J. of Sound and Vib., Vol. 80, pp.247~266, 1982
- (3) S.H. Sung and D.J. Nefske: A Coupled Structural-Acoustic Finite Element Model for Vehicle Interior Noise Analysis, Trans. of ASME, Vol. 106, pp.314~318, 1984
- (4) S.H. Sung; Automotive Applications of Three-Dimensional Acoustic Finite Elements, SAE 810 397, 1981
- (5) A. Yoshida and Y. Suzuki; Analysis of the Improvement of Vibration and Acoustic Characteristics of Automobiles, SAE 740950 1974
- (6) 정주화 : 차실내부소음의 특성과 저감에 관한 실험적 고찰 (上)·(下) 자동차공학회지, Vol. 5, 1983
- (7) 과학기술원 : 기계의 CAD/CAM 및 Mechatronics 화 기술개발 N 8-1915-2(2), pp.987~1100, 1983
- (8) 서울공대생산기술연구소 : 차체하부 구조물의 정특성 및 승용차의 노면가진에 의한 소음 및 차체진동 저감에 관한 연구, 현대자동차 기술보고서, 1985
- (9) ADINA and ADINAT users manual, Report AE 81-2, ADINA ENG
- (10) M.M. Kamal, J.A. Wolf; Modern Automotive Structural Analysis pp.116, Van, Van Nostrand Reinhold Comp. 1982