

자동차 진동해석을 위한 자동차 현가계의 모델링

Modeling of Automobile Suspension System for Analyzing Automobile Vibration

이 태 근* · 김 병 삼*

Lee Tae-keun and Kim Byoung-sam

(2004년 6월 30일 접수 : 2005년 2월 11일 심사완료)

Key Words : Half Car(반차), Ride(승차감), Shock Absorber(충격흡수기), Sidewall(사이드 월), Tire(타이어), Tread(트레드)

ABSTRACT

As automobile technology advances, a smoother ride with less noise is desired. In order to achieve these purposes, a study on the vibration and noise produced by a moving automobile was carried out and a model for tire vibration characteristics which influence the ride performance was developed. The model was verified through simulations and experiments. The developed model was then applied to a half car model and automobile vibrations were analyzed. The effects of tire design parameters on the automobile vibration energy were investigated. The results from laboratory and field tests confirm the validity of the analytical model. The 17-DOF half-car model was built to analyze automobile vibration. The characteristics of the nonlinear model for a shock absorber were applied to this model. The results from the present 17-DOF half car model incorporating the analytical tire model with tire design parameters, were compared with the 5-DOF half car model where the tire was modeled with linear springs. The results of the 17-DOF model are close to the experimental results. Using the 17-DOF model, the influence of tire design parameter were considered. According to the analysis results, the vibrations at seat/body/wheel were predicted by simulation and experiment.

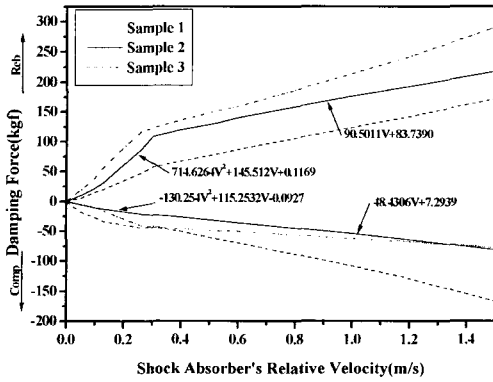
1. 서 론

자동차의 승차감에 대한 욕구는 날로 증가하여 보다 편안하고 안락한 자동차 개발이 요구되고 있다. 넓은 의미의 승차감은 자동차에서 발생하는 모든 진동 소음 문제를 지칭하며, 좁은 의미로는 차량 주행 중 특히 노면의 불규칙적인 입력으로 발생한 차체 진동을 운전자가 느끼는 쾌적의 정도이다.⁽¹⁾ 차량 주행 중 발생하는 진동원으로는 노면의 가진, 엔진, 회전체

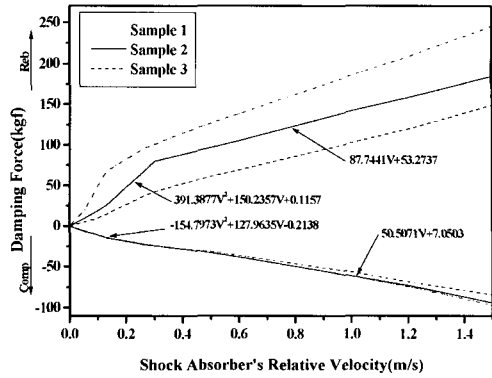
의 불평형, 기어의 래틀진동 등이 있다. 종래, 승차감에 대한 평가는 객관적이고 정량적인 값보다는 주관적인 방법에 많이 의존하였다. 물론 현재에도 널리 사용되고 있는 방법이다. 자동차를 제작 생산하는 회사에서는 여러 명의 전문 운전자들에 의해 주관적으로 승차감을 평가하고 있다. 그런데, 주관적인 평가는 사람마다 약간의 차이점이 있으며, 동일한 운전자라도 운전할 때의 기분, 건강의 상태, 날씨, 운전 시간 등에 따라 평가의 결과에 차이가 있을 수 있으므로 승차감 평가의 객관적인 방법의 연구가 필요하게 되었다. 그래서 인간이 느끼는 승차감을 객관적으로 정량화하기 위해 ISO2631과 BS6841와 같은 인체 진동 관련 규격들이 발표되었고, ISO2631과 BS6841에 의해 인체 피폭 진동량 측정 방안이 마련됨으로써 승차감 평가를 객관적으로 평가할 수 있게 되었다. 그러

† 책임저자 : 정희원, 삼성전기(주) DM사업부 DSS연구국
E-mail : taekeun.lee@samsung.com
Tel : (031)210-3556, Fax : (031) 210-6969

* 정희원, 순천제일대학 자동차기계과



(a) Front shock absorber



(b) Rear shock absorber

Fig. 1 The diagram of front & rear shock absorber's damping force and modeling equations

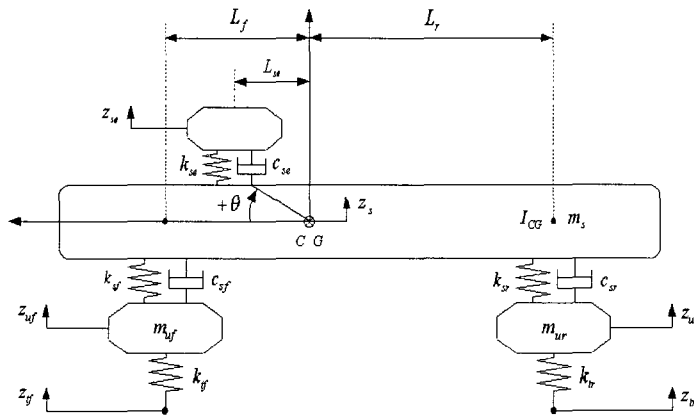


Fig. 2-A Automobile half car model with seat(5-DOF)

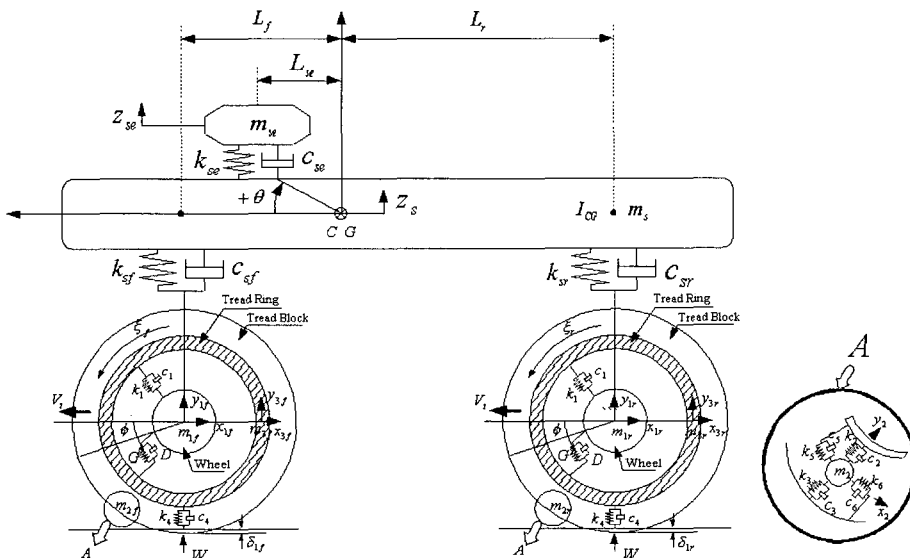


Fig. 2-B Automobile half car model with seat(17-DOF)

나 국내·외적으로 ISO2631이나 BS6841로 완벽하게 승차감을 객관적으로 평가할 수 없는 실정이다.⁽²⁾ 이와 다른 평가방법으로 본 연구에서는 노면으로부터의 다양한 가진을 받는 자동차의 동적 특성을 파악하였으며, 승차감 비교를 위해 노면의 불규칙 입력에 의한 차체의 진동량을 고려하였다. 자동차에 있어서 승차감에 미치는 중요한 변수 중 하나는 현가장치의 감쇠력과 타이어 특성이다. 대개의 경우 감쇠를 상수로, 타이어를 강성으로 가정하여 승차감을 평가하였으나 본 연구에서는 충격흡수기를 실제의 경우와 유사한 인장과 압축시의 비선형성을 고려하여 평가하였다. 즉, 댐퍼의 비선형 감쇠력이 승차감에 미치는 영향을 조사하였다. 본 연구에서는 자동차를 반차(half car)로 모델링하고 충격흡수기(shock absorber)의 비선형 모델에 대한 특성을 고려하였다. 또한, 비선형 충격흡수기 모델을 기초로 노면과 충격흡수기의 감쇠특성과 타이어 설계인자의 변화에 따라 자동차에서 발생하는 진동을 고찰하였다. 이 진동량을 기준으로 본 연구의 실차실험에 이용된 자동차에 가장 적절한 충격흡수기를 선정하였고 자동차 진동에 영향을 미치는 타이어 설계인자를 조사하였다.

2. 이론적 배경

2.1 충격흡수기의 비선형 모델

종래, 감쇠력에 관한 모델링은 대부분이 선형으로 가정하였다. 그러나, 실제의 경우에는 충격흡수기가 압축일 때와 인장일 때 감쇠력이 다르며, 압축일 경우만 고려해도 1, 2차 함수의 특성을 동시에 가지고 있다. 자동차 규격(JASO C602)에서는 충격흡수기의 상대속도가 0.3(m/sec)일 때, 인장의 감쇠값을 충격흡수기의 감쇠 대표값으로 규정하고 있다.⁽¹⁾ 즉 이때의 값을 감쇠력 상수로 보고 있다. 또한, 자동차에 있어서 충격흡수기는 인장일 때의 감쇠력이 압축일 때의 감쇠력보다 영향이 더 크다. Fig.1에 나타난 감쇠 선도는 실제 자동차에 장착되어 사용되어지고 있는 충격흡수기의 감쇠력 선도이다.

2.2 자동차 모델링(Automobile Modeling)

이 연구에 이용된 자동차 모델은 시트 및 타이어를 포함한 17자유도 반차 모델(a half car model with 17-DOF)이다. Fig.2-A, B는 반차 모델을 나타낸

Table 1 The values of input parameters for simulations

Parameter	Symbol	Value	Unit
Seat + Human mass	m_{se}	60	kg
Sprung mass	m_s	505	kg
Mass inertia moment of sprung mass	I_{CG}	1410	kg · m ²
Front unsprung mass	m_{uf}	36	kg
Rear unsprung mass	m_{ur}	29	kg
Seat damping coefficient	c_{se}	500	N/(m/sec)
Front suspension damping coefficient	c_{sf}	Nonlinear	N/(m/sec)
Rear suspension damping coefficient	c_{sr}	Nonlinear	N/(m/sec)
Seat stiffness coefficient	k_{se}	6000	N/m
Front suspension stiffness coefficient	k_{sf}	23,534	N/m
Rear suspension stiffness coefficient	k_{sr}	20,298	N/m
Front tire stiffness coefficient	k_{tf}	175,420	N/m
Rear tire stiffness coefficient	k_{tr}	175,420	N/m
Distance to front suspension from CG	L_f	1.585	m
Distance to seat from CG	L_{se}	0.2	m
Distance to rear suspension from CG	L_r	0.965	m

것이다. 자동차 모델에서 타이어의 감쇠 및 탄성계수를 무시할 만한 미소 감쇠가 있고 선형 탄성계수를 가지고 있는 경우(5-DOF)와 타이어를 7자유도계로 모델링하여 감쇠 및 탄성계수를 구한 경우(17-DOF) 등 2가지 경우에 대해 운동방정식을 유도하였다(부록). 또한, 현가장치도 선형 스프링 계수를 가지고 있다고 가정하였다.

유도된 운동방정식을 이용하여 수치해석을 수행하였으며, 수치해석에 사용된 변수는 Table 1과 같다.

3. 시뮬레이션 및 분석

3.1 충격흡수기의 비선형 모델

자동차가 아스팔트 노면을 주행할 때 Fig.3에서 보는 것과 같이 충격흡수기의 상대속도는 0.3 m/sec 이하에 있게 된다. 따라서, 비선형 모델은 자동차가

거친 노면을 주행할 경우나 편평한 노면을 주행할 때 도 효과적으로 그 영향성을 평가할 수 있다. 충격흡수기의 상대속도가 0.3 m/sec 이하에서의 선형 모델의 감쇠력은 실제 충격흡수기의 감쇠력보다 훨씬 작게 나타난다. 감쇠력이 너무 작기 때문에 가속도 값이 크게 나타난다. 그것은 자동차가 과도하게 진동한다는 것을 의미한다. 그러나 비선형 모델은 0.3 m/sec

이하의 구간을 2차 함수로 표현하여 실제 감쇠력과 유사한 감쇠력을 발생시켜 선형 모델보다는 정확한 차량의 거동을 파악할 수 있게 된다. 실제로 차량이 대부분 주행하는 조건은 아스팔트 노면이므로 아스팔트 노면에 대한 충격흡수기의 영향성을 분석하는 것이 중요하며, 충격흡수기의 상대속도가 0.3 m/sec 이하에서의 감쇠 특성을 정확히 모델링하는 것이 중요하다. 따라서, 이 연구에서는 충격흡수기를 비선형으로 모델링하였다.

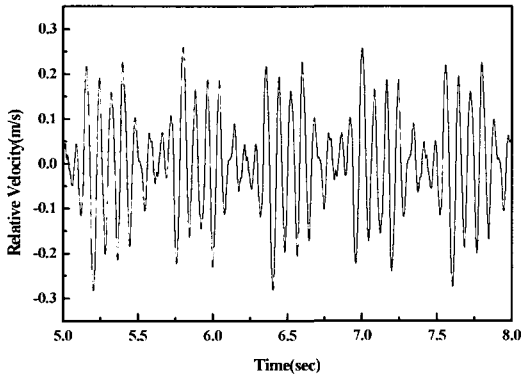


Fig. 3 The relative velocity of shock absorber between sprung mass and unsprung mass

3.2 자동차 진동을 고려한 충격흡수기의 비교평가

이 연구에서는 충격흡수기의 감쇠 특성만을 변화시켜가며 그 영향성을 평가하였다. Table 2, 3에서는 충격흡수기의 감쇠력의 특성과 다양한 감쇠 특성을 갖는 충격흡수기를 사용하여 그들의 영향성에 대한 결과를 RMS와 RMQ값으로 계산하였다.

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N a^2(i)}$$

Table 2 The comparison of vibration RMS values assessed only from simulations at bump road and sunk road (Ts=5 sec, unit : m/sec²)

Front shock absorber	Rear shock absorber	Bump road			Sunk road		
		Speed : 30 km/h					
		RMS seat	RMS body	RMS wheel	RMS seat	RMS body	RMS wheel
Sample 1	Sample 2	0.2610	1.0291	38.5854	0.2794	0.8124	30.7327
Sample 2	Sample 1	0.2618	1.0558	37.7078	0.2573	0.8282	32.5803
Sample 2	Sample 2	0.2279	1.0078	37.6560	0.2760	0.7800	32.6703
Sample 2	Sample 3	0.2834	0.9557	37.4221	0.3439	0.7430	33.2214
Sample 3	Sample 2	0.3541	1.0829	34.4443	0.2306	0.7373	31.5315

Table 3 The comparison of vibration RMQ values assessed only from simulations at bump road and sunk road (Ts=5 sec, unit : m/sec²)

Front shock absorber	Rear shock absorber	Bump road			Sunk road		
		Speed : 30 km/h					
		RMQ seat	RMQ body	RMQ Wheel	RMQ Seat	RMQ Body	RMQ Wheel
Sample 1	Sample 2	0.3360	1.4014	53.4664	0.3696	1.2439	57.4228
Sample 2	Sample 1	0.2780	1.4632	55.0931	0.3524	1.2631	57.0095
Sample 2	Sample 2	0.2954	1.3850	55.3593	0.3724	1.1688	58.1428
Sample 2	Sample 3	0.3454	1.3766	55.0379	0.4255	1.1360	58.5535
Sample 3	Sample 2	0.4050	1.6200	49.4513	0.3064	1.0864	56.6621

$$RMQ = \left\{ \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N a^4(i) \right\}^{\frac{1}{4}}$$

여기서, $a(i)$ 는 가속도레벨 N 은 샘플링 수

범프(bump)나 성크(sunk) 노면과 같은 순간적이거나 과도기적으로 발생하는 큰 진동량에 대한 영향을 고려하기 위해 RMQ(root mean quad)값을 도입하는 경우도 있는데, 본 연구에서는 RMS와 RMQ값의 경향성은 동일함을 볼 수 있어 RMS 값을 이용하여 분석하였다.

그림에서 나타나는 'S1S2' 등은 전륜이 Sample 1, 후륜이 Sample 2임을 의미한다.

실제 운전자가 느낄 수 있는 시트와 차체의 진동량을 고려해 볼 때, 범프 노면의 경우에는 S2S2 또는 S2S3 조합이 유리하고 성크 노면의 경우는 S3S2 또는 S2S2 조합이 가장 유리한 것으로 파악된다. 또한 아스팔트 노면의 경우는 S2S1 또는 S1S2 조합이 가장 유리하였다. 30(km/h)의 속도로 주행할 때, 범프 노면과 성크 노면을 고려한다면 아스팔트 노면에서 다소 열세이지만 그 외의 노면에서 양호한 수준인 S2S2 조합이 진동측면에서는 양호한 것으로 판단된다.

Fig. 4~6은 속도를 변화시키며 아스팔트 노면을 주행할 때 각 충격흡수기 조합에 대한 진동량을 나타낸다. 시트에서의 진동을 고려하면 모든 속도 대역에서 S1S2 조합이 양호하며, 차체진동측면에서 저속에서는 각각의 조합에 대한 진동량은 유사하나 고속이 되면 S3S2 조합이 양호한 것으로 파악된다. 따라서 모든 속도 대역에서 낮은 진동량을 갖는 S2S3 조합이 양호하다. 이 경우 시트와 차체진동을 고려하면 S2S1 또는 S2S2 조합이 양호하며, 전륜에 S2를 장착하는 것이 진동저감 효과를 보일 것으로 판단된다. 자동차는 항상 아스팔트와 같은 좋은 노면만을 주행하지는 않는다.

범프나 성크와 같은 노면이나, 범프와 성크가 아주 심한 비포장 도로도 주행할 경우가 있다. 그러므로 충격흡수기는 이러한 모든 조건을 모두 충족시켜야만 한다. 일반적으로 편평한 노면에 대해서는 낮은 감쇠값을 가지고 있는 것이 승차감이 좋은 것으로 알려져 있다. 반면에 범프 노면에서는 아주 치명적으로 승차감 값이 좋지 않은 것을 알 수 있다.

일반적으로 범프나 성크 노면에서 감쇠값이 작으면 오랫동안 진동하므로 좋지 않은 효과를 얻게 된다. 그러므로 S3S2의 충격흡수기는 좋은 것이라고는 말할 수 없다. 시트와 차체의 진동에서 S2S2가 범프 노

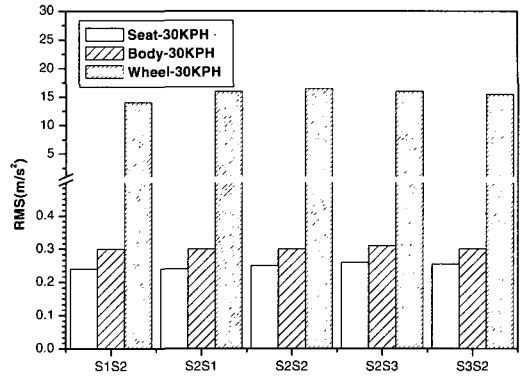


Fig. 4 Vibration values on seat, body and wheel at asphalt road(30 km/h)

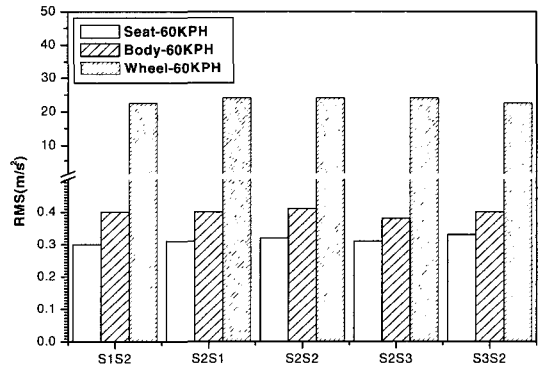


Fig. 5 Vibration values on seat, body and wheel at asphalt road(60 km/h)

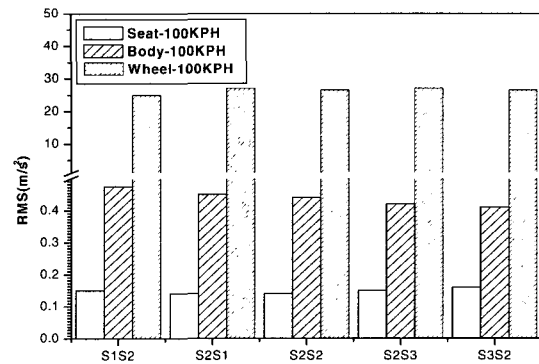


Fig. 6 Vibration values on seat, body and wheel at asphalt road(100 km/h)

면이나 성크 노면, 그리고 아스팔트 노면에서 속도에 따라서도 최적의 값을 갖는 것을 알 수 있다. 즉 어떤 노면에서도 평이하게 적용될 수 있다는 것이다. 다른 충격흡수기의 조합들을 보면 아스팔트 노면에서 좋다면 범프 노면에서 아주 나쁜 것을 알 수 있다. 그러므로 시뮬레이션에 사용한 최적의 충격흡수기는 전륜에 Sample 2와 후륜에 Sample 2를 사용하는 것임을 확인 할 수 있다. 시트에서는 저속에서 속도증가에 따라 진동량이 증가하고 있으며 고속이 되면 진동량은 현저히 감소함을 볼 수 있다. 차체와 휠에서는 속도증가에 따라 진동량은 증가하는 경향을 보인다.

3.3 타이어 설계인자 변화에 따른 차량진동 해석

타이어의 설계인자변화에 따른 차량진동해석을 위

해 각각의 인자들을 상대적으로 변화시키면서 시뮬레이션을 수행하였다. 실험용 차량에 취부되고 있는 195/60R14 타이어 규격을 기준으로 설계인자의 변화량은 현재, 타이어 업계에서 사용되고 있는 범위를 고려하여 산정 하였으며, 수치해석을 수행하였다.

Fig. 7~Fig. 12는 시험용 차량에 장착된 타이어 값을 기준으로 타이어 설계인자를 변화시켰을 때의 영향을 나타낸 것이다. Fig. 7은 트레드 강성 변경에 따른 거동변화를 보인다. 시트에서 트레드 강성이 클수록 진동량은 작아짐을 볼 수 있다. 차체 및 휠에서는 트레드 강성증가에 따라 진동량은 증가함을 볼 수 있다.(Tire 'D', 'E')

Fig. 8은 트레드 감쇠의 영향을 나타낸 것이다. 시트에서 트레드 감쇠의 효과는 없으며 차체 및 휠에서는 감쇠증가에 따라 진동량은 미소하게 감소함을 볼 수 있다.

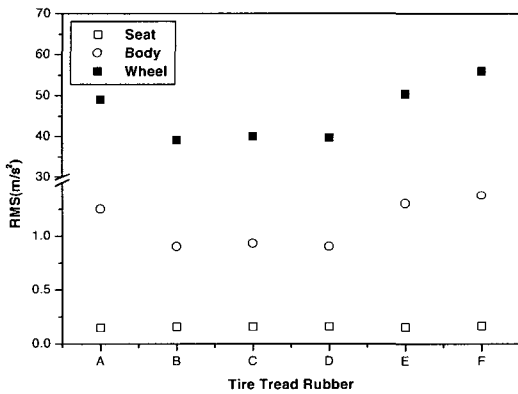


Fig. 7 The Variation of vibration values according to tread rubber

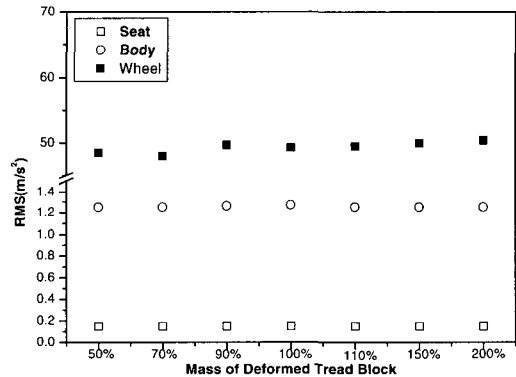


Fig. 9 The Variation of vibration values according to deformed tire tread block mass

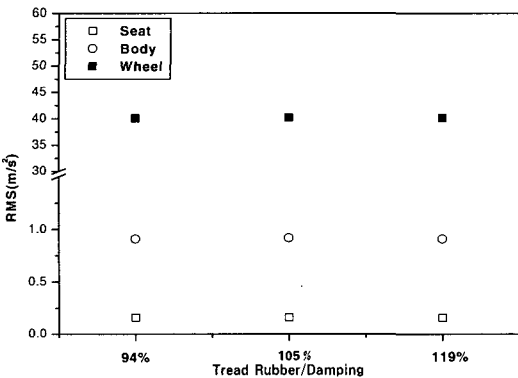


Fig. 8 The Variation of vibration values according to tread rubber damping

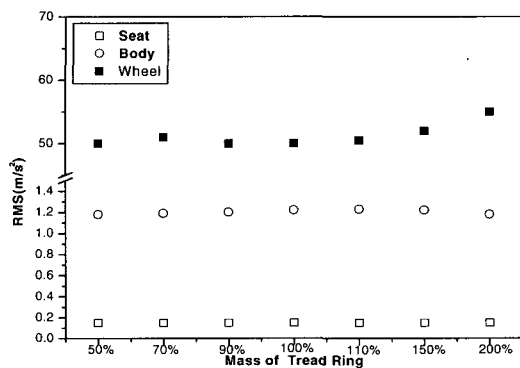


Fig. 10 The Variation of vibration values according to tread ring mass

Fig. 9는 노면에 의해 변형되는 트레드 블록 질량의 영향을 나타낸 것이다. 시트에서의 진동량에는 영향을 미치지 않는다. 차체에서는 질량증가에 따라 감소하였고, 휠에서는 질량증가 따라 증가하는 경향을 보이고 있다.

Fig. 10은 트레드 링의 질량변화에 따른 영향을 나타낸 것이다. 질량증가에 따라 시트부에서의 진동량은 미소하게 감소하고 차체부에서는 질량이 100~110%까지는 질량증가에 따라 진동량이 증가하다 110% 이상의 질량에서는 감소함을 보인다. 휠에서는 100%까지는 질량증가에 따라 진동량이 감소하고 100% 이상의 질량에서는 증가함을 보였다.

Fig. 11은 타이어 에이펙스 변화에 따른 영향을 나타낸 것이다. 시트의 진동에는 영향을 미치지 않는다. 차체와 휠에서는 에이펙스 길이 및 경도(hardness)가 클수록 진동량이 커짐을 볼 수 있다. 이는 타이어 사이드 월의 진동을 휠로 전달해 주는 비드의 강성증가

에 따른 영향으로 사료된다.

Fig. 12는 서스펜션의 강성변화에 따른 영향을 나타낸 것이다. 강성 증가에 따라 진동량의 증가를 유발하고 있다.

4. 실차실험 및 분석

실차실험에 이용한 자동차는 4실린더 4사이클의 엔진(DOHC)을 장착하였으며, 전륜 현가장치는 맥퍼슨 스트러트식(mcpherson strut type)이며, 후륜은 듀얼 링크식(dual link type)이다. 충격흡수기는 가스식으로 내부에 고압의 질소가스가 주입되어 있으며 수동 변속기가 장착된 자동차이다.

4.1 실험조건 및 실험방법

동일한 자동차의 현가장치에 전륜과 후륜 각각 3 종류의 충격흡수기를 장착하여 노면과 타이어의 강성, 그리고 차량의 속도에 따라 충격흡수기의 성능을 평가하였다. 후륜의 충격흡수기를 중간 감쇠값으로 고정시켜 놓고 전륜의 충격흡수기의 감쇠값을 상·중·하로 구분하여 실험조건을 변화시키면서 실험을 수행하였다. 또한, 전륜의 감쇠값을 중간 감쇠값에 고정시켜 놓고 후륜의 감쇠를 상·중·하로 나누어 동일한 방법으로 실험을 수행하였다. Fig.1에서 나타난 특성을 가진 충격흡수기를 사용하였으며, 실험에 이용된 노면은 아스팔트, 범프, 싱크 노면으로 Fig. 13과 같다. 자동차 주행속도에 대한 영향을 조사하기 위하여 자동차의 주행속도를 30, 60(km/h)로 변경하였다. 자동차의 주행속도가 30(km/h) 정속 주행할 경우에는 수동변속기를 2단으로 고정하고 2,000(RPM)을 유지하였으며, 60(km/h)로 정속 주행할 경우에는 4단, 2,000(RPM)을 유지하였다. 또한, 오목한 노면과 볼록한 노면을 주행할 경우에는 실제 주행속도와 유사한 30(km/h)에서만 실험을 수행하였다.

실험에 이용된 타이어의 규격은 195/60R14이다. 타이어의 공기압을 2.1(kg/cm²)로 바퀴를 동일하게 유지하였다. 노면으로부터 가진되는 진동이 현가장치와 차체를 통하여 시트와 운전자에게 전달되는 진동을 측정하기 위하여 멤버의 하단부, 마운트, 운전석 고정부의 바닥, 시트의 헤드부분 등 차체 4지점에 가속도계를 설치하였다.(Fig.14)

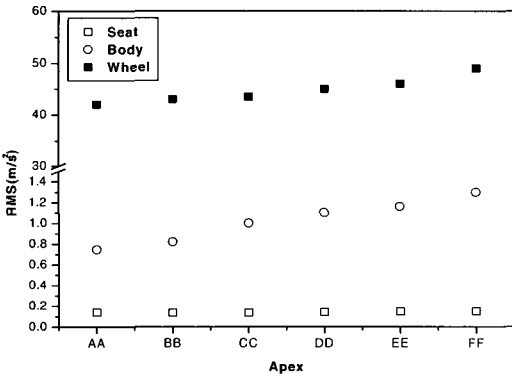


Fig. 11 The Variation of vibration values according to tire apex

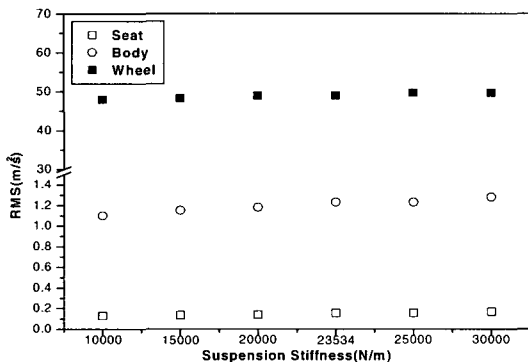
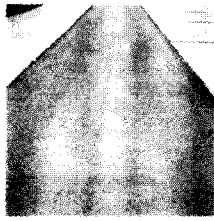
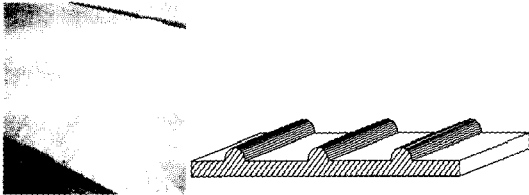


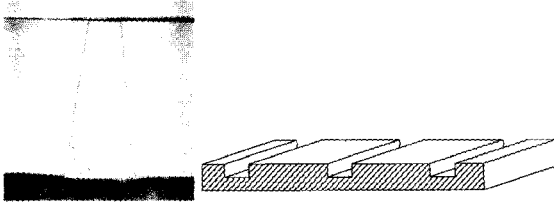
Fig. 12 The Variation of vibration values according to suspension stiffness



(a) Asphalt road



(b) Bump road



(c) Sunk road

Fig. 13 The road profiles of test track

4.2 실험결과 분석

(1) 노면에 따른 충격흡수기의 비교분석

Table 6은 범프 노면과 성크 노면을 주행할 때 실험한 결과이다.

범프노면 주행시 S2S2와 S2S3가 좋지 않게 나타났다. 두 조합의 공통적 특징은 후륜의 감쇠값이 전륜 감쇠값보다 작다는 것이다. S3S2 모델도 후륜 감쇠값이 큼에도 작게 나타났다. 시뮬레이션에서는 범프 노면에서 가장 취약한 것이 S3S2 모델로 나타난

Table 4 The conditions of field test

Parameters	1	2	3
Road	Asphalt	Bump	Sunk
Vehicle velocity(km/h)	30, 60	30	30
Tire air pressure (kg/cm ²)	2.1	2.1	2.1

Table 5 Experimental instruments of field test

Item	Model
Accelerometer	Wilcoxon 3441, 3443, 3444, 3445
Power supply	Dytran 4146
Digital tape record	Sony PC208Ax
FFT Analyzer	Pulse 3560

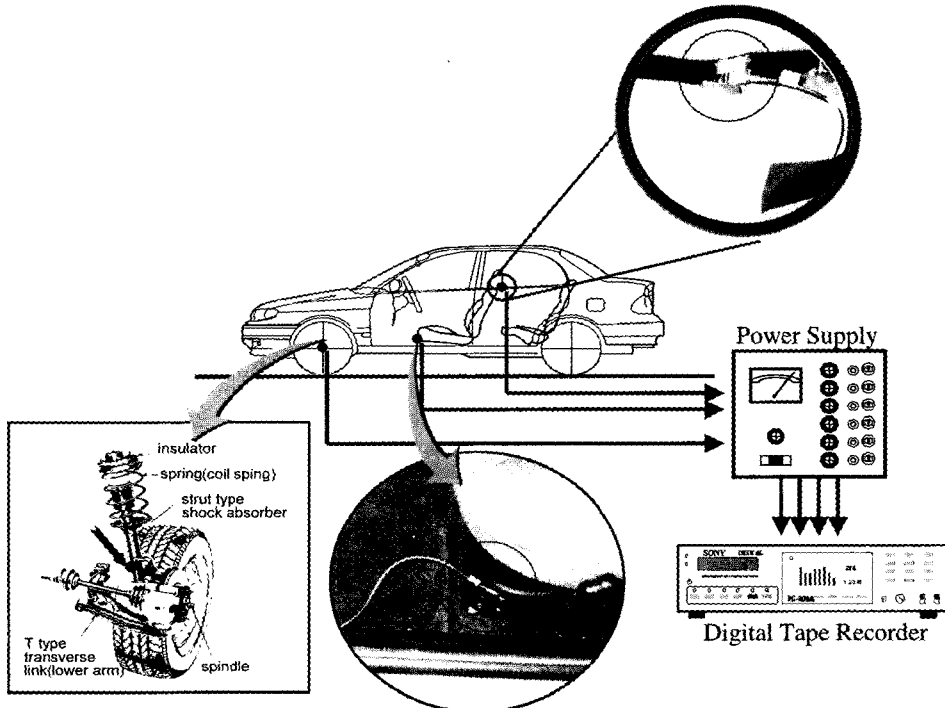


Fig. 14 Schematic diagram of experimental instruments

것과는 상반된 결과이다. 이것은 전륜과 후륜의 감쇠값이 전반적으로 낮기 때문이다. 실제 자동차에서는 감쇠값이 전반적으로 낮아 범프 노면에서 후륜의 튕기는 듯한 현상이 적어 좋은 결과가 나온 것으로 판단된다.

싱크 노면을 주행할 때는 S2S1 모델을 제외한 모든 충격흡수기들이 유사한 경향성을 가지고 있다. 여기서도 동일하게 충격흡수기가 적절한 감쇠값을 가진 상태에서 후륜의 감쇠값이 전륜의 감쇠값보다 크게 되면 진동량을 증가시킨다는 것을 확인할 수 있었다.

(2) 속도에 따른 충격흡수기의 영향성의 분석

Table 7은 아스팔트 노면을 30(km/h)와 60(km/h)로 주행할 때의 결과이다. 차량의 속도가 30(km/h)에서는 S2S1 모델과 S2S3 모델이 최적의 것임을 알 수 있다. 하지만 속도가 60(km/h)가 되었을 때는 S2S1 모델은 급격히 진동량이 증가함을 확인할 수 있다. 그러나 S2S3 모델은 속도가 증가하여도 다른 충격흡수기를 장착한 경우에 비해 양호하다는 것을 알 수 있다. 시뮬레이션에서 나온 결과와 동일하게 아스팔트 노면에서는 어떤 충격흡수기를 장착하든지

Table 6 The comparison of vibration RMS values assessed only from test at bump road and sunk road (Ts=5sec, unit : m/sec²)

Front shock absorber	Rear shock absorber	Bump road			Sunk road		
		Speed : 30 km/h					
		RMS seat	RMS body	RMS wheel	RMS seat	RMS body	RMS wheel
Sample1	Sample2	0.2391	0.1967	41.4705	0.2284	0.1795	35.9740
Sample2	Sample1	0.2432	0.2016	48.6268	0.2646	0.2053	47.9221
Sample2	Sample2	0.2713	0.2276	59.5948	0.2433	0.2046	52.8860
Sample2	Sample3	0.2546	0.2607	54.6223	0.2451	0.2267	47.1741
Sample3	Sample2	0.2170	0.1803	50.0004	0.2213	0.1679	46.7149

Table 7 The comparison of vibration RMS values assessed only from test at asphalt road (Ts=5sec, unit : m/sec²)

Front shock absorber	Rear shock absorber	Asphalt road					
		30 KPH			60 KPH		
		RMS seat	RMS body	RMS wheel	RMS seat	RMS body	RMS wheel
Sample1	Sample2	0.0336	0.0317	1.9770	0.0557	0.0555	4.8268
Sample2	Sample1	0.0240	0.0282	2.1852	0.0599	0.0625	6.7927
Sample2	Sample2	0.0396	0.0351	4.2815	0.0587	0.0529	7.1238
Sample2	Sample3	0.0232	0.0287	1.8798	0.0533	0.0540	5.8337
Sample3	Sample2	0.0322	0.0299	1.8558	0.0555	0.0522	5.2701

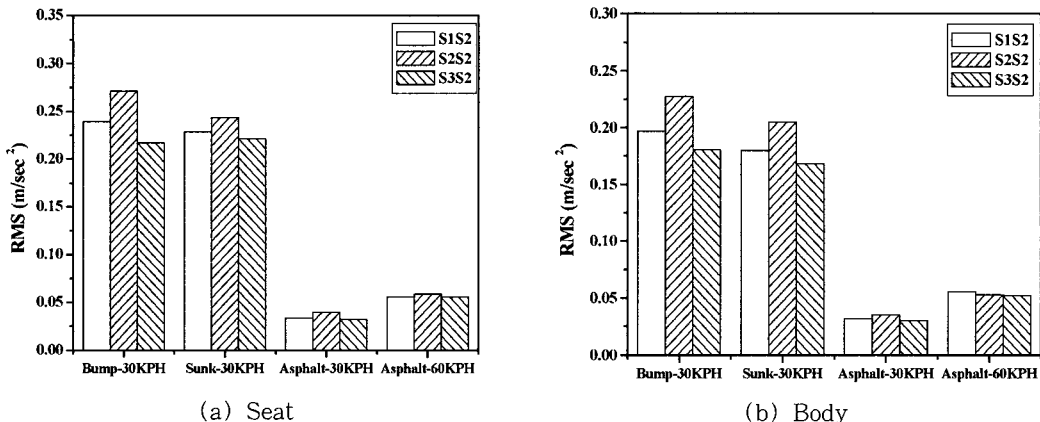


Fig.14 Vibration value for the change of front shock/absorber

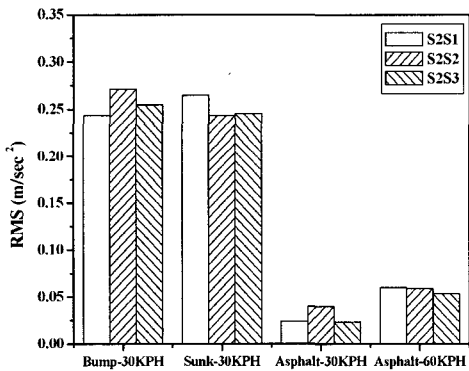
속도감소에 따라 진동량은 저하되는 것을 확인 할 수 있었다. 100(km/h)의 속도에서 시트의 진동량은 감소하고 있으며 차체와 휠에서의 진동량은 증가하였다.

(3) 충격흡수기의 감쇠값의 변화에 따른 영향

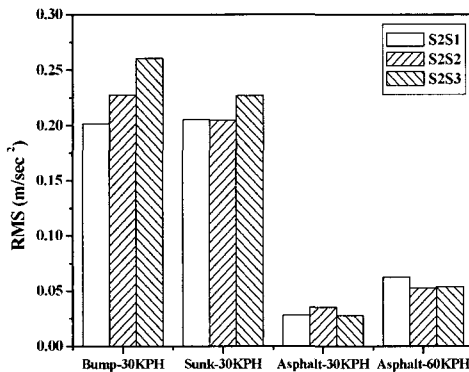
Fig. 15는 후륜을 적절한 감쇠값으로 고정시켜 놓고 전륜의 감쇠값을 변화 시켰을 때의 각 조건에 대해 진동량을 나열한 것이고 Fig. 16은 전륜의 감쇠값을 고정시켜 놓고 후륜의 감쇠값을 변화시킨 것이다.

Fig. 14로부터 S2S2 조합 대비 전륜의 감쇠값을 높게 되면, 범프나 성크 노면에서는 좋은 효과를 볼 수 있으나 아스팔트 노면을 주행할 경우에는 좋지 않은 결과를 나타냈다. 반대로 감쇠값을 낮추면 범프나 성크에서의 좋은 특성을 나타내었고 아스팔트 노면에서도 양호한 상태를 나타내었다. S2S2는 범프나 성크 노면에서는 좋지 않은 결과가 나왔지만 아스팔트 노면에서는 가장 좋은 특성을 얻을 수 있다.

Fig. 15에서 S2S2 조합 대비 후륜의 감쇠값을 높이



(a) Seat



(b) Body

Fig. 15 Vibration value for the change of rear shock absorber

면 범프나 성크, 아스팔트 노면에서의 속도에 의한 영향성이 커져 좋지 않은 특성을 보이고, 낮추면 아스팔트노면에서 가장 양호한 특성을 보이고 있다. 이와 같이 진동량값을 사용하여 튜닝을 수행할 때 상대적인 승차감을 평가할 수 있을 것으로 판단된다.

(4) 충격흡수기에 따른 승차감의 전반적인 평가

S1S2 모델은 범프나 성크 노면에서 좋은 특성을 갖지만 아스팔트 노면에서는 가장 좋지 않은 특성을 나타내고 있었다. S2S1 모델은 아스팔트 노면에서 30(km/h)로 주행할 경우를 제외한 모든 경우에 좋지 않은 특성의 상태를 나타내고 있으며, S2S3는 범프 노면에서 좋지 않은 특성을 갖고 있다. S3S2는 아스팔트 노면에서 좋지 않은 승차감 값을 가지고 있다. 그러나 S2S2 모델은 모든 노면과 속도의 변화의 경우에 있어서도 항상 다른 것에 비해 중간 값을 가지고 있는 것을 확인할 수 있다. 운전자는 가장 좋지 않은 차량의 성능에 대해서만 아주 민감하게 반응하기 때문에 모든 조건에 대해 아주 나쁘지 않은 특성을 가지고 있어야 한다. 즉, 특정한 조건에서만 승차감이 좋아서는 안되고, 아주 뛰어나지는 않지만 전반적으로 모든 상황에 대해 양호한 값을 가져야 한다는 것이다. 이러한 조건을 만족시키는 충격흡수기는 S2S2 모델임을 확인할 수 있다. 따라서, 이 연구에서 사용한 차량에 최적의 감쇠 특성을 갖는 충격흡수기는 전륜의 Sample 2와 후륜의 Sample 2 모델임을 알 수 있었다.

5. 결과 고찰

Fig. 16은 범프노면에서 휠, 차체, 시트의 진동량을 나타내고 있으며 타이어 설계인자를 고려한 17자유도 계 모델이 실험치와 근접함을 볼 수 있다.

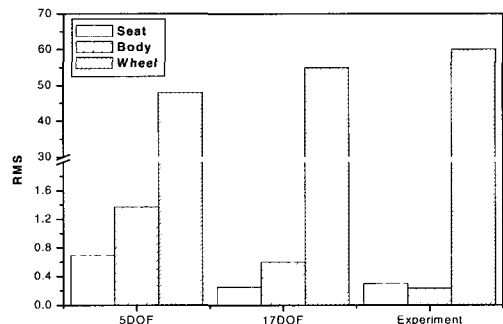


Fig. 16 The comparison of vibration value for model and experiment

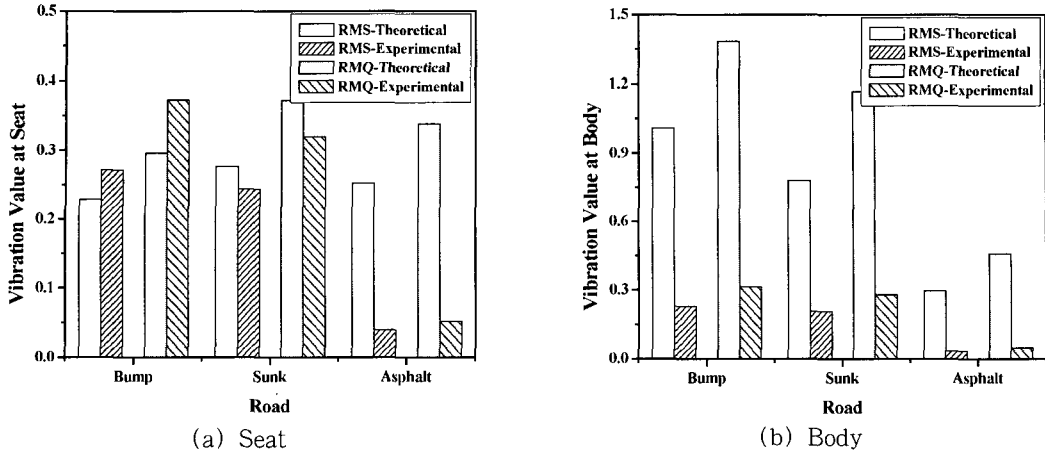


Fig. 17 The comparison of vibration value for RMS and RMQ

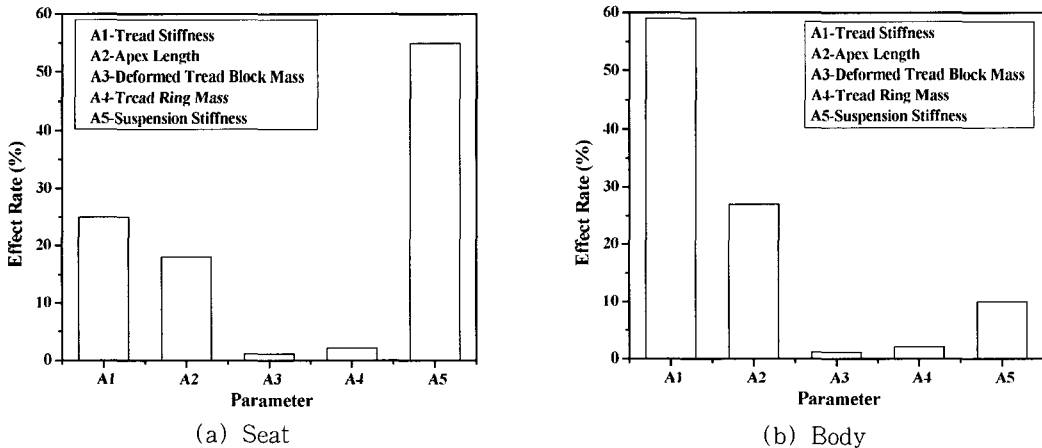


Fig. 18 The effect of tire design parameter for vehicle vibration

범프나 싱크 노면과 같은 순간적이나 과도기적으로 발생하는 큰 진동량에 대한 영향을 고려하기 위해 RMQ 값을 도입하는 경우도 있는데, 타이어를 고려한 본 연구결과로부터 자동차 진동측면에서의 비교는 RMS를 이용하여도 결과는 동일한 것으로 파악된다.(Fig. 17)

Fig. 18은 개발된 모델을 이용하여 차량의 시트 및 바디 진동에 영향을 미치는 타이어 설계인자의 영향도를 나타내고 있으며, 서스펜션 강성, 트레드 강성, 에이펙스 길이가 큰 영향을 미치고 있음을 볼 수 있다. 시트의 주파수 전달특성이 30(Hz) 이하의 성분대에 대해 민감하게 반응하므로⁽³⁾ 시트부에서는 현가장치의 강성변화에 민감하다. 따라서, 현가장치의 강성변화에 대한 영향도가 가장 높게 나타난다. 차체(body)에서는 타이어 트레드 강성의 영향도가 가장 높다.

6. 결 론

이 연구에서는 충격흡수기의 물성치를 이용하여 압축과 인장시 각각 다른 감쇠 특성을 갖는 비선형 충격흡수기로 모델링하였으며, 개발한 비선형 모델을 반차 모델에 적용하여 노면을 주행하는 자동차의 진동을 해석하였다. 이 연구를 통하여 자동차의 진동 및 승차감에 충격흡수기가 어떤 영향을 미치는지를 확인할 수 있었다. 뿐만 아니라 실험에 이용된 자동차에 있어서 최적의 충격흡수기가 어느 것인지 선정할 수 있었다. 이 연구에 사용한 차량에 최적의 충격흡수기는 전륜에 Sample 2와 후륜에 Sample 2를 장착한 것임을 확인하였다.

타이어를 선형탄성체로 가정한 기존의 5자유도 반

차모델과 이 연구에서 개발된 타이어 설계인자를 고려한 17자유도계 반차모델에 대한 해석으로부터 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 타이어를 탄성체로 가정한 5 자유도계 반차모델과 비교할 때, 타이어 설계인자를 고려한 17 자유도 모델이 보다 실험결과에 근사함을 알 수 있었다.

(2) 자동차의 진동에 큰 영향을 미치는 타이어 설계인자는 트레드 강성 및 에이펙스 길이이다.

(3) 타이어 설계인자의 변화에 따라 차량의 시트, 차체, 휠에서의 진동량을 예측할 수 있었고, 시트와 차체부의 진동저감을 위해서는 다음과 같은 타이어설계인자 변화를 제시할 수 있다.

- 가. 트레드 고무의 강성 감소, 감쇠치 증가
- 나. 노면에 의해 변형되는 트레드 블록의 질량 증가
- 다. 트레드 링 질량 증가.
- 라. 사이드부 강성 감소(에이펙스 길이, 경도 감소)
- 마. 서스펜션 강성 감소

참고 문헌

(1) 자동차 기술 핸드북, 1996, 1권 기초 이론편, pp. 259~352, 사단법인 한국자동차공학회.
 (2) 정완섭, 우춘규, 박세진, 김수현, 1997, “동시 3축 가진에 의한 자동차 의자류의 승차감 평가”, 한국소음진동공학회논문집, Vol. 7, No. 1, pp. 143~152.
 (3) M. J. Griffin, 1990, “Handbook of Human Vibration”, Academic Press, London.

부 록

1. 타이어의 감쇠를 무시하고 선형 탄성계수를 가진 경우의 운동방정식(5-DOF, Fig.2-A)

- (1) 사람과 시트에서의 운동방정식
- $$m_{se}\ddot{z}_{se} + c_{se}(\dot{z}_{se} - \dot{z}_s - L_{se}\dot{\theta}) + k_{se}(z_{se} - z_s - L_{se}\theta) = 0 \quad (1)$$
- (2) 스프링 위 질량에서의 운동방정식
- $$m_s\ddot{z}_s - c_{se}(\dot{z}_{se} - \dot{z}_s - L_{se}\dot{\theta}) - k_{se}(z_{se} - z_s - L_{se}\theta) + c_{sf}(\dot{z}_s + L_f\dot{\theta} - \dot{z}_{uf}) + k_{sf}(z_s + L_f\theta - z_{uf}) + c_{sr}(\dot{z}_s - L_r\dot{\theta} - \dot{z}_{ur}) + k_{sr}(z_s - L_r\theta - z_{ur}) = 0 \quad (2)$$
- (3) 무게 중심에서의 모멘트에 대한 운동방정식

$$I_{CG}\ddot{\theta} - c_{se}(\dot{z}_{se} - \dot{z}_s - L_{se}\dot{\theta}) - k_{se}(z_{se} - z_s - L_{se}\theta) \cdot L_{se} + c_{sf}(\dot{z}_s + L_f\dot{\theta} - \dot{z}_{uf}) \cdot L_f + k_{sf}(z_s + L_f\theta - z_{uf}) \cdot L_f - c_{sr}(\dot{z}_s - L_r\dot{\theta} - \dot{z}_{ur}) \cdot L_r - k_{sr}(z_s - L_r\theta - z_{ur}) \cdot L_r = 0 \quad (3)$$

(4) 차량 앞 쪽의 스프링 아래 질량에서의 운동방정식

$$m_{uf}\ddot{z}_{uf} - c_{sf}(\dot{z}_s + L_f\dot{\theta} - \dot{z}_{uf}) - k_{sf}(z_s + L_f\theta - z_{uf}) + k_{tf}(z_{uf} - z_{tf}) = 0 \quad (4)$$

(5) 차량 뒤 쪽의 스프링 아래 질량에서의 운동방정식

$$m_{ur}\ddot{z}_{ur} - c_{sr}(\dot{z}_s + L_r\dot{\theta} - \dot{z}_{ur}) - k_{sr}(z_s + L_r\theta - z_{ur}) + k_{tr}(z_{ur} - z_{tr}) = 0 \quad (5)$$

2. 타이어를 7자유도계로 모델링하여 감쇠 및 탄성 계수를 구한 경우의 운동방정식(17-DOF, Fig.2-B)

- (1) 사람과 시트에서의 운동방정식
- $$m_{se}\ddot{z}_{se} + c_{se}(\dot{z}_{se} - \dot{z}_s - L_{se}\dot{\theta}) + k_{se}(z_{se} - z_s - L_{se}\theta) = 0 \quad (6)$$

- (2) 스프링 위 질량에서의 운동방정식
- $$m_s\ddot{z}_s - c_{se}(\dot{z}_{se} - \dot{z}_s - L_{se}\dot{\theta}) - k_{se}(z_{se} - z_s - L_{se}\theta) + c_{sf}(\dot{z}_s + L_f\dot{\theta} - \dot{y}_{1f}) + k_{sf}(z_s + L_f\theta - y_{1f}) + c_{sr}(\dot{z}_s - L_r\dot{\theta} - \dot{y}_{1r}) + k_{sr}(z_s - L_r\theta - y_{1r}) = 0 \quad (7)$$

- (3) 무게 중심에서의 모멘트에 대한 운동방정식
- $$I_{CG}\ddot{\theta} - c_{se}(\dot{z}_{se} - \dot{z}_s - L_{se}\dot{\theta}) - k_{se}(z_{se} - z_s - L_{se}\theta) \cdot L_{se} + c_{sf}(\dot{z}_s + L_f\dot{\theta} - \dot{y}_{1f}) \cdot L_f + k_{sf}(z_s + L_f\theta - y_{1f}) \cdot L_f - c_{sr}(\dot{z}_s - L_r\dot{\theta} - \dot{y}_{1r}) \cdot L_r - k_{sr}(z_s - L_r\theta - y_{1r}) \cdot L_r = 0 \quad (8)$$

(4) 차량 앞 쪽의 스프링 아래 질량에서의 운동방정식

$$m_{1f}\ddot{y}_{1f} - c_{sf}(\dot{z}_s + L_f\dot{\theta} - \dot{y}_{1f}) - k_{sf}(z_s + L_f\theta - y_{1f}) + c_1(\dot{y}_{1f} - \dot{y}_{3f}) + k_1(y_{1f} - y_{3f}) = 0 \quad (9)$$

(5) 차량 뒤 쪽의 스프링 아래 질량에서의 운동방정식

$$m_{1r}\ddot{y}_{1r} - c_{sr}(\dot{z}_s + L_r\dot{\theta} - \dot{y}_{1r}) - k_{sr}(z_s + L_r\theta - y_{1r}) + c_1(\dot{y}_{1r} - \dot{y}_{3r}) + k_1(y_{1r} - y_{3r}) = 0 \quad (10)$$

(6) 전후륜 휠에서의 x 방향 운동방정식

$$\begin{aligned} m_{1f}\ddot{x}_{1f} - c_1(\dot{x}_{1f} - \dot{x}_{3f}) + k(x_{1f} - x_{3f}) &= 0 \quad \text{for Front} \\ m_{1r}\ddot{x}_{1r} - c_1(\dot{x}_{1r} - \dot{x}_{3r}) + k(x_{1r} - x_{3r}) &= 0 \quad \text{for Rear} \end{aligned} \quad (11)$$

(7) 타이어 트레드 블록에서의 운동방정식(전/후륜)

▶ y -방향

$$\begin{aligned} m_{2f}\ddot{y}_{2f} + c_2(\dot{y}_{2f} - \dot{y}_{3f} \cdot \sin \phi - \dot{x}_{3f} \cdot \cos \phi) + c_3\dot{y}_{2f} \\ + k_2(y_{2f} - y_{3f} \cdot \sin \phi - x_{3f} \cdot \cos \phi) + c_3\dot{y}_{2f} \\ = (c_3\delta_{1f} + k_3\delta_{1f}) \cdot \sin \phi \quad \text{for Front} \end{aligned} \quad (12a)$$

$$\begin{aligned} m_{2r}\ddot{y}_{2r} + c_2(\dot{y}_{2r} - \dot{y}_{3r} \cdot \sin \phi - \dot{x}_{3r} \cdot \cos \phi) + c_3\dot{y}_{2r} \\ + k_2(y_{2r} - y_{3r} \cdot \sin \phi - x_{3r} \cdot \cos \phi) + c_3\dot{y}_{2r} \\ = (c_3\delta_{1r} + k_3\delta_{1r}) \cdot \sin \phi \quad \text{for Rear} \end{aligned} \quad (12b)$$

▶ x -방향

$$\begin{aligned} m_{2f}\ddot{x}_{2f} + c_5(\dot{x}_{2f} - \dot{x}_{3f} \cdot \sin \phi + \dot{y}_{3f} \cdot \cos \phi - r\dot{\xi}_f) + c_6\dot{x}_{2f} \\ + k_5(x_{2f} - x_{3f} \cdot \sin \phi + y_{3f} \cdot \cos \phi - r\xi_f) + k_6x_{2f} \\ = -(c_6\delta_{1f} + k_6\delta_{1f}) \cdot \cos \phi \quad \text{for Front} \end{aligned} \quad (13a)$$

$$\begin{aligned} m_{2r}\ddot{x}_{2r} + c_5(\dot{x}_{2r} - \dot{x}_{3r} \cdot \sin \phi + \dot{y}_{3r} \cdot \cos \phi - r\dot{\xi}_r) + c_6\dot{x}_{2r} \\ + k_5(x_{2r} - x_{3r} \cdot \sin \phi + y_{3r} \cdot \cos \phi - r\xi_r) + k_6x_{2r} \\ = -(c_6\delta_{1r} + k_6\delta_{1r}) \cdot \cos \phi \quad \text{for Rear} \end{aligned} \quad (13b)$$

(8) 타이어 트레드 링에서의 운동방정식(전/후륜)

▶ y -방향

$$\begin{aligned} m_{3f}\ddot{y}_{3f} + c_1(\dot{y}_{3f} - \dot{y}_{1f}) + c_2(\dot{y}_{3f} \cdot \sin^2 \phi - \dot{y}_{2f} \cdot \sin \phi + \dot{x}_{3f} \cdot \cos \phi \cdot \sin \phi) \\ + c_6(\dot{y}_{3f} \cdot \cos^2 \phi - \dot{x}_{3f} \cdot \sin \phi \cdot \cos \phi + \dot{x}_{2f} \cdot \cos \phi - r\dot{\xi}_f \cdot \cos \phi) \\ + k_1(y_{3f} - y_{1f}) + k_2(y_{3f} \cdot \sin^2 \phi - y_{2f} \cdot \sin \phi + x_{3f} \cdot \cos \phi \cdot \sin \phi) \\ + k_6(y_{3f} \cdot \cos^2 \phi - x_{3f} \cdot \sin \phi \cdot \cos \phi + x_{2f} \cdot \cos \phi - r\xi_f \cdot \cos \phi) \\ = (c_1\delta_{0f} + k_1\delta_{0f}) \quad \text{for Front} \end{aligned} \quad (14a)$$

$$\begin{aligned} m_{3r}\ddot{y}_{3r} + c_1(\dot{y}_{3r} - \dot{y}_{1r}) + c_2(\dot{y}_{3r} \cdot \sin^2 \phi - \dot{y}_{2r} \cdot \sin \phi + \dot{x}_{3r} \cdot \cos \phi \cdot \sin \phi) \\ + c_6(\dot{y}_{3r} \cdot \cos^2 \phi - \dot{x}_{3r} \cdot \sin \phi \cdot \cos \phi + \dot{x}_{2r} \cdot \cos \phi - r\dot{\xi}_r \cdot \cos \phi) \\ + k_1(y_{3r} - y_{1r}) + k_2(y_{3r} \cdot \sin^2 \phi - y_{2r} \cdot \sin \phi + x_{3r} \cdot \cos \phi \cdot \sin \phi) \\ + k_6(y_{3r} \cdot \cos^2 \phi - x_{3r} \cdot \sin \phi \cdot \cos \phi + x_{2r} \cdot \cos \phi - r\xi_r \cdot \cos \phi) \\ = (c_1\delta_{0r} + k_1\delta_{0r}) \quad \text{for Rear} \end{aligned} \quad (14b)$$

▶ x -방향

$$\begin{aligned} m_{3f}\ddot{x}_{3f} + c_1(\dot{x}_{3f} - \dot{x}_{1f}) + c_2(\dot{x}_{3f} \cdot \cos^2 \phi - \dot{y}_{2f} \cdot \cos \phi + \dot{y}_{3f} \cdot \cos \phi \cdot \sin \phi) \\ - c_6(-\dot{x}_{3f} \cdot \sin^2 \phi + \dot{x}_{2f} \cdot \sin \phi + \dot{y}_{3f} \cdot \cos \phi \cdot \sin \phi - r\dot{\xi}_f \cdot \sin \phi) \\ + k_1(x_{3f} - x_{1f}) + k_2(x_{3f} \cdot \cos^2 \phi - y_{2f} \cdot \cos \phi + y_{3f} \cdot \cos \phi \cdot \sin \phi) \\ - k_6(-x_{3f} \cdot \sin^2 \phi + x_{2f} \cdot \sin \phi + y_{3f} \cdot \cos \phi \cdot \sin \phi - r\xi_f \cdot \sin \phi) \\ = 0 \quad \text{for Front} \end{aligned} \quad (15a)$$

$$\begin{aligned} m_{3r}\ddot{x}_{3r} + c_1(\dot{x}_{3r} - \dot{x}_{1r}) + c_2(\dot{x}_{3r} \cdot \cos^2 \phi - \dot{y}_{2r} \cdot \cos \phi + \dot{y}_{3r} \cdot \cos \phi \cdot \sin \phi) \\ - c_6(-\dot{x}_{3r} \cdot \sin^2 \phi + \dot{x}_{2r} \cdot \sin \phi + \dot{y}_{3r} \cdot \cos \phi \cdot \sin \phi - r\dot{\xi}_r \cdot \sin \phi) \\ + k_1(x_{3r} - x_{1r}) + k_2(x_{3r} \cdot \cos^2 \phi - y_{2r} \cdot \cos \phi + y_{3r} \cdot \cos \phi \cdot \sin \phi) \\ - k_6(-x_{3r} \cdot \sin^2 \phi + x_{2r} \cdot \sin \phi + y_{3r} \cdot \cos \phi \cdot \sin \phi - r\xi_r \cdot \sin \phi) \\ = 0 \quad \text{for Rear} \end{aligned} \quad (15b)$$

(9) 타이어 트레드 링에 대한 질량 관성 모멘트에 대한 운동방정식(전/후륜)

$$\begin{aligned} m_{3f}r^2\dot{\xi}_f + c_6(-\dot{x}_{2f}r + \dot{x}_{3f} \cdot \sin \phi r - \dot{y}_{3f} \cdot \cos \phi r + c_{6f}r^2\dot{\xi}_f) + D\xi_f \\ + k_6(-x_{2f}r + x_{3f} \cdot \sin \phi r - y_{3f} \cdot \cos \phi r + k_{6f}r^2\xi_f) + G\xi_f \\ = 0 \quad \text{for Front} \end{aligned} \quad (16a)$$

$$\begin{aligned} m_{3r}r^2\dot{\xi}_r + c_6(-\dot{x}_{2r}r + \dot{x}_{3r} \cdot \sin \phi r - \dot{y}_{3r} \cdot \cos \phi r + c_{6r}r^2\dot{\xi}_r) + D\xi_r \\ + k_6(-x_{2r}r + x_{3r} \cdot \sin \phi r - y_{3r} \cdot \cos \phi r + k_{6r}r^2\xi_r) + G\xi_r \\ = 0 \quad \text{for Rear} \end{aligned} \quad (16b)$$