

# 노면으로부터 충격을 받는 자동차 타이어의 진동해석

## Vibration Analysis of Automobile Tire Due to Road Impact

이 태 근\*, 김 병 삼\*\*  
(Tae-keun Lee\*, Byoung-sam Kim\*\*)

\*금호타이어주식회사 기술연구소 선임연구원, \*\*순천제일대학 차량기계학부  
(접수일자: 2002년 7월 29일; 수정일자: 2003년 7월 10일; 채택일자: 2003년 7월 15일)

자동차 산업의 발전함에 따라 자동차 승차감 향상이 요구되고 있다. 따라서 자동차의 승차감을 향상시키기 위하여 정상 주행중인 자동차의 진동에 대하여 활발하게 연구하고 있다. 본 논문에서는 자동차가 돌기를 통과할 때의 자동차 타이어의 진동특성을 분석하기 위하여 7자유도계로 가정한 해석모델을 구성하였다. 개발된 타이어에 대한 모델은 수치해석과 실험을 통하여 검증하였다. 수치해석을 통하여 타이어 트레드 고무, 트레드일, 에이펙스 등과 같은 타이어 설계인자에 대한 영향을 파악하였다. 본 연구결과로부터 타이어와 휠의 진동량을 저감시킬 수 있는 타이어 설계인자를 제시하였다.

**핵심용어:** 자동차용 타이어, 하쉬니스, 승차감, 실효치, 트레드고무

**투고분야:** 구조음향 및 진동분야 (11.1)

As the technique of automobile industry is being advanced, the advancement of vehicle ride is being required. In order to achieve this purpose, the study on the vibration which are produced by moving vehicle is carried out actively. In order to analysis, the tire vibration characteristics for passing over a cleat, the tire is modeled with 7-DOFs (degree of freedom). The model is verified against simulations and experiments. The effects of proposed tire design parameters such as the tire tread rubber, tread ring, apex are considered. According to the results of analysis, the tire design parameters that can reduce the tire and wheel vibration quantity are conducted.

**Keywords:** Automobile tire, Harshness, Ride, RMS, Tread rubber

**ASK subject classification:** Structural acoustics vibration (11.1)

## I. 서론

수년간 자동차 승차감과 소음제어에 대해 많은 관심을 가져왔으며, 특히 20~100 Hz 사이의 진동감소를 위한 많은 연구가 수행되고 있다. 차량의 여러 가지 진동 중에서 현가장치 (suspension)와 조향장치 (steering)와 같은 현가계의 진동은 일반적으로 진동형태보다는 스프링 상/하 질량 (sprung mass/unsprung mass)의 강제진동과 이를 구성하고 있는 부품들의 탄성진동으로 크게 분류한다. 스프링 상/하 질량의 강제진동은 비교적 저주파수 영역의 진동현상과 관련이 깊으며, 강성진동은 구성부품이 분포하는 질량, 강성, 감쇠에 의해 결정되는 진동으로 차내소음, 치차소음, 제동소음 등의 비교적 고주파 영역의 진동, 소음현상과 관련이 깊다. 자동차에 작용하는 진

동원은 노면의 굴곡에 의해 차륜외부에서 작용하는 강제력과 엔진 토크 (engine torque) 변동에 의해 차체에 발생되는 강제력도 있다. 특히, 범프나 돌기에 의한 타이어 충격은 20~100 Hz 주파수대 진동의 주된 요인이다. 이러한 진동은 불쾌감이나 소음으로 명백히 나타나는 하쉬니스 (harshness)와 관련되어 있다. 노면의 진동이 타이어와 서스펜션을 통해 전달되므로 관심있는 주파수대에서의 타이어-현가계 시스템의 모델설정 및 해석이 요구된다. 타이어 진동에 관한 연구로서 Chiesa는 비회전 타이어를 가진기로 가진하여 타이어 원주방향의 가속도로부터 고유진동수와 모드 형상을 구하였으며[1], Tielking은 래더알 타이어의 자유진동에 대해 해석적으로 연구를 수행하였다[2]. G. R. Potts는 타이어를 탄성 지반상의 얇은 링으로 모델하고 이 형상과 재질특성의 향으로 고유진동수와 진동형태를 구하였으며[3], N. Yoshimira는 타이어의 진동특성해석을 위해 타이어 수직진동에 대한 1자유도 타이어 모델과 접선방향 진동에

책임저자: 이태근 (tklee9501@korea.com)  
506-711 광주광역시 광산구 소촌동 555  
금호타이어 주식회사 기술연구소 디지털&NVH팀  
(전화: 062-940-2805; 팩스: 062-940-2850)

대한 3자유도 타이어 모델을 사용하였으며 타이어의 자러 진동을 고려하였다[4]. 타이어 진동해석을 위한 모델로 Ronald는 회전하는 타이어의 반경방향 진동특성 해석을 위해 노면형상 (road profile)으로부터 반경방향 힘을 산출하고 실제노면과 비교하였다[5]. 또한 Barone은 범프에 의한 충격시 타이어의 수평방향/반경방향 진동특성을 해석하였다[6]. 본 연구에서는 노면의 굴곡에 의해 작용하는 강제력을 고려한 첫 단계로 타이어가 돌기를 통과할 때의 타이어의 진동특성해석을 수행하였다. 타이어는 트레드 고무, 트레드링, 에이펙스 등과 같은 설계인자를 고려하여 7자유도계로 모델링하였고, 설계인자 변화에 따른 진동량 변화를 파악하였다. 드럼상에서의 실내 실차시험을 통해 본 해석모델을 검증하였으며, 검증된 모델을 이용하여 타이어 진동량에 대한 타이어 설계인자의 영향을 파악할 수 있었다.

## II. 이론적 배경

본 모델은 크게 휠 (wheel), 돌기에 의해 변형된 트레드 블록 (tread block), 트레드 링 (tread ring) 질량에 대한  $x, y$  방향 변위 및 트레드 링 질량의 각 변위를 고려한 7자유도계 모델이다. 본 모델에서는 타이어를 트레드 블록, 트레드 링, 사이드월의 3가지 강체로 구성되어 있다고 가정하였으며, 사이드가 벨트 및 카카스를 포함하는 트레드링과 트레드를 지지하는 것으로 모델링하였다. 또한 현가장치의 강성과 감쇠는 상수로 하여 수치해석하였다. 각각의 강체는 타이어 설계인자 변화에 따라 변화하는 강성 및 감쇠를 가지고 있으며 타이어에 작용되는 하중에 대한 타이어의 반경방향 스프링 상수 (vertical spring rate), 감쇠 및 비틀림 스프링 상수 (torsional spring rate), 감쇠를 고려하였다. 돌기를 통과할 때의 타이어의 진동해석 모델은 그림 1과 같다.

타이어가  $V$  (km/h)의 속도로 이동하는 경우에 운동방정식은 다음과 같다.

### (1) 휠에서의 운동방정식

$$M_1 \ddot{y}_1 + C_1(\dot{y}_1 - \dot{y}_3) + C_7 \dot{y}_1 + K_1(y_1 - y_3) + K_7 y_1 = 0 \quad (1)$$

$$M_1 \ddot{x}_1 + C_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + K_1(x_1 - x_3) = 0 \quad (2)$$

### (2) 돌기에 의해 변형된 트레드 블록에서의 운동방정식

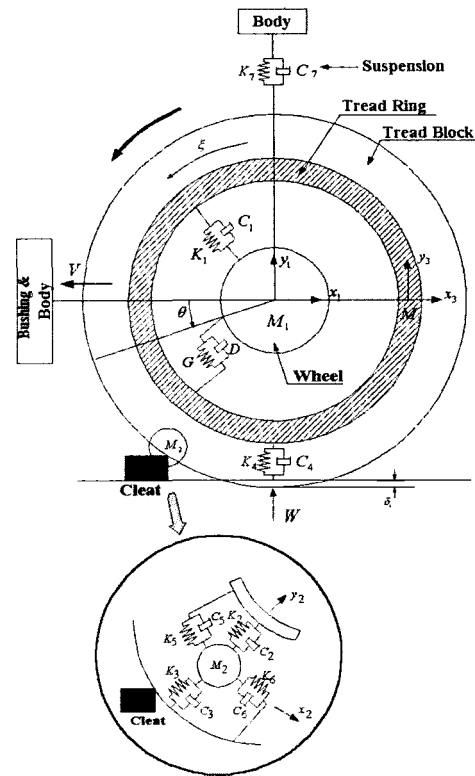


그림 1. 타이어 하쉬니스 모델  
Fig. 1. Tire harshness model.

$$M_2 \ddot{y}_2 + C_2(\dot{y}_2 - \dot{y}_3 \sin \theta - \dot{x}_3 \cos \theta) + C_3 \dot{y}_2 + K_3 y_2 + K_2(y_2 - y_3 \sin \theta - x_3 \cos \theta) = (C_3 \delta_1 + K_3 \delta_1) \sin \theta \quad (3)$$

$$M_2 \ddot{x}_2 + C_5(\dot{x}_2 - \dot{x}_3 \sin \theta \dot{y}_3 \cos \theta - r \dot{\xi}) + C_6 \dot{x}_2 + K_6 x_2 + K_5(x_2 - x_3 \sin \theta + y_3 \cos \theta - r \xi) = -(C_6 \delta_1 + K_6 \delta_1) \cos \theta \quad (4)$$

여기서,  $\theta$ 는 타이어 이동방향에 대한 돌기의 위치를 표시한다.

### (3) 트레드 링에서의 운동방정식

$$M_3 \ddot{y}_3 + C_1(\dot{y}_3 - \dot{y}_1) + C_4 \dot{y}_3 + \dot{C}_2(\dot{y}_3 \sin^2 \theta - \dot{y}_2 \sin \theta + \dot{x}_3 \cos \theta \sin \theta) + C_6(\dot{y}_3 \cos^2 \theta - \dot{x}_3 \sin \theta \cos \theta + \dot{x}_2 \cos \theta - r \dot{\xi} \cos \theta) + K_1(y_3 - y_1) + K_4 y_3 + K_2(y_3 \sin^2 \theta - y_2 \sin \theta + x_3 \cos \theta \sin \theta) + K_6(y_3 \cos^2 \theta - x_3 \sin \theta \cos \theta + x_2 \cos \theta - r \xi \cos \theta) = (C_4 \delta_0 + K_4 \delta_0) \quad (5)$$

(5)

$$\begin{aligned}
 M_3 \ddot{x}_3 + C_1(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) + C_4 \dot{x}_3 + \dot{C}_2(\dot{x}_3 \cos^2 \theta - \dot{y}_2 \cos \theta \\
 + \dot{y}_3 \cos \theta \sin \theta) - C_6(-\dot{x}_3 \sin^2 \theta + \dot{y}_3 \sin \theta \cos \theta \\
 + \dot{x}_2 \sin \theta - r \dot{\xi} \sin \theta) + K_1(x_3 - x_1) + K_4 x_3 \\
 + K_2(x_3 \cos^2 \theta - y_2 \cos \theta + y_3 \cos \theta \sin \theta) \\
 - K_6(-x_3 \sin^2 \theta + y_3 \sin \theta \cos \theta + x_2 \sin \theta \\
 - r \xi \sin \theta) = 0
 \end{aligned}
 \tag{6}$$

(c) 트레드 링의 질량관성 모멘트에 대한 운동방정식

$$\begin{aligned}
 I M_3 r^2 \ddot{\xi} + C_6(-\dot{x}_2 + \dot{x}_3 \sin \theta - \dot{y}_3 \cos \theta) r + C_6 r^2 \dot{\xi} + D \dot{\xi} \\
 - K_6(-x_2 + x_3 \sin \theta - y_3 \cos \theta) r + K_6 r^2 \xi + G \xi = 0
 \end{aligned}
 \tag{7}$$

### III. 수치해석결과

본 연구에서는 타이어 설계인자 변화에 따른 타이어의 특성을 고찰하기 위하여 각각의 설계인자들에 대한 특성치를 변화시키며 수치해석을 수행하였다. 즉, "A" 타이어를 기준으로 트레드 고무의 특성을 변화시켰으며, "AA" 타이어를 기준으로 에이펙스의 길이 및 경도를 상대적으로 변화시켰다. 특히 설계인자의 변화시 P185/65R14 규격에 사용되는 인자를 기준으로 타이어 업체에서 사용가능한 범위내에서 변화량을 선정하였다. 또한 어들에 대한 결과분석은 트레드블록, 트레드 링, 휠에서의 가속도 이 대한 RMS (root mean square) 및 주파수 영역에서의

특성으로 분석하였다. 표 1은 수치해석에 사용된 트레드 고무와 에이펙스의 특성치를 나타낸다.

그림 2는 수치해석 결과로 휠, 타이어 트레드링, 트레드 블록에서의 수직, 수평방향 성분을 나타낸다. 수직, 수평방향 가속도 피크의 크기는 노면과 접하는 트레드 블록에서 가장 크고, 휠에서 가장 작게 나타나고 있다. 이는 노면의 충격력이 타이어에서 감소되어 휠로 전달된 결과로 분석된다. 또한 감쇠력은 트레드 블록이 가장 크

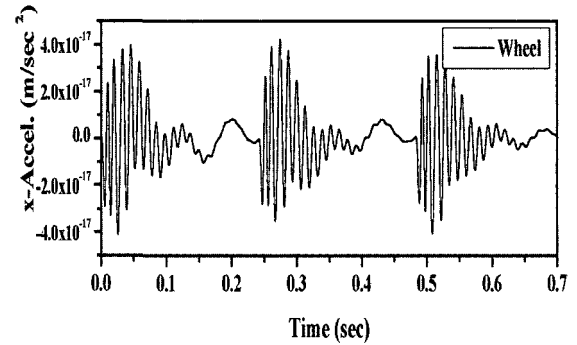
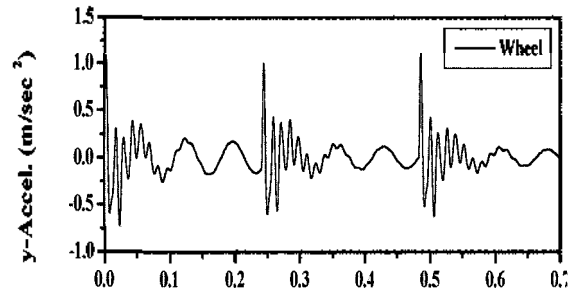
표 1. 시뮬레이션을 위한 타이어 물성치  
Table 1. The Properties of Tire for Simulation.

(a) 트레드 고무의 물성치  
(a) The properties of tread rubber

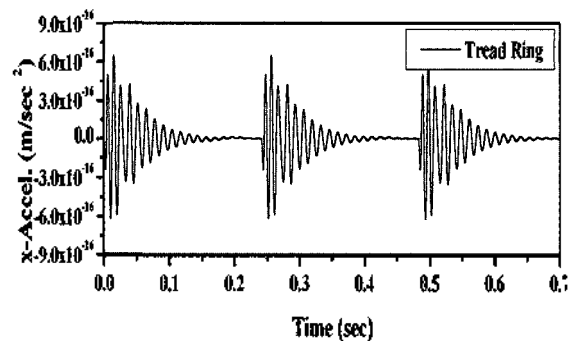
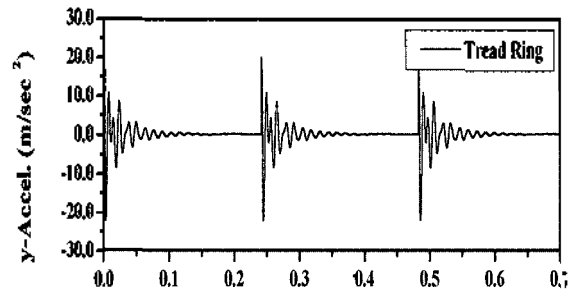
Tread Rubber	A	B	C	D	E	F
Stiffness	100%	79%	79%	79%	104%	117%
Damping	100%	119%	94%	115%	115%	98%
Apex	Constant					

(c) 에이펙스의 물성치  
(c) The properties of apex

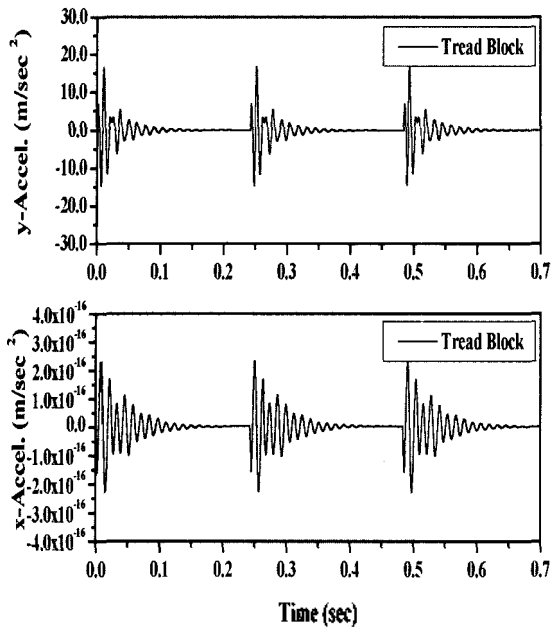
Tread Rubber	Constant					
Apex	AA	BB	CC	DD	EE	FF
Length (mm)	Standard	←	-10	←	+10	←
Hardness	Standard	+20	←	Standard	←	+20



(a) 휠 x, y-방향 가속도  
(a) Wheel x, y-directional acceleration



(b) 타이어 트레드링 x, y-방향 가속도  
(b) Tire tread ring x, y-directional acceleration



(c) 타이어 트레드 블록 x, y-방향 가속도  
(c) Tire tread block x, y-directional acceleration

그림 2. 타이어 P185/65R14 (80 km/h) 시뮬레이션 시간 신호 결과

Fig. 2. Time signal as the results of simulation for tire P185/65R14 (80 km/h).

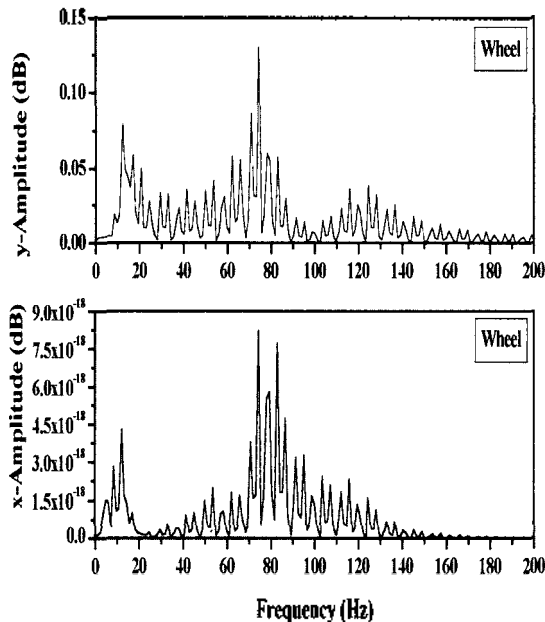
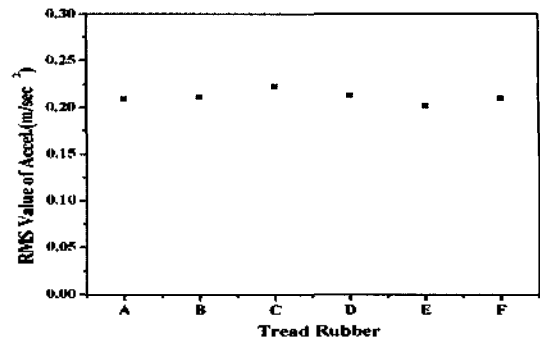


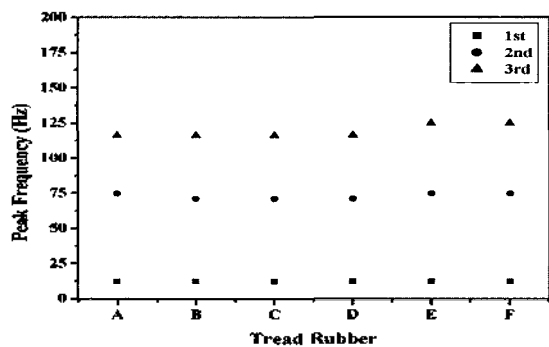
그림 3. 타이어 P185/65R14 (80 km/h) 휠 x, y-방향 시뮬레이션 주파수 신호 결과

Fig. 3. Frequency signal as the results of simulation for tire P185/65R14 (80 km/h) wheel in x, y-direction.

고 트레드링, 휠의 순으로 나타난다. 이는 타이어 트레드 블록과 트레드 블록보다 강성이 큰 벨트와 카카스로 구성된 트레드링 및 휠의 재질에 따른 물성치 차이에 의해 감쇠력의 차이를 가지기 때문이다.



(a) y-방향 가속도의 RMS값  
(a) RMS value of y-directional acceleration



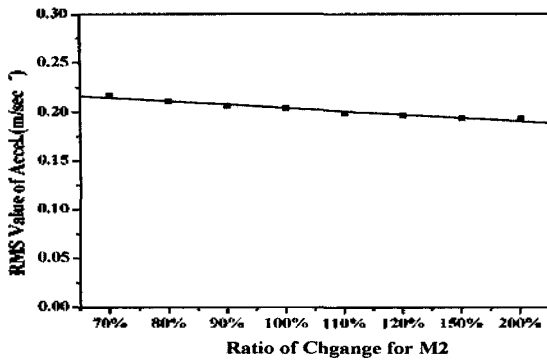
(b) 피크 주파수  
(b) Peak frequency

그림 4. 트레드 고무 (휠에서)에 대한 RMS와 피크 주파수 추이  
Fig. 4. The variation of RMS and peak frequency according to tread rubber (at wheel).

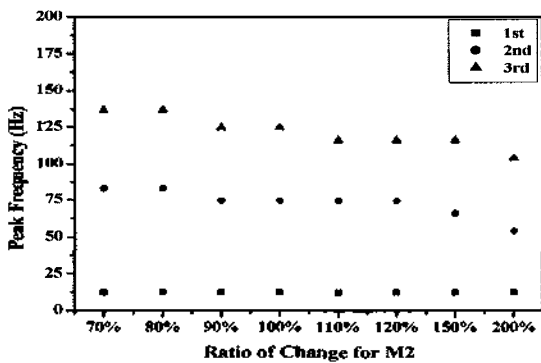
그림 3은 휠에서의 수직, 수평방향 성분의 주파수 특성을 보인다. 10 Hz 대역에서의 피크는 차량의 서스펜션 특성이며, 이 이외의 주파수 대역에서는 타이어와 휠의 특성이 조합된 것으로 분석된다.

그림 4는 트레드 고무의 특성을 변경하였을 때 휠에서의 수직방향 성분에 대한 RMS 및 주파수 분석결과를 보인다. 트레드 고무의 강성이 동일할 때, 감쇠비가 크면 타이어 전체적인 감쇠가 증가하여 진동량은 작고 강성이 크면 진동량은 작아짐을 볼 수 있다. 트레드 고무의 강성비가 클수록 주파수의 1차 피크 (peak)는 동일하나, 2, 3차 피크는 고주파쪽으로 이동하였다.

그림 5는 돌기에 의해 변형되는 타이어 트레드 블록의 질량변화에 따른 휠에서의 수직성분 가속도와 피크주파수를 나타낸다. 질량이 작을수록 가속도의 RMS는 감소하였고 주파수의 1차 피크는 동일하였으며 2, 3차 피크는 고주파수로 이동하였다.



(a) y-방향 가속도의 RMS 값  
(a) RMS value of y-directional acceleration



(b) 피크 주파수  
(b) Peak frequency

그림 5. 변형된 타이어 트레드 블록에 대한 RMS와 피크의 추이  
Fig. 5. The Variation of RMS and peak frequency according to deformed tire tread block.

표 2. 시험용 타이어의 구조  
Table 2. Structure of test tire.

Item	Unit	Tire A	Tire B	Tire C	Tire D
Vertical Spring Rate (30 PSI)	kg/mm	21.7 at 448 kg	20.5 at 448 kg	21.5 at 471 kg	21.3 at 471 kg
Usage	-	Domestic	←	Europe	←
Tread Rubber Hardness	-	Type 'A' Standard	Type 'B' -5	←	Type 'C' Standard
Apex Length Hardness	mm	Standard	←	←	+15 +20

#### IV. 실험방법 및 결과

실험타이어는 P185/65R14로 4가지 서로 다른 구조의 카이어가 사용되었으며, 표 2는 실험타이어의 특성치를 나타낸다.

그림 6은 하쉬니스 실험에 사용된 장치에 대한 개략도이다. 폭 50.8 mm, 높이 12.7 mm의 돌기 (cleat)를 가지며 직경이 1707 mm인 드럼 상에 시험타이어가 장착된

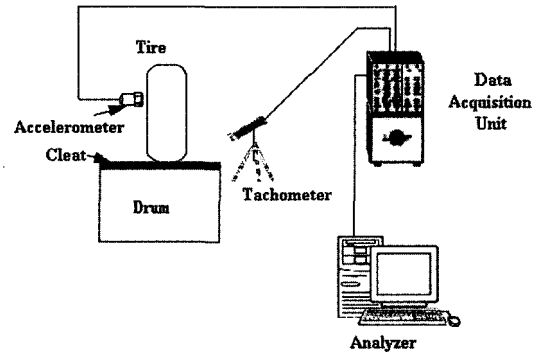
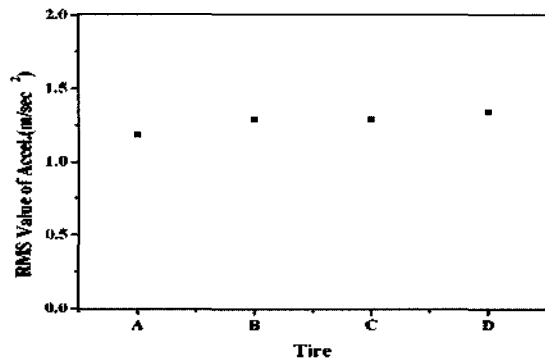
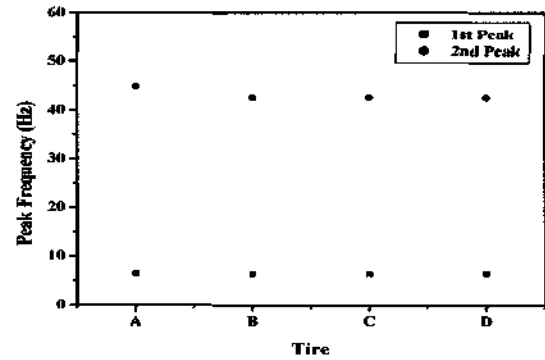


그림 6. 하쉬니스 시험에 대한 개략도  
Fig. 6. Schematic diagram for harshness test.



(a) y-방향 가속도의 RMS 값  
(a) RMS value of y-directional acceleration



(b) 피크 주파수  
(b) Peak frequency

그림 7. 타이어 'A', 'B', 'C', 'D' (휠에서)에 대한 RMS와 주파수의 차이

Fig. 7. The variation of RMS and frequency for tire 'A', 'B', 'C', 'D' (at wheel).

차량을 올려놓는다. 이때 드럼 중심과 가속도계가 부착된 차량의 휠축이 수직선이 되도록 조정하고 가속도계는 현가장치와 축이 결합되는 부분에 부착한다. 80 km/h의 속도로 드럼을 구동하여 가속도계로부터 신호를 얻으며, 분석기를 통해 분석한다.

그림 7은 타이어 'A', 'B', 'C', 'D'에 대한 휠에서의 RMS 및 주파수 변화를 보여준다. 트레드부의 수직방향

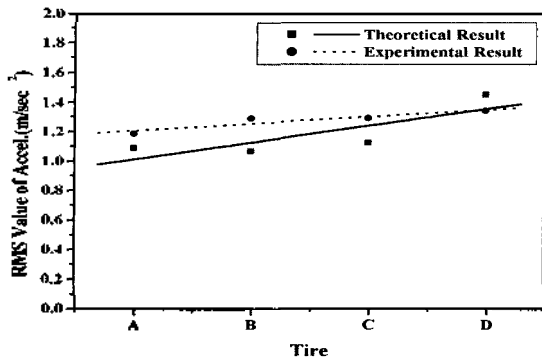


그림 8. 타이어 구조변경에 대한 이론적 실험 결과  
Fig. 8. The comparison between theoretical and experimental result for the tires having other structure.

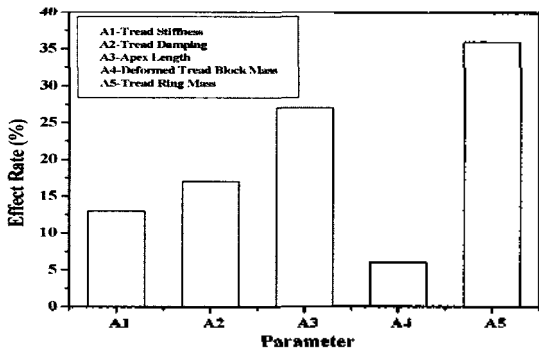


그림 9. 진동 에너지에 대한 타이어 설계인자의 영향  
Fig. 9. The effect of tire design parameter for vibration energy.

강성이 커지면 (타이어 'A'와 'B'), 진동량은 작아지고 피크는 고주파로 이동함을 보인다. 이는 해석결과와 동일한 경향을 가진다.

### V. 결과 및 고찰

해석 및 실험결과와의 비교는 타이어 설계인자의 특성에 대한 휠에서의 진동량 변화의 기울기로 그림 8에 나타내었다. 그림 8에서 나타난 바와 같이 해석과 실험의 결과는 유사한 경향을 보이고 있어 수치해석 모델로 타당한 것으로 판단된다.

그림 9는 개발된 모델을 이용하여 휠에서의 진동량에 영향을 미치는 타이어 설계인자의 영향을 고찰하여 나타내었다. 트레드 링과 에어팩스 길이의 영향이 가장 큰 영향을 가짐을 볼 수 있다. 수치해석에서 트레드 링의 질량은 10%에서 100%로 변경시켰으며, 에어팩스 길이는 실제 사용되고 있는 범위 내에서 변화시켰다. 실제 타이어에서 트레드 링 질량변화는 10% 이내로 진동에 미치는 영향

도는 10% 이내로 파악된다. 따라서 타이어 진동에 가장 큰 영향을 미치는 타이어 설계인자는 에어팩스로 판단된다.

### VI. 결론

노면의 굴곡에 의해 작용하는 충격력을 고려하여 타이어의 진동특성을 해석하기 위해 타이어를 7자유도계로 모델링하여 수치해석한 결과와 실험결과로부터 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 타이어 설계인자 변화에 따라 주파수의 1차 피크치는 동일하였으며, 트레드 컴파운드의 강성이 클수록, 돌기에 의해 변형되는 트레드 블록의 질량이 작을수록, 트레드링의 질량이 클수록 2, 3차 피크 주파수는 고주파로 이동하였다.
- (2) 노면으로부터의 진동을 림으로 전달하는 부분인 에어팩스의 변화가 진동량 및 고유진동수에 큰 영향을 보이고 있음을 알 수 있었다. 에어팩스의 길이가 클수록 진동량은 증가하였고 고유진동수는 고주파로 이동함을 볼 수 있었다. 에어팩스의 경도가 클수록 진동량은 증가하였으나 고유진동수에는 영향을 미치지 않았다.
- (3) 타이어가 돌기를 통과할 때의 진동량 저감을 위한 방안을 다음과 같이 제시할 수 있었다.
  - 가. 트레드 고무드의 강성, 감쇠 증가
  - 나. 돌기에 의해 변형되는 타이어 트레드 블록 질량 감소
  - 다. 트레드 링의 질량 감소
  - 라. 사이드부 강성 감소 (에어팩스 길이 및 경도 감소)

### 용어 해설

- $M_1, x_1, y_1$  : Mass of wheel, displacement in  $x, y$ -direction
- $M_2, x_2, y_2$  : Equivalent mass, displacement in  $x, y$ -direction for tread block deformed by cleat
- $M_3, x_3, y_3$  : Equivalent mass, displacement, in  $x, y$ -direction for tread ring
- $K_1$  : Stiffness coef. of rigid ring motion
- $K_2$  : Stiffness coef. of line deformation by cleat
- $K_3$  : Stiffness coef. of tread compression by cleat

- $K_4$  : Stiffness coef. of plane deformation by applied load
- $K_5, K_6$  : Stiffness coef. of tread shea deformation
- $C_1$  : Damping coef. of rigid ring motion
- $C_2$  : Damping coef. of line deformation by cleat
- $C_3$  : Damping coef. of tread compression by cleat
- $C_4$  : Damping coef. of plane deformation by applied load
- $C_5, C_6$  : Damping coef. of tread shear deformation
- $G$  : Torsional spring rate of sidewall
- $D$  : Torsional damping coef. of sidewall
- $r$  : Tire radius
- $\theta$  : Angle of cleat rotation
- $\alpha$  : Torsional angle of ring
- $V$  : Tire speed
- $W$  : Load on tire
- $\delta_0$  : Tire displacement by cleat
- $\delta_1$  : Tire displacement by load

### 감사의 글

본 연구는 한국과학재단 목적기초연구 (과제번호: R02-2000-00318) 지원으로 수행되었음.

### 참고 문헌

1. A. Chiesa, L. Oberto, and L. Tamburini, "Transmission of tyre vibrations," *Automobile Engineer*, 133-145, December 1964.
2. J. T. Tielking, "Plane vibration characteristics of a pneumatic tire model," SAE Paper 650492, 1965.
3. G. R. Potts, C. A. Bell, L. T. Charek and T. K. Roy, "Tire vibration," *TSTCA*, 5 (4), 1977.
4. N. Yoshimira, "On the vibrational properties of tires," *J. R. C.*, 153-158, 1985.
5. R. A. Cripe, "Making a road simulator simulate," SAE Paper 720095, 1972.
6. M. R. Barone, "Impact vibrations of rolling tires," SAE Paper 770612, 1977.

### 저자 약력

• 이 태 근 (Tae-Keun Lee)



1987년~1991년: 전북대학교 정밀기계공학과 (공학사)  
 1991년~1993년: 전북대학교 대학원 정밀기계 공학과 (공학석사)  
 1993년~2001년: 전북대학교 대학원 정밀기계 공학과 (공학박사)  
 1995년~현재: 금호타이어(주) 기술연구소 선임연구원  
 ※ 주요관심분야: 타이어공학, 신호처리

• 김 병 삼 (Byoung-Sam Kim)



1981년~1985년: 전북대학교 정밀기계공학과 (공학사)  
 1985년~1987년: 전북대학교 대학원 기계공학과 (공학석사)  
 1991년~1994년: 전북대학교 대학원 정밀기계 공학과 (공학박사)  
 1987년~1995년: 한국타이어(주) 중앙연구소  
 1995년~현재: 순천제일대학 차량기계학부 교수  
 2002년~현재: 성음엔지니어링 대표  
 2003년~현재: 이일유화 대표  
 ※ 주요관심분야: 교체전파음, 타이어소음진동