

## 승용차 타이어의 진동 특성에 관한 연구

## A Study on the Vibration Characteristics of Passenger Car Radial Tire

김 병 삼\*, 이 태 근\*, 홍 동 표\*\*, 양 성 모\*\*, 정 태 진\*\*\*  
 B. S. Kim, T. K. Lee, D. P. Hong, S. M. Yang, T. J. Chung

## ABSTRACT

The vibration characteristics of radial tire are studied. In order to obtain theoretical natural frequency and mode shape, the plane vibration of a tire is modeled to that of circular beam. By using the Tielking method based on Hamilton's principle, theoretical results are determined by considering tension force due to tire inflation pressure, rotational velocity and tangential, radial stiffness. Modal parameters varying the inflation pressure are determined experimentally by using the transfer function method. Results show that material property and wear are parameter for shifting of natural frequency and damping.

주요기술용어 : Circular beam model(원환보 모델), Transfer function method(전달 함수법)  
 Radial tire(레디얼 타이어), Vibration characteristics(진동 특성)

기 호 설 명		기 호 설 명	
		$Kt$	: 단위길이당 접선방향의 강성
		$K'$	: 등가강성계수
$2b$	: 등가 트레드밴드 폭	$P_i$	: 타이어 공기압
$C$	: 감쇠계수	$P(x, y=at)$	: 타이어 표면의 음압
$Cr$	: 단위길이당 반경방향의 감쇠계수	$r$	: 타이어 반경
$\bar{E}$	: 복소탄성계수	$S_0$	: 비회전시 공기압에 의한 벨트의 장력
$EI$	: 트레드 및 벨트의 굽힘강성	$T$	: 공기압에 의한 벨트의 장력
$f(x, t)$	: 타이어에 가해지는 외력	$u(x, t)$	: 트레드 및 벨트의 반경방향 변위
$Kr$	: 단위길이당 반경방향의 기초강성	$w(x, t)$	: 트레드 및 벨트의 접선방향 변위
$Ks$	: 단위길이당 카카스 인장강성		

\* 정회원, 전북대학교 대학원

\*\* 정회원, 전북대학교 정밀기계공학과

\*\*\* 정회원, 군산대학교 기계설계학과

- $\omega$  : 진동하는 하층의 진동수
- $\rho_0$  : 공기 매개체의 질량 밀도
- $\rho_s A$  : 트레드 및 벨트의 단위길이당 질량
- $\Omega$  : 타이어의 회전각속도

### 1. 서 론

자동차의 진동에 대한 연구는 Fig.1에서 보는 것과 같이 자동차가 주행할 때 노면으로부터 가진되는 가진력을 운전자에게 전달하는 진동 경로를 통해 쉽게 이해될 수 있는데, 여기에서 타이어의 역할이 매우 큼을 알 수 있다. 타이어는 자동차와 지면과의 회전 접촉부분이며, 주행중인 자동차에서 지면으로부터 전달하는 모든 충격은 타이어를 통하여 차체에 이른다. 타이어의 진동 특성이 자동차 차체의 진동특성과 일치하지 않도록 하기 위해서는 타이어의 모달 파라미터들에 대한 정보가 필요하다. 특히, 200(Hz)이하의 저주파 영역에서 타이어의 고유진동수는 차량의 진동특성과 중요한 연관성이 있다. 타이어 진동에 관한 연구는 J.T.Tielking<sup>1)</sup>의 공기압 타이어의 평면 진동특성에 관한 연구 시점으로, F.Böhm<sup>2)</sup>이 타이어의 운동방정식을 유도하고 실험적인 방법으로 증명 하였으며, G.R.Potts<sup>3)</sup>가 Holography를 이용하여 타이어의 진동특성 및 전달률을 구하였다. R.K.Sleeper와 P.C.Dreher<sup>4)</sup>는 정적인 상태와 자유진동 실험으로 부터 타이어의 강성과 감쇠를 구하였으며, T.Kamitamari와 H.Sakai<sup>5)</sup>는 타이어를 기초 강성이 있는 thin cylindrical beam으로 가정하였고, M.Takayama와 K.Yamagishi<sup>6)</sup>는 타이어를 강체 링으로 가정하여 Radial 타이어의 진동특성에 관하여 연구하였다. 또한, 최근에는 W.Soedel<sup>7-12)</sup> J.C.Walker<sup>13)</sup>, T.Ushijima와 M.Takayama<sup>14)</sup> 등에 의해 활발히 연구 되어 지고 있다. 그러나 종래 타이어의 진동특성에 대한 연구는 타이어를 cylindrical shell model 등으로 가정하여 해석적인 방법을 이용하거나 유한요소법등을 이용하여 행해져 왔기 때문에, 이를 실제 타이어 설계에 적용하기에는 많은 어려운 점이 있다. 따라서, 본 연구에서는 실제

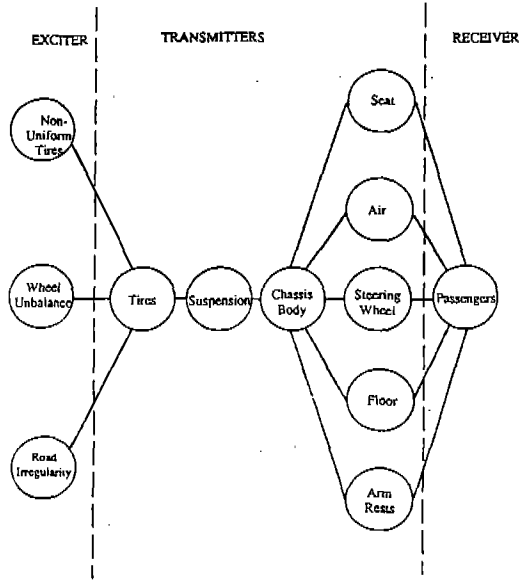


Fig.1 Vibration transmission path from tires to passenger

타이어 설계에 적용할 수 있도록 모달 인자를 실험적인 방법을 통하여 구하는데 그 목적이 있다.

### 2. 이론적 배경

본 연구에서는 타이어를 Fig.2와 같이 모델링 하고, 타이어의 평면 진동 이론을 원환 보(circular beam)의 진동으로 가정하고 Hamilton의 원리에 바탕을 둔 J.T.Tielking의 방법을 이용하여, 타이어 내부 압력과 회전 속도에 의한 인장력, 트레드 밴드와 림(rim) 사이 접선방향의 강성과 반경방향의 강성을 고려하여 해석하였다. 또한, 림에 고정된 좌표계에 대하여 정지된 트레드 요소의 위치를 표시하는 독립 각좌표  $\theta$ 와 타이어 반경  $r$ 을 선택하고 원래 위치에 대한 요소의 접선과 반경의 변위를 표시하는  $w, u$ 의 종속 좌표를 도입하였다.

원환 보의 굽힘(bending)모멘트에 의한 위치 에너지, 인장(tension)에 의한 위치에너지, 타이어의 신장 변형률에 의한 위치에너지, 탄성 기반(elastic foundation)에 축적된 위치 에너지를 고

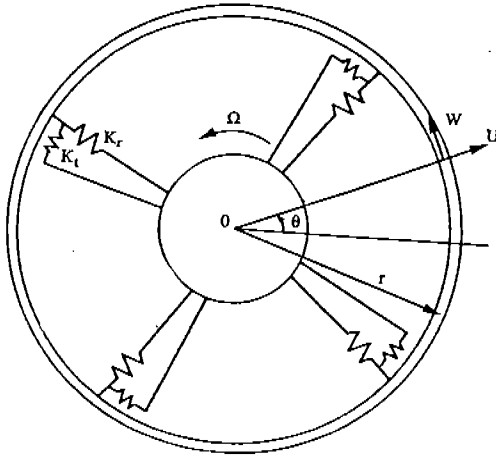


Fig.2 Circular beam model for a pneumatic tire.

려할 때, 림에 대한 트레드 밴드의 총 위치에너지는 (1)식과 같이 표시할 수 있다.

$$V = \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} \left\{ \frac{EI}{r^3} \left( \frac{\partial^2 u}{\partial \theta^2} + u \right)^2 + \frac{T}{r} \left( \frac{\partial u}{\partial \theta} \right)^2 + \frac{Ks}{r} \left( u + \frac{\partial w}{\partial \theta} \right)^2 + (Kr u^2 + Kt w^2) \right\} d\theta \quad (1)$$

내부 압력에 의한 일은 (2)식과 같다.

$$Wp = b \pi i \int_0^{2\pi} \left( 2u \frac{\partial w}{\partial \theta} + u^2 \right) d\theta \quad (2)$$

타이어는 각속도  $\Omega$ 로 회전하고, 속도 벡터는 반경과 접선 방향의 단위 벡터로 표시하며 (3)식과 같다.

$$\dot{\vec{r}}_r = \dot{r}_r \vec{e}_r + (r + u) (\Omega + \dot{\psi}) \vec{e}_t \quad (3)$$

단위 폭당 링(ring)의 운동 에너지에 대한 식에서 이차항만을 고려하고 나머지항을 무시하면 (4)식과 같다.

$$T = \frac{1}{2} \rho_s A r \int_0^{2\pi} \left( \dot{u}^2 + \dot{w}^2 + \Omega^2 u^2 + 4\Omega u \dot{w} \right) d\theta \quad (4)$$

Hamilton's principle을 이용하여 Lagrangian L의 시간 적분을 최소화 시킨다.

$$I = \int_{t_1}^{t_2} L dt, \quad L = T - V + Wp \quad (5)$$

위 식들에서 Lagrangian density  $\partial L / \partial \theta$ 은

$$\begin{aligned} L' &= \frac{\partial L}{\partial \theta} \\ &= \frac{1}{2} \rho_s A r (\dot{u}^2 + \dot{w}^2 + \Omega^2 u^2 + 4\Omega u \dot{w}) \\ &\quad - \frac{1}{2} \frac{EI}{r^3} \left( \frac{\partial^2 u}{\partial \theta^2} + u \right)^2 - \frac{1}{2} \frac{T}{r} \left( \frac{\partial u}{\partial \theta} \right)^2 \\ &\quad - \frac{1}{2} \frac{Ks}{r} \left( u + \frac{\partial w}{\partial \theta} \right)^2 - \frac{r}{2} (Kr u^2 + Kt w^2) \\ &\quad + b \pi i \left( 2u \frac{\partial w}{\partial \theta} + u^2 \right) \end{aligned} \quad (6)$$

이다. 종속변수  $u, w$ 와 독립변수  $\theta, t$ 를 가지고 Euler-Lagrange 미분 방정식을 구하면

$$\begin{aligned} - \frac{\partial L'}{\partial u} + \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\partial L'}{\partial \dot{u}} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{\partial L'}{\partial u'} \right) \\ - \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} \left( \frac{\partial L'}{\partial u''} \right) = 0 \\ - \frac{\partial L'}{\partial w} + \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\partial L'}{\partial \dot{w}} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{\partial L'}{\partial w'} \right) = 0 \end{aligned} \quad (7)$$

이므로

$$\begin{aligned} \rho_s A (\ddot{u} - \Omega^2 u + 2\Omega \dot{w}) + \frac{EI}{r^3} (u'''' + 2u'' + u) \\ - \frac{T}{r^2} u'' + \left( \frac{Ks}{r^2} - \frac{2\pi i b}{r} \right) (w' + u) + Kr u = 0 \\ \rho_s A (\ddot{w} + 2\Omega \dot{u}) + Kt w - \frac{Ks}{r^2} (w'' + u) \\ + \frac{2\pi i b}{r} \dot{u} = 0 \end{aligned} \quad (8)$$

트레드 밴드 강성이 일반적으로 크기 때문에 트레드 밴드 길이가 불변한다고 가정하면, 즉 membrain strain이 0이라고 가정하면,

$$\dot{w} = -u \quad (9)$$

로 쓸 수 있다. 윗 식들로부터 ks항을 소거하면 다음 식이 얻어진다.

$$\begin{aligned} & \rho_s A (\ddot{u}'' - \dot{u} + 2\Omega^2 \dot{u}' - \Omega^2 \ddot{u}) \\ & + \frac{EI}{r^3} (u'''' + 2u'''' + u''') - \frac{T}{r^2} u'''' + \\ & \left( \frac{2Pi b}{r} + Kr \right) u'' - Kt u = 0 \end{aligned} \quad (10)$$

반경방향 변위 u가 조화적으로 변화한다고 하면  $u = A \sin(s\theta + \omega t)$ 로 쓸 수 있고 (10)식에 대입하여 다음을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} & \rho_s A (s^2 \omega^2 - \omega^2 - 4\Omega^2 s \omega + \Omega^2 s^2) + \frac{EI}{r^4} (-s^6 + 2s^4 - s^2) \\ & - \frac{T}{r^2} s^4 - \left( \frac{2Pi b}{r} + Kr \right) s^2 - Kt = 0 \end{aligned} \quad (11)$$

그러므로, 고유진동수  $\bar{\omega}^2$ 를

$$\begin{aligned} \bar{\omega}^2 = & \left[ \frac{4\Omega^2 s^2}{s^2 + 1} - \Omega^2 s^2 + \frac{EI}{\rho_s A r^4} s^2 (s^2 - 1)^2 + \right. \\ & \left. \frac{T}{\rho_s A r^2} s^4 + \frac{1}{\rho_s A} \left( Kr + \frac{2bi b}{r} \right) s^2 + \frac{1}{\rho_s A} Kt \right] / \\ & (s^2 + 1) \end{aligned} \quad (12)$$

라 정의하면, 타이어의 진동수는

$$\omega = \frac{2\Omega s}{s^2 + 1} \pm \bar{\omega} \quad (13)$$

그러므로 해는

$$u_1 = A_1 \sin\left(s\theta + \frac{2\Omega s}{s^2 + 1} t + \bar{\omega} t\right) \quad (14)$$

$$u_2 = A_2 \sin\left(s\theta + \frac{2\Omega s}{s^2 + 1} t - \bar{\omega} t\right) \quad (14)$$

이고,  $A_1 = A_2 = A$ 인 경우는 일반해는

$$u = 2A \sin\left(s\theta + \frac{2\Omega s}{s^2 + 1} t\right) \cos(\bar{\omega} t) \quad (15)$$

식(15)에서 첫번째 항은 Mode shape을 나타내고 두번째 항은 타이어의 고유진 동수를 의미한다. 또한 node의 위치는

$$\theta_n = -\frac{2\Omega}{s^2 + 1} t + \frac{K\pi}{s} \quad (K=1, 2, 3, \dots) \quad (16)$$

로 각속도에 의해 변화한다.

### 3. 실험장치 및 실험장치

#### 3.1 실험장치

본 연구에서는 타이어의 진동특성과 밀접한 관계가 있는 고유 진동수와 감쇄값의 변화를 알아보기 위해 시험 타이어에 공기압을 변화시킨 후 타이어를 충격 해머로 가진 시켰을 때, 출력센서인 가속도계로 부터 나오는 데이터를 주파수분석기를 이용, 전달함수법으로 분석하였다. 본 연구에 이용된 실험장치의 구성도는 Fig.3

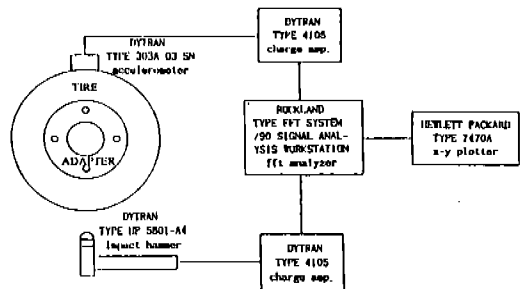


Fig.3 Schematic diagram of tire vibration test.

과 같다. 또한, 본 연구에 이용된 시험 타이어의 사이즈는 P175/70R13, P185/65R13으로 재료 특성이 다른 사계절과 겨울용이며, 측정립은 5.0J x 13이다.

3.2 실험방법

공기압 변화에 따른 고유 진동수와 감쇄값 변화를 구하기 위해서 시험 타이어를 구조물에 장착한 다음 타이어의 공기압을 측정하였다. 충격 해머로 가진될 지점의 180° 반대편에 가속도계를 부착하고 주파수분석기 및 실험장치등으로 부터 측정결과를 구하였고, 공기압을 26-36 (psi)로 변화시켰다. 이러한 실험결과로 부터 구해진 전달함수의 진폭, 기여도, 충격응답, 실수/허수부로 부터 시험 타이어의 고유 진동수, 감쇄값, 진동모우드등의 진동특성을 파악하였다.

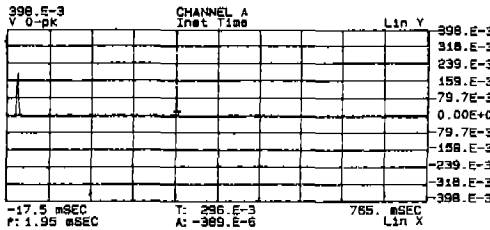
타이어의 고유 진동수는 전달함수의 진폭 피크치로 부터 구하였으며, 이때 전달함수의 기여도가 0.95이상 되는 데이터를 이용하여 분석하였다. 타이어의 감쇄값은 전달함수의 실수분에서 증폭인자를 측정하여 구할 수 있는데, 증폭인자 Q는 (17)식으로 부터 구하였다.

$$Q = \frac{(f_a/f_b)^2 + 1}{(f_a/f_b)^2 - 1} \quad (17)$$

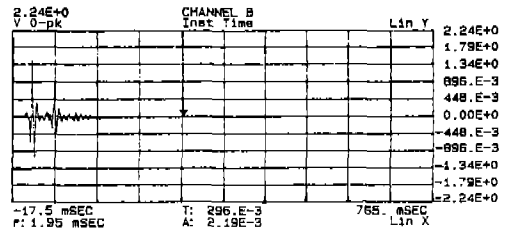
여기서,  $f_a$ 는 공진주파수 이상에서 인너턴스가 극소치에 이르는 주파수(Hz)

$f_b$ 는 공진주파수 이하에서 인너턴스가 극대치에 이르는 주파수 (Hz)

증폭인자 Q와 감쇄율  $\zeta$ 의 관계는  $\zeta = \frac{1}{2} Q$ 이다. 또한, 타이어 마모에 의한 진동특성의 변화를

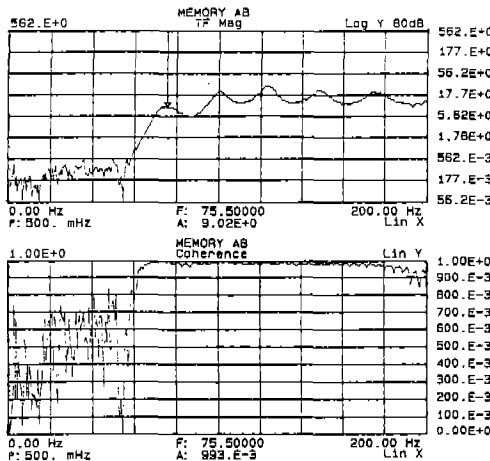


(a) Input

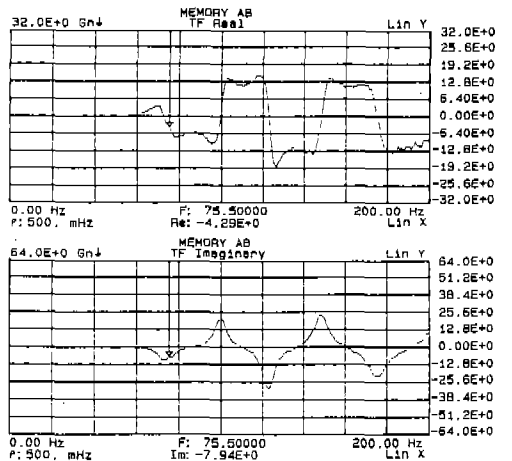


(b) Output

Fig.4 Experimental result of tire vibration test in time domain.



(a) Magnitude/coherence of transfer function



(b) Real/imaginary part of transfer function

Fig.5 Experimental result of tire vibration test in frequency domain.

비교하기 위하여 마모된 타이어와 신제품 타이어에 대하여 시험을 실시하였다.

#### 4. 실험결과 및 고찰

Fig.4는 충격 해머를 이용하여 타이어를 가진 시킨 입력과 그에 상응하는 출력을 시간 영역에서 본 입력과 출력이고, Fig.5는 주파수 영역에서 본 전달함수의 진폭, 기여도, 실수/허수부이다.

Fig.5 (a)에서 볼 수 있듯이 충격 해머를 이용하여 측정된 데이터의 기여도는 타이어의 고유진동수 근처에서 0.95 이상의 값을 가지고 있어, 측정된 데이터를 신뢰할 수 있었다. 또한, 충격 해머를 이용하여 측정된 데이터의 저주파수(약 60Hz 이하)영역에서의 기여도가 현저하게 떨어지고 있어 저주파수영역에서 측정된 데이터는 신뢰할 수 없으나 타이어의 고유진동수를 구하는 데는 영향을 미치지 않는 것으로 보인다. 또한, 전달함수의 실수부를 구하여 타이어의 감쇄값을 구하였는데, 타이어의 감쇄값은 기존에

구하던 방법이 감쇄값이 큰 경우 측정된 데이터에 오차가 발생할 가능성이 높은 것으로 판단되어 기존의 방법을 쓰지 않고, 전달함수의 실수부를 구하여 고유 진동수가 있는 인너턴스의 극대, 극소값으로 부터 계산하는 방법을 택하였다. Table.1에서 보는 바와 같이 공기압을 증가하고 충격 해머를 이용하여 측정된 결과 타이어의 고유 진동수는 타이어의 공기압과 비례하여 고주파수 대역으로 이동하였고(Fig.6), 감쇄값은 상대적으로 감소하였는데(Fig.7) 이는 공기압이 타이어의 진동특성에 영향을 미치고 있음을 나타내고 있다. 시험 타이어의 공기압이 32(psi)부근에서 시험 타이어의 고유 진동수와 감쇄값은 80(Hz) 부근에서 0.02~0.07 정도였으며 감쇄값이 큰 시험 타이어는 80(Hz)이하에, 감쇄값이 작은 시험 타이어는 80(Hz)이상에 고유 진동수가 있음을 알 수 있어 타이어의 재질이나 구조적인 차이에 의해 고유 진동수와 감쇄값이 변하는 것을 알 수 있다.

충격응답을 통해 타이어가 가지고 있는 전반적인 진동특성을 볼 수 있었고, 타이어의 진동

Table 1 Summary of experimental results

Test Tire	Condition	Pressure	Natural Freq.	$f_a$	$f_b$	Q	Damping
P175/70R13 사계절용 (I)	Impact Wearied	26psi	78.0Hz	73.5	80.5	11.02	0.045
		32psi	80.5Hz	78.0	84.5	12.52	0.039
		35psi	84.5Hz	80.5	86.5	13.93	0.036
		26psi	85.0Hz	79.5	87.0	14.02	0.036
P175/70R13 사계절용 (II)	Impact	26psi	78.5Hz	73.0	80.0	10.95	0.046
		32psi	80.5Hz	77.0	83.0	13.35	0.037
		35psi	83.5Hz	80.5	85.0	18.40	0.027
P185/65R13 사계절용	Impact	25psi	71.0Hz	67.5	76.5	8.03	0.062
		30psi	75.5Hz	70.5	80.0	7.95	0.063
		35psi	80.5Hz	74.0	82.0	9.78	0.051
P175/70R13 겨울용	Impact	26psi	78.0Hz	71.0	86.0	5.28	0.095
		30psi	79.0Hz	73.5	81.0	10.32	0.048
		35psi	82.0Hz	78.0	84.5	12.52	0.039
P185/65R13 겨울용	Impact	28psi	74.5Hz	68.0	79.5	6.45	0.077
		32psi	77.5Hz	70.5	80.5	7.58	0.066
		35psi	80.0Hz	74.5	82.5	9.84	0.051

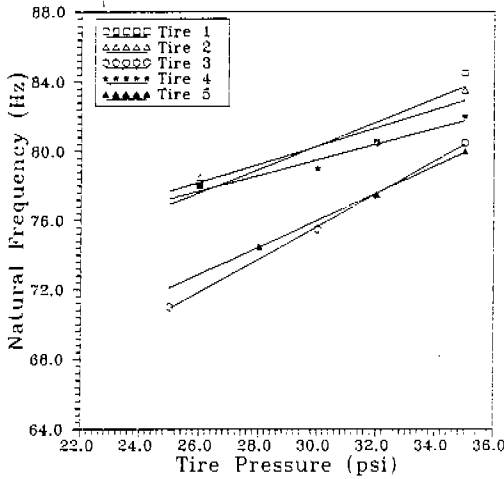


Fig.6 Variation of natural frequency increasing the air pressure.

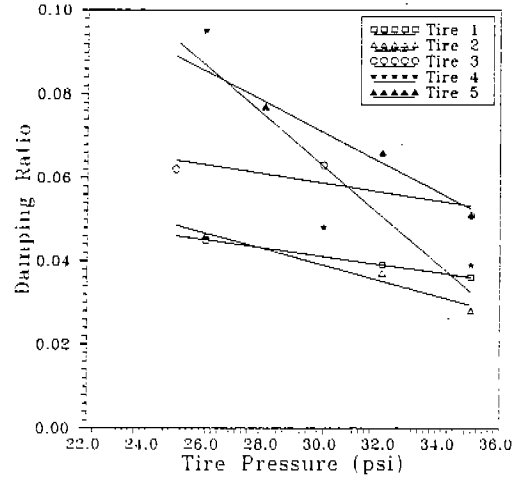


Fig.7 Variation of damping ratio increasing the air pressure.

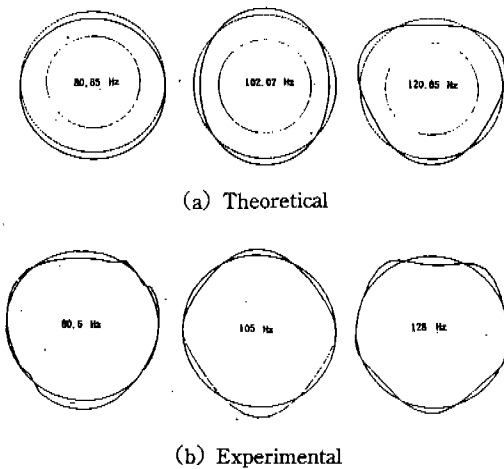


Fig.8 Mode shape of test tire.

Table 2 Natural frequencies of test tire

Test Tire		s=1	s=2	s=3
26psi	Measured(Hz)	78.00	100.00	122.00
	Calculated(Hz)	77.87	98.30	117.28
32psi	Measured(Hz)	80.50	105.00	128.00
	Calculated(Hz)	80.85	102.07	120.85
35psi	Measured(Hz)	84.50	106.00	140.00
	Calculated(Hz)	82.14	103.72	122.41

모우드를 보기 위해 타이어를 2등분하고, 2등분한 타이어를 다시 20등분으로 나누어 등분된 지점을 충격 해머로 가진시켜 전달함수의 진폭을 구하였다. 해석적인 방법에 의한 진동 모우드와 실험으로부터 구한 진동 모우드가 Fig.8에 보이는데 해석적인 방법에 의한 결과와 실험 결과가 유사함을 볼 수 있고, 해석적인 방법과 실험적인 방법에 의해 구한 고유진동수는 Table. 2에서 보는 바와 같다. 타이어 마모에 따른 진동 특성에 변화를 비교해 보기 위하여, 타이어의 구조와 패턴(Pattern)이 동일한 타이어의 신제품과 타이어 트레드의 Skid depth가 1.5(mm) 마모된 타이어를 대상으로 진동특성을 측정 한 결과 타이어의 고유진동수는 마모되지 않은 타이어에 비해 고유진동수가 높았고 감쇄값은 동일한 수준을 보였는데, 이는 타이어가 마모됨에 따라 타이어의 질량이 감소하고 타이어 트레드의 재료특성이 변화한 것에 기인한 것으로 보인다.

### 5. 결 론

타이어 진동실험을 통해 얻은 실험결과로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 타이어의 공기압이 증가하면 타이어의 고유 진동수는 증가하였고, 감쇄값은 상대적으로 감소하였다.
- (2) 마모된 타이어의 고유 진동수는 마모되지 않은 타이어에 비해 고유 진동수가 높았으나 감쇄값은 큰 변화가 없었다.
- (3) 타이어의 재료특성이 타이어의 진동특성을 이동시키는 인자로 작용함을 알 수 있었다.

## 6. 후 기

본 연구는 한국타이어제조주식회사 중앙연구소의 지원에 의해 수행되었으므로 이에 감사의 뜻을 표합니다.

## REFERENCES

1. J.T.Tielking, "Plane Vibration Characteristics of a Pneumatic Tire Model", SAE 650492, 1965
2. F.Bohm, "Mechanik des Gurtelreifens", Ing. Archiv 35, 82, 1966.
3. G.R.Potts, C.A.Bell, L.T.Charck, T.K.Roy, "Tire Vibration", Tire Science and Technology, 1977 5(4), pp.202-225.
4. R.K.Sleeper, R.C.Dreher, "Tire Stiffness and Damping Determined From Static and Free-Vibration Tests", NASA Technical paper 16 71, 1980
5. T.Kamitamari, H.Sakai, "A Study on Radial Tire Vibration", SAE 852195, 1985.
6. M.Takayama, K.Yamagishi, "Simulation Model of Tire Vibration", Tire Science and Technology, Vol. 11, Nos. 1-4, January-December, 1984, pp.38-49.
7. L.E.Kung, W.Soedel, T.Y.Yang, "On the Dynamic Response at the Wheel Axle of a Pneumatic Tire", Journal of Sound and Vibration, 1986 107(2), pp.195-213.
8. L.E.Kung, W.Soedel, T.Y.Yang, "On the Vibration Transmission of a Rolling Tire on a Suspension System due to Periodic Tread Excitation", Journal of Sound and Vibration, 1987 115(1), pp37-63.
9. L.E.Kung, W.Soedel, T.Y.Yang, "Free Vibration of a Pneumatic Tire-wheel Unit using a Ring on an Elastic Foundation and a Finite Element Model", Journal of Sound and Vibration, 1986 107(2), pp.181-194.
10. Y.B.Chang, T.Y.Yang, W.Soedel, "Dynamic Analysis of a Radial Tire by Finite Elements and Modal Expansion", Journal of Sound and Vibration, 1984 94(1), pp.1-11
11. S.C.Huang, W.Soedel, "Response of Rotating Ring to Harmonic and Periodic Loading and Comparison with the Inverted Problem", Journal of Sound and Vibration, 1987 118(2), pp. 253-270.
12. W.Soedel, "On the Dynamic Response of Rolling Tires According to Thin Shell Approximations", Journal of Sound and Vibration, 1975 41(2), pp.233-246.
13. J.C.Walker, "The Reduction of Noise Generated by Tyre/Road Interaction", Kautschuk Gumml Kunststoffe 36. Jahrgang, No.11.
14. T.Ushijima, M.Takayama, "Modal Analysis of Tire and System Simulation", SAE 880585, 1988.
15. D.J.Ewins, Modal Testing, Research Studies Press, 1984.
16. J.T.Broch, Principles of Experimental Frequency Analysis, Elsevier Applied Science, 1990.
17. K.J.Plotkin, E.Stusnick, "A Unified Set of Models for Tire/Road Noise Generation", U.S. EPA Technical Report Data 550/9-82-345, 1981
18. G.R.Potts, T.T.Csora, "Tire Vibration Studies : The State of the Art", Tire Science and Technology, TSTCA, Vol.3, No.3, Aug. 1975, pp.196-210.