

음장의 공간적 변환기법을 이용한 타이어 구조 진동 소음 측정

Measurement of Tire Structural Vibration Noise Using Spatial Transformation of Sound Field Technique

김 병 삼*

(Byoung-Sam Kim)

요 약

본 논문에서는 불규칙한 노면이 설치된 채시 동력계(chassis dynamometer)로 부터 가진된 타이어의 구조 진동 소음을 음장의 공간적 변환기법을 이용하여 측정하였다. 음장의 공간적 변환기법은 소음원으로 부터 원거리까지의 전파를 계산하는 기법이다. 즉, 한평면의 음향 측정으로 부터 측정 평면에서 멀리 떨어지거나 더 가까운 평면에서의 음장을 표현하는 변수 들인 음압, 음향 인텐시티, 입자속도 등을 계산한다. 측정 평면에서 음원쪽으로 가까운 평면의 계산은 근접음장 홀로그래피를 적용하여 계산하고 먼 쪽은 헬름홀츠 적분식을 적용한다. 측정결과로 부터 타이어 구조 진동 소음의 방사형태와 소음원의 위치를 예측하였다.

ABSTRACT

The interaction between tire and road is responsible for the excited vibration of the tire, and it is also important for the sound radiation. In this paper, measurement of tire structural vibration noise from a chassis dynamometer using Spatial Transformation of Sound Field(STSF) technique is studied. STSF involving a scan that uses an array of transducers over a planar surface close to the source is under investigation. From cross spectra measurement during the scan, a principal component representing the sound field is extracted. Any power descriptor of the near field can then be investigated by means of near-field acoustic holography, while the distant field can be determined by application of Helmholtz integral equation. The results of the measurement were used to obtain the radiation sound pattern from the center line of the tire, and to locate the radiation sound generating regions in the vicinity of the tire.

I. 서 론

쾌적한 생활환경의 유지와 승차감 향상을 위해서는 교통환경소음에 큰 영향을 미치는 자동차 소음의 저소음화가 요구된다. 또한, 자동차 시장의 본 고장이라고 할 수 있는 유럽에서 자동차 소음에 대한 규제는 점점 강화되고 있는 실정[1]이다. 이에 따라서 자동차 소음 발생의 원인 변 규명과 대책 강구에 대한 공학적 시도가 다각적인 측면에서 이루어지고 있다. 자동차의 진동 및 소음을 대상으로 한 연구도 급격히 늘어나고 있으며 진동 및 소음을 평가하기 위한 측정방법과 해석기술도 개발되고 있다. 자

동차의 소음을 가속 주행시험법(pass-by test, ISO R362S) 등에 의해 측정된 결과, 자동차가 저속으로 주행할 때는 타이어-노면 소음보다 엔진이나 배기계 등으로 부터 방사되는 소음이 큰 비중을 차지하였다. 그러나 자동차가 고속으로 주행할 때는 엔진이나 배기계 등의 소음보다 타이어-노면 소음이 차지하는 비율이 큰 비중을 차지하였다[2].

타이어-노면 소음의 측정방법은 주관적인 측정방법과 객관적인 측정방법으로 구분되고 있다. 주관적인 측정방법은 운전자의 승차감(feeling)에 의해 평가되어지는 방법이고, 객관적인 측정방법은 측정기기를 이용하는 방법이다. 객관적인 측정방법은 타행(coast-by) 측정법과 트레일러(trailer) 측정법, 실내 드럼(drum) 측정법 등이

*순천공업전문대학 환경공학과
접수일자: 1994년 4월 14일

있다.

타이어-노면 소음의 측정에 관한 종래의 연구로 R. K. Hillquist는 트럭 타이어의 주관적인 소음평가 측정기준과 객관적인 측정법 사이의 일치성에 대하여 연구하였고 [3], M. G. Richards, L. J. Oswald, R. Hickling, R. F. Miller와 D. B. Thrasher 등은 가속주행 (pass-by) 측정법을 이용하여 타이어 소음레벨의 변동과 공기역학적 소음, 타이어-노면 소음측정의 문제점에 대하여 연구하였다 [4, 5, 6]. D. G. Anderson, S. P. Landers, G. W. Richards, J. L. Bradisse, J. A. Ejsmont와 U. Sandberg 등은 트레일러 측정법을 이용하여 타이어 접지부의 근접 소음 측정에 의한 타이어 음향방사 특성을 규명하고자 하였다 [7, 8, 9]. D. Ronneberger와 C. Preuss는 트레일러 측정법에서 타이어 소음을 측정하는 마이크로폰의 최적의 위치를 제시하였고 [10], D. G. Anderson, T. Benchea와 F. E. Matyja는 타이어 소음측정에 대하여 SAE J57a 측정법을 적용하여, 기준 타이어에 대한 상대평가를 시도하였다 [11]. U. Sandberg와 J. A. Ejsmont는 타이어-노면 소음의 측정에 대한 기본적인 방법을 제시하고 측정방법들 간의 차이점에 대하여 연구하였다 [12]. Y. Oshino와 H. Tachibana는 두개의 마이크로폰 음향인텐시티 측정기술에 의해 실제 주행중인 트럭 타이어의 음향방사 특성을 가시화 하였고 [13], G. Rasmussen는 가속주행 측정법에 음향 인텐시티 측정기술을 적용하여 자동차로 부터의 소음원을 찾고 타이어가 미치는 영향을 조사하였다 [14].

한편, 기존의 타이어 구조 진동 소음 측정방법은 주관적인 상대평가에 의존하고 있고, 측정방법 및 결과에 대한 재연성의 신뢰도가 떨어졌다. 따라서, 본 논문은 실험 결과의 재연성과 객관적인 평가를 위하여 불규칙한 노면이 설치된 실내 드림과 새시 동력계를 이용하여 타이어를 가진시키고, 이때 타이어로 부터 방사되는 타이어 구조 진동 소음을 측정하였다. 타이어 구조 진동 소음 방사의 형태와 소음원을 규명하기 위하여 음장의 공간적 변환기법을 이용하였고, 측정된 소음 방사의 형태는 해석결과와 비교하였다. 또한, 타이어 구조설계인자와 실험조건 간의 변화가 소음방사 형태에 미치는 영향을 조사하였다.

II. 타이어 구조 진동 소음에 관한 이론적 배경

타이어를 Fig.1에서 보는바와 같이 하중을 받고 회전하는 링(ring)으로 가정하였다. 링의 반경방향과 접선방향 좌표들 v, u 반경방향과 접선방향 탄성계수를 k_a, k_t 반경방향과 접선방향의 감쇠를 d_a, d_t 라 하고 회전각속도와 접선방향 하중, 코리올리스(coriolis) 항을 고려하였다. 원형 링은 구조진동하고 구조진동에 의한 음파는 원형의 공간상으로 방사된다고 가정하였다.

Fig.1에서 $r > a$ 경우, 링 표면의 외부 공간상에서는 음원이 존재하지 않으며, 링의 표면에서는 링의 운동과

매질의 운동이 일치하는 오일러(Euler) 방정식을 만족하고, 공간상에서는 파동방정식을 만족한다고 가정하였다. 링의 표면에서 원주방향에 따라 음향강도(sound intensity)가 다르게 분포하기 때문에 타이어 전표면에서의 음향파위를 구하기 위해서 링의 전표면에 걸쳐 음향강도를 적분하였다.

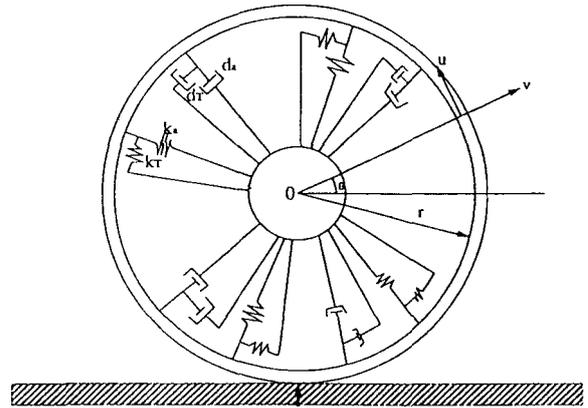


Fig.1 Circular ring model of a pneumatic tire

자동차의 주행속도 범위가 아음속 이내이기 때문에 순수공력학적 음원기구들을 무시하고 타이어 측면의 사이드월(sidewall)로 부터 방사는 타이어가 노면과 접지되는 트레드밴드(treadband)에 비해 작다고 가정하였다 [15]. 또한, 트레드 블럭운동을 배제하여 타이어 트레드 밴드를 원형 링으로 가정하면 운동방정식은 식(1)과 같다.

$$\begin{aligned} & \frac{ES}{a^2} (u'' + v') - \frac{B}{a^4} (u'' + v') - d_t(u' \Omega + u) \\ & = \rho S(u + 2\Omega(u' + v) + \Omega^2(u'' + 2v' - u) - k_r u + q_r) \\ & \frac{T_0}{a^2} (u'' + v') - \frac{ES}{a^2} (u' + v) - \frac{B}{a^2} (u'' + 2u' + v') \\ & + d_a(u' \Omega + v) = -\rho S(v' + 2\Omega(v' - u) \\ & + \Omega^2(v'' + 2u - (v + a))) - k_a v - q_a \end{aligned} \quad (1)$$

음향파위를 구하기 위해 공통인자 $e^{i\omega t}$ 를 생략하고 조화운동 각주파수 ω 를 고려한 후 정규화하면 식(2)와 같다.

$$\begin{aligned} v_r^2 &= \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 = \frac{\rho S a^2 \omega^2}{ES} & v_t^2 &= \left(\frac{\omega r}{\omega_0}\right)^2 = \frac{k_r a^2}{ES} \\ v_a^2 &= \left(\frac{\omega a}{\omega_0}\right)^2 = \frac{k_a a^2}{ES} & \gamma^2 &= \frac{C_s^2}{C_l^2} = \frac{T_0}{ES} \\ \delta^2 &= \frac{K^2}{a^2} = \frac{B}{ES} \frac{a^2}{a^4} & \beta^2 &= \left(\frac{\Omega}{\omega}\right)^2 = \frac{\rho S a^2 \Omega^2}{ES} \end{aligned}$$

$$\zeta_T = \frac{d_T}{2\rho S\omega_T} \quad \zeta_a = \frac{d_a}{2\rho S\omega_a} \quad (2)$$

식(2)에서 정규화의 물리적 의미는 한파장의 길이가 타이어의 원주와 같을때, $C_L = (E/\rho)^{1/2}$ 은 링 주파수 $\omega_0 = C_L/a$ 를 결정하는 길이방향 파속이고, ω_T 와 ω_a 는 기초 강성과 질량으로 구성된 타이어의 공진주파수이다. C_s 는 타이어가 인장력 T_0 를 받는 줄(string)로 간주될 때의 파속이며, K 는 타이어 내부 벨트(belt)의 회전반경이다.

식(3)은 트럭 타이어의 한예이다.

$$C_L \approx 700 \text{ m/s}, \quad \omega_0 = 2\pi \times 400, \quad \omega_T = 2\pi \times 40, \quad \omega_a = 2\pi \times 112, \\ \delta = 9 \times 10^{-3}, \quad C_s = 38 \text{ m/s}, \quad v_a = 0.28, \quad v_T = 0.1, \quad \gamma = 0.057. \quad (3)$$

식(3)을 식(1)에 대입하고 정리하면 식(4)와 같다.

$$-(u'' + v'') + \delta^2(v'' + v') - 2\zeta_T v_T(\beta u' + jv u) \\ = -((-v^2 + v_T^2)u + 2jv\beta(u' + v) + \beta^2(u'' + 2v' - u)) \\ + \frac{q_T a^2}{ES} \quad (4)$$

$$-\gamma_2(v'' + v') + (u' + v) + \delta_2(v'' + 2v' + v) \\ + 2\zeta_a v_a(\beta v' + jv u) = -((-v^2 + v_a^2)v + 2jv\beta(v' + u) \\ + \beta^2(v'' + 2u' - (v + a))) - \frac{q_a a^2}{ES}$$

또한, 재료손실들은 복소강성 인자를 포함하며 다음과 같다.

$$E = E(1 + j\eta_M), \quad B = B(1 + j\eta_M), \\ k_a = k_a(1 + j\eta_a), \quad C_s^2 = C_s^2(1 + j\eta_s), \\ k_T = K_T(1 + j\eta_T).$$

여기서 $\eta_M, \eta_a, \eta_T, \eta_s$ 는 손실계수로 고무의 경우 0.1~0.4이다. 식(4)에서 반경방향과 접선방향의 하중 q_T 와 q_a 가 '0'이고, 타이어 원주 주위를 이동하는 파로 구성된 타이어의 자유운동을 고려하면, 타이어 원주 주위를 이동하는 파는 $e^{\pm jka\phi}$ 형태로 표시되며 식(5)와 같다.

$$(1 - \beta^2)\delta^2(ka)^6 + j\delta^2(2jv\beta - 2\zeta_T v_T \beta)(ka)^5 - ((1 - \beta^2) \\ (-\gamma^2 + 2\delta^2 + \beta^2) - \delta^2(-\beta^2 - 2jv\zeta_T v_T + (-v^2 + v_T^2))) \\ (ka)^4 + (j(1 - \beta^2)(2jv\beta + 2\zeta_a v_a \beta) - j(2jv\beta - 2\zeta_T v_T \beta) \\ (-\gamma^2 + 2\delta^2 + \beta^2) - 2\delta^2 v \beta)(ka)^3 + ((2\beta^2 - 1)(\delta^2 - 1 \\ + 2\beta^2) - (-\beta^2 - 2jv\zeta_T v_T + (-v^2 + v_T^2)))(-\gamma^2 - 2\delta^2 \\ + \beta^2) - (2jv\beta - 2\zeta_T v_T \beta)(2jv\beta + 2\zeta_a v_a \beta) + (1 - \beta^2) \\ (\gamma^2 - \delta^2 - \beta^2 + 2jv\zeta_a v_a + (-v^2 + v_a^2) - 1)(ka)^2$$

$$+ (2v\beta(\delta^2 - 1 + 2\beta^2) + j(-\beta^2 - 2jv\zeta_T v_T \\ + (-v^2 + v_T^2))(2jv\beta + 2\zeta_a v_a \beta) + j(2jv\beta - 2\zeta_T v_T \beta) \\ (\gamma^2 - \delta^2 - \beta^2 + 2jv\zeta_a v_a + (-v^2 + v_a^2) - 1))(ka) \\ + (-\beta^2 - 2jv\zeta_T v_T + (-v^2 + v_T^2))(\gamma^2 - \delta^2 - \beta^2 \\ + 2jv\zeta_a v_a + (-v^2 + v_a^2) - 1) - \delta^2(2\beta^2 - 1)) = 0. \quad (5)$$

식(5)에서 k 는 파수(wavenumber)로 감쇠가 있을때 복소수이고, 식(5)에서 실수부는 파속을 결정하고 허수부는 감쇠이다. 식(5)에서 해의 형태는 식(6)과 같다.

$$A_+(\phi) = A_1 e^{jk_1 a \phi} + A_2 e^{jk_2 a \phi} + A_3 e^{jk_3 a \phi} \\ A_-(\phi) = A_4 e^{jk_4 a \phi} + A_5 e^{jk_5 a \phi} + A_6 e^{jk_6 a \phi} \quad (6)$$

또한, 타이어 반경방향 표면진동속도(V_n)는 식(7)과 같다.

$$V_n = \frac{1}{2} \text{Re} \left(\sum_{l=1}^3 \int_0^\pi A_l e^{jk_l n \phi} e^{-jn\phi} + \sum_{l=4}^6 \int_{-\pi}^0 A_l e^{jk_l n \phi} e^{-jn\phi} d\phi \right) \\ = \frac{1}{2} \text{Re} \left(\sum_{l=1}^3 \frac{A_l}{j(k_l a - n)} (e^{j(k_l a - n)} - 1) \right. \\ \left. + \sum_{l=4}^6 \frac{A_l}{j(k_l a - n)} (1 - e^{j(k_l a - n)\pi}) \right) \quad (7)$$

음향매질에서 진동하는 링에 의해 발생하는 압력분포를 $p(x, y, t)$ 로 표시하면 2차원 공간상에서의 파동방정식은 식(8)과 같다.

$$\frac{\partial^2 p}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 p}{\partial \phi^2} + k_a^2 p = 0. \quad (8)$$

식(8)에서 $k_a = \omega/c_0$ 로 c_0 는 음향매질에서의 음속이고 음압은 선형방정식을 만족할 정도로 충분히 작으며 $r > a$ 인 공간에 음원은 존재하지 않는 것으로 가정하였다. $r = a$ 인 링 표면에서는 링의 운동과 매질의 운동이 일치해야 하므로 경계조건은 식(9)와 같다.

$$-j\omega \rho V_n(\phi) = \left. \frac{\partial p_n}{\partial r} \right|_{r=a}. \quad (9)$$

식(9)에서 ρ 는 음향매질의 질량밀도이다. 한편, $r > a$ 인 공간에서의 음압은 식(10)과 같다.

$$p(r, \phi) = p_n H_n^{(2)}(kr) \cos n\phi. \quad (10)$$

식(10)을 식(9)에 대입하면, 링 표면의 음압은 식(11)과 같다.

$$p(r, \phi) = V_n \left(\frac{j\rho c}{H_n^{(2)}(kr)} \right) H_n^{(2)}(ka) \cos n\phi. \quad (11)$$

여기서, $H_n^{(2)}(ka)$ 는

$ka \ll n+1$ 일때

$$H_n^{(2)}(ka) \approx 1 - j \frac{2}{\pi} \ln \gamma_1 \frac{kr}{2}, \quad (n=0) \tag{12}$$

$$\left(\frac{kr}{2}\right)^{2n} + j \frac{(n-1)!}{\pi} \left(\frac{kr}{2}\right)^{2n}, \quad (n \neq 0).$$

$ka \gg n+1$ 일때

$$H_n^{(2)}(ka) \approx \left(\frac{2}{\pi ka}\right)^{\frac{1}{2}} e^{j\left(\frac{\pi}{2}\right)(n+0.5)} e^{-jka}. \tag{13}$$

또한, 식(11)에서

$$H_n^{(2)'}(ka) = \frac{dH_n^{(2)}(kr)}{d(kr)} \Big|_{r=a}$$

이다. 그러므로, 타이어 전체의 음향파워를 구하기 위하여 링의 전표면에 작용하는 음향파워를 적분하면 식(14)와 같다.

$$P = \frac{1}{2\rho c} \int_0^{2\pi} |p(r, \phi)|^2 r d\phi. \tag{14}$$

식(10)과 식(13)을 식(14)에 대입하고 정리하여 음향파워 결과식을 구하면 식(15)와 같다.

$$P = \sum_{n=0}^{\infty} |v_n|^2 \frac{\rho c}{|H_n^{(2)}(ka)|^2} \cdot \kappa. \tag{15}$$

III. 실험장치 및 방법

3-1. 측정원리

음장의 공간적 변환기법(Spatial Transformation of Sound Field technique)은 소음원으로 부터 원거리까지의 전파를 계산하는 기법[16]이다. 즉, 한 평면의 음향 측정으로부터 측정 평면에서 멀리 떨어져거나 더 가까운 평면에서의 음장을 표현하는 변수들인 음압, 음향 인텐시티, 입자속도 등을 계산한다. 측정 평면에서 음원쪽으로 가까운 평면의 계산은 근접음장 홀로그래피(near-field holography)를 적용하여 계산하고 먼 쪽은 식(16)과 같이 헬름홀츠 적분식(Helmholtz integral equation)을 적용한다.

$$p(r) = - \int_s [i\omega\rho V_n(r)G(r', r) + p(r) \frac{\partial}{\partial n} G(r', r)] ds(r). \tag{16}$$

Fig.2는 음장의 공간적 변환기법의 원리를 나타내고 있다. 음원이 정상적(stationary)이라고 가정하면, 음원에 근접한 평면상에서 주사(scan)하는 동안 측정되는 상호스펙트럼으로부터 상관성, 위상, 진폭 등의 정보를 구할 수 있다. 또한, 측정된 상호스펙트럼을 기초로 음장의

주요성분 표현식이 구해지고 음원의 표면으로부터 무한대까지 확장된 3차원 영역에 음원의 변수들이 그려지게 된다. 음장의 공간적 변환기법의 원리는 2차원 측정에 기초를 둔 3차원 도해 기능 외에 부분 음원 감쇠에 대한 시뮬레이션이 가능하고 광대역 음원, 비연관성 음원에 사용될 수 있다.

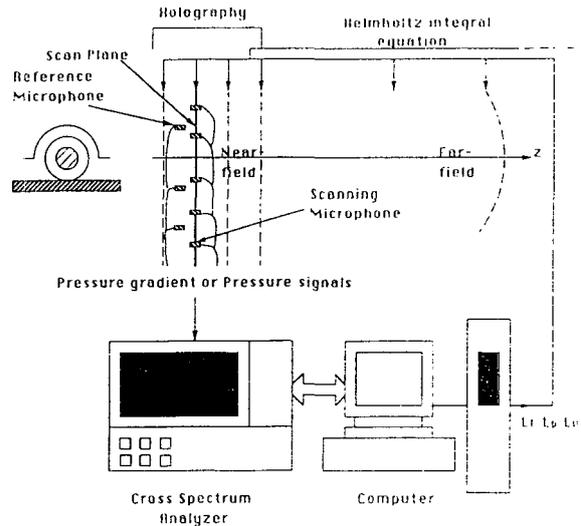


Fig.2 Principle of STSF(Spatial Transformation of Sound Field) techniques

3-2. 실험용 타이어

타이어 구조 진동 소음 측정에 이용된 타이어는 실제 자동차에 장착되어 쓰고 있는 현용(regular) 레디얼 타이어와 설계인자를 제조 공정상 무리없는 범위내에서 변경한 실험용 타이어로 구분되며, 실험에 이용된 타이어는 195/65R14 사계절용으로 변경된 설계인자는 Table 1과 같다.

Table 1 Proposed Design Parameters of Test Tire

Tire	Parameters	Proposed design
A	현용(regular) 타이어	Standard spec.
B	벨트각도(belt angle)	Standard spec. angle $\pm 3^\circ$
C	보강벨트(reinforcement belt)	Number of nylon edge belt (1 or 2 nylon edge belt)
D	비드 필러 높이(bead filler height), 고무강도(rubber hardness)	Standard spec. $\pm 10\%$
E	카카스* 구조(carcaas structure)	Change of EP1, composite

*「카카스」는 타이어의 골격이 되는 부분으로 타이어 코오드지로 된 포충전체 「비드 필러」는 비드의 주위를 감싼 카카스 턴업(turn up)부와 내측 카카스 사이의 고무층.

3-3. 실험방법

Fig.3은 타이어 구조 진동 소음 측정을 위한 실험장치의 개략도이다. 실험장치는 무향실(anechoic chamber),

새시 동력계(chassis dynamometer)와 계측장비 등으로 구성되었다. 무향실의 차단주파수는 63 Hz 압소음은 18 dB(A)이고, 드럼의 직경은 3 m, 최대속도는 210 km/h, 최대하중은 3 ton이며, 드럼의 표면에는 조도가 불규칙한 거친 노면(rough surface)을 설치하였다. 한편, 타이어가 드럼상에 놓이지 않은 상태에서 드럼을 40 km/h의 속도로 회전시켰을 때 무향실내의 압소음은 3.5 kHz 이하의 대역에서 36.8 dB 이었다. 실험을 실시하기 전 타이어의 내부 공기압과 정, 동적 평형(balance), 균일성(uniformity) 등의 데이터를 확보하였으며 실험에 이용된 타이어는 균일성은 Table 2와 같다.

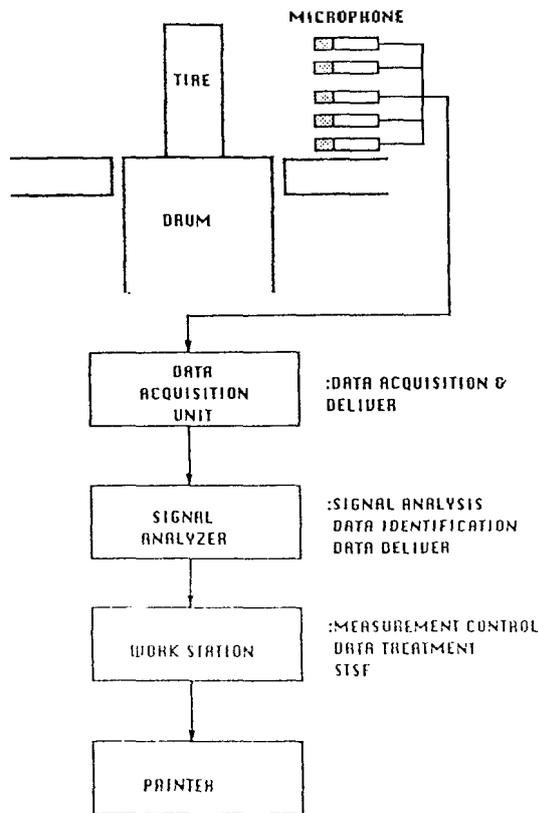


Fig.3 Schematic diagram for measurement of tire structural vibration noise

Table 2 Uniformity of test tire

Tire	Radial Force Variation* (kg)	Lateral Force Variation** (kg)	Conicity*** (kg)
A	5.9	3.7	0.4
B	3.4	1.9	0.3
C	5.5	2.7	2.3
D	4.3	2.5	2.9

*Radial force variation(RFV)은 타이어 1회전시 종방향 힘의 변동차.

**Lateral force variation(LFV)은 타이어 1회전시 횡방향 힘의 변동차.

***Conicity(CON)는 타이어 좌우에 발생하는 횡력의 차이.

타이어에 가해지는 하중과 주행속도가 미치는 영향을 조사하기 위하여 타이어를 하중 장치에 장착한 후 하중 조건을 설정하였으며, 타이어의 주행속도는 새시 동력계를 이용하여 제어하였다. 일정한 실험조건을 만족시키기 위하여 80 km/h의 속도로 10분간 예비주행을 실시하였다.

타이어 사이드월 방향으로 방사되는 구조 진동 소음을 측정하기 위하여 타이어 트레드 중심으로부터 사이드월 방향으로 1 m, 지면으로부터 25 cm에 위치한 지점에 마이크로폰을 설치하였다. 음장의 공간적 변환 기법을 이용한 경우에는 타이어의 사이드월로부터 60 cm, 지면으로부터 20 cm의 지점부터 마이크로폰을 설치하였으며 마이크로폰 사이의 간격은 20 cm이다. 측정점은 17 등분하였고 마이크로폰 어레이(array) 이동장치(traverser)를 이용하여 측정점을 이동하였다. 각 측정점마다 50회의 평균(average)을 실시하였다. 또한 삭제용 Reference 마이크로폰을 타이어 트레드 공기방출 지점과 새시 동력계 등에 설치하고 300회의 평균을 실시하여 타이어 사이드월 방향으로의 방사에 영향을 미치는 주변 압소음의 영향을 배제하였다.

타이어 트레드의 원주방향으로 방사되는 구조 진동 소음을 측정하기 위해서는 타이어를 원주방향으로 8등분하고 트레드가 지면과 접지하는 부분을 제외한 나머지 부분에 마이크로폰을 트레드와 수직하게 설치하여 트레드 구조 진동에 의한 음압을 측정하였다.

IV. 결과 및 고찰

Fig.4, 5는 타이어에 작용하는 하중과 주행속도를 증가시켰을 때 사이드월 방향으로 방사되는 음압을 측정할 결과이다. 타이어에 작용하는 하중이 증가하면서 사이드월의 강성이 증가[17]하여 사이드월 방향으로 방사되는 음압이 증가하였다. 타이어 소음의 속도 의존성은 타이어의 종류, 자동차의 종류에 따라 차이가 있으나 일반적으로 자동차의 주행속도에 비례하여 증가하는 경향[18]이 있다.

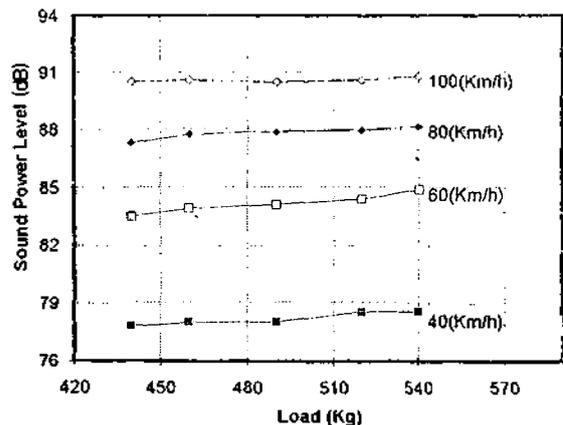


Fig.4 The variation of sound pressure by increasing load

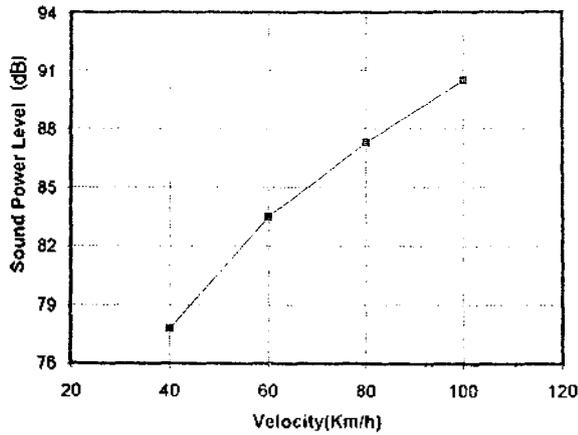


Fig.5 The variation of sound pressure by increasing speed

Fig.6은 트레드의 수직방향으로 방사되는 음압을 측정 한 결과이다. 타이어가 노면에 접지되는 접지면을 기준으로 타이어의 원주방향으로 방사되는 음압의 분포는 비대칭적이며 접지면에서 멀어질수록 음압은 감소하였다. 이는 타이어 구조 진동 소음에 관한 이론적 배경에서 제시한 결과식(15)을 무차원화하여 정규주파수(normalized frequency)와 손실계수(loss factor), 회전 각속도(angular velocity)를 변화시켜 수치적분한 결과와 일치[19]하고 있다. Fig.7은 타이어의 손실계수가 0.1(일반적으로 타이어의 경우 0.1에서 0.4 사이임)이고 정규주파수가 1.75 일때 회전 각속도의 증가에 대한 타이어 표면 진동형태이다. Fig.7에서 보는바와 같이 진동 모우드의 수는 일정하나 가진점을 기준으로 타이어가 가진점을 통과하기 전에는 고주파로 진동하다가 통과후에는 저주파로 진동하는 비대칭적인 성질을 보였다. Fig.8은 타이어의 진동 레벨과 상대적인 음향파워를 비교한 결과로 진동과 음향 파워레벨이 밀접한 관계가 있음을 보여주고 있다.

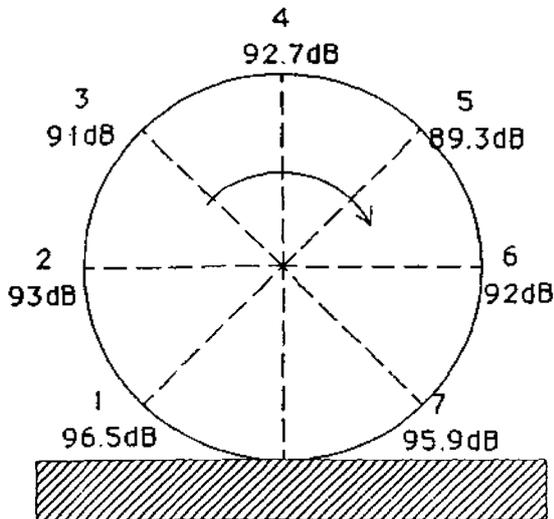


Fig.6 Vertical directional sound pressure of test tire tread

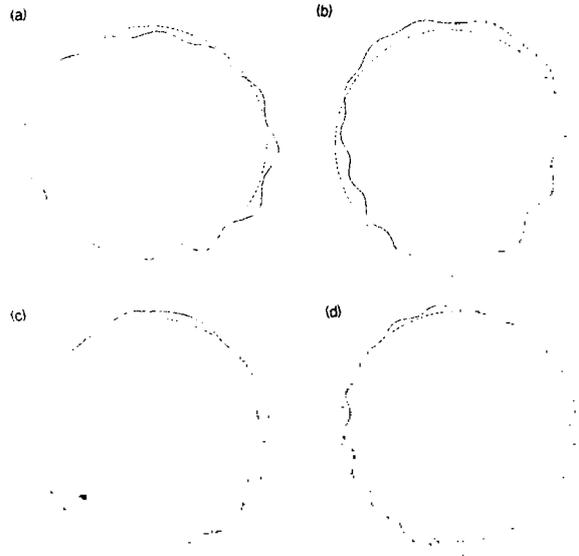


Fig.7 Tire surface vibration of radially excited tires

- (a) $v=1.75, \eta=0.1, \Omega=0.0125$
- (b) $v=1.75, \eta=0.1, \Omega=0.0375$
- (c) $v=1.75, \eta=0.1, \Omega=0.0625$
- (d) $v=1.75, \eta=0.1, \Omega=0.0875$

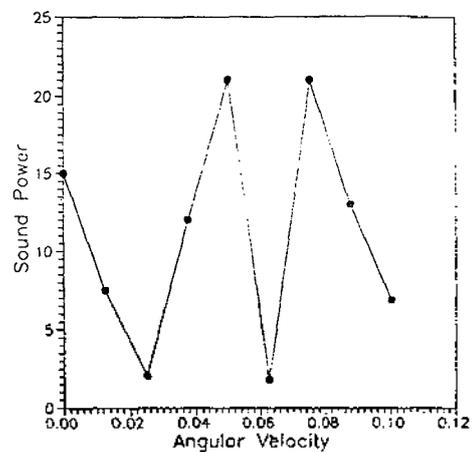
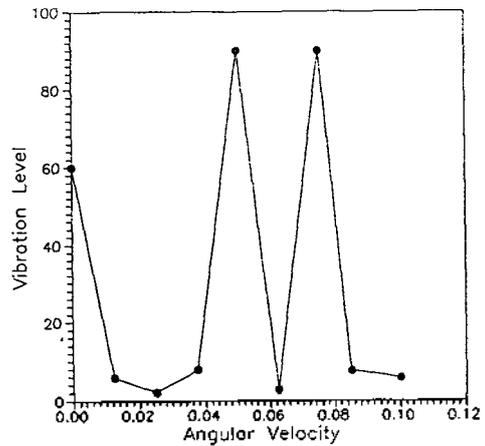


Fig.8 Vibration and relative sound power level in rotational tire ($v=1.75, \eta=0.1$)

Fig.9는 타이어에 작용하는 하중이 490 kg, 내부 공기압이 1.9 kg/cm², 주행속도가 60 km/h인 경우에 사이드월 방향으로 방사되는 구조 진동 소음의 파워스펙트럼이다. (a)는 타이어의 구조를 변경하지 않은 현용 타이어의 음향파워이다. 음향파워레벨은 150~200, 250~300 Hz 사이에서 크게 나타났다. (b)는 비드 필러(bead filler)의 높이와 고무경도를 감소시켰을 때의 음향파워이다. 비드 필러(bead filler)의 높이를 낮추면 사이드월의 강성이 감소하고, 고무경도가 작아지면 감쇠비가 증가하여 현용 타이어에 비해 음향파워레벨 값이 작아진다. (c)는 카카스(carass)의 구조와 벨트의 각도를 변화시켜 트레드의 굽힘강성(EI)을 증가시켰을 때의 음향파워이다. 트레드의 굽힘강성은 타이어의 고유진동수와 밀접한 관계[20]가 있으며 음향파워가 크게 나타났던 주파수 대역을 이동시켰다.

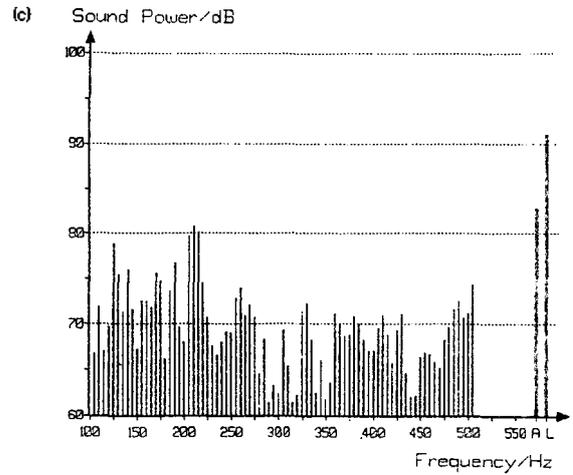
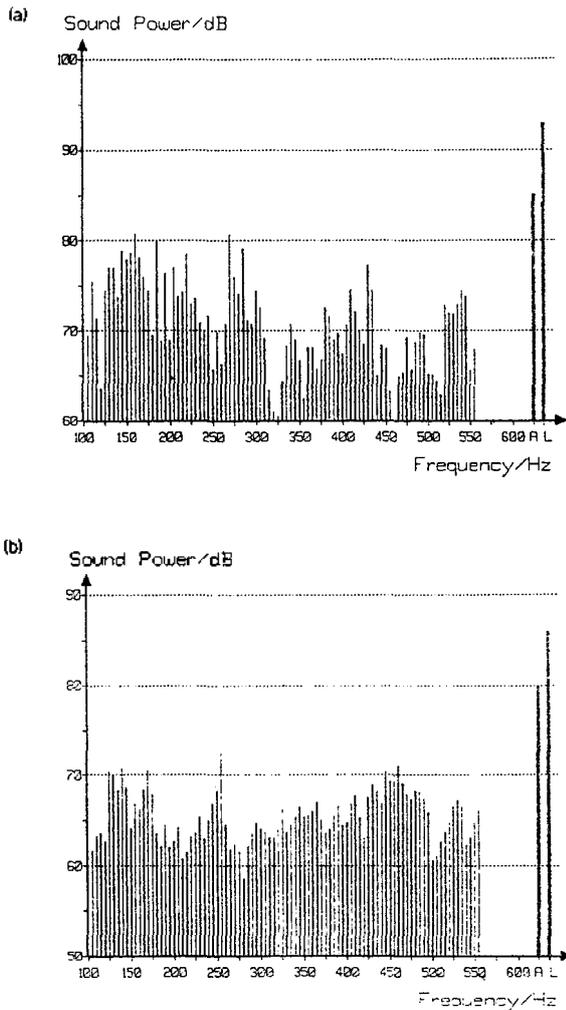


Fig.9 Sidewall directional sound power spectrum of tire structural vibration noise
 (a) regular tire
 (b) The effect for proposed bead filler height and rubber hardness
 (c) The effect for proposed carcass structure and belt angle

Fig.10은 타이어에 작용하는 하중이 490 kg, 내부 공기압이 1.9 kg/cm², 주행속도가 60 km/h인 경우에 사이드월 방향으로 방사되는 구조 진동 소음의 액티브 인텐시티(active intensity)이다. 액티브 인텐시티로부터 타이어가 노면과 접촉한 후 방사되는 음향 방사형태를 볼 수

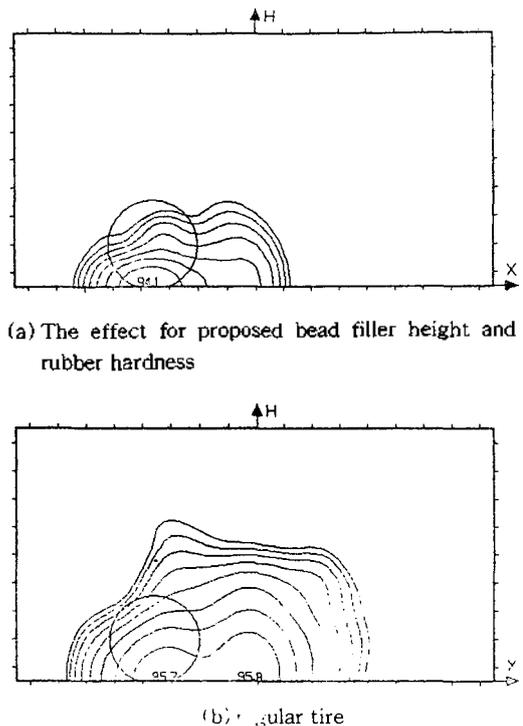


Fig.10 Sidewall directional active intensity of tire structural vibration noise

있다. (a)는 비드 필러(bead filler)의 높이와 고무경도를 감소시켰을 때의 액티브 인텐시티로 비드 필러(bead filler)의 높이와 고무경도를 감소시키지 않았을 때인 (b)에 비해 음향파위가 현저하게 감소하였고 Fig.7에서 보는바와 같이 접지부에서 후연부(trailing edge)로 방사하였다.

Fig.11은 타이어에 작용하는 하중이 490 kg, 내부 공기압이 1.9 kg/cm², 주행속도가 60 km/h인 경우에 사이드월 방향으로 방사되는 구조 진동 소음의 리액티브 인텐시티(reactive intensity)이다. 리액티브 인텐시티로부터 타이어가 노면에 접지된 후 방사하는 소음원을 규명할 수 있다. 타이어의 소음원은 접지부와 후연부(trailing edge)에 위치하고 있으며 타이어 구조 진동 소음의 방사 형태를 가시화할 수 있다. 또한, Fig.12에서 보는바와 같이 자동차 실내에 마이크로폰을 설치하고 타이어의 구조 진동 소음이 자동차 실내 소음에 미치는 영향을 평가할 수 있을 것으로 생각된다.

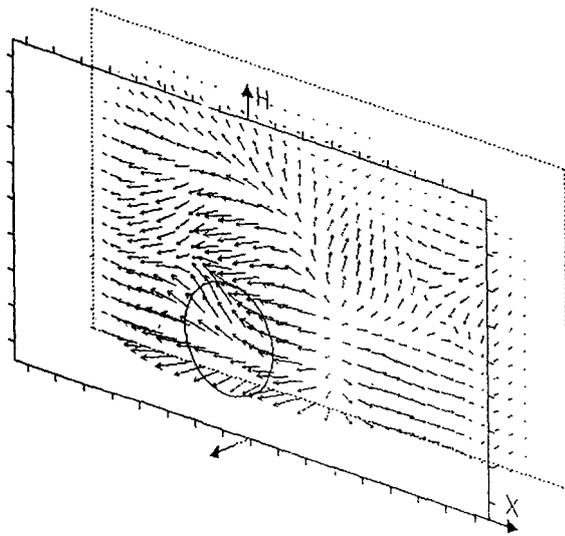


Fig.11 Sidewall directional reactive intensity of tire structural vibration noise

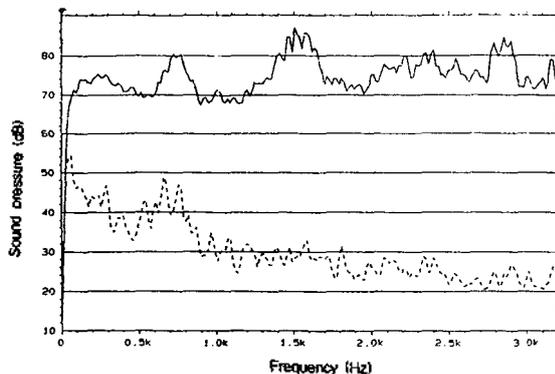


Fig.12 The effect of tire structural vibration noise for automobile interior noise(- : tire structural vibration noise, - - - : Automobile interior noise)

V. 결 론

음장의 공간적 변환 기법을 이용한 타이어 구조 진동 소음 측정에 관한 결과로부터 다음과 같은 결론을 구하였다.

- (1) 사이드월 방향의 타이어 구조 진동 소음은 타이어에 작용하는 하중, 주행속도 등과 같은 실험조건에 따라 차이가 있으며, 트레드 수직방향의 음압은 타이어가 노면에 접지되는 접지면을 기준으로 비대칭적으로 방사된다.
- (2) 사이드월 방향으로 방사되는 구조 진동 소음의 파워스펙트럼은 비드 필러 높이, 카카스 구조, 벨트 각도, 고무경도 등과 같은 타이어 구조설계인자의 영향을 받고 있다.
- (3) 음장의 공간적 변환 기법을 이용하여 사이드월로 방사되는 구조 진동 소음의 음향방사 형태를 가시화하였고, 노면에 접지된 후 방사하는 타이어의 소음원을 규명하였으며 타이어의 구조 진동 소음의 객관적인 측정 방법으로 이용할 수 있게 되었다.

참 고 문 헌

1. A. Schneider, "Considerations underlying the proposals for future tire-road noise regulations in europe," proceedings of inter-noise 94, Yokohama, 29~31, August, pp.343~348, 1994.
2. K. Hieronimus, G. Hellener, "Reduction of car sound emissions by means of systematic development work." Unikeller conference 91, pp.15/1~15/38, 1991.
3. R. K. Hillquist, "An experimental for relating objective and subjective assessments of truck tire noise," SAE Paper 720928, 1972.
4. M. G. Richards, "Pass-by sound level variability of automobile tires," SAE Paper 762018, 1976.
5. L. J. Oswald, R. Hickling, "Possible effect of vehicle aerodynamic noise on SAE J56a pass-by noise measurements," SAE paper 762019, 1976.
6. R. F. Miller, D. B. Thrasher, "Pass-by tire/pavement interaction noise measurement problems," SAE Paper 762012, 1976.
7. D. G. Anderson, S. P. Landers, "On-board passenger tire sound generation study road versus lab wheel," SAE Paper 762016, 1976.
8. S. P. Landers, G. W. Richards, J. L. Bradisse, "On-board tire sound level testing technique," SAE Paper 762017, 1976.
9. J. A. Ejsmont, U. Sandberg, "Tire/road noise : trailer measurements in practice," proceedings of inter-noise 85, Munich, 18~20, September, pp.283~286, 1985.
10. D. Ronneberger, C. Preuss, "Optimum positions of microphones in trailers," international tire noise con-

ference 1990, Gothenburg, 8~10 August, pp.241~250, 1990.

11. D. G. Anderson, T. Benchea, F. E. Matyja, "Round robin testing with SAE J57a," SAE Paper 762013, 1976.
12. U. Sandberg, J. A. Ejsmont, "Three basic method for measurement of tire/road noise," proceeding of inter-noise 84, Honolulu, 3~5 December, pp.93~98, 1984.
13. Y. Oshino, H. Tachibana, "Noise source identification on rolling tires by sound intensity measurement," International tire noise conference 1990, Gothenburg, 8~10 August, pp.251~258, 1990.
14. G. Rasmussen, "Pin-point noise sources on vehicles during pass-by using intensity technique." International tire noise conference 1990, Gothenburg, 8~10 August, pp.259~271, 1990.
15. M. Heckl, "Tire noise generation," Wear, 113, pp.159~170, 1986.
16. J. Hald, "부분 소음원들의 포함과 삭제를 위한 STSF 기법에서의 Reference의 사용," 한국소음진동공학회지, 제2권 제1호, pp.3~14, 1992.
17. T. Akasaka, S. Yamazaki, "Radial stiffness of radial tire sidewall," Bull. Facul. Sci & Eng., Chuo university, Vol.30, pp.141~153, 1987.
18. 日本自動車タイヤ協會, タイヤ騒音について, 第3版, pp. 4~5, 1987.
19. 김병삼 외2인, "타이어 트레드의 진동에 의한 음향방사," 한국음향학회지, 제13권 제2호, pp.13~22, 1994.
20. 김병삼 외4인, "승용차 타이어의 진동특성에 관한 연구," 한국자동차공학회지, 제15권 제2호, pp.76~83, 1993.

v	: 반경방향 변위
$V_n(r)$: 질점 속도의 수직요소
β	: 무차원 각속도
γ	: 무차원 인장계수
ρ	: 타이어 밀도
ν	: 무차원 주파수
ν_a	: 무차원 반경방향 주파수
ν_r	: 무차원 접선방향 주파수
ζ_a	: 무차원 반경방향 감쇠
ζ_r	: 무차원 접속방향 감쇠
Ω	: 타이어 회전각속도
.	: 시간미분
,	: 각도 ϕ 에 대한 미분

▲ 김 병 삼 (정회원)

1962년 10월 11일생



1985년 2월 : 전북대학교 정밀기계
공학파(학사)
1987년 2월 : 전북대학교 대학원 기
계공학과(석사)
1994년 2월 : 전북대학교 대학원 정
밀기계공학과(박사)
1987년 1월~1995년 1월 : 한국타이
어(주) 중앙연구소(선
임연구원)

1992년 3월~1993년 8월 : 군산대학교 기계설계학과(강사)
1995년 2월~현재 : 순천공업전문대학교 환경공학과(전
임강사)

기 호 설 명

a	: 타이어 반경
B	: 굽힘강성(EI)
d_a	: 반경기반 감쇠
d_r	: 접선기반 감쇠
$ds(r)$: r의 단면적 요소
E	: 타이어 영(Young)계수
$G(r', r)$: 그린(green)함수
H_n	: Hankel 함수
k_a	: 반경기반 강성
k_r	: 접선기반 강성
$p(r)$: 음압
q	: 반경방향 외부압력
q_a	: 반경방향 조화하중
q_r	: 접선방향 조화하중
s	: 음원의 표면
S	: 타이어 횡 단면적
T_o	: 인장력
u	: 접선방향 변위