

자동차 타이어 도로소음 예측 시스템 개발

김 병 삼 *

System Development for Road Noise Prediction of Automobile Tire

Kim, Byoung-Sam

Abstract

Noise produced by surface transportation vehicles affects our daily lives, penetrating wherever man lives or works. In this paper, a theoretical model has been studied to describe the sound radiation by the surface vibration of in-service tires and studied about an experiment on sound radiation characteristic due to tire vibration. When a tire is analyzed, it has been modeled as a curved beams with distributed springs and dash-pots which represent the radial, tangential stiffness and damping of tire, respectively. The experimental investigation for the sound radiation of a radial tire has been made. Based on the sound intensity and STSF(Spatial Transformation of Sound Field) techniques, the sound pressure and the sound radiation are measured. The comparison of numerically analyzed results with experimental results was made seperately for the tire in rotation. As a result of this study, a program for the prediction of the tire vibration sound radiation was intended to be developed, which enables a designer of a tire to foresee the influence of the various design factors on the tire vibration sound radiation.

Keyword : Belt(벨트), Curved Beam(원환보), Road Noise(도로소음 또는 노면소음), Transformation of Sound Field technique(음장의 공간적 변환기법), Sound Radiation(음향방사), Tire(타이어), Tread(트레드), Wavenumber(파수)

1. 서론

타이어의 소음은 자동차가 주행중 발생하고 주행속도에 따라 발생원의 기여율이 달라지기 때문에 단적으로 표현하기 어려우나 여러 가지 실험과 분석결과, 타이어/노면 소음은 타이어의 진동에 의한 소음과 타이어 그루브(groove)

의 공기 공명 기구에 의한 소음 등으로 구분하고 있다.

타이어 진동에 의한 소음은 불규칙한 노면이 타이어를 가진하여 발생하는 소음으로 이를 타이어 도로소음(road noise)이라 부르고 있다. 타이어 진동에 의한 소음의 종래 연구를 살펴보면 다음과 같다. W. F. Reiter, Jr., A. C. Eberhardt[1] 등은 회전하지 않는 정적인 상태에

* 순천공업전문대학 환경공업과

서 타이어 진동음향기구와 타이어 소음발생에 영향을 미치는 진동에 대하여 실험적인 방법으로 연구하였다. F. Reiter, Jr.[2]는 타이어를 장력을 받는 원환보로 모델링하여 음향파위에 관한 운동방정식을 유도하고, 트럭 타이어의 공진과 음장을 평가하였다. R. F. Keltie[3]는 타이어를 무한히 길고 완전하지 않은 원형셀로 가정한 모델을 제시하여, 진동과 음향방사 사이의 관계를 규명하고 실험 데이터와 일치하는 타이어 진동소음의 해석적인 모델을 개발하였다.

한편, 본 논문에서는 자동차가 불규칙한 노면을 주행할 때 노면이 타이어를 가진시켜 발생하는 도로소음(road noise)의 저감 대책을 수립하기 위한 자동차 타이어 도로소음 예측 시스템을 개발하는데 목적이 있다. 자동차 타이어 도로소음 예측 시스템 개발을 위한 이론적 배경으로 타이어를 보(beam)나 링(ring)으로 모델링하여 운동방정식을 유도하고, 노면으로부터 가진되어 방사되는 음향파위에 대한 결과식을 파수(wavenumber)영역에서 해석적인 방법으로 구하고, 타이어 도로소음 특성에 관한 실험은 음향강도(sound intensity)와 음장의 공간적 변환(spatial transformation of sound field) 기법을 이용하였다.

II. 타이어 도로소음 예측을 위한 모델링 기법

타이어는 Fig.1에서 보는바와 같이 탄성기반에 인장(tension)을 받고 회전하는 얇은 탄성 링(thin elastic ring)이나 원환보(curved beam) 등으로 가정되는데, 본 논문에서는 노면으로부터 가해진 모든 진동은 타이어 평면에서 발생하고 타이어의 평면진동(plane vibration)을 원환보의 진동으로 가정하고, 해밀톤(Hamilton)의 원리에 바탕을 두고 J. T. Tielking[4]이 유도한 운동방정식을 이용하였다. 타이어 운동방정식에 회전에 의한 인장력과 감쇠, 반경방향의 힘에 의해 복원된 원심력(σ)을 고려하면 식(1)과 같다.

$$\frac{EI}{r}(u^{(4)} + u'' + u) + \rho_s A r(u - \Omega^2 u) - \frac{T}{r^2} u'' + C_r \frac{\partial u}{\partial t} - (1 - \sigma)\rho_s A \Omega^2 u'' + k_r u = 0, \quad (1)$$

여기서, $K_r = K_r + \frac{K_s}{r^2} - 2\rho_s \frac{b}{r}$ 이다.

트레드 밴드(treadband) 자체의 구조적 감쇠를 고려하여 복소강성의 항으로 표시하면 다음과 같다.

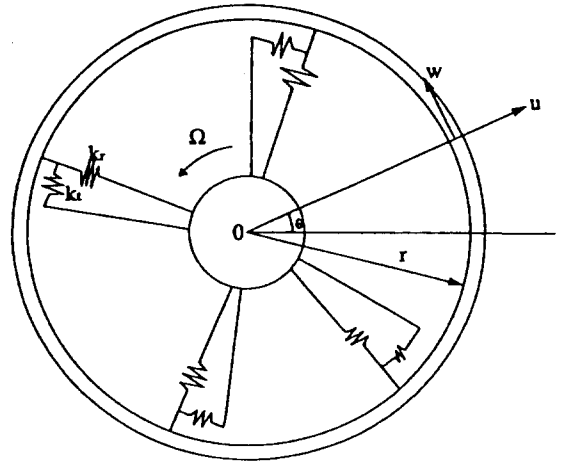


Fig.1 Curved beam or ring model for a pneumatic tire

$$\bar{E} = (1 + \eta)E.$$

원주좌표 θ 를 공간좌표 x 로 치환하고 $r\theta = x$, $r d\theta = dx$ 라 가정하여 운동방정식을 구하면 식(2)와 같다.

$$\bar{E}I \frac{\partial^4 u}{\partial x^4} + \rho_s A \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - (T + (1 - \sigma)\rho_s A r^2 \Omega^2 - 2 \frac{\bar{E}I}{r^2}) \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + C_r \frac{\partial u}{\partial t} + (K_r + \frac{\bar{E}I}{r^4} - \rho_s A \Omega^2) u = 0. \quad (2)$$

또한, 타이어가 노면에 접지되는 부분은 타이어 둘레의 1/10 이하로 이 접지부분에서 방사되는 음향파위레벨(sound power level)이 상당히 크다. 그래서 이 접지부분에 대한 고찰이 중요하며 이 접지부의 작은 x 범위에서 타이어의 진동이 발생한다. 그러므로 $\partial/\partial x \gg 1/r$ 이 되어 벨트의 곡률을 무시할 수 있다.

$$\bar{E}I \frac{\partial^4 u}{\partial x^4} + \rho_s A \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - T \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + C_r \frac{\partial u}{\partial t} + k u = f(x, t) - p(x, y, t) |_{y=0}. \quad (3)$$

관심있는 주파수 대역내에서 입력함수의 특성은 불규칙 노면의 기복과 진동수에 의해 결정된 노면으로 Fig.2와 같이 나타낼 수 있다. 여기에서 $f(x, t)$ 는 불규칙 이동분포 하중(random moving line forces)이다.

$$f(x, t) = \frac{F(t)}{2L} [U(x - vt - L) - U(x - vt + L)], \quad (4)$$

식(4)에서 U는 단위계단함수(unit step function)이다. F(t)는 시간의 정상 불규칙 과정(stationary random process)이다. 식(4)를 시간과 공간상에서 후리에 변환(fourier transformation)을 하고 x 방향의 임계파수(critical wavenumber)를 결정하기 위하여 갈릴리안 좌표변환(galilean coordinate transformation) $S = X - vt$ 를 이용하면 파수영역에서의 힘 함수를 구할 수 있다.

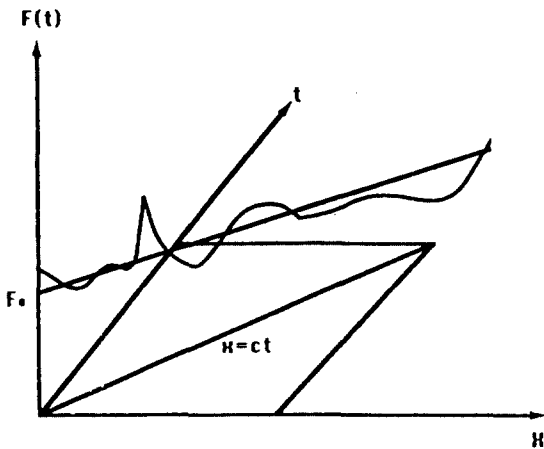


Fig.2 The motion of a random force F(t) along the tire

$$\begin{aligned} \bar{F}(\xi, \omega) &= \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{F(t)}{2L} [U(x - vt - L) \\ &\quad - U(x - vt + L)] e^{-i\xi x} e^{-i\omega t} dx dt \quad (5) \\ &= \frac{\sin(\xi L)}{\xi L} \bar{F}(\omega) \end{aligned}$$

여기서, $\bar{\omega} = \omega + \xi v$ 이고, v 는 이동속도이다.

공간상에서 음압(acoustic pressure)에 대한 파동방정식(wave equation)은 식(9)와 같다.

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} - \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} \right) p(x, y, t) = 0. \quad (6)$$

표면과 주위매질 사이의 경계조건은 $y=0$ 에서 오일러(euler)방정식을 만족한다.

$$\rho_0 \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = - \frac{\partial p}{\partial y} \Big|_{y=0}. \quad (7)$$

표면에서의 음압을 구하기 위하여 음파방정식을 시간과 공간에 대하여 후리에 변환하고 타이어 운동방정식을 시

간과 공간에 대하여 후리에 변환하면 식(8)과 같다.

$$\begin{aligned} &\int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} [EI \frac{\partial^4 u}{\partial x^4} \\ &\quad + \rho_s A \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - T \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + C \frac{\partial u}{\partial t} + ku] \\ &\quad e^{-i\omega t} e^{-i\xi x} dt dx = F(\xi, \bar{\omega}) - P(\xi, \bar{\omega}) \Big|_{y=0}. \quad (8) \end{aligned}$$

또한, 타이어 표면에 대한 인텐시티(intensity)는 식(9)와 같다.

$$\begin{aligned} \bar{E} \{ I(x, t) \} &= Re \left[\lim_{T \rightarrow 0} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} P(x, y) V(x, y) dt \right] \\ &= Re \left[\lim_{T \rightarrow 0} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{T} P_T(x, \omega) V_T^*(x, \omega) d\omega \right]. \quad (9) \end{aligned}$$

타이어 표면에서의 인텐시티를 타이어 전체에 대하여 적분하면 식(10)과 같이 평균 음향파위를 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} E \{ \bar{W} \} &= Re \left[\int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \lim_{T \rightarrow 0} \frac{1}{T} P_T(x, \omega) \right. \\ &\quad \left. V_T^*(x, \omega) d\omega dx \right]. \quad (10) \end{aligned}$$

식(10)에서 Crandall[5]의 T-truncated ensemble의 개념을 적용하여 주파수 영역에서의 타이어 표면에 대한 평균 표면음압과 공역 표면속도를 구하면 식(11), (12)와 같다.

$$P_T(x, \omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} Z_a V_T(\xi, \omega) e^{i\xi x} d\xi. \quad (11)$$

$$\begin{aligned} V_T^*(x, \omega) &= \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} j(\omega + \xi v) \\ &\quad \bar{U}_T^*(\xi, \omega) e^{-i\xi x} d\xi. \quad (12) \end{aligned}$$

노면의 특성에 따라 타이어에 가진되는 불규칙 이동분포하중의 파워스펙트럼 밀도는 Fig.3에서 보는바와 같이 주파수 자승에 반비례한다고 가정하였다.

$$S(\omega) = \frac{S_0}{\omega^2}. \quad (13)$$

$$\begin{aligned} E \{ \bar{W} \} &= \frac{\rho_0 S_0}{\pi (\rho_0 A)^2} \int_0^{\infty} \int_{-\frac{\kappa}{(1-\bar{M})}}^{\frac{\kappa}{(1-\bar{M})}} \frac{1}{\omega^2} \frac{(\rho_s A)^2 (\omega + \xi v)^2}{\sqrt{(K_0 + \xi M)^2 - \xi^2}} \\ &\quad \left[\frac{\sin(\xi L)}{\xi L} \right]^2 \frac{1}{|Z_m + Z_a|^2} d\xi d\omega. \quad (14) \end{aligned}$$

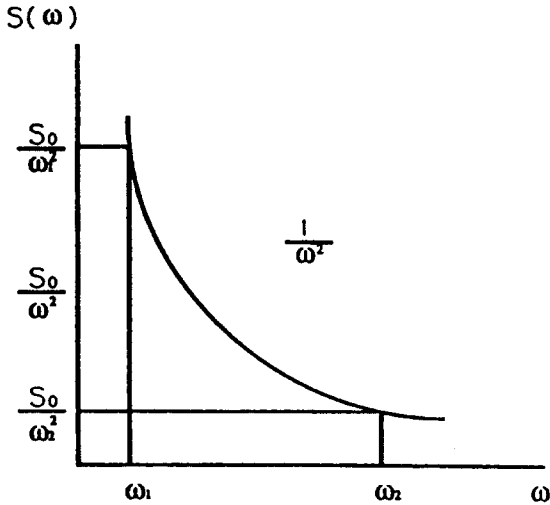


Fig.3 Spectral density as a function of frequency

한편, 식(14)를 무차원화하면 식(15)와 같다.

$$\Pi = \frac{\pi(\rho_s A)^2}{\rho_o S_o} E [\bar{W}]. \tag{15}$$

그러므로

$$\Pi = \int_{\gamma}^{\gamma} \int_{\frac{-1}{(1+M)}}^{\frac{1}{(1+M)}} \frac{\alpha^3}{\sqrt{\alpha^2 - \zeta^2}} \frac{1}{\gamma^3 \omega_c^2} \left\{ \frac{\text{Sin}(K_c L \gamma^2 \zeta)}{K_c L \gamma^2 \zeta} \right\}^2 / \left[\gamma^4 \zeta^4 - (\alpha^2 - 2T_1 \gamma_s \zeta^2) + \left(\frac{Z_n}{\gamma}\right)^2 \zeta^2 + [2\beta \left(\frac{Z_n}{\gamma}\right)^2 \alpha - \eta \gamma^4 \zeta^4 - \alpha_o \frac{\alpha}{\sqrt{\alpha^2 - \zeta^2}}] \right] d\zeta d\gamma. \tag{16}$$

III. 수치해석

탄성-감쇠 기반으로 지지되고 인장력이 작용하는 타이어에 일정한 속도로 이동하는 불규칙 분포하중이 가해질 때 타이어 진동 특성인자의 변화에 따라 발생하는 상대적인 음향파위를 해석하고자 하였다. 타이어와 접촉하는 음향매질로 유체하중(α_o)을 가벼운 유체하중(light fluid loading, 예: 공기)으로 나누어 고려하였다. 타이어를 가진시키는 불규칙 하중은 정상적인 과정으로 가정하였다. 또한, 타이어의 구조적 감쇠로 손실계수를 고려하였고, 타이어 경계로 부터 외부방향으로 진행하는 음파들은 음향파수가 구조파수보다 큰 영역에서 음향에너지로 방사되고,

작은 영역에서는 타이어로 부터의 거리에 비례하여 지수적으로 감소하여 음향에너지를 방사하지 않는다. 그러므로 이 경계영역을 적분구간으로 설정하여 수치해석하였다.

타이어는 $E = 5.5335 \times 10^6 \text{ N/m}^2$, $\rho_s = 14.12 \text{ kg/m}^3$ 이고, 가벼운 유체하중인 경우 $c_o = 343 \text{ m/s}$, $\rho_o = 1.24 \text{ kg/m}^3$ 로 가정하였다. 수치적분의 방법으로는 심프슨(simpson)의 1/3 방법, 가우스 구적법을 이용하였고, Table 1은 수치해석 프로그램의 흐름도이다. Table 2, 3는 수치해석에 이용된 타이어의 물성치와 다양한 도로표면에 따른 가진 파워 스펙트럼 밀도이다.

Table 1 Flow-Chart for Moving Random Line Forces.

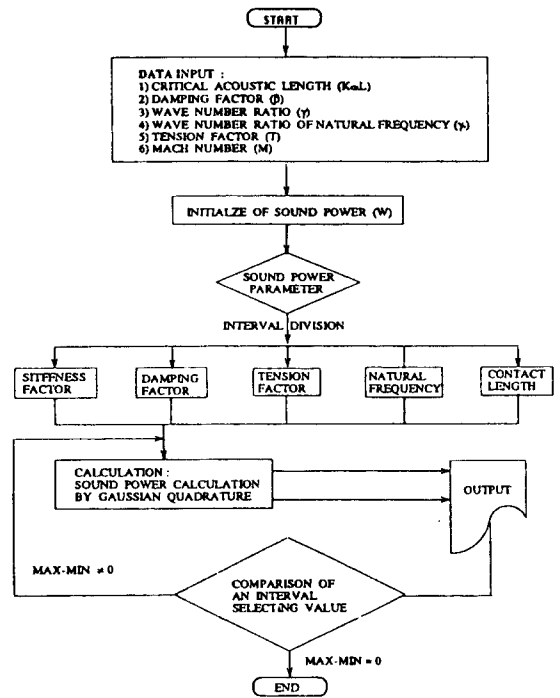


Table 2 Physical properties of tire.(P195/65R14)

Loss factor(η)	: 0.2	
Bending stiffness of the tire(EI)	: 0.582	N/m ²
Radial stiffness(K)	: 1.134E5	N/m ²
Radial damping coefficient(C)	: 20	N/m ²
Tension(T)	: 386.8	N
Mass of unit length($\rho_s A$)	: 1.412	kg/m

Table 3 Power of spectral density function for road surface.

Description	Power
Smooth runway	3.8
Rough runway	2.1
Smooth highway	2.1
Gighway with gravel	2.1
Pasture	1.6
Plowed field	1.6

저주파수($\gamma \ll 1$)인 경우의 근사해

$$\Pi \sim \int_{\xi_1}^{\xi_2} \frac{\alpha^4 \sqrt{\alpha^2 - \xi^2} \left| \frac{\sin(K_n \xi L)}{K_n \xi L} \right|^2 d\xi}{\left[\left((-\alpha^2 + \Psi^2) \sqrt{\alpha^2 - \xi^2} \right)^2 + \left[2\beta \Psi \alpha \sqrt{\alpha^2 - \xi^2} + \frac{\alpha \cdot \alpha^2}{r} \right]^2 \right]}$$

IV. 실험장치 및 방법

불규칙 이동분포하중을 받는 타이어의 구조 진동 소음을 측정하기 위하여 음장의 공간적 변환기법을 이용하였다. 음장의 공간적 변환기법은 소음원으로 부터 원거리까지의 진파를 계산하는 기법이다. Fig.4는 음장의 공간적 변환기법의 원리를 나타내고 있다.

타이어 구조 진동 소음측정 실험에 이용된 타이어는 실제 자동차 업계에 납품되고 있는 현용 래디얼 타이어와 설계인자를 제조 공정상 무리없는 범위내에서 변경한 실험용 타이어로 구분된다. 실험에 이용된 타이어의 변경된 설계인자는 Table 4와 같다. Fig.5는 타이어 구조 진동 소음측정 실험장치의 개략도이다. 음압과 방사특성 측정을 위한 실험장치는 무향실, 샷시 다이내모메타, 계측장비 등으로 구성되었다. 무향실의 차단주파수는 63 Hz 압소음은 18 dB(A)이고, 드럼의 직경은 3 m, 최대속도 210 km/h, 최대하중 3 ton 이며, 드럼의 표면은 조도가 불규칙한 거친 노면을 설치하였다.

타이어 사이드월 방향으로 방사되는 음압을 측정하기 위하여 타이어 트레드 중심으로 부터 1 m 지면으로 부터 25 cm에 위치한 지점에 마이크로폰을 설치하였다. 음장의 공간적 변환기법을 이용한 경우에는 타이어의 사이드월로 부터 60 cm, 지면으로 부터 20 cm의 지점부터 마이크로폰을 설치하였으며, 마이크로폰 사이의 간격은 20

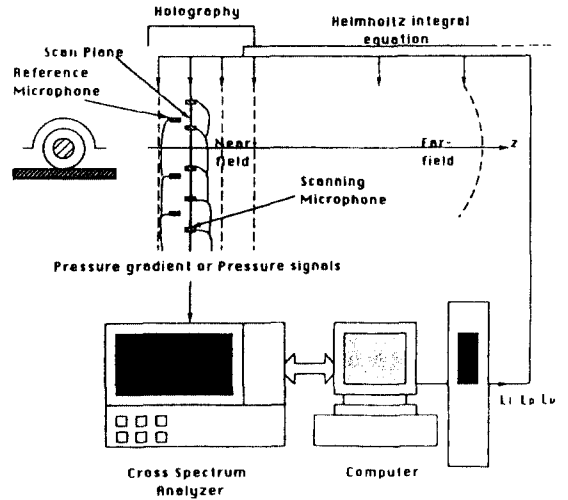


Fig. 4 Principle of STSF

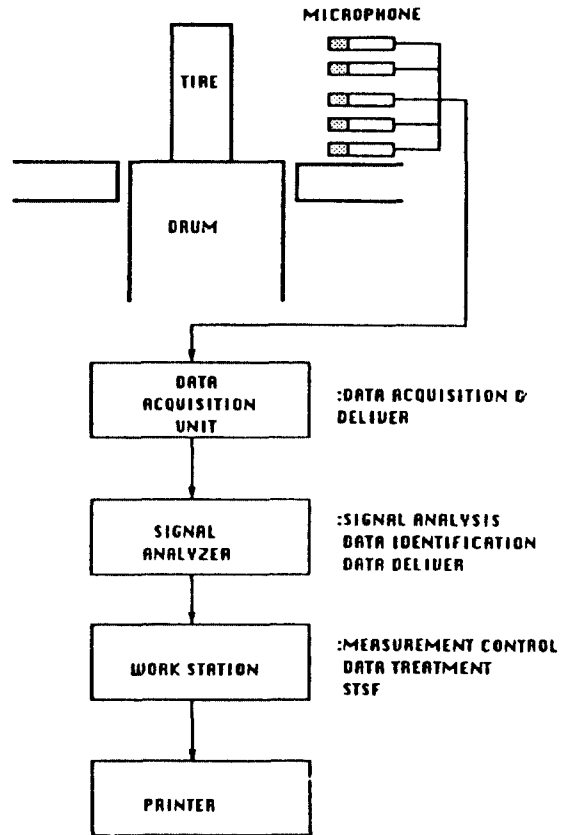


Fig. 5 Schematic diagram of a tire structure vibration noise test

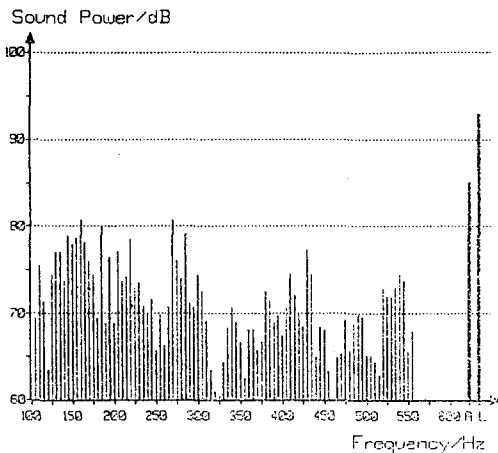
Table. 4 Proposed design parameters of test tire.

No.	Parameters
1	Belt angle
2	Reinforcement belt
3	Bead filler height/Rubber hardness
4	Carcass structure

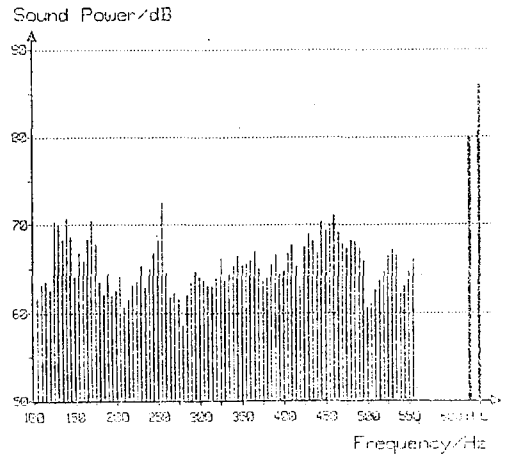
cm이다. 마이크로폰 이동장치를 이용하여 측정지점을 이동하였으며 타이어 사이드월 방향의 경우 측정점을 17등 분하였고, 각 측정점마다 50회의 시간평균을 실시하였다. 또한 삭제용(reference) 마이크로폰을 설치하고 300회의 시간평균을 실시하여 주변 압소음에 대한 영향을 배제하였다.

V. 수치해석 및 실험의 결과

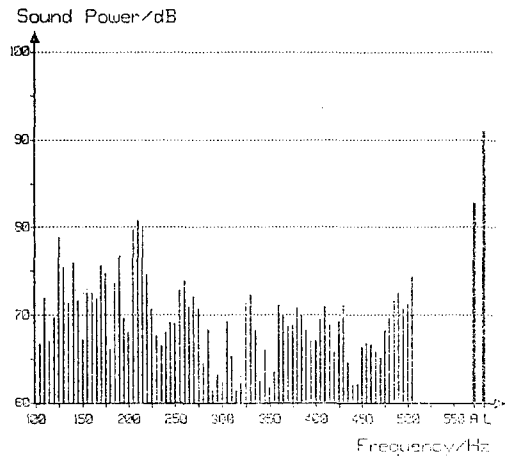
Fig.6은 타이어에 작용하는 하중이 490 kg, 내부공기압이 1.9 kg/cm², 주행속도가 60 km/h 인 경우에 사이드월 방향으로 방사되는 구조 진동 소음의 파워스펙트럼이다. (a)는 타이어의 구조를 변경하지 않은 현용 타이어의 음향파워이다. 음향파워레벨은 150~200, 250~300 Hz 사이에서 크게 나타났다. (b)는 비드 필러(bead filler)의 높이와 고무경도를 감소시켰을 때의 음향파워이다. 비드 필러의 높이를 낮추면 사이드월의 강성이 감소하고, 고무경도가 작아지면 감쇠비가 증가하여 현용 타이어에 비해 음향파워레벨값이 작아진다. (c)는 카카스(carcass)



(a) Sound Power/dB



(b) Sound Power/dB



(c) Sound Power/dB

Fig. 6 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

의 구조와 벨트의 각도를 변화시켜 트레드의 굽힘강성을 증가시켰을 때의 음향파워이다.

Fig.7은 타이어에 작용하는 하중이 490 kg, 내부공기압이 1.9 kg/cm², 주행속도가 60 km/h 인 경우에 사이드월 방향으로 방사되는 구조 진동 소음의 액티브 인텐시

티(active intensity)이다. 액티브 인텐시티로 부터 타이어가 노면과 접촉한 후 방사되는 음향방사 형태를 볼 수 있다. (a)는 비드 필러의 높이와 고무경도를 감소시켰을 때의 액티브 인텐시티로 비드 필러의 높이와 고무경도를 감소시키지 않았을 때인 (b)에 비해 음향파위가 현저하게 감소하였고 Fig.7에서 보는 바와 같이 접지부에서 후연부로 방사하였다.

Fig.8은 타이어에 작용하는 하중이 490 kg, 내부공기압이 1.9 kg/cm^2 , 주행속도가 60 km/h 인 경우에 사이드월 방향으로 방사되는 구조 진동 소음의 리액티브 인텐시티(reactive intensity)이다. 타이어가 노면에 접지된 후 방사하는 소음원을 규명할 수 있다. 타이어의 소음원은 접지부와 후연부에 위치하고 있으며 타이어 구조 진동 소음의 방사 형태를 가시화할 수 있다.

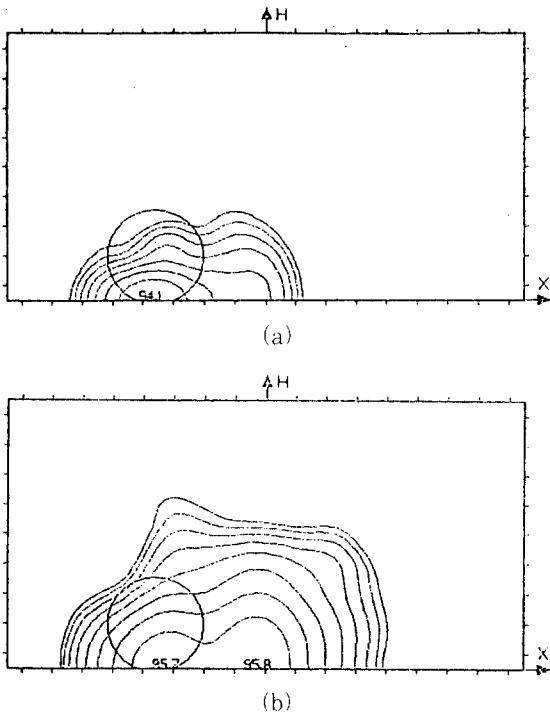


Fig. 7 Sidewall directional active intensity of tire structural vibration noise
 (a) The effect for proposed bead filler height and rubber hardness
 (b) regular tire

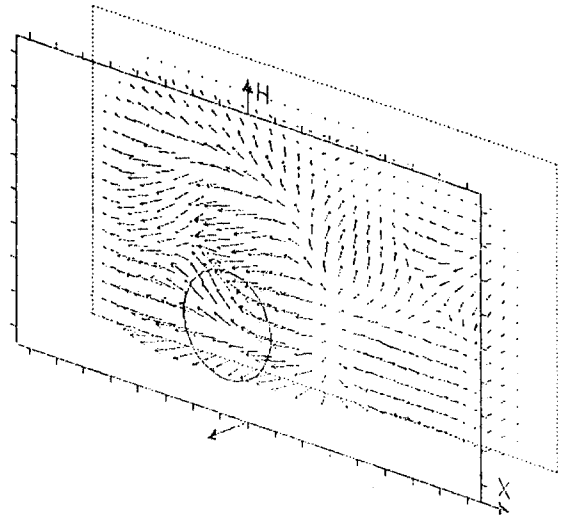


Fig. 8 Sidewall directional reactive intensity of tire structural vibration noise

한편, 불규칙 하중을 받고 회전하는 타이어로 부터 방사되는 음향파위는 식(37)의 무차원 음향파워 적분에서 타이어 회전속도와 관련이 있는 마하수를 고려하고 음향파워에 대한 각 인자들의 영향을 분석하기 위하여 강성계수, 장력, 감쇠 등의 변화에 대한 상대적인 음향파워를 비교하였다.

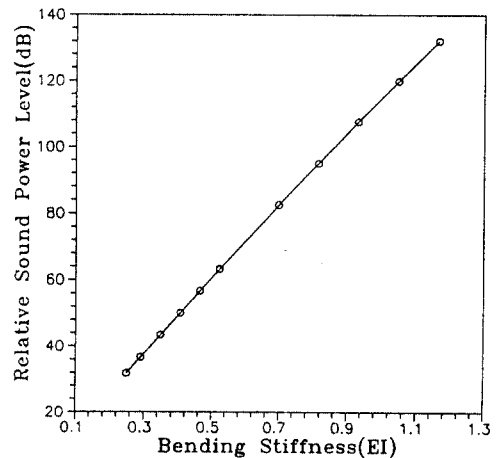


Fig.9 The variation of relative sound power level by increasing bending stiffness. (Driving velocity=80km/h, In air)

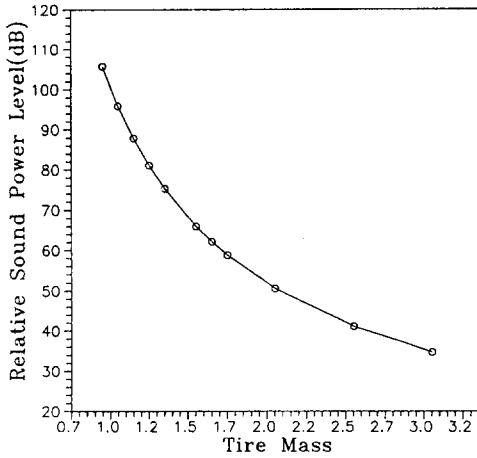


Fig.10 The variation of relative sound power level by increasing tire mass(Driving velocity=80km/h. In air)

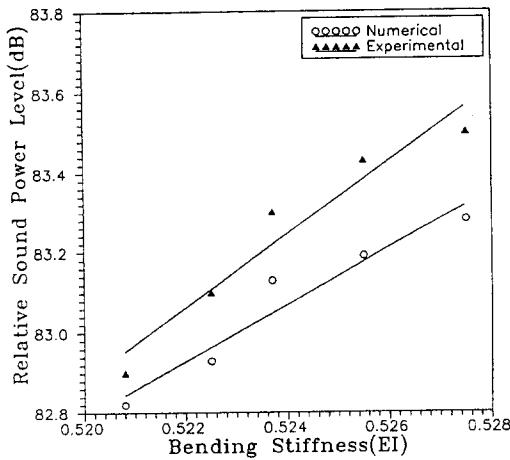


Fig.11 Comparison of relative sound power level by increasing bending stiffness.

Fig.9, 10은 카카스나 벨트의 구조 또는 재질, 각도 등의 영향을 받고 있는 트레드의 굽힘강성(bending stiffness)과 타이어의 질량을 증가시킨 결과로 굽힘강성이 증가하면 상대적인 음향파위가 증가하였고, 타이어의 질량이 증가하면 상대적인 음향파위가 감소하였다. Fig.11.

12는 트레드의 굽힘강성과 주행속도의 변화에 따른 상대적인 음향파위의 수치해석과 실험결과를 비교한 것으로 상대적인 음향파위에 대한 수치해석 및 실험결과의 경향이 일치하였다.

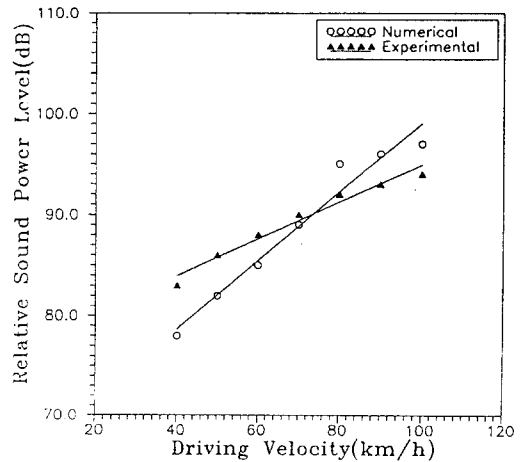
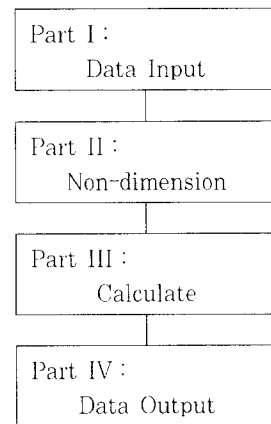


Fig. 12 Comparison of relative sound power level by increasing driving velocity.

VI. 타이어 도로소음 예측

예측 프로그램의 전체적인 구조는 Table 5와 같다. Part I은 타이어의 크기나 패턴, 실험용 타이어 종류 등

Fig.5 Structure of prediction program



타이어에 관한 기초자료와 예측을 위한 인자의 값을 입력 시키는 부분으로 예측을 위한 인자들은 Table 6에서 보는 바와 같다. Part II는 입력한 데이터의 인자들을 무차원화 하였다. Part III는 무차원 음향파워 적분식을 통하여 상대적인 음향파워를 계산하고 인자의 변화에 대한 영향을 비교하였다. Part IV는 예측된 결과를 출력하는 부분이다. Fig.13은 입력한 데이터로 부터 계산된 상대적인 음향파워를 나타낸 것이다.

Table. 6 Structure of Data Input.

《 Input Data 》	
Lower Cut-off Frequency	Hz
Upper Cut-off Frequency	Hz
Tire Rotational Velocity	Km/hr
Bending Stiffness of Tread Band	N
Tire Found. Stiff. for Unit Length	Kgf/mm
Tension due to Tire inner pressure	N
Tire Damping Factor	N/m-sec ²
Loss Factor	
Contact Length	mm
Tire Mass For Unit Length	Kg/m
Exciting Frequency	Hz
Tire Natural Frequency	Hz
Fluid Loading Factor	
ETC.》	

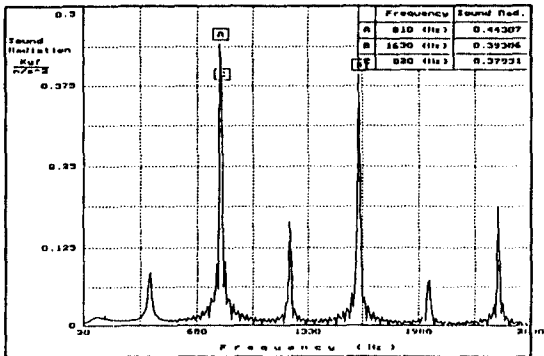


Fig.13 Sound power spectrum of tire structural vibration noise using precision program

VII. 결론

불규칙 노면을 주행하여 발생하는 자동차 타이어 도로 소음의 예측에 관한 본 논문에서는 타이어를 보로 가정하여 파수영역에서 해석적인 방법으로 타이어의 상대적인 음향방사를 구하고 실험을 실시한 결과 다음과 같은 결론을 구하였다.

1. 트레드의 굽힘강성과 질량을 증가시킨 결과 굽힘강성이 증가하면 상대적인 음향파워가 증가하였고, 타이어의 질량이 증가하면 상대적인 음향파워는 감소하였다.
2. 타이어의 소음 실험결과와 수치해석 결과의 상대적인 음향파워를 비교한 결과 유사한 경향을 보이고 있어 설계인자의 변화에 대한 도로소음의 상대적인 평가가 가능하게 되었다.
3. 본 논문의 결과를 바탕으로 타이어를 설계할 때 타이어의 도로소음을 예측할 수 있도록 하기 위해서는 타이어를 구성하는 인자들을 정확하게 측정할 수 있는 방법을 과제로 남겨두고 있다.

후 기

이 논문은 1996년도 한국학술진흥재단의 공모과제 연구비에 의하여 연구되었음.

참 고 문 헌

1. W. F. Reiter, A. C. Eberhardt, "The relationship between truck tire vibration and near and far field sound levels," SAE Paper 762021, 1976.
2. F. Reiter, Jr., "Investigation of vibration in truck tire noise generation," PH. D. Dissertation, North carolina state university, Raleigh, North carolina, University microfilms, Ann arbor, Michigan, 1973.
3. R. F. Keltie, "Analytical model of the truck tire vibration sound mechanisms," J. Acoust. Soc. Am., 71(2), pp.359~367, Feb., 1982.
4. J. T. Tielking., "Plane vibration characteristics of a pneumatic tire model," SAE Paper 650492, 1965.

5. S. H. Crandall, W. D. Mark, Random vibration in mechanical systems, New York, London : Academic press, 1963.

- 2*b* : 등가 트레드밴드 폭
- C* : 기초감쇠계수
- C_o* : 음향 매질의 속도
- C_L* : 타이어의 종방향 파동 속도
- C_r* : 단위길이당 반경방향의 감쇠계수
- D* : 타이어의 굽힘 강성
- \bar{E} : 복소탄성계수
- EI* : 트레드 및 벨트의 굽힘강성
- F_o* : 입력하중의 진폭
- f(x, t)* : 타이어에 가해지는 외력
- K_t* : 굽힘 파수 ($= \rho_s A \omega^2 EI$) ^{$\frac{1}{4}$}
- K_o* : 음향 파수 ($= \omega/C_o$)
- K_r* : 단위길이당 반경방향의 기초강성
- K_s* : 단위길이당 카카스 인장강성
- k_s* : 기초강성계수
- K_t* : 단위길이당 접선방향의 강성
- K'* : 등가강성계수
- L* : 분포하중의 길이
- M* : 마하수
- P(x)* : 표면 압력
- P_t* : 타이어 공기압
- P(x, y=0, t)* : 타이어 표면의 음압
- r* : 타이어 반경
- S_o* : 비회전시 공기압에 의한 벨트의 장력
- T* : 공기압에 의한 벨트의 장력
- T₁* : 축 인장계수 ($= T/2\sqrt{k_s D}$)
- u(x, t)* : 트레드 및 벨트의 반경방향 변위
- V* : 분포하중의 이동속도
- V_s^{*}(x)* : 공액 표면속도
- w(x, t)* : 트레드 및 벨트의 접선방향 변위
- Z_o, Z_t* : 음향 임피던스

- : 타이어의 임피던스
- a_o* : 유체하중계수 ($= \rho_o C_L / \rho_s C_o \sqrt{12}$)
- β* : 무차원 기초감쇠계수 ($= C/2\sqrt{\rho_s A k_s}$)
- v* : 파수비 ($= K_o/K_t$)
- $\delta(x)$: 디락 델타(Dirac delta) 함수
- ψ : 무차원 기초강성계수 ($= k_s / \rho_s A \omega^2$)
- ω : 진동하는 하중의 가진주파수
- ρ_o : 음향매질의 질량밀도
- $\rho_s A$: 트레드 및 벨트의 단위길이당 질량
- Ω : 타이어의 회전각속도