

타이어 트레드의 진동에 의한 음향방사

Sound Radiation due to Tire Tread Vibration

김 병 삼*, 홍 동 표**, 정 태 진***
(Byoung-Sam Kim, Dong-Pyo Hong, Tae-Jin Chung)

요 약

회전하는 타이어의 표면진동에 의한 소음방사의 이론적인 모델에 대하여 연구하였다. 타이어를 원형링으로 가정하였고 정규주파수와 구조적인 손실계수를 고려하였다. 타이어 전표면에 대한 음압의 수치적분을 통하여, 타이어로부터 방사되는 음향파위를 계산하였다. 가진주파수와 손실계수를 고려한 계산 결과로부터 타이어 트레드 진동에 의한 음향방사를 감소시키기 위한 조건을 구하고자 하였다.

Abstract

A theoretical model is studied to describe the sound radiation by the surface vibration of in-service tires. The tire is modeled as a circular ring model. The effects of normalized frequency and structural loss factor are included. Through numerical integration of the sound pressure, the radiated sound power is calculated as a function of normalized frequency and structural loss factor. The basic sound radiation mechanism is shown to be the damped progressive wave field on the structure in the vicinity of the applied force. The results indicate that the potential sound reduction might be obtained if values of normalized frequency and structural loss factor are investigated.

1. 서 론

최근 환경문제에 대한 관심이 증가하고 있고 차량 제조기술의 발달로 인하여 차량의 승차감 향상과 정숙성이 요구되어지고 있다. 따라서 차량 주행시 발생하는 진동과 소음현상을 대상으로 한 연구와 이러한 현상을 평가하기 위한 측정방법과 해석기술이 활발히 개발될 것으로 예상된다. 특히, 차량 주행시 발생

하는 여러가지 소음원중에서 타이어와 노면의 접촉에 의한 소음은 차량이 3단 이상의 기어상태에서 60 km/h 이상의 속력으로 주행할 때 현격한 소음원증 하나로 대두되고 있다.[1]

차량 주행시 타이어에서 발생하는 소음은 타이어 트레드(Tread)의 그루브(groove)에 의한 패턴(Pattern)소음과 구조진동에 진동소음으로 구분되며, 패턴소음은 공기 전달음(Air-borne sound)으로 비교적 고주파이고 진동소음은 고체 전달음(Structure-borne sound)으로 저주파이다. 또한, 진동음의 주파수 대역은 일반적으로 100~500Hz의 범위인 것으로 알려져

*韓國타이어(株) 中央研究所

**全北大學校 工科大学 精密機械工學科

***群山大學校 工科大学 機械設計學科

접수일자: 1993년 10월 5일

있으며 노면의 요철이 의한 진동입력이 원인[2, 3]이므로 진동특성에 의해 논의되기도 한다.

타이어 진동소음에 관한 해석적인 연구로는 타이어를 보(Beam) 또는 링(Ring), 셸(Shell)등으로 가정하고 접근하였는데, W. F. Reiter[4]는 타이어를 장력을 받는 원환보로 가정하여 음향과위에 관한 운동방정식을 유도하였고 R. F. Keltie[5]는 타이어를 무한히 길고 완전하지 않은 원통셸로 가정한 모델을 제시하였으며 M. Heckl[6]은 타이어를 링으로 가정하고 회전하지 않는 타이어에 가진력이 작용할 때의 소음발생에 대하여 연구하였다.

또한 타이어 진동소음에 관한 실험적인 연구로 A. C. Eberhardt와 W. F. Reiter[7, 8, 9]는 하중을 받고 회전하는 타이어 진동 음향방사 효율을 구하고자 하였고, D. Tetlow[10]는 가속주행(Pass-by) 시험을 통하여 차량의 하중과 속도, 노면조건 등이 타이어 진동음에 미치는 영향에 대하여 연구하였으며 W. A. Leasure와 E. K. Bender[11]는 타이어와 노면의 상호작용에 의한 소음에 대하여 연구하였다.

한편 본 논문에서는 타이어 트레드 밴드를 링으로 가정하여 선형화한 Böhm의 운동 방정식[12]으로부터 회전하지 않는 타이어와 회전하는 타이어의 운동방정식을 구하였다. 또한, 가진주파수와 복소강성인 자가 고려된 타이어의 음향과위에 대한 정성적인 특성을 해석적인 방법으로 연구하였다.

II. 이론적인 배경

조화집중하중을 받고 회전하지 않는 타이어의 경우, Fig.1에서 보는 바와 같이 타이어를 원형 링(Ring)으로 가정하고 원형 링의 반경방향 좌표를 V, 접선방향 좌표를 U, 반경방향 탄성계수를 K_s , 접선방향 탄성계수를 K_T 라 하고 가진력이 조화집중하중일때, 원형 링은 구조진동하고 구조진동에 의한 음파는 원형의 공간상으로 방사된다고 가정하였다. Fig.1에서 $r > a$ 경우, 링표면의 외부 공간상에서는 음원이 존재하지 않으며, 링의 표면에서는 링의 운동과 매질의 운동이 일치하는 오일러(Euler) 방정식을 만족하고, 공간상에서는 파동방정식을 만족한다고 가정하였다.

링의 표면에서 원주방향에 따라 음향세기가 다르게 분포하기 때문에 타이어 전표면에서의 음향과위

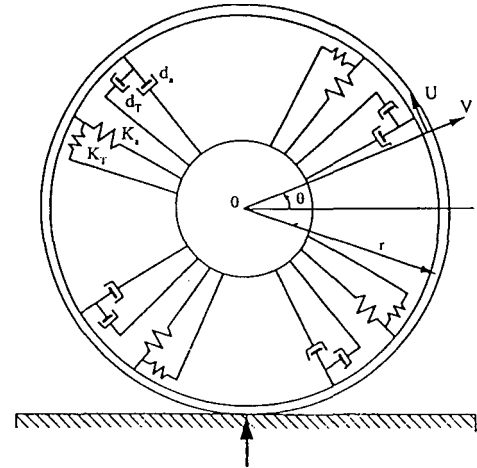


Fig 1. Vibration Model of Harmonic Point Forces.

를 위해서 링의 전표면에 걸쳐 음향세기를 적분하였다. 차량의 주행속도 범위가 아음속이내이기 때문에 순수공력학적 음원기구들을 무시하고, 사이드월로부터의 방사가 트레드 밴드에 비해 작기 때문에 간략화하였다. 또한, 트레드 블럭운동을 배제하고 트레드 밴드를 원형 링으로 가정하면 운동방정식[6,12]은 다음과 같다.

$$\frac{ES}{a^2} (u'' + v') - \frac{B}{a^4} (u''' + v') = \rho S \ddot{u} + K_T u.$$

$$\frac{T_0}{a^2} (v'' + v') - \frac{ES}{a^2} (u' + v) - \frac{B}{a^2} (v'''' + v') = \rho S \ddot{v} + K_a v - q. \tag{1}$$

음향과위를 구하기 위해 공통인자 $e^{i\omega t}$ 를 생략하고 조화운동 각주파수 ω 를 고려하면

$$\nu^2 = \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 = \frac{\rho S a^2 \omega^2}{ES}$$

$$\nu_{T^2} = \left(\frac{\omega_T}{\omega_0}\right)^2 = \frac{K_T a^2}{ES}$$

$$\nu_{a^2} = \left(\frac{\omega_a}{\omega_0}\right)^2 = \frac{K_a a^2}{ES} \tag{2}$$

$$\gamma^2 = \frac{C_s^2}{C_l^2} = \frac{T_0}{ES}$$

$$\delta^2 = \frac{K^2}{a^2} = \frac{B}{ES} \frac{a^2}{a^4}$$

식(2)에서 정규화의 물리적 의미는 한파장이 원주와 같을때, $C_L = (E/\rho)^{1/2}$ 가 링주파수 $\omega_0 = C_L/a$ 를 결정하는 길이방향 파속이고, ω_T 와 ω_a 는 타이어 기초강성과 질량을 구성하는 공진주파수이다. C_S 는 타이어를 인장력 T_0 를 받는 줄로 간주할때의 파속이며, K 는 벨트의 회전반경이다. 다음은 트럭용 타이어의 한예이다.

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

식(2)를 식(1)에 대입하여 정리하면

$$u'' + v' - \delta^2 (v''' + v') = (-v^2 + v_T^2)u, \\ \gamma^2 (v'' + v) - (u' + v) - \delta^2 (v'''' + v'') \\ = (-v^2 + v_a^2)v - \frac{q a^2}{ES}. \quad (3)$$

재료손실들은 복소강성 인자를 포함하며 다음과 같다.

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

여기서, $\eta_M, \eta_a, \eta_T, \eta_s$ 는 손실계수로 고무의 경우 0.1~0.4이다. 식(3)에서 q 가 0이고, 원주주위 이동과로 구성되는 타이어의 자유운동을 고려하면 이동과는 $e^{\pm iK_a \phi}$ 형태로 표시되며 식(3)은 다음과 같이 된다.

$$(ka)^6 \delta^2 + (ka)^2 \{\gamma^2 - \delta^2(2 + v^2 - v_T^2)\} \\ + (ka)^2 \{(\delta^2 + \gamma^2)(1 + v^2 - v_T^2) \\ - (v^2 - v_a^2)\} + (v^2 - v_T^2)(v^2 - v_a^2 + \gamma^2 - 1) = 0. \quad (4)$$

여기서, k 는 파수로 감쇠가 있을때 복소수이며, (4)식에서 실수부는 파속을 결정하고 허수부는 감쇠이다. 타이어의 표면운동은 3개의 파형태로 구성되고 각 파의 형태는 + 또는 - 방향으로 이동하고 6항의 전체적인 진동형태를 나타내며 $-\pi < \phi < 0$ 범위에 대하여 식(5)와 같고 경계조건에 의해 상수값이 결정된다.

$$v(\phi) = A_1(e^{i\alpha_1} + e^{i\beta_1}) + A_2(e^{i\alpha_2} + e^{i\beta_2}) + A_3(e^{i\alpha_3} + e^{i\beta_3}), \\ u(\phi) = g_1 A_1(e^{i\alpha_1} - e^{i\beta_1}) + g_2 A_2(e^{i\alpha_2} - e^{i\beta_2}) + g_3 A_3(e^{i\alpha_3} - e^{i\beta_3}). \quad (5)$$

여기서,

$$\alpha_j = k_j a (-2\pi - \phi), \beta_j = k_j a \phi, \\ k_j a = (ka)_{I,II,III} \\ g_j = j k_j a \frac{1 + \delta^2(k_j^2 a^2 - 1)}{k_j^2 a^2 - v^2 - v_T^2}. \quad (6)$$

식(5)의 상수값 A_1, A_2, A_3 를 결정하기 위하여 가점점의 경계조건인 $\phi=0$ 에서 $v=V, u=-U, v'=0$ 을 대입하고, $S_v = 1 - e^{-2ik_v \nu \pi a}, R_v = 1 + e^{-2ik_v \nu \pi a}$ 로 놓으면

$$DET = R_1 S_2 S_3 (k_2 g_3 - k_3 g_2) + R_2 S_1 S_3 (k_3 g_1 - k_1 g_3) \\ + R_3 S_1 S_2 (k_1 g_2 - k_2 g_1).$$

$$A_1 = \frac{VS_2 S_3 (k_2 g_3 - k_3 g_2) + U(k_2 S_2 R_3 - k_3 S_3 R_2)}{DET}, \\ A_2 = \frac{VS_1 S_3 (k_3 g_1 - k_1 g_3) - U(k_1 S_1 R_3 - k_3 S_3 R_1)}{DET}, \quad (7) \\ A_3 = \frac{VS_1 S_2 (k_1 g_2 - k_2 g_1) - U(k_2 S_2 R_1 - k_1 S_1 R_2)}{DET}.$$

여기서, V 는 $\phi=0$ 에서 구동반경 변위이고, U 는 구동접선 변위이며, $0 < \phi < \pi$ 범위에 대하여서도 유사한 결과가 구해진다. 타이어 표면 진동속도는 반경방향(V_n)과 접선방향(U_n)으로 나누어져 식(8), (9)와 같다.

$$v(\phi) = \sum_{n=0}^{\infty} v_n \cos n\phi. \quad (8)$$

$$u(\phi) = \sum_{n=0}^{\infty} u_n \cos n\phi.$$

$$v_n = \frac{1}{2\pi} \text{Re} \int_{-\pi}^{+\pi} v(\phi) e^{-in\phi} d\phi. \quad (9)$$

$$u_n = \frac{1}{2\pi} \text{Re} \int_{-\pi}^{+\pi} u(\phi) e^{-in\phi} d\phi.$$

식(5)를 식(9)에 대입하고 정리하면 반경방향 속도(V_n)과 접선방향 속도(U_n)은 식(10)과 같다.

$$\begin{aligned}
 V_n = & \frac{A_1}{\pi} \left[\frac{1}{j(k_1 a - n)} (1 - e^{-j(k_1 a - n)x}) - \frac{e^{-j2k_1 a x}}{j(k_1 a + n)} (1 - e^{j(k_1 a + n)x}) \right] \\
 & + \frac{A_2}{\pi} \left[\frac{1}{j(k_2 a - n)} (1 - e^{-j(k_2 a - n)x}) - \frac{e^{-j2k_2 a x}}{j(k_2 a + n)} (1 - e^{j(k_2 a + n)x}) \right] \\
 & + \frac{A_3}{\pi} \left[\frac{1}{j(k_3 a - n)} (1 - e^{-j(k_3 a - n)x}) - \frac{e^{-j2k_3 a x}}{j(k_3 a + n)} (1 - e^{j(k_3 a + n)x}) \right]
 \end{aligned}
 \tag{10-1}$$

$$\begin{aligned}
 U_n = & \frac{g_1 A_1}{\pi} \left[\frac{1}{j(k_1 a - n)} (1 - e^{-j(k_1 a - n)x}) - \frac{e^{-j2k_1 a x}}{j(k_1 a + n)} (1 - e^{j(k_1 a + n)x}) \right] \\
 & + \frac{g_2 A_2}{\pi} \left[\frac{1}{j(k_2 a - n)} (1 - e^{-j(k_2 a - n)x}) - \frac{e^{-j2k_2 a x}}{j(k_2 a + n)} (1 - e^{j(k_2 a + n)x}) \right] \\
 & + \frac{g_3 A_3}{\pi} \left[\frac{1}{j(k_3 a - n)} (1 - e^{-j(k_3 a - n)x}) - \frac{e^{-j2k_3 a x}}{j(k_3 a + n)} (1 - e^{j(k_3 a + n)x}) \right]
 \end{aligned}
 \tag{10-2}$$

조화집중하중을 받고 회전하는 타이어의 경우, Fig.2에서 보는 바와 같이 회전하는 경우에는 반경방향과 접선방향 감쇠와 회전각속도, 접선방향 하중, 코리올리스(Coriolis) 항등을 추가하고, 트레드 블록 운동을 배제하여 타이어 트레드 밴드를 원형링으로 가정하면 운동방정식은 다음과 같다.

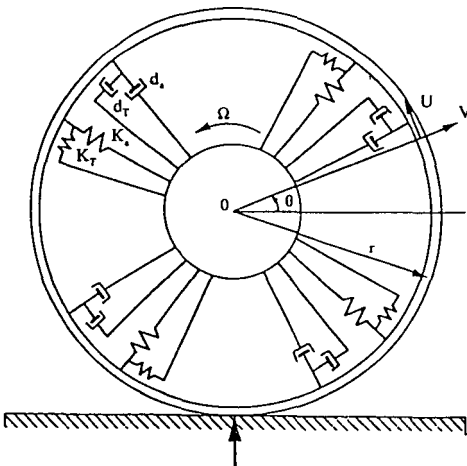


Fig 2. Vibration Model of Harmonic Point Forces in Rotating Tire.

$$\begin{aligned}
 & \frac{ES}{a^2} (u'' + v') - \frac{B}{a^4} (u''' + v') - d_T(u' \Omega + u) \\
 & = \rho S(u + 2\Omega(u' + v) + \Omega^2(u'' + 2v' - u)) - K_T u + q_T \\
 & \frac{T_0}{a^2} (v' + v') - \frac{ES}{a^2} (u' + v) - \frac{B}{a^2} (v'''' + 2v'' + v') \\
 & + d_a(v' \Omega + v) \\
 & = -\rho S(v + 2\Omega(v' - \ddot{u}) + \Omega^2(v'' + 2u' - (v + a))) \\
 & - K_a v - q_a.
 \end{aligned}
 \tag{11}$$

음향파위를 구하기 위해 공통인자 $e^{j\omega t}$ 를 생략하고 조화운동 각주파수 ω 를 고려하면

$$\begin{aligned}
 \nu^2 = & \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 = \frac{\rho S a^2 \omega^2}{ES} \\
 \nu_T^2 = & \left(\frac{\omega_T}{\omega_0}\right)^2 = \frac{K_T a^2}{ES} \\
 \nu_a^2 = & \left(\frac{\omega_a}{\omega_0}\right)^2 = \frac{K_a a^2}{ES} \\
 \gamma^2 = & \frac{C_S^2}{C_I^2} = \frac{T_0}{ES} \\
 \delta^2 = & \frac{K^2}{a^2} = \frac{B}{ES} \frac{a^2}{a^4} \\
 \beta^2 = & \left(\frac{\Omega}{\omega}\right)^2 = \frac{\rho S a^2 \Omega^2}{ES}
 \end{aligned}
 \tag{12}$$

$$\begin{aligned}
 \zeta_T = & \frac{d_T}{2\rho S \omega_T} \\
 \zeta_a = & \frac{d_a}{2\rho S \omega_a}
 \end{aligned}$$

식(12)를 식(11)에 대입하고 정리하면 식(13)과 같다.

$$\begin{aligned}
 & -(u'' + v') + \delta^2(v'''' + v') - 2\zeta_T \nu_T (\beta u' + j\nu u) \\
 & = -((- \nu^2 + \nu_T^2)u + 2j\nu\beta(u' + v) \\
 & + \beta^2(u'' + 2v' - u)) + \frac{q_T a^2}{ES} \\
 & - \gamma^2(v' + v') + (u' + v) + \delta^2(v'''' + 2v'' + v') \\
 & + 2\zeta_a \nu_a (\beta v' + j\nu v) \\
 & = -((- \nu^2 + \nu_a^2)v + 2j\nu\beta(v' + u) \\
 & + \beta^2(v' + 2u' - (v + a))) - \frac{q_a a^2}{ES}
 \end{aligned}
 \tag{13}$$

식(13)에서 q_T 와 q_a 가 "0"이고, 타이어 원주 주위를 이동하는 파로 구성된 타이어의 자유운동을 고려하면, 타이어 원주 주위를 이동하는 파는 $e^{\pm jkx}$ 형태로 표시되며 식(13)은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 & (1-\beta^2)\delta^2(ka)^6 + j\delta^2(2j\nu\beta - 2\zeta_T\nu_T\beta)(ka)^5 \\
 & - ((1-\beta^2)(-\gamma^2 + 2\delta^2 + \beta^2) \\
 & - \delta^2(-\beta^2 - 2j\nu\zeta_T\nu_T + (-\nu^2 + \nu_T^2)))(ka)^4 \\
 & + (j(1-\beta^2)(2j\nu\beta + 2\zeta_a\nu_a\beta) \\
 & - j(2j\nu\beta - 2\zeta_T\nu_T\beta)(-\gamma^2 + 2\delta^2 + \beta^2) - 2\delta^2\nu\beta)(ka)^3 \\
 & + ((2\beta^2 - 1)(\delta^2 - 1 + 2\beta^2) \\
 & - (-\beta^2 - 2j\nu\zeta_T\nu_T + (-\nu^2 + \nu_T^2))(-\gamma^2 - 2\delta^2 + \beta^2) \\
 & - (2j\nu\beta - 2\zeta_T\nu_T\beta)(2j\nu\beta + 2\zeta_a\nu_a\beta) + (1-\beta^2) \\
 & (\gamma^2 - \delta^2 - \beta^2 + 2j\nu\zeta_a\nu_a + (-\nu^2 + \nu_a^2) - 1))(ka)^2 \\
 & + (2\nu\beta(\delta^2 - 1 + 2\beta^2) + j(-\beta^2 - 2j\nu\zeta_T\nu_T \\
 & + (-\nu^2 + \nu_T^2))(2j\nu\beta + 2\zeta_a\nu_a\beta) \\
 & + j(2j\nu\beta - 2\zeta_T\nu_T\beta)(\gamma^2 - \delta^2 - \beta^2 + 2j\nu\zeta_a\nu_a \\
 & + (-\nu^2 + \nu_a^2) - 1))(ka) (\gamma^2 - \delta^2 - \beta^2 + 2j\nu\zeta_a\nu_a \\
 & + (-\nu^2 + \nu_a^2) - 1) - \delta^2(2\beta^2 - 1)) = 0, \quad (14)
 \end{aligned}$$

여기서, k 는 파수로 감쇠가 있을때 복소수이고, 식(14)에서 실수부는 파속을 결정하고 허수부는 감쇠이다. 식(14)의 해의 형태는 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 A_+(\phi) &= A_1 e^{jk_1 a \phi} + A_2 e^{jk_2 a \phi} + A_3 e^{jk_3 a \phi}, \\
 A_-(\phi) &= A_4 e^{jk_4 a \phi} + A_5 e^{jk_5 a \phi} + A_6 e^{jk_6 a \phi}. \quad (15)
 \end{aligned}$$

또한, 타이어 반경방향 표면진동속도(V_n)는

$$\begin{aligned}
 V_n &= \frac{1}{2} \text{Re} \left(\sum_{i=1}^3 \int_0^\pi A_i e^{jk_i n \phi} e^{-jn\phi} d\phi \right. \\
 & \quad \left. + \sum_{i=4}^6 \int_{-\pi}^0 A_i e^{jk_i n \phi} e^{-jn\phi} d\phi \right), \\
 V_n &= \frac{1}{2} \text{Re} \left(\sum_{i=1}^3 \frac{A_i}{j(K_i a - n)} (e^{j(K_i a - n)\pi} - 1) \right. \\
 & \quad \left. + \sum_{i=4}^6 \frac{A_i}{j(K_i a - n)} (1 - e^{-j(K_i a - n)\pi}) \right). \quad (16)
 \end{aligned}$$

음향매질에서 진동하는 링에 의해 발생하는 압력 분포를 $p(x, y, t)$ 로 표시하면 2차원 공간상에서의 파동방정식은 식(17)과 같다.

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 p}{\partial \phi^2} + k_a^2 p = 0. \quad (17)$$

여기서, $k_a = \omega/c_0$ 로 c_0 는 음향매질에서의 음속이며 음압은 선형방정식을 만족할 정도로 충분히 작으며 $r > a$ 인 공간에 음원은 존재하지 않는 것으로 가정

하였다. $r = a$ 인 링 표면에서는 링의 운동과 매질의 운동이 일치해야 하므로 경계조건은 식(18)과 같다.

$$-j\omega\rho v_n(\phi) = \frac{\partial p_n}{\partial r} \Big|_{r=a}. \quad (18)$$

여기서, ρ 는 음향매질의 질량밀도이다.

한편 $r > a$ 인 공간에서의 음압은 식(19)와 같고

$$p(r, \phi) = p_n H_n^{(2)}(kr) \cos n\phi. \quad (19)$$

식(19)을 식(18)에 대입하면, 링 표면의 음압은 식(20)과 같다.

$$p(r, \phi) = -v_n \left(\frac{j\rho c}{H_n^{(2)'}(ka)} \right) H_n^{(2)}(ka) \cos n\phi. \quad (20)$$

여기서, $H_n^{(2)}(ka)$ 는

$ka \ll n+1$ 일때

$$H_n^{(2)}(ka) \approx \begin{cases} 1 - j \frac{2}{\pi} \ln \gamma_1 \frac{kr}{2}, & (n=0), \\ \left(\frac{kr}{2}\right)^{2n} + j \frac{(n-1)}{\pi} \left(\frac{2}{kr}\right)^{2n}, & (n \neq 0). \end{cases} \quad (21)$$

$ka \gg n+1$ 일때

$$H_n^{(2)}(ka) \approx \left(\frac{2}{\pi kr}\right)^{1/2} e^{j(\pi/2)(n+0.5)} e^{-jkr} \quad (22)$$

또한, 식(20)에서

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

이다. 그러므로 타이어 전체의 음향파위를 구하기 위하여 링의 전표면에 적용하는 음향파위를 적분하면 다음과 같다.

$$\Pi = \frac{1}{2\rho c} \int_0^{2\pi} |p(r, \phi)|^2 r d\phi. \quad (23)$$

식(19)와 (22)를 식(23)를 대입하고 정리하여 음향파위 결과식을 구하면 식(24)와 같다.

$$\Pi = \sum_{n=0}^{\infty} |v_n|^2 \frac{\rho c}{|H_n^{(2)'}(ka)|^2} \cdot K. \quad (24)$$

I. 수치해석 및 결과

본 연구에서는 타이어를 조화주파수로 가진되는 원형 링으로 가정하고 해석적으로 접근하였다. 타이어의 주행상태를 고려하여 하중을 받고 회전하지 않는 경우(Stationary)와 하중을 받고 회전하는 경우(In Service)로 구분하였다.

타이어의 진동레벨과 음향파워레벨 특성을 파악하기 위하여 타이어가 하중을 받고 회전하지 않는 경우에는 음향파워에 대한 최종 결과식(24)를 무차원화하여 정규주파수(Normalized Frequency)와 손실계수(Loss Factor)를 변화시켜 수치적분하였고, 하중을 받고 회전하는 경우에는 타이어의 회전 각속도(Angular Velocity)에 대한 영향을 조사하였다.

타이어의 파장은 대기의 파장보다 작기 때문에 타이어의 폭방향 모드는 배제하였다.(대기의 경우 $C_0 = 343 \text{ ms}^{-1}$, $\rho = 1.21 \text{ kg/m}^3$, 타이어의 경우 $C_1 = 60 \sim 100 \text{ ms}^{-1}$) 또한, $\nu = (\omega/\omega_0)$ 는 가진주파수에 대한 타이어 주파수의 비로, $\omega_0 = C_1/a$ 이며 $C_1 = (E/\rho)^{1/2}$ 로 원주방향의 파속이다.

Fig.3은 회전하지 않는 경우에서 반경방향 진동형태로 무차원화한 정규주파수가 $\nu=2$ 일때, 손실계수에 대한 영향을 나타낸 것이다. 일반적으로 타이어의 손실계수는 타이어의 물성치에 따라 변화하는데, 타이어의 경우에는 0.1~0.4 이내에 존재하고 있으므로, 손실계수를 0.1에서 0.4까지 증가시킨 결과 진동모우드의 진폭과 진폭의 전파가 현저하게 감소하였고 진폭의 위상이 변화였다.

Fig.4는 회전하지 않는 경우에서 손실계수가 0.2일때, 타이어의 가진주파수의 영향을 보기 위하여 무차원화한 정규주파수 $\nu=0$ 에서 $\nu=2.5$ 까지 증가시킨 결과이다. 정규주파수가 증가하면 타이어의 진동모우드가 '0'에서 '16'으로 증가하였고, 가진점을 기준으로 대칭적으로 진동이 전파하였고, 전파 위상은 변하지 않았다.

Fig.5는 회전하지 않는 경우에 정규주파수와 손실계수의 변화에 대한 진동레벨의 변화로 손실계수가 0.1이고 정규주파수가 '1'인 경우에 진동레벨이 현저하게 증가하는 것을 볼 수 있는데, 이는 타이어의 고유진동수와 가진주파수가 일치하여 발생하는 공진현상에 기인한 것으로 보이고, 손실계수가 증가하면 진동레벨이 감소하였다.

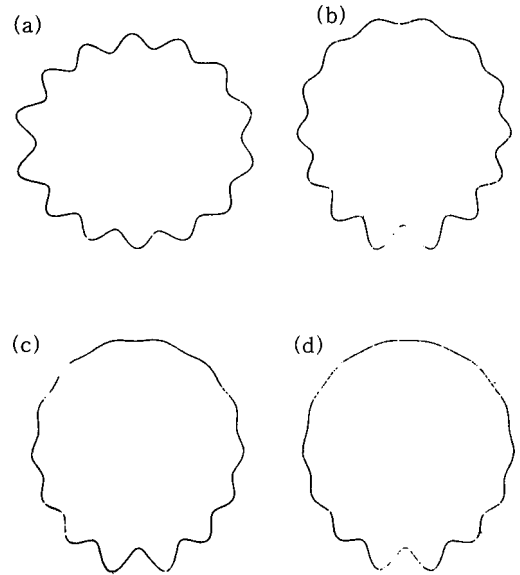


Fig 3. Surface Vibration of Radially Excited Tires.

- (a) $\nu=2, \eta=0.1$ (b) $\nu=2, \eta=0.2$
- (c) $\nu=2, \eta=0.3$ (d) $\nu=2, \eta=0.4$

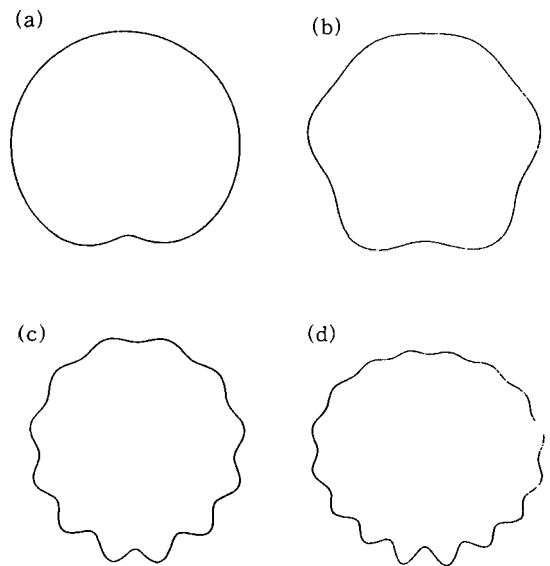


Fig 4. Vibration Mode Shape of Radially Excited Tires

- (a) $\nu=0, \eta=0.2$ (b) $\nu=0.5, \eta=0.2$
- (c) $\nu=1.5, \eta=0.2$ (d) $\nu=2.5, \eta=0.2$

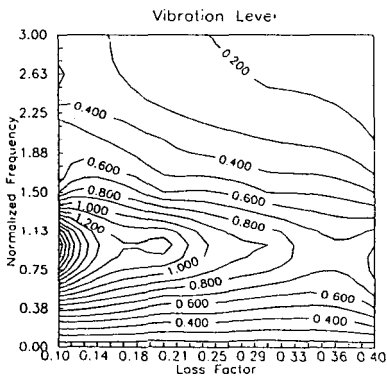
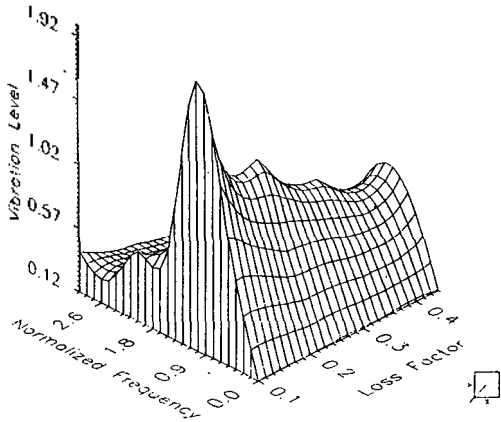
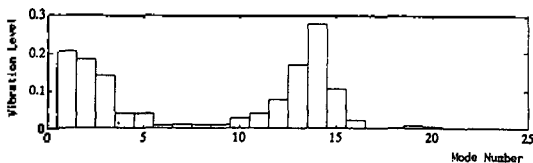
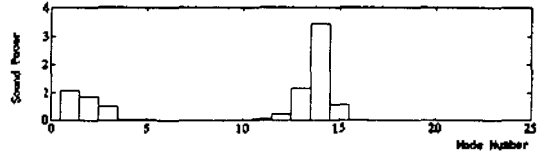


Fig 5. Vibration Spectrum Versus Normalized Frequency and Loss Factor.

Fig.6은 회전하지 않는 경우에서 정규주파수가 $\nu=2$, 손실계수가 0.3인 경우로, 진동레벨과 무차원 음향파위의 스펙트럼에 대한 결과로 음향파위는 타이어 진동과 동일한 모드수에서 크게 발생하고 있어 회전하지 않는 경우에서의 음향파위는 가진주파수와 밀접한 관계가 있음을 예상할 수 있었고, 타이어의 고유모드와 가진모드로 구성되어 있었다.



(a) Real Spectrum of Vibration.



(b) Spectrum of Sound Power.

Fig 6. Spectrum of Sound Power and Vibration. ($\nu=2$, $\eta=0.3$)

Fig.7은 회전하지 않는 경우에서 정규주파수와 손실계수의 변화에 대한 음향파위의 변화로 진동레벨이 현저히 증가했던 손실계수가 0.1이고 정규주파수가 1인 경우에 음향파위가 크게 증가하였다.

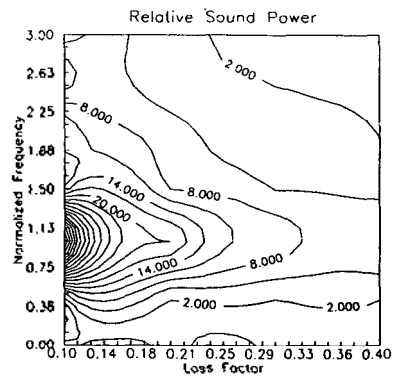
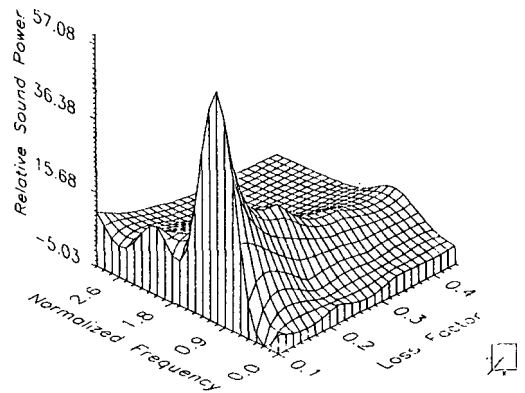


Fig 7. Relative Sound Power Spectrum Versus Normalized Frequency and Loss Factor.

Fig.8은 회전하는 경우에 있어 회전각속도에 대한 영향을 보기 위하여 손실계수가 0.1, 정규주파수 $\nu=1.75$ 일때 타이어 회전 각속도를 0.0375에서 0.0875로 증가결과로 진동모우드의 수는 일정하나 가진점을 기준으로 타이어가 가진점을 통과하기 전에는 고주파로 진동하다가 가진점을 통과한 후에는 저주파로 진동하는 비대칭적 성질을 보였다.

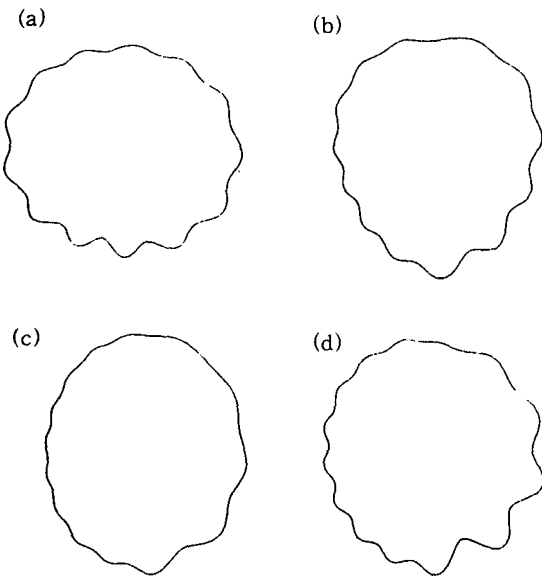


Fig 8. Tire Surface Vibration of Radially Excited Tires.
 (a) $\nu=1.75, \eta=0.1, \Omega=0.0125$.
 (b) $\nu=1.75, \eta=0.1, \Omega=0.0375$.
 (c) $\nu=1.75, \eta=0.1, \Omega=0.0625$.
 (d) $\nu=1.75, \eta=0.1, \Omega=0.0875$.

Fig.9는 회전하는 타이어의 진동레벨과 상대적인 음향파워를 비교해 본 결과로 회전 주파수가 0.05와 0.07에서 진동레벨과 음향파워레벨이 증가하였는데, 이는 타이어가 회전하지 않는 경우 뿐만 아니라 회전하는 경우에도 진동과 음향파워레벨이 밀접한 관계가 있음을 보여주고 있다.

Fig.10은 회전하는 경우와 회전하지 않는 경우에서의 진동레벨을 비교한 것으로 회전하지 않는 타이어의 정규주파수가 '1'인 지점에서 증가한 진동레벨은 회전 각속도가 증가하면 회전하지 않는 경우의 진동

레벨과 비해 현저하게 증가하고 있음을 볼 수 있다.

Fig.11는 회전하는 타이어와 회전하지 않는 타이어의 음향파워레벨을 비교한것으로 진동레벨과 마찬가지로 회전각속도가 증가하면 상대적인 음향파워도 현저히 증가하고 있음을 볼 수 있었다.

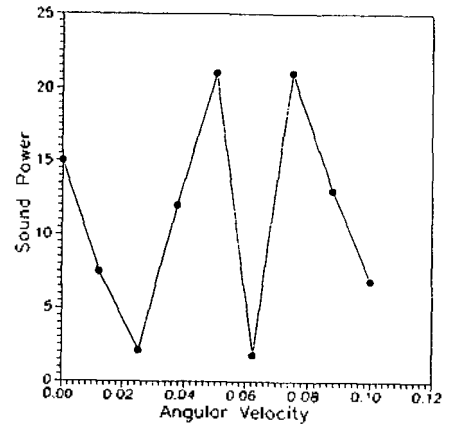
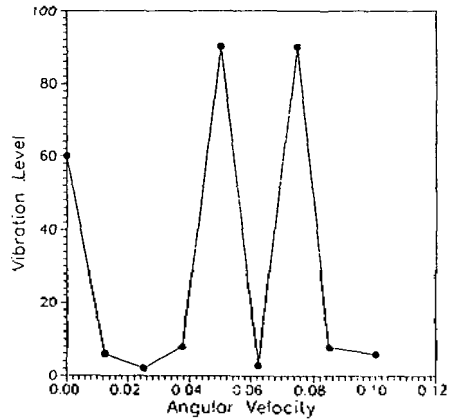
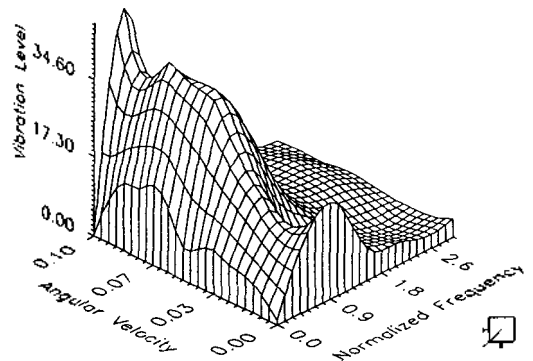


Fig 9. Vibration Level and Relative Sound Power Level in Rotational Tire. ($\nu=1.75, \eta=0.1$)



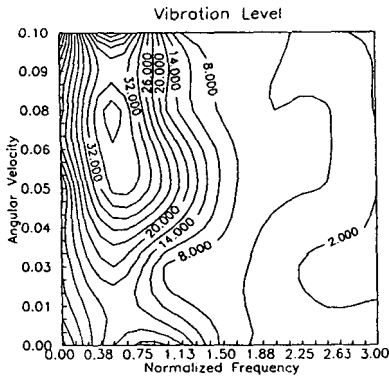


Fig 10. Vibration Level in Stationary and Rotating Tires.

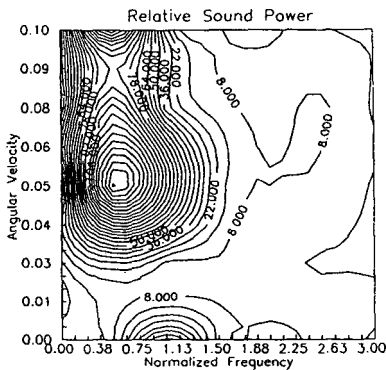
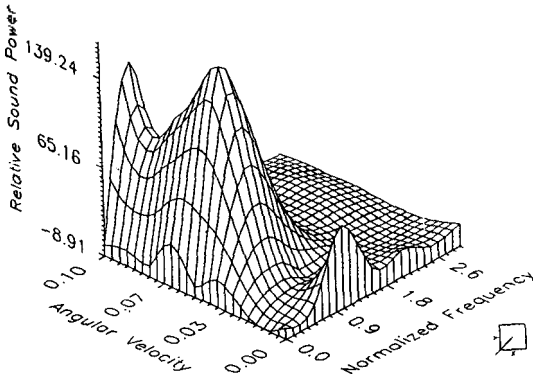


Fig 11. Relative Sound Power Level in Stationary and Rotating Tires.

IV. 결 론

타이어를 원형 링으로 가정하고 타이어의 반경방

향에 대하여 무차원 주파수로 가진될 때 손실계수를 가진 원형 링이 방출하는 음향파위에 관한 수치해석 결과 다음과 같은 결론을 구할 수 있었다.

회전하지 않는 타이어의 반경방향 표면 진동형태는 가진점을 기준으로 좌우 대칭이었으나 회전하는 타이어의 반경방향 진동형태는 가진점을 기준으로 저주파와 고주파로 분리되어 좌우 비대칭이었다.

타이어의 주행속도에 관계없이 무차원 주파수가 증가하면 타이어의 진동모우드 수가 증가하고, 타이어 음향파위레벨은 진동레벨과 종속적인 관계를 가지고 있었다.

한편, 본 연구의 결과는 타이어 트레드의 물리적 특성 변화만을 고려한 것이며 실제 타이어 구조를 감안한다면 타이어를 적층구조의 원형 링으로 가정하여야 하고 타이어 폭방향 모드와 가진조건 등에 대한 영향을 조사하여야 할 것으로 생각되어진다.

참 고 문 헌

1. K. Hieronimus and G. Hellener, "Reduction of Car Sound Emissions by Means of Systematic Development Work," Unikeller Conference 91, 15/1~15/38, 1991.
2. G. Descornet and U. Sandberg, "Road Surface Influence on Tire/Road Noise-Part I," Proceedings of Inter-Noise Conference, Florida, December 1980.
3. G. Descornet and U. Sandberg, "Road Surface Influence on Tire/Road Noise-Part II," Proceedings of Inter-Noise Conference, Florida, December 1980.
4. W. F. Reiter, "Investigation of Vibration in Truck Tire Noise Generation," Ph.D. Dissertion, Dept. of North Carolina State University, Raleigh, August, 1973.
5. R. F. Keltie, "Analytical Model of the Truck Tire Vibration Sound Mechanims," J. Acoust. Soc. Am., 71(2), February 1982, pp. 359-367.
6. M. Hecl, "Tire Noise Generation," Wear, 113, pp157-170, 1986.
7. W. F. Reiter and A. C. Eberhardt, "Truck Tire Vibration Noise," SAE Paper 740609, 1974.
8. W. F. Reiter, "Resonant Sound and Vibration Characteristics of a Truck Tire," Tire Science and Technology, TSTCA, Vol.2 No.2, pp.130~140, May 1974.

9. A. C. Eberhardt, "Investigation of the Truck Tire Vibration Sound Mechanism," Proceeding of International Tire Noise Conference, Stockholm, August 1979.

10. D. Tetlow, "Truck Tire Noise," J. Sound. Vib, 5, August 1971, pp.17-23.

11. W. A. Leasure and E. K. Bender, "Tire-road interaction noise," J. Acoust. Soc. Am, Vol.58, No.1, pp.39-50, July 1975.

12. F. Bohm, "Mechanik des Guttreifena," Ing. Archiv 35, 1966.

13. K. J. Plotkin and E. Stusnick, "A Unified Set of Tire/Road Noise Generation," U.S. Environmental Protection Agency Technical Report Data, WR 81-26, 1981.

14. L. Cremer and M. Heckl, Structure-Borne Sound, Springer-Verlag, 1973.

▲김 병 삼(정회원)

1962년 10월 11일생



1985년 2월 : 전북대학교 정밀기계공학과 졸업(공학사)

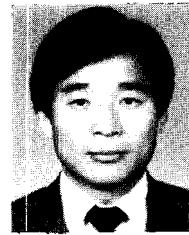
1987년 2월 : 전북대학교 대학원 기계공학과 졸업(공학석사)

1994년 2월 : 전북대학교 대학원 정밀기계공학과 졸업(공학박사)

1987년~현재 : 한국타이어(주) 중앙연구소
선임연구원

▲정 태 진(비회원)

1951년 10월 10일생



1978년 2월 : 한양대학교 기계공학과 졸업(공학사)

1981년 2월 : 한양대학교 대학원 기계공학과 졸업(공학석사)

1987년 8월 : 한양대학교 대학원 기계공학과 졸업(공학박사)

1986년 2월~1988년 2월 : 현대정공(주) 기술연구소 근무

1988년 3월~현재 : 군산대학교 기계설계학과 부교수

1993년 2월~1994년 2월 : 일본 동북대학교 공학부 교환교수

▲홍 동 표(비회원)

1956년 3월 4일생



1978년 2월 : 한양대학교 정밀기계공학과 졸업(공학사)

1980년 2월 : 한국과학기술원 생산공학과 졸업(공학석사)

1983년 3월 : 한양대학교 대학원 기계공학과 졸업(공학박사)

1987년 1월~1988년 1월 : 미국 Purdue대학교 교환교수

1989년 1월~1992년 2월 : 일본 동북대학교 공학부 공동연구원

1992년 3월~현재 : 환경청 소음/진동 분과위원

1983년 9월~현재 : 전북대학교 정밀기계공학과 교수