

## 複合格子シーラント層による自己修復タイヤの開発と振動解析\*

金 哲 紅<sup>\*1</sup>, 三 輪 卓<sup>\*1</sup>  
陳 志 超<sup>\*1</sup>, 長 屋 幸 助<sup>\*2</sup>Self-repairing Tire Using Composite Lattice Sealant Layer  
and Its Vibration AnalysisZhehong JIN, Suguru MIWA, Zhichao CHEN and Kosuke NAGAYA<sup>\*3</sup><sup>\*3</sup> Department of Mechanical Engineering, Gunma University,  
1-5-1 Tenjincho, Kiryu-shi, Gunma, 376-8515 Japan

The new sealant layer is presented, which is easier to include into the manufacture process of the tire in comparison with the previous research. The performance of the present tire was investigated, and it was clarified that there was no air leak when nails broke it. Vibration characteristics of the present tire were analyzed theoretically and experimentally, and the effects of the sealant on the road-ability and the road noise were investigated. Using the analysis, it is shown that vibration transmissibility decreases in the present. The impact characteristics are also discussed. The transmissibility is also decrease when the impact load applies to the tire, and load noise is also decreased.

**Key Words:** Tire, Non-puncture, Sealant, Self-repairing, Vibration, Analysis, Transmissibility, Damping

## 1. 緒 言

近年、タイヤの安全性確保のため、空気圧を自動的に測定し送信するシステム<sup>(1)</sup>、タイヤの圧力を安全に保つように、空気を送り続ける装置を取付ける方法<sup>(2)</sup>など、タイヤの安全性をメンテナンスで保持する方法が提案されている。また、二輪車ではあるが、チューブのトレッドとショルダ部分を空気室と液室の二重構造とし、特殊なパンク防止液を液室に製造段階で封入する構造のもの<sup>(3)</sup>、二重構造のチューブ<sup>(4)</sup>が提案されている。一方、空気漏れを起こしてもある程度の距離を走行できるランフラットタイヤも開発された。このタイヤは、タイヤとリムの間に特殊なメタルリングの装着、タイヤ側面の補強等をし、空気が完全に抜けてしまっても車の重量を支えられるようにしたものである。しかし、この方法でもある程度走行後はパンク修理が必要である。

上記のタイヤで、もしパンクしても即座にパンク穴を自己修復することができれば、パンク修理も必要な

く、また自己修復するシステムが軽い弾性に富む材料でできていれば、エネルギーロスも小さく、乗り心地もほとんど通常のタイヤと変わらなくていいはずである。このような観点から長屋ら<sup>(5)</sup>は吸水ポリマを用いた自己修復タイヤを開発し、上記ランフラットタイヤよりはるかに優れていることを確認した。しかしこの研究では、シーラント層の作成にオートメーション化を行うときの製造上の問題があると同時に、走行安定性についての検討が全くなされていなかった。そこで本研究では、前研究よりさらにタイヤの製造過程に組み込みやすいシーラント層の開発を行うとともに、パンクレスタイヤの振動特性の解析も行い、本タイヤの走行安定性に与える影響を明らかにする。

## 2. 複合格子シーラント層の開発

本タイヤは、穴があいても自己修復するシーラント層をタイヤ内面に張り付ける。このシーラント層は吸水ポリマを膨潤液で膨潤させ、格子ブロック内にその膨潤圧を閉じこめたものである。この格子を作るために、前報<sup>(6)</sup>ではキルティングを行ってシーラント層に格子を作っていた。しかし、この方法は大量生産には向かない。そこで本研究では、あらかじめ格子を有するシートを作り、その中に吸水ポリマを充てんし、そ

\* 原稿受付 2005年8月4日。

<sup>\*1</sup> 群馬大学大学院工学研究科(☎ 376-8515 桐生市天神町1-5-1)。<sup>\*2</sup> 正員、群馬大学工学部。

E-mail: nagaya@me.gunma-u.ac.jp

の上下面にカバーシートを接着することを考える。しかしこの方法では、格子部分にくぎが刺さった場合に自己修復機能がなくなる。そこで、シーラントのどのような位置にくぎが刺さっても吸水ポリマ層を貫通するような格子配置を考えた。

図1はその配置を示したもので、図の上を示した2枚の格子付き(白い部分が格子線)シート(2, 3)を互いにずらして接着し、格子の中に吸水ポリマを充てんし、上下面にカバーシート(1, 4)を接着する。図1で格子部分の重なりがないので、どの位置にくぎを刺してもポリマ層をくぎが貫通することがわかる。生ゴムのシートを用いて上記のような配置を行い、格子内にポリマを充てんした後、上下のカバーシートの上から圧縮すると、カバーシートと格子は一体となって接着した状態となる。このシーラント層の格子内に膨潤液を充てんする必要があるが、膨潤液については、エチレングリコール(自動車用クーラント液)と水を8:2で混合したものが適当であることがわかった。この膨潤液を用いるとポリマの膨潤が得られ、タイヤ使用中の温度上昇(最大約90°C)に対しても安全で、また寒冷地の凍結防止(-40°C)もできる。

あらかじめ膨潤液で膨張したポリマを格子内に充てんしたのでは、膨潤圧を格子内に閉じこめることができないので、格子内にポリマを充てんした後に膨潤液を注入する必要がある。前報ではこれを注射器を用いていたが、これでは工場生産に適さない。そこで、上記シーラント層のカバーシートに穴をあけ、こ

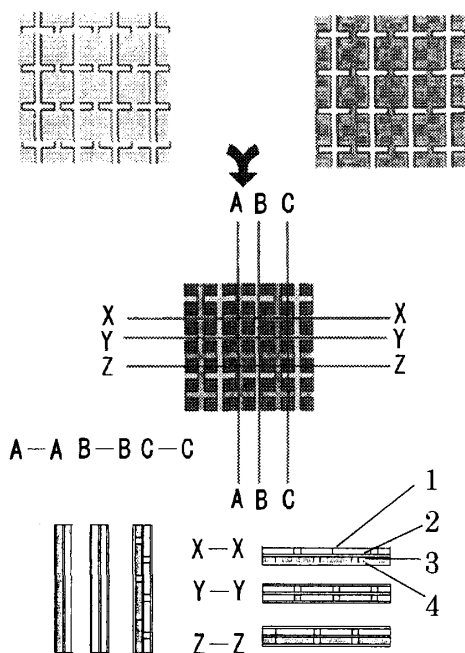


Fig. 1 Lattice setting for the sealant

れを膨潤液で満たされたタンク内にドブ漬けし、タンクに圧力を与えて強制的に膨潤液を格子内に注入する方法を試みた。その結果、タンク内圧力に最適値があり、0.6 MPaのときに最も膨潤液が格子内に入りやすいことを確認した。また、加圧時間2時間程度で膨潤液を格子内に十分注入することができた。膨潤液を注入すると格子内のポリマが膨潤するため、カバーシートが大きく膨らむ。この膨らみを取り去るため、シーラント層を平板の間に挟み再度圧縮したところ、平滑な面を得ることができた。これは、吸水ポリマに水分を与えて圧縮すると粘着力を発現するため、凹凸のある面を圧縮することで、膨潤圧とポリマどうしの接着力が釣合って膨潤圧を格子内に閉じこめたままで平滑な面が得られたものである。前報では、タイヤ内面に凹凸ができ走行安定性に問題があったが、このような方法でその欠点を解消できた。

上記のようにして作成したシーラント層の性能を調べるため、空気漏えい試験を行った。用いた実験装置および実験方法は前報<sup>(5)</sup>と同様である。まず、格子線以外のところにくぎを刺して引抜いた場合、吸水ポリマの厚さが4 mm以上であれば、くぎ直径が5.2 mm(五寸くぎ)でも全く空気漏れはなかった。一方格子線にくぎが刺さった場合はポリマ層が半分になるので、ここが最も空気漏れに弱い部分となる。そこで、格子線にくぎを刺したときの試験を行った。図2がその結果で、白丸印がポリマ層厚が2 mmのとき、白三角印が3 mmのとき、白四角印が4 mmのときをそれぞれ表す。図2の縦軸は実験容器内空気圧で、空気漏れがあると圧力が低下するので、圧力の低下がなければ空気漏れがないことになる。ポリマ層厚が2 mmと3 mmでは空気漏れのため圧力が低下しているが、ポリマ層厚が4 mm以上では空気漏れがないことがわかる。

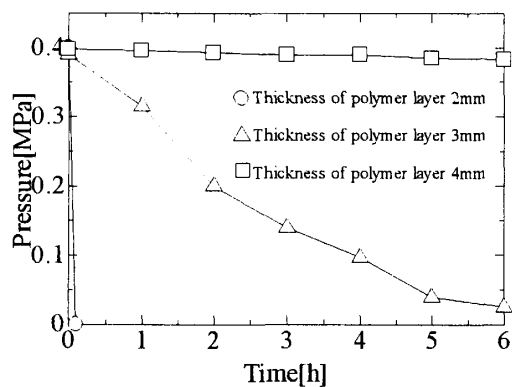


Fig. 2 Leak test for our tire when the tire is broken by a nail of 5.2 mm in diameter

3. 自己修復タイヤの振動伝達率の解析

タイヤの振動解析は弾性円環モデルを用いて、Bohm<sup>(6)</sup>により行われている。しかしその解析ではタイヤのゴムを完全弾性体として扱っており、また自由振動を解析しているため、固有振動数しか求めることができない。タイヤの振動を評価する場合、タイヤ表面に外力が作用したときに車軸に作用する振動が車体へ伝えられ、車体の振動あるいはロードノイズ(騒音)となるため、振動伝達率が重要である。しかしこの問題に対する研究はほとんどが実験的研究であり<sup>(7)-(9)</sup>、解析的な研究はいまだ十分になされていないように見受けられる。本研究では開発した自己修復タイヤの振動伝達特性、特に伝達率に及ぼすシーラント層の影響を解析する。

**3・1 格間・格点マトリックス** Bohm<sup>(6)</sup>およびその後のタイヤの研究<sup>(7)-(9)</sup>では、タイヤ表面層を円環とみなし、側面部を半径方向および周方向のばねで近似する方法が一般的に用いられている(図3参照)。ここで、 $k_r$ は半径方向のばね定数、 $k_z$ は周方向のばね定数であり、 $E[=E_0(1+i\eta)]$ はタイヤ表面層の減衰を考慮した複素弾性率、 $E_0$ は縦弾性係数、 $\eta$ は損失係数、 $\rho$ はタイヤの周方向に沿う線密度、 $A$ は円環の断面積、および $\Omega$ はホイールの回転角速度である。タイヤ表面層はタイヤ内圧により周方向に張力が発生している。この張力を $T_0$ とする。タイヤ表面層を周方向に角度 $\phi$ の曲りばり要素に分割し、中心角を $\phi$ 、曲りばりの軸方向長さを $s$ とし、図4のような座標を考え、 $y$ 軸を $x-z$ 面に垂直にとる。

この曲りばりに対する釣合い方程式は

$$\frac{\partial U}{\partial s} - kV = 0 \dots\dots\dots(1\cdot a)$$

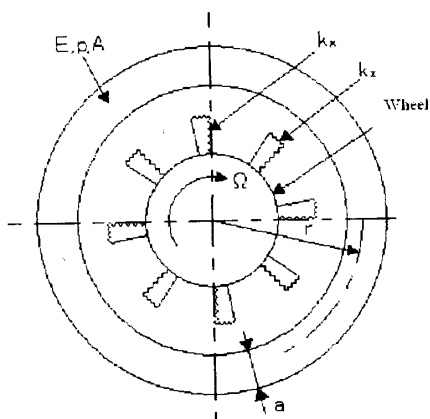


Fig. 3 Tire model

$$\frac{\partial V}{\partial s} + kU - T_0 \frac{\partial^2 v}{\partial s^2} = 0 \dots\dots\dots(1\cdot b)$$

$$\frac{\partial M}{\partial s} + V = 0 \dots\dots\dots(1\cdot c)$$

ここに  $V, U$  は断面力の  $x, z$  成分、 $M$  は  $y$  軸まわりの断面モーメントであり、 $k$  は中心線での曲率である。また、この要素の中心軸まわりの角座標を  $\phi$  とすると、

$$\frac{\partial s}{\partial \phi} = R \dots\dots\dots(2)$$

ただし、 $R(=1/k)$  は曲率半径である一方、断面力と断面モーメントは変位、角変位を用いて

$$\left. \begin{aligned} U &= EA \left( \frac{\partial u}{\partial s} - kv \right) \\ M &= EI_y \left( \frac{\partial^2 v}{\partial s^2} + k \frac{\partial u}{\partial s} \right) \\ \phi &= \frac{\partial v}{\partial s} + ku \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(3)$$

ここに  $v$  は  $x$  方向変位、 $u$  は  $z$  方向変位であり、 $\phi$  ははり断面の回転角の  $y$  成分( $y$  軸まわり)である。また、 $I_y$  は  $y$  軸に関する断面二次モーメントである。

式(1)~(3)より変位  $u, v$  についてまとめると

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial^3 u}{\partial \phi^3} + \frac{\partial u}{\partial \phi} - (T_0^* + 1) \frac{\partial^2 v}{\partial \phi^2} - v &= 0 \\ (1 + S^2) \frac{\partial^2 u}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial \phi^2} - S^2 \frac{\partial v}{\partial \phi} &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(4)$$

ここに

$$T_0^* = \frac{T_0 R^2}{EI_y S^2}, \quad S = \sqrt{\frac{AR^2}{I_y}}$$

式(4)を解き、これを式(1)~(3)に代入しすべての解を求め、マトリックス形にまとめると、

$$\{X\} = [b]\{a\} \dots\dots\dots(5)$$

ここに

$$\begin{aligned} \{X\} &= [u^* \quad v^* \quad \phi^* \quad U^* \quad V^* \quad M^* \quad 1]^T \\ u^* &= u/\Delta, \quad v^* = v/\Delta, \quad \phi^* = R_0\phi/\Delta \end{aligned}$$

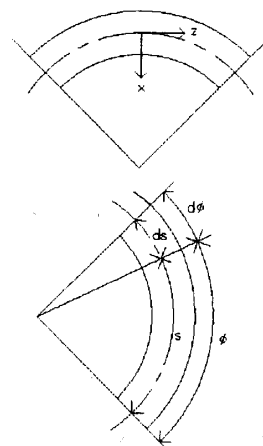


Fig. 4 Coordinate for the ring element

$$U^* = R_0^3 U / (E_0 I_y \Delta)$$

$$V^* = R_0^3 V / (E_0 I_y \Delta), \quad M^* = R_0^3 M / (E_0 I_y \Delta)$$

また,  $\{a\} = \{A_1 A_2 \dots A_6\}^T$  は係数ベクトルであり,  $R_0$  はタイヤの初期半径であり,  $R$  は車体の荷重を受けつづれたときのタイヤの各要素の点における半径,  $\Delta$  は変位を無次元化するための基準長さである. なお, 解マトリックスの要素  $b$  は付録に示される.

いま  $j$  番めのはり要素を考え, 解マトリックス  $[b]$  より格間マトリックスを求めると,

$$[F]_i = [b(\phi_i)][b(0)]^{-1} \dots \dots \dots (6)$$

一方  $x, z$  方向の弾性力を考慮し, 格点に質量を分布させ, その格点をばね定数  $k_x, k_z$  のばねで支持するとすれば, 質点の左(L), 右(R)の釣合い式は

$$\left. \begin{aligned} u_i^R &= u_i^L, \quad v_i^R = v_i^L, \quad \phi_i^R = \phi_i^L \\ U_i^R &= U_i^L + m_i \left( \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \right)_i^L + k_{zi} u_i^L + C_{zi} \left( \frac{\partial u}{\partial t} \right)_i^L \\ V_i^R &= V_i^L + m_i \left( \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \right)_i^L + k_{xi} v_i^L + C_{xi} \left( \frac{\partial v}{\partial t} \right)_i^L \\ M_i^R &= M_i^L \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (7)$$

ここに,  $m_i$  は格点  $i$  の質量を,  $k_{xi}, k_{zi}$  は格点のばね定数を,  $C_{xi}, C_{zi}$  は空気減衰およびタイヤ側面部の減衰を格点においたときの減衰係数を表す. 一方点  $q$  を加振点とし,  $Q$  の振動荷重がタイヤに垂直に作用するとしたとき, その点の釣合い式は

$$\left. \begin{aligned} U_q^R &= U_q^L + m_q \left( \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \right)_q^L + k_{zq} u_q^L + C_{zq} \left( \frac{\partial u}{\partial t} \right)_q^L \\ V_q^R &= V_q^L + m_q \left( \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \right)_q^L + k_{xq} v_q^L + C_{xq} \left( \frac{\partial v}{\partial t} \right)_q^L + Q \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (8)$$

式(5)を式(7), (8)に代入すると次式が得られる.

$$\{X\}_i^R = [P]_i \{X\}_i^L$$

ここに格点マトリックス  $[P]_i$  の要素は

$$\left. \begin{aligned} p_{nm} &= 1 (n=1, 2, \dots, 7), \quad p_{11} = \gamma_x, \quad p_{52} = \gamma_x \\ p_{57} &= Q^* \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (9)$$

であり, 他の要素は零である. また

$$\left. \begin{aligned} \gamma_x &= \frac{-R_0^3 m_i \Omega^2}{E_0 I} + \frac{R_0^3 k_{xi}}{E_0 I} + \frac{R_0^3 j \Omega C_{xi}}{E_0 I} \\ \gamma_z &= \frac{-R_0^3 m_i \Omega^2}{E_0 I} + \frac{R_0^3 k_{zi}}{E_0 I} + \frac{R_0^3 j \Omega C_{zi}}{E_0 I} \\ Q^* &= \frac{R_0^3 Q}{E_0 I \Delta} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (10)$$

上式で  $j = \sqrt{-1}$  であり, 質量, ばね定数, 減衰係数は点  $i$  の分割長に対するものである. いまタイヤ周方向単位長さ当たりの  $k_x, k_z, C_x, C_z$  を用いると,  $k_{xi} = R_0 \phi k_x, k_{zi} = R_0 \phi k_z, C_{xi} = R_0 \phi C_x, C_{zi} = R_0 \phi C_z, m_i = R_0 \phi m$  となる. また, 荷重のない点では,  $Q^* = 0$  とおけばよい.

### 3・2 境界条件 任意点 $i$ の状態量は

$$\{X\}_i = [T]_i \{X\}_0 \dots \dots \dots (11)$$

ここに

$$[T]_i = [F]_i [P]_{i-1} [F]_{i-1} \dots \dots [P]_1 [F]_1 \dots \dots (12)$$

はりを点 0 から点 N まで  $N$  分割したとき, 点 N の状態量と点 0 の状態量は等しいので

$$\{X\}_N = \{X\}_0 \dots \dots \dots (13 \cdot a)$$

$$\{X\}_N = [T]_N \{X\}_0 \dots \dots \dots (13 \cdot b)$$

となる.  $[T]_N$  は式(12)より計算され, この要素を  $a_{hg}$  とおくと, 式(13・a)および(13・b)より

$$\{[T]_N - [I]\} \{X\}_0 = -\{A_7\} \dots \dots \dots (14)$$

ここに  $[I]$  は単位マトリックスであり,  $\{A_7\} = -[a_{17} a_{27} a_{37} a_{47} a_{57} a_{67}]^T$  である. 式(14)より  $\{X\}_0$  を求め, これを式(11)に代入すると任意点  $i$  の応答が求められる.

### 3・3 振動伝達率 荷重点を曲りばり要素の始点

0 にとり, タイヤ面に振動荷重が作用したとき, ハブの  $\gamma$  方向(図5参照)に作用する要素  $i$  の復元力  $W_i$  は

$$W_i = v_i k_{xi} \cos \theta_i + u_i k_{zi} \sin \theta_i$$

荷重  $Q$  と伝達率の方向を同じにとると荷重は  $\gamma$  軸と対称となるので, 伝達率  $\tau$  は

$$\tau = \frac{2}{Q} \sum_{i=1}^{N/2} v_i^* k_{xi} \Delta \cos \theta_i \dots \dots \dots (15)$$

減衰を考慮したとき,  $\tau$  は複素数となるが, その振幅  $\tau^*$  と位相  $\varepsilon$  は

$$\tau^* = \sqrt{\tau_R^2 + \tau_I^2}, \quad \tan(\varepsilon) = \tau_I / \tau_R \dots \dots \dots (16)$$

であり,  $\tau_R$  は  $\tau$  の実部を  $\tau_I$  は虚部を表す.

タイヤの自由振動については, Bohm<sup>(6)</sup> の解析がある. 本数値計算では, まず Bohm のモデルに対し本解析を適用し, 固有振動数に対する誤差を検討してみた. 数値計算に用いたデータは Bohm のものを SI 単位に換算した次の諸量を用いた. すなわち, タイヤ半径  $R_0 = 0.273$  m, タイヤ幅  $b = 0.075$  m, タイヤ厚  $d = 0.0018$  m, 周方向単位長さ当たりのばね定数  $k_z = 3.55 \times 10^5$  [N/m<sup>2</sup>], 半径方向単位長さ当たりのばね定数  $k_x = 1.27 \times 10^5$  [N/m<sup>2</sup>], 張力  $T_0 = 1911$  N,  $E I_y = 0.0692$  N・m<sup>2</sup>,  $\rho = 1.558$  kg/m, 分割数を 300 としたときの本解析と Bohm の結果との比較を表 1 に示す. 表 1 より本解析の固有振動数と Bohm の結果はほぼ一致しており, 本解析が妥当な結果を与えていることがわかる.

### 3・4 伝達率の比較 まず損失係数を同定するため,

実際のタイヤのトレッド部(路面に接する部分)を切り取り, 片持ばりとして自由振動を行わせ, 固有振動数と減衰波形から縦弾性係数と損失係数を実験的に同定した. このときの試験片の長さは 180 mm, 幅は

52.5 mm である。数値計算に用いる諸量はタイヤのトレッド部は自由振動実験で得られたものを用い、他の諸量は Bohm<sup>(6)</sup> のものと同じとする。すなわち

(a) ノーマルタイヤの場合

$$R_0=0.273 \text{ m}, \quad b=0.075 \text{ m}$$

$$d=0.0105 \text{ m}, \quad A=0.000788 \text{ m}^2$$

$$k_a=3.55 \times 10^5 [\text{N/m}^2], \quad k_r=1.27 \times 10^5 [\text{N/m}^2]$$

$$T_0=1911 \text{ N}, \quad E_0 I_y=0.329 \text{ N} \cdot \text{m}^2$$

$$\rho^*=1.150 \text{ kg/m}, \quad \eta=0.24$$

(b) 本自己修復タイヤの場合

$$d=0.0205 \text{ m}, \quad A=0.00153 \text{ m}^2$$

$$E_0 I_y=0.357 \text{ N} \cdot \text{m}^2$$

$$\rho^*=2.03 \text{ kg/m}, \quad \eta=0.3$$

なお、上記のばね定数は周方向単位長さ当たりの値である。他の諸量は(a)ノーマルタイヤの場合と同様である。数値計算ではタイヤに初期変形がないとし( $R=R_0$ ),  $\Delta=1$ として計算を行った。図6は本自己修復タイヤとノーマルタイヤの伝達率の比較を行ったものであり、実線が本タイヤの結果を、破線はノーマルタイヤの結果である。本数値計算ではシーラント層の厚さを10 mmとして計算しているため、質量がノーマルタイヤより大きくなっている。そのため、固有振動数が低下している。しかし、その分減衰の作用も大きくなっており、第一次のピークはノーマルタイヤに比べかなり減少している。このときのタイヤの危険速度は約330 km/h( $v_c=54 \times 3600 \times 2\pi \times 0.273/1000=333 \text{ km/h}$ )であり、通常のタイヤの走行速度より大きいことから、シーラント層を最大1 cm厚程度までとしても、走行中にタイヤの共振は起こらないと思われる。実際にはシーラント層の厚みは6 mm程度と

Table 1 Comparison between present and Bohm's frequencies  $f$ [Hz]

Mode	1	2	3	4
Present	81	91	129	134
Bohm	83	98.5	115	136

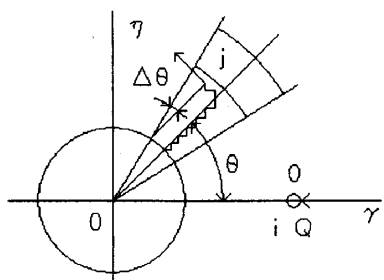


Fig. 5 Model for obtaining transmissibility

してよいし、また現在のタイヤはタイヤ空気圧が乗用車で  $p=0.2 \sim 0.25 \text{ MPa}$ 、トラックで  $p=0.4 \text{ MPa}$  と、Bohm の空気圧  $p=0.12 \text{ MPa}$  よりかなり大きいことから、危険走行速度は上記より相当大きくなるため(後述)、シーラント層の質量増加による固有振動数の低下は問題にならないと考えられる。なお、本解析の伝達率はタイヤの振動変位による復元力を全周積分で求められるので、変位の小さいところで計算誤差が生じる。図6で60 Hz近傍に見られるピークは計算誤差であり、また変位の小さい高次の伝達率の計算では誤差が大きくなるようであり、二次を超える振動数に対する伝達率はプロットしていない。

#### 4. パンクレストイヤを用いた系の衝撃減衰特性

タイヤに求められる動的性能としては、上記の共振の次にバランシングがとれていることであるが、これについて本タイヤは製造が複雑であるので、通常タイヤよりアンバランスが大きいと考えられる。しかし、回転バランスはほぼ完全に釣合い垂でとることができる。一方、タイヤは緩衝装置の一部として用いられているので、突起乗越し時の振動減衰特性も重要である。突起乗越しの振動減衰は、自動車の場合サスペンションがその機能を担っているわけであるが、タイヤの減衰効果が大きければ、もちろん車体の振動抑制効果も大きくなる。そこで、以下本タイヤによる車体への振動抑制効果をモデルを用いて検討する。

4.1 衝撃応答 タイヤはサスペンションを介して車体に接続されており、サスペンションと車体の系はタイヤの固有振動数よりかなり低く作られている。したがって、本タイヤの衝撃を受けるときの減衰の影響を調べるため、図7のような簡単な実験装置を作成し、本タイヤが接続された場合の系の衝撃応答特性を

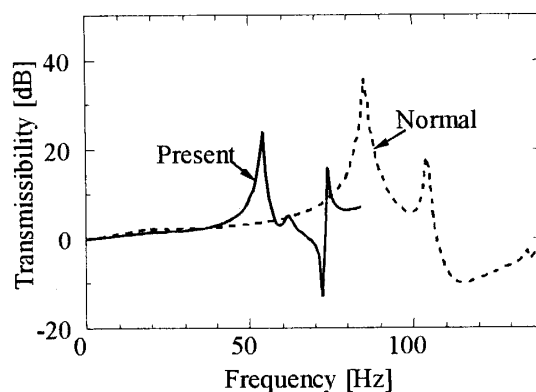


Fig. 6 Comparison of transmissibility between the present and normal tires

調べる。

図7では、タイヤのホイールをアルミ板に4本のボルトで固定し、アルミ板の上部をつるしてある。アルミ板の上部を細く削り取って剛性を低下させ、サスペンションを模擬した。その部分にひずみゲージを張り付け、鋼球をタイヤの真上に落下させるようにした。そして、系のバランスを保つためバランス棒を付けてある。この系ではタイヤ、ホイールおよびバランス棒が質量となり、アルミ板の細い部分がばねとなっており、これによりばね質量系を構成している。タイヤ上面に落下させる鋼球によりタイヤに衝撃荷重を与え、ひずみゲージのひずみを測定することで、タイヤを通してホイールに伝達された振動荷重が測定される。

本実験に用いたタイヤは市販のものであり、前述の計算のものとは異なる。その諸元は下記のとおりである。すなわち、ノーマルタイヤ(シーラント層なし)質量: 7.8 kg, パンクレスタイヤ質量: 10.3 kg(シーラント層の厚みは約6 mm), ノーマルシステムの全質量: 18.2 kg, パンクレスシステムの全質量: 20.7 kg, ホイール半径: 0.363 m, ホイール重量: 5.9 kg, タイヤ外半径: 0.29 m, タイヤ内半径: 0.16 m, タイヤ幅: 0.155 m, タイヤ内圧: 0.24 MPa, ひずみ測定部の断面積: 24 cm<sup>2</sup>, ひずみ測定部の有効長さ: 0.8 m, ひずみ測定用鋼板質量: 4.5 kg, 鋼球の落下高さ: 0.81 m, 鋼球の質量: 0.108 kgである。測定に用いたひずみゲージの荷重  $P$  とひずみ  $\varepsilon$  の関係を  $P = k\varepsilon$  としたときの係数の値は、 $k = 1.92 \text{ N/V}$  となっている。

図8はパンクレスの施されていない通常のタイヤに上記の鉄球を落下させたときの時刻歴応答を、図9は本パンクレスタイヤの時刻歴応答を示している。二つの図を比較すると、まず応答曲線の第一波の振幅が本パンクレスタイヤで小さくなっており、また振動の収束も通常タイヤでは約1.1 s程度かかっているのに対し、本パンクレスタイヤでは、0.75 s程度で収束して

いる。すなわち、パンクレス化によりタイヤの取付けられた系の振動減衰を大きくできることがわかる。このときの基本固有振動数は約10 Hzであり、タイヤの固有振動数の約1/8程度である。

**4・2 振動伝達率** 本実験における衝撃力は下記のようにして計算できる。すなわち、鋼球落下時のタイヤに与える衝撃力は運動量保存の法則より

$$mv = \int_{t_1}^{t_2} F dt \quad \dots\dots\dots (17)$$

となる。ここに、 $m$  は鉄球の質量、 $v$  はタイヤに鉄球が当たる瞬間の速度、 $F$  はタイヤに当たる衝撃力であり  $t$  は時間である。タイヤ表面に当たるときの速度は  $v = \sqrt{2gh}$  である。ここに、 $g$  は重力加速度であり、 $h$  は落下高さである。鉄球がタイヤに当たると、タイヤが変形し系の基本周期の1/4で鋼球の速度は零となる。したがって、

$$m\sqrt{2gh} = \int_0^{\tau/4} F dt \quad \dots\dots\dots (18)$$

0~ $\tau/4$ の間の平均衝撃力  $F$  は上式より次のように求められる。

$$F = 4m\sqrt{2gh} / \tau \quad \dots\dots\dots (19)$$

本実験における鉄球の質量は  $m = 0.108 \text{ kg}$ , 落下高さは  $h = 0.81 \text{ m}$  である。また、基本周期は  $\tau = 0.1 \text{ s}$  であるので、これらを式(19)に代入すると平均衝撃力

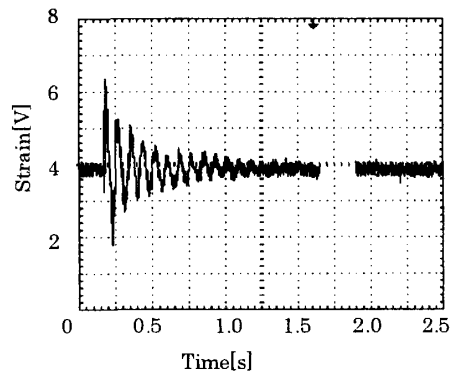


Fig. 8 Response of a normal tire

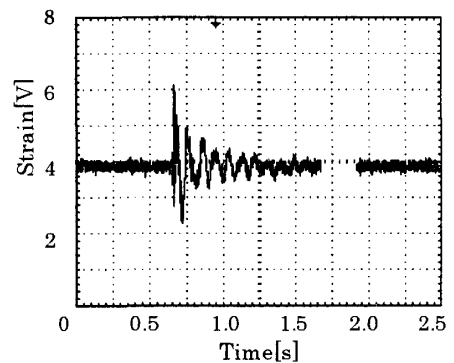


Fig. 9 Response of our tire

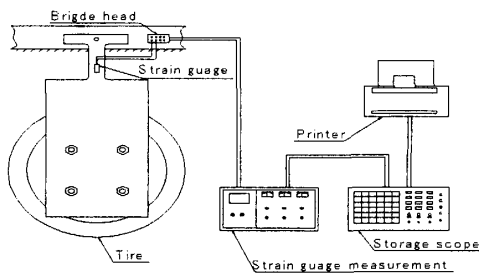


Fig. 7 Experimental set up of the vibration system carrying the tire

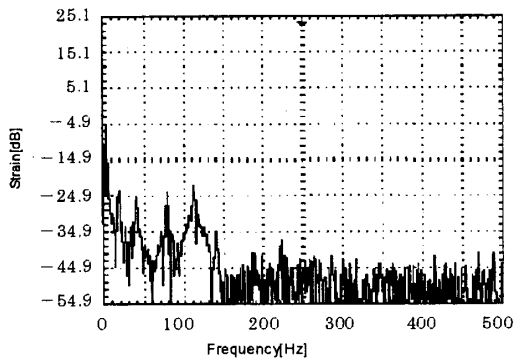


Fig.10 FFT analysis for the normal tire under the impulse load

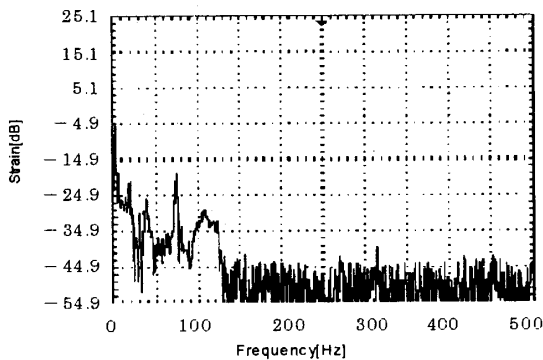


Fig.11 FFT analysis for our tire under the impulse load

は  $F=17.2\text{ N}$  と求まる。式(19)と図8および図9より、鉄球の衝突によりホイールに作用する荷重は通常タイヤで  $P=4.6\text{ N}$ 、本パンクレスタイヤで  $P=4.03\text{ N}$  となっている。したがって、衝撃による最大伝達率  $T=P/F$  は、通常タイヤでは近似的に  $T=0.27$ 、本パンクレスタイヤで  $T=0.23$  となる。このときの通常タイヤに比べて本タイヤの振動伝達率の低減率は約15%となっており、本タイヤの使用で突起乗越し時の振動低減ができることがわかる。

**4.3 高次振動の影響** 図10および図11は上記応答のFFT分析を行った結果である。本結果では、ひずみゲージより得られる電圧の1V(rms)が0dBとしている。本実験のタイヤは、前述のBohmのタイヤに比べてタイヤ内圧が2倍以上と大きいので、第一次の振動数は前記の計算値以上と思われる。したがって、110Hz近傍に現れたピークがタイヤの一次振動に対応し、それ以下は構造系の振動が支配的と思われる。

通常タイヤと本パンクレスタイヤを比較したとき、100~130Hzにおける本タイヤのピークが小さくなっており、また、200~300Hz近傍の周波数でも振動振幅が小さくなっていることが認められる。この差は一

見計測誤差のようにも見えるが、数回の実験で同じ傾向の結果が得られており計測誤差とは考えづらいことから、本タイヤを使用することでロードノイズも低減できていると考えられる。なお、シーラント層は遠心力により変形するが、本シーラント層はゴム状の固体であるのでそのつぶれは小さく、かつ偏りも発生しない構造であるので、遠心力による影響は張力の変化による固有振動数の増加としては現れるが、応答振幅としては本解析より若干小さくなるので、いずれも安全側に作用すると思われる。

## 5. 結 言

本研究では自己修復タイヤの新しいシーラント層を開発し、その性能試験を行った。また、本タイヤを有する振動特性を解析および実験の両面より検討した。その内容を要約すると

(1) 本研究では前研究のシーラント層の自己修復性能を落とすことなく、タイヤの製造過程に組みやすい複合格子シーラント層を新たに開発した。

(2) 吸水性高分子であるポリマを含むシーラント層により、振動減衰を大きくできることを明らかにした。

(3) 本タイヤを使用することで、最大振動伝達率を小さくすることができ、通常タイヤに比べて突起乗越し時の振動も低減できた。

## 付 録

式(5)の解マトリックスの要素は下記のようにある。

$$\begin{aligned}
 b_{11} &= 1, & b_{12} &= \phi, & b_{13} &= \cos \phi \\
 b_{14} &= (\sin \alpha \phi)(1 - i\eta)/(1 + \eta^2) \\
 b_{15} &= (\cos \beta \phi)(1 - i\eta)/(1 + \eta^2) \\
 b_{16} &= (\sin \beta \phi)(1 - i\eta)/(1 + \eta^2), & b_{17} &= 0 \\
 b_{21} &= 0, & b_{22} &= 1, & b_{23} &= -\gamma_1 \sin \alpha \phi \\
 b_{24} &= (\gamma_1 \cos \alpha \phi)(1 - i\eta)/(1 + \eta^2) \\
 b_{25} &= (-\gamma_2 \sin \beta \phi)(1 - i\eta)/(1 + \eta^2) \\
 b_{26} &= (\gamma_2 \cos \beta \phi)(1 - i\eta)/(1 + \eta^2), & b_{27} &= 0 \\
 b_{31} &= 1/\delta, & b_{32} &= \phi/\delta \\
 b_{33} &= [(1 - \gamma_1 \alpha) \cos \alpha \phi]/\delta \\
 b_{34} &= [(1 - \gamma_1 \alpha) \sin \alpha \phi](1 - i\eta)/[\delta(1 + \eta^2)] \\
 b_{35} &= [(1 - \gamma_2 \beta) \cos \beta \phi](1 - i\eta)/[\delta(1 + \eta^2)] \\
 b_{36} &= [(1 - \gamma_2 \beta) \sin \beta \phi](1 - i\eta)/[\delta(1 + \eta^2)] \\
 b_{37} &= 0, & b_{41} &= 0, & b_{42} &= 0 \\
 b_{43} &= [S^2(\gamma_1 - \alpha) \sin \alpha \phi](1 + i\eta)/\delta \\
 b_{44} &= [S^2(\alpha - \gamma_1) \cos \alpha \phi]/\delta^3 \\
 b_{45} &= [S^2(\gamma_2 - \beta) \sin \beta \phi]/\delta^3
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 b_{46} &= [S^2(\beta - \gamma_2)\cos \beta\phi]/\delta^3, & b_{47} &= 0, & b_{51} &= 0 \\
 b_{52} &= 0, & b_{53} &= [S^2\alpha(\gamma_1 - \alpha)\cos \alpha\phi](1 + i\eta)/\delta^3 \\
 b_{54} &= [S^2\alpha(\gamma_1 - \alpha)\sin \alpha\phi]/\delta^3 \\
 b_{55} &= [S^2\beta(\gamma_2 - \beta)\cos \beta\phi]/\delta^3 \\
 b_{56} &= [S^2\beta(\gamma_2 - \beta)\sin \beta\phi]/\delta^3, & b_{57} &= 0, & b_{61} &= 0 \\
 b_{62} &= (1 + i\eta)/\delta^2 \\
 b_{63} &= (1 + i\eta)[(\gamma_1\alpha^2 - \alpha)\sin \alpha\phi]/\delta^2 \\
 b_{64} &= [(\alpha - \gamma_1\alpha^2)\cos \alpha\phi]/\delta^2 \\
 b_{65} &= [(\gamma_2\beta^2 - \beta)\sin \beta\phi]/\delta^2 \\
 b_{66} &= [(\beta - \gamma_2\beta^2)\cos \beta\phi]/\delta^2, & b_{67} &= 0 \\
 b_{71} &= b_{72} = b_{73} = b_{74} = b_{75} = b_{76} = 0, & b_{77} &= 1
 \end{aligned}$$

ここに

$$\begin{aligned}
 \alpha &= \{1 + 0.5 T_0^*(1 + S^2) \\
 &\quad + \sqrt{[1 + 0.5 T_0^*(1 + S^2)]^2 - 1}\}^{1/2} \\
 \beta &= \{1 + 0.5 T_0^*(1 + S^2) \\
 &\quad - \sqrt{[1 + 0.5 T_0^*(1 + S^2)]^2 - 1}\}^{1/2} \\
 \gamma_1 &= \frac{(1 + S^2)\alpha}{\alpha^2 + S^2}, & \gamma_2 &= \frac{(1 + S^2)\beta}{\beta^2 + S^2} \\
 S^2 &= AR^2/I_y = S_0^2\delta^2 \\
 S_0 &= AR_0^2/I_y, & \delta &= R/R_0
 \end{aligned}$$

## 文 献

(1) Grossmann, R., Quartz Crystals as Remote Sensors for

Tire Pressure, *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement Technology*, Vol. 16, No. 13 (1999), pp. 1745-1749.

- (2) Bradley, J. et al., Design of Emergency Tire Inflation System for Long Haul Trucks, *SAE Technical Paper (Society of Automotive Engineers)*, SAE-952952 (1995), p. 4.
- (3) Yamagiwa, T. et al., Development of Puncture Resistance Tire Tube, *Preprint of Society of Automotive Engineers of Japan*, No. 976 (1997), pp. 279-282.
- (4) HONDA NO NIRIN GIJYUTU, ATARASHII BOUSIEKI NO KOUKA, *Car and Maintenance*, Vol. 51, No. 1 (1997), pp. 40-41.
- (5) Nagaya, K. et al., Tire with Self-Repairing Mechanism, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 71, No. 708 (2005), pp. 2635-2642.
- (6) Bohm, Von F., Mechanik des Gurtelrefens, *Ingenieur-Archiv*, Vol. XXXV (1966), pp. 82-101.
- (7) Yoshimura, S., On the Vibration Properties of Tires, *Journal of the Society of Rubber Industry*, Vol. 61, No. 1 (1988), pp. 19-29, Japan.
- (8) Adachi, Z., Vibration Characteristics of Tire, *Journal of Society of Automotive Engineers of Japan*, Vol. 38, No. 12 (1984), pp. 1457-1462.
- (9) Fukuoka, N., Vibration Characteristics of Tires, *Journal of Society of Automotive Engineers of Japan*, Vol. 30, No. 3 (1976), pp. 196-202.