

同調回路と複数スペクトル特徴量を用いた 実タイヤのひずみ無線パッシブモニタリング*

松崎 亮介^{*1}, 轟 章^{*2}

Passive Wireless Strain Monitoring of Actual Tire using Tuning Circuit and Spectral Features

Ryosuke MATSUZAKI^{*3}, Akira TODOROKI

^{*3} Department of Mechanical Sciences, and Engineering, Tokyo Institute of Technology,
2-12-1-11-58, O-okayama, Meguro-ku, Tokyo, 152-8552 Japan

To improve the reliability of automobile tires and anti-lock braking system (ABS), smart tires that measure strain of tires are increasingly demanded. The high stiffness of an embedded sensor like a strain gage, however, causes debonding of sensors from tire rubber. In a previous study, the authors proposed a tire strain monitoring method that adopts the tire itself as a sensor with a tuning circuit. Since the deformation of a rectangular specimen used, however, is different from that of an actual tire, the tuning frequency does not change linearly with the strain change of an actual tire. In the present study, the monitoring system with a tuning circuit is applied to an actual radial tire using spectral features of peak spectrum and quality factor as well as tuning frequency to improve the accuracy of strain estimation. As a result, the method is experimentally proved to be effective for the passive wireless strain monitoring of actual radial tires.

Key Words: Automobile, Reliability, Sensor, Smart Tire, Passive, Wireless, Tuning Circuit, Power Spectrum, Quality Factor.

1. 緒 言

近年、自動車の安全性向上を目的として、タイヤの内圧⁽¹⁾⁽⁷⁾や変形⁽⁸⁾⁽¹⁴⁾をモニタリングするスマートタイヤが研究されている。Pohl ら⁽⁸⁾は SAW (surface acoustic wave) センサをタイヤに設置し、タイヤのトレッド変形から道路表面摩擦を測定することで、ABS (anti-lock braking system) の効率を向上させることを示している。さらに、Gavine⁽¹⁵⁾はタイヤトレッドはく離の早期発見、Parwardhan ら⁽¹⁶⁾はタイヤバーストの防止を可能にすることを示している。

著者ら⁽¹¹⁾はこれまでに、変形時のタイヤベルト部スチールワイヤ間の電気容量変化と同調回路を用いて無電源無線でタイヤのひずみを測定する手法を市販ラジアルタイヤから切り出したベルト部矩形試験片に適用し、動的なひずみ測定が可能であることを実証している。本

手法はタイヤ自体がセンサとなるため、センサのはく離問題を起こさない。しかし使用したベルト部矩形試験片は円周方向長さ 270 mm、幅 30 mm で市販ラジアルタイヤから切り出し作成しており、引張によりベルト部試験片は面内変形のみに限られていた。そのためベルト部試験片の引張によるベルト層内部のスチールワイヤ変形も単純であり、センサの出力する同調周波数は、ひずみにほぼ比例して変化するため、測定した同調周波数値から精度良くひずみを推定することが可能であった。

一方、実際のタイヤベルト部変形は 3 次元的なタイヤ構造の複雑さと接地面による圧縮負荷のため、単純引張には見られない引張域と圧縮域を含んだ変形となる⁽¹²⁾。そのためタイヤ内部のスチールワイヤ層の変形も複雑となり、これまでの同調周波数のみを利用した方法では実タイヤのひずみを精度良く測定できない。

そこで本研究では、同調周波数の変化に加えて、スペクトル特徴量であるスペクトル最大値と共振の鋭さ⁽¹⁷⁾を測定データに加えることで、より高精度にひずみを測定する手法を提案する。特に、共振の鋭さはスペクトル形状全体から算出される値であり、共振点のわずかな変動に大きく影響を受ける同調周波数やスペクトル最大値

*平成 年 月 日受付

*1 準員, 東京工業大学大学院

(〒152-8852 東京都目黒区大岡山 2-12-1-11-58)

E-mail: rmatsuza@ginza.mes.titech.ac.jp

*2 正員, 東京工業大学工学部

を用いる場合と比較して、環境ノイズの影響を受けにくい特徴がある。さらにスペクトル最大値と共振の鋭さの測定に伴い、これまで簡便のためコンデンサとしてモデル化していたスチールワイヤ層をコンデンサと抵抗の並列回路としてモデル化し、スチールワイヤ層の変形によるスペクトル最大値と共振の鋭さへの影響を検討した。

本研究では、まず市販ラジアルタイヤを用いてひずみ負荷に伴うベルト部の電気容量、電気抵抗の変化を測定し、さらに同調回路を利用した電源不要のパッシブ型センサを用いて、同調周波数、スペクトル最大値と共振の鋭さの変化を測定し、提案した手法の実タイヤへの適用可能性を実験的に検討した。

2. モニタリングシステム

2.1 タイヤベルト部構造 乗用車用の市販ラジアルタイヤの内部構造を図1に示す。カーカスとトレッドの間には、トレッド幅に近い幅からなるベルトが設けられ、コード角度（周方向に対してなす角） $\pm 20^\circ$ 前後で折り重ねたもの2枚をカーカスの上に積層している。

導電性材料であるスチールワイヤと誘電性材料である合成ゴムからなるタイヤベルト部の構造は、図2に示すようにスチールワイヤを電極とした対向2電極構造であり、コンデンサと抵抗の並列回路としてモデル化できる。コンデンサについて考えると、スチールワイヤ半径 a 、長さ l 、ワイヤ間隔 d の二つのスチールワイヤに単位長さ当たりそれぞれ q 、 $-q$ の電荷が存在すると、導線の中心から r の点の電界 E_r はガウスの法則により次式となる。

$$E_r = \frac{q}{2\pi\epsilon r} + \frac{q}{2\pi\epsilon(d-r)} \quad (1)$$

ここで、 ϵ はタイヤゴムの誘電率である。さらに、スチールワイヤ間の電位差 V は、

$$V = -\int_{d-a}^a E_r dr = \frac{q}{\pi\epsilon} \ln \frac{d-a}{a} \quad (2)$$

したがって、単位長さあたりのスチールワイヤ間静電容量 C は次式となる。

$$C = \frac{q}{V} = \frac{\pi\epsilon}{\ln \frac{d-a}{a}} \quad (3)$$

また、電極間の電気抵抗 R はタイヤゴムの比抵抗を ρ とすると次式となる。

$$R = \rho \frac{d}{2al} \quad (4)$$

式(3)、(4)から、タイヤベルト部構造にひずみが負荷されワイヤ間隔 d が増加・減少すると、電気容量は減少・増加し、電気抵抗は増加・減少する。本研究では、このワイヤ間隔 d の変化に起因する電気容量または電気抵抗の変化を利用してタイヤのひずみ測定を行

う。この手法では、新たにセンサを埋め込む必要がなく、センサとタイヤ間の剛性の差異に起因するセンサのはく離問題を引き起こさない。

2.2 同調周波数とスペクトル最大値 使用するモニタリングシステムは図3に示すように外部送信機、同調回路⁽¹⁾を内蔵したひずみセンサ、外部受信機から構成される。本研究で用いた同調回路はパッシブ・バンドパス・フィルタであり、タイヤ電気容量 C 、タイヤ電気抵抗 R 、コイル素子 L から構成された LCR 共振回路となっている。そのため、ひずみセンサにはバッテリーを必要とせず、バッテリー搭載に起因する寿命、温度耐性、環境、重量に関する課題を解決し、センサの小型、軽量化も可能となる⁽¹⁾。

測定方法は、まず外部送信機からセンサに向けて、白色雑音を外部送信機アンテナから送信する。ひずみセンサの受信アンテナで受信した白色雑音は、内部の同調回路で同調周波数 f_i に同調され送信アンテナより送信される。外部受信機アンテナで受信した波形は FFT を用いた周波数解析によりスペクトル形状を得る。

ここで、ひずみセンサ内の LCR 並列回路の合成アドミッタンス Y は次式となる。

$$Y = \frac{1}{R} + j\left(\omega C - \frac{1}{\omega L}\right) \quad (5)$$

ただし ω は角振動数である。

式(5)のアドミッタンス Y が最小となる角振動数 ω_0 で同調されるため、同調周波数 f_i は次式となる。

$$f_i = \frac{1}{2\pi\sqrt{LC}} \quad (6)$$

また、共振時のアドミッタンス Y_0 は f_i を式(5)に代入して次式となる。

$$Y_0 = \frac{1}{R} \quad (7)$$

さらに共振周波数におけるパワースペクトル最大値 P_p は、LCR 並列回路に流れ込む電流を I とすると次式となる。

$$P_p = \frac{I^2}{Y_0} = I^2 R \quad (8)$$

以上よりセンサの同調周波数は、タイヤ電気容量 C の平方根の逆数に比例し、パワースペクトル最大値はタイヤ電気抵抗 R に比例する。

2.3 共振の鋭さ 共振の鋭さの定義には HBW (Half Power Bandwidth) 法⁽⁷⁾を用いる。HBW 法では、共振回路で生じる電圧降下 $|E|$ が共振時の $1/\sqrt{2}$ 以下となるときに周波数を f_1 、 f_2 とすると共振の鋭さ Q (Quality factor) は次式で定義される。

$$Q = \frac{f_i}{f_2 - f_1} \quad (9)$$

この回路に生じる電圧降下 $|E|$ はアドミッタンス Y に反比例するから、共振時の電圧 E_0 との比をとれば式(5)、(7)より、

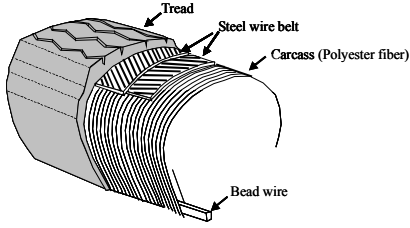


Fig. 1 Inner structure of a steel-wire-reinforced radial tire.

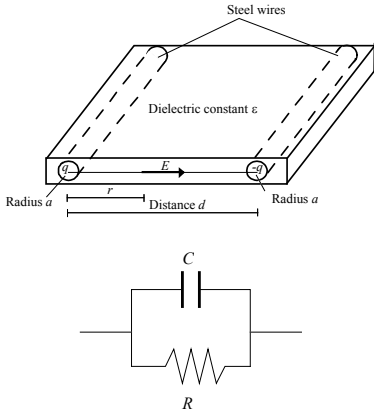


Fig. 2 Condenser-resistance parallel model of a steel wire belt in a radial tire.

$$\frac{|E|}{E_0} = \frac{Y_0}{|Y|} = \frac{1}{R \sqrt{\frac{1}{R^2} + \left(\omega C - \frac{1}{\omega L}\right)^2}} \quad (10)$$

f_1, f_2 のとき $|E|/E_0 = 1/\sqrt{2}$ であるから f_1, f_2 は次式の根である。

$$\left(2\pi f C - \frac{1}{2\pi f L}\right) R = \pm 1 \quad (11)$$

よって、

$$f_1, f_2 = \frac{1}{4\pi L C R} \left(\pm L + \sqrt{L^2 + 4LCR^2}\right) \quad (12)$$

式(6), (9), (12)より本研究で用いる LCR 並列回路の共振の鋭さ Q は次式で与えられる。

$$Q = R \sqrt{\frac{C}{L}} \quad (13)$$

以上よりセンサの共振の鋭さ Q は、タイヤ電気抵抗 R とタイヤ電気容量 C の平方根の積に比例する。

本研究では、スチールワイヤ層変形によるタイヤ電気容量変化とタイヤ電気抵抗変化を利用してひずみ測定を行う。ここで、タイヤ電気容量変化は式(6)より同調周波数 f_t の変化に、タイヤ電気抵抗変化は式(8)よりスペクトル最大値 P_p の変化に換算可能である。さらにひずみ測定精度を向上させるため、電気容量 C と電気抵抗 R を変数とする安定度の高い共振の鋭さ Q を測定データの一つに加え、次式のようにタイヤひずみ y を f_t, P_p, Q から求める。

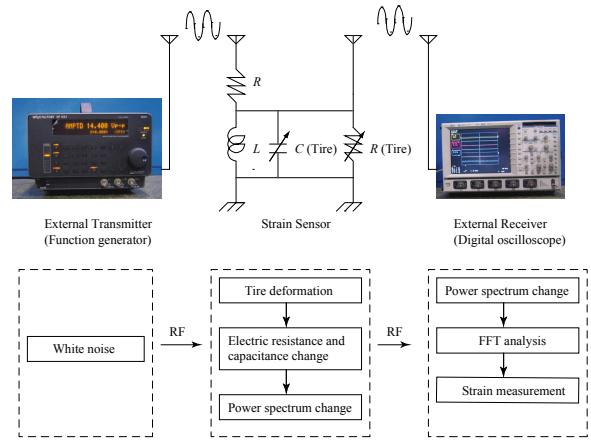


Fig. 3 Schematic image of the wireless passive strain-measurement system.

$$y = f(g_c(C), g_r(R), g_{cr}(C, R)) = f(f_t, P_p, Q) \quad (14)$$

2・4 応答曲面法の導入 本研究では、タイヤひずみと実測した同調周波数 f_t ・スペクトル最大値 P_p ・共振の鋭さ Q の関係を応答曲面法⁽¹⁸⁾で近似的に求めた。応答曲面法とは品質工学で用いられる手法で、変数と応答の関係を最小2乗法と実験計画法を用いて効率よく関数近似する。応答曲面法を用いることで、3次元的なタイヤベルト部の変形を考慮することなく、実測データを関数近似でき、さらに近似関数を統計的に評価できる。応答曲面の近似関数には簡単であることから多項式が多く用いられる。2次多項式を用いた場合の応答曲面は次式となる。

$$y = \beta_0 + \sum_{j=1}^k \beta_j x_j + \sum_{j=1}^k \beta_j x_j^2 + \sum_{i=1}^k \sum_{j>i}^k \beta_{ij} x_i x_j \quad (15)$$

ここで k は変数の数である。本研究では同調周波数 f_t 、スペクトル最大値 P_p 、共振の鋭さ Q の3変数であるから次式となる。

$$y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \beta_3 x_3 + \beta_4 x_1^2 + \beta_5 x_2^2 + \beta_6 x_3^2 + \beta_7 x_1 x_2 + \beta_8 x_2 x_3 + \beta_9 x_3 x_1 \quad (16)$$

ここで、 $x_4 = x_1^2$, $x_5 = x_2^2$, $x_6 = x_3^2$, $x_7 = x_1 x_2$, $x_8 = x_2 x_3$, $x_9 = x_3 x_1$ と置くことで、式(16)は線形重回帰式に変換できる。

$$y = \beta_0 + \sum_{i=1}^9 \beta_i x_i \quad (17)$$

実験数を n とすると、 n 回の実験結果は次式で行列表示できる。

$$\mathbf{Y} = \mathbf{X}\boldsymbol{\beta} + \boldsymbol{\varepsilon} \quad (18)$$

ただし、 \mathbf{Y} は応答ベクトル、 \mathbf{X} は実験点座標、 $\boldsymbol{\beta}$ は係数ベクトル、 $\boldsymbol{\varepsilon}$ は誤差ベクトルである。

最小2乗法により、係数 $\boldsymbol{\beta}$ の不偏推定量 \mathbf{b} は次式で得られる。

$$\mathbf{b} = (\mathbf{X}^T \mathbf{X})^{-1} \mathbf{X}^T \mathbf{Y} \quad (19)$$

さらに各係数の F 検定の消去法によって回帰を悪化させる項を削減し、最良回帰式を選定する。応答曲面

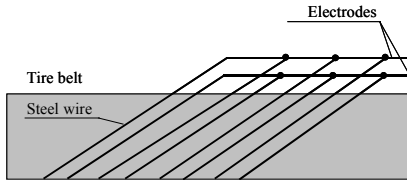
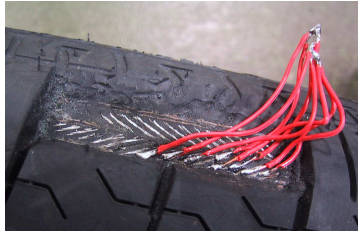


Fig. 4 Alignment of interdigital electrodes

の適合度を表す自由度調整済み決定係数 R_{adj}^2 は次式となる。

$$R_{adj}^2 = 1 - \frac{SSE/(n-k-1)}{S_{yy}/(n-1)} \quad (20)$$

ここで n は実験数, k は変数の数である。また, SSE は残差平方和, S_{yy} は y の平均値周りの総変動平均である。詳細は参考文献(18)を参照されたい。

3. 実験方法

3.1 電気容量と電気抵抗変化 市販ラジアルタイヤのベルト部スチールワイヤ間の電気容量と電気抵抗変化を測定するため, タイヤは図4に示すようにショルダーの一部を除去し, ベルト部のスチールワイヤを露出させリード線をはんだ付けし, 電気容量・電気抵抗測定用の電極とした。将来的にはセンサの配置によるアンバランスを防ぐため, タイヤ断面中央部にセンサを配置し, ベルト中央部から電気抵抗・電気容量値を得る必要がある。実際にセンサ回路上でタイヤの電気容量を用いる場合, 電気容量変化は 30 pF 程度と小さく, センサ回路配線や部品内部の端子間が持つ数 pF の浮遊容量の影響を受ける。そこで, 電気容量変化を増加させる目的で, 図4に示すようにスチールワイヤ 8 本を用いて櫛型電極⁽¹²⁾を作成し測定用電極とした。またひずみ測定用に, タイヤの内側表面にゴム用ひずみゲージを貼付した。また簡便のためタイヤはホイールをつけない状態で実施した。電気容量と電気抵抗は日置電機製 LCR メータを用いて測定周波数 100 kHz で測定した。タイヤへのひずみ負荷は, 図5に示すように島津製引張試験機を用いてクロスヘッドスピード 2 mm/min で圧縮負荷を実施した。

3.2 同調周波数, スペクトル最大値, 共振の鋭さの測定 センサ回路中のコイル L のインダクタンスを 100 μH としたセンサを試作した。電気容量・電気

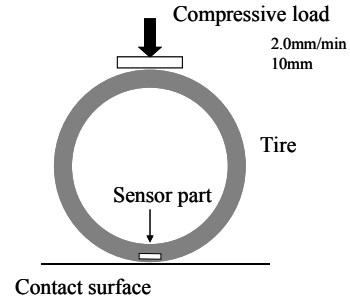


Fig. 5 Experimental setup for tire compression test.

抵抗の測定と同様に引張試験機を用いて, 実タイヤの圧縮負荷・除荷をクロスヘッドスピード 2 mm/min で実施した。センサより出力される波形は無線で外部受信機アンテナより受信し, 受信波形はデジタルオシロスコープ (LeCroy 製 waverunner LT224) を用いて FFT 解析を実施しスペクトル形状を求めた。現在のところデジタルオシロスコープによるスペクトルの測定に 2 分程度の時間を要するため, スペクトル測定は負荷除荷を一時停止させて実施した。

得られたパワースペクトルから共振の鋭さ Q を算出するには, 式(9)より同調周波数における最大パワースペクトルの半値における周波数 f_1, f_2 を求める必要がある。しかし, 取得したパワースペクトルデータは離散値であり, さらに誤差を含むため, f_1, f_2 を精度よく推定できない。そこで高精度に同調周波数と Q 値を求めるために, パワースペクトル形状 $P(f)$ を, 次式に示すローレンツ関数を用いて近似する^(19,21)。

$$P(f) = \frac{1}{\pi} \frac{\frac{1}{2}\Gamma}{(f-\mu)^2 + \left(\frac{1}{2}\Gamma\right)^2} \quad (21)$$

ここで, Γ は半値全幅 FWHM (full width at half maximum), μ はスペクトル平均値における周波数に相当する。この定数 Γ, μ は実験点に合うように調整する必要があり, 高い計算コストが要求される。そこで次式のようにローレンツ関数の逆数を取ること, 2次多項式近似が可能となる。

$$\frac{1}{P(f)} = \pi \frac{(f-\mu)^2 + \left(\frac{1}{2}\Gamma\right)^2}{\frac{1}{2}\Gamma} = k_0 f^2 + k_1 f + k_2 \quad (22)$$

ここで, 2次多項式の係数 k_0, k_1, k_2 は最小 2 乗法を用いて低計算コストで計算可能である。

さらに式(22)より, 同調周波数 f_0 , スペクトル最大値 P_p , 共振の鋭さ Q は次のように求まる。

$$f_0 = -\frac{k_1}{2k_2} \quad (23)$$

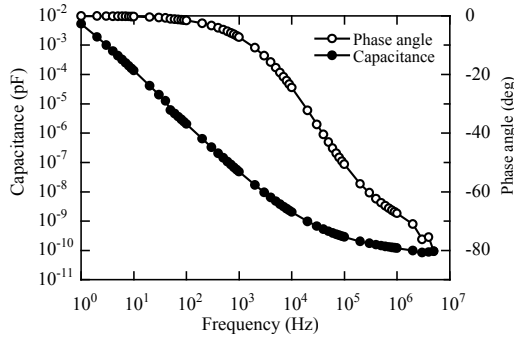


Fig. 6 Frequency response of phase angle and capacitance of a radial tire.

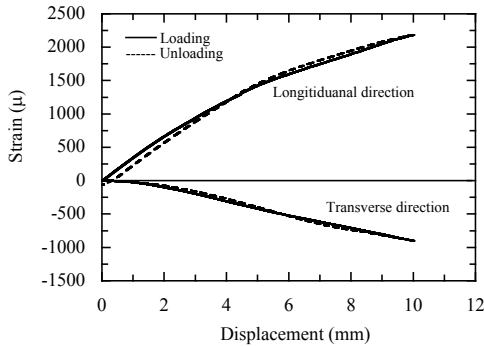


Fig. 7 Measured longitudinal strain and transverse strain vs. displacement due to loading and unloading.

$$P_p = k_2 - \frac{k_1^2}{4k_0} \quad (24)$$

$$Q = \frac{-k_1}{4\sqrt{k_0k_2 - \frac{1}{4}k_1^2}} \quad (25)$$

4. 実験結果と考察

4.1 電気容量と電気抵抗変化 無負荷時のラジアルタイヤの電気容量と位相角の周波数特性を図6に示す。高周波数域では位相角は-90°に近づき電気容量成分が主となるが、1 MHz以下では電気抵抗と電気容量の並列回路モデルとなる。

タイヤベルトのひずみセンサ部分を接地し(図5)、圧縮負荷を実施したときのタイヤ内側表面の円周方向ひずみとその面内直交方向ひずみを図7に示す。図の横軸はクロスヘッド変位、縦軸はひずみゲージより取得したひずみである。図より接地点のタイヤ内側表面では、円周方向のひずみは引張、直交方向のひずみは圧縮となる。

楕型電極を用いたときのひずみによる電気容量、電気抵抗の変化を図8(a), (b)に示す。横軸は円周方向ひずみである。圧縮負荷による円周方向ひずみの増大に伴い電気容量は減少し、電気抵抗は増加する。通常タ

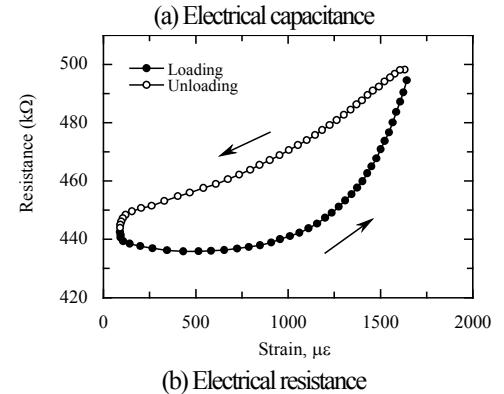
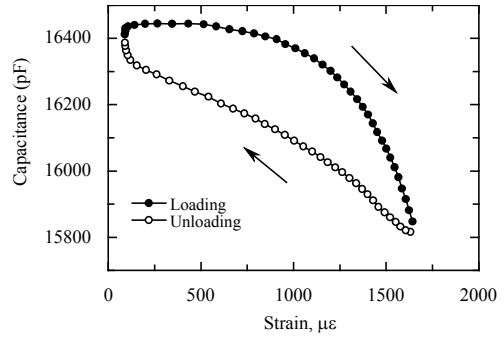


Fig. 8 Measured relationship between electrical capacitance, electrical resistance and strain using interdigital electrodes.

イヤ内側表面のひずみは接地点で引張を受け、その前後で圧縮を受ける⁽¹²⁾。またベルト部矩形試験片を用いた引張試験より、引張に伴いベルト部のワイヤ間隔は減少し電気容量は増加する⁽¹³⁾。しかし実タイヤでは、接地直後は接地点での引張によりワイヤ間隔が減少するため、電気容量は増加、電気抵抗は減少するが、さらにタイヤを圧縮負荷することで、接地点前後の圧縮域の影響を受けワイヤ間隔は増加するため、電気容量は減少、電気抵抗は増加したと考える。図8(a)楕型電極を用いることで電気容量変化は600 pFと大きく、数pFの浮遊容量の影響は無視できる。

4.2 同調周波数、スペクトル最大値と共振の鋭さの変化 図8(a), (b)に示したひずみに伴う電気容量と電気抵抗変化の結果を式(6)、式(8)、式(13)に代入し同調周波数 f_0 、スペクトル最大値 P_p 、共振の鋭さ Q を計算すると図9となる。ここで横軸は円周方向ひずみ、縦軸はそれぞれの変化率である。図よりタイヤひずみの増加に伴い同調周波数 f_0 、スペクトル最大値 P_p 、共振の鋭さ Q は増加する。したがって図10に示すように、受信するスペクトル形状は、負荷に伴いスペクトルピーク点の周波数は増加、スペクトル最大値は増加、共振の鋭さは増す。

図11にタイヤひずみセンサの出力波形のパワースペクトル形状を示す。横軸は周波数、縦軸はパワース

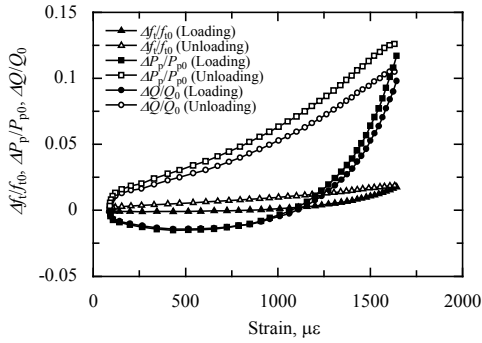


Fig. 9 Calculated $\Delta f/f_0$, $\Delta P_p/P_{p0}$ and $\Delta Q/Q_0$ from Eq. (7), Eq. (9) and Eq. (14).

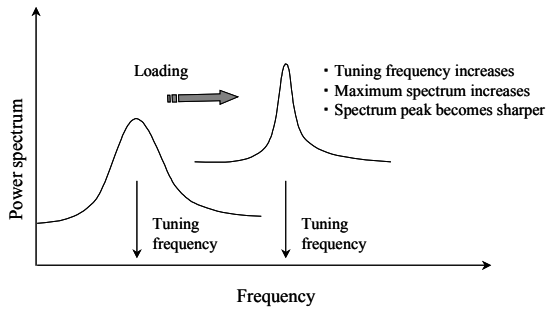


Fig. 10 Power spectrum figuration change due to loading.

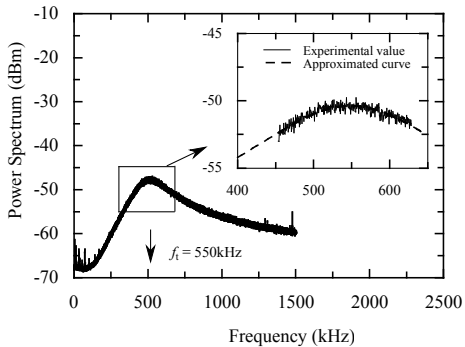


Fig. 11 Measured power spectrum of wirelessly received signal at external receiver.

ペクトルである。同調回路の電気容量と電気抵抗としてタイヤベルト部を用いても、スペクトル形状にピークがあり同調周波数を持つことが確認できる。実際の測定では、同調周波数の存在する 450 から 625 kHz までの周波数区間を掃引し、得られたスペクトル形状から同調周波数 f_0 、スペクトル最大値 P_p 、共振の鋭さ Q_a を算出するため式(22)で近似する (図 11 内の右上図)。

市販ラジアルタイヤを用いて圧縮・除荷を 2 回実施し、センサ出力同調周波数 f_0 、スペクトル最大値 P_p 、共振の鋭さ Q_a の無線測定結果を図 12, 13, 14 に示す。図 12, 13, 14 の横軸は円周方向ひずみ、縦軸は同調周波数変化率 $\Delta f/f_0$ (図 12)、スペクトル最大値の変化率 $\Delta P_p/P_{p0}$ (図 13)、共振の鋭さの変化率 $\Delta Q/Q_0$ (図 14) である。図 12 よりひずみの負荷に伴

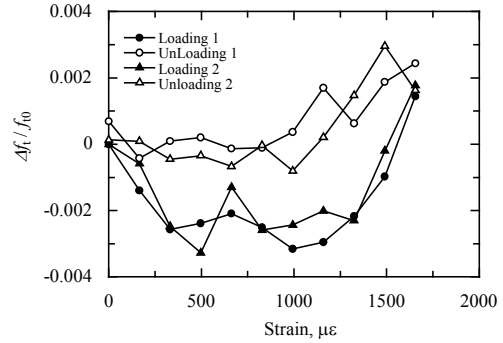


Fig. 12 Measured relationship between tuning frequency change and strain due to loading and unloading.

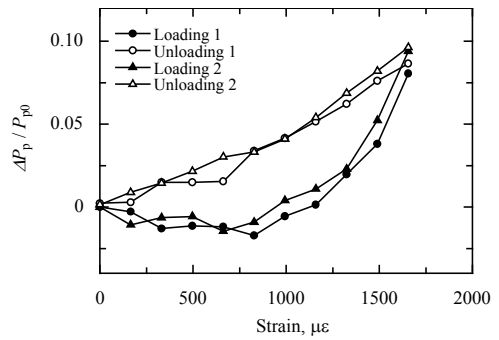


Fig. 13 Measured relationship between peak power spectrum and strain due to loading and unloading.

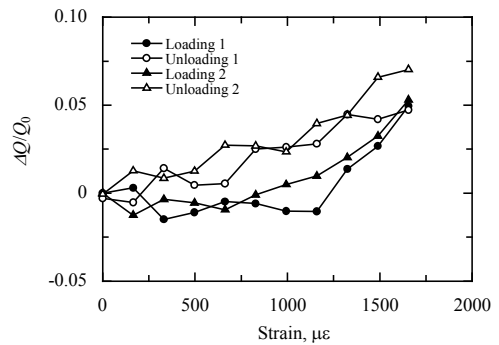


Fig. 14 Measured relationship between quality factor of resonance and strain due to loading and unloading.

い同調周波数はひずみ 1000 μ までは減少し後に増加する。ひずみに対する同調周波数の変化は単調でないため、同調周波数単独でのひずみ測定は困難である。一方、図 13, 14 よりスペクトル最大値、共振の鋭さはひずみに対してほぼ単調な増加を示すが、ひずみ 1000 μ まではわずかな変化しか見られず、この範囲でひずみ推定精度は悪くなる。図 12, 13, 14 の結果は図 9 の計算結果によく一致しており、無電源無線で得たスペクトル形状の変化がタイヤ電気抵抗とタイヤ電気容量の変化に起因することがわかる。

タイヤ圧縮・除荷に伴う、スペクトル形状の変化より得られた、ひずみと同調周波数 f_0 、スペクトル

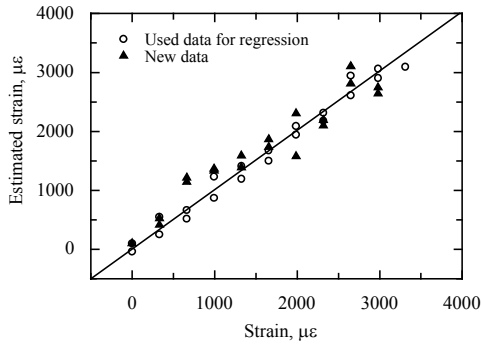


Fig. 15 Estimated strain and measured strain of tire.

Table 1 Comparison of R_{adj}^2 using different parameter

	Loading	Unloading	Loading and unloading
f_i	-0.043	0.502	0.292
Q	0.781	0.927	0.708
P_p	0.791	0.909	0.806
f_i and Q	0.955	0.961	0.930
f_i and P_p	0.977	0.982	0.919
Q and P_p	0.791	0.981	0.730
f_i , Q and P_p	0.996	0.998	0.974

最大値 P_p 、共振の鋭さ Q の関係から式(16)に示した応答曲面法による重回帰式を求めた。3変数を回帰に用いることで、それぞれの変数で推定精度が落ちるひずみ範囲を他の変数で補い、広いひずみ範囲で高い精度が得られる。回帰に用いた実験結果とは別に、新たにタイヤ圧縮負荷・除荷を実施し、得られた同調周波数 f_i 、スペクトル最大値 P_p 、共振の鋭さ Q と重回帰式を用いてひずみを推定した結果を図 15 に示す。横軸はひずみゲージより取得したひずみであり、縦軸は応答曲面より回帰されたひずみである。また図中の○印は回帰式作成に用いた実験値、▲印は新たに負荷・除荷を実施した実験値である。ここで自由度調整済み決定係数 R_{adj}^2 は 0.974 であり、新たに回帰された実験値は 500 μ の誤差範囲内に抑えられている。現在の自動車では、タイヤのひずみデータが得られていないことを考慮すると、この程度の精度で車両運動制御の改善に十分活用できる。ABS 効率向上を目的とした場合、タイヤ路面間の摩擦係数の値が大きな要因となる。ひずみデータからタイヤ路面間摩擦係数の測定は今後の課題である。

表 1 に回帰に用いる変数として f_i 、 P_p 、 Q 、 f_i と Q 、 f_i と P_p 、 Q と P_p を用いたときの R_{adj}^2 を示す。縦列には負荷と除荷で別の回帰式を作成した時の R_{adj}^2 を合わせて示す。一定の繰り返しひずみを受けると仮定すると、負荷時と除荷時で別の回帰式を作成し回帰精度を向上させることが可能である。表 1 より回帰に同調周波数 f_i 、スペクトル最大値 P_p 、共振の鋭さ Q の 3 変数を用い

ることで、1 変数、2 変数を用いた場合と比較して高い回帰精度が得られている。

5. 結 言

実タイヤベルト内のスチールワイヤ間の電気容量と電気抵抗を用いて、ひずみを無電源無線で測定する手法を提案した。さらに、ひずみセンサを用いて無線測定したパワースペクトルから同調周波数、スペクトル最大値、共振の鋭さを算出し、これを用いて高精度にタイヤひずみ測定が可能であるかを実験的に検討した。以上から得られた結果は以下のとおりである。

- (1) タイヤ圧縮負荷に伴い、接地点におけるタイヤ円周方向の引張りひずみは増加し、ベルト内部のスチールワイヤ間の電気容量は減少、電気抵抗は増加する。
- (2) タイヤ円周方向ひずみの増加に伴い、パッシブ型ひずみセンサの同調周波数、パワースペクトル最大値、共振の鋭さは増加する。ここで同調周波数変化は電気容量変化に、パワースペクトル最大値は電気抵抗変化に換算可能である。
- (3) スペクトル特徴量である同調周波数、パワースペクトル最大値、共振の鋭さの 3 変数を利用することで、精度良くタイヤひずみを無電源無線で測定可能である。

謝 辞

本研究の遂行にあたり、株式会社ブリヂストンの援助を得た。関係各位に謝意を表す。

参考文献

- (1) N. Persson, S. Ahlqvist, U. Forsell and F. Gustafsson, *SAE Conf. Proc.*, (1991), 77-79.
- (2) K. Mnif, *Sensors*, **12-11** (2001), 40-46.
- (3) T. Umeno T, K. Asano, H. Ohashi, M. Yonetani, T. Naitou and T. Taguchi, *Control Eng. Pract.*, **9** (2001), 639-645.
- (4) T. Yamagiwa, M. Orita nad T. Harada, *JSAE Review*, **24-4** (2003), 495-496.
- (5) J. D. Cullen, N. Arvanitis, J. Cucas and A. I. Al-Shamma'a, *Measurement*, **32-3** (2002), 181-192.
- (6) C. Halfmann, M. Ayoubi and H. Holzmann, *Control Eng. Practice*, **5-8** (1997), 1151-1159.
- (7) J. Siddons and A. Derbyshire, *Sensor Review*, **17-2** (1997), 126-130.
- (8) A. Pohl, S. Reinhard, and R. Leonhard, *IEEE Trans. Instrum. Meas.*, **48-6** (1999), 1041-1046.
- (9) M. E. Palmer, C. C. Boyd, J. McManus, S. Meller, *43rd AIAA/ASME/ASCE/AHS Struct., Structural Dyn., Mater. Conf., AIAA*, (2002), AIAA 2002-1548.

- (10) M. Brandt, V. Bachmann, A. Vogt, M. Fach, K. Mayer, B. Breuer and H. L. Hartnagel, *Electron. Lett.*, **34**-8 (1998), 760-762.
- (11) 松崎亮介, 轟章, 小林英男, 島村佳伸, 日本機械学会, 71-702(2005-2) 137-143.
- (12) 松崎亮介, 轟章, 小林英男, 島村佳伸, 複合材料学会誌, **30**-2 (2004), 55-62.
- (13) 松崎亮介, 轟章, 小林英男, 島村佳伸, 複合材料学会誌, **30**-4 (2004), 157-164.
- (14) O. Yilmazoglu, M. Brandt, J. Sigmund, E. Genc and H. L. Hartnagel, *Sens. Actuators A*, **94** (2001), 59-63.
- (15) A. Gavine, *Tire technol. Int.*, (2001), 32-33.
- (16) S. Patwardhan, H. S. Tan and M. Tomizuka, *Control. Eng. Practice*, **5**-11 (1997), 1615-1622.
- (17) V. J. Logeeswaran, F. E. H. Tay, M. L. Chan, F. S. Chau and Y. C. Liang, *Analog Integrated Circuits and Signal Processing*, **37** (2003), 14-33.
- (18) R. H. Myers, D. C. Montgomery, "Response Surface Methodology: Process and Product Optimization Using Designed Experiments", John Wiley & Sons. Inc., (1995).
- (19) R. Knochel, F. Daschner, W. Taute, *Food Control*, **12** (2001), 447-458.
- (20) R. Knochel, *Sensors update*, 7 (2000), 65-105.
- (21) J. Molla, A. Ibarra, J. Margineda, J. M. Zamarro and A. Hernandez, *IEEE Trans. Instrum. Meas.*, **42** (1993), 817-821.
-