

科学研究費助成事業 研究成果報告書

平成 28 年 5 月 18 日現在

機関番号：55501

研究種目：基盤研究(C) (一般)

研究期間：2013～2015

課題番号：25420201

研究課題名(和文) タイヤの振動特性に基づくラグの起振力推定による農耕車両の振動発生メカニズムの解明

研究課題名(英文) Clarification of vibration generation mechanism of agricultural machinery by estimation of lug excitation force based on agricultural tire vibration characteristics

研究代表者

藤田 活秀 (FUJITA, KATSUHIDE)

宇部工業高等専門学校・機械工学科・教授

研究者番号：50390498

交付決定額(研究期間全体)：(直接経費) 4,000,000円

研究成果の概要(和文)：転動時のラグによる起振力を同定するために、転動実験により車軸に作用する軸力と車軸の変位を計測した。次にタイヤを剛体円環モデルでモデル化し接地・回転を考慮して運動方程式を導出した。導出された運動方程式から転動実験での計測結果を用いて最小二乗法によりベルトの変位を同定した。更に、軸力の計測値と同定されたベルトの変位を用いて算出できる軸力の計算値を比較することで、同定手法の妥当性を確認した。最後に、計測された車軸の変位と同定されたタイヤの変位を用いてラグ起振力を同定した。

研究成果の概要(英文)：In order to identify lug excitation force, the shaft displacement and the shaft force during rolling motion are measured by rolling test. Then, the tire is modelled as a circular rigid ring and the equations of motion are derived considering ground contact and rolling motion. From the derived equations of motion, tire ring displacement is identified from the measured data using least square method. The validity of this identification are confirmed by comparing the measured shaft force with the calculated shaft force using the identified tire ring displacement. Finally, the lug excitation force are identified from the measured shaft displacement and the identified tire ring displacement.

研究分野：工学

キーワード：動的設計

1. 研究開始当初の背景

近年、農耕車両の作業速度・移動速度の高速化への要望が強まっている。農耕車両用のタイヤには、トレッド部に「ラグ」と呼ばれる大きな突起が千鳥状に配置されている為、舗装路面走行時にはこのラグと路面の接触に起因する振動や騒音が発生することが知られているが、数値モデルの検討はなく起振力同定や現象解明も行われていない。高速化によりこの振動や騒音は増大すると考えられ、産業機械としての農耕車両においても振動・騒音の低減は重要な課題となってくると思われる。

これまでの研究で、転動時のラグ付きタイヤの挙動はタイヤの振動特性の影響を受け、固有振動モードの内、剛体モードのみが転動時の挙動に影響を及ぼすことが確認された。このことから、ラグ付きタイヤを剛体円環モデルでモデル化し、転動時のラグ起振力を同定するという着想に至った。

2. 研究の目的

ラグ付きタイヤを自動車の振動乗り心地解析等で代表的に用いられている SWIFT モデル(剛体円環モデル)でモデル化し、ラグ起振力を同定すると共に、農耕車両を対象とした振動モデルを構築し、舗装路面走行時の農耕車両の振動との関連について検討することで、タイヤラグに起因する振動の発生メカニズムを解明することを目的とする。

3. 研究の方法

(1) 転動実験

実験装置

実験装置の概略を図1に示す。タイヤは片持ち支持された車軸に固定され、ドラムに予め押付けられている。尚、タイヤは、ラグを有する芝刈り機用の小径タイヤが用いられている。その状態でドラムを駆動モータで回転させることにより、タイヤは従動的に回転する構造となっている。

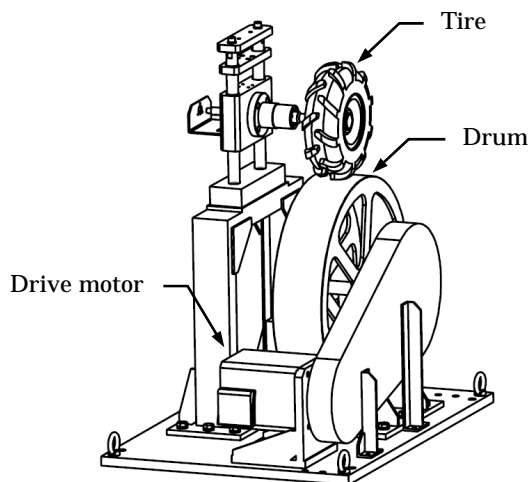


図1 転動実験装置の概要

次に車軸の支持構造を図2に示す。車軸は軸受ホルダーのみにより支持されている。軸受ホルダーには2組の軸受が内蔵されており、また軸受ホルダーは6分力計にボルトで結合されている。この構造により、車軸に作用する力を6分力計で計測することが可能となる。車軸の挙動については、レーザ式変位計により計測し、タイヤの回転速度はフレキシブル継手を通して車軸に直結されたロータリーエンコーダにより計測する。

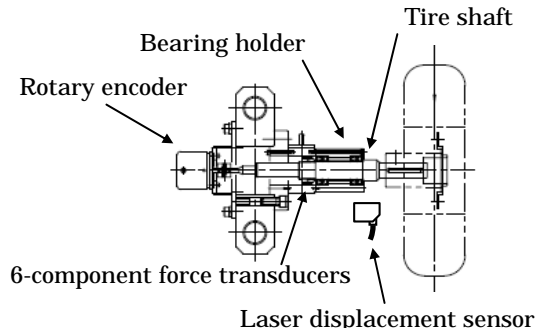


図2 車軸の支持構造

実験方法

転動実験は、タイヤのドラムへの押付け荷重を 200N とし、タイヤの回転数を 50 ~ 500rpm まで 10rpm 刻みで変化させて行い、転動時の軸力(前後力と上下力)、車軸の挙動(前後方向変位と上下方向変位)及びタイヤの回転速度を計測した。

(2) ラグ起振力の同定

剛体円環モデル

ラグ付きタイヤを剛体円環モデルでモデル化し、タイヤ-ホイール系で定式化を行った。このモデルでは、ホイール中心に作用する車軸の軸力と、路面との接触点に作用するラグ起振力を考慮している。ホイールとタイヤはホイール面内においては3自由度を有し、並進運動に限定して考えると、ホイールについての運動方程式(1)とタイヤベルトについての運動方程式(2)をそれぞれ得ることができる。

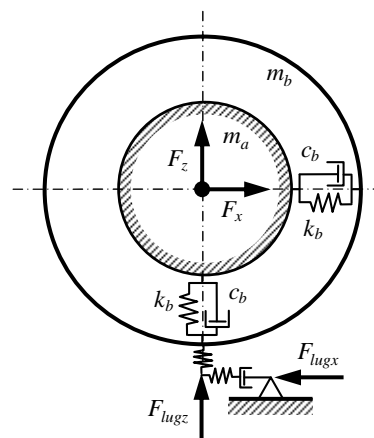


図3 剛体円環モデル

$$\begin{aligned}
F_x &= m_a \ddot{x}_a + c_b (\dot{x}_a - \dot{x}_b) + k_b (x_a - x_b) - c_b \Omega (z_a - z_b) \\
F_z &= m_a \ddot{z}_a + c_b (\dot{z}_a - \dot{z}_b) + k_b (z_a - z_b) + c_b \Omega (x_a - x_b) \\
&\quad + F_0 + F_d
\end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned}
F_{lugx} &= m_b \ddot{x}_b + c_b (\dot{x}_b - \dot{x}_a) + k_b (x_b - x_a) - c_b \Omega (z_b - z_a) \\
F_{lugz} &= m_b \ddot{z}_b + c_b (\dot{z}_b - \dot{z}_a) + k_b (z_b - z_a) + c_b \Omega (x_b - x_a) \\
&\quad + F_0 + F_d
\end{aligned} \quad (2)$$

パラメータ同定

式(1)において、 $x_a, z_a, \Omega, F_x, F_z$ は転動実験により計測することができる。更に、 $\dot{x}_a, \ddot{x}_a, \dot{z}_a, \ddot{z}_a$ は計測された x_a, z_a から中心差分法により求めることができる。そこで、直接計測することが難しいタイヤベルトの変位については、ラグ数とタイヤ回転数により定まるラグ起振振動数が支配的な振動になると考え、式(3)で表されると仮定した。

$$\begin{aligned}
x_b &= X_1 \cos \Omega_1 t + X_2 \sin \Omega_1 t + \dots + X_7 \cos \Omega_4 t + X_8 \sin \Omega_4 t \\
z_b &= Z_1 \cos \Omega_1 t + Z_2 \sin \Omega_1 t + \dots + Z_7 \cos \Omega_4 t + Z_8 \sin \Omega_4 t
\end{aligned} \quad (3)$$

ここで、 Ω_i はラグ起振振動数で、今回は1次から4次までのラグ起振振動数を考慮している。

この仮定により $X_1, \dots, X_8, Z_1, \dots, Z_8, F_d$ が与えられれば式(1)より軸力 F_x, F_z を算出することができる。そこで、軸力の計測値と計算値の差の二乗和として評価関数を式(4)の様に定めた。

$$\sum Q = \sum \|F_{\text{exp}} - F_{\text{cal}}(X_1, \dots, X_8, Z_1, \dots, Z_8, F_d)\|^2 \quad (4)$$

評価関数の最小値は、式(5)に示すように評価関数の各パラメータについての偏微分がゼロになるときに得ることができる。

$$\begin{aligned}
\frac{\partial \sum Q}{\partial X_1} = 0, \dots, \frac{\partial \sum Q}{\partial X_8} = 0 \\
\frac{\partial \sum Q}{\partial Z_1} = 0, \dots, \frac{\partial \sum Q}{\partial Z_8} = 0 \\
\frac{\partial \sum Q}{\partial F_d} = 0
\end{aligned} \quad (5)$$

これは連立方程式となり、式(6)のような行列形式で表すことができる。

$$\begin{Bmatrix} S_1 \\ \vdots \\ S_{17} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{1,1} & \dots & S_{1,17} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ S_{17,1} & \dots & S_{17,17} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_1 \\ \vdots \\ X_8 \\ Z_1 \\ \vdots \\ Z_8 \\ F_d \end{Bmatrix} \quad (6)$$

式(6)において S_1, \dots, S_{17} 及び $S_{1,1}, \dots, S_{17,17}$ は転動実験により得られるので、パラメータ $X_1, \dots, X_8, Z_1, \dots, Z_8$ 及び F_d が同定可能となる。更に、同定されたパラメータを用いて式(2)より、ラグ起振力を算出することができる。

4. 研究成果

(1) 転動実験結果

タイヤ回転数 200rpm のときの車軸の変位の時刻歴応答を図4に、軸力の時刻歴応答を図5に示す。タイヤの回転速度については、変動が確認されなかったため示していない。図5より、前後力の平均値についてはほぼ0であるのに対し、上下力の平均値については、押付け荷重 200N に転動による動的な力が付加されていることがわかる。

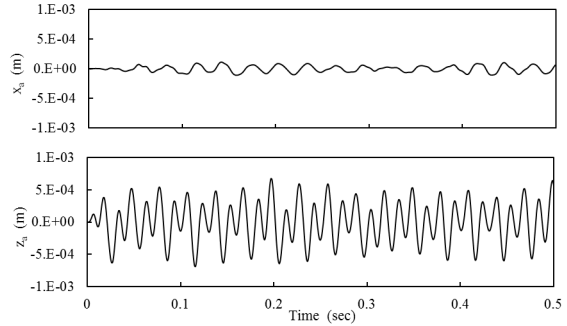


図4 車軸変位の時間波形

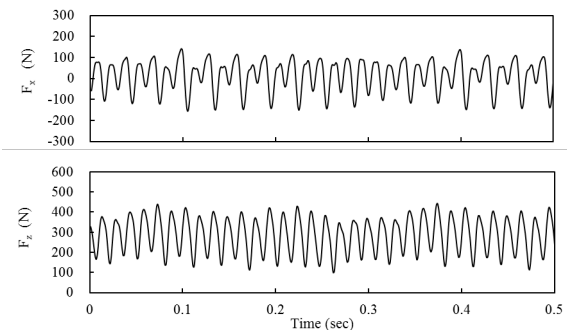


図5 軸力の時間波形

(2) ラグ起振力同定結果

タイヤ回転数 200rpm のときの軸力の時刻歴応答を図6に示す。ただし、 $F_{x \text{ exp}}, F_{z \text{ exp}}$ は計測された軸力であり、 $F_{x \text{ cal}}, F_{z \text{ cal}}$ は計測された車軸の変位と同定されたタイヤベルトの変位及び動的な力を用いて式(1)より算出した軸力である。

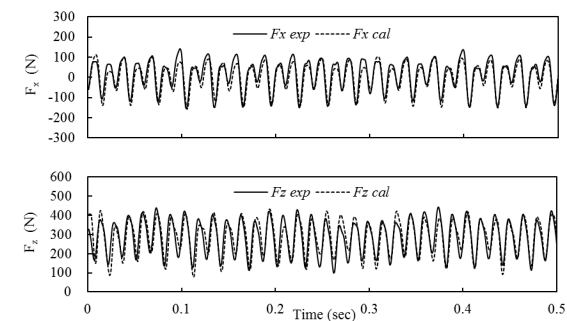


図6 軸力の時間波形

軸力の計測値と計算値は前後方向・上下方向共に良く一致していることが確認でき、このことから同定手法の妥当性が証明された。

ラグ起振力は、計測された車軸の変位と同定されたベルトの変位及び動的な力を用いて式(2)より算出することができる。タイヤ回転数 200rpm のときのラグ起振力の時刻歴応答を図 7 に示す。図 6 に示した軸力と図 7 に示したラグ起振力を比較してみると各方向においてその特性が異なっていることが判る。

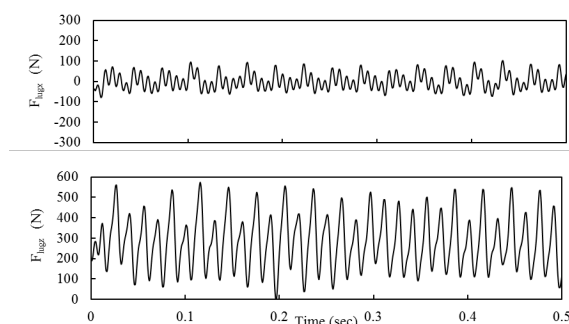


図 7 ラグ起振力の時間波形

(3)まとめ

農耕車両の舗装路面走行時の振動発生メカニズムを解明するためには、ラグ起振力の特性を調べることが重要になる。剛体円環モデルを用いた同定手法は、転動時の軸力と車軸の変位を計測することにより、ラグ起振力を同定することを可能になることが確認された。また、軸力特性とラグ起振力の特性は異なることが判明した為、軸力の特性からラグ起振力の特性を推定することは難しいと考えられる。今後は本手法を用いてラグ起振力の特性を明らかにすることで、農耕車両のラグに起因する振動発生メカニズムを解明していく予定である。

5. 主な発表論文等

〔雑誌論文〕(計 6 件)

藤田活秀, 齊藤俊, 金子貢, 農用タイヤの転動時の動的特性に関する研究(ラグ起振力の同定), 日本機械学会論文集, 査読有, Vol.82,2016,DOI: 10.1299/transjsme.15-00656

Katsuhide Fujita, Takashi Saito, Mitsugu Kaneko, Analytical Research on Dynamic Characteristics of Rolling Agricultural Tire (Investigation of Lug Excitation Force Characteristics), Proceedings of the 16th Asia Pacific Vibration Conference, 査読有, 2015

Katsuhide Fujita, Takashi Saito, Mitsugu Kaneko, Experimental Study on Dynamic Characteristics of Rolling Agricultural Tire (Identification of Lug Excitation Force), Proceedings of the 22th International Congress on Sound and Vibration, 査読有, 2015

Katsuhide Fujita, Takashi Saito, Mitsugu Kaneko, Experimental Research on Dynamic Characteristics of a Rolling Agricultural Tire (Measurement of Forces Acting on Tire Shaft), Proceedings of ASME IMECE2014, 査読有,

IMECE2014-36451, 2014

藤田活秀, 齊藤俊, 金子貢, 農用タイヤの転動時の動的特性に関する研究(走行条件の改善), 日本機械学会論文集, 査読有, Vol.80,2014,DOI:10.1299/transjsme.2014trans0065

Katsuhide Fujita, Takashi Saito, Mitsugu Kaneko, Experimental Research on Dynamic Characteristics of a Rolling Agricultural Tire (Influence of Running Condition), Proceedings of ASME IMECE2013, 査読有, IMECE2013-62736, 2013

〔学会発表〕(計 6 件)

藤田活秀, 齊藤俊, 金子貢, 農用タイヤの転動時の動的特性に関する研究(ラグ起振力の同定), Dynamics and Design Conference 2015, 2015 年 8 月 25 日, 弘前大学(青森県・弘前市)

藤田活秀, 齊藤俊, 金子貢, 農用タイヤの転動時の動的特性に関する研究(軸力特性とタイヤ振動特性の比較), 自動車技術会 2015 年春季大会学術講演会, 2015 年 5 月 21 日, パシフィコ横浜(神奈川県・横浜市)

藤田活秀, 齊藤俊, 金子貢, 農用タイヤの転動時の動的特性に関する研究(車軸に作用する力の計測), 日本機械学会 2014 年度年次大会, 2014 年 9 月 8 日, 東京電機大学(東京都・足立区)

林田大河, 金子貢, 齊藤俊, 藤田活秀, 2次元平面モデルを用いた農業用トラクタの走行中に発生する起振力の推定方法に関する研究, 日本機械学会中国四国支部第 52 期総会・講演会, 2014 年 3 月 7 日, 鳥取大学(鳥取県・鳥取市)

渡邊真太郎, 藤田活秀, 齊藤俊, 金子貢, 農用タイヤの転動時の動的特性に関する研究(車軸に作用する力の計測), 日本機械学会中国四国学生会第 44 回学生員卒業研究発表講演会, 2014 年 3 月 6 日, 鳥取大学(鳥取県・鳥取市)

藤田活秀, 齊藤俊, 金子貢, 農用タイヤの転動時の動的特性に関する研究(走行条件の改善), Dynamics and Design Conference 2013, 2013 年 8 月 26 日, 九州産業大学(福岡県・福岡市)

〔図書〕(計 0 件)

〔産業財産権〕

出願状況(計 0 件)

取得状況(計 0 件)

〔その他〕

6. 研究組織

(1)研究代表者

藤田 活秀 (FUJITA KATSUHIDE)

宇部工業高等専門学校・機械工学科・教授
研究者番号: 50390498

(2)研究分担者

齊藤 俊 (SAITO TAKASHI)

山口大学・大学院理工学研究科・教授

研究者番号：10162207

(3)連携研究者