

車輪板部のせん断ひずみを活用した 車輪・レール接触位置測定法の数値解析による妥当性検証

本堂 貴敏* 國行 翔哉* 山下 拓希** 杉山 博之**

Numerical Investigations on Validity of Method for Measuring Wheel-Rail Lateral Contact Position
with Instrumented Wheelset Using Shear Strains Induced on Wheel Web

Takatoshi HONDO Shoya KUNIYUKI Hiroki YAMASHITA Hiroyuki SUGIYAMA

Instrumented wheelsets are widely used in the railway industry to measure wheel-rail interaction forces, which are crucial factors in assessing running safety. Information on the lateral contact position between wheel and rail is also an important factor in assessing wheel-rail contact conditions, such as the friction coefficient at the contact point. In the previous studies, the authors proposed a method for measuring the lateral contact position using an instrumented wheelset using shear strains on the wheel web and a signal processing procedure based on a frequency decomposition of the strain signal. In general, it is difficult to verify the measurement accuracy of the contact position under actual operating conditions of railway vehicles, since it is difficult to acquire comparative data of the contact position. In this paper, a numerical tool is developed to emulate the strain signals observed at the instrumented wheelset. This tool consists of a wheel deformation analysis based on finite element analysis and a vehicle dynamics simulation based on multibody dynamics. In addition, the proposed signal processing procedure is verified using the numerical tool.

キーワード：PQ 測定，走行安全性，車輪・レール間相互作用，有限要素法，車両運動解析

1. はじめに

鉄道における輪重・横圧測定（PQ 測定）は，車両の走行安全性評価や曲線通過性能評価において重要な役割を果たしている。輪重（P）とは，車輪がレールから受ける上下方向の力であり，横圧（Q）とは，同じく左右方向の力である。横圧を輪重で除した値 Q/P は脱線係数と呼ばれ，走行安全性評価の指標として用いられる。車両が実軌道を走行している際の輪重・横圧を連続的に測定する方法のひとつとして，車輪に複数のひずみゲージを貼付してロードセル化した「PQ 輪軸」を用いた測定（図 1）が国内外で広く実施されている¹⁾。従来の PQ 測定では，輪重・横圧等の接触力のみを測定することが一般的であったが，接触力に加えて接触位置を測定することができれば，フランジ乗り上がりに対する余裕度のより直接的な評価など，様々な応用が期待できる。

一方著者らは，横圧作用時に曲げ変形と同時に生じるせん断変形に着目した横圧の測定法を近年提案した²⁾。さらに，現行の曲げ変形に伴うひずみを活用した横圧測定ブリッジ回路と，車輪板部のせん断ひずみを活用した横圧測定ブリッジ回路とを併用し，これらのブリッジ回路から得られるひずみ信号の周波数特性の違いから接触

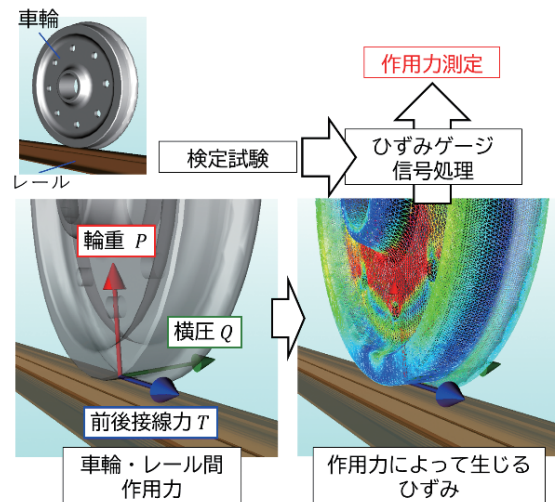


図 1 PQ 輪軸による車輪・レール間作用力の測定概要

位置情報を抽出する測定処理手法を提案した³⁾。PQ 輪軸を用いた接触位置測定法の先行研究はいくつかある^{4) 5) 6)}が，提案した手法は，PQ 輪軸のひずみゲージ貼付作業が従来法に比べて容易であること，および処理に使用する信号の組合せによって，信号伝送のチャンネル数を削減することができる等のメリットを有する。

先行研究³⁾では，提案した測定処理手法の妥当性を，一輪軸転走試験を通じて検証した。一輪軸転走試験等の定置試験では，走行試験と比較すると様々な輪軸の状態

* 鉄道力学研究部 車両力学研究室

** アイオワ大学

を詳細に測定することが可能であり、接触位置測定法の実験的な妥当性検証ツールとして非常に有用である。その一方で、実際の車両の走行時に想定される、軌道変位に起因する接触力の変動が生じた際の妥当性を一輪軸転走試験で検証することは困難である。特に、提案した接触位置測定法では、車輪1回転分のひずみデータを周波数分解することで接触位置情報を抽出するため、接触力に急激な変動が生じた場合には精度が低下することが懸念される。このような状況は実車両による走行試験を実施することで再現可能であるものの、走行試験による検証では、比較対象となる接触位置データを取得することは著しく困難であるため、実走行条件における妥当性の検証が課題として残されていた。そこで本研究では、一輪軸転走試験と実車走行試験を補完するための、実走行時のPQ輪軸出力信号を模擬する数値解析手法を構築し、これを活用して、提案測定処理手法の実走行模擬状態における妥当性を検証した。

2. 実走行時のPQ輪軸出力信号を模擬する数値解析手法

2.1 手法の概要

有限要素法 (FEM) による車輪変形解析とマルチボディダイナミクス (MBD) による車両運動解析を活用したPQ輪軸測定信号の模擬ツールを構築する。解析の考え方は図2に示す通りであり、MBDで計算した輪重・横圧・前後接線力・左右接触位置の時系列データを、逐次FEMの境界条件として入力することで、車輪変形の時系列を計算する。なお、ここで計算される車輪変形は、あくまである特定の時刻における境界条件の下で静解析を実施した結果を時間順に並べたものであり、車輪の動特性を考慮したものではない。

2.2 FEMモデルへの荷重条件の設定

FEMモデルへ作用力と接触位置の時系列データを入力する機能の考え方を図3に示す。実現象としては、図3(a)に示すように、車輪が回転することで車輪に固定した座標系で観測される周方向の接触位置が変化する。

一方、重力によるひずみを考慮しなければ、図3(b)に示すように、境界条件としての作用力と接触位置を、回転座標変換しながら周方向に移動させることと、図3(a)の状況は等価である。本稿では、図3(b)に示す方法で、FEMへの作用力と接触位置の時系列データ入力機能を実装した。すなわち、作用力と接触位置の時系列データを基に、絶対座標系に固定された車輪モデルへの力学的境界条件の時系列を生成し、FEMへ入力した。

2.3 ひずみゲージ貼付位置・方向設定とひずみ量評価

ひずみゲージの貼付位置および貼付方向は、基準座標系における位置ベクトル \mathbf{p} と、方向を示す単位ベクトル \mathbf{d} によって定義する。具体的には、回転変換後の座標系の z 軸方向にひずみゲージが感度を持つと想定する。まず、ベクトル \mathbf{d} および任意の座標系の z 軸方向単位ベクトル $\mathbf{e}_z = [0 \ 0 \ 1]^T$ を用いて、回転軸を表わす単位ベクトル \mathbf{n} および回転角度 θ を次式のように計算する。

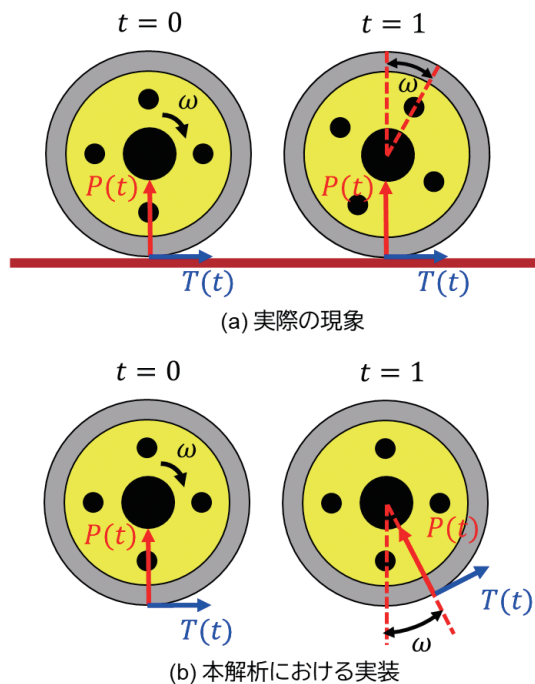


図3 FEMモデルへの作用力と接触位置の入力方法

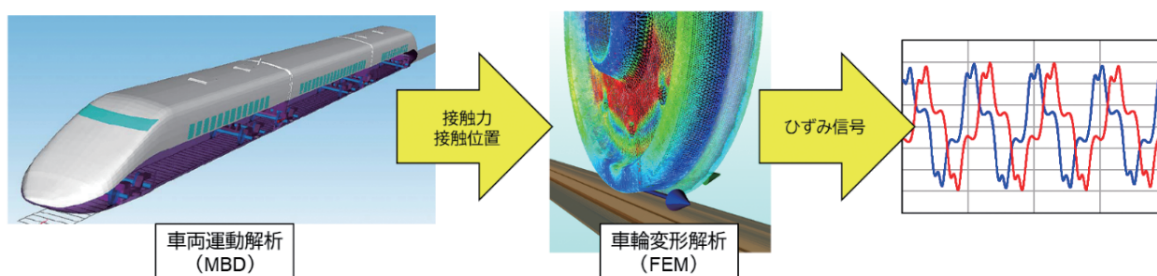


図2 PQ輪軸出力信号を模擬する数値解析の考え方

$$\mathbf{n} = \frac{\mathbf{e}_z \times \mathbf{d}}{|\mathbf{e}_z \times \mathbf{d}|} \quad (1)$$

$$\theta = \cos^{-1}(\mathbf{e}_z^T \mathbf{d})$$

これらをロドリゲスの回転公式に代入することで、座標変換行列を構成する。この回転変換行列 (\mathbf{R} とする) と FEM 解析結果を用いて、ひずみゲージ貼付方向のひずみ量を評価する。まず、位置 \mathbf{p} におけるひずみテンソル $\epsilon(\mathbf{p})$ を、先行研究⁷⁾と同様に、近傍ノードのひずみテンソルを2次関数で補間することで計算する。さらに、計算したひずみテンソルを、ひずみゲージ貼付方向を z 軸とする座標系での表現 $\epsilon_g(\mathbf{p})$ に変換する。

$$\epsilon_g(\mathbf{p}) = \mathbf{R}\epsilon(\mathbf{p})\mathbf{R}^T \quad (2)$$

変換後のひずみテンソル $\epsilon_g(\mathbf{p})$ のうち z 軸方向の垂直ひずみ成分を、ひずみゲージで測定されるひずみとみなす。

2.4 ルックアップテーブルによる高速化

前節で導入した FEM 解析を一般的なデスクトップパソコンで実行した場合、1 条件 (静解析 1 回) あたり 40 秒から 50 秒程度の計算時間を要した。これは、実走行時の作用力データを逐次入力して、出力信号の時系列波形を計算するには不向きである。そこで本研究では、車輪踏面上の2次元の接触位置と力の感度の関係をルックアップテーブル (LUT) 化し、時系列の測定模擬信号の解析にはこの LUT を活用することで計算速度の向上を図った。具体的には、車輪の左右方向に 5mm 間隔、円周方向に $2\pi/540$ rad 間隔で載荷点を設定し、各載荷点に大きさ 40kN の輪重、横圧、前後接線力をそれぞれ個別に載荷した。さらに各載荷点、載荷方向に載荷した時の単位荷重あたりのひずみ量 (感度) をテーブル化した。実際の解析では、車両運動解析で計算された載荷点に対応する感度を LUT の線形補間により求め、さらに車両運動解析で計算された力をかけることで、ひずみ量を算出した。

3. 接触位置測定処理アルゴリズムの妥当性評価

3.1 軌道変位のない単一円曲線

まず、軌道変位のない単一円曲線を通過する場合の妥当性について評価する。表 1 に示す 3 種の円曲線を通過する場合について車両運動解析を行った。主な解析条件は以下の通りである。

- ・車両モデルは、鉄道総研が所有するボルスタレス台車を装備した通勤車両相当の試験車両の車両諸元を基に、1 両モデルとして構築した。
- ・車輪形状は修正円弧踏面、レール形状は JIS50kgN レー

ルとした。

- ・車両運動解析ソフトとして、鉄道総研が開発した車両運動解析プログラムである Vehicle Dynamics Simulator (VDS)⁸⁾ を使用した。
- ・データのサンプリング周期は 1msec とし、接触位置測定処理結果についても、1msec 刻みで出力した。
- ・曲線外軌側 (進行方向右側) 車輪において接触位置測定処理を仮想的に行った。接触位置測定処理方法は、曲げ・せん断ひずみ方式のブリッジ回路を併用して、ブリッジ出力波形の 1 次、3 次、5 次 (車輪 1 回転の 1 倍、3 倍、5 倍) それぞれの周波数成分から接触位置を計算する手法を採用した³⁾。なお、本処理における接触位置の座標系は図 4 に示すように定義した。
- ・全ての曲線条件について、円曲線長は 300m、車輪・レール間の摩擦係数は 0.3 とした。

表 1 に示す各軌道条件における、先頭軸の曲線外軌側接触位置の解析結果 (青線) および測定処理結果 (緑線) を図 5 に示す。なお、これらの図に示す接触位置測定処理結果は、全てカットオフ周波数 2Hz のローパスフィルタを通したものである。また、これらの図には、接触位置測定処理結果とともに、車両運動解析結果との誤差 (赤線) もプロットしている。図に示す通り、車両運動解析結果と測定処理結果で同様の傾向を示しており、先行研究で開発した接触位置測定処理アルゴリズムの妥当性が確認された。

定量的に見ると、まず緩和曲線部で変動的な誤差が大きくなる傾向にあり、これは特に 3 次、5 次の周波数成分を用いた結果において顕著である。先行研究³⁾で提案した接触位置測定処理アルゴリズムは、車輪 1 回転分の波形の平均的な状態から接触位置情報を演算することから、車輪 1 回転の中で信号が大きく変化するような状

表 1 軌道条件の設定：軌道変位のない単一円曲線 (全て左曲線)

曲線半径	走行速度	スラック	カント	緩和曲線長
160m	45km/h	5mm	105mm	42m
400m	70km/h	0mm	103mm	50m
700m	90km/h	0mm	97mm	61m

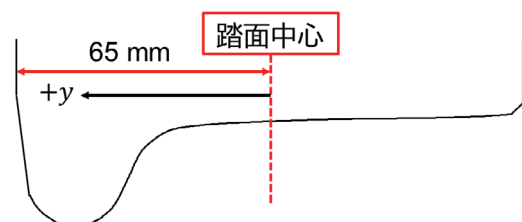


図 4 左右接触位置の座標系定義

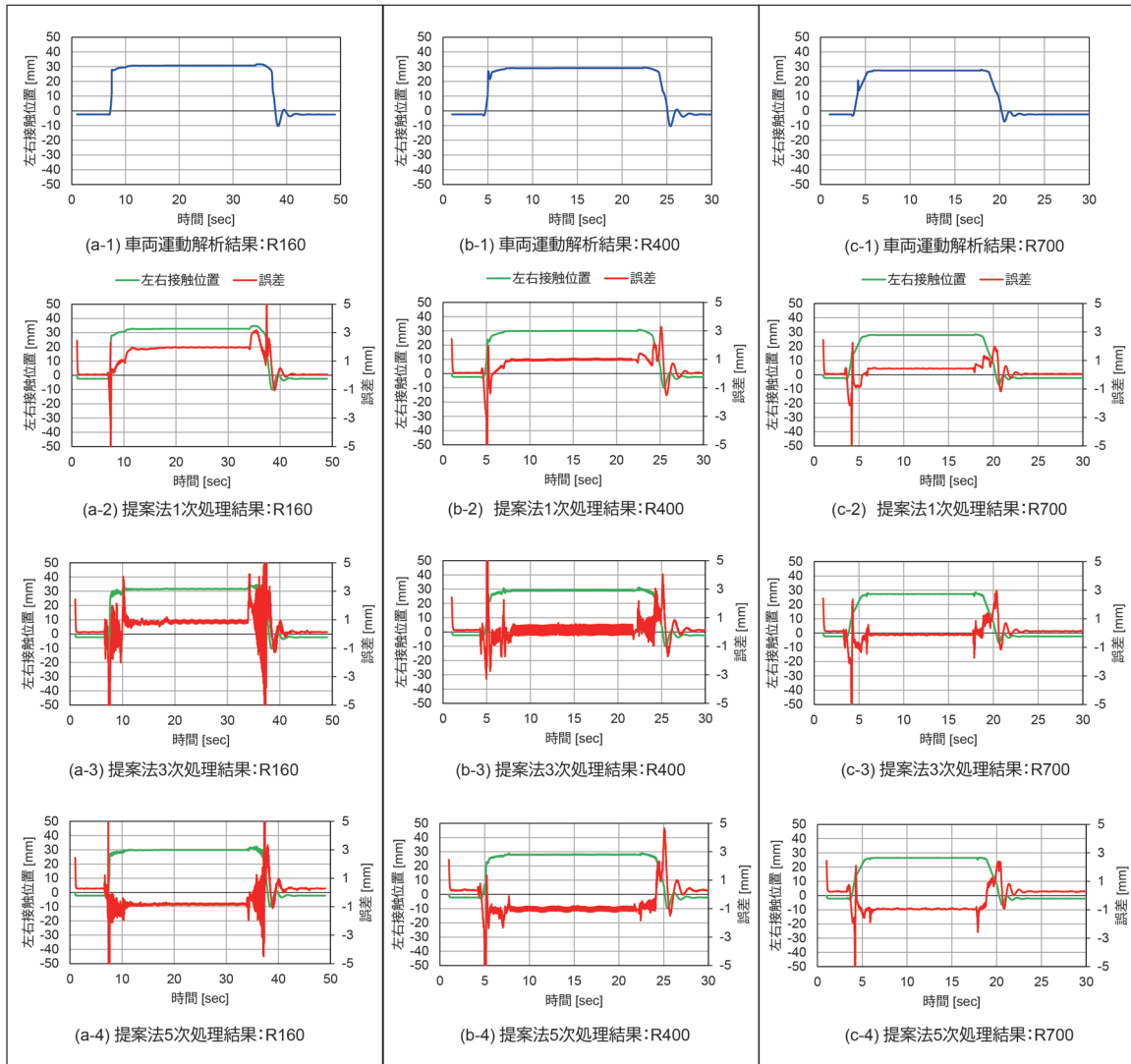


図5 車輪・レール接触位置解析結果および測定処理結果：軌道変位のない単一円曲線

況では、精度が低下するものと考えられる。

一方、円曲線部においては、緩和曲線部のような変動的な誤差はさほど見られないものの、定常的な誤差が生じていることが分かる。具体的には、曲線半径160mの1次で+2mm程度、3次で+1mm程度、5次で-1mm程度の定常的な誤差が生じている。この誤差は、曲線半径が大きく、接触点がより踏面中心側に位置する条件ほど小さくなる傾向にあり、例えば曲線半径700mの場合には、+2mm程度であった1次の定常誤差が0.5mm程度まで減少している。一方、5次の結果については、曲線半径の違いによる定常誤差の差は顕著ではなく、おおそ一定の定常誤差が生じている。この誤差は、接触位置測定処理アルゴリズムにおいて考慮していない、PQ輪軸の感度特性の非線形性によるものと考えられる。実際、本稿のFEMモデルにおいて、左右方向接触位置 y が35mmの位置においては、曲げとせん断の横圧感度は、それぞれ想定感度の1.023倍、1.015倍であり、輪

重交差感度（輪重が作用した際に横圧測定ブリッジに生じる出力）は、それぞれ1.000倍、1.009倍であった。これらの倍率を計算された接触位置に合わせて下方修正し、一律で感度を補正して曲線半径160mの場合について再解析した結果を図6に示す。図に示すように、少なくとも1次の結果については、定常誤差の絶対値が0.5mm未満に低減した。ただし、3次、5次の結果については、補正係数の差異による誤差の変化が1次と比較すると小さく、感度変化の傾向が次数によって異なる可能性や、別の要因により誤差が生じている可能性が考えられる。すなわち、接触位置の測定精度を向上させる上では、1次の周波数成分を用いる場合には、載荷点における車輪半径の変化に起因する非線形な感度・交差感度変化を考慮することが重要であることが示唆された。

3.2 軌道変位を考慮した所内試験線

続いて、軌道変位を考慮した検証を実施した。主な解

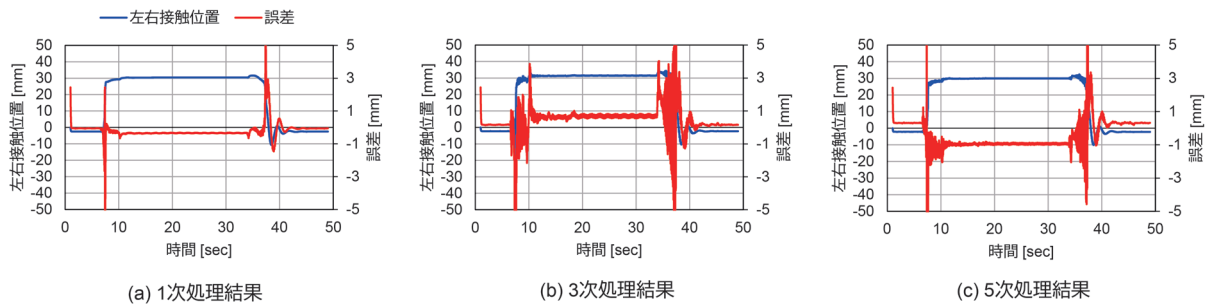


図6 感度補正後の再処理結果（曲線半径 160m）

析条件は以下の通りである。

- ・鉄道総研の所内試験線をモデル化した。また、軌道モデルには軌道変位の検測結果を反映させた（図7）。
- ・車両運動解析ソフトとして Simpack (ver. 2019.1) を使用した。
- ・車両モデルは、鉄道総研が所有するボルスタレス台車を装備した通勤車両相当の試験車両の車両諸元を基に、1両モデルとして構築した。
- ・車輪形状は修正円弧踏面、レール形状は JIS50kgN レールとした。
- ・走行速度は 10, 30, 50km/h の3段階とした。

各速度・回数に対する、先頭軸の接触位置測定処理結果の時系列を図8に示す。なお、これらの結果は全てカットオフ周波数 2Hz のローパスフィルタを通したものである。

時系列をみると、全ての条件において、車両運動解析で得られた接触位置と、接触位置測定処理アルゴリズムによって計算された接触位置が同様の傾向であることが分かる。ただし、接触位置測定処理に使用する周波数成分が高次になるほど、処理結果の高周波変動が大きくなる傾向にあった。一方、1次の周波数成分を用いた処理結果については、円曲線中でのオフセット誤差は見られるものの、変動的な誤差は比較的小さかった。

4. まとめ

本研究では、先行研究で開発した車輪・レール間の接触位置測定手法の妥当性を評価するために、実走行時の PQ 輪軸出力信号を計算上で模擬するツールを構築し、さらにこれを活用した接触位置測定処理手法の妥当性評価を実施した。得られた結果は以下の通りである。

- ・「軌道変位のない単一円曲線」における評価では、接触位置測定処理手法によって概ね妥当な接触位置情報が得られることを確認した。ただし、円曲線部では、接触位置に定常的な誤差が見られる傾向にあり、この誤差には PQ 輪軸の感度特性の非線形性が関与している可能性が示唆された。また、この誤差の大きさは、

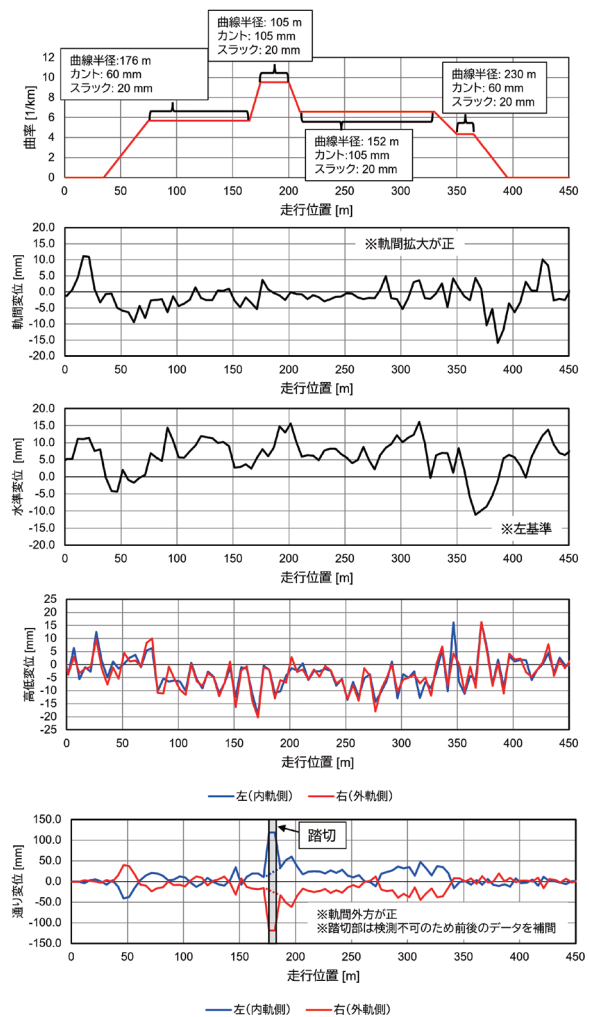


図7 鉄道総研の所内試験線モデル：基本線形と軌道変位

接触位置測定処理手法において使用する周波数成分によって異なり、1次（車輪1回転の1倍）の周波数成分を用いた場合において最も大きかった。

- ・「軌道変位を考慮した構内試験線」における評価では、「軌道変位の無い単一円曲線」と同様に、接触位置測定処理手法によって概ね妥当な接触位置情報が得られることを確認した。ただし、3次（車輪1回転の3倍）、5次（同5倍）の周波数成分を用いた場合に

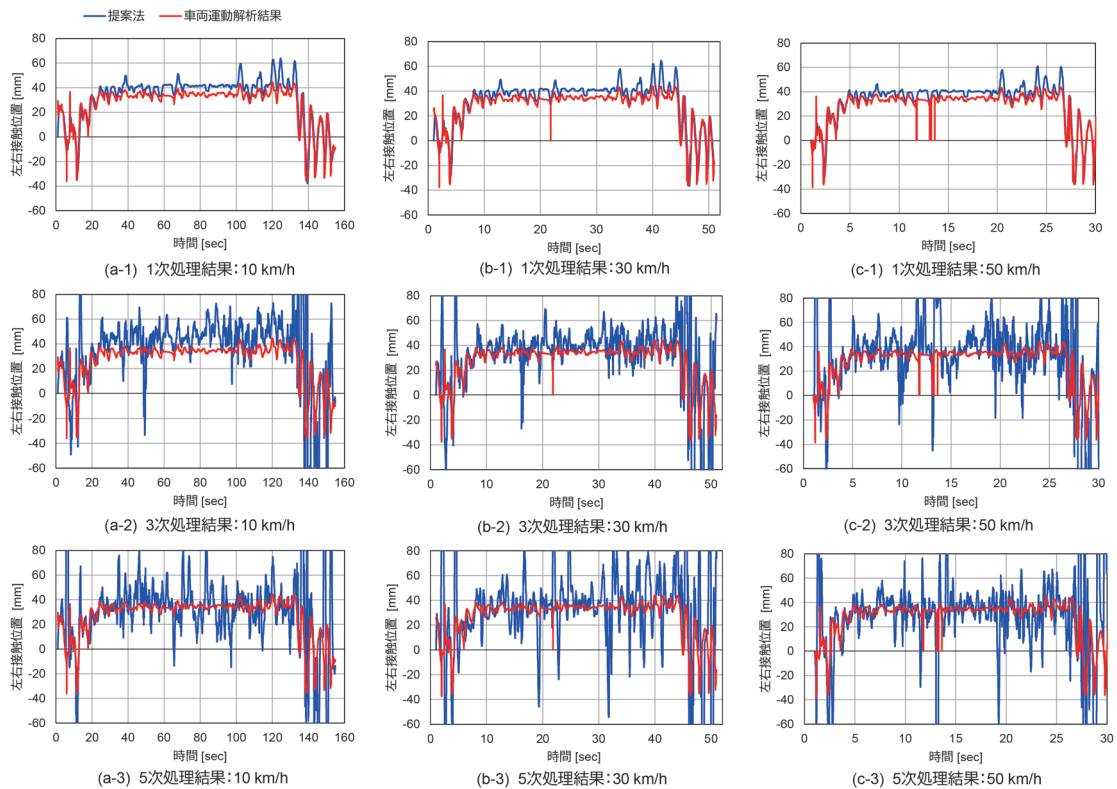


図8 車輪・レール接触位置解析結果および測定処理結果：軌道変位を考慮した所内試験線

いて、接触位置の高周波の誤差が大きくなることが明らかとなった。1次の周波数成分を用いた場合には円曲線部での定常的な誤差が生じるものの、高周波誤差は顕著ではなかった。

- ・以上をまとめると、1次の周波数成分は軌道変位等に伴う接触力変動の影響を受けにくく、3次、5次の周波数成分は感度の非線形特性の影響を受けにくいことが示唆され、実用にあたっては、状況に応じて適切な次数を選択することが重要であると考えられる。

今後は、接触位置測定の信頼性向上とともに、実用化に向けた測定処理システムの開発に取り組む予定である。

文献

- 1) Bracciali, A., et al. "Review of Instrumented Wheelset Technology and Applications," in Proceedings of the Second International Conference on Railway Technology: Research, Development and Maintenance, No.167, 2014.
- 2) 本堂貴敏, 國行翔哉, 田中隆之, 鈴木貢, 土井久代: 車輪板部のせん断ひずみを活用した鉄道車両の横圧測定法 (輪軸回転状態での車輪曲げによる横圧測定法との比較検証), 日本機械学会論文集, Vol.87, No.903, p.21-00253, 2021
- 3) 本堂貴敏, 國行翔哉, 土井久代: 曲げ・せん断ひずみを活用したPQ輪軸における周波数解析に基づく接触位置情報

抽出処理手法, 日本機械学会論文集, Vol.88, No.915, p.22-00128, 2022

- 4) Kanehara, H. and Fujioka, T. "Measuring Rail/Wheel Contact Points of Running Railway Vehicles," Wear, Vol. 253, pp. 275-283, 2002.
- 5) Bižžić, B., Petrovic, D., Tomić, M. and Djinović, Z. "Development of Method for Experimental Determination of Wheel-rail Contact forces and Contact Point Position by Using Instrumented Wheelset," Measurement Science and Technology, Vol.28, DOI: 10.1088/1361-6501/aa666f, 2017.
- 6) 小澤諒太, 福島知樹, 谷本益久, 荻野智久, 北島誠, 松見隆紀, 小村吉史, 栗本由紀, 佐藤安弘, 大野寛之: 車輪板部のひずみ量解析を用いた車輪とレールの接触位置の特定手法, 交通・物流部門大会講演論文集, p.3211, 2018
- 7) Hondo, T., et al., "Numerical and Experimental Investigations on Cross-sensitivity Characteristics of Instrumented Wheelset Associated with Longitudinal Force and Lateral Contact Position," Journal of Computational and Nonlinear Dynamics, Vol.17, No.5, pp.051011-1-051011-9, 2021.
- 8) 宮本岳史, 石田弘明, 松尾雅樹: 地震時の鉄道車両の挙動解析 (上下, 左右に振動する軌道上の車両運動シミュレーション), 日本機械学会論文集C編, Vol.64, No.626, pp.3928-3935, 1998

加振試験データを用いた パンタグラフのしゅう動摩擦に対する安定性評価手法

小林 樹幸* 天野 佑基* 山下 義隆*

Stability Analysis of Pantograph Under Sliding Condition Based on Excitation Test

Shigeyuki KOBAYASHI Yuki AMANO Yoshitaka YAMASHITA

When railway vehicles run at low speeds, unstable vibrations may occur on the pantograph due to the high coefficient of friction. In order to reduce the maintenance cost of the contact strips, there is a need for a method to analyze the stability of the pantograph taking the friction coefficient into account. Stability analysis can be performed by constructing an analytical model of the pantograph, but building such a model requires high costs. Therefore, this study proposes a method to analyze the stability using the measurement of the frequency response function (FRF) of the pantograph when the vehicle is stationary. Since this method predicts the FRF in the sliding state, the construction of an analytical model is not required. In this method, the FRF is measured by exciting the contact strips, and the FRF in the sliding state is estimated by assuming a friction coefficient. Modal characteristics are identified using the estimated FRF, and stability analysis is performed using positive or negative damping ratios. The validity of the results of this analysis was verified by comparing them with the results of the low-speed sliding tests of the pantograph.

キーワード：パンタグラフ，電車線，摩擦係数，不安定振動，安定性評価，加振試験

1. はじめに

鉄道車両の集電装置であるパンタグラフは、その最上部に取り付けられたすり板がトロリ線と接触することで車両へ電気を導く役割を担う。列車の走行中はすり板とトロリ線がしゅう動接触するため、すり板には耐摩耗性が求められ、金属すり板には潤滑成分を含ませることで潤滑性が付与されている¹⁾。一方で、トロリ線とすり板の試験片を用いた定置試験から、しゅう動速度が低くなるにつれて摩擦係数が増大する傾向が確認されている²⁾。このことに加えて、すり板のしゅう動面が摩耗やアーク放電による溶損等に起因して荒れた状態になると摩擦係数が増加して、駅構内等で低速走行する際に、パンタグラフに離線が生じるような大きな振動（以下、不安定振動）が稀に発生することが知られている³⁾。不安定振動については、トロリ線の摩耗量増加に対する影響が指摘されているため⁴⁾、その対策が望まれる。

これまでに著者らは不安定振動の現象解明を行うため、すり板のピッチングと上下方向振動の連成を表現する2自由度系の簡易モデルの作成および解析的検討⁵⁾や、舟体と枠組の弾性変形を考慮可能なパンタグラフのFMBD（柔軟マルチボディダイナミクス）モデルを用いた解析的検討⁶⁾を行ってきた。これらのモデルに基づく

解析的検討では、任意の摩擦係数に対して不安定振動の発生の有無を評価できるだけではなく、不安定振動を低減するための構造変更の提示が可能など、多くの利点を有する。しかし、モデルに基づいて不安定振動を高精度に予測するためには、実機パンタグラフの加振試験データから、モデルパラメータである質量・剛性・減衰定数をそれぞれ同定する必要がある、多大な労力を必要とする。一方、実機パンタグラフの安定性評価を定置試験に基づいて行うためには、例えば鉄道総研の高速パンタグラフ試験装置⁷⁾を用いた低速でのしゅう動試験を実施する方法が挙げられる。しかし、このようなしゅう動試験では、すり板とトロリ線の摩擦係数を制御することが困難なため、任意の摩擦係数に対する安定性評価を行うことができない。

このように、これまでに提案された安定性評価手法はいずれも利点と課題がある。そこで本報告では、任意の摩擦係数に対して安定性評価を効率的に行う手法として、従来は多大な労力を要していた質量・剛性・減衰定数の同定に代わり、同定が容易なモード減衰比を用いた安定性評価手法を提案する。さらに、提案手法による評価結果とパンタグラフの低速しゅう動試験の結果を比較することで、手法の妥当性を検証する。これにより、鉄道事業者やパンタグラフメーカー等が、しゅう動摩擦に対するパンタグラフの安定性評価をより実用的に行うことが可能となる。

* 鉄道力学研究部 集電力学研究室

2. しゅう動摩擦に起因する不安定振動の概要

提案手法について説明する前に、本章では不安定振動の概要について述べる。2.1節ではパンタグラフの不安定振動の現象を説明する。2.2節では、高速パンタグラフ試験装置を用いた低速でのしゅう動試験で、不安定振動が発生する際の摩擦係数を調査した結果について述べる。

2.1 パンタグラフの不安定振動

本研究の対象とする不安定振動を、図1に示すようにパンタグラフすり板のピッチング方向の自由度に着目した上で、パンタグラフの概念図に基づいて説明する。摩擦力に起因した回転モーメントがすり板に作用すると、すり板にピッチング方向の振動が励起される。このピッチング振動とすり板の上下振動が連成することで不安定振動が発生する⁵⁾。力学モデルに基づいて安定性を評価する場合は、系の複素固有値解析を行うことで得られた固有値の実部の符号に基づいて行うことができる。固有値の実部はモード減衰率の負値に相当するため、これが正の場合はエネルギーが散逸せずに増加することを表す。3章で述べる提案法では、系のモード減衰比に基づいて不安定振動発生の有無を判断する。

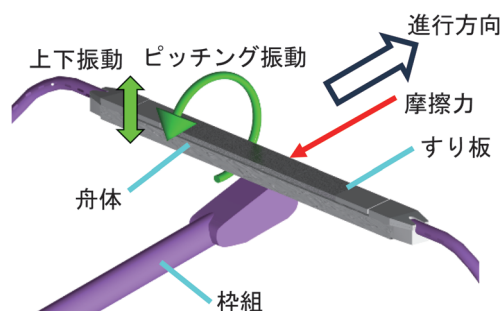


図1 パンタグラフの概念図

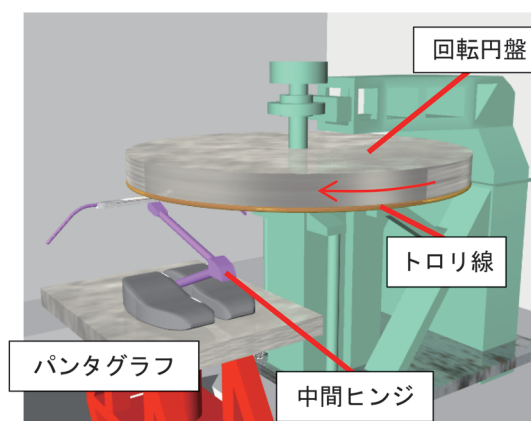


図2 高速パンタグラフ試験装置の概念図

2.2 低速しゅう動試験による現象の再現

実機パンタグラフに不安定振動が発生する条件を示すとともに、4章で述べる提案手法による評価結果の比較対象を得るために、不安定振動の再現試験を摩擦係数を測定しながら行った。本試験は高速パンタグラフ試験装置を用いて行い、図2に示すように底面外周部に実トロリ線を取り付けた回転円盤を回転させることによって、回転円盤下方のすり板とトロリ線をしゅう動させた。本試験で用いたトロリ線はGT110、すり板は鉄系焼結合金すり板（帝国カーボン工業製、T3-2）である。なお、本装置の上方から俯瞰した際に時計周りに回転する円盤に対して、図2のようにパンタグラフの中間ヒンジがパンタグラフとトロリ線の接触点よりも反時計回り側に位置するように設置する条件をなびき条件、時計回り側に位置するように設置する条件を反なびき条件と称する。

摩擦係数の測定は、図3に示すように舟体と舟支えの間に、列車の進行方向及び鉛直方向の直交2軸に測定感度を有するロードセル（東洋測器製、定格250N、型式2D-250N-250N。以下、二分力計）を取り付けて、すり板に作用する接触力と摩擦力を測定することで行った。なお、舟体と舟支えの間で測定した接触力と摩擦力はすり板と舟体の慣性力を含むため、慣性力が支配的になるような高い周波数範囲では測定精度が低いが、1Hz程度までの準静的な現象については十分な精度で測定することができる⁸⁾。

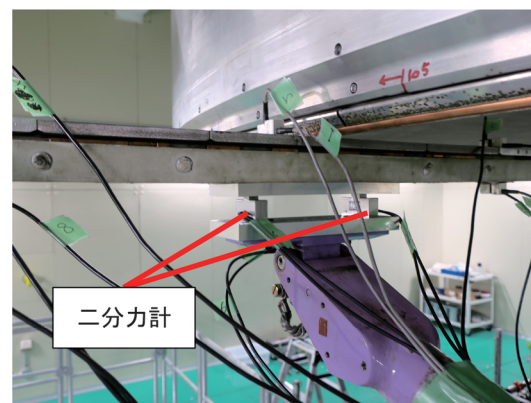


図3 二分力計を用いた摩擦係数測定

はじめに、なびき条件において円盤を周速度5km/hで回転させて、パンタグラフとトロリ線のしゅう動試験（以下、低速試験）を10回実施した。ただし、各試験条件における初期条件を同一とすることを目的として、各試験を実施する前に周速度300km/hで1分間のしゅう動を行った（以下、ならし運転）。低速試験を行った結果、なびき条件では不安定振動は発生しなかった。また、摩擦係数の最大値は、10回の測定での平均値が1.1で標準偏差が0.12であった。

次に、反なびき条件において低速試験を7回実施したところ、すべての試験において不安定振動が発生した。

なお、反なびき条件ではならし運転の開始直後に不安定振動が発生して周速度をそれ以上増加させることができなかつたため、ならし運転を実施しなかつた。反なびき条件では、不安定振動が発生する直前における摩擦係数の値は7回の測定での平均値が0.79で標準偏差が0.17であった。

3. 加振試験データに基づく安定性評価手法

本章では、パンタグラフモデルの質量・剛性・減衰定数の同定が不要な手法として、加振試験データから得られる周波数応答関数（Frequency Response Function。以下、FRF）を用いた安定性評価手法を提案する。

3.1 概要

本研究で提案する安定性評価手法では、はじめに架線との接触点等におけるパンタグラフのFRFを加振試験データから取得し、架線との接触位置と摩擦係数を設定することで、架線・パンタグラフのしゅう動接触状態（以下、全系）におけるFRFを推定する。つぎに、推定されたFRFに基づいてモード特性同定を行うことで全系のモード減衰比を同定し、モード減衰比の正負に基づいて全系の安定性評価を行う。

3.2 しゅう動接触時におけるFRFの推定方法

全系は図4に示すようにすり板の上面に接触ばね・減衰要素から成る接触要素が取り付けられた系とし、y方向に摩擦力が作用する状態を想定する。この全系の点iに関する入出力関係を表すFRFを推定し、この推定結果に基づいて安定性評価を行う。

図4に示すように点iおよび点jの変位と力のつり合いについて考える。すり板上面の点iにおけるz方向変位 Z_i 、接触要素との接触点である点jにおけるz方向変位 Z_j 、y方向変位 Y_j は、FRFと力を用いて次のように表される。

$$Z_i = G_{zi}F_{zi} + G_{zizj}F_{zj} + G_{zizj}F_{yj} \quad (1)$$

$$Z_j = G_{zjzi}F_{zi} + G_{zj}F_{zj} + G_{zjyj}F_{yj} \quad (2)$$

$$Y_j = G_{yjzi}F_{zi} + G_{yjzj}F_{zj} + G_{yjyj}F_{yj} \quad (3)$$

ここで F_{zi} は点iに作用するz方向の力、 G_{zi} は点iにおけるz方向の自己FRF、 G_{zizj} は点iのz方向入力・点jのz方向応答に関する相互FRFを表す。なお、マックスウェルの相反定理が成立する場合は、入力点と応答点を入れ替えても両者の間の入出力関係は等しくなるため $G_{zizj} = G_{zjzi}$ が成立する⁹⁾。

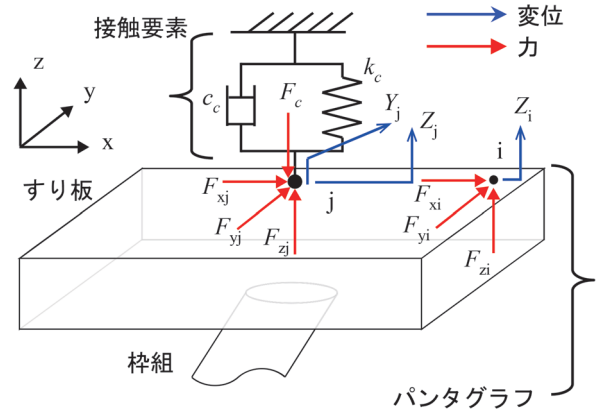


図4 パンタグラフと接触要素から成る全系

全系において点jに作用する接触力 F_c および摩擦力 F_{yj} は次式で表される。

$$F_c = -F_{zj} = (k_c + j\omega c_c)(G_{zjzi}F_{zi} + G_{zj}F_{zj} + G_{zjyj}F_{yj}) \quad (4)$$

$$F_{yj} = -\mu(k_c + j\omega c_c)(G_{zjzi}F_{zi} + G_{zj}F_{zj} + G_{zjyj}F_{yj}) \quad (5)$$

式(1)~(5)をまとめて行列表記すると次式となる。

$$\begin{bmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{A} \\ \mathbf{0} & \mathbf{B} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_i \\ Z_j \\ Y_j \\ F_{zj} \\ F_{yj} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} G_{zi} \\ G_{zjzi} \\ G_{yjzi} \\ -(k_c + j\omega c_c)G_{zjzi} \\ -\mu(k_c + j\omega c_c)G_{zjzi} \end{Bmatrix} F_{zi} \quad (6)$$

$$\mathbf{A} \equiv \begin{bmatrix} -G_{zizj} & -G_{zizj} \\ -G_{zj} & -G_{zjyj} \\ -G_{yjzi} & -G_{yjyj} \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$\mathbf{B} \equiv \begin{bmatrix} 1 + (k_c + j\omega c_c)G_{zj} & (k_c + j\omega c_c)G_{zjyj} \\ \mu(k_c + j\omega c_c)G_{zj} & \mu(k_c + j\omega c_c)G_{zjyj} + 1 \end{bmatrix} \quad (8)$$

ここで ω は角振動、 j は虚数単位を表す。式(6)を左辺のベクトルについて解くことで全系のFRFを推定することができる。この方法で全系のFRFを推定するためには、式(6)の係数行列 \mathbf{A} 、 \mathbf{B} および右辺のベクトルに示すようにパンタグラフの各種FRFが必要となる。実機パンタグラフへ本手法を適用する際は、各種FRFを加振試験によって測定して式(6)から全系のFRFを推定する。

3.3 FRFに基づく安定性評価手法

次章では、実機パンタグラフを用いた加振試験を行い、全系の点*i*における*z*方向のFRFである \hat{G}_{zi} を推定する。ここで、 $\hat{\cdot}$ は全系のFRFであることを表す。推定したFRFに基づいてモード特性同定を行い、同定されたモード減衰比の符号に基づいて全系の安定性評価を行う。すなわち、モード減衰比が全て正の場合は安定、一つでも負の場合は不安定と判断する。

4. 加振試験に基づく提案手法の検証

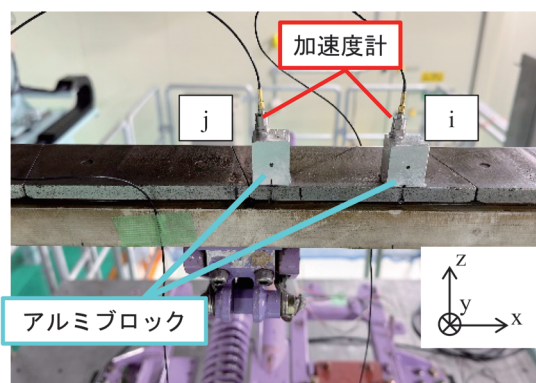
4.1 試験方法

全系のFRFの推定に必要な実機パンタグラフの各種FRFを測定するために、パンタグラフのインパルス加振試験を行った。パンタグラフを定盤上に設置し、静押上力を54Nとした上で、すり板を架線と接触させずに突放状態におけるインパルス加振を行った。加振および加速度計測を行うために、図5に示すようにすり板上面の2箇所 آلミブロック（幅20mm×奥行き20mm×高さ30mm）を接着剤で固定し、このアルミブロック上に加速度計を接着するとともに、アルミブロックの上面および前面をインパルスハンマ（小野測器製、GK-3100）で加振した。アルミブロックを用いて加振および加速度計測を行った理由は、式(6)に示すようにすり板上面での実施が困難な*y*方向の加振および加速度計測が必要なためである。また、測定するFRFの種類に応じて加速度計の設置位置をアルミブロックの上面（図5(a)）または前面（図5(b)）とした。アルミブロックの設置位置は、架線との接触点である点*j*はすり板のまくらぎ方向中心かつレール方向端部とし、FRFの推定対象箇所である点*i*は点*j*から*x*方向に100mm離れた位置とした。本試験の多くの試番ではマックスウェルの相反定理を用いることで、必要に応じて加速度計の取り付け点を加振点として扱い、インパルスハンマによる加振位置を加速度計測点として扱うことで、様々な並進自由度に関するFRFを取得した。

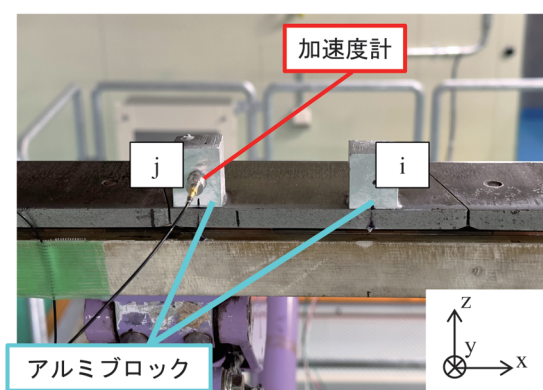
4.2 安定性評価結果

本報告では、接触要素を $k_c=10^7\text{N/m}$ と $c_c=10^3\text{Ns/m}$ として推定したFRFに対して、モード特性同定手法を適用することでモード特性を同定した。モード特性同定手法には、一般粘性減衰系を仮定した周波数領域の同定手法である偏分反復法¹⁰⁾を用いた。FRFの理論値 $G(\omega)$ は式(9)で表される。

$$G(\omega) = \sum_{i=1}^n \left\{ \frac{U_r + jV_r}{j(\omega - \omega_{dr}) + \sigma_r} + \frac{U_r - jV_r}{j(\omega + \omega_{dr}) + \sigma_r} \right\} \quad (9)$$



(a) 加速度計セットアップ1 (z方向FRFを測定)



(b) 加速度計セットアップ2 (y方向FRFを測定)

図5 アルミブロックをすり板上面に取り付けることによる加振および加速度測定

ただし、上式は力を入力として変位を出力とするコンプライアンスの理論式を表し、非線形項の ω_{dr} は減衰固有角振動数、 σ_r はモード減衰率、線形項の U_r と V_r はそれぞれ固有ベクトルの実部と虚部であり、これらのパラメータを同定した。偏分反復法では、モード特性の初期値を与え、FRFを初期値のモード特性のまわりでテーラー展開することによって非線形項を線形化し、モード特性の変更量を求める。本報告では非線形項のうち ω_{dr} の初期値は、FRFのパワーとFRF実部のパワーの比を表すMode Indicator Function¹¹⁾を用いて決定し、 σ_r の初期値はモード減衰比を1%と仮定して求めた。線形項の初期値は、非線形項の初期値を用いて最小二乗法により求めた。偏分反復法では、これらの初期値に基づいて線形項を最小二乗法で同定し、非線形項をFRFの測定値と、式(9)で表される理論値 $G(\omega)$ との誤差が最小となるように繰り返し計算を行うことで同定する。以降は、FRFの測定値と理論値との誤差が最小となるようにモード特性を同定することを曲線適合と称する。なお、文献6では不安定振動が発生する周波数は約15Hzであることが示されていることから、本報告では20Hzまでの周波数範囲を対象として曲線適合を行った。

推定されたFRFと、曲線適合結果との比較を摩擦係数1の場合について図6に示し、同定された固有振動数と対応するモード減衰比のうち、不安定振動の発生が確認された固有モードに関する値を表1にまとめる。表1より、なびき条件では摩擦係数が1であっても系が安定であるのに対して、反なびき条件では摩擦係数が0.89以上では不安定振動が発生し、その周波数は約10.6Hzであることがわかる。図6に示す曲線適合結果では、適合精度が低い周波数も存在するが、不安定振動が発生する10.6Hz付近では比較的良好に曲線適合を行えているため、それ以外の周波数範囲の適合精度は安定性評価結果には影響を与えないものとする。

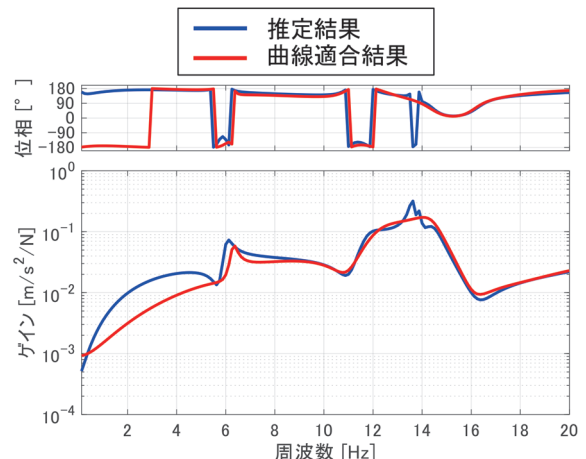
2.2節で述べたように、実機パンタグラフの低速しゅう動試験において、反なびき条件で不安定振動が発生する直前における摩擦係数は平均で0.79であったが、ばらつきが大きく、実際にはこれよりも小さい0.6でも不安定振動の発生を確認している。本手法による安定性評価結果は、低速しゅう動試験結果との間に摩擦係数の平均値で0.1程度の誤差が生じるものの、測定のばらつきを考慮すれば、概ね妥当であると考えられる。一方、本手法ではすり板上面にアルミブロックを取付けて加振と加速度測定を行っており、モーメント入力による影響等が誤差要因として挙げられることから、今後は加振および測定方法の改善により精度向上を図る予定である。

5. まとめ

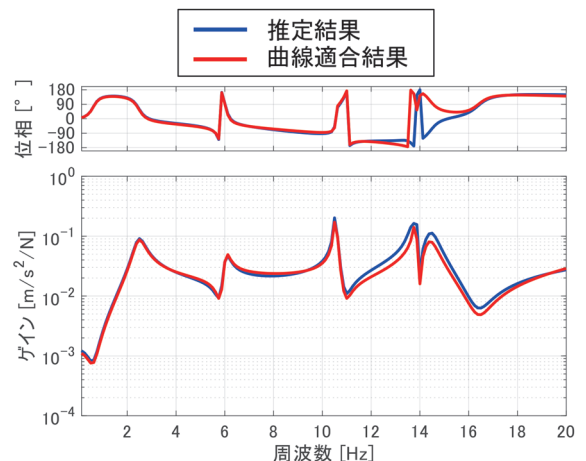
パンタグラフの加振試験データであるFRFを用いてしゅう動状態におけるFRFを推定し、これに基づいて同定されたモード減衰比の符号を用いてしゅう動摩擦に対するパンタグラフの安定性評価方法を提案した。本手法に基づいて実機パンタグラフの安定性評価を行い、反なびき条件では摩擦係数が0.89以上で不安定振動が発生することがわかった。また、なびき条件では摩擦係数が1.0であっても不安定振動が発生しないことがわかった。これらの結果は、高速パンタグラフ試験装置を用いた不安定振動の再現試験結果と概ね一致することから手法の妥当性を示した。今後は、すり板上面の加振方法や加速度測定方法を改善することでさらなる精度向上を図る予定である。

文献

- 1) 日本鉄道車両機械技術協会監修：鉄道電気車両主回路シリーズ4集電装置，日本鉄道機械技術協会，2013
- 2) 根本公紀，久保田喜雄：銅合金トロリ線と鉄系焼結合金すり板の摩擦・摩耗に及ぼすしゅう動速度の影響，第26回鉄道技術連合シンポジウム（J-RAIL2019）講演論文集，



(a) なびき方向



(b) 反なびき方向

図6 FRF推定結果と曲線適合結果との比較（摩擦係数 $m=1$ ）

表1 各摩擦係数に対するモード特性同定結果

	摩擦係数 [-]	固有振動数 [Hz]	モード減衰比 [%]
なびき	0.80	12.07	48.69
	0.90	12.54	36.17
	1.00	11.80	49.00
反なびき	0.80	10.65	0.25
	0.85	10.62	0.09
	0.88	10.61	0.01
	0.89	10.60	-0.005
	0.90	10.60	-0.03
	0.95	10.57	-0.13
	1.00	10.55	-0.27

講演番号 S7-4-2, 2019

- 3) 坂本真彦，加来洋成，鈴木優太：ED76形式パンタグラフのピッチング対策，日本鉄道車両機械技術協会，R&M，

- Vol.20, No.5, pp.55-59, 2012
- 4) 有本弘, 岩瀬勝: 電車線の集電 [Ⅲ], 電気鉄道, Vol.28, No.3, pp.35-38, 1974
 - 5) 天野佑基, 小林樹幸: パンタグラフの不安定振動に対するしゅう動摩擦の影響の解析的検討, 鉄道総研報告, Vol.36, No.7, pp.7-16, 2022
 - 6) 天野佑基, 小林樹幸: しゅう動摩擦が作用するパンタグラフのFMBDを用いたモデリングと安定性解析, D&D2022 講演論文集, 講演番号 123, 2022
 - 7) 小山達弥: 高速パンタグラフ試験装置の開発, 鉄道総研報告, Vol.35, No.9, pp.5-10, 2021
 - 8) 小林樹幸, 天野佑基: 高速パンタグラフ試験装置を用いた架線・パンタグラフ間の摩擦係数測定, J-RAIL2023 講演論文集, No.S7-2-5, 2023
 - 9) 日本機械学会編, 機械工学事典: <https://www.jsme.or.jp/jsme-medwiki/07:1007359> (参照日: 2024年9月25日)
 - 10) 長松昭男: モード解析, 培風館, pp.124-126, 1990
 - 11) M. Rades, "Performance of various mode indicator functions", Shock and Vibration 17, pp.473-482, 2010.