架線・パンタグラフ間の接触力測定手法に関する研究*

(第1報, パンタグラフの慣性力評価方法の改善による
接触力測定可能周波数範囲の拡大)池 田 充^{*1}A Study on the Method of Measuring the Contact Force
between Pantograph and Contact Wire(1st Report, Extension of the Frequency Range for Contact Force Measure-
ment by an Improved Method of Evaluating the Pantograph Inertia Force)Mitsuru IKEDA^{*2}^{*2} Railway Technical Research Institute,
2-8-38 Hikari-cho, Kokubunji-shi, Tokyo, 185-8540 Japan

The contact force between pantograph and contact wire is an important factor to estimate the performance of current collection of electric railways. However, the frequency range of measuring the contact force by the conventional method is not sufficient for this purpose. To measure the contact force accurately, it is required to precisely evaluate the inertia force of panhead. However, large errors occur in the inertia force in the high frequency region when measured by the existing method. This paper proposes a new method to measure the contact force, which can evaluate the inertia force of panhead precisely even in high frequency region by using the measurements of acceleration at plural points on the panhead. The results of theoretical calculation and excitation test of a pantograph can show that this method is effective for accurate measurement.

Key Words: Measurement, Vibration of Continuous System, Railway, Current Collection, Pantograph

1. 緒 言

電気鉄道は、走行する車両が地上設備から電力供給を受けることを一つの特徴とするシステムである。最も一般的な電力供給方式である架空電車線式の場合、図1に示すようにパンタグラフが架線を撓動することによって電力が供給されることから、架線とパンタグラフの動的相互作用が電力供給の質に大きな影響を与える。そのため、架線とパンタグラフの接触状態を定量的に捉えることは、電力供給の質を評価する上で重要である。

これまで日本では、架線・パンタグラフ系の接触性能評価指標として離線率が主に用いられてきた。離線率とは、架線とパンタグラフが接触を維持できない状態の時間的な割合として定義される量である。離線の発生は安定な電力供給の阻害要因となるばかりでなく、架線の損耗を著しく促進するため、離線率による接触性能評価は合理的である。しかし、離線率は測定方法や電流の大きさなどの影響を強く受

けるうえ、架線とパンタグラフが接触しているか否かの情報しか含んでいない。架線とパンタグラフとは接触力を介して相互に作用する系であるから、接触力そのものを測定する手法が確立できれば、接触性能をより詳細に評価することが可能となる。また、接触力に基づいた架線の状態診断の実用化も期待されている。

海外では、すでにドイツやイタリアなどにおいて接触力測定が実施されている。しかし、実用上の測定可能周波数範囲が20Hz以下とかなり低く⁽¹⁾、高速走行時に問題となる架線の波動に起因する接触力

Fig. 1 Pantograph and contact wire

* 原稿受付 2003年8月21日。

^{*1} 正員、(財)鉄道総合技術研究所(〒185-8540 国分寺市光町2-8-38)。

E-mail: mikeda@rttri.or.jp

変動⁹⁾を捉えることは不可能である。このように従来の接触力測定方法で測定可能周波数範囲が限定される理由は、パンタグラフの舟体を剛体とみなして接触力を測定しているため、弾性振動が支配的になるような高い周波数領域では舟体の慣性力に起因する誤差を含んでしまうためである。

弾性体に加わる移動力の同定に関する研究としては、Lawらの走行車両が橋梁に与える荷重の同定手法⁹⁾などがある。これは、橋梁の応答をモード展開し、その低次成分のみに着目して荷重を求める方法であるが、荷重に関する連立方程式を解く必要があるため算出手順が煩雑である。

そこで本研究は、有効測定周波数範囲が広く、しかも実用的な接触力測定方法の提案を目指す。第1報では、従来の測定方法を改善し、パンタグラフを弾性体として取り扱うことによって高い周波数領域においても測定誤差を抑制する手法を提示する。また、数値計算と実験とにより、手法の有効性を検証する。

2. 接触力の測定原理

2.1 接触力測定方法の分類 既存の接触力測定方法を大別すると3つの方法に分類できる。第1の方法は、パンタグラフの舟体もしくは舟体の一部分に関する力のつり合い式から、接触力を陽に求める方法(つり合い法)である⁹⁾。海外で実用化されているものこの方法である。

第2の方法は、パンタグラフの動的応答から接触力を推定する方法(逆問題法)である⁹⁾。加振試験等により、パンタグラフの動的応答に対する接触力のインパルス応答関数をあらかじめ求めておく。走行中のパンタグラフの動的応答とこのインパルス応答関数を畳み込み積分すれば、接触力を得ることができる。この方法はセンサ配置の制約が少ないという利点を持つが、算出方法がやや複雑である。

第3の測定方法は、架線の動的挙動を計測して接触力を求める方法(架線計測法)である。パンタグラフ近傍の架線に関して力のつり合い式をたてて接触力を導く。架線の動的挙動を観察する方法としては、水平方向に広い画角を持ち、鉛直方向には高い拡大率を持つ異方倍率レンズと高速度カメラを組み合わせる方法が開発されている⁹⁾。本手法は車両側での計測が不要であるという利点があるが、測定可能区間は限定的である。

2.2 つり合い法の原理 上記の3つの接触力測定手法のうち、算出方法が最も簡単なものはつり合い法であり、本研究はこの方法の測定精度向上を図るものである。そこでまず、つり合い法の基本原理を詳しく説明する。

いま、パンタグラフを図2に示すように模式的に表現する。すなわち、パンタグラフを2つの系(分系1と分系2)に分け、トロリ線との間に作用する接触力は常に分系1に作用するものとする。ただし、接触力の作用位置は分系1の上を常に移動するとする。実際には、分系1は舟体あるいは舟体の一部分であり、残りの部分(枠組など)が分系2となる。

以下、力の鉛直方向成分のみを考えるものとする。分系1に作用する力としては次のものがある。まず接触力 F_c と、分系1と分系2の接続部に生じる内力 F_{bj} ($j=1\ldots m$)が存在する。ただし m は分系1と分系2の接続部の総数である。さらに、分系1には慣性力 F_{ine} と空気力(揚力) F_{aero} が作用する。これら力の向きが図2の定義に従うものとするすると、分系1に関する力のつり合いから次式が成り立つ。

$$F_c = \sum_{j=1}^m F_{bj} + F_{ine} + F_{aero} \quad (1)$$

したがって、内力 F_{bj} ($j=1\ldots m$)と慣性力 F_{ine} 、および空気力 F_{aero} を測定すれば接触力を得ることができる。

ただし、分系1に作用する空気力を直接測定する汎用的な方法はいまだところ確立していない。しかし、100Hz以下の低周波数領域における変動空気力は接触力変動の大きさに比べて小さく、平均空気力のみを考慮すればよいことから、通常は風洞実験もしくは現車試験によって平均空気力(平均揚力)と風速との関係をあらかじめ求めておき、これに基づいて列車速度に応じた空気力を与える方法が用いられる⁹⁾。本論文においても空気力はこの方法により

Fig. 2 Force equilibrium in a pantograph

Fig. 3 Forces acting on a panhead

与えるものとする。

次に具体的な例として、図3に示すような形状を持つ舟体に作用する接触力の測定法を説明する。舟体の主すり板より外側に2つの鉛直断面A, Bをとり、この断面ではさまれる区間を分系1とする。舟体を一様な梁と見なし、空気力を無視すると、分系1の運動方程式は次式で表される。

$$\rho \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = -F_c \delta(x - l_c) \quad (2)$$

ここで $y(x, t)$ は舟体の上下方向変位、 ρ は舟体の線密度、 EI は舟体の曲げ剛性、 l_c は接触力の作用位置である。また $\delta(\cdot)$ はディラックのデルタ関数である。上式を区間ABで積分すると次式を得る。

$$\int_{l_B}^{l_A} \left(-\rho \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \right) dx + (-\tau_A + \tau_B) = F_c \quad (3)$$

ここで τ_A , τ_B はそれぞれ断面A, Bにおけるせん断力である。この場合、上式の左辺第1項は分系1の慣性力を、左辺第2項は分系2から分系1に作用する内力を、それぞれ示している。

3. 慣性力評価手法の改善

式(1)に基づいて接触力を測定する方法は広く用いられているが、周波数が高くなると測定精度が急激に悪化するという問題があった。その理由は慣性力の測定法にある。従来行われている分系1の慣性力測定法は、分系1のある1点における加速度を測定し、これに分系1の質量を乗じて求める方法である。これは分系1が剛体であれば正確であるが、分系1の弾性振動が支配的となる高周波数領域では分系内における加速度はもはや一様ではないため、大きな測定誤差が生じる。

そこで、慣性力をより正確に測定するため、分系1の複数個所における加速度測定値を用いることにする。いま、分系1の内部減衰が無視できるとともに、測定対象周波数範囲内ではパンタグラフの n 次

までの振動モードが卓越しているものと仮定する。このとき、分系1の慣性力は次式で表される。

$$F_{ine}(t) = - \sum_{i=1}^n \int_{\text{分系1}} \rho(x) \ddot{p}_i(t) \bar{y}_i(x) dx \quad (4)$$

ここで x は位置ベクトル、 $\bar{y}_i(x)$ はパンタグラフの i 次のモード関数、 $p_i(t)$ は i 次のモード変位、 $\rho(x)$ は密度である。このとき、慣性力 F_{ine} を n 個の離散点 x_k ($k=1 \sim n$) における加速度の重み付き加算により表すことを考える。すなわち

$$F_{ine}(t) = -M \sum_{k=1}^n w_k \ddot{y}(x_k) \quad (5)$$

ただし、 M は分系1の質量、 w_k は $\ddot{y}(x_k)$ に対する重み係数である。式(4)と同様に $\ddot{y}(x_k)$ を n 次までの振動モードで表すと、式(5)は以下のように変形できる。

$$F_{ine}(t) = -M \sum_{k=1}^n w_k \sum_{i=1}^n \ddot{p}_i(t) \bar{y}_i(x_k) \quad (6)$$

式(4)と式(6)を等しいとおくと次式を得る。

$$\sum_{i=1}^n \ddot{p}_i(t) \left[\int_{\text{分系1}} \rho(x) \bar{y}_i(x) dx - M \sum_{k=1}^n w_k \bar{y}_i(x_k) \right] = 0 \quad (7)$$

任意の $\ddot{p}_i(t)$ に対して上式が成り立つ必要十分条件は次式が恒等的に成り立つことである。

$$\int_{\text{分系1}} \rho(x) \bar{y}_i(x) dx = M \sum_{k=1}^n w_k \bar{y}_i(x_k) \quad (i=1 \sim n) \quad (8)$$

上式は、 w_k を未知数とし、密度分布とモード関数を既知量とする1次連立方程式であり、これを解くことにより重み係数 w_k を求めることができる。

いま、式(8)で $n=1$ の場合を考えると、 $\bar{y}_i(x)=1$ とみなされるので

$$w = \int_{\text{分系1}} \rho(x) dx / M = 1 \quad (9)$$

となる。これが、剛体モードのみを取り扱う従来の手法に相当する。つまり、加速度の測定点を増やすほど考慮できる振動モードを増やすことができ、より高い周波数まで精度良く慣性力を測定できる。

たとえば図3に示した舟体の場合では、ここで提案した方法を用いると接触力は次式により表される。

$$F_c = -M \sum_{k=1}^n w_k \ddot{y}(x_k) + (-\tau_A + \tau_B) \quad (10)$$

4. 数値計算による検討

4.1 計算モデル 本章ではパンタグラフを簡単なモデルで表現し、前章で提案した手法の妥当性を

数値的に検討する。モデルとして図4に示すような両端をばね支持された全長 L の弾性はりを考え、破線で囲んだ部分を分系1としたときの、はりに作用する外力(接触力)の測定精度を検討する。舟体の弾性振動が接触力の測定精度に与える影響を考慮するには、このモデルで十分である。

はりの運動方程式は次式で表される。

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \rho \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + k_s(y|_{x=0} + y|_{x=L}) = -\delta(x-l_c)F_c \quad (11)$$

ここで $y(x)$ は x におけるはりの上下変位、 EI ははりの曲げ剛性、 k_s ははりを支持しているばねのばね定数、 l_c は外力の着力点の x 座標であり、 F_c ははりに作用する外力、すなわち接触力である。上式に変数分離法を適用し、境界条件を考慮するとモード関数を求めることができる。そこで、はりに作用する外力とその応答をそれぞれ振動モードの重ね合わせにより表せば、モード関数の直交性を利用して外力に対する系の応答を容易に求めることができる。

このモデルを用い、表1に示す諸定数を仮定して、はりに作用する外力(接触力)の測定精度を数値的に検討した。その方法は以下の通りである。

- (1) 系のモード関数を求める。
- (2) はりの加速度測定点を定め、式(8)を用いて重み係数 w_k を求める。
- (3) はりの任意点に外力(接触力)を与えたときのはりの動的応答を計算し、分系1の両端 ($x = 0.85\text{m}$ および $x = 0.15\text{m}$) に作用するせん断力と、加速度評価

Fig. 4 Beam model of pantograph for calculation

Table 1 Parameters for model calculation

Linear density of beam ρ	2.5 kg/m
Flexural rigidity of beam EI	1720 Nm ²
Length of beam L	1.0 m
Spring constant of pan springing k_s	2500 N/m (per each)
Measurement position of shear force l_a	0.85 m
Measurement position of shear force l_b	0.15 m

点における加速度を求める。

(4) 式(10)により外力(接触力)を評価し、実際に与えた外力と比較して測定精度を評価する。

本章では DC~1kHz の周波数範囲における接触力測定精度を検討する。そこで、はりの動的応答計算には 10 次までのモード関数を使用した。このうち 6 次までの固有振動数は、7.0Hz(並進モード)、12.3Hz(回転モード)、94.5Hz(弾性曲げ 1 次モード)、258Hz(弾性曲げ 2 次モード)、505Hz(弾性曲げ 3 次モード)、829Hz(弾性曲げ 4 次モード)である。図5に 6 次までのモード関数を示す。

接触力を求めるための加速度測定点は、 $x=0.07, 0.5, 0.93\text{m}$ の 3 点とした。この場合、各加速度の重み係数は式(8)より 0.128, 0.744, 0.128 と求められる。

4.2 計算結果

4.2.1 接触力測定精度の周波数特性 $x=0.45\text{m}$

の位置に振幅 1N の正弦波状接触力を作用させたときの慣性力評価結果と接触力測定精度を周波数に対してプロットしたものを、図6および図7にそれぞれ示す。ただし接触力測定精度とは、接触力の評価

Fig. 5 Mode shapes of the pantograph model

Fig. 6 Evaluation results of inertia force acting on the subsystem 1 of the pantograph model

Fig. 7 Estimation gain of contact force

結果を真値で除したものである。また、これらの図には1箇所の加速度のみから慣性力を評価する従来手法によって評価を行った結果も合わせて示している。ただし、従来手法における加速度測定位置は $x=0.5\text{m}$ の1箇所とした。図6, 7より、従来手法では20Hz以上で測定誤差が急激に増加するのに対し、本手法では100Hz程度まで正確な接触力を測定することができ、本手法が有用であることが確認できる。これは、本手法が3箇所の加速度から慣性力を評価しているため、4次以上のモードの寄与が小さい周波数範囲で慣性力の評価誤差が小さく抑えられるためである。

一方、従来手法でも2次モードの寄与が大きな周波数領域まで正確に慣性力が評価されている。これは加速度を測定する位置($x=0.5\text{m}$)がちょうど2次モードの節となっているため、当該位置の加速度が2次モードの影響を全く受けないうえ、2次モードの形状が左右対称であるため、2次モード自体が舟体の慣性力に全く寄与していないためである。

4.2.2 接触力の作用位置が測定精度に与える影響

接触力の作用位置が断面Aと断面Bの間で変化した場合、接触力の測定精度がどのように影響を受けるのかを検討した。その結果を図8に示す。この図は、接触力の周波数が20, 40, 60, 80Hzの場合について、接触力作用位置に対する接触力測定誤差を図示したものである。これより、接触力作用位置によって測定誤差が増減するものの、80Hzの場合でも測定誤差は4%以下であり、実用上問題のないことが確認できる。

なお、接触力の作用位置が $x=0.24, 0.5, 0.76\text{m}$ 近傍で誤差の極大値が見られるが、図5からわかるとおりこれらの点は5次モードの腹の位置にほぼ対応

Fig. 8 Estimated errors in the contact force at different positions

している。また逆に $x=0.36, 0.64\text{m}$ 近傍で誤差が0となっているが、これらの点は5次モードの節の位置にほぼ対応している。3箇所の加速度で慣性力を評価しているにもかかわらず4次モードの影響を受けていないのは、4次モードが左右対称な形状をしているため慣性力に対する寄与がもともと0であることに加え、加速度測定位置が左右対称で加速度の重み係数も左右対称であるため、3箇所の加速度から評価した慣性力に対する4次モードの寄与が0となるためである。

5. 現用パンタグラフに対する適用

5.1 センサ構成

本章では、現用パンタグラフに対して新たに提案した接触力測定手法を適用し、その測定精度の確認を行う。使用するパンタグラフは新幹線用パンタグラフのPS203とした。このパンタグラフは菱形の枠組と2本の独立舟を持つ。接触力の測定原理は、2.2節で説明した釣り合い法に3章で述べた慣性力評価手法を適用した。

具体的なセンサ配置を図9に示す。PS203パンタグラフ用舟体の断面A、断面Bの2箇所に2軸(90°)ひずみゲージを図9に示すように貼り、各断面のせん断力を計測する。断面Aおよび断面Bには含まれる区間が図2の分系1に相当することになる。ひずみゲージは舟体側面の前後両側(前側、後側)に貼り付け、1断面あたり4つのひずみゲージでブリッジ回路を構成した。これは、架線と舟体の間に作用する摩擦力により舟体に発生するねじり応力の影響がひずみゲージの出力に影響を与えることを防ぐためである。また、大電流の流れるパンタグラフの接触力を計測するため、ひずみゲージには誘導ノイズの少ない無誘導型ゲージを用いた。

Fig. 9 Sensor arrangement for contact force measurement on the Shinkansen pantograph PS203

Fig. 10 Accelerance of pantograph PS203

分系1の慣性力を求めるために必要な加速度計の数は、測定する周波数をどのように設定するかにより決まるが、ここでは100Hzまでを計測可能にすることを旨とする。それは、パンタグラフが架線を支持する電柱を通過する周期で生じる接触力変動(約15Hz)や架線の吊金具(ハンガ)を通過する周期で生じる接触力変動(約15Hz)に加え、架線を伝播する波動により生じる接触力変動(約50~80Hz)などがこの周波数範囲に含まれるためである。

図10はパンタグラフ中央を上下方向加振したときのアクセラランスを測定した結果である。80Hz付近にピークが観察されるが、これは舟体の曲げ1次モードの固有振動数である。80Hz以下には別のピークも見られるが、これらはいずれも舟体が剛体として運動する振動モード、すなわち舟体の上下並進モード、ローリングモード、ピッチングモード(前後の舟体が逆位相で上下に並進運動するモード)の固有振動数である。したがって舟体に関していえば、100Hzまでの範囲で考慮する必要がある振動モードは、上下並進モード、ローリングモード、舟体曲げ1次モードの3つであり、加速度計を3個取り付ければこれら3つのモードを考慮した慣性力推定が可能である。そこで各舟体それぞれに、図9に示すように3つの加速度計を取り付けた。

なお、このようなセンサ構成の場合、左右両側のせん断力の比率を求めることにより舟体のどの位置でトロリ線と摺動しているのか(すなわちトロリ線の左右偏位)を知ることが可能である。これは、図3において次式が準静的に成り立つからである。

$$\frac{\tilde{\tau}_A}{\tilde{\tau}_B} \approx \frac{l_c - l_B}{l_c - l_A} \quad (12)$$

ただし $\tilde{\tau}_A$ 、 $\tilde{\tau}_B$ は、断面A、Bにおけるせん断力に対し、トロリ線左右偏位の変動周波数と同程度以下の

周波数成分のみを含むように、ローパスフィルタを施したものである。

5.2 加速度に対する重み係数の同定法 式(10)

からもわかるように、接触力を測定するためには各加速度に対する重み係数、および分系1の質量の値が必要である。すでに述べたように、重み係数は式(8)の連立方程式を解くことによって求めることができるが、その手続きは実際にはかなり煩雑である。また、分系1の質量 M そのものも設計値として与えられているわけではない。そこで、これらを実験的に求める手順を以下に示す。

まず、パンタグラフの加振試験を行い、舟体に取り付けた各センサの応答を測定する。このとき、加振機先端にロードセルを取り付けて、加振力を直接測定する。この加振力が接触力の真値に相当する。

この加振試験により得たデータを式(10)に代入するとともに、式(10)の左辺の接触力を加振力とすると、次式を得る。

$$f_{excite}^s + err^s = -\tau_A^s + \tau_B^s - \sum_{j=1}^n M w_k \ddot{y}^s(x_k) \quad (13)$$

ただし、 f_{excite} は加振力、 err は測定誤差を示し、各変数右上の添字 s は加振位置を示す。上式の両辺を f_{excite} で除し、周波数領域で表現すると次式を得る。

$$1 + Err^s(\omega) = -H_{\tau_A}^s(\omega) + H_{\tau_B}^s(\omega) - \sum_{k=1}^n M w_k H_{y,k}^s(\omega) \quad (14)$$

ここに H_{τ_A} 、 H_{τ_B} は加振力に対するせん断力および加速度の周波数伝達関数であり、 $Err(\omega)$ は加振力で正規化された測定誤差を表している。

N 箇所の加振点に対して加振試験を行い、測定したい周波数範囲において測定誤差が最小となるように最小2乗法により $M w_k$ を求める。すなわち

$$\sum_{s=1}^N \sum_{j=Min}^{Max} Err^s(\omega_j) Err^{s*}(\omega_j) \rightarrow Min. \quad (15)$$

ただし*は複素共役を示す。

式(10)からわかるように、接触力を求めるためには Mw_k を知れば十分であり、 M と w_k を別々に求める必要がない。したがって、上記手順により接触力を算出するためのパラメータが全て同定されたことになる。

5.3 現用パンタグラフにおける接触力測定精度

まず、接触力測定用センサを組み込んだパンタグラフに対して加振試験を実施し、前節の方法を用いて Mw_k ($k=1\sim3$) の同定を行った。次に加振機によってパンタグラフを鉛直方向に加振し、パンタグラフに取り付けたセンサの出力から式(10)によって接触力(この場合は加振力)を測定した。この値を、加振機に組み込んだロードセルで求めた加振力波形と比較することにより、測定精度を求めた。なお、加振は2本ある舟体のうち片側の舟体の1点に対して行い、加振波形としては5~100Hzの疑似ランダム波を用いた。

図11は、このようにして求めた接触力測定精度

の周波数特性である。図11(a)は舟体中央の加速度計1個だけを用いる従来手法、言い換えると式(10)において $k=1$ とした場合の接触力測定精度である。一方、図11(b)は本論文で提案した新しい手法、すなわち式(10)において $k=3$ とした場合の接触力測定精度である。どちらも、舟体中央を加振した場合と舟体中央から200mm偏位を与えた点を加振した場合とについて、接触力測定結果と真値(ロードセルによる加振力測定結果)との比(ゲイン特性)およびその位相差(位相特性)を示している。

従来手法では、舟体の曲げ1次モードの共振周波数である80Hz近傍において測定誤差が顕著である。また20Hz以上では加振位置による測定精度のばらつきが大きい。したがって実用上測定可能な周波数範囲は20Hz以下であるといえる。これに対し今回提案した手法では測定精度が大きく改善されており、80Hz近傍でも良好な測定精度を有していることがわかる。しかも加振位置を変えても精度は悪化したり差が現われたりしていない。したがって100Hzまで十分精度のよい測定が可能である。

図12は舟体中央を加振した場合について、測定

Fig. 11 Frequency characteristics of contact force measurement
Case A: Force applied at the center of the panhead
Case B: Force applied at 200mm offset from the center

Fig. 12 Comparison of time history of contact force obtained by the conventional and the new methods

した接触力の時系列波形を示したものである。この図には、加振機に組み込まれたロードセルにより求めた接触力波形と、パンタグラフに取り付けたセンサにより計測した接触力波形とが比較して示されている。図 12(a) に示した従来手法による測定結果に比べ、図 12(b) の新しい手法による測定結果の方が、波形の再現性が良好であることがわかる。特に波形に含まれる高い周波数変動に注目すると、両者の差は明確である。

6. 結 言

汎用的で測定可能周波数範囲の広い架線・パンタグラフ間の接触力測定方法として、舟体の複数箇所の加速度を測定するとともに、適切な位置の内力を測定する方法を提案した。本手法の特徴は、舟体の弾性振動を考慮した上で慣性力を評価することであり、従来の舟体を剛体とみなす方法に比べ、大幅に広い周波数範囲において接触力を測定することができる。

本手法を現用の新幹線用パンタグラフ PS203 に適用したところ、従来の方法では約 20Hz 以下の周波数範囲でしか測定できなかったものが、本手法では 100Hz 程度まで十分精度のよい測定が可能であることを確認した。なお、本手法は異なるパンタグラフ

形式に対しても、断面力を適切に選択することにより容易に適用することが可能である。

最後に、本研究を進めるにあたってご指導いただいた早稲田大学理工学部山川教授に謝意を表する。

文 献

- (1) CENELEC, EN50317:2002, (2002)
- (2) 網干光雄, パンタグラフの接触力変動に与えるトロリ線波動の影響に関する研究(第2報), 機論, 64-622, C (1998), 1896-1903
- (3) Law S. and Chan T., Moving force identification: A time domain method, J. Sound Vib., 201-1(1997), 1-22
- (4) Law S. et al., Moving force identification - A frequency and time domains analysis, Trans. ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Control, 121-7(1999), 394-401
- (5) Ostermeyer M. and Dorfler E., Die Messung der Kontaktkraft zwischen Fahrdraht und Schleifleiste, Elektrische Bahnen 80-2, 47/52(1982), 47-52
- (6) 網干光雄, 集電特性の測定方法(その2), 電気学会交通・電気鉄道研究会, TER-97-42 (1997), 1-6
- (7) 真鍋克士, ほか3名, 異方倍率画像による架線の振動計測法, 機論, 64-628, C (1998), 4632-4637
- (8) 池田充, 舟体の1次曲げ振動を考慮したパンタグラフの接触力測定法, 機講論, No.99-1 II (1999), 187-188