

インピーダンス制御によるパンタグラフの接触力制御

山下 義隆* 池田 充*
 増田 新** 射場 大輔** 曾根 彰**

**Control of Contact Force between Pantograph and Catenary
 Using Impedance Control Technique**

Yoshitaka YAMASHITA Mitsuru IKEDA

Arata MASUDA Daisuke IBA Akira SONE

The authors are working on the project regarding application of active control technique to pantographs to suppress contact force fluctuation between pantograph and catenary. In this report, we introduce the application of impedance control technique to the pantograph as one of the effective contact force fluctuation reduction methods. In this method, the actuator equipped on a pantograph imitates mechanical elements such as springs, dampers or their combinations and make the pantograph have desired dynamic characteristics by varying the parameters of these virtual mechanical elements. This report proposes the contact force controlling method applying the impedance control technique, and indicates the experimental results, which support the effectiveness of the proposed method.

キーワード：パンタグラフ，接触力，インピーダンス制御，マクスウェル減衰要素

1. はじめに

電気鉄道のパンタグラフが架線と良好な接触状態を維持するためには、両者の間に作用する接触力変動を適正範囲内に抑える必要がある。過大な接触力は、架線の押上量基準値の超過や、架線やパンタグラフ部材の摩耗を引き起こし、接触力が零となるとパンタグラフは架線から離線し、その際に生じるアークが架線やパンタグラフ部材の損耗を促進したり、車両への電力供給が寸断されるためである。パンタグラフの接触力変動の要因には、架線の周期的構造に起因した等価的な剛性の変動、架線に伝播する波動の反射、パンタグラフに作用する空気力等が挙げられるが、パンタグラフにはこれらの影響を最小限に抑えて接触力を一定に保つ能力が要求される。

著者らは、上記の問題を解決する方法としてアクティブ制御技術をパンタグラフへ適用し、架線・パンタグラフ間の接触力変動低減に関する研究を実施している¹⁾²⁾。これまでの研究では、接触力を測定してPID制御器にフィードバックする方法を提案した。制御に必要なアクチュエータは、電気絶縁性を考慮して、空気圧アクチュエータの使用を前提としている。また、アクチュエータの設置スペースの制約により、接触力が直接作用する舟体直下にアクチュエータを設置するのではなく、枠組の基部に設置し、枠組の運動を介して接触力作用部

に制御力を伝達する構造としている。このため、制御系の応答速度が十分ではない場合には、接触力を直接フィードバックする制御方法では、接触力変動に含まれる高周波数成分によって制御系が不安定になりやすいという問題点があった。高周波数成分の接触力変動を除去するためにローパスフィルタを適用しても、信号の遅れを増大させてしまうため、有効な対策とはならない。このため、接触力変動周波数に2Hz程度以上の卓越成分がある場合には単純なPID制御では制御効果に限界があった。

本報告では、アクチュエータの種類や設置位置などのハードウェアは変更せずに接触力変動の制御周波数拡大を図る方法としてインピーダンス制御³⁾を用いた接触力のアクティブ制御手法を提案する。

2. パンタグラフの機械インピーダンスと追従性能

機械系におけるインピーダンスは、構造体の動きにくさを表す指標であり、構造体への速度入力に対する力応答の伝達関数で表される。架線・パンタグラフ系において、架線およびパンタグラフの機械インピーダンスを小さくするほど、パンタグラフの架線への追従性能は改善される³⁾⁴⁾。このとき、架線およびパンタグラフの機械インピーダンスとは、架線の上下運動速度に対する接触力の伝達関数および舟体の上下運動速度に対する接触力の伝達関数で定義される。

パンタグラフの上下運動モデルの一例を図1に示す。

* 鉄道力学研究部 集電力学研究室

** 京都工芸繊維大学 (大学院工芸科学研究科)

特集：鉄道力学

m_1 および m_2 はそれぞれ、舟体および枠組に対応する質点の質量、 k_1 および c_1 はそれぞれ復元ばねに対応するばねの剛性およびエネルギー散逸を考慮するためのダンパ要素の減衰定数、 c_2 はパンタグラフダンパの減衰定数、 P_0 は押上機構による静押上力を表す。 f_c は架線からの接触力を表しており、静的状態では $f_c = P_0$ となる。質点 m_1 および m_2 の上下変位をそれぞれ x_1 および x_2 とすると、パンタグラフの運動方程式は次のように表される。

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1 (x_1 - x_2) = -f_c \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_1 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + c_2 \dot{x}_2 + k_1 (x_2 - x_1) = P_0 \end{cases} \quad (1)$$

式(1)より、パンタグラフの機械インピーダンス Z は以下のように求めることができる。

$$Z = i\omega m_1 + \frac{1}{\frac{1}{c_1 + k_1/i\omega} + \frac{1}{c_2 + i\omega m_2}} \quad (2)$$

パンタグラフの機械インピーダンスの一例を図2に示す。計算には表1の各定数を使用した。図2のように、パンタグラフの機械インピーダンスには一般に複数の極大値および極小値を示す周波数があり、これらの周波数は主にパンタグラフモデルの質量およびばね要素の剛性によって決まる。図2の例では、約13Hzに機械インピーダンスの谷を示す周波数があり、この周波数を卓越周波

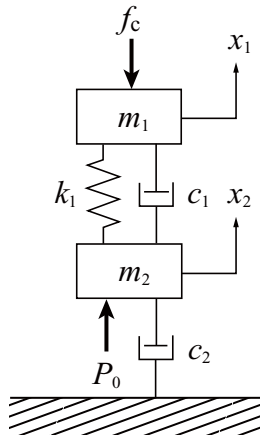


図1 パンタグラフの運動モデル

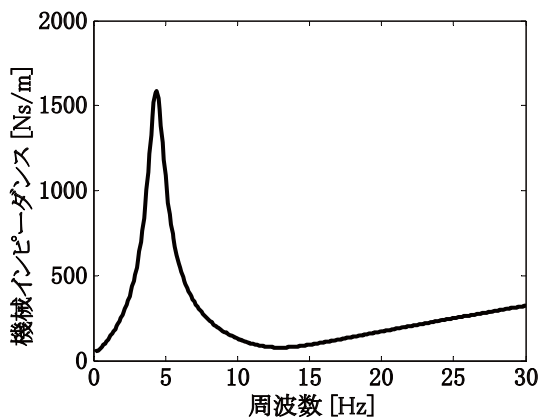


図2 パンタグラフの機械インピーダンスの例

表1 パンタグラフの各定数例

m_1 [kg]	m_2 [kg]	c_1 [Ns/m]	c_2 [Ns/m]	k_1 [N/m]	P_0 [N]
2	15	60	50	11400	54

数成分とする舟体変位が入力として与えられた場合、他の周波数の場合と比べて接触力変動が小さくなる。

3. インピーダンス制御による接触力制御

3.1 概要

インピーダンス制御は、制御対象が外部環境との機械的な相互作用を受けるような場合に、所望の機械インピーダンスを制御対象と外部環境との間に持たせるように制御力を与える制御方法である⁵⁾。本報告で提案する接触力制御手法では、架線・パンタグラフの接触力変動を低減するために、パンタグラフに搭載したアクチュエータによってパンタグラフの機械インピーダンスを制御する。

空気圧シリンダをアクチュエータとして搭載したパンタグラフを図3に示す。アクチュエータは、押上機構(主ばね)と並列に取り付けられている。パンタグラフの機械インピーダンスを制御するために、アクチュエータは剛性要素や減衰要素といった機械要素を模擬し、これに相当する反力を発生させる。模擬した仮想的な機械要素のパラメータを制御器内で変更することによって、機械インピーダンスを制御することが可能である。

本制御手法では、アクチュエータはばねとダンパを直列に結合したマクスウェル減衰要素を模擬する。マクスウェル減衰要素の剛性を変更することによって機械インピーダンスの極小値周波数を制御することが可能であり、減衰要素の存在によって低周波数領域での機械インピーダンスの増大を抑制することが可能である。本制御手法におけるインピーダンス制御適用時のパンタグラフモデルを図4(a)に示す。 k_v および c_v はそれぞれ仮想剛性および仮想減衰定数を表し、これらの接続点を x_v としている。図4(a)のパンタグラフモデルに対する運動方程式は次のように表される。

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1 (x_1 - x_2) = -f_c \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 + c_1 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \\ \quad + k_1 (x_2 - x_1) + k_v (x_2 - x_v) = P_0 \\ c_v \dot{x}_v + k_v (x_v - x_2) = 0 \end{cases} \quad (3)$$

図4(a)および式(3)より、パンタグラフ枠組に作用するアクチュエータの発生力 f_A は、

$$f_A = k_v (x_v - x_2) \quad (4)$$

で表され、これを求めるために必要な変位 x_v は

$$\dot{x}_v = -\frac{k_v}{c_v} (x_v - x_2) \quad (5)$$

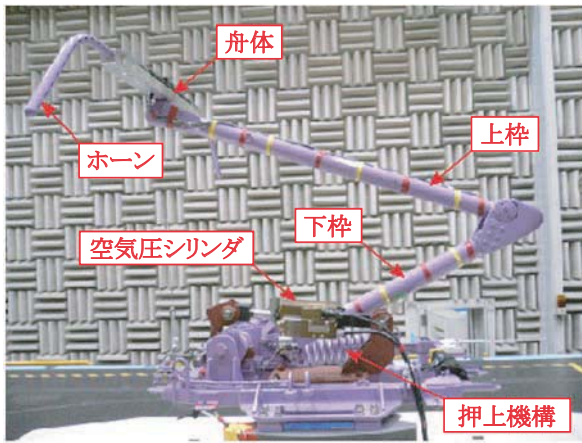


図3 アクティブ制御パンタグラフ

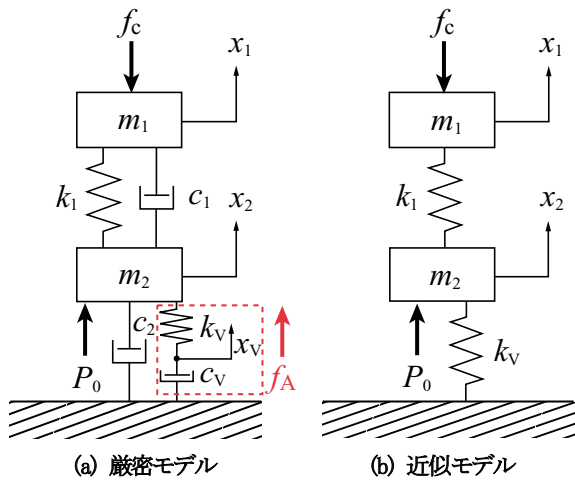


図4 インピーダンス制御時のパンタグラフモデル

によって求められる。このように、インピーダンス制御を適用した接触力制御手法に必要なパンタグラフの状態量は枠組変位 x_2 のみである。変位信号は力信号よりも高周波数の変動に対する感度が小さいため、本制御手法によってより安定な制御系の実現が期待される。

3.2 機械インピーダンスの極小値周波数

本報告で紹介するインピーダンス制御を用いた接触力制御手法では、アクチュエータが模擬する仮想的なばね・ダンパ要素の剛性および減衰係数を変更することによって、パンタグラフの機械インピーダンスの極小値周波数を制御する。具体的には、パンタグラフ舟体の上下変位の卓越周波数成分に機械インピーダンスの極小値周波数を一致させることによって、接触力変動を低減させる。剛体電車線をパンタグラフが摺動しながら走行する場合、離線を考慮しなければ、剛体電車線の設備高さの卓越凹凸波長成分 L [m] とパンタグラフの走行速度 V [m/s] によって舟体上下変位の卓越周波数 f_T [Hz] は、

$$f_T = V/L \quad (6)$$

となる。この周波数をターゲットとして機械インピーダンスの極小値周波数を一致させるため、以降、式(6)の周波数をターゲット周波数と呼ぶこととする。カテナリ架線の場合においても、支持点やハンガーなどの架線金具の架設周期を架線凹凸の卓越波長成分と考えて、式(6)により求めた周波数と機械インピーダンスの極小値周波数を一致させることによって接触力変動を低減させることが可能である^{6) 7)}。

図4 (a) に示すパンタグラフモデルに対する機械インピーダンスの極小値周波数を解析的に求めることは困難であるため、図4 (b) のような近似モデルに対する極小値周波数を求める。図4 (b) のパンタグラフモデルに対する運動方程式は、

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 (x_1 - x_2) = -f_c \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_1 (x_2 - x_1) + k_v x_2 = P_0 \end{cases} \quad (7)$$

である。また、図4 (b) に対する機械インピーダンス \tilde{Z} は次式によって得られる。

$$\begin{aligned} \tilde{Z} &= i\omega m_1 + \frac{1}{\frac{1}{k_1/i\omega} + \frac{1}{i\omega m_2 + k_v/i\omega}} \\ &= \frac{m_1 m_2 \omega^4 - (m_1 k_1 + m_1 k_v + m_2 k_1) \omega^2 + k_1 k_v}{i\omega \{m_2 \omega^2 - (k_1 + k_v)\}} \end{aligned} \quad (8)$$

したがって、極小値周波数は次式によって求められる。

$$\omega_{\mp} = \sqrt{\frac{\left(\omega_0^2 + \frac{k_v}{m_2}\right) \mp \sqrt{\left(\omega_0^2 + \frac{k_v}{m_2}\right)^2 - 4\omega_0^2 \frac{k_v}{m_2}}}{2}} \quad (9)$$

ただし、 $\omega_0 = \sqrt{(m_1 + m_2)k_1 / (m_1 m_2)}$ であり、これは図1のパンタグラフモデル、つまり、インピーダンス制御を導入していないパンタグラフの機械インピーダンスの極小値周波数である。また、 $\omega_1 = \sqrt{k_1 / m_1}$ である。式(9)より、 ω_{\mp} の一方を機械インピーダンスの極小点とするための仮想剛性 k_v は、

$$k_v = \frac{m_2 \omega_T^2 (\omega_T^2 - \omega_0^2)}{(\omega_T^2 - \omega_1^2)} \quad (10)$$

で与えられる。ここで、 $\omega_T = 2\pi f_T$ である。図4の厳密モデルおよび近似モデルに対するターゲット周波数と極小値周波数との関係の一例を図5に示す。 k_v 、 c_v 以外のパラメータは、表1の値を用いた。近似モデルに関しては、式(10)および式(9)によってターゲット周波数と極小値周波数の関係を求められ、当然、両者が一致する解が存在する(図5中傾きが1の直線上に近似モデルに対する極小値周波数の解 ω_{\mp} のどちらかが存在する)ことが図5より確認できる。一方、厳密モデルに関しては、式(10)で得られた仮想剛性および $c_v = 2500$ [Ns/m] を式(3)に代入し機械インピーダンスを求め、数値的に極小値周波数を求めた。この例では、周波数 15Hz 付近までは、ター

特集：鉄道力学

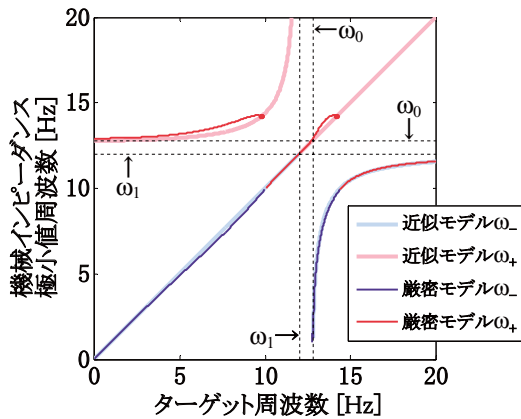


図5 近似モデルおよび厳密モデルに対するターゲット周波数と極小値周波数との関係

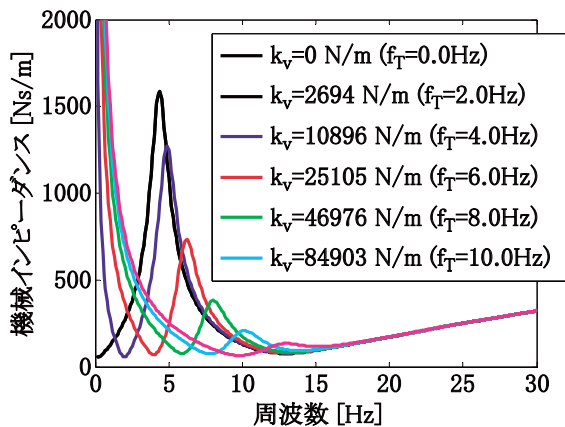


図6 仮想剛性のパンタグラフの機械インピーダンスへの影響

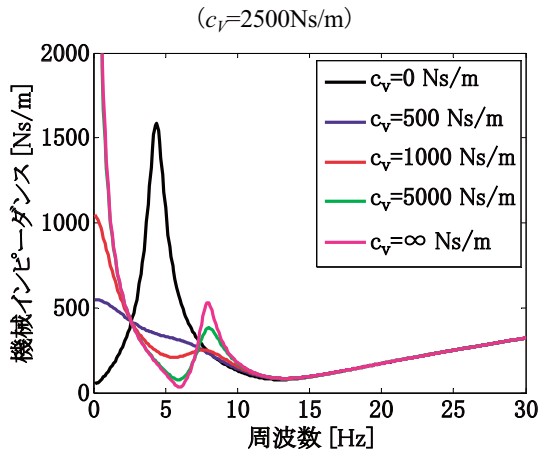


図7 仮想剛性のパンタグラフの機械インピーダンスへの影響

($k_v=25105\text{N/}$, ($f_T=60\text{Hz}$))

ターゲット周波数に近い機械インピーダンスの極小値周波数が存在し、図4 (b) のモデルによって良好な近似ができていることがわかる。それ以上の周波数に対しては、極小値周波数を設定することができないことがわかる。したがって、図4 (a) のモデルから図4 (b) のモデルの機械インピーダンスの極小値周波数を近似的に求めること

が可能な周波数には限界があるといえる。パンタグラフの各定数に依存して図5の関係も大きく変化し、極小値周波数を近似的に求めることが可能な周波数帯も変化するため、厳密な把握は非常に複雑であるため詳細な調査は今後の課題としたい。

仮想剛性 k_v を変更することによって、パンタグラフの機械インピーダンスを制御するため、仮想剛性 k_v の変化に対する機械インピーダンスへの影響を確認することは重要である。ターゲット周波数を 0Hz から 2Hz 刻みで 10Hz まで変化させた場合のパンタグラフの機械インピーダンスへの影響を図6に示す。凡例の仮想剛性 k_v の値は式(10)により求めた結果を示している。仮想減衰およびその他のパンタグラフの各定数は、ターゲット周波数と機械インピーダンスの極小値周波数を求めた場合と同様に、 $c_v=2500\text{[Ns/m]}$ と表1の値を適用した。ターゲット周波数 0Hz の場合 $k_v=0\text{[N/m]}$ となるため、制御なしと同様の動特性となり、機械インピーダンスは図1と一致する。式(10)より、ターゲット周波数 $\omega_T=\omega_0$ についても $k_v=0\text{[N/m]}$ となるため制御なしの状態を意味することとなる。図6より、設定したターゲット周波数に機械インピーダンスの極小値周波数が現れていることが確認できる。

本手法で仮想剛性の他に調整可能なパラメータは仮想減衰 c_v がある。仮想減衰 c_v の変化に対するパンタグラフの機械インピーダンスへの影響の一例を図7に示す。この例では、ターゲット周波数は $f_T=6.0\text{[Hz]}$ とすなわち式(10)より $k_v=25105\text{[N/m]}$ としている。仮想減衰 $c_v=0\text{[N/m]}$ は制御なしの状態を意味することは明らかである。ターゲット周波数に明瞭な極小点を出現させるためには、仮想減衰 c_v はある程度の大きさが必要であることがわかる。ただし、 $c_v=\infty$ の場合からもわかるように、仮想減衰の増大に伴って低周波数領域の機械インピーダンスが増大することがわかる。このことから、仮想減衰は適度な大きさの値を適用する必要があるといえる。

4. パンタグラフ加振試験による制御性能評価

4.1 加振試験概要

インピーダンス制御を適用したパンタグラフの制御性能を評価するために、パンタグラフの舟体に強制変位を与える加振試験を実施した。加振試験の概略図を図8に示す。加振機によって正弦波状の上下変位入力を舟体に加え、加振機に内蔵されている変位センサによって加振変位を、舟体と加振機の間設置したロードセルによって接触力を測定する。加振変位と舟体変位はほとんど一致する。加振振幅は 2.0mm で一定とし、加振周波数に対する制御性能を評価する。パンタグラフ枠組にレーザーターゲットを取り付け、レーザー変位計によって枠組変位を計測する。測定された枠組変位はインピーダンス制

御器にフィードバックされ、インピーダンス制御器は式(4)および式(5)に基づく演算を実行し、アクチュエータが演算通りの力を発生させるための指令電圧を出力する。指令電圧は図8では割愛しているサーボアンプによって電流へと変換されてアクチュエータに入力される。入力電流に応じてアクチュエータがパンタグラフ枠組に力を作用させる。アクチュエータの発生力は、ほぼ指令電圧に比例するため、アクチュエータの発生力の大きな挙動を把握するために指令電圧を把握することは有用である。データ収録PCは主に舟体変位、枠組変位、接触力および指令電圧を収録している。AD変換のサンプリング周波数は2kHzである。制御なしの状態での試験を開始し、定常状態に達してからしばらくして制御ありの状態に変更する。制御系が不安定なれば直ちに制御を停止し、そうでなければ定常状態に達してからしばらくして制御を停止する。

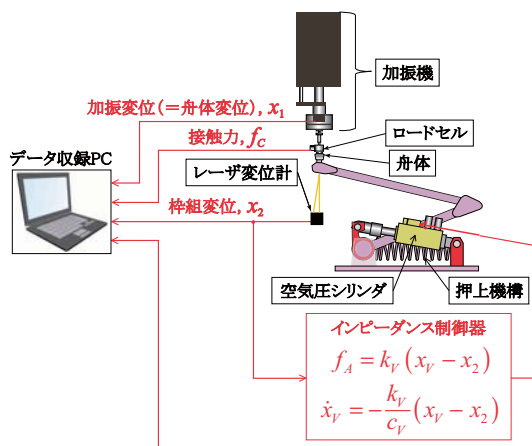


図8 加振試験概要

4.2 ターゲット周波数

パンタグラフにインピーダンス制御を適用し、機械インピーダンスの極小値周波数を所望の周波数に設定するためには、正確なパンタグラフの各定数をあらかじめ把握しておく必要があることは式(9)より明らかである。使用したパンタグラフの各定数の同定結果は表1とほぼ同じであり、これらの値を用いてターゲット周波数に対する仮想剛性を式(10)により求めた。ターゲット周波数は、理想的には加振周波数に一致する場合に最も良好な制御結果が得られるはずであるが、モデルと実機パンタグラフとの間のモデル誤差やアクチュエータの遅れ、摩擦などの非線形性によってターゲット周波数と加振周波数を一致させることは容易ではない。このため、本報告では、一定の加振周波数に対してターゲット周波数を変化させ、調査範囲内で最良の接触力低減効果を発揮したターゲット周波数を最良ターゲット周波数と呼ぶこととし、主に最良ターゲット周波数によって得られた結果について考察する。また、仮想減衰 c_V は極小値周波数へ

の影響は小さいものとして、加振試験では、加振周波数等によらず $c_V=2400$ [m/s] で一定とした。

4.3 制御性能

加振周波数 5.0Hz に対する試験結果を図9に示す。定常状態の5周期分を表示している。上から、舟体変位、接触力変動、制御器からサーボアンプへの指令電圧、および制御器へのフィードバック信号である枠組変位である。このときの最良ターゲット周波数は 5.3Hz である。なお、単純な PID 制御による接触力制御では加振周波数 1.0Hz 程度までしか接触力変動低減効果を確認することができず、2.0Hz では制御系が発散した。インピーダンス制御を適用することによって 5.0Hz という高い周波数に対しても接触力変動低減効果を確認することができる。接触力変動波形は制御なしの状態でも加振周波数以上の高周波数成分を含んでいるが、制御ありの状態になるとさらに高周波数成分が増大している様子が見える。PID 制御に関する試験においても、接触力変動波形に加振周波数以上の高周波数成分が含まれており、加振周波数の増加とともに、高周波数成分が増大し、これが PID 制御を適用した場合に制御系を不安定にした原因であると考えている。しかしながら、インピーダンス制御を適用した本試験の場合、枠組変位および指令電圧の波形に加振周波数成分以上の高周波数成分の存在が確認できない。これによって 5.0Hz という高い周波数に対しても制御系を安定に保つことができたと考えられる。

加振周波数 0.5Hz から 5.5Hz に対する制御性能を接触

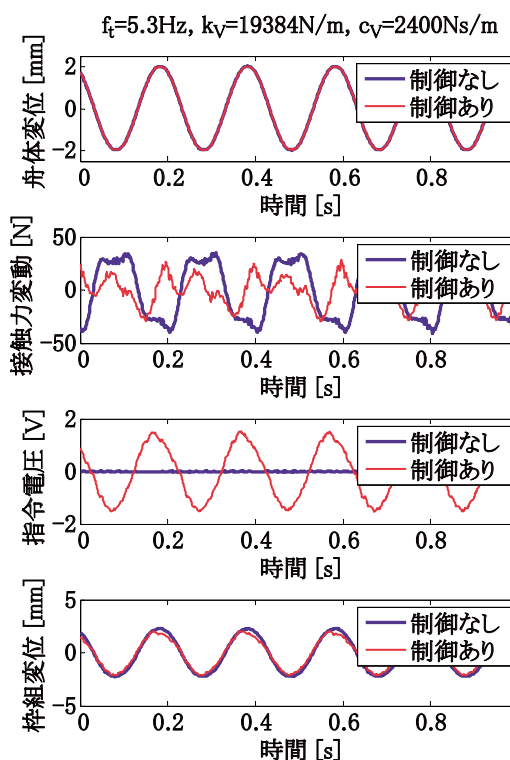


図9 加振周波数 5.0Hz に対する試験結果

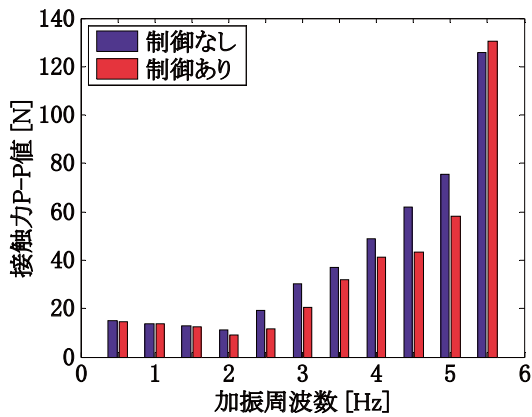


図 10 接触力 P-P 値

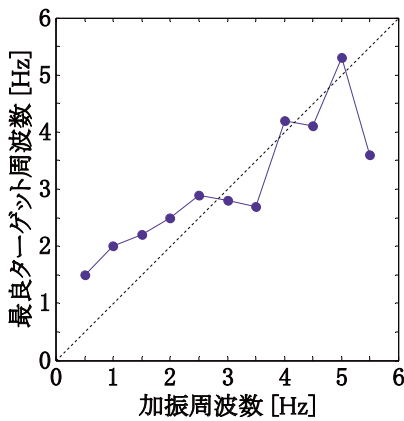


図 11 加振周波数と最良ターゲット周波数との関係

力の P-P 値によって評価した結果を図 10 に示す。このときのターゲット周波数は最良ターゲット周波数である。加振周波数に対する最良ターゲット周波数の関係を図 11 に示す。図 10 より、加振周波数 2.0Hz から 5.0Hz に対して接触力変動低減効果が確認できる。ターゲット周波数の増大に伴って、アクチュエータの発生力は大きくなる。一方、加振周波数の増大に伴い、指令電圧に対するアクチュエータの発生力の遅れは増加する。この加振周波数の増加によるアクチュエータの発生力の増大とアクチュエータの発生力の遅れの増大によって、加振周波数が大きくなるほど制御系は不安定になりやすくなり、良好な制御効果が得られなくなる。加振周波数 5.5Hz では、ターゲット周波数を 3.8Hz 以上としたとき制御系が発散したため、図 11 ではターゲット周波数 3.8Hz の結果をプロットしている。この周波数においては、制御ありの場合の方が制御なしの場合よりも接触力変動が増加していることがわかる。

加振周波数 1.5Hz 以下では、制御の有無によらず接触力 P-P 値がほとんど同じである。これは、アクチュエータの可動部に作用する摩擦力とアクチュエータの発生力の関係によるものと考えられる。加振周波数が小

さい場合にはターゲット周波数を小さく設定する必要があり、これによってアクチュエータの発生力が小さくなる。アクチュエータの発生力の一部は可動部の摩擦力によって相殺されるが、1.5Hz 以下の低い周波数帯では、摩擦力によって減じられた発生力がパンタグラフの動特性に変化をもたらすほど大きくなかったということが原因として考えられる。摩擦力をキャンセルするような補償器を付加することで低周波数領域の制御性能を向上させることは可能であると考えられる。

5. まとめ

本報告では、インピーダンス制御を用いたパンタグラフの接触力のアクティブ制御手法を提案し、原理を示し、手法の有効性を実験的に示した。提案する手法では、著者らが従来実施してきた PID 制御による手法よりも高い周波数領域で接触力変動低減効果を確認した。これは、制御器へのフィードバック信号に高周波数成分が含まれにくい枠組変位を用い、制御系をより安定にしたためであると考えられる。PID 制御で接触力変動低減効果があった低周波数領域に対しては、本手法では制御効果がみられなかったが、アクチュエータの摩擦補償を付加することで改善可能であると考えられる。

文献

- 1) 池田充, 菅原能生, 小山達弥, 高速用パンタグラフの接触力制御手法に関する基礎研究, 鉄道総研報告, 20 巻 9 号, pp.41-46, 2006
- 2) 山下義隆, 池田充: サーボ弁付きエアシリンダを内蔵したパンタグラフにおける空力外乱による接触力変動の抑制, 日本機械学会 2008 年度年次大会大会講演論文集 (5), pp.123-124, 2008
- 3) 網干光雄, パンタグラフ追随振幅が接触力変動に与える影響, 鉄道総研報告, 18 巻 8 号, pp.17-22, 2004
- 4) 網干光雄, コンパウンド系架線のドロップ間隔が接触力変動に与える影響, 第 11 回鉄道技術連合シンポジウム講演論文集, pp.117-120, 2004
- 5) Neville Hogan: Impedance Control: An Approach to Manipulation: Part I-III, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol.107, pp.1-24, 1985.
- 6) 山下義隆, 池田充, 可変剛性機構を有するパンタグラフの性能向上の基礎検討, 鉄道総研報告, 22 巻 12 号, p.23-28, 2008
- 7) 山下義隆, 池田充, 可変剛性ばねによるパンタグラフの動特性制御, 鉄道総研報告, 24 巻 4 号, pp.37-42, 2010