

架線・パンタグラフ系への HILS 技術適用の基礎検討

小林 樹幸* 白田 隆之* 池田 充**

Application of HILS Technique to Pantograph-Catenary System

Shigeyuki KOBAYASHI Takayuki USUDA Mitsuru IKEDA

The performance of pantograph can be evaluated by several ways with consideration on dynamic interaction between pantograph and overhead catenary system (OCS). Though an on-track testing provides the most realistic data, it takes relatively high cost. Therefore, in order to investigate the characteristics of pantograph-OCS dynamic interaction with small cost, an easy-to-execute experiment method is required. This paper proposes a pantograph test bench system based on HILS technique. In the constructed system, a real-time simulator calculates the motion of contact wire, and a shaker excites a real pantograph using the calculated displacement of contact wire. This study focuses on the fundamental validation of the proposed system.

キーワード：パンタグラフ，架空電車線，動的相互作用，有限要素法，HILS

1. はじめに

パンタグラフが架線としゅう動しながら走行した際に生じるパンタグラフの接触力変動やトロリ線の押上量、ひずみ量等は、架線とパンタグラフが互いに動的な影響を及ぼし合った結果として生じるものであり、架線・パンタグラフ系の性能を評価する上で重要な物理量である。しかし、現車試験でこれらの値を測定するためには加圧部へ測定器を仮設する必要があることから、取得できるデータには制約がある場合が多い。そこで、パンタグラフの走行状態を模擬あるいは再現することで架線・パンタグラフ系の性能を測定または予測するいくつかの手法が確立されている。例えば近年では、3次元の非線形有限要素解析に基づくパンタグラフの走行シミュレーション手法¹⁾が開発され、架線の幾何学的な非線形性を考慮した架線・パンタグラフ系の動的挙動を予測することができる。しかし前記のシミュレーションでは、パンタグラフは多質点系としてモデル化されており、各部材の弾性変形や部材同士の接触等の現象が考慮されていない。一方で、パンタグラフ単体の動的性能を評価する場合には、剛体の回転円盤を用いてすり板と架線とのしゅう動状態を模擬する鉄道総研のパンタグラフ総合試験装置などが用いられるが、本試験装置は架線の動特性を模擬することができない。さらに、架線・パンタグラフ間の動的相互作用を考慮できる試験装置としては、鉄道総研の集電試験装置が挙げられる。集電試験装置とは架空電車線が架設された全長 400m の直線区間において、パンタグラフが搭載された走行台車を最高速度 200km/h

で走行させることができる試験装置であり、架線とパンタグラフを組み合わせた性能評価試験に用いられている。ただし、集電試験装置は惰行区間長が約 60m であるなどの制約がある。このように現状の試験手法は一長一短であるため、架線との動的相互作用を考慮した上でパンタグラフの性能を評価できる試験装置を開発することは、更なる鉄道の高速化を図る上でも重要だと言える。

そこで本論文では、実機パンタグラフと架線の力学モデルを組合せたハイブリッドな試験手法に関する基礎検討の結果を報告する。本試験手法は、航空機や自動車などの産業分野で発展し鉄道総研においても車両の分野で応用されている HILS (Hardware In the Loop Simulation)²⁾³⁾ の技術を架線・パンタグラフ系へ適用するものである。HILS とは試験対象物 (本ケースではパンタグラフ) 以外のプラント (本ケースでは架線) を数式で定義し、数式で定義された架線の挙動については加振機を用いて実現象として表現するシステムである。そのため、架線の挙動に関するシミュレーションの実施、およびシミュレーションの結果を出力する時間を、それぞれ実際に物理現象が発生している時間 (実時間と称する) と同期させる必要がある。HILS を架線・パンタグラフ系へ適用した本試験手法を、本報告ではパンタグラフ HILS と称する。

本報告の構成は以下のとおりである。第 2 章では、試作したパンタグラフ HILS の概要について述べる。第 3 章では、架線のモデルを計算するシミュレータと、架線の挙動を表現する加振機とを用いてリアルタイムシミュレータ内に構築したモデルの挙動を表現できることを確認するための検証試験結果について述べる。次に第 4 章では、架線を低次元なモデルである 1 自由度のばね-質点系としてモデル化した場合の、パンタグラフ HILS に

* 鉄道力学研究部 集電力学研究室

** 鉄道力学研究部

特集：鉄道力学

関する試験結果について述べる。最後に第5章では、有限要素法に基づいて架線の線条を離散化することで、波動伝播特性などのより複雑な架線の挙動を表現可能な力学モデル構築に関する今後の指針を示す。

2. 試作したパンタグラフ HILS の概要

試作した架線・パンタグラフ系の HILS システムは、実機パンタグラフ、リアルタイムシミュレータ、サーボアンプ、加振機から構成される閉ループ、およびリアルタイムシミュレータを制御するホスト PC から成る (図1)。

図1に示すように、システムの動作に関する流れは以下のとおりである。①加振機により実機パンタグラフの舟体を加振する。②加振点に作用する接触力を測定する。測定された接触力を、A/D 変換ボードを介してプロセッサボード内に構築された架線モデルへ入力として与える。③接触力を架線モデルへ与えることで次の時間ステップにおけるトロリ線の変位を算出し、D/A 変換ボードを介して変位信号をサーボアンプへ入力する。④サーボアンプによって加振機を駆動し、③で計算されたトロリ線変位で実機パンタグラフの舟体を加振する。

この①から④のプロセスを一定の時間間隔で実行し、さらにリアルタイムシミュレータ内部の動作時間を実時間と同期させることで、パンタグラフが架線の下を走行している状況を模擬することが可能となる。

リアルタイムシミュレータを構成する機器は dSPACE 製であり、その代表的な仕様を表1に記す。架線のモデルや HILS に関するプログラムは Matlab/Simulink[®]を用いてホスト PC 上で記述し、このプログラムをプロセッサボード上で実行可能な実行形式にコンパイルする。コンパイルしたプログラムはプロセッサボードへ転送され、ホスト PC からプログラムの動作を制御する。なお、試験に用いた加振機はカヤバシステムマシナリー製の油圧駆動型であり、最大ストロークは両振幅 100mm である。また、A/D 変換ボードにはローパスフィルタが搭載されていないため、折り返し誤差防止フィルタとして A/D 変換ボードの前段にアナログフィルタ (P-81 : NF 回路設計ブロック製) を挿入した。フィルタの特性は最大平坦特性とし、カットオフ周波数を 500Hz として使用した。参考として、使用したアナログフィルタの周波数応答関数を図2に示す。

次章からは、架線の挙動、およびパンタグラフの走行を表現することのできる力学モデルの構築方法と、構築した架線モデルを用いた検証試験結果について、それぞれ述べる。

3. パンタグラフを除くシステムの検証

本章では、リアルタイムシミュレータと加振機が所望

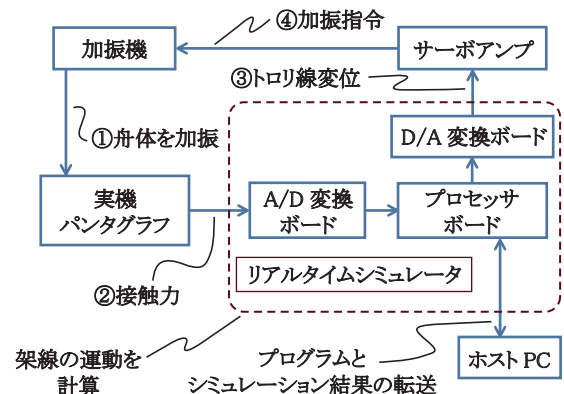


図1 架線・パンタグラフ系 HILS システムのブロック図

表1 リアルタイムシミュレータの構成機器

名称	型番	仕様
プロセッサボード	DS1006	CPU: AMD Optron 2.8GHz
A/D 変換ボード	DS2002	サンプル時間 : 66.9 μ s (16bit 時)
D/A 変換ボード	DS2102	サンプル時間 : 3.0 μ s (12bit 時)

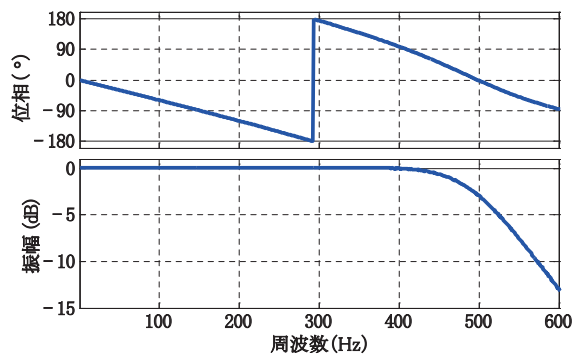


図2 アナログフィルタの周波数応答関数

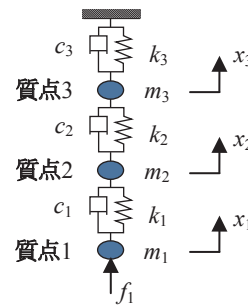


図3 リアルタイムシミュレーション検証用の3自由度系

表2 3自由度系の物理定数

質量 (kg)	剛性 (N/m)	減衰 (Ns/m)
$m_1 = 30$	$k_1 = 8000$	$c_1 = 0.007 \times k_1$
$m_2 = 40$	$k_2 = 10000$	$c_2 = 0.007 \times k_2$
$m_3 = 50$	$k_3 = 15000$	$c_3 = 0.007 \times k_3$

の動特性を再現できることを確認するために、図3に示す3自由度振動系を加振機に再現させることを試みた。

3.1 試験方法

検証に用いた3自由度振動系(図3)の各物理定数を表2に記す。この試験では図4に示す試験機の構成とし、ロードセルに対して加振力を与え、そのときの加振機の挙動を調べる検証試験を実施した。また、ロードセルに作用した加振力をA/D変換することで質点1に作用する加振力 f_1 とし、計算された質点1の変位をD/A変換することで指令信号として加振機へ与えた。

本試験では、加振機の先端に取り付けたロードセルに対してインパルス状の加振力を作用させ、測定した力をリアルタイムシミュレータ内の質点1へ作用させた。その際に生じる質点1の変位 x_1 を、陽解法である前進Euler法⁴⁾を用いて1ms間隔で算出し、変位 x_1 をサーボアンプへ入力することで加振機を駆動させた。このように、3自由度系モデルに対するインパルス加振を5回繰り返し、得られた入出力波形から対象モデルの周波数応答関数を求めた。さらに、加振試験から得られた周波数応答関数に基づいて、系のモード特性を同定し、解析的に得られるモード特性とその同定結果を比較した。

3.2 試験結果

質点1の駆動点アクセラランス(加速度/力)について、解析的に得られた値と加振試験の結果得られた値を図5に比較する。また、表3には試験結果から同定した系のモード特性とその理論値との比較を示している。図5において、1点入力・多点出力系の入出力間の線形性を表すコヒーレンス関数はほぼ全ての周波数で1を示している。さらに、試験から得られた周波数応答関数と、その理論値とは概ね一致しており、表3に示すモード特性についても理論値と同定値が概ね一致していることがわかる。

ただし、HILS試験によって得られた周波数応答関数(図5における赤線)は、周波数が高くなると共に位相が遅れる傾向が認められる。これは加振機が有する周波数特性に起因するものと考えられる。参考として、サーボアンプに対する指令信号を入力とし、加振機に生じるストローク量を出力とした周波数応答関数を図6に示す。このように、サーボアンプを含む加振機に関するシステムの周波数特性は、10Hz以下の周波数範囲において振幅特性はほぼ一定であるのに対し、位相特性については周波数に対してほぼ線形に遅れる性質があることが分かる。すなわち、サーボアンプへ入力を与えてから実際に加振機が変位を発生するまでには、一定の遅れ時間があるものと推測される。図6から、0Hzで位相が 0° 、10Hzで位相が -30° であることがそれぞれ読み取れることにより、次式に基づき、加振機には約8.3msの遅れが存在すると推定される。

$$\tau = \frac{\phi_2 - \phi_1}{\omega_2 - \omega_1} \quad (1)$$

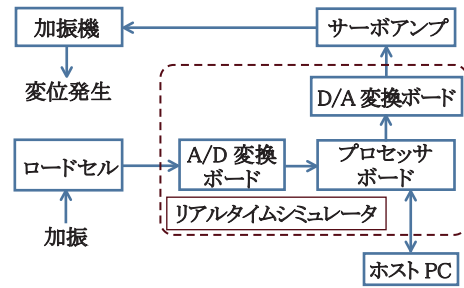


図4 リアルタイムシミュレーション検証用のシステム構成

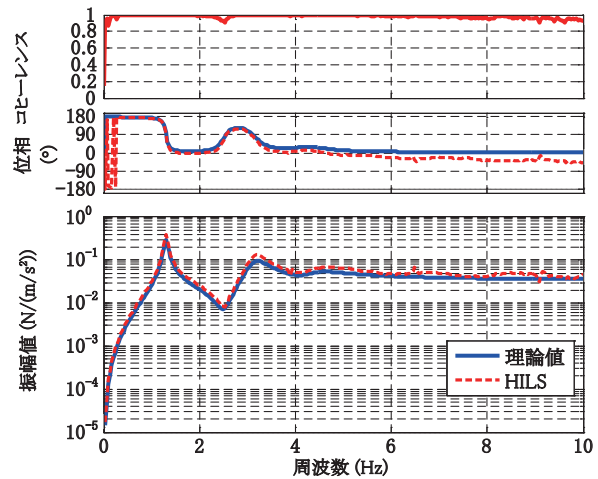


図5 周波数応答関数の比較

表3 3自由度系のモード特性比較

	固有振動数 [Hz]		減衰比 [%]	
	理論値	同定値	理論値	同定値
1次	1.30	1.30	2.87	2.47
2次	3.16	3.15	6.95	5.86
3次	4.37	4.37	9.62	6.81

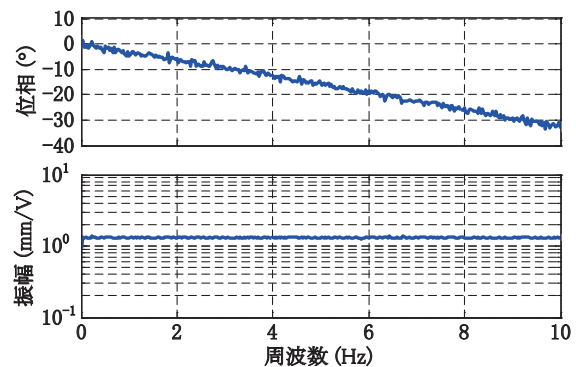


図6 加振機の周波数応答関数

ここで、 τ は遅れ時間[s]を表し、周波数 ω_i [rad/s]における位相を ϕ_i [rad]で表している。

また、折り返し誤差防止フィルタとして挿入したアナログフィルタについても位相遅れが発生するため、図5に示すHILS試験から得られた周波数応答関数の位相遅れの要因となっているものと考えられる。しかし、

特集：鉄道力学

図2に示したアナログフィルタの周波数応答関数から、10Hzにおける位相は -5° であることがわかっており、加振機と比較すると位相の遅れ方が緩やかである。そのため、HILS試験における試験精度に大きく影響を与えるのは主に加振機の動特性であると言える。

このように加振機系に遅れが生じる主な要因は、加振機を駆動させている油圧系の特性が支配的だと考えられる。従って今後は、加振機の周波数特性をモデル化した上で、加振機の位相遅れや、必要に応じて振幅特性についても補償することでHILSシステムの精度向上を図る必要があると言える。

4. 架線を1自由度系でモデル化したパンタグラフHILS

本研究では基礎検討として、1台のパンタグラフが長時間走行する状況を模擬可能なパンタグラフHILSシステムを目指した。しかし、パンタグラフが長時間走行できる状態を模擬するためには、一般的に長距離に及ぶ大規模な架線の力学モデルが必要となることからモデルの自由度が大きくなり、その結果、架線の運動挙動を実時間において現実的な時間間隔（例えば1ms程度）で計算することが困難となる。そこで、比較的単純なモデルとして1自由度振動系で架線をモデル化し、架線モデルの剛性値を時間と共に変化させることで、パンタグラフの走行状態を模擬した。このような剛性要素を本報告では時変剛性と称する。本章では、時変剛性を有する1自由度系として構築した架線モデルの概要と、その検証試験結果について、それぞれ述べる。

4.1 時変剛性を有する架線モデルの概要

本力学モデルでは架線を、質量 m_A 、減衰 c_A と、剛性 $k_A(t)$ が時間とともに変化するばねからなる比較的小規模な1自由度振動系としてモデル化する（図7）。図7において x_A は質点Aの変位を、 f_A は質点Aに作用する外力を、それぞれ表している。このように、ばねの剛性を時変とすることにより支持点やハンガ点のちょう架間隔に起因する架線の等価ばね定数の変動を表現し、パンタグラフ走行時における架線の挙動を模擬している。

係数励振系⁵⁾であるこのモデルを、以下では時変剛

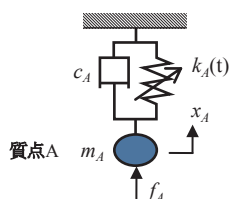


図7 時変剛性を有する架線モデル

性モデルと称する。時変剛性モデルを用いたパンタグラフHILSでは、ロードセルで測定した荷重を f_A として質点Aに作用させることで、パンタグラフと架線との接触状態を模擬している。

4.2 時変剛性を有するパンタグラフHILSの検証試験方法

実機パンタグラフと架線の時変剛性モデル（図7）を使用したパンタグラフHILSの検証試験を行った。試験に使用した架線モデルは、ちょう架線とトロリ線の張力がいずれも9800Nであるシンプル架線を時変剛性モデルとして表現したものであり、径間長は50m、ハンガ間隔は5mとした。架線モデルの物理定数は、 $m_A = 100\text{kg}$ 、 $c_A = 300\text{Ns/m}$ とし、架線の静的な等価剛性 $k_A(t)$ は電気抵抗法により求めた⁶⁾。また、試験には1列舟体のシングルアームパンタグラフを使用し、100km/hで走行する状態を模擬している。式(3)に示した架線モデルの運動方程式の数値解法にはEuler法を用い、計算時間間隔を1msとした。

さらにパンタグラフHILSの試験結果に関する妥当性を検証するために、別途パンタグラフの走行シミュレーションを実施した。このシミュレーションでは図8に示すように、架線モデルとパンタグラフの力学モデルの接触を表現するために、これらをばね・ダンパで結合する系を用いており、接触を表現するためのばね・ダンパに基づいてトロリ線変位と接触力をそれぞれ計算した。ただし、架線モデルはHILS試験に用いた時変剛性モデルと同一であり、パンタグラフモデルはHILS試験に供したパンタグラフの2自由度モデルである。図8に示すシミュレーションモデルの各物理定数は、 $m_1 = 9.8\text{kg}$ 、 $m_2 = 15.5\text{kg}$ 、 $k_c = 50000\text{N/m}$ 、 $k = 10600\text{N/m}$ 、 $c_c = 100\text{Ns/m}$ 、 $c_1 = 80\text{Ns/m}$ 、 $c_2 = 80\text{Ns/m}$ とし、 m_t 、 $k(t)$ 、 c_t についてはHILSで使用したモデルと同じ値を用いた。また、静押上力 P_0 はHILS試験と同じ54Nとした。

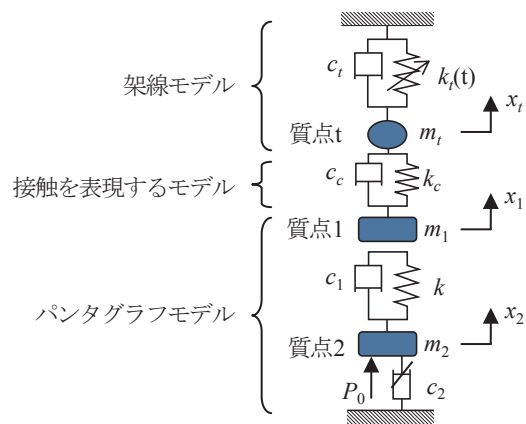


図8 HILS検証用シミュレーションモデル

4.3 試験結果

HILS試験の結果とシミュレーション結果の比較を図

9に示す。図9には上から順に、架線モデルの等価剛性 $k(t)$ 、接触力、トロリ線変位を示しており、一点鎖線は支持点が到来した時間であることを意味している。図から、HILS 試験では支持点間隔に起因した接触力変動や舟体の上下変位といった現象が発生していることがわかる。

しかしながら、HILS 試験の結果とシミュレーション結果を比較すると、概ね一致を示しているものの、差異が生じている範囲がある。このような差異は以下の要因によって生じているものと考えられる。

(1) パンタグラフモデルのモデル化精度

HILS 試験結果の検証に使用したパンタグラフの力学モデルは、図8に示したように集中定数系で表していることから、パンタグラフを構成する枠組や舟体などの弾性変形や非線形挙動が考慮されていない。そのため、このようなモデル化誤差に起因して HILS 試験結果とシミュレーション結果に差異が生じているものと考えられる。

(2) 加振機の周波数特性

3.2 節の図6に示したように、パンタグラフ HILS を構成する加振機は高周波になるほど位相の遅れが大きくなる。従って、加振機が有するこのような位相特性によって HILS 試験結果とシミュレーション結果とに差異が生じているものと考えられる。

以上の結果より、本 HILS システムはパンタグラフの走行シミュレーションにおいて架線の径間周期に起因する現象を概ね表現することができるものの、加振機の位相特性を保証する機構を導入することで HILS システムのさらなる性能向上を図ることが望ましい。

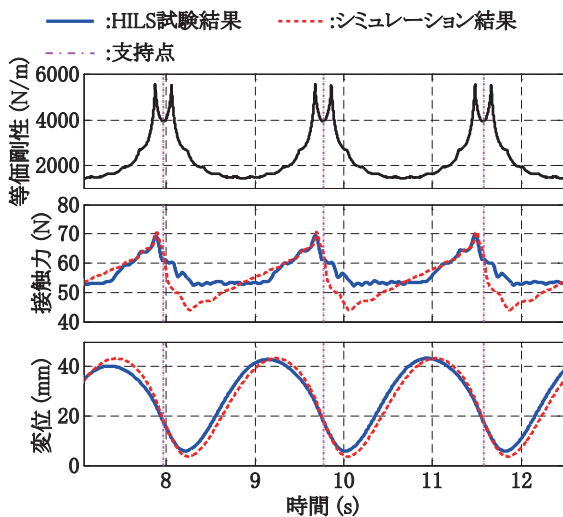


図9 時変剛性モデルを用いた HILS の試験結果

5. 有限要素法による架線モデルの一考察

第4章では小規模な架線モデルとして、時変剛性を有する1自由度系を適用することで走行するパンタグラフと架線との接触を模擬した。しかし1自由度系で架線を

モデル化した場合には、線条の波動伝播のような高周波の現象を表現することができない。そこで、今後は多自由度系で架線をモデル化する方針である。

本章では、はじめに有限要素法を用いた架線のモデル化方法について述べる。次に、表1に示したリアルタイムシミュレータと、現在までに試作が完了している HILS 試験制御用のプログラムを用いて、有限要素法でモデル化した架線の挙動をリアルタイムに計算することが可能な有限要素長さに関する検討結果について述べる。

5.1 有限要素法に基づく架線モデルの概要

架線を構成するトロリ線やちょう架線などの線条に発生するせん断変形は十分小さいものと仮定し、線条を離散化する有限要素モデルとして Euler はり⁷⁾を採用する。Euler はりにおいては曲げモーメントのみを考慮し、せん断変形は無視している。なお、本研究ではまくらぎ方向の並進自由度は考慮せず、各節点は上下方向の並進自由度と、まくらぎ方向と平行な軸に関する回転自由度の合計2自由度のみを有するものと仮定する。

有限要素法によって定義された架線モデルの運動方程式は次式で表される。

$$M\dot{q} + C\dot{q} + Kq = f \tag{2}$$

ここで、 M は全体質量行列、 C は全体減衰行列、 K は全体剛性行列、 q は各節点の変位・回転角からなるベクトル、 f は各節点に作用する力・モーメントからなるベクトルをそれぞれ表す。全体剛性行列を構成する線条の要素剛性行列は、曲げ剛性に起因する要素剛性行列と、要素に働く張力に起因した要素剛性行列の2つから構成される。減衰行列の定義には比例粘性減衰を仮定する。

5.2 要素長さと計算結果に関する検証

本報告では一例として、3径間のシンプル架線の時刻歴応答計算を実施した際の、有限要素長さと、1ステップの時間積分に必要な時間の関係を示す。ただし、1径間における長さは50mとし、線条の両端は単純支持、支持点は完全拘束に設定した。式(4)に示した運動方程式の数値積分には陽解法である前進 Euler 法を用い、1ms 間隔で時間積分を実行した。

なお、シミュレーションに用いたプログラムはハンガ間隔内の線条を偶数個の有限要素で分割しなければならないという制約があるため、ハンガ間隔である5mを2等分した2.5mと、4等分した1.25mを、それぞれ要素長さとした。表4に示すシミュレーションの結果から、表1に示したリアルタイムシミュレータと現在までに試作が完了している HILS 試験制御用のプログラムを用いて1msの時間間隔でリアルタイムシミュレーションを実施するためには、トロリ線とちょう架線をいずれも2.5mの要素長さで離散化するか、またはトロリ線を1.25mで、ちょう架

特集：鉄道力学

線を2.5mで、それぞれ離散化する必要があると言える。

しかし、1次要素を用いた有限要素法によって波動伝播を表現するためには、モデルの要素長さを波長の10分の1以下に設定することが推奨されているため⁸⁾、例えばパンタグラフが150km/hで走行する場合のハンガ間隔に起因した接触力変動を表現するためには、要素長さを1.1m以下に設定することが望ましい。従って今後は、プログラムの改良により計算実行速度を向上させる予定である。

表4 有限要素長ささと計算時間

要素長さ (m)		1ステップの計算時間 (μs)
トロリ線	ちょう架線	
1.25	1.25	1020
2.5	2.5	250
1.25	2.5	650

6. おわりに

6.1 まとめ

本研究では、架線・パンタグラフ系の性能評価試験に対してHILS技術を適用した新しい試験手法を提案した。本手法は、実機パンタグラフと架線の力学モデルを組み合わせたハイブリッドな手法であるため、架線の条件変更に関わるコストを低減できるなどの利点が存在する。さらに架線の運動シミュレーションと実機パンタグラフを併用していることから、従来のパンタグラフの走行シミュレーションに内在していたパンタグラフのモデル化誤差を排除できるという特徴もある。

本報告では、はじめにリアルタイムシミュレータと加振機から成るシステムの妥当性に関する検証試験を実施した。試験の結果から、試作したHILSシステムを用いることで、リアルタイムシミュレータ内に構築したモデルの挙動を表現することが可能であることを確認した。しかし一方で、主に加振機の位相遅れ特性によって高い周波数の現象を模擬する際に誤差が生じることもわかった。そのため、加振機の周波数特性を考慮した補償機構を導入することでHILSシステムの精度を向上することが有用であると言える。

次に、架線の力学モデルとして時変剛性を有する1自由度振動系(時変剛性モデル)を適用し、試作したHILSシステムの妥当性に関する検証試験を実施した。時変剛性モデルについては、系の剛性を時変とすることで、パンタグラフの走行によるパンタグラフ位置における架線の等価剛性変動を模擬している。実機パンタグラフを用いて時変剛性モデルに基づくHILSシステムの妥当性を検証した結果から、時変剛性モデルに基づくHILSシステムは、パンタグラフの走行シミュレーションにおいて架線の径間周期に起因する現象を概ね表現可能だと言える。

6.2 今後の方針

今後は、有限要素法に基づく架線モデルを用いたHILSシステムの構築を目指す予定である。線条の離散化に関する概要は5.1節で述べたとおりであるが、5.2節における検討結果から、架線・パンタグラフ系の挙動を詳細に表現するためにはプログラムの見直しによって計算速度を向上させることによって、線条をより細かく要素分割する必要がある。

一方、5.2節で検討したように現在使用しているリアルタイムシミュレータの構成では、リアルタイムに計算を実行可能な架線の全長は3径間(150m)程度がリアルタイムシミュレータの性能上の限界であると考えられる。そこで今後は、パンタグラフが長時間走り続けるという状況を模擬するために、例えば3径間分の架線の有限要素モデルを構築し、中央に位置する第2スパン内を繰返しパンタグラフが走行する、というシミュレーション手法⁹⁾を検討する。この手法では、パンタグラフが第3スパンに進入した際に、第2・第3スパンの変位と速度をそれぞれ第1・第2スパンへコピーすることにより、パンタグラフが第2スパン内のみを走行しながらも、あたかも無限長の架線を走行している状況を模擬できる。しかし、コピーされる変位と速度については両端の境界条件がそれぞれ変わるため、変位と速度をコピーするには適切な処理が必要となる。

文 献

- 1) 池田充：有限要素法に基づく架線・パンタグラフ系の3次元運動シミュレーション，鉄道総研報告，Vol.26，No.8，pp.11-16，2012
- 2) 渡邊達己，田川泰敬，三浦淳，弘中浩二：機械・構造系HILS型動的試験装置の開発，Dynamics and Design Conference 2011，2011
- 3) 真木康隆，渡辺信行，下村隆行，佐々木君章，遠竹隆行，森下隼人：編成走行を模擬するHILSシステムの開発，鉄道総研報告，Vol.24，No.6，pp.11-16，2010
- 4) 森正武：数値解析，共立数学講座，2002
- 5) 小寺忠：パラメータ励振，森北出版，2010
- 6) 鉄道総合技術研究所編：電車線とパンタグラフの特性，研友社，pp.9-11，1993
- 7) O.C.Zienkiewicz：マトリックス有限要素法，科学技術出版，1996
- 8) 吉村智昭，山本優，七井慎一，長島一郎：地震動解析のための大規模FEMプログラムの開発，大成建設技術センター報，第41号，2008
- 9) A.Facchinetti,S.Bruni：“Hardware-in-the-loop hybrid simulation of pantograph-catenary interaction”，*Journal of Sound and Vibration*，Vol.331，pp.2783-2797，2012.