

HILS システムの車体弾性振動領域への拡張

小金井 玲子* 渡辺 信行** 小島 崇***
真木 康隆** 石栗 航太郎**

Frequency Range Expansion into Elastic Vibration of the System of
Hardware In the Loop Simulation for Railway Vehicles

Reiko KOGANEI Nobuyuki WATANABE Takashi KOJIMA
Yasutaka MAKI Kotaro ISHIGURI

This report describes the way to enhance of the frequency range of the developed Hardware In the Loop Simulation system (HILS) in order to evaluate the elastic vibration of the carbody for a railway vehicle. It is necessary to review the implementation methods for the frequency range expansion in term of both of its actual component part and computer simulation part. In this paper, we introduce two different types of test equipment which were produced for the use in low and high frequency range, respectively, and we confirmed that it is possible to execute the excitation tests for low frequency and high frequency separately. In addition, we propose an identification procedure that generates a high accuracy model which works in real time for the simulation using stationary testing data. The prediction results show good agreement with the validation data by excitation tests on a rolling stock testing plant at Railway Technical Research Institute.

キーワード：車体、シミュレーション、HILS、車体弾性振動、定置加振試験、モデル構築

1. はじめに

鉄道車両用要素部品の開発において、営業線を用いて行う本線走行試験の一部をベンチ試験で代替する手法の開発は、開発工程の短縮や品質の向上につながると考えられ、筆者らは試験装置に搭載された実機と数値モデルがリアルタイムで連動することで実現する HILS (Hardware In the Loop Simulation) 技術を核とした仮想走行試験環境の構築に取り組んできた¹⁾。

これまで構築してきた鉄道車両用 HILS システムは対象周波数が 5Hz 以下の比較的 low 周波数となる車体剛体振動領域に限定している。しかし、特に上下系振動に関しては車体の変形を伴って、より高周波数領域で生じる弾性振動の評価も重要であることから、筆者らは車体弾性振動についても再現・評価できるように現行システムの対象周波数領域の拡張に取り組んでいる。

この HILS システムは実用性の観点から、図 1 のように車体を数値モデル化の対象とし、車体に直接影響を及ぼす要素部品であるヨーダンパや一本リンクなどを要素部品加振試験装置に搭載する構成としている。車体を実機とする構成も考えられるが、供試車両を鉄道総研に搬

入する必要があるため、実用性は低い。

このシステムの拡張には、①低周波から高周波まで加振可能な要素部品加振試験装置の構成、② HILS 試験の精度の良悪を決める数値モデルの構築、③試験装置と数値モデルの実時間連動対応、について検討する必要がある。本報ではこのうち①②について検討した結果を報告する。

まず、実機を搭載する要素部品加振試験装置について、低周波用と高周波用の 2 つの試験装置を使い分けることにより弾性振動領域へ拡張できることを示す。また、車体の数値モデルについて車体弾性振動を再現する時刻歴応答モデルの構築手法について述べ、車両試験台において構築したモデルの妥当性確認試験を実施した結果を示す。

2. HILS システムの構成

前述のように、ここでの HILS システムは車体を数値モデルとし、開発対象とする実物要素部品が試験装置に搭載される構成とする。HILS 試験では、実時間シミュレータにより車体モデルの数値計算がなされ、その結果に従い試験装置を駆動する。そして、試験装置に搭載された要素部品の発生力を数値モデルの入力に戻すことで次の時間ステップの計算を実行する。このようにシミュレータと試験装置が実時間で連動することで、仮想的な車両搭載条件下で実物の要素部品を評価する。

* 車両構造技術研究部 車両振動研究室
** 車両構造技術研究部 走り装置研究室
*** 元 車両構造技術研究部 走り装置研究室

特集：車両技術

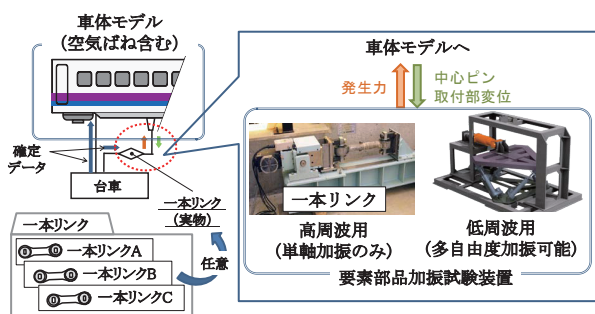


図1 HILSシステムの構成
(実物対象が一本リンクの場合)

車体弾性振動に影響を及ぼす要素部品には、空気ばね、一本リンクやヨーダンパなど様々あるが、本報では一本リンクをその対象とした。一本リンクは車体・台車間を結合する部品であるので、本来ならば台車についてもモデル化する必要があるが、本報では車体との結合部における加速度を別途測定し、それを確定データとしてモデルあるいは試験機に入力することにした。同様に、空気ばねについても車体モデルの一部であるものとみなし、空気ばね付近の台車枠加速度がモデルに入力されるインターフェイスをもつものとしている。

3. 車体弾性振動に対応可能な要素部品加振試験装置

一本リンクを実物対象とする HILS システムに使用できる要素部品加振試験装置として、鉄道総研には多自由度ダンパ試験装置がある。この装置の特徴は、低周波領域では車両の3次元運動を模擬した加振ができることであるが、アクチュエータの仕様により、加振対象周波数は5Hz以下となっている。一方で、車体弾性振動が支配的な5Hz以上の高周波領域ではダンパや一本リンクの特性が影響を及ぼすのは主軸方向と考えられる。すなわち、低周波数では多自由度加振が求められるが、高周波数では単軸加振でも対応可能である。そこで本報では、対象周波数領域を弾性振動まで拡張するにあたり、すべての条件を満たす試験装置ではなく、周波数に応じて試験装置を選択的に用いることとした。

3.1 低周波用多自由度加振試験装置

低周波用には、鉄道車両で用いられる任意のダンパの相対的な動きが車両の走行時と同様になるよう3次元的に加振できる既存の多自由度加振試験装置（ダンパ試験装置）を用いる²⁾。

3.2 高周波用高応答単軸加振試験装置

高周波用には200Hz程度の高い周波数まで加振可能

な電動アクチュエータを用いた高応答単軸加振試験装置（図2）を新たに製作した。この装置は新幹線の一本リンクから車体間前後ダンパ程度の大きさのものまで取り付けが可能であり、また、供試体の主軸方向以外の動きを拘束するため、可動座面はリニアガイドに沿って動作する構造となっている。

3.3 一本リンク加振試験による低周波領域と高周波領域の分離評価

前述のように評価する周波数帯によって試験装置を選択的に用いることで周波数領域拡張に対応するが、これは一本リンクの作用方向の加振力伝達に関して線形重ね合わせが成立することが前提条件となる。そこで、高応答単軸加振試験装置に一本リンクを取り付け、低周波から高周波を含めた全周波数成分を持つ信号（0.5～20Hzの変位スペクトル一定のランダム波）、低周波成分のみの信号（0.5～5Hz）、高周波成分のみの信号（5～20Hz）をそれぞれ一本リンクに入力し、各々の応答を比較した。図3に一本リンク発生力の時刻歴波形とパ

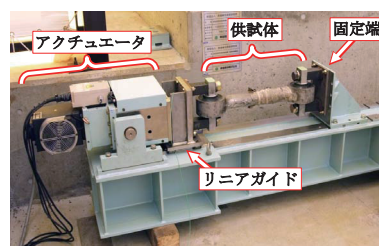
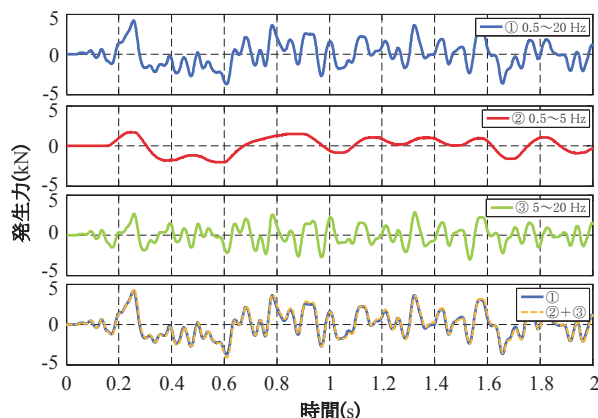
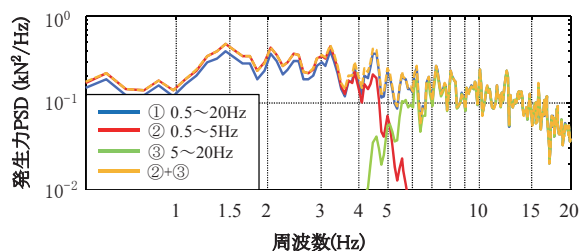


図2 高応答単軸加振試験装置



(a) 時刻歴応答



(b) パワースペクトル密度

図3 一本リンク前後方向発生力

ワースペクトル密度 (PSD) を示す。全周波数成分で加振した時の応答 (青色線) は、低周波成分のみの加振結果と高周波成分のみの加振結果の和 (橙色線) で表現できることが確認できる。以上より、一本リンクに関しては、それぞれの周波数帯で別々に加振試験を行い、応答出力を足し合わせることで車体への力の伝達を表現できることが分かった。

4. 車体弾性振動を含んだ車体モデルの構築

車体弾性振動は車体各部からの加振力により、車体が複雑に変形する振動であることから、これを再現するには多入力多出力モデルが必要となる。また、HILS 試験では試験装置と数値モデルが実時間で連動することから、時系列モデルとして構成する必要がある。

そこで、定置加振試験を実施して得られたデータから、図4のように一本リンク取付点の中心ピン加振力と台車枠上下振動加速度 (空気ばね近傍4点) を入力とし、車体床面13箇所の上下振動加速度を出力 (図5) とする多入力多出力の車体の時系列モデルを構築する手順を考案した。なお、ここではモデルの簡略化のため、ヨーダンパを外して検討を行った。

4.1 車体モデルの特徴

定置加振試験では車体は台車によって支持されているため、図6に示すようにその試験結果には台車のダイナミクスの影響が含まれる。また、後述する通り、試験機材の都合から車両試験台における加振試験の結果も使用しているが、その場合には一本リンクを通じて台車 (前

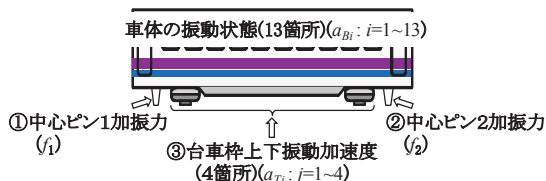


図4 構築する車体モデルの入出力



図5 車体の評価点 (13 箇所)

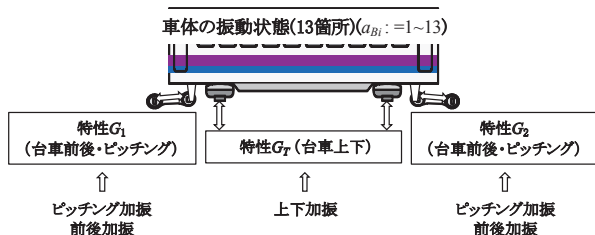


図6 車体の振動状態に影響を与える要素

後・ピッチング系) や輪軸のダイナミクスの影響が含まれる。そのため、車体モデル構築の際には、これらのダイナミクスの影響を排除する必要がある。そこで、複数の加振実験データを組み合わせることでその影響を排除し、車体の弾性振動状態を以下の3つの状態の線形和で表現できると仮定し、モデルを構築した。

- ① 中心ピン1のみ加振入力がある場合
- ② 中心ピン2のみ加振入力がある場合
- ③ 台車枠上下振動加速度のみ加振入力がある場合

4.2 モデル構築の手順

(1) 中心ピン1発生力→車体および台車枠上下振動加速度推定モデル (g_{M1B} , g_{M1T}) 図7に示す定置加振試験において、一本リンクの代わりに電動アクチュエータを取り付け、反対側の一本リンクは取り外した状態とする。そして、中心ピン1をアクチュエータで前後方向に加振したときの測定データから、

「中心ピン1発生力→車体上下振動加速度: $a_{Bi} = g_{M1B}(f_i)$ 」

「中心ピン1発生力→台車枠上下振動加速度: $a_{Tj} = g_{M1T}(f_i)$ 」

のモデルを構築する。ただし、このときのモデルには台車のダイナミクスの影響 (図6中の特性 G_T) が含まれる。なお、加振力は特定の周波数にのみ依存したモデルになる可能性を排除するため、周波数特性が平坦となるような0.5~20Hzの周波数成分を一様にもつランダム波を用いており、以下の加振においても同様である。

(2) 中心ピン2発生力→車体および台車枠上下振動加速度推定モデル (g_{M2B} , g_{M2T}) 同様に中心ピン2を加振したときの測定データから、モデル g_{M2B} , g_{M2T} を構築する。

(3) 台車枠上下振動加速度→車体上下振動加速度推定モデル (g_{MC}) 車両試験台試験における加振試験データから、「台車枠上下振動加速度→車体上下振動加速度: $a_{BC}' = g_{MC}(a_{TC}')$ 」のモデルを構築する。ただし、この試験では一本リンクを前後台車ともに装備しているため、測定データは図6で示した特性 G_1 , G_2 , G_T の影響を含む。この状態を図8の3つのモデルの線形和と仮定すると、構築するモデル g_{MC} は入力 $a_{TC}' = a_T' - g_{M1T}(f_1') - g_{M2T}(f_2')$, 出力 $a_{BC}' = a_B' - g_{M1B}(f_1') - g_{M2B}(f_2')$ となる入出力関係から求められる。

(4) 中心ピン1発生力→車体上下振動加速度推定モデル g_{M4} 手順 (1) で用いた定置加振試験データから、

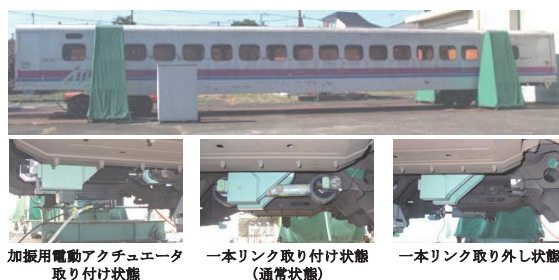


図7 定置加振試験風景

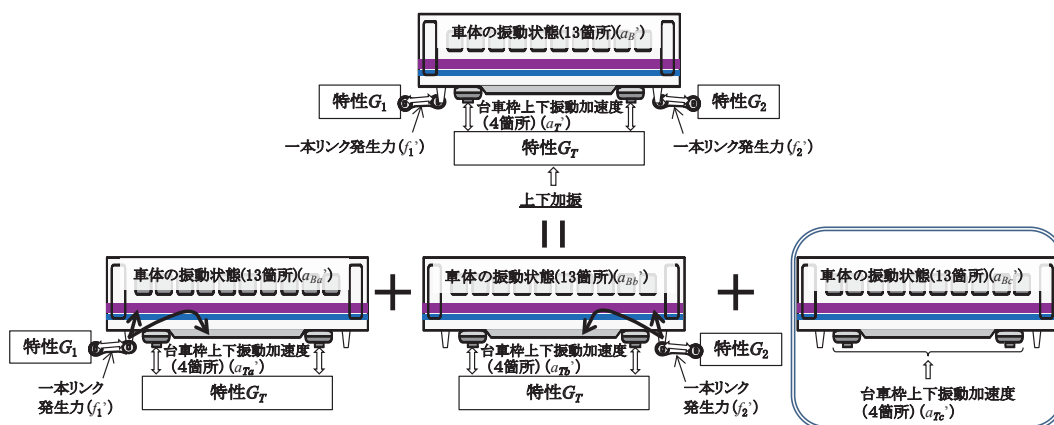


図8 台車枠上下振動加速度→車体上下振動加速度モデルの構築の考え方

「中心ピン1 発生力→車体上下振動加速度： $a_{BA} = g_{MA}(f_1)$ 」のモデルを構築する。手順 (3) と同様の考えから、構築するモデル g_{MA} は入力 f_1 、出力 $a_{BA} = a_B - g_{MC}(a_T)$ となる入出力関係から求められる。

(5) 中心ピン2 発生力→車体上下振動加速度推定モデル g_{MB}
 手順 (4) と同様にして、モデル g_{MB} を構築する。

なお、上述のモデル構築には部分空間法の1種である n4sid 法³⁾を用いた。

4.3 車両試験台データによるモデルの妥当性確認

得られたモデルの妥当性を評価するため、車両試験台において、上述の定置加振試験で使用した試験車両を用いた加振試験を実施した。加振試験で得られた一本リンク発生力2点と空気ばね近傍の台車枠上下振動加速度4点の振動データを、それぞれのモデル g_{MA} 、 g_{MB} 、 g_{MC} に入力値として与え、計算された出力値を足し合わせることで車体上下振動加速度の推定値が得られる。推定値と実測値を比較した結果を図9に示す。赤線が推定値、青線が実測値であり、推定値と実測値がよく一致していることから、本手法により弾性振動を含む車体上下振動の基本的な特性を十分再現できることが示された。

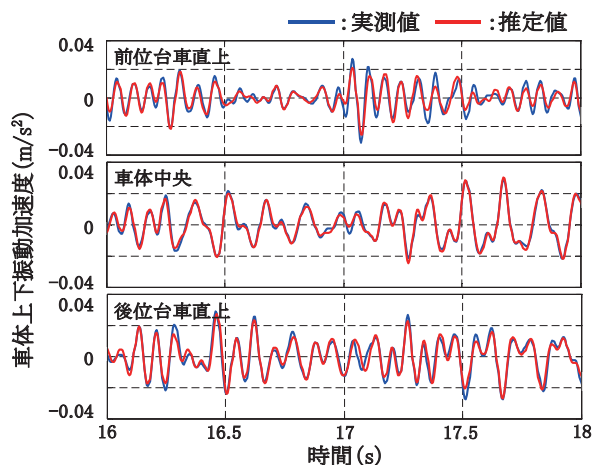


図9 構築したモデルによる推定値と実測値の比較

5. おわりに

これまでに構築した HILS システムを、車体弾性振動についても再現・評価できるように対象周波数領域の拡張を行った。得られた結果を以下に示す。

- (1) 車体を数値モデル、要素部品を実物とした HILS システムについて検討し、要素部品の加振試験装置を低周波用多自由度加振装置と高周波用高応答単軸加振装置を組み合わせる構成とした。
- (2) 一本リンクについて加振試験を行い、全周波数成分を含んだ信号を入力としたときの加振時の応答が、低周波と高周波それぞれ独立して加振した時の応答の重ね合わせで表せることを確認し、対象周波数により試験装置の使い分けが可能であることを示した。
- (3) 複数箇所の同時加振入力に対する車体の応答は、個別加振入力に対する応答の重ね合わせで表現できると仮定し、加振試験結果を組み合わせることによって車体応答モデルを導出した。
- (4) 得られた車体モデルの妥当性を車両試験台における加振試験データを用いて検証した。その結果、推定値は実測値とよく一致し、弾性振動を含む車体上下振動の基本的な特性を十分再現できることを示した。

今後は試験装置のさらなる応答性能向上を図るとともに、HILS 試験を実施する予定である。

文献

- 1) 山口輝也：編成走行を模擬する HILS システムの精度検証、鉄道総研報告、Vol.28, No.7, pp.29-34, 2014
- 2) 渡辺信行他：実走行条件に対応した車両用ダンパ試験装置の開発、鉄道総研報告、Vol.21, No.7, pp.5-10, 2007
- 3) S. Joe Qin：An overview of subspace identification, Computers and Chemical Engineering, Vol.30, pp.1502-1513, 2006.