

# 駆動力変動を考慮した編成内の 車体前後振動シミュレーション

坂本 裕一郎\* 山下 道寛\*\*

Longitudinal Vibration Analysis in the Train Set Caused by Tractive Force Variation

Yuichiro SAKAMOTO Michihiro YAMASHITA

Since variation in driving or braking force may cause longitudinal vibrations of the vehicle, this phenomenon sometimes causes adhesion decline and further slips and skids. It is essential to elucidate the relationship between tractive force and longitudinal vibration in consideration of the electric and mechanical system in order to build a motor control method which enables us to improve tractive force and to reduce longitudinal vibration in the train set. In this report, regarding the longitudinal acceleration produced by the variation in tractive force, we make a comparison between the results obtained from tests by an actual car set and those obtained from numerical simulation. The result shows the validity of the numerical simulation.

キーワード：編成車両の運動，車体前後振動解析，駆動力，自連力，連結器，緩衝器

## 1. はじめに

鉄道は他の交通機関と比較して転がり摩擦が小さく、エネルギー利用効率が非常に高いものの、車輪・レール間で滑りやすい特性がある<sup>1)</sup>。ひとたび車輪が滑ると、そのままでは大きな駆動力や制動力を発揮できない。そこで、電気車では主に電動機回転速度や回転加速度情報を用いて空転・滑走を検知しており、これらを効果的に用いることで電車けん引力の向上を目指した空転再粘着制御方法が開発されている<sup>2) 3)</sup>。一方で列車の加減速中の駆動力や制動力の変動は、車両の前後振動を引き起こすことがあり<sup>4)</sup>、これと連成して生じるピッチング運動に伴う軸重変動によって粘着限界力が低下し、空転や滑走を起こすことが考えられる。電車けん引力の向上と編成内前後振動の低減を両立させる電動機制御法を構築するには、電気・機械系の振動を考慮しつつ、駆動力と編成内前後振動の関係を解明することが必要不可欠である。先行研究では、自動連結器に作用する力（以下、自連力と呼ぶ）の検討を目的として、連結器の精緻なモデルを導入することによって、編成車両の上下・前後方向連成運動の数値解析手法が開発されている<sup>5)</sup>。本報では、この数値解析モデルに変動する駆動力を与えた場合の車体前後振動加速度について、現車試験結果と数値解析結果を比較し、数値解析の有効性を示す。

## 2. 数値解析モデル

本章では、車両および連結器の数値解析モデルについて述べる。なお、時刻歴応答解析では数値解析手法として4次のルンゲクッタ法を用いた。

### 2.1 車両モデル

車両モデルは、図1に示す通り、ばね上質量（剛体  $G_b$ ）と前・後台車のばね間質量（剛体  $G_{ii}$ ）、ばね下質量（剛体  $G_{wi}$ ）で構成され、車両間は緩衝器を介して結合されている。各剛体の重心周り、および緩衝器変位に関して表1に示す自由度を与えた。ただし、車輪とレールは滑ることなく転がるものとし、車輪は回転角度に関する自由度のみを与えた。なお、ばね下質量とばね間質量の間は1次ばね、ばね間質量とばね上質量の間は2次ばねによって結合され、各ばねの支持位置は車両図面等の値から決定する。

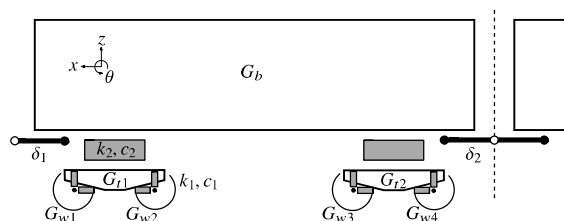


図1 車両の数値解析モデル

\* 車両構造技術研究部 車両運動研究室

\*\* 車両制御技術研究部 駆動制御研究室

表1 1車両あたりの自由度

記号と意味	自由度
車両 $G_b$	$(x_b, z_b, \theta_b, \dot{x}_b, \dot{z}_b, \dot{\theta}_b)$
台車 $G_{ti} (i = 1, 2)$	$(x_{ti}, z_{ti}, \theta_{ti}, \dot{x}_{ti}, \dot{z}_{ti}, \dot{\theta}_{ti})$
車輪 $G_{wi} (i = 1, \dots, 4)$	$(\theta_{wi}, \dot{\theta}_{wi})$
緩衝器変位 $\delta_i (i = 1, 2)$	$(\delta_i, \dot{\delta}_i)$

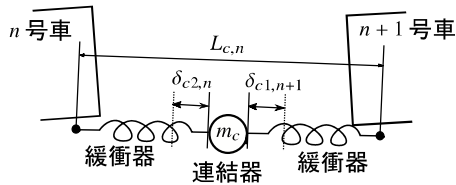


図2 連結装置の数値解析モデル

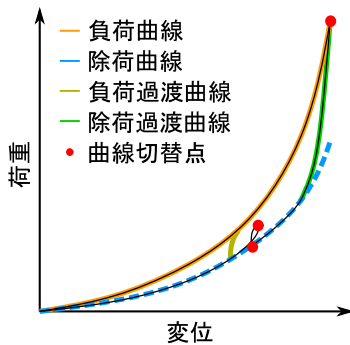


図3 緩衝器の変位・荷重特性

2.2 連結装置モデル

連結装置モデルは、図2に示すように、連結装置を代表する車両間集中質量  $m_c$  とこれを挟む2つの緩衝器から構成される。緩衝器変位  $\delta_{c2,n}$ ,  $\delta_{c1,n+1}$  (引張方向を正とする) により連結装置の全長  $L_{c,n}$  は変化するが、長手方向の直線性は失われず、連結装置の両端は  $n$  両目と  $n+1$  両目の車体にピン結合されているものとする。なお、中立位置 ( $\delta_c$  が0となる近傍) では連結棒と緩衝器を接続する十字継ぎ手の取付公差を考慮した連結装置内の遊間を、緩衝器のばね特性に対して付与することができる(以下、遊間と呼ぶ)。

ゴム緩衝器の復元力はゴムパッドの圧縮変形による非線形ばね力が支配的であり、吸収エネルギー量は緩衝器の圧縮や引張の行程に依存する。そこで、これらの行程を考慮して図3に示すように負荷曲線(オレンジ)と除荷曲線(水色)を定義し、さらにこれらの曲線に囲まれる領域内の任意の起点(図中赤色の点)から負荷または除荷曲線に漸近する過渡曲線を定める<sup>6)</sup>。これにより、図3の黒線に示すような荷重の負荷と除荷の行程を表現できる。

3. 現車試験と数値解析の比較

本章では、現車試験と数値解析結果を比較することにより、車体前後振動に対する数値解析モデルの妥当性を確認する。

3.1 現車試験と数値解析パラメータについて

駆動制御の技術開発に関連して実施した現車試験において、変動する駆動力を与えた時の車体前後振動加速度と自連力を測定した。供試車両は図4に示す4両編成であり、数値解析で用いる車体の質量は積載物の重量を考慮して1号車から順に32.0, 27.5, 26.7, 31.8tonとした。また、台車質量は駆動台車4.6ton、従台車3.5ton、輪軸重量は駆動軸0.94ton、従軸0.95tonとした。なお、駆動装置に関する質量として主電動機と歯車装置については台車枠質量に加算した。緩衝器はダブルアクション型であり、連結装置の諸元は  $L_c=0.8m$ ,  $m_c$  については、編成両端は密着式連結器268kg、編成内は半永久連結器210kgとした。緩衝器特性は行程に応じて異なるヒステリシスを描くこと、および経年劣化による緩衝器ゴムの硬化を考慮するものとする。例として緩衝器変位  $\pm 32mm$  の条件での変位・荷重特性を図5に示す。ここで、供試車両間の連結部は半永久連結器であるため、遊間は連結器と緩衝器間の十字継ぎ手取付公差に相当する全振幅約2mmが妥当と考えられる。これに摩耗を考慮して、中立位置近傍に不感帯を設けることで原点近傍に2.2mmの遊間を設定した(図5)。その他、各種ばね・減衰定数等は設計値を参照して表2のように定めた。なお、1次ばね減衰力(軸ダンパに相当)は圧縮方向のみ作用し、2次ばね前後剛性は支配的なパラメータである一本リンクゴムの剛性を用いた。

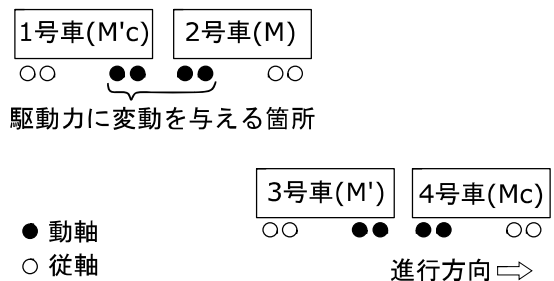


図4 現車試験編成図

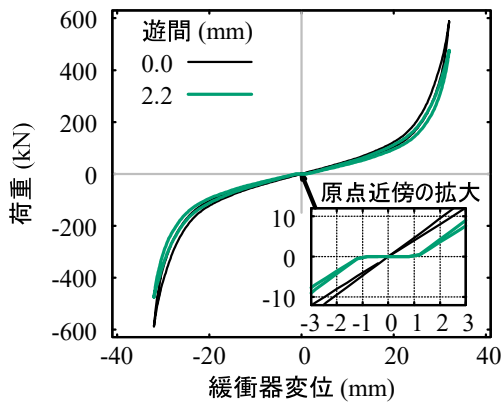


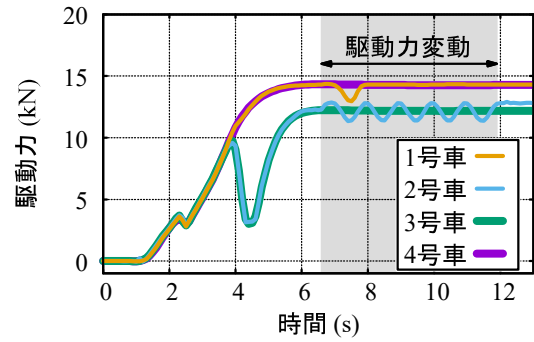
図5 数値解析における緩衝器の変位・荷重特性

表2 各種ばね定数および減衰定数

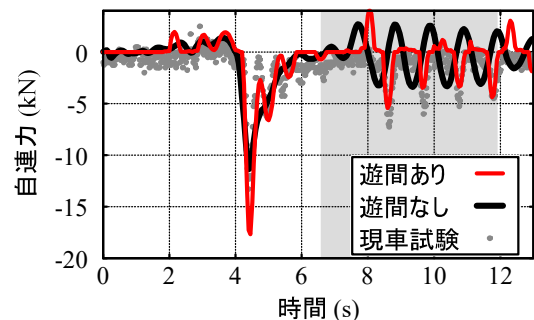
記号	意味	値	単位
$k_{1x}$	1次ばね前後剛性	12356	kN/m
$k_{1z}$	1次ばね上下剛性	2653	kN/m
$c_{1x}$	1次ばね前後減衰	10	kNs/m
$c_{1z}$	1次ばね上下減衰	40	kNs/m
$k_{2x}$	2次ばね前後剛性	4363	kN/m
$k_{2z}$	2次ばね上下剛性	1105	kN/m
$c_{2x}$	2次ばね前後減衰	5.0	kNs/m
$c_{2z}$	2次ばね上下減衰	38.4	kNs/m

### 3.2 現車試験結果と数値解析結果の比較

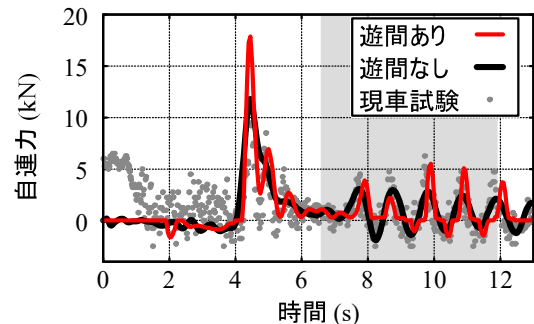
まず、遊間の有無による数値解析結果を現車試験結果と比較する。現車試験では、図6(a)に示す駆動力を各車両の駆動軸に与えた。特に図の灰色網掛け領域では、意図的に1秒周期で変動する駆動力を2号車のみを与えている。この条件のもと、現車試験で測定された自連力波形を図6(b), (c)に灰色の点で示す。なお、0から1秒の間における現車試験3,4号車間の自連力が一定値(約5kN)となっているが、これは試験開始直前に連結装置が引張状態になっていたためと考えられる。この現車試験の駆動力変動をスプライン曲線で補間し、これを車輪回転トルクとして入力する条件で解析した。図6(b), (c)では、遊間ありの場合となしの場合について、解析結果で得られた自連力波形を赤色と黒色の実線でそれぞれ示している。数値解析結果を見ると、0秒から4.2秒(最初の自連力ピークが現れる時刻)に至るまでは自連力波形が現車試験と良く一致しているものの、遊間なしの場合の数値解析結果は、例えば図6(b)の6.5秒以降で現車試験の自連力極大・極小値の生じる時刻について現車試験結果と差異が認められた。一方、遊間ありの場合は6.5秒以降も現車試験結果と数値解析結果が良く一致し



(a) 各車両の駆動力変動



(b) 1-2号車間自連力



(c) 3-4号車間自連力

図6 現車試験と数値解析結果の比較

ていることがわかる。また、図7は、図6と同じ現車試験と数値解析結果について、車体の前後加速度を各号車ごとに示したものである。図7から、加速度についても遊間を設定した方が現車試験と概ね一致していることが確認できる。なお、他の加振周波数の駆動力変動を入力した場合においても、遊間ありの場合には現車試験と良く一致していることを確認した。

次に、ステップ状に変動する駆動力(以下、ステップ入力と呼ぶ)を与えた場合の自連力と車体前後加速度について、現車試験結果と数値解析結果とを比較した。

なお、営業車両では実際にステップ状の駆動力が現れるわけではないが、ここでは試験条件の一つとして1号車主電動機トルク指令をステップ状に与えている。図8

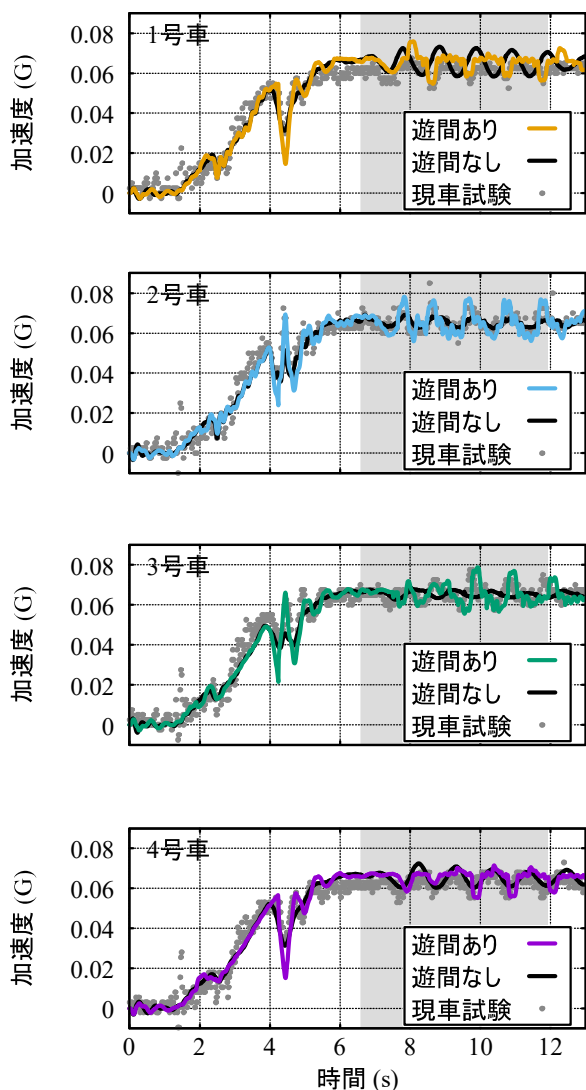


図7 車体前後振動加速度の比較

は、駆動力をゼロから徐々に大きくして行き、一定となった後に1号車駆動軸のみ駆動力をステップ状に半減（灰色の網掛け部分）させた場合の自連力および車体前後加速度を示している。図中の実線は数値解析結果（遊間ありの場合）であり、灰色の点は現車試験結果を示す。図8に示すように、1号車の駆動力が半減している間、自連力は約1秒の周期で変動しながら減衰している。この時、1号車は進行方向後方であるため、その駆動力が半減すると全ての連結装置が引張状態となり、特に1, 2号車間の自連力が引張方向に大きくなる。一方、駆動力回復後においては、自連力は0kNを中心として同じく1秒周期で変動しながら減衰しているものの、その応答波形は駆動力半減中と復元後で異なっている。緩衝器が引張状態の時は、変位が遊間の幅より大きい状態での緩衝

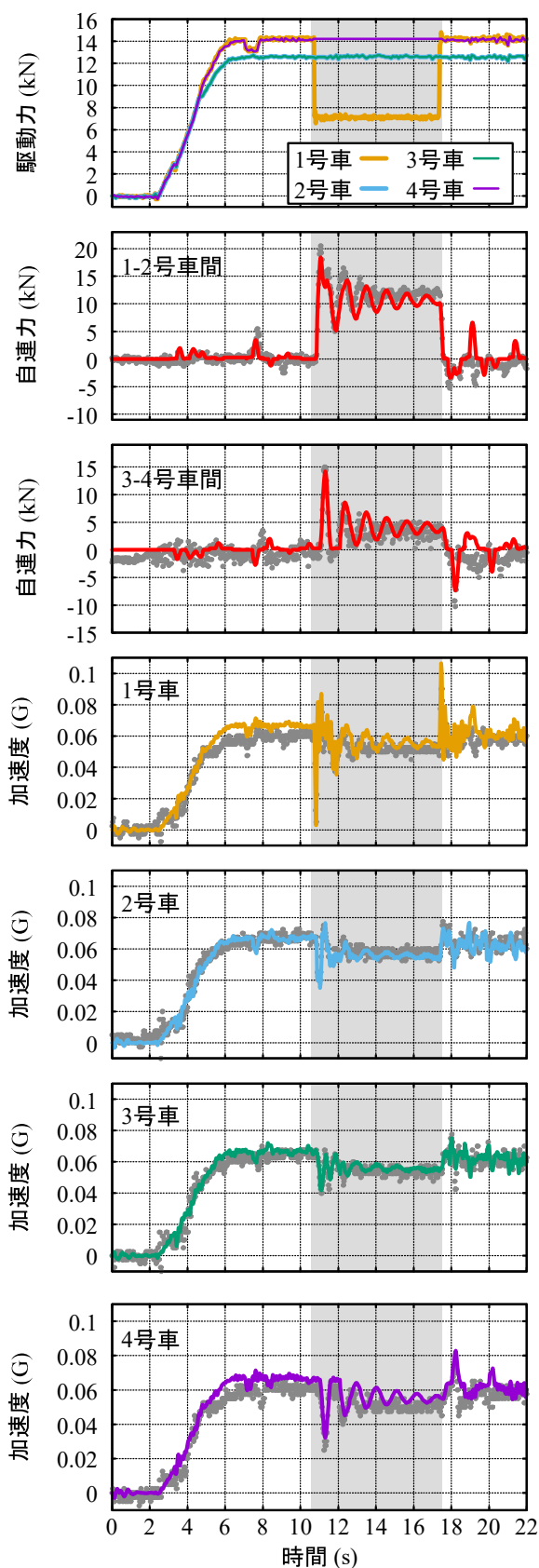


図8 ステップ入力時の応答

器の非線形特性が運動を支配するが、1号車の駆動力が復元されると引張状態が解消され、中立点近傍における遊間による影響が現れる。その結果として、自連力や車体前後振動加速度が駆動力半減中と復元後で異なる波形を示していると考えられる。また、1号車駆動力が半減している11～17秒の間、図8に示す自連力変動の周期は現車試験結果とほぼ一致している。

本節の考察から、自連力が定常的に引張または圧縮状態に置かれる現象を扱う場合には十字継ぎ手取付公差等による自連遊間の影響は小さく、微小な前後振動を模擬する場合には遊間を考慮すれば高精度に数値解析結果と実現象が一致すると考えられる。以上から、数値解析によって、駆動力変動を考慮した場合の自連力および車体前後加速度を精度良く推定できることが確認された。

#### 4. 車体前後振動の周波数領域での表示

本章では、定常的な駆動力変動によって生じる車体前後加速度の周波数成分に着目する。

停止状態から加速し、駆動力が定常値に収束した後に1、2号車駆動力を周期2秒で変動させた場合の駆動力と車体前後加速度を図9に示す。図中の灰色の点は現車試験結果、色を付した実線は数値解析結果を示している。前章までと同様に、現車試験結果と数値解析結果の極大値・極小値の位置がほぼ一致しており、精度良く現車試験結果を再現できていることが確認できる。また、2秒周期の加振により、1、4号車の加速度にも2秒周期の変動が認められた。

ここで、図9に示す7～22秒の前後加速度データについて、線形トレンド除去後の時系列波形から求めた標準偏差を図中に示す。現車試験結果に対する数値解析結果の標準偏差の誤差は、概ね20%以下となっている。さらに、これと同じデータに対してパワースペクトル密度（以下、PSDと呼ぶ）を計算した（図10）。なお、図10では現車試験結果において卓越振動数が確認された10Hz以下の領域のみを示している。この図から、2秒周期（0.5Hz）の変動や、その倍成分となる振動数近傍において、現車試験結果と数値解析結果で卓越振動数とその大きさが概ね一致する事が確認できた。このように、本数値解析手法を用いることで車体前後振動の卓越振動数を精度良く推定できる。本数値解析手法を用いれば、車輪に入力される様々なトルクパターンに対する車体前後振動の予測が可能となり、車体前後振動を考慮した制御系の設計などに活用できると考えられる。

#### 5. おわりに

駆動力の変動が車体前後振動に与える影響について検討するため、現車試験と数値解析の車体前後振動解析結果を比較した。その結果、連結装置部分の遊間を適切に設定することで、高精度に両者が一致することが確認された。また、数値解析で得られた時刻歴応答を周波数領域で表現したところ、卓越振動数とその大きさが一致した。本数値解析手法を用いれば、車輪に入力される様々なトルクパターンに対する車体前後振動の予測が可能となり、車体前後振動を考慮した制御系の設計などに活用できると考えられる。

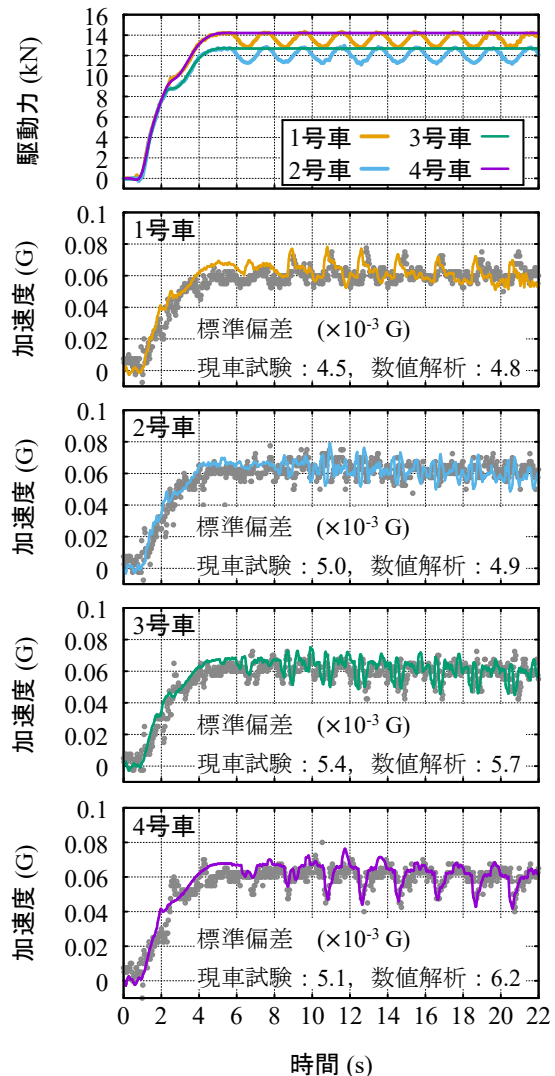


図9 定常的な駆動力変動で生じる車体前後加速度

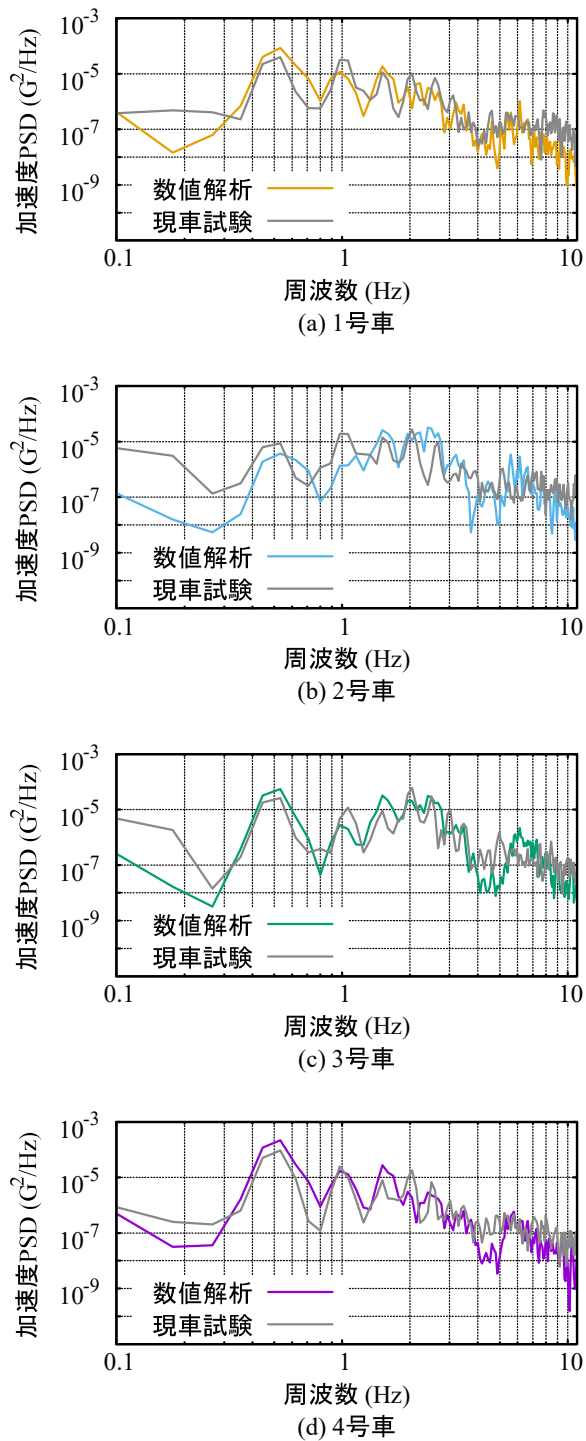


図10 車体前後加速度の周波数領域表示

(本報告は、MoVic2017<sup>7)</sup>で発表された内容を要約し、数値解析を再実施して加筆したものである。)

謝 辞

現車試験の実施に多大なご協力を賜った、西日本旅客鉄道株式会社の関係各位にお礼申し上げます。

文 献

- 1) 山下道寛, (鉄道技術 来し方行く末 29) 空転再粘着制御, RRR, Vol.71, No.8, pp.28-31, 2014
- 2) 山下道寛, 添田正, インバータ制御機関車の起動けん引力を向上する空転再粘着制御方法, 鉄道総研報告, Vol.30, No.11, pp.17-22, 2016
- 3) 山下道寛, 三木真幸, 大江晋太郎, 島田直人, 山中章広, 北村琢也, 速度センサレス電車の主電動機電流情報を用いた空転抑制方法, 鉄道総研報告, Vol.31, No.6, pp.5-10, 2017
- 4) 日本機械学会編, 鉄道車両のダイナミクス (最新の台車テクノロジー), 電気車研究会, 1996
- 5) 早勢剛, 長南征二, 列車座屈に関する数値解析, 日本機械学会論文集C編, Vol.646, No.66, pp.1943-1951, 2000
- 6) 小林正義, シミュレーションによる貨車打当て運動の解析, 鉄道技術研究報告, No.849 (車両編第234号), 1973
- 7) 坂本裕一郎, 山下道寛, 駆動力変動による編成電車の車体前後振動解析, 第15回「運動と振動の制御」シンポジウム, 講演論文集, 2017