

可搬型加振器を用いた定置試験による 乗り心地評価手法の開発

富岡 隆弘* 瀧上 唯夫*

Development of a Vibration Evaluation System for Railway Vehicles by Stationary Tests with Field-Portable Actuators

Takahiro TOMIOKA Tadao TAKIGAMI

The authors are developing a vibration evaluation system, which consists of field-portable actuators (exciters) and data processing software, to estimate vertical vibration and riding quality of railway vehicles. One of the major characteristics of the system is that the acceleration power-spectral-density (PSD) at an arbitrary point on the carbody while running is synthesized numerically from measured data obtained in the stationary excitation tests. In this paper, we performed excitation tests using an actual commuter car and the estimated PSD and ride quality level (L_T) are compared with those substantially measured under the running conditions.

キーワード：乗り心地，周波数応答，信号処理，車体曲げ振動，電磁アクチュエータ

1. はじめに

鉄道車両の乗り心地向上のためには車両の振動特性の把握が重要であり、走行時の振動測定試験（走行試験）や定置加振試験が行われる。振動乗り心地評価には走行試験が不可欠であるが、営業線を使用することから多くの制約がある。車体の固有振動特性の調査のためには定置加振試験が適しているが、車体を直接加振すると走行時とは違う加振条件となり、定量的な乗り心地評価は難しい。そのため現状では走行試験と定置加振試験を別個に行っており、コストや効率などの面から問題がある。

著者らは、定置試験により車体の固有振動特性同定と走行時の乗り心地評価を可能とする「鉄道車両の上下振動シミュレータ」（以下、上下振動シミュレータと呼ぶ）の開発を行っている^{1) 2)}。これは加振システムと測定データの数値処理部分とからなり、少数の可搬型加振器により軸箱から車両の上下加振を行い、得られたデータを計算機で処理して走行時の車体振動加速度のパワースペクトル密度（PSD）を推定し、乗り心地を評価するものであり、固有振動特性同定にも利用できる。

本稿ではこの上下振動シミュレータに関して述べる。まず定置加振試験により走行時の乗り心地を推定する基本原理について説明するとともに、その妥当性確認と実現可能性に関する基礎試験として実施した車両試験台試験結果について述べる。つぎに開発した可搬型加振システムを紹介し、2台の可搬型加振器による定置加振試験を行ってこの上下振動シミュレータの有効性を検証する。

* 車両構造技術研究部（車両振動）

2. 定置加振試験による乗り心地推定手法

2.1 車両の上下加振の扱い

車体の上下振動は軌道高低不整に起因する加振の影響が大きいとされ³⁾、少なくとも20～30Hz程度までの周波数領域のものに関しては、軌道高低不整を加振入力として扱うことができると考えられる。また車輪はレール上を転動するため、軌道高低不整と軸箱上下加速度（以下、単に軸箱加速度という）は速度 v [m/s]と周波数 f [Hz]を介した次の対応関係にあるとみなすことができる。

$$P_a(f) = (2\pi f)^4 P_\lambda(1/\lambda)/v \quad (1)$$

ここで、 $P_\lambda(1/\lambda)$ は軌道高低不整のPSD [$\text{m}^2/(1/\text{m})$] で、空間周波数 $1/\lambda$ [$1/\text{m}$] の関数であり、 $P_a(f)$ は軸箱加速度のPSD [$(\text{m}/\text{s}^2)^2/\text{Hz}$] である。通常、軌道高低不整は軌道検測車で測定するが、上式より軸箱加速度を車両上下振動の加振入力とすることができる。また、ある線区を走行する任意の車両で測定した軸箱加速度は、軌道条件が変化しない限りその線区を他の車両が走行する場合の入力として使うことができる。さらに、軸箱加速度測定時と異なる速度で走行する場合の入力も上式から算出できる。

2.2 加速度 PSD の合成と乗り心地の評価

上下振動シミュレータは、軸箱体に取付けた加振器で輪軸を加振して得たデータから走行時の車体振動加速度 PSD を再現し、乗り心地を評価するものである。軸箱加速度 $x_k(t)$ ($k=1, \dots, 8$) と車体評価点の加速度 $y(t)$ との関係を図1のように考えると、次式を得る⁴⁾。

特集：車両技術

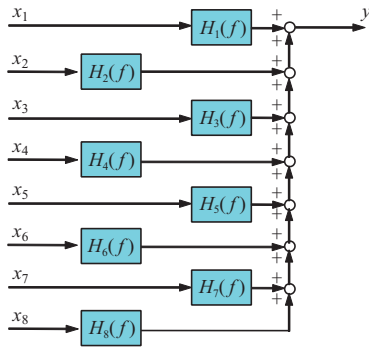


図1 軸箱加速度と車体加速度の関係

$$P_y(f) = \sum_{k=1}^8 \sum_{m=1}^8 H_k^*(f) H_m(f) P_{x_k x_m}(f) \quad (2)$$

ここで $P_y(f)$ は車体加速度 $y(t)$ のPSDであり、 $P_{x_k x_m}(f)$ は軸箱加速度 $x_k(t)$ と $x_m(t)$ 間のクロススペクトル密度(CSD)、 $H_k(f)$ は $x_k(t)$ に対する $y(t)$ の周波数応答関数(FRF)であり、*は複素共役を示す。また図1について次の関係も得られる⁴⁾。

$$\mathbf{H} = \mathbf{P}_{xx}^{-1} \mathbf{P}_{xy} \quad (3)$$

ただし、

$$\mathbf{P}_{xy} = [P_{x_1 y}(f) \quad P_{x_2 y}(f) \quad \cdots \quad P_{x_8 y}(f)]^T \quad (4)$$

$$\mathbf{P}_{xx} = \begin{bmatrix} P_{x_1 x_1}(f) & P_{x_1 x_2}(f) & \cdots & P_{x_1 x_8}(f) \\ P_{x_2 x_1}(f) & P_{x_2 x_2}(f) & \cdots & P_{x_2 x_8}(f) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ P_{x_8 x_1}(f) & P_{x_8 x_2}(f) & \cdots & P_{x_8 x_8}(f) \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$\mathbf{H} = [H_1(f) \quad H_2(f) \quad \cdots \quad H_8(f)]^T \quad (6)$$

であり、 $P_{x_k x_m}(f)$ は $x_k(t)$ と $y(t)$ のCSD、 $[]^T$ は転置を表す。定置試験から走行時の車体振動加速PSD推定と乗り心地評価を行う手順は以下のとおりとなる。

- ① 評価したい走行区間における軸箱上下加速度を予め測定しておく。これは任意の車両で測定すればよい。後述するように、通常は全軸箱の加速度を測る必要はなく、任意の輪軸の両側軸箱で測定すれば十分である。この軸箱上下加速度から、式(2)右辺の $P_{x_k x_m}(f)$ を求める。
- ② 対象車両の定置加振試験を行い、式(4),(5)の \mathbf{P}_{xy} 、 \mathbf{P}_{xx} を求め、式(3)より \mathbf{H} を計算する。
- ③ 式(2)より、対象車両走行時の車体評価点の加速度PSDの推定値 $P_y(f)$ を得る。この $P_y(f)$ を用い、振動加速度に対する人の感じやすさを表す周波数重み $W(f)$ (乗り心地フィルタ) を考慮した次式により、鉄道車両の振動乗り心地評価指標である乗り心地レベル L_T を求めることができ⁵⁾、定置試験による乗り心地評価が可能となる。

$$L_T = 20 \log_{10} (\alpha_w / \alpha_{ref}),$$

$$\alpha_w = \sqrt{\int_{0.5}^{80} W^2(f) P_y(f) df}, \quad \alpha_{ref} = 10^{-5} [\text{m/s}^2] \quad (7)$$

2.3 軸箱加速度の相関を考慮した PSD 合成

同じレール上を走行する車輪の軸箱の加速度は、次のような時間遅れを伴う同一信号とみなすことができる。

$$x_k(t) = \begin{cases} x_1(t - t_{1k}) = x_1(t - l_{1k} / v), & (k = 1, 3, 5, 7) \\ x_2(t - t_{2k}) = x_2(t - l_{2k} / v), & (k = 2, 4, 6, 8) \end{cases} \quad (8)$$

ここで t_{mk} [s]、 l_{mk} [m] はそれぞれ対象軸箱と基準軸箱の加速度信号の時間差、距離を表し、いずれも最初の添字 m は基準軸箱、次の添字 k は対象軸箱の部位を表す。式(8)は進行方向先頭輪軸両端の軸箱を基準とした場合を表す。なお $t_{13}=t_{24}$ 、 $t_{15}=t_{26}$ 、 $t_{17}=t_{28}$ であり、 $t_{11}=t_{22}=0$ とする。これらを考慮すると図1は図2となり、車体評価点の加速度PSDの推定値は次式で表せる。

$$P_y(f) = H_R^*(f) H_R(f) P_{x_1 x_1}(f) + H_R^*(f) H_L(f) P_{x_1 x_2}(f) + H_L^*(f) H_R(f) P_{x_2 x_1}(f) + H_L^*(f) H_L(f) P_{x_2 x_2}(f) \quad (9)$$

ここで、 $H_R(f)$ 、 $H_L(f)$ は図2の破線で囲まれた部分であり、 $H_k(f)$ を用いて次式のように表される。

$$\begin{cases} H_R(f) = \sum_k^{1,3,5,7} H_k(f) \exp(-j2\pi f t_{1k}) \\ H_L(f) = \sum_k^{2,4,6,8} H_k(f) \exp(-j2\pi f t_{2k}) \end{cases} \quad (10)$$

ただし j は虚数単位である。入力として扱う軸箱加速度の数は、式(2)の8に対して式(9)では2となる。

3. 車両試験台での加振試験

2.1節で述べた加速度PSD推定で用いる関係式は一般的なものであるが、そこで前提としている軸箱加速度を入力と見なすことの妥当性を確認しておく必要がある。また、2.1節の議論は8車輪全てに加振入力があるものとしているが、これを少数のアクチュエータによる加振データで代用する場合のPSD合成方法と精度についても

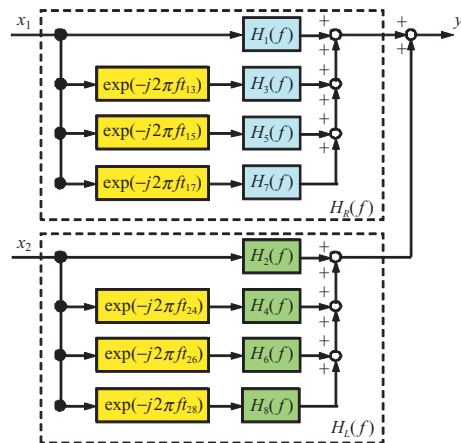


図2 軸箱加速度間の相関を考慮した軸箱加速度と車体加速度の関係

検討が必要である。そのため、鉄道総研の車両試験装置（以下、車両試験台）において加振試験を実施した。

車両試験台は、レールとほぼ同形状の断面をもつローラ（軌条輪）の上に車両を設置し、軌条輪を回転することにより車両を定置した状態で走行を模擬できる装置であり、8枚の車輪を載せる軌条輪それぞれを独立に任意波形で上下に加振できる油圧アクチュエータを備えている。すなわち、全車輪に入力がある場合（実走行に相当）および特定の車輪にのみ入力がある場合（少数のアクチュエータによる加振試験相当）の両者を模擬した試験が可能である。

3.1 加振試験概要

対象とする車両は鉄道総研が保有する試験用車両であり、車体はステンレス鋼製で最近の一般的な通勤形車両と同様の構造をもつ。ただし、屋根上の空調機は質量と取付け位置を実車に合わせたダミーであり、車内天井の化粧板と空調ダクトは外してある。車体寸法は長さ19.5m、最大幅2.95m、高さ2.67mであり、車体質量は約10.7tである。台車は軸ばねが積層ゴム、まくらばねに空気ばねを用いたボルスタレス台車で、台車内の軸間距離は2.1m、前後台車の中心間距離は13.8mである。

車両試験台における加振試験の様子を図3に示す。車両の上下加速度測定点は図4に示すように軸箱8箇所（図中の $x_1 \sim x_8$ ）と車体床面3箇所（同 $f1 \sim f3$ ）とし、測定した振動加速度をサンプリング周波数200Hzのデジタル



図3 車両試験台における加振試験

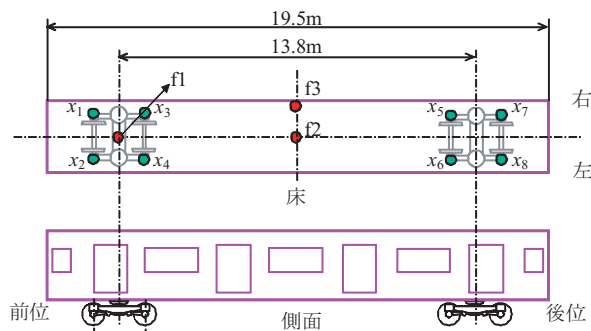


図4 加振試験における加速度測定点

データとして収録した。加振条件は以下の2条件とした。
(i) 軸間距離と速度に応じた時間差を輪軸間に与えて全軸箱を加振（走行模擬加振と呼ぶ）。

(ii) 評価点の加速度PSD推定に必要な $H_k(f)$ を計算するための軸箱あるいは輪軸ごとの加振（個別加振と呼ぶ）。

走行模擬加振の加振信号には、別途行った実車走行試験により取得した第1輪軸左右（1, 2位軸箱）の軸箱加速度を再現する信号を用い、第2輪軸以降は式(8)と同様に輪軸間距離と走行速度に応じた時間差を考慮した信号を用いた。また、個別加振の加振信号にはランダム波を用い、左右軸箱を同時に加振する場合は左右で無相関となるランダム波を使用した。なお、車両試験台のアクチュエータの仕様を考慮して、いずれの加振条件も加振信号はカットオフ周波数が2Hzと30Hzのバンドパスフィルタを通して。個別加振の加振時間は120sとした。

3.2 加振試験結果

まず、車体評価点の加速度PSDを推定する際にも走行模擬加振データを用い、式(2)または式(9)によるPSD推定の妥当性を確認する。

図5に速度82.8km/h相当の走行模擬加振を行った場合の床中央（図4の $f2$ ）の加速度PSDを示す。緑色線は $f2$ で測定された加速度から直接計算したPSD（測定PSDあるいは実測と呼ぶ）であり、青色、赤色の線はそれぞれ式(9)、(2)より求めたPSD推定結果である。式(9)による計算では先頭軸両端の軸箱加速度を入力として用いた。この図より、いずれの計算式による結果も測定PSDと良く一致しており、これらによるPSD推定の妥当性が確認できる。ただし、式(9)によるPSD推定結果は15Hz以上の周波数領域で測定PSDとの差が大きくなっている。これは、車両試験台の加振用アクチュエータの特性が軸箱ごとにばらついている影響と推察される¹⁾。すなわち、車両試験台における今回の加振試験では式(9)が前提とする「同じ側の軸箱には同一信号が時間差を持って入力される」という仮定が十分に満たされていないこ

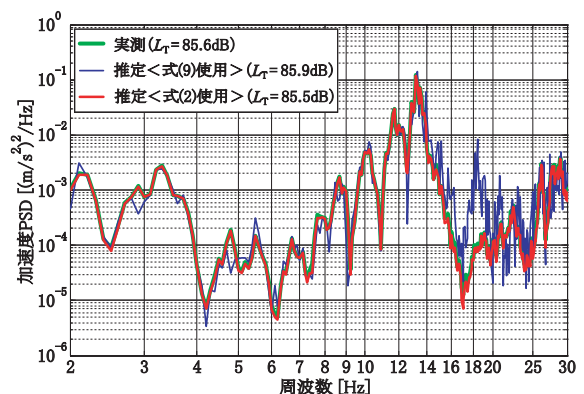


図5 走行模擬加振試験による加速度PSD（速度82.8km/h相当、床中央）

特集：車両技術

とに起因すると考えられる。一方、式(2)に基づく PSD 推定結果は実測と非常に良く一致している。以降では式(2)を用いて加速度 PSD の推定を行うこととする。

つぎに、少数のアクチュエータによる加振試験データから加速度 PSD を推定する場合を想定した加振試験を行った。加振条件は以下の2種類である。

- ・ 軸箱ごと加振：この方法は加振試験を8回行う必要があるが、加振用アクチュエータが1台ですむ利点がある。
- ・ 輪軸ごと加振：この方法はアクチュエータを2台要するが、4回の加振ですむ利点がある。上述のように、左右の軸箱を独立のバンドランダム信号で加振する。

以上を、軸箱ごと加振の場合は加振軸箱の番号を i ($i=1, \dots, 8$)、輪軸ごと加振の場合は加振輪軸の番号を j ($j=1, \dots, 4$) として図示すると図6(a), (b)となる。ここで下添字は軸箱加速度の測定部位、上添字は加振軸箱あるいは加振輪軸を示す。

軸箱ごと加振の場合、加振ごとに式(3)より軸箱と車体評価点の加速度間の FRF が8組得られる。その際、式(3)は $H_i^j(f) = P_{x_i, y}(f) / P_{x_i, x_i}(f)$ となる。この8組の FRF を用いて $H_k(f) = H_k^k(f)$ (k は \mathbf{H} の k 番目の要素) として式(2)に代入し PSD を推定する。

輪軸ごと加振の場合、式(3)は次式となる。

$$\begin{bmatrix} H_k^j(f) \\ H_m^j(f) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{x_k, x_k}^j(f) & P_{x_k, x_m}^j(f) \\ P_{x_m, x_k}^j(f) & P_{x_m, x_m}^j(f) \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} P_{x_k, y}^j(f) \\ P_{x_m, y}^j(f) \end{bmatrix} \quad (3')$$

ここで $k=2j-1, m=2j$ である。式(3')より4回の加振対

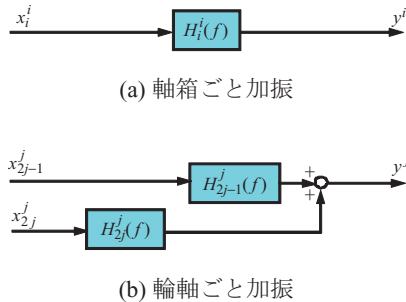


図6 軸箱ごと加振および輪軸ごと加振の場合の軸箱加速度と車体加速度の関係

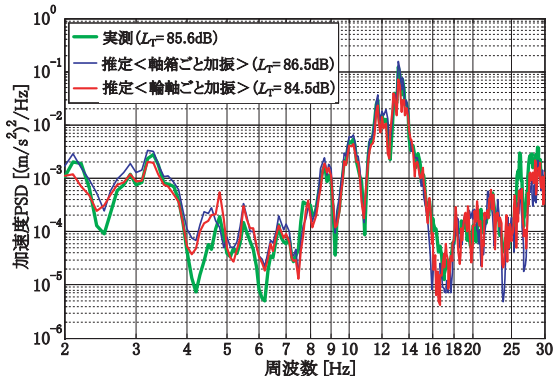


図7 車両試験台における加振試験による加速度 PSD 推定結果 (速度 82.8km/h 相当, 床中央)

応して軸箱と車体評価点の加速度間の FRF が4組得られる。この4組の FRF から $\mathbf{H}_{estim} = [H_1^1 H_2^1 H_3^2 H_4^2 H_5^3 H_6^3 H_7^4 H_8^4]^T$ を作成し、その k 番目の要素を $H_k(f)$ として式(2)に代入し、PSD を推定する。

図7に車体床中央の加速度 PSD を示す。速度は 82.8km/h 相当で、緑色線は走行模擬加振時の測定 PSD、青色、赤色の線はそれぞれ軸箱ごと加振、輪軸ごと加振により推定された PSD を表す。いずれの方法によっても測定 PSD と良く一致する推定結果が得られていることが分かる。また、乗り心地レベル L_T の推定値も 1dB 程度の誤差で実測と一致している。

以上により、軸箱加速度を入力として扱い、一部の軸箱を加振して得られる FRF から走行時の PSD を推定し乗り心地を評価する、という本上下振動シミュレータのデータ処理法の妥当性が確認できた。以降では、可搬型アクチュエータを用いた乗り心地推定について検討する。

4. 可搬型加振システムの開発

ここで採用した加振システムの全景を図8に示す。この加振システムは、車両を加振するリニアアクチュエータ(図9)とそれを駆動する電源およびドライバ、ならびに車体を弾性支持する輪軸支持装置から構成されている。

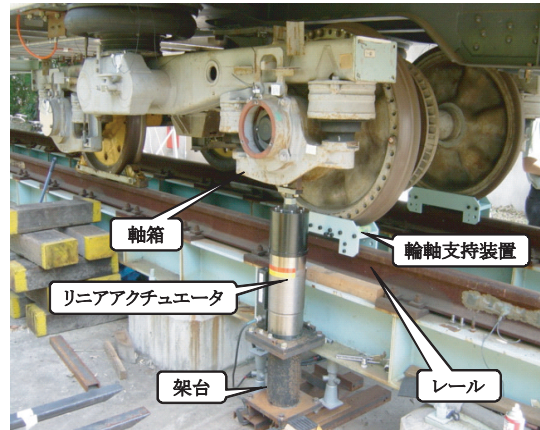


図8 加振システム全景



図9 リニアアクチュエータ

4.1 アクチュエータ

図9に示したアクチュエータは、従来の車体を直接加振するものとは異なり、走行時と同様に車輪位置を加振できることが特徴である。また、特定の場所に据付けるのではなく、工場などに持ち込んで試験を実施するため、可搬式となるように設計を行った。

アクチュエータの上端は、台車軸箱下部にボルトにより固定されている。下端は架台を介して地面に接しているが、アクチュエータのストローク速度が縮み方向となる場合に反力を得るため、架台とレール支持桁との間に押し付け金具を用いて固定している。アクチュエータの仕様は、事前の検討や予備加振試験などに基づいて決定した。諸元を表1に示す。

なお、制御ドライバは瞬間的な大出力に対応できるように、商用 AC100V を一旦 DC288V に変換してバッテリーを充電し、ここから駆動電流を生成する方式とした。

4.2 輪軸支持装置

通常車両は、車輪とレールが接しているため、軸箱部に加振力を与えても、走行時に相当する変位(加速度)を発生させることは困難である。そこで、図10に示すように、車輪を支持する治具とレールの間に挟んだウレタンゴムにより、輪軸を弾性支持することにした。

この輪軸支持装置は、加振位置における変位(加速度)を確保する目的のほか、後述の加振試験において、加振力が加振対象軸以外の輪軸に伝播するのを防止する役割も果たしている。

表1 リニアアクチュエータ諸元

項目	値	単位	注記
形式	3相同期形		
最大発生力	± 6920	N	電流:40A
定格発生力	± 1730	N	電流:10A
ストローク	± 65	mm	
外径	165	mm	
質量	65	kg	
電源	DC288	V	バッテリー電圧
	AC100	V	供給電圧

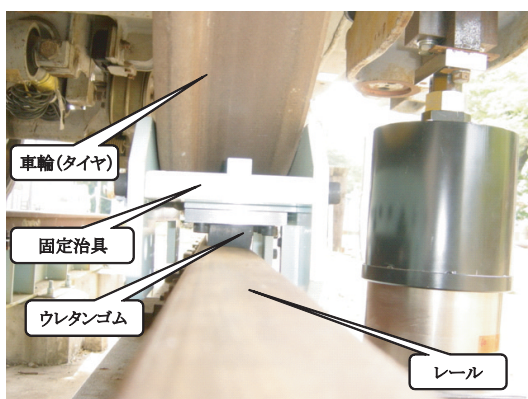


図10 輪軸支持装置

5. 加振システムによる乗り心地推定手法の検証

5.1 定置加振試験概要

3章では、乗り心地推定のためのデータ処理手法の妥当性検証を主眼として車両試験台において加振試験を実施した。本章では、4章で述べた加振システムを用いて定置加振試験を実施し、そこで得られた振動測定データを用いて乗り心地推定を行い、加振システム、データ処理手法を合わせた、システムとしての乗り心地推定手順の妥当性を検証する。

定置加振試験の供試車両は、3.1節で述べた試験車体である。また、加振条件も3.2節に準じて、「軸箱ごと加振」および「輪軸ごと加振」の2種類とした。

バンドパスフィルタを適用したランダム波(バンドランダム信号)を加振信号として、リニアアクチュエータを駆動し、車体の振動加速度を測定した。加振信号の主要な周波数帯域は、乗り心地への影響が大きい車体曲げ振動モードを励起する条件を考慮し、5~20Hzとした。なお、「輪軸ごと加振」の場合は、左右の軸箱に対する加振信号は周波数特性がほぼ同一で無相関の加振信号を用いた。また、振動加速度のサンプリング周波数は200Hzとした。

5.2 乗り心地推定結果

3.2節と同様に「軸箱ごと」「輪軸ごと」それぞれの加振方法に対して、PSDと乗り心地レベル L_T の推定を行った。本来はこれにより推定されたPSDおよび L_T を、対象車両が実際の軌道上を走行した場合の結果と比較することで推定手法の有効性を検証すべきであるが、今回の供試車両は試験用のため、営業線を走行することができない。そこで、ここでは3章の車両試験台における実軌道模擬加振試験の結果と比較することとした。

図11に実走行模擬試験結果から直接求めたPSD(実測と呼ぶ)と推定したPSDの比較を、図4の測点f1とf3について示す。ここでは走行速度124km/h相当の走行模擬加振データを用いた。上述の通り車両試験台における加振試験では式(8)の関係を満足していると認められなかったため、PSDの推定値は式(9)ではなく、式(2)により計算した。また、本報告では車体曲げ振動に関する乗り心地の評価を主目的とし、加振システムを用いた定置加振試験では5~20Hzの周波数成分を含む加振信号を用いたため、 L_T はPSDの5~20Hzの成分から計算した値を示している。

図11の緑色線が実軌道模擬加振における実測PSD、青、赤色線は、開発した加振システムによりそれぞれ「軸箱ごと加振」、「輪軸ごと加振」を行って測定した振動加速度から推定したPSDを表す。PSDには、両測点で13Hz付近にピークが存在し、またf3の位置では8Hz付近のピークが卓越しており、これらは車体の固有振動による

特集：車両技術

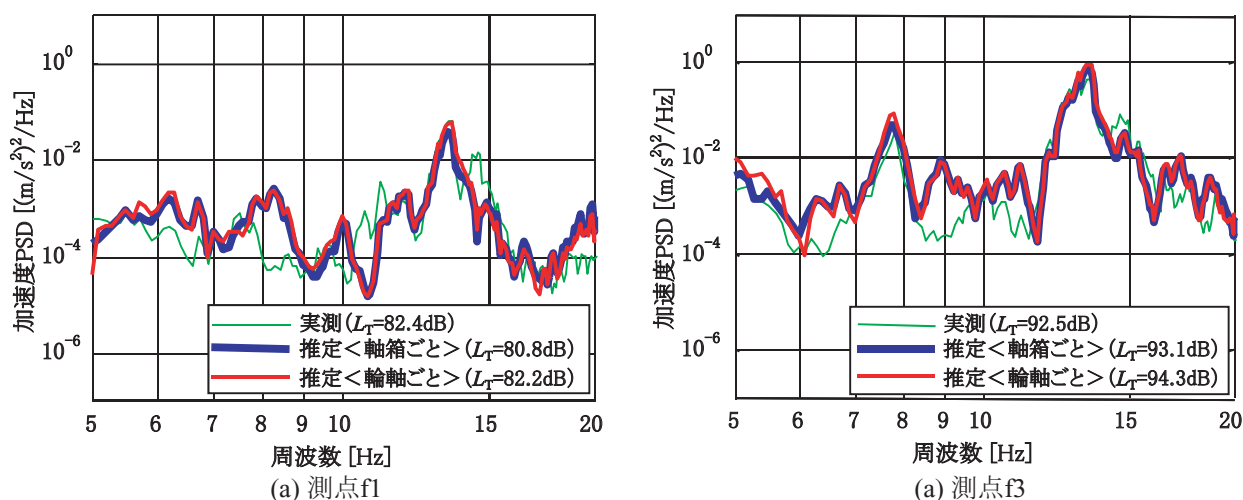


図 11 定置加振試験による PSD および L_T 推定結果

ものと考えられる。実測と推定値を比較すると、PSD のピークの付近の値が大きい周波数帯域では、両者がよく一致しており、一方、7Hz以下や9Hz前後など、実測PSD が概ね $10^{-3} \sim 10^{-4} (m/s^2)^2/Hz$ 以下となる場合には、両者に差が認められる。これらの周波数帯域では加振システムを用いた定置加振時に振動が励起されにくく、出力信号のレベルが小さいため、ノイズの影響を受けて伝達関数推定精度が低下し、実測 PSD との差が比較的大きくなったものと推察される。 L_T の実測・推定値間の差異は、概ね $0.5 \sim 1.5dB$ の範囲にあるが、測点によって異なり、最大約 $3dB$ であった。

「軸箱ごと」「輪軸ごと」の加振方法による PSD, L_T の推定精度は同程度であり、差異は小さかった。上述のように前者は使用するアクチュエータが1台ですむが、加振試験を8回実施する必要があるが、後者はアクチュエータが2台必要であるが、加振試験が4回ですむ。これらのうち、機材調達と試験実施に要するコストのトレードオフを考慮して適当な方法を選択すればよいことがわかった。

6. おわりに

本報告では、従来乗り心地評価のために不可欠であった走行試験によらず、定置加振試験により走行時の乗り心地を定量的に評価することをめざして開発中の「上下振動シミュレータ」について述べた。このシミュレータは、少数の可搬型アクチュエータを用いて軸箱から車両を加振して得られるFRFを計算機で処理して多点同時入力となる走行時の車体振動加速度PSDを推定し、乗り心地を評価するものであり、その際、軌道検測車による軌道高低不整データを用いずに任意の車両で測定できる軸箱加速度を入力として扱うことが特徴のひとつである。加振試験で得られるFRFからは車体の振動モード特性も同定可能であるが本稿では省略した。

開発したソフトウェア（乗り心地推定のためのデータ処理手法）とハードウェア（可搬型アクチュエータを用いた加振システム）の妥当性と有効性を確認するため、通勤車両相当の実車両を対象として、車両試験台および開発した加振システムを使用した定置加振試験を実施した。その結果、加振時に振動が励起されにくい周波数帯域では、若干推定精度が低下する傾向が見られたが、実用上は十分な精度で車体曲げ振動に関連する乗り心地の推定が可能であることを確認した。ただし、実軌道上を走行した場合の加速度PSDおよび乗り心地レベルの推定精度については今後検証を行う予定である。

なお、車体の剛体振動に関連する、より低周波領域を含む乗り心地を推定するには、加振試験時に軸箱・車体の振動振幅を確保するため、輪軸支持装置のばね剛性低減、アクチュエータの加振力向上などの対策が必要と考えられる。これらについては今後の課題として取り組むこととしたい。

文 献

- 1) 富岡隆弘, 瀧上唯夫: 可搬型加振器を用いた鉄道車両上下振動シミュレータの開発 (第1報, 定置加振試験による走行時の多入力加振スペクトルの推定), 日本機械学会論文集 (C編), Vol.74, No.741, pp1192-1199, 2008
- 2) 瀧上唯夫, 富岡隆弘: 可搬型加振器を用いた鉄道車両上下振動シミュレータの開発 (第2報, 実車加振試験による検証), 日本機械学会論文集 (C編), Vol.74, No.741, pp1200-1208, 2008
- 3) 吉村彰芳: 軌道の高低狂いに対する車両の上下動揺の応答解析, 鉄道総研報告, Vol.1, No.3, pp29-38, 1987
- 4) J.S. ベンダット, A.G. ピアソル (得丸英勝他訳): ランダムデータの統計的処理, pp143-163, 培風館, 1976
- 5) 谷藤克也: 乗り心地管理のための振動解析システムの開発: 第1報, 振動解析システムの概要, 日本機械学会論文集 (C編), Vol.58, No.481, pp2405-2408, 1986