

模型鉄道車両台車の輪軸アンバランスによる振動解析

大津山 澄明[†], 浅田 晴香^{††}, 黄 鑫^{†††}

A Vibration Analysis of Model Railway Bogies by Wheelset Unbalance

OHTSUYAMA Sumiaki[†], ASADA Haruka^{††}, HUANG Xin^{†††}

Abstract

Vibration of the bogie and car body becomes remarkable with train acceleration, and its effect on aspects, such as safety, riding comfort, rails or ground facilities are experienced. Railway vehicle vibration is a problem of importance in terms of safety and riding comfort requiring detailed analysis. The vibration of a railway vehicle is mainly caused by wheels and bogies running on a rail and transmitted to the car body. Of great concern is danger of derailment and riding comfort. In this paper, we focus on the natural vibration of the bogie during acceleration from low speed to high speed and verify the details of the vibration using roller rig model equipment. Comparison and analysis of experiment results and dynamic analysis software of vehicle motion is offered, with attention to vibration of rail wheelset due to mass unbalance and corresponding roller rig model.

Key Words: roller rig model equipment, wheelset unbalance, vibration analysis, natural vibration, power spectrum analysis

キーワード：軌条輪模型装置，輪軸アンバランス，振動解析，固有振動，
パワースペクトル解析

[†]大阪産業大学 工学部 交通機械工学科 教授

^{††}大阪産業大学 工学部 交通機械工学科 非常勤講師

^{†††}元大阪産業大学大学院 工学研究科 交通機械工学専攻

草稿提出日 10月26日

最終原稿提出日 12月1日

1. 緒 言

1.1 研究背景

現在,300km/hを超える高速鉄道がさまざまな国で営業されているが,車体と台車・輪軸,レールという基本構造に大きな変化はない.しかしながら,列車の高速化に従い台車と車体の振動は顕著となり安全,乗り心地,レールなどの地上設備への影響など,非常に重要な課題となっている.

特に鉄道車両台車の振動は安全・乗り心地上も非常に重要な課題であり,詳細な解析が求められている.車両振動は車輪踏面勾配に起因する台車蛇行動と輪軸の質量アンバランスによって生じる台車左右・上下振動や弾性振動¹⁾およびレールの変形や変位である軌道不整などを主な原因として生じ²⁾,車体へと伝わる.特に高速走行時に大きな振動が生じると乗り心地の悪化や,レールなどの地上設備に悪影響を与え,最悪の場合には脱線の危険がある.

鉄道車両や台車特性を把握するには,実際車両を用いて試験を行うことが理想であるが,コストや準備に多くの手間がかかる.そのため軌条輪と呼ばれる回転円盤上に車両を設置し,室内で疑似的に車両の走行状態を模擬する車両試験台やその模型装置を用いた実験や研究が行われている³⁾.筆者らはこれまで軌条輪模型装置(以下,軌条輪模型)を用いて,低速域から高速域までの蛇行動を解析し,台車がさまざまな条件により輪軸蛇行動から台車蛇行動へ遷移することおよび固有振動について検証した^{4) 5)}.その際蛇行動振動とは異なる,より高周波の振動の存在が認められたがその発生原因は未確認であり,本論文で新たに検証したい.

1.2 研究目的

これまで軌条輪模型を用いて,鉄道車両の走行時において踏面勾配の存在により台車に発生する自励振動である輪軸・台車蛇行動による振動について,剛体モデルとして詳細に検証してきた.今回は,構造上不可避な車両の輪軸とレールに相当する軌条輪の質量アンバランスに起因する弾性体モデルに拡大し,実験計測から得た振動データと車両運動の動的解析ソフトを用いた結果との比較検討と解析を行う.これらの解析結果から蛇行動振動数と比べより高周波の振動の発生原因を確認することが本研究の目的である.

2. 実験装置

2.1 軌条輪模型装置

実験は標準軌の鉄道車両を1/10スケールで模擬し,レールの代わりに直径100mmの軌条輪を用いた軌条輪模型を使用する.すなわち模型軌間143.5mm相当の台車・輪軸とレールに相当する軌条輪を用いて実際に車輪を回転させて実験を行う.軌条輪模型と相似則に基づく実車換算値の諸元を表1に示す.軌条輪模型は図1のように1台車のみを有する半車体を模擬したも

のである。軌条輪模型台車は輪軸、軸箱、軸バネ、台車枠などで構成されている。図中に軸箱と軸バネを黄丸、まくらバネを青丸で示す。車体に関しては床板のみ再現し、床板と台車枠間にはまくらバネに相当するゴム素材を設置している。なお、床板に金属重りを載せることで乗客の質量を模擬できる。

床板は中心ピンで固定されている。なお、中心ピンは床板の前後方向を拘束し、中心ピン周りのヨーイング方向を許容するとともに中心ピンを支える柱の弾性によりピッチング方向の変位をある程度許容している。

また、図2に示すようにモータは台車枠に取り付けており、歯車を介して模型輪軸を回転させて接触している軌条輪を回転させることで車両の走行状況を再現している。その時の車輪回転数を読み取り、模型速度も算出する。

2.2 加速度計測装置

軌条輪模型の振動加速度は、曙ブレーキ工業（株）製の鉄道模型用振動加速計測装置である無線式スマート動揺計測装置（以下、スマート動揺計）を用いて計測する（図3）。軌条輪模型の台車に直接設置して、3軸（前後、上下、左右）方向を同時に計測できる。スマート動揺計の制御や各種設定はパソコン側で行い、計測データはリアルタイムで送信できる。また、計測に必要最小限の機能のみを搭載し、軽量で実験結果への影響は無視できる。本計測装置の諸元を表2に示す。

Table 1 Principal specifications for the roller rig model and real conversion

| 項目 | 軌条輪模型（1/10サイズ） | 実車または実車相当 |
|--------------|----------------|------------|
| 軌間 | 143.5 mm | 1435 mm |
| 車輪回転数 | 0～6000 rpm | 0～6000 rpm |
| 速度 | 0～27 m/s | 0～307 km/h |
| 半車体質量 | 18.4 kg | 約20 t |
| 車輪直径 | 86 mm | 860 mm |
| 軸距 | 250 mm | 2500 mm |
| 台車中心間距離（半車体） | 1000（500） mm | 17500 mm |
| 車体長（半車体） | 1600（800） mm | 25000 mm |
| 軌条輪直径 | 100 mm | — |

Table 2 Principal specifications for the vibration acceleration measuring device

| 項目 | 仕様 | |
|---------------|---------------------|-------|
| 計測軸 | 前後G, 左右G, 上下G | |
| 加速度センサ | 計測レンジ | ± 2 G |
| | 周波数帯域 | 50 Hz |
| サンプリング周波数 | 256 Hz | |
| 質量 (スイッチ・電池込) | 140 g | |
| 幅×長さ×高さ (本体) | 40×80×40 mm | |
| 無線通信方式 | Bluetooth | |
| 電源 | 単三電池 (2本) | |
| 計測基本ソフト (OS) | Windows7, Windows 8 | |

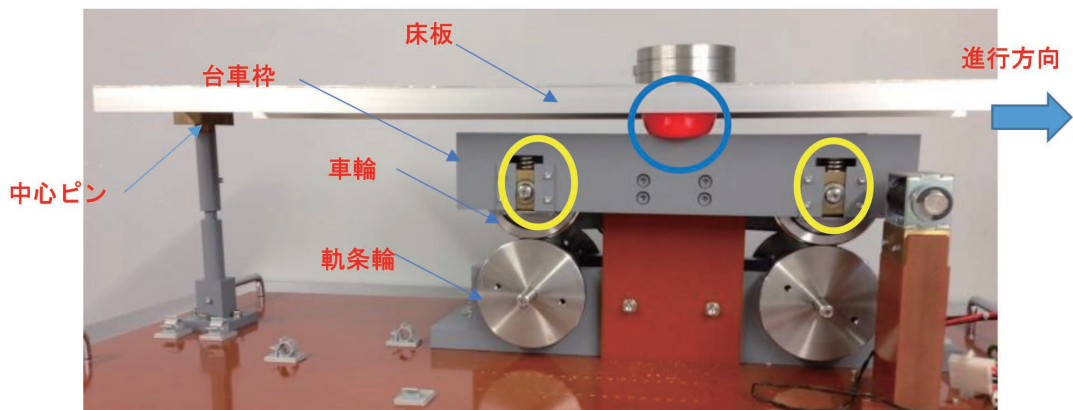


Fig. 1 Roller rig model, 1/10 scale model and half-size underframe (side view)

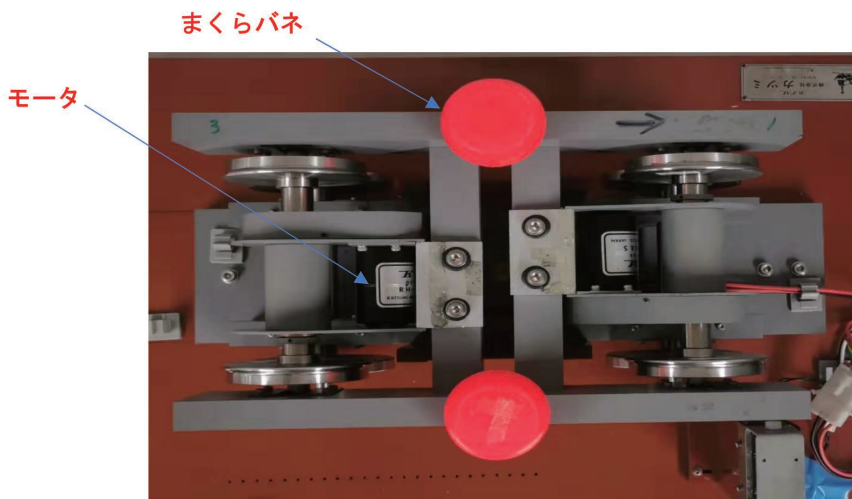


Fig. 2 Roller rig model (plane view)

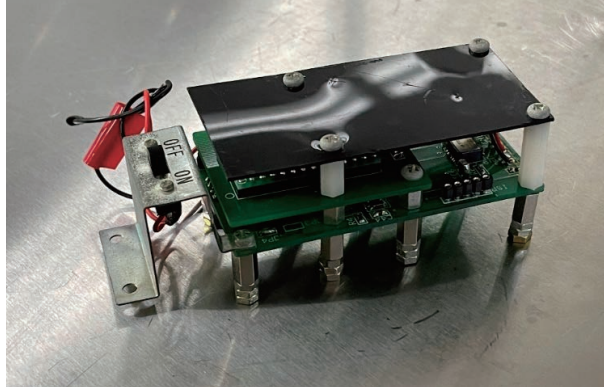


Fig. 3 Vibrational acceleration measuring device

3. 研究方法

3.1 模型実験における相似則

高速で様々な条件の実験を実際の鉄道車両（以下、実車）で行うことは理想ではあるが、経済上、安全上も難しいことから、模型車両を用いて実験をすることが一般的である。しかし、模型車両を用いて実験を行う場合の条件は相似則に基づいて検討する必要がある。まず幾何学的相似に基づいた相似則の式を導出する。模型と実車を比較する際は軌間（左右レール間隔）を基準とすることが多い。実車の軌間は新幹線や大手私鉄等で採用されている標準軌（1435mm）を基準とした。模型の軌間は143.5mmであるので、相似比 λ は式（1）に示すように実車軌間長さを模型軌間長さで除すことにより算出する。同様に質量相似則は式（2）となる。次に模型と実車は同じ重力場にあることから加速度の比を1とすることで、力学的関係と λ より式（3）、式（4）の速度、振動数の相似則が導ける⁶⁾。

$$\lambda = l/l', l = \lambda l' \quad (1)$$

$$M = \lambda^3 M' \quad (2)$$

$$v = \sqrt{\lambda} v' \quad (3)$$

$$f = f'/\sqrt{\lambda} \quad (4)$$

λ : model ratio, l : real gauge, l' : model gauge, M : real mass, M' : model mass

v : real velocity, v' : model velocity, f : real frequency, f' : model frequency

3.2 振動加速度

軌条輪模型の振動挙動を確かめるべく実験をおこなった。速度の条件は車輪回転数を0rpmから6000rpm（27m/s）の間で設定し、200rpmごとに計測した。なお、相似則に基づく実車

換算速度は式（3）より0 km/hから307 km/hとなる。また、車輪踏面は円錐踏面で新幹線相当の踏面勾配1/40の車輪を用いた。振動加速度の計測はスマート動揺計を台車枠の中梁に固定して行う（図4）。

軌条輪模型側の条件は直線相当とし、カントは設定しない。図5に示すように計測した振動加速度データを図6のようにパワースペクトル密度（以下、PSD）解析し、その卓越周波数から支配的な振動を特定し、解析・評価した⁷⁾。

3.3 剛体振動と弾性振動

鉄道台車の振動には車輪踏面勾配に起因する蛇行動がある。蛇行動には輪軸蛇行動と台車が左右に振動する台車蛇行動が存在する。輪軸蛇行動の理論波長S1は車輪半径をr、踏面勾配を γ 、軌間を2aとすると式（5）となる。次に、台車蛇行動の理論波長S2は台車を剛体モデルとし、軸距を2bとすると式（6）となる⁸⁾。また、実際の車両客室内では2 Hz程度の剛体振動と10 Hz程度の弾性振動が主に計測される⁹⁾。既往の研究では分岐器上を走行中の実台車振動をPSD解析して1～2 Hzの剛体振動と30, 50, 100 Hz程度をピークとする弾性振動が多く生じている¹⁰⁾。

なお、蛇行動振動数は車両の走行速度に正比例して大きくなるが、剛体振動のため3.5節の車輪と軌条輪の質量アンバランスによる弾性振動数と比べると格段に小さい。

$$S1=2\pi\sqrt{ar/\gamma} \quad (5)$$

$$S2=S1\sqrt{1+b^2/a^2} \quad (6)$$

3.4 台車運動解析

台車の運動解析のために2輪軸と台車枠を含む台車モデルを構築してシミュレーションする。左右方向の振動解析の自由度は、前後2つの輪軸および台車枠の左右変位・ヨー角を考慮した6自由度のモデルで行う（図7）。次に上下方向の振動解析の自由度は、前後2つの輪軸および台車枠の上下変位および台車枠のピッチ角を考慮した4自由度のモデルで行う（図8）。

モデルの自由度が多い場合にはクリープ力やバネ力のつり合いから、運動方程式を求めることはやや労力を要するため、ラグランジェの方法により運動方程式を導出する⁸⁾。しかしながら、車輪とレール間のクリープ力はエネルギー保存系ではないため、単純にラグランジェの方法を適用できない。そこでまず、車輪・レール間にクリープ力が発生しない状態では式（7）となる。ここで、 $\{M\}$ は質量マトリックス、 $\{K\}$ は剛性マトリックス、 x は変位置である¹¹⁾。付録1に詳細を示す。

次に車輪・レール間のクリープ力の起因する項を考えて、左右方向では式(8)となる⁸⁾。また、上下方向では同様に式(9)となる⁸⁾。ここで、 $\{M1, 2\}$ は質量マトリックス、 $\{C1, 2\}$ は減衰マトリックス、 $\{K1, 2\}$ は剛性マトリックスであり¹¹⁾、詳細の数式は付録2および付録3に示す。

なお、数値計算ソフトMATLABのSymbolic Math Toolbox で軌条輪模型の諸元数値を入れて計算すると $\{M1, 2\}$ 、 $\{C1, 2\}$ 、 $\{K1, 2\}$ が求まる。計算に用いた軌条輪模型諸元を付録4に示す。

$$\{M\}\ddot{x} + \{K\}x = 0 \quad (7)$$

$$\{M1\}\ddot{x} + \{C1\}\dot{x} + \{K1\}x = 0 \quad (8)$$

$$\{M2\}\ddot{x} + \{C2\}\dot{x} + \{K2\}x = 0 \quad (9)$$

3.5 車輪と軌条輪のアンバランス

車輪に微小なアンバランスがあると、軸回転時の遠心力により輪軸に振動が生じる。一般的に回転体のアンバランス量は回転体の偏心質量と偏心量の積で表され、輪軸の回転数が加振振動数となる。なお、左右車輪の偏心は同一位置にはなく、車軸の芯ずれの影響もあり、これらの加振振動数も回転数と同じとなる。新幹線車輪の静的アンバランス量は0.05kgm以下で、かつ輪軸組立て後の合成アンバランス量の管理も行われている⁸⁾が、アンバランス量ゼロは不可能である。

軌条輪模型装置の車輪（直径86mm）のみならず軌条輪（直径100mm）についても同様にアンバランスによる振動が発生している。また、これらの振動は輪軸および台車の左右・上下・前後方向の加振源となっている。

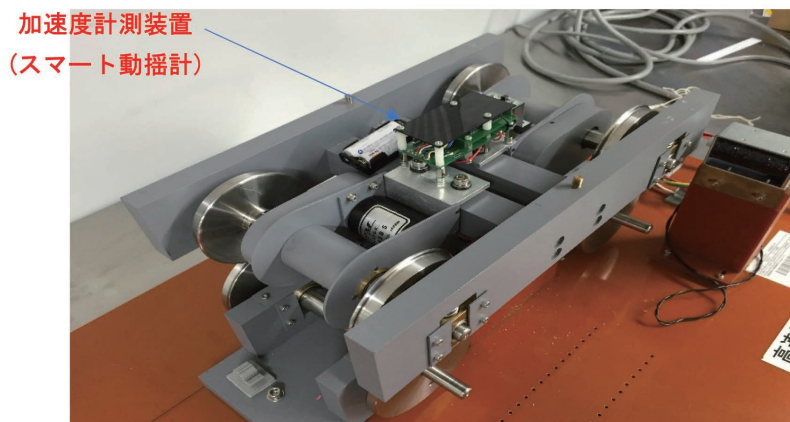


Fig. 4 The roller rig model and measuring instrument

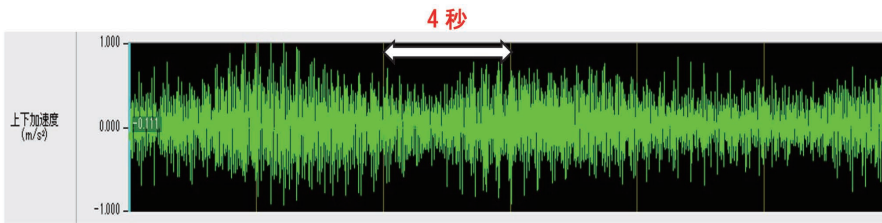


Fig. 5 Vibrational acceleration waveform (sample)

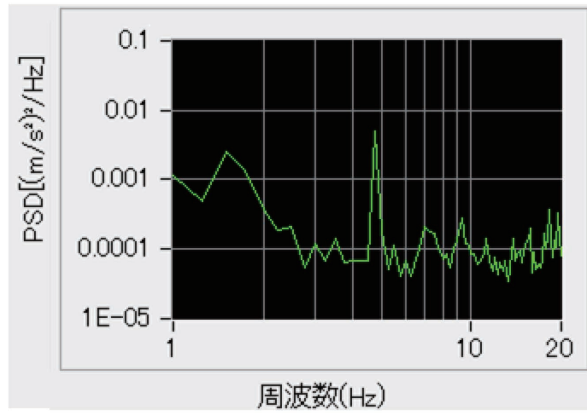


Fig. 6 Power spectrum analysis (sample)

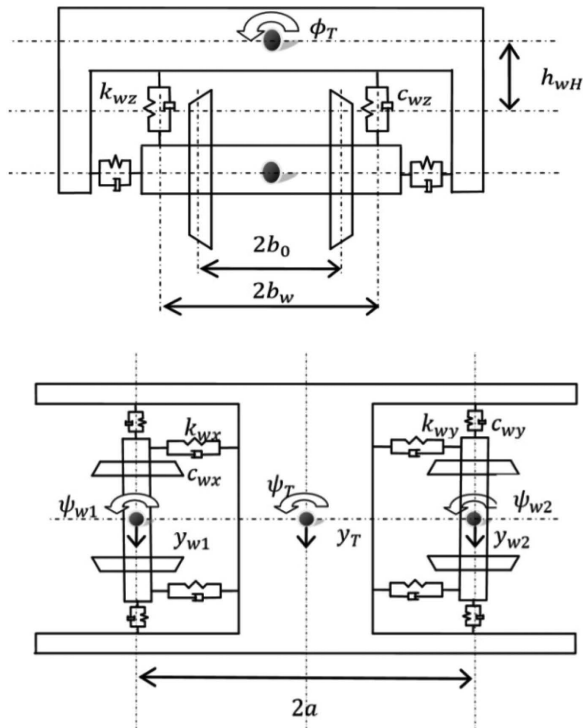


Fig. 7 6 degrees of freedom bogie model (front & plane view)

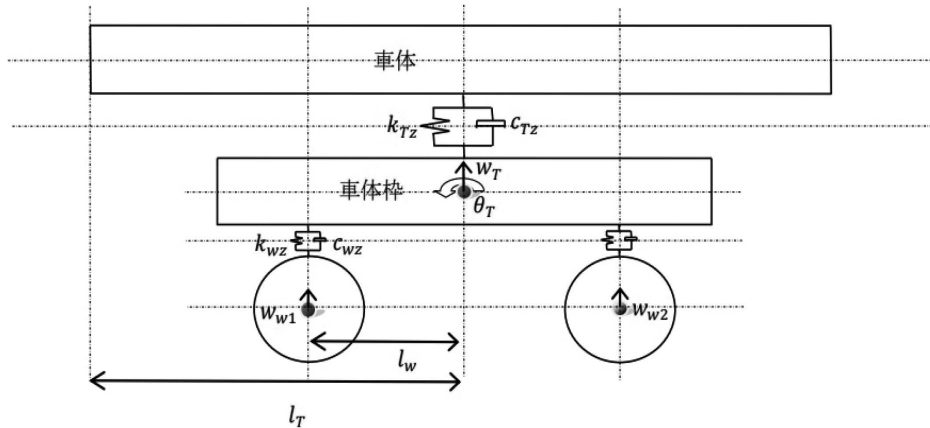


Fig. 8 4 degrees of freedom bogie model (side view)

4. 台車振動解析

4.1 走行実験結果

①左右方向

200rpmごとに30箇所計測した計測点における左右方向の振動加速度を図9に示す。1800rpm, 3200rpm, 4200rpm, 5200rpmにおいて、顕著な局所ピークが出た。この4箇所は固有振動発生場所と考えられる。

②上下方向

左右方向と同様に計測した上下方向の振動加速度結果を図10に示す。1000rpm, 2000rpm, 3200rpm, 4600rpmにおいて、顕著な局所ピークが出た。この4箇所は固有振動発生場所と考えられる。

4.2 シミュレーション結果

台車枠、輪軸などの台車構成要素は全て剛体とし、バネ要素以外の部材の弾性変形を無視して、シミュレーションを行う。3.4節の条件で算出した左右方向と上下方向固有振動のシミュレーション結果およびこの値を相似則で計算した実車換算値を表3および表4に示す。なお、この換算値は式(1)および式(4)を用いており $\lambda = 10$ の値である。

4.3 走行実験とシミュレーション結果比較

3.3節の台車蛇行動に関する式(6)と4.2節で算出した固有振動数および車輪と軌条輪の加振振動数を走行実験結果の図9と図10に加え、図11と図12のようなグラフが得られる。このように左右・上下方向の固有振動数の理論値と回転数に比例する車軸および軌条輪のアンバランス振動の直線が作る回転数の範囲(以下、固有振動範囲)ができる。なお図11には式(6)

で計算した台車蛇行動振動数も示している。

図11の①は輪軸左右振動の固有値（48Hz）で②は輪軸ヨー運動（62Hz）のそれぞれ固有振動範囲である。この振動数を表3に二重アンダーラインで示している。このうちの3200rpm、4200rpmについて、PSD解析を行いそれぞれ46.3Hzと61Hzにピークを確認した（図13）。それらのPSD解析値を表3に追記した（黄色網掛け）。

図12の①は台車上下振動（9.8Hz）で②は輪軸上下変位（15.8Hz）で③は台車ピッチ運動（32.6Hz）のそれぞれ固有振動範囲である。この振動数を表4に二重アンダーラインで示している。このうちの600rpm、1000rpm、2000rpmについて、PSD解析を行いそれぞれ10Hzと14.5Hz、33.5Hzにピークを確認した（図14）。それらのPSD解析値を表4に追記した（黄色網掛け）。

Table 3 Lateral vibration (simulation/actual vehicle converted values/PSD analysis) (Hz)

| 固有振動数 | 輪軸左右変位 | 輪軸ヨー運動 | 台車左右変位 | 台車ヨー運動 |
|------------|-----------|-----------|--------|--------|
| シミュレーション結果 | <u>48</u> | <u>62</u> | 0.36 | 0.39 |
| 実車換算値 | 15.2 | 19.6 | 0.11 | 0.12 |
| PSD解析値 | 46.3 | 61 | — | — |

Table 4 Vertical vibration (simulation/actual vehicle converted values/PSD analysis) (Hz)

| 固有振動数 | 輪軸上下変位 | 台車上下変位 | 台車ピッチ運動 |
|------------|-------------|------------|---------|
| シミュレーション結果 | <u>15.8</u> | <u>9.8</u> | 32.6 |
| 実車換算値 | 5.0 | 3.1 | 10.3 |
| PSD解析値 | 14.5 | 10 | 33.5 |

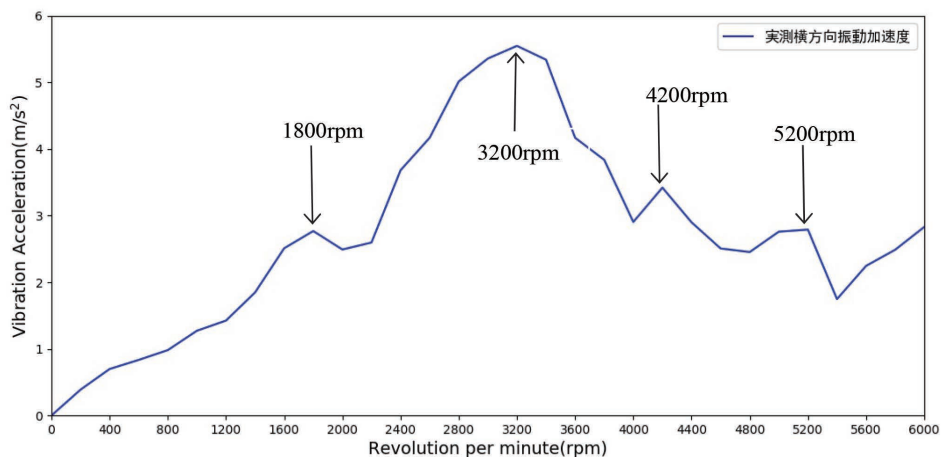


Fig. 9 Measured lateral vibration acceleration

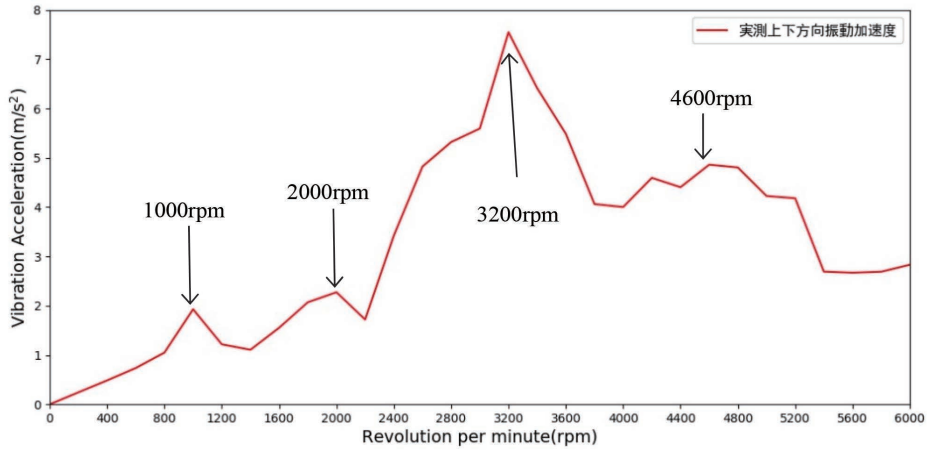


Fig.10 Measured vertical vibration acceleration

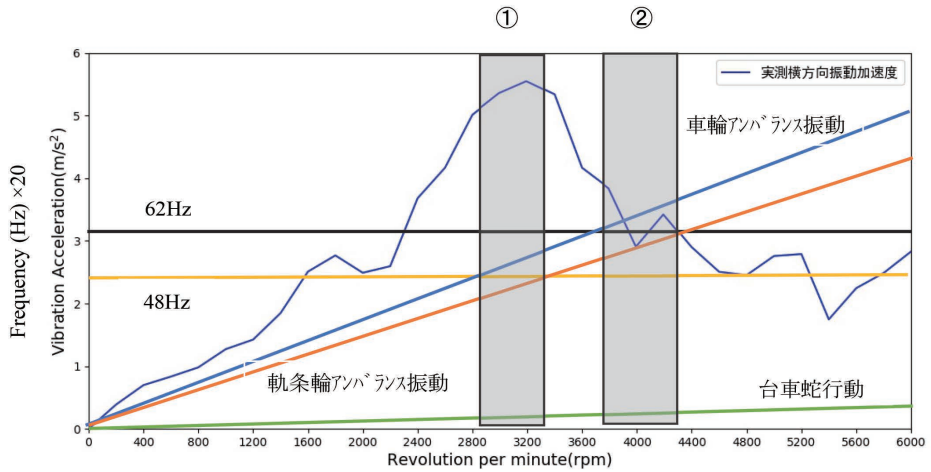


Fig.11 Lateral natural vibration range (shaded ①, ②)

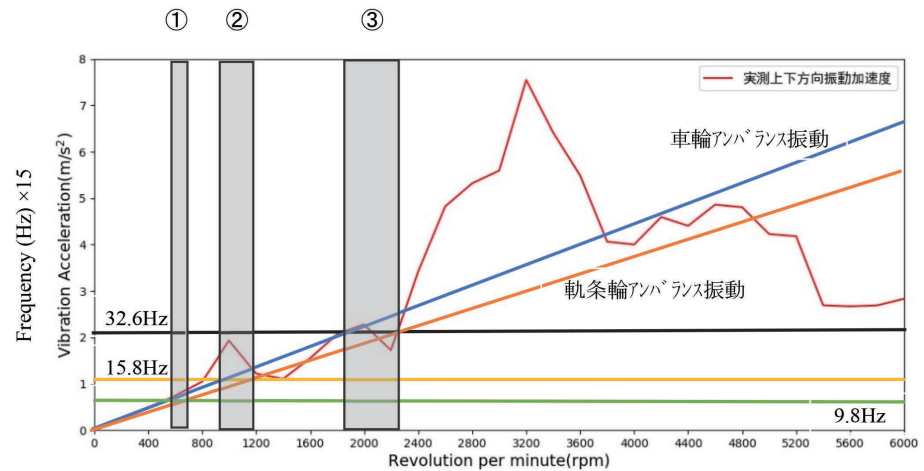
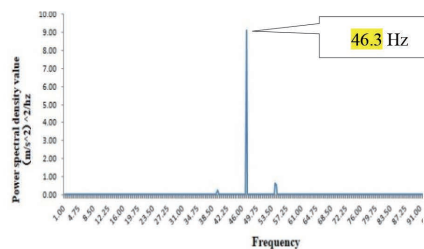
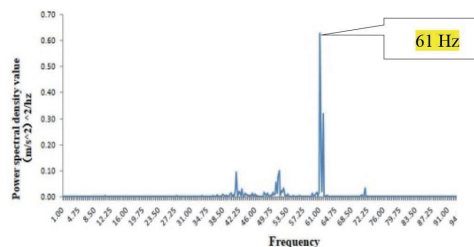


Fig.12 Vertical natural vibration range (shaded ①, ②, ③)

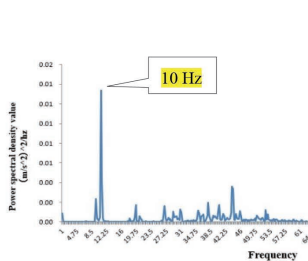


①3200rpm

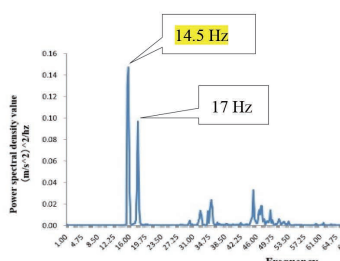


②4200rpm

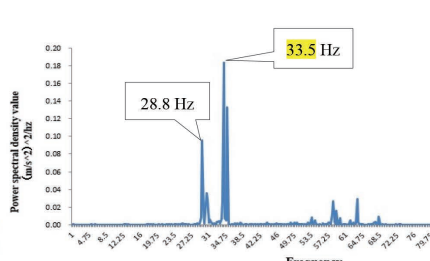
Fig.13 Power spectrum analysis (lateral vibration)



①600rpm



②1000rpm



③2000rpm

Fig.14 Power spectrum analysis (vertical vibration)

5. 考 察

4章の図11,図12より,固有振動範囲の回転数(図11の①・②,図12の①~③)である5箇所のうち,実測した固有振動を示す回転数のピークが4箇所で見られた.このことは,理論値と実測値がほぼ一致したことを示している.ただし,図12①の600Hz付近では実測加速度のピークが認められないが,これは輪軸の回転数が小さく振動のエネルギーが小さいため顕著なピークが出ていないと考える.また,図12で3200Hz付近に大きなピークがあるが固有振動範囲とはなっていない.これは,図11における左右方向振動の大きなピークの影響を強く受けているからと考える.

さらに,固有振動のシミュレーション値は表3,表4,図13,図14に示すように,軌条輪装置実測値のPSD解析値ともよく一致し,相似則で計算した実車換算値は実車台車直上での車体振動とも矛盾していない⁸⁾.また,図9および図10のピークの全てが本論で求めた固有振動範囲にあるわけではないが,これは今回解析対象にしていない前後振動やさまざま複合的振動によって生じた高次の固有振動と考える.

これらのことから,固有振動に関する理論値,軌条輪装置の実測値が十分な正確性を持って一致し,実測からPSD解析までの一連の手法の正確性が実証できたといえる.

6. 結 言

軌条輪模型をモデル化することで、数値計算ソフトウェアMATLABを用いて軌条輪模型が持つ左右・上下方向の固有振動数を算出した。その上で、輪軸と軌条輪のアンバランス加振および蛇行動に関する既存式から導いた関係と軌条輪模型の振動をPSD解析した値をまとめて表示することで、低次から高次の台車振動と固有振動数に関して全体として矛盾なく説明できることを示した。また、これらのことから左右方向と上下方向において、軌条輪装置を用いた実計測の妥当性・有用性、数値解析ソフトの正確性が実証できたといえる。

今後は、軌条輪装置の精度をより高めることや、さらに精度の高い実験を行うことでより充実したシミュレーションを実施し、模型台車の振動が模型車体の振動に与える影響などを解明したい。さらに、軌条輪模型実験、理論的振動解析を通じて実車の振動解析結果と比較し、理論と模型実験の精度向上を目指し、さらなる鉄道車両と台車の振動現象の解明をしたいと考える。

付 録

1. 固有振動数の算出

ラグランジュ関数式(1)を求めると、運動方程式を導くことができる。ここで、 T は前後輪軸、台車枠の運動エネルギー、 U は軸ばねによるポテンシャルエネルギー、 D は軸ばねによる減衰である。これらの方程式よりラグランジュの運動方程式を式(2)に書き直すことができる。

数値計算ソフトウェアMATLABのSymbolic Math Toolboxで具体的数値を入れて計算するとモデルの質量マトリクス $\{M\}$ 、剛性マトリクス $\{K\}$ 、減衰マトリクス $\{C\}$ が得られる。これらのマトリクスを合成することで、台車モデルの運動方程式が導かれ式(3)となる。式(3)の固有値解析を実施するため、運動方程式を状態方程式に書き直し式(4)になる。ここで、 I は単位行列で、 O は零行列であり、 n 自由度の車両運動モデルの場合に $n \times n$ の正方行列となる。

さらに、 A を式(5)に定義し、式(6)を解くと、行列の固有値が算出できる。また、 n 自由度の振動系に対し一般的に固有値は n 対の共役な複素根が存在し、形式は式(7)となる。モデルの固有値を表す虚数部 $i\beta_i$ を用いて、最終的に式(8)よりモデルが持つ減衰自由振動数が算出できる。

$$L = T - U + D \quad (1)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial L}{\partial x} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}} = 0 \quad (2)$$

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = 0 \quad (3)$$

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ x \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -M^{-1}C & -M^{-1}K \\ I & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ x \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$A = \begin{bmatrix} -M^{-1}C & -M^{-1}K \\ I & 0 \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$[A - \lambda I]\phi = 0 \quad (6)$$

$$\lambda = a_i \pm i\beta_i \quad (7)$$

$$f_n = \frac{|i\beta_n|}{2\pi} \quad (8)$$

2. {M1}, {C1}, {K1}の定義

$$\{M\} = \begin{bmatrix} m_w & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_{wz} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_w & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{wz} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_T & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_{Tz} \end{bmatrix}$$

$$\{K\} = \begin{bmatrix} 2 * k_{wy} + \frac{2 * bw^2 * k_{wz} * \sigma^2}{b_0^2} & 0 & 0 & 0 & -2 * k_{wy} & -2 * a * k_{wy} \\ 0 & 2 * bw^2 + k_{wx} & 0 & 0 & 0 & -2 * bw^2 + k_{wx} \\ 0 & 0 & 2 * k_{wy} + \frac{2 * bw^2 * k_{wz} * \sigma^2}{b_0^2} & 0 & -2 * k_{wy} & 2 * a * k_{wy} \\ 0 & 0 & 0 & 2 * bw^2 + k_{wx} & 0 & -2 * bw^2 + k_{wx} \\ -2 * k_{wy} & 0 & -2 * k_{wy} & 0 & 4 * k_{wy} & 0 \\ -2 * a * k_{wy} & -2 * bw^2 + k_{wx} & 2 * a * k_{wy} & -2 * bw^2 + k_{wx} & 0 & 4 * k_{wy} * a^2 + 4 * k_{wx} * bw^2 \end{bmatrix}$$

$$\{C\} = \begin{bmatrix} 2 * c_{wy} + \frac{2 * bw^2 * c_{wz} * \sigma^2}{b_0^2} & 0 & 0 & 0 & -2 * c_{wy} & -2 * a * c_{wy} \\ 0 & 2 * bw^2 + c_{wx} & 0 & 0 & 0 & -2 * bw^2 + c_{wx} \\ 0 & 0 & 2 * c_{wy} + \frac{2 * bw^2 * c_{wz} * \sigma^2}{b_0^2} & 0 & -2 * c_{wy} & 2 * a * c_{wy} \\ 0 & 0 & 0 & 2 * bw^2 + c_{wx} & 0 & -2 * bw^2 + c_{wx} \\ -2 * c_{wy} & 0 & -2 * c_{wy} & 0 & 4 * c_{wy} & 0 \\ -2 * a * c_{wy} & -2 * bw^2 + c_{wx} & 2 * a * c_{wy} & -2 * bw^2 + c_{wx} & 0 & 4 * c_{wy} * a^2 + 4 * c_{wx} * bw^2 \end{bmatrix}$$

3. {M2}, {C2}, {K2}の定義

$$\{M\} = \begin{bmatrix} m_w & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_w & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_T & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{Ty} \end{bmatrix}$$

$$\{K\} = \begin{bmatrix} 2 * k_{wz} & 0 & -2 * k_{wz} & -2 * k_{wz} * l_w \\ 0 & 2 * k_{wz} & -2 * k_{wz} & 2 * k_{wz} * l_w \\ -2 * k_{wz} & -2 * k_{wz} & 2 * k_{Tz} + 4 * k_{wz} & -2 * k_{Tz} * l_T \\ -2 * k_{wz} * l_w & 2 * k_{wz} * l_w & -2 * k_{Tz} * l_T & 2 * k_{Tz} * l_T^2 + 4 * k_{wz} * l_w^2 \end{bmatrix}$$

$$\{C\} = \begin{bmatrix} 2 * c_{wz} & 0 & -2 * c_{wz} & -2 * c_{wz} * l_w \\ 0 & 2 * c_{wz} & -2 * c_{wz} & 2 * c_{wz} * l_w \\ -2 * c_{wz} & -2 * c_{wz} & 2 * c_{Tz} + 4 * c_{wz} & -2 * c_{Tz} * l_T \\ -2 * c_{wz} * l_w & 2 * c_{wz} * l_w & -2 * c_{Tz} * l_T & 2 * c_{Tz} * l_T^2 + 4 * c_{wz} * l_w^2 \end{bmatrix}$$

4. 軌条輪模型諸元

| 記号 | 項 目 | 数値 | 単位 |
|-----------|---------------------|--------------------|---------|
| m_T | 台車枠質量 | 9.84 | kg |
| i_{T_x} | 台車枠x軸まわり慣性半径 | 0.066 | m |
| i_{T_y} | 台車枠y軸まわり慣性半径 | 0.185 | m |
| i_{T_z} | 台車枠z軸まわり慣性半径 | 0.11 | m |
| m_w | 輪軸質量 | 1.42 | kg |
| m_h | 床板および重り質量 | 4.30 | kg |
| i_{wy} | 輪軸y軸まわり慣性半径 | 0.125 | m |
| i_{wz} | 輪軸z軸まわり慣性半径 | 0.062 | m |
| k_{wx} | 軸箱前後剛性 | 50×10^3 | N/m |
| k_{wy} | 軸箱左右剛性 | 50×10^3 | N/m |
| k_{wz} | 軸箱上下剛性 | 14×10^3 | N/m |
| k_{Tz} | まくらバネ上下方向剛性 | 14.8×10^3 | N/m |
| C_{wx} | 軸箱前後減衰係数 | 0 | N/(m/s) |
| C_{wy} | 軸箱左右減衰係数 | 0 | N/(m/s) |
| C_{wz} | 軸箱上下減衰係数 | 1000 | N/(m/s) |
| C_{Tz} | まくらバネ上下方向減衰係数 | 0 | N/(m/s) |
| $2a_T$ | 軸距 | 0.25 | m |
| $2b_w$ | 軸バネ取付け位置の左右間隔 | 0.20 | m |
| h_{wH} | 台車枠中心間高さ - 軸バネ中心間高さ | 0.0035 | m |
| $2b_0$ | 軌間 | 0.1435 | m |
| r_0 | 車輪半径 | 0.043 | m |
| ℓ_w | 輪軸中心と台車枠中心間の水平間隔 | 0.125 | m |
| ℓ_T | 台車枠中心と中心皿間の水平間隔 | 0.48 | m |
| γ | 車輪踏面勾配 | 1/40 | — |

参考文献

- 1) 相田健一郎他 8 名, 鉄道車両の車体弾性振動低減のためのヨーダンパ取付け構造, 日本機械学会, 第29回交通物流部門大会, 講演論文集 (2020) 講演番号1015.
- 2) 古川敦, 軌道不整と車両挙動の実測値による鉄道車両動特性の同定, 計測と制御 (2006) 45巻9号, p.803.
- 3) 山口輝也, 下村隆行, 佐々木君章, 車両試験台における実軌道走行模擬のための加振方法, 鉄道総研報告, 鉄道総合技術研究所 (2013), pp.11-16.
- 4) 伊藤弘晃, 浅田晴香, 大津山澄明, 軌条輪模型を用いた鉄道車両の蛇行動特性の解析, 大阪産業大学論集・自然科学編129号 (2018), pp.19-30.
- 5) 大津山澄明, 浅田晴香, 原田愉平, 軌条輪模型装置を用いた鉄道車両の蛇行動解析, 大阪産業大学論集・自然科学編131号 (2021), pp.47-58.

- 6) 江守一郎, 齊藤孝三, 関本孝三, 模型実験の理論と応用, 技報堂出版 (2000), pp.19-38, pp.46-47, pp.141-145.
- 7) 國枝正春, 実用 機械振動学, 理工学社 (1984), pp.15-18.
- 8) 日本機械学会, 鉄道車両のダイナミクスとモデリング, 丸善出版株式会社 (2017), pp.44-62, pp.121-131.
- 9) 赤木新介, 新 交通機関論, 株式会社コロナ社 (1995), pp.16-18.
- 10) 茂呂諭, 軌条輪模型装置を用いた鉄道車両台車の挙動検証, 大阪産業大学 工学研究科交通機械工学専攻 修士論文 (2015), pp.21-22, pp.30-31.
- 11) 大熊政明, 構造動力学 基礎理論から実用手法まで, 株式会社朝倉書店 (2012), pp.71-89.