

設計時の乗り心地向上検討に用いる 車両振動解析モデルの構築

Construction of the vibration analysis model on the railway vehicle used for investigation to improving ride comfort in the design phase



野口 純*



長谷川 晋一*



島宗 亮平*

In this study, we aim at allowing vehicle vibration to reproduce until high frequency on simulation to enable ride comfort improvement examination at a design stage. As the model that could reproduce vehicle vibration including the high frequency vibration, we chose FEM model and built a vehicle vibration model in combination with bogie models. As a result of having carried out simulation by the vehicle vibration model that we built, to around 30Hz, the calculation result almost accorded with the actual value in vertical vibration acceleration PSD of the vehicle.

●キーワード：乗り心地、FEM、車両振動モデル、振動解析、シミュレーション

1. はじめに

近年の高速鉄道の車両は、軽量化により車体の剛性が低下したこと、振動制御の適用などにより1~2Hz付近の剛体振動が抑えられたことなどから10Hz付近にピークが生じる上下1次曲げ振動が顕著となっている。これに対し、乗り心地の改善に繋げるため、この周波数帯を対象としたさまざまなシミュレーション解析が行われている^{1)~4)}。

一方、高速鉄道の速度向上に伴い、より高い10~40Hzの振動成分（以下、高周波振動）が増加する傾向にある。この成分は、国鉄時代から使用されてきている乗り心地レベルで評価した場合、その影響を適切に表現できておらず、乗り心地レベルに対する重み付けが低すぎることがわかってきている⁵⁾。そのため、高速鉄道の乗り心地を改善するためには、この周波数帯域における振動低減も必要である。

そこで、本研究では設計段階で車両の乗り心地の改善検討が可能となるよう、シミュレーション上で高周波振動まで再現することができるような走行中の車両振動解析モデルの構築をめざしている。

車両振動解析モデルについては、40Hz程度までの高周波振動解析モデルとし、実測データと比較することにより精度を検証した。

2. 車両振動解析モデルの構築

2.1 車両振動モデルの構築手法

シミュレーションによる走行中の車両振動の再現において、従来から車体の曲げ振動を含む車体上下振動の解析が行われおり、車体モデルの構築については、表1のような手法が提案されている。

本研究では、実際の車体が完成する以前の設計段階で乗り心地の検討を実施することが重要であるため、実測データとの合わせ込みが極力必要のないモデルが望ましい⁶⁾。ま

た、高周波振動を含む車両振動の再現をめざしていることから、高周波数域で生じる複雑な振動モードまで再現可能なFEMモデルを適用することとした。これまでに構築されてきたFEMモデルでは20Hz程度までの再現性が得られている¹⁾が、より詳細なモデル化と計算機の能力向上により、20Hz以上の振動が再現できると考える。

モデル化の対象となる車両は、E5系新幹線車両の中間車とし、各モデルは設計図面、設計諸元値に従い、3次元で構築する。

表1 車体モデル化手法と特徴

モデル化手法	はり	FEM	シェル	箱形
モデル化の容易さ	○	△	○	○
3次元振動形状	×	○	○	○
自由度	~10	数100,000~	数10	数100
実測との合わせ込み	要	不要	要	要

2.2 車体モデルの構築

まず、車両構体についてモデル化を行い、屋根構体、側構体、床構体、妻構体など設計図面に従い、平面シェル要素にて忠実に再現した。シェル要素は部材の板厚中心に配置した。なお、複雑な形状のものについてはソリッド要素にて再現した。各要素のプロパティには各々の材質物性値などを入力した。

更に、構体モデルに内装、床下機器を加えることにより、車体モデルを作成した。内装モデルの一部を図1に示す。内装のモデルに関して、車体剛性に影響を及ぼすと考えられる箇所（例：床板）については、構体モデルと同様、設計図面に従い平面シェル要素で忠実に再現し、プロパティには各々の材質物性値などを入力した。また、剛性に影響を与えない箇所は可能な範囲で簡易化した（例：荷物棚）。さらに、車体剛性に影響を及ぼさないと考えられる箇所（例：腰掛）

に関しては、質量要素で再現し、取付部を通じて接続箇所に荷重がかかるものとした。再現が難しい箇所（配管など）や細かい部品（取付ボルトなど）では、構体の密度を上げて車体の質量を調整することで再現した。

床下機器のモデルは、各機器の重心位置に集中質量としてモデル化し、ボルト締結位置との剛体結合により再現した。また、床下のフサギ板については、内装と同様、平面シェル要素を基本に、簡易化できるものは簡易化することで再現した。

なお、モデルの精度を高めるには、質量を実態と合わせることが重要である⁶⁾。

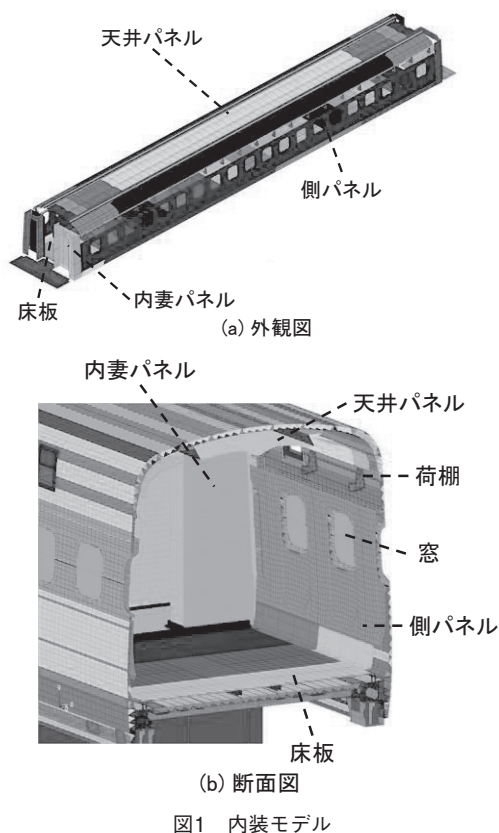


図1 内装モデル

2.3 軌道データを取込んだ台車モデルの構築

諸元データに基づいて台車をモデル化し、軌道データを入力して走行中の台車振動を再現した。これについては実測データと比較し、精度検証と修正を行い、得られた台車モデルを2.2節で構築した車体モデルと組合せて車両モデルとし、これに軌道データ、走行条件を入力することで走行モデルとした（図2）。なお、本研究では、既存シミュレーションによる車両振動再現実績を考慮し、再現精度向上の主眼を上下方向とした。

まず、台車モデルの構築について述べる。ここでは、マルチボディダイナミクス解析ツールSIMPACK (Ver.9.7)を用いて台車モデルを作成した。モデルの外観と構造を図3、4に示す。台車枠は剛体とし、実車の特性を精度良く再現するため、各種ダンパの減衰係数は非線形特性とし、緩衝ゴムもモデル化した。

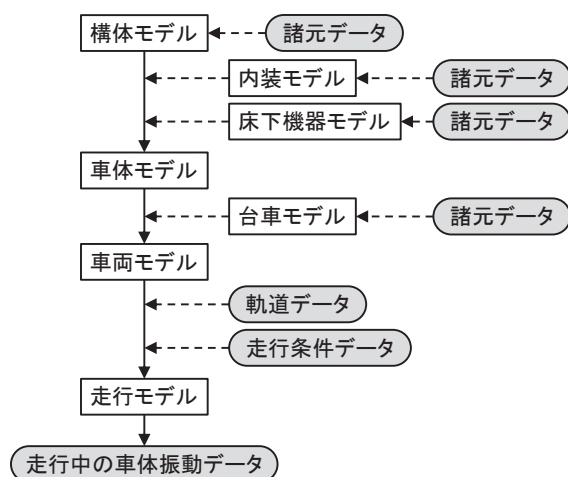


図2 FEMによる振動解析モデルの構築フロー

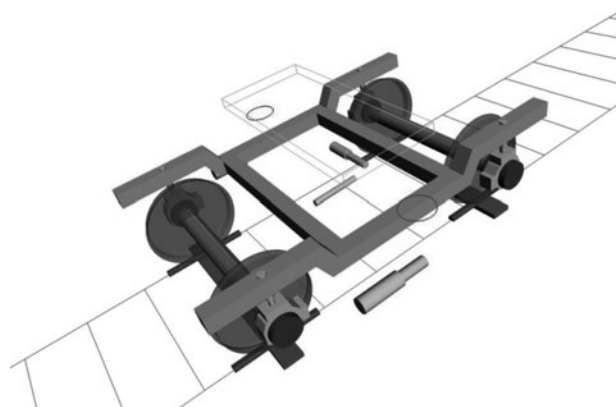


図3 台車モデルの外観

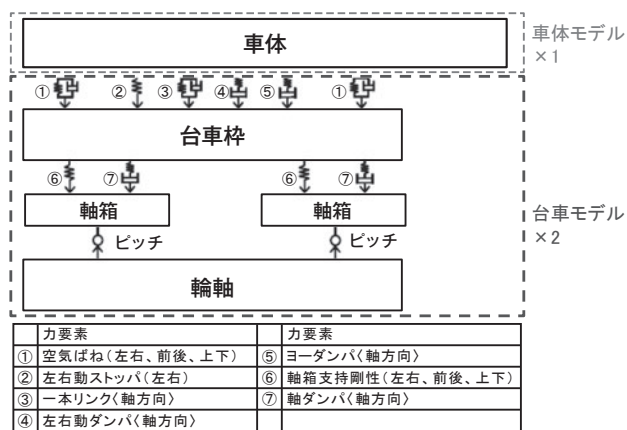


図4 台車モデルの構造

次に、軌道データの作成について述べる。走行中の台車振動を再現するための軌道データを、軌道検測車の実測データから作成した。軌道の再現区間は、東北新幹線下り375～378キロ区間とし、データは軌道検測車の測定結果より抽出している。ただ、軌道検測車より抽出される測定結果は波長6～100mの間でしか復元することができない。そのため、320km/h走行時では復元範囲が0.89～14.8Hzに限定され、15Hz以上の高周波振動が含まれていないことから、

台車振動の再現性を向上させるため、実測データに含まれていない高周波成分 (15Hz以上) を付加した。具体的には、高低変位は台車上下加速度が実測値に近くなるよう、振幅を一定にする補正を加え、通り変位は台車左右加速度が実測値に近くなるよう、パワースペクトル密度 (以下、PSD) に対し直線的に補正を加えている。

2.4 台車モデルの精度検証

台車モデルの精度を検証するため、2個の台車モデルと剛体車体モデルを組合せた1車両モデルに軌道データを入力して、走行シミュレーションを実施し、走行中の台車振動を算出した。軌道データは東北新幹線下り375~378キロ区間としている。車輪の踏面形状は新製時の新幹線円弧踏面、レール頭頂面は新製時の60kgレール頭頂面、走行速度は320km/hとした。台車振動の測定は、図5に示す箇所で行い、また、前後車両の挙動による影響を排除するため、車体間ダンパを取り外して行った。

軌道データ補正の有無について1位空気ばね位置における台車上下振動加速度PSDの計算値と実測値の比較を図6に示す。軌道データの補正を行うことで、乖離していた15Hz以上で実測値に近い結果となっている。また、図6の補正を施した結果において、計算値の18Hz付近、及び53Hz付近にてPSDが低下する部分が存在する。本研究で使用した台車の軸間距離は2.5mであり、320km/h走行において、軸間距離の1/2波長は17.8Hz相当、3/2波長は53.3Hzに相当することから、当該部のPSD低下は台車前後軸が逆位相で加振されたためと考える。

一方、実測値の50Hz付近にて、PSDの高い応答が存在するが、これは台車枠自体の上下曲げ固有振動によるものと推測され、計算結果には存在しない。これは、台車のFEMモデルを作成して車体モデルと同様の枠組みで車両モデルに組込むことで再現性が向上すると考えられる。

以上の結果より、作成した台車モデルと補正後の軌道データを用いることで、台車上下加速度に関して1~40Hz付近で実測値に近い結果となり、以降の走行モデルの構築にはこれらを用いることとした。

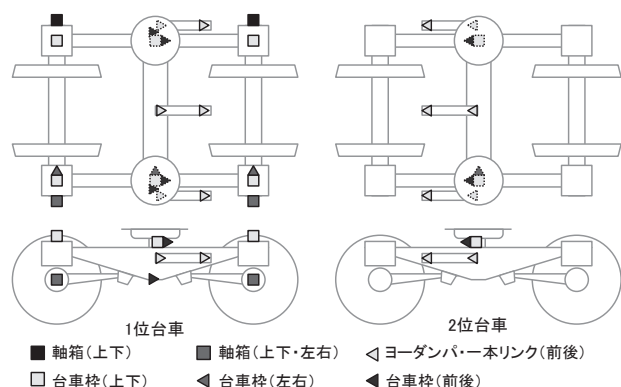


図5 台車モデルの構造

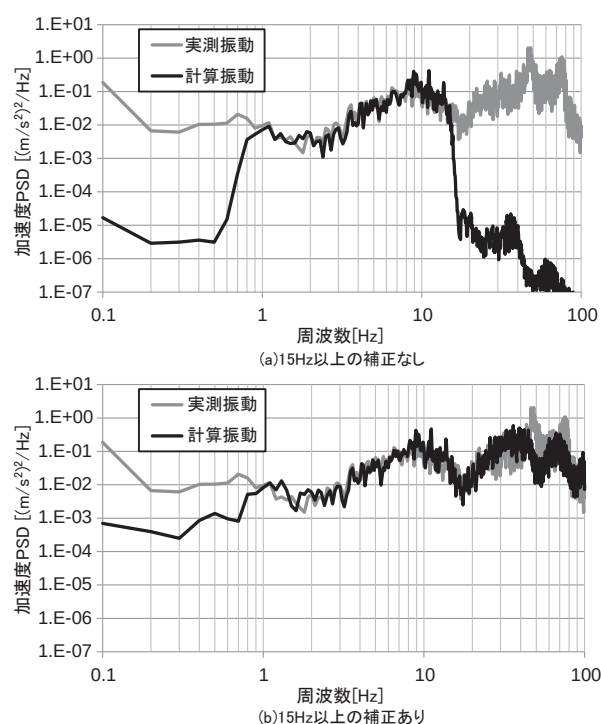


図6 軌道データ補正有無における台車上下振動加速度PSDの比較

2.5 車両モデルの構築

2.2節で作成した車体モデルと2.3節で作成した台車モデルを組合せることで車両モデルが作成可能である。しかし、SIMPACKに車体モデルを取込んだ場合、車体・艤装品で発生する局所的な固有モードが多くなる¹⁾（本研究では8~20Hzで5400個）ことから、モデルの簡素化と縮退（構造物の特性が失われない程度に自由度を減らす）を行い、現実的な計算時間でのシミュレーションとした。

その結果、40Hzまでの固有モードは106個にまで減少し、現実的な計算時間でのシミュレーションが可能となっている。

3. 車両振動解析モデルの精度検証

3.1 走行時の車体床面振動の測定

車両振動解析モデルの精度検証に用いる実測データについて、E5系新幹線車両を用いて各種走行条件における車体床面の上下振動を測定した。測定箇所を図7に示す。また、走行条件については、速度320km/h、東北新幹線下り375~378キロとした。

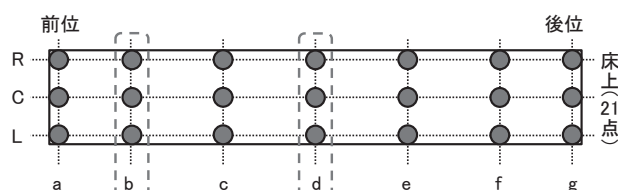


図7 車内床面振動測定値

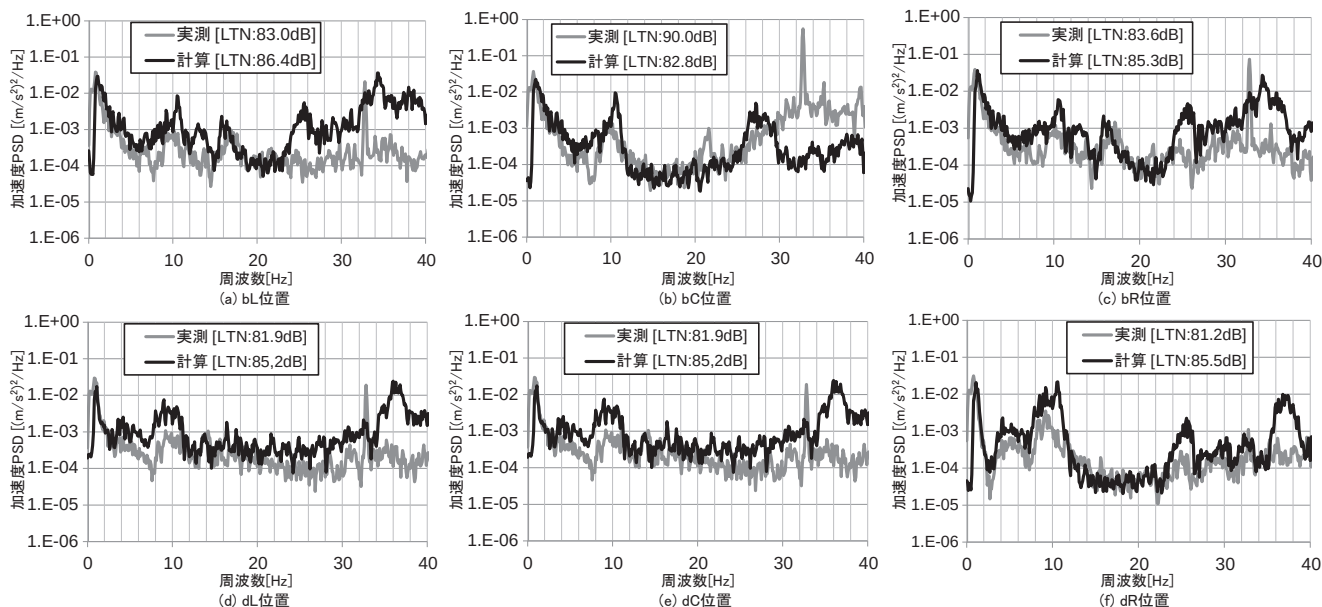


図8 計算値と実測値の上下振動加速度PSDの比較例

3.2 車体床面振動の再現特性

3.1節で示した走行条件を適用した場合における走行シミュレーションを実施し、図7の車体床面振動測定位置での時系列振動を再現した。ここでは、図7のb（台車上床面）、d（車体中央）位置（赤点線部）の車体床面の上下振動加速度PSDの結果を示す。

上下振動加速度PSD並びにLTN（改良フィルタによる乗り心地レベル）⁵⁾について、実測値及び計算値の比較した結果を図8に示す。30Hz程度の領域までは、車体上下加速度PSDの傾向が計算値と実測値で概ね一致していることがわかる。しかしながら、台車上床面の両側（図8(a)(c)）では、23Hz以上の領域で計算値の方が大きい傾向となった。台車上下加速度PSDをロール成分と並進成分とで確認した結果、前者は高周波振動について実測値と比較して計算値が大きく出ている。一方、後者は計算値が小さく出ていることから、計算では実測よりもロール成分が強調され、このような事象が発生したと考えられる。

また、実測値では、33Hz付近に車輪アンバランスに起因する高いピークが見受けられる。計算では車輪のアンバランスの影響は考慮していないため、高いピークは存在しない。また、本モデルでは、台車枠は剛体としており、弾性振動を考慮していないことから、台車枠の弾性振動を考慮することにより、高周波振動領域における再現精度が高まると考える。

4. おわりに

鉄道車両の設計段階で乗り心地の改善検討が可能となるよう40Hz程度までの振動再現をめざし、FEMで詳細にモデル化した車両振動モデルを構築した。

構築した振動解析モデルにより、走行シミュレーションを実施した結果、30Hz程度までの周波数領域では、車体上下振動加速度PSDの傾向について、計算値と実測値で概ね一致した。今後、30Hz以上についても改善検討を進めていく。

参考文献

- 1) 岩波健ほか：鉄道車両の上下弾性振動低減に関する研究（上下振動解析モデルの作成と発生振動の予測）、日本機械学会機械力学・計測制御部門講演会論文集、1998巻B号、pp.401-404、1998
- 2) 富岡隆弘ほか：実測データに基づく車体3次元弾性振動解析モデルの精度向上、鉄道総研報告、Vol.25、No.8、pp.11-16、2011
- 3) 安達瑛二、伊藤智広：鉄道車両構体の弾性振動解析、日本機械学会論文集（C編）、62巻、597号、pp.37-42、1996
- 4) 富岡隆弘、瀧上唯夫：台車との相互作用を利用した鉄道車両の車体上下曲げ振動低減法、日本機械学会論文集（C編）、70巻、696号、pp.239-246、2004
- 5) 中川千鶴ほか：高周波振動を考慮した乗り心地評価法、鉄道総研報告、Vol.26、No.1、pp.33-38、2012
- 6) 林伸明、島宗亮平、長谷川晋一、秋山裕喜、相田健一郎：設計時の乗り心地向上検討に用いる車両振動解析モデルの構築、鉄道技術連合シンポジウム講演論文集、2015巻、22号、pp.1710-1~1710-4、2015