

2109 鉄道構造物の部材振動に影響を及ぼす各種パラメータに関する 解析的検討

正 [土] ○渡辺 勉 (鉄道総研) 正 [土] 曾我部 正道 (鉄道総研)
正 [土] 徳永 宗正 (鉄道総研)

Analytical Study on Parameters Affecting the Railway Structure Member Vibration

Tsutomu WATANABE, Railway Technical Research Institute 2-8-38, Hikari-cho, Kokubunji City
Masamichi SOGABE, Railway Technical Research Institute
Munemasa TOKUNAGA, Railway Technical Research Institute

In order to analysis the response of the railway members efficiently, we developed the new analysis method. It divided the whole railway system into vehicles / track model, and the track / structure model. Under the conditions of this research, the following things became clear. The effect of the reduction in the spring of a resilient sleeper pad took effect at 60 Hz or more. A response changed with the differences in a train speed. Even if a train speed changed, the response resulting from the structural characteristic vibration did not change.

Keywords : railway structure, member vibration, analytical study, structure-born sound, high-speed train

1. はじめに

列車走行による構造物音^{1),2)}に関する研究はこれまでも多くなされてきたが、比較的剛性の大きな鉄筋コンクリート(以下、RC)高架橋及びその構成部材については、構造物音が問題となる事例が少なく、体系的な検討がなされていないのが現状である。しかし近年、列車速度が飛躍的に向上したことにより、構造物に起因する騒音が小さいと考えられてきたRC高架橋においても、部材の動的応答の増大に伴う構造物音の発生が懸念されるようになってきた。

筆者らは、構造物音の予測手法を構築するにあたり、最終的なシミュレーションモデルとして、有限要素法による構造解析と境界要素法による音響解析のカップリング手法を用いる予定である。この手法では、車両、軌道、構造物の動的相互作用を考慮した有限要素法により構造物の振動速度を求め、それを音響解析の入力条件とすることにより、境界要素法を用いて音の伝搬を解析することとなる。この手法による騒音予測では、膨大なパラメータが介在するため、有限要素法による振動速度の算出段階において、相当の解析精度を確保する必要がある。

部材の振動速度を解析的に算出することは容易ではない。振動系車両の移動走行、非定常・非線形の連成振動問題を表現するために、本研究では数値解析手法として、モード変換した運動方程式をNewmark法で解く手法を用いたが、この場合、構造物の設計で用いられるよりも高い周波数領域、すなわち、部材レベルの高次振動モードまでを検討対象としなければならず、考慮する振動モード、要素分割、時刻刻みを適切に選択する必要がある。

これまで筆者らは、構造物音の原因となるRC高架橋の200Hz程度までの振動を対象とした数値解析モデルを構築し、車両/軌道/構造物からなる全体系のうち、まず構造物の各種パラメータに着目した検討を行ってきた³⁾。車両及び軌道についても引き続き効率的に検討を進めていく必要がある。そこで、本論文では以下の点に着目し、新たに検討を行ったので報告する。

- (1) 解析の効率化を図る観点から、車両/軌道系モデルで加振力を求め、これを軌道/構造物系モデルに入力して構造物の部材振動を求める手法を新たに構築する。
- (2) 上記解析モデルを用いて、車両、軌道、構造物の各種パラメータが、構造物の振動に及ぼす影響を定量的に評価する。

2. 検討手法

2.1 解析手法

図1に解析対象構造物を示す。表1に各要素の材料定数を示す。対象構造物は、ブロック長25mの3径間RCラーメン高架橋と前後のスパン5mの調整桁(単版桁)である。径間7.9m+8.1m+7.9m、柱断面1.1m×1.1m、柱高さ10.0m、柱中心間隔5.6m、中間スラブの厚さ0.28m、高欄高さ2m(直壁形)、縦梁断面0.85m×1.4m、横梁断面0.85×1.3m、路盤コンクリート2.5m×0.25mである。

図2に解析モデルの概要を示す。本研究では、車両/軌道系モデルで加振力を求め、これを軌道/構造物系モデルに入力して構造物の部材振動を求める手法を採用した(以下、新モデルという)。これにより、全体系をモデル化³⁾(以下、旧モデルという)するよりも、個々のモデルにおける解析自由度を低減することができ、解析の効率化が可能となる。

車両/軌道系解析モデルにおける数値解析には、鉄道総研開発の車両と鉄道構造物の動的相互作用解析プログラムDIASTARSIII(Dynamic Interaction Analysis for Shinkansen Train And Railway Structure)を用いた。

軌道/構造物系モデルにおける数値解析には、線路構造物の汎用構造解析プログラムDIARIST(Dynamic and Impact Analysis for Railway Structure)を用いた。

2.2 車両の力学モデル

図3に車両の力学モデルを示す⁴⁾。図4に車両の軸配置の概要を示す。車体、台車及び輪軸を剛体質点と仮定し、それらをばねとダンパでリンクした三次元の力学モデルで、1車両あたり31自由度を有する。列車は、この

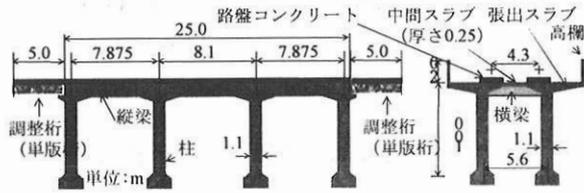
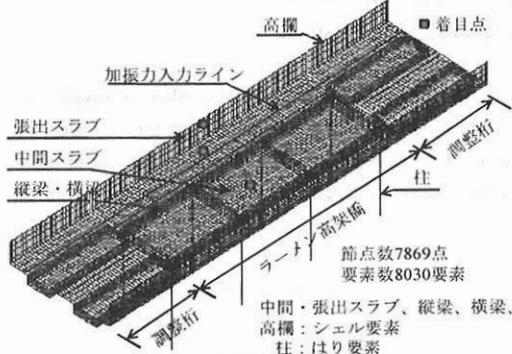


図1 解析対象構造物



(a) 車両/軌道系モデル



(b) 軌道/構造物系モデル

図2 解析モデルの概要
表1 各要素の材料定数

		材料定数
レール種別		60kg レール
軌道パッドばね定数(MN/m)		60
軌道スラブ	寸法(mm)	4930×2340×190
	ヤング係数(kN/mm ²)	31
CAモルタル	弾性係数(N/mm ²)	3500
	厚さ(mm)	25
高架橋	ヤング係数(kN/mm ²)	26.5
調整桁	ヤング係数(kN/mm ²)	25
コンクリート		
減衰定数(%) (全てのモードで一律の値)		2%

車両モデルを車端に設けたばねとダンパで連結して構成する。本研究では、車両長 25m、輪重 60kN 程度の一般的な新幹線車両 2両編成とした。

2.3 軌道及び構造物の力学モデル

軌道及び構造物は有限要素法によりモデル化する。車両/軌道系モデルでは、図 2(a) に示すように、レール及び軌道スラブをばね要素、軌道パッド及び軌道スラブ下の CA モルタルをばね要素でモデル化した。本モデルで CA モルタル相当のばね要素のばね反力を求め、これを加振力として軌道/構造物系モデルのレール位置と路盤コンクリート等による荷重分散を考慮した加振力入力ラインに入力する。軌道/構造物系モデルでは、図 2(b) に示すように、高欄、張出スラブ、中間スラブ、縦梁及び横梁はシェル要素、柱ははり要素でモデル化した。本モデルに前記加振力を入力し、構造物の応答を算出する。

2.4 車輪とレール間の力学モデル

車輪とレール間の動的相互作用力は、両者の幾何形状と相対変位から接触点及び接触角を求めて算出する。具体的には、鉛直方向の接触力は Hertz の接触ばねで、水平方向の接触力は車輪フランジとレールが接触するまではクリープ力で、接触後はレール小返りばねで表現している。図 5 に解析に用いたレール凹凸を示す。旧モデル

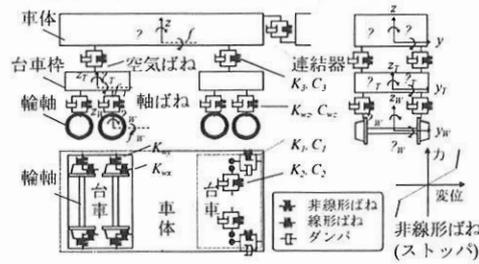


図3 車両の力学モデル

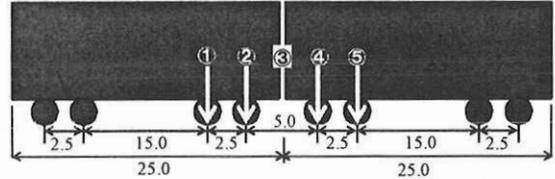
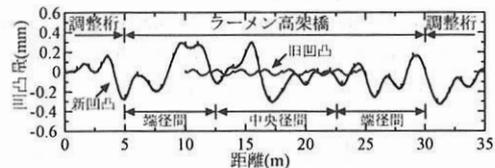
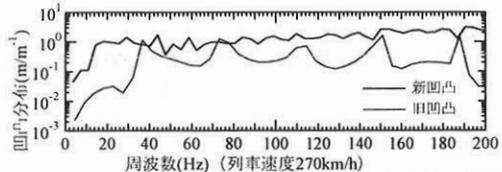


図4 車両の軸配置の概要



(a) 凹凸量と距離の関係



(b) 凹凸分布と列車速度から決まる周波数の関係

図5 解析に用いたレール凹凸

表2 解析ケース

CASE	パラメータ	備考
1	-	基本ケース
2	軌道パッド	60MN/m⇒30MN/m
3	レール凹凸	凹凸なし
4	列車速度	160~370km/h (10km/h刻み)
5	連結器を挟む2台車の中心間距離	7.5m⇒6.25m 変更 (車両長 23.75m)

では、長さ 1m の測定機を用いて測定した 2m 分の凹凸を繰返し与えていた。新モデルでは、それらの凹凸に別途測定した 10m 分の凹凸を付加し、長波長（低周波数領域）成分を付加したものを与えた。なお、測定波長に起因すると思われる特異なピークはフィルターを用いて適宜除去した。

2.5 数値解析法

効率的な数値解析を行うために、車両及び構造物に関する運動方程式をモーダル変換する。得られる車両及び構造物のモーダル座標系上での運動方程式を、Newmark の平均加速度法により時間増分 Δt 単位に解いていく。ただし、運動方程式が非線形であることから、不釣合力が十分小さくなるまで Δt 内において反復計算を行う。解析におけるモード次数は、400Hz までの振動を再現できる次数を設定した。

2.6 解析ケース

表 2 に解析ケースを示す。構造物の各種パラメータに関する検討は、文献 3) で取り上げられているので、ここでは、軌道と車両のパラメータに着目する。CASE1 を基本ケースとして設定する。ここで、解析で用いる軌道パッドのばね定数は、左右レール変位と輪重の測定結果から算出

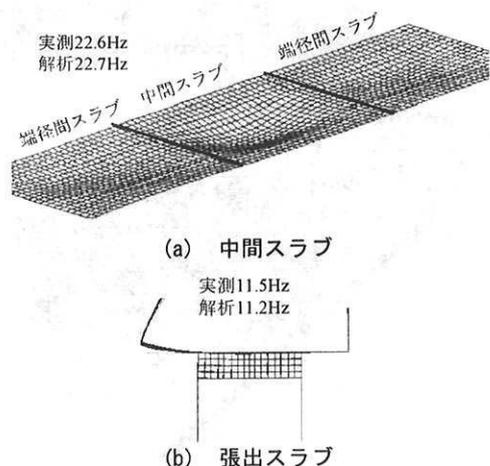


図6 固有値解析により求めた振動モード

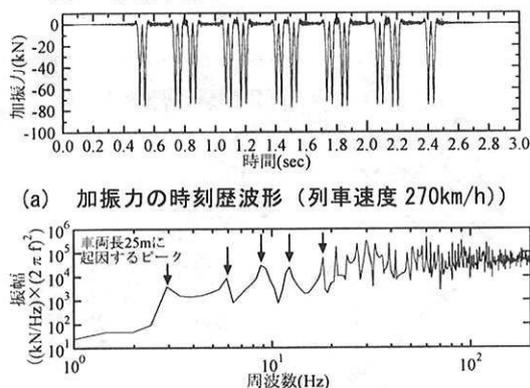


図7 加振力の時刻歴波形と周波数分析結果

した軌道ばね定数の実測値⁵⁾を参考に、公称値の3倍の値を使用した。

CASE5では、軸配置を変更した。基本ケースにおける車両の軸配置は図4に示すとおりである。連結器を挟む2台車においては、図中の③で1回加振が抜けるが、軸距2.5mに起因する加振が卓越する。これを半波長1.25mずらし、前後台車で逆位相の加振とすることにより、双方が打消し合うことを期待して、連結器を挟む2台車の中心間距離を7.5mから6.25mに変更した。

3. 検討結果

3.1 基本ケース (CASE1)

図6に固有値解析により求めた振動モードを示す。実測により求めた固有振動数も併せて記載する⁶⁾。同図のように、実測と解析でほぼ一致していることがわかる。

図7に車両/軌道系モデルにおけるCAモルタルに相当するある1つのばね要素で計算される加振力の時刻歴波形及びその時刻歴波形を0.5~2.5秒の2秒間に対して周波数分析を行った結果を示す。列車速度は270km/hである。時刻歴波形より、1軸が通過するたびに応答のピークが表れていることがわかる。また、その波形の周波数成分を見ると、列車速度270km/hと車両長25mから決まる3Hzの整数倍でピークとなっていることがわかる。

新モデルでは、このような加振力波形が車両/軌道系解析モデルのCAモルタルに相当するばね要素で計算され、軌道/構造物系モデルの対応する節点にそれぞれ与えられることにより、構造物の応答が計算される。

図8に新モデル、旧モデル及び実測の列車速度270km/hにおける中間スラブ及び張出スラブの周波数分析結果を示す。新旧のモデルを比較すると大きな差異はなく、解析精度を確保しつつ、解析の効率化(解析時間1/10程度)

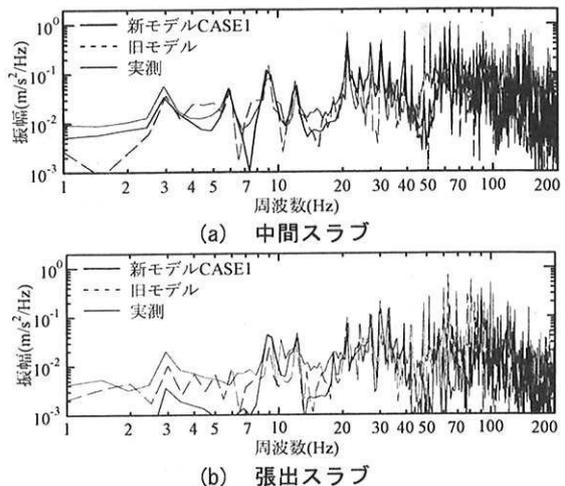


図8 新モデルCASE1、旧モデル、及び実測の周波数分析結果の比較(列車速度270km/h)

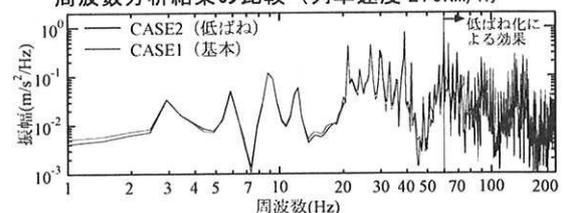


図9 軌道パッドのばね定数の影響(中間スラブ)

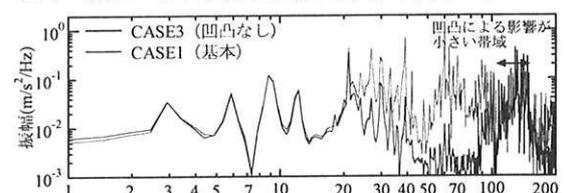


図10 レール凹凸の影響(中間スラブ)

を図ることが可能となった。ただし、張出スラブの50Hz付近の帯域では、旧モデルよりも精度の低下が見られるため、今後精度の向上に関する検討がさらに必要であると考えている。

解析と実測を比較すると、車両長25mと列車速度270km/hから決まる3Hzの整数倍のピークの位置は解析で表現できている。また、30Hzまでの応答は実測と解析でよく一致しており、列車走行に伴う加振によるピークは再現できていることがわかる。一方、50Hz付近の帯域では、特に実測に比べて解析が小さくなっており、各種パラメータに関する検討を深度化し、精度向上を図る必要がある。

なお、列車速度270km/h周波数分析は、時刻歴波形の列車通過中の2秒間を切出してFFTを施した。以下の波形処理はこれと同様に行う。

3.2 軌道パッドのばね定数の影響 (CASE2)

図9に軌道パッドのばね定数の影響に関する周波数分析結果を示す。基本ケースと比較すると、60Hz以上の周波数帯で低ばね化の効果が表れていることがわかる。一方60Hz以下の周波数帯では、両者にほとんど差が無いことがわかる。

3.3 レール凹凸の影響 (CASE3)

図10にレール凹凸の影響に関する周波数分析結果を示す。基本ケースと比較すると、大幅に応答が低減されていることがわかるが、20Hz以下及び100Hz~150Hzの周波数帯では、両者に差はあまり差が見られない。これらの周波数帯は、凹凸の影響が小さく、列車速度から決まる加振周波数や構造物の部材振動特性に依存している

ものと推察される。

3.4 列車速度の影響 (CASE4)

図 11 に列車速度の影響に関する周波数分析結果を示す。ピークの現れ方に着目すると、列車速度に依存するピークとそうでないピークがあることがわかる。前者は例えば、270km/h で軸距 2.5m の繰返しに起因して 30Hz のピークが出るが、そのピークは 360km/h では 40Hz にシフトしていることがわかる。後者は、例えば、180km/h 付近で 80~100Hz 付近のピークである。これらは、軌道構造や構造物の振動特性に起因するものと考えられるが、特定の列車速度のみで励起されていることがわかる。中間スラブの応答を見ると、加振力に対応した応答のピークが見られる。軸距 2.5m に起因するピークについては、320km/h を超えたあたりから急激に増幅していることがわかる。

3.5 車軸配置の影響 (CASE5)

図 12 に車軸配置の影響に関する周波数分析結果を示す。車軸配置を変更したことにより、320km/h ~ 370km/h で 40Hz 付近の軸距 2.5m の繰返しに起因するピークが大きく減少していることがわかる。第 2 章第 6 節でも述べたが、台車中心間隔を変更し、連結器を挟む 2 台車で加振を打消し合った効果であると考えられる。一方、列車速度 320km/h で 80Hz 付近のピークは車軸配置を変更しても変化が見られない。このようなピークは、列車通過時の加振周波数によるものではなく、構造物の部材振動特性に起因するピークであると考えられる。

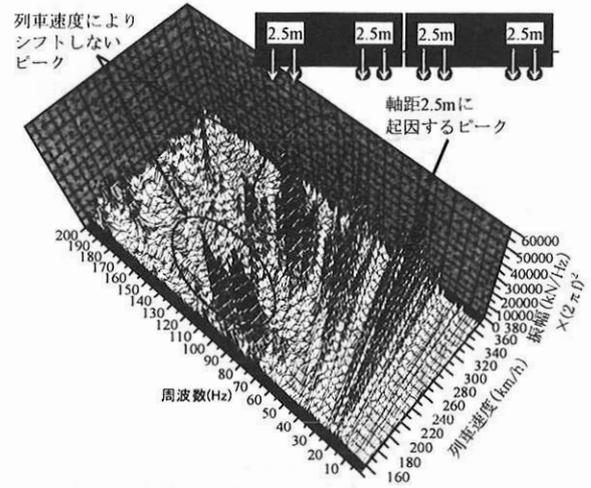
4. まとめ

本研究で得られた知見は以下のとおりである。

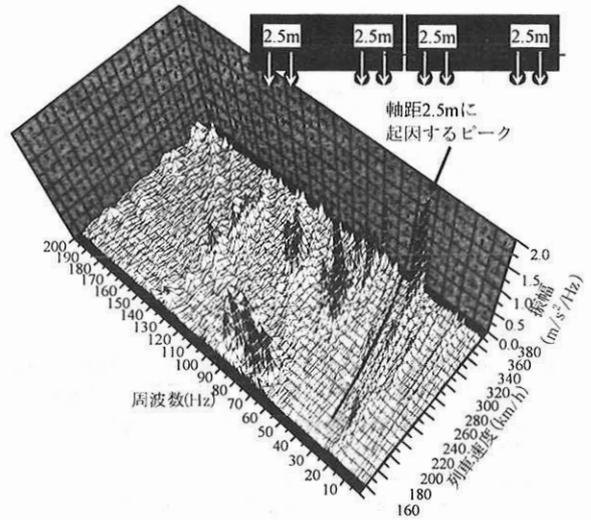
- (1) 車両/軌道系モデルで加振力を求め、これを軌道/構造物系モデルに入力して構造物の部材振動を求める手法を新たに構築した。その結果、解析精度を確保しつつ、解析自由度を低減させることができ、解析の効率化を可能にした。
- (2) 本研究の条件下では、軌道パッドを 60MN/m から 30MN/m に低ばね化した効果は 60Hz 以上の周波数帯域であることがわかった。
- (3) レール凹凸が無い場合、大幅に応答が低減されるが、構造物の部材振動特性に起因する周波数帯では、レール凹凸の有無で差が生じないことがわかった。
- (4) 列車の加振に起因する応答のピークは列車速度の違いによってシフトする。構造物の部材振動特性に起因するピークは、特定の列車速度で励起され、列車速度が変わってもシフトしないことがわかった。

参考文献

- 1) 長倉清: 新幹線鉄道の騒音問題, 日本音響学会誌, Vol.60, No.5, pp.284-289, 2004
- 2) 北川敏樹: 鉄道騒音の特性と防止策, 日本音響学会誌, Vol.64, No.10, pp.629-634, 2008
- 3) 渡辺勉, 曾我部正道, 後藤恵一, 浅沼潔: 構造物音評価のための RC ラーメン高架橋の振動性状評価法, 鉄道力学論文集, Vol.14, pp.136-143, 2010
- 4) 曾我部正道, 松本信之, 藤野陽三, 涌井一, 金森真, 宮本雅章: 共振領域におけるコンクリート鉄道橋の動的設計法に関する研究, 土木学会論文集, No.724/I-62, pp.83-102, 2003
- 5) 守田武史, 田中靖幸, 廣本勝昭, 横山秀史, 岩田直泰: 低ばね定数軌道パッド敷設による地盤振動に対する影響, 土木学会第 60 回年次学術講演会, pp.221-222, 2005
- 6) 松岡弘大, 貝戸清之, 渡辺勉, 曾我部正道: RC 鉄道高架橋の部材振動の同定と高速走行に伴う動的挙動の把握, 土木学会論文集, Vol.68, No.3, 2012



(a) 加振力



(b) 中間スラブ

図 11 列車速度の影響に関する周波数分析結果 (解析)

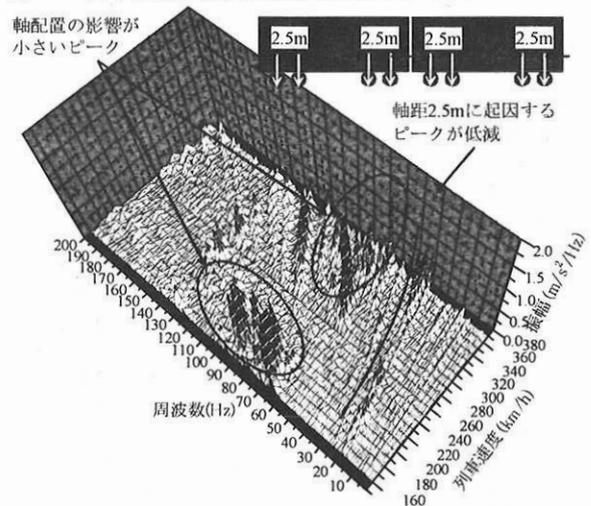


図 12 連結器を挟む台車中心間隔を 6.25m に変更したときの中間スラブにおける周波数分析結果 (解析)