車両/軌道/構造物の各種パラメータが

鉄道 RC ラーメン高架橋の部材振動特性に及ぼす影響に関する数値解析的検討

The Study by the Numerical Analysis about the Influence that Various Parameters of the Vehicle / Track / Structure Give to Member Vibration Properties of the Reinforced Concrete Rigid Frame Viaduct

渡辺勉*・曾我部正道**・徳永宗正*

Tsutomu WATANABE, Masamichi SOGABE, Munemasa TOKUNAGA

*正会員 工修 (公財)鉄道総合技術研究所 鉄道力学研究部 (〒185-8540 東京都国分寺市光町 2-8-38)

**正会員 博(工)(公財)鉄道総合技術研究所 鉄道力学研究部 (〒185-8540 東京都国分寺市光町 2-8-38)

In order to analyse effectively the response of the members of railway reinforced concrete rigid frame viaduct to the vibration, we have developed a new analysis method. It divides the whole railway system into vehicles / track model, and the track / structure model. Using this model, we examined the influence of various parameters of the vehicle, track and structure on the structure member vibration. As a result, the following have become clear. For example, for 20Hz or more, unsprung mass has a great influence on response of structure member. For 20-100Hz and 150Hz or more, rail surface roughness, for 60Hz or more, the stiffness of the track pad, for less than 60Hz, the stiffness of the slab of structure and so on, have great influence on structure member vibration respectively.

Key Words: member vibration, structure bone sound, high speed train, interaction

1. はじめに

列車走行による構造物音は、車輪及びレールの表面に必ず存在する数 μm オーダーの凹凸や線路方向の波長数 m オーダーの軌道変位等に起因して発生する変動作用力(以下、加振力という)が車輪とレールを振動させ、その振動がまくらぎや軌道スラブ等の軌道構造、さらに軌道を支持する土木構造物に伝わり、各部材の振動面から音が放射されることによって発生する。コンクリート高架橋や橋梁における構造物音は、一般に数十 Hz ~ 1000Hz の範囲の周波数成分で決まり、高速鉄道では、その中でも 200Hz よりも低周波領域が支配的になると言われている¹⁾²⁾。

構造物音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 という)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実状である。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。このような手法によれば、振動及び音の伝播系に存在するさまざまなパラメータの影響を取り入れた数値実験を行うことができるメリットがある。例えば、実測データの蓄積がない新形式の車両、軌道及び構造物が開発された場合や対策工を実施した場合の影響等を定量的に評価することが可能となる。しかしながら一方で、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。本研究では前者のメリットを優先し、今後具体的な対策工の提案等に繋げていくことを想定している。

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、時間刻みを適切に選択する必要がある。

構造物音は、列車走行により発生した変動作用力が車両、

- (1)加振源から構造物音放射面までの振動伝播系に介入するパラメータの影響を効率的に把握していくために、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、解析の効率化を図る。
- (2)上記モデルを用いて、高速列車通過時の各部材の応答について、200Hz までの振動を対象とした現象解明を行う。
- (3)さらに、車両、軌道、構造物の各種パラメータが、構造物の部材振動に及ぼす影響を定量的に評価する。

響を個別に検討していく手法としては、解は得られるが、実用的ではないという問題点があった。そこで、車両/軌道と軌道/構造物とで系を分割し、前者のモデルで加振力を求め、これを後者のモデルに入力して構造物の部材振動を求めることとし、加振力の受渡しは別途構築したプログラムで加振力入力ラインへのプリ処理を自動化する手法を新たに構築した（以下、分離型モデルという）。具体的には、一体型モデルでは、図-2(b)中の加振力入力ライン（ライン A）上に図-2(a)の車両軌道モデルを構築していた。分離型モデルでは、ライン A で両者を分離したモデルとした。これにより全体系を同時に解析する場合に比べて、解析自由度を大幅に低減することが可能となり、一体型モデルに比べて大幅に解析時間を削減した上でレールの高次振動モードを再現することが可能となり、効率的で実用的な解析手法を実現した。具体的には、一体型モデルで 10 日程度要していたものが、分離型モデルでは、車両軌道系モデルによる加振力計算に 1 日程度、軌道/構造物系モデルによる応答計算に半日程度、合計 2 日程度で解析が可能となった。

車両/軌道系解析モデルにおける数値解析には、一体型モデルと同様に、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 を用いた⁴⁾。また、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 を用いた⁵⁾。

ここで、このように全体系を 2 つの系に分割することは解析の効率化に寄与するが、全体系としての相互作用は必ずしも再現されなくなるという懸念がある。しかしながら、実際の列車走行による構造物の応答を測定すると、ある程度のばらつきが存在する。詳細は後述するが、全体系を分割しても概ね実測のばらつきの範囲内に収まることを確認した上で、本手法を、数多くのパラメータの影響を数値解析的に効率的に検討していく実用的な手法と位置付け、本研究では、本手法を用いて検討を行うこととした。

2.2 車両の力学モデル

図-3 に車両の力学モデルを示す。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と仮定し、それらをそれぞれの特性に応じたばね K_N とダンパ C_N (N は図-4 中の記号) でリンクした三次元力学モデルで、1 車両あたり 31 自由度（車体 5 自由度、台車 5 自由度、輪軸 4 自由度）を有する。列車は、車両モデルを車端に設けたばね K_c とダンパ C_c 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 6 両とした。また、図-4(b)及び(c)には、パラメータスタディで使用した軸配置も併せて示した。

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はり要素、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

図-4 車両の軸配置の概要

図-5 解析に用いたレール凹凸

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。なお、解析で実際に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した軌道ばね定数の実測値⁶⁾を参考に、公称値の 3 倍の値を使用した。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、はり要素でモデル化した。軌道部材については、重量のみを考慮し、スラブに付加した。事前の検討より、地中梁や地盤をモデル化しても、構造物音に寄与する周波数帯（概ね 20Hz 以上）における各部材の応答に与える影響が小さかったので、モデル化を省略することとし、柱下端を固定とした。

両者のモデルともに、メッシュ刻みはレール締結間隔 (0.625m) の 1/4 間隔に相当する 0.15625m を基本とした。車両軌道系モデルでは総節点数 1158 点、総要素数 1446 要素、軌道/構造物系モデルでは総節点数 7953 点、総要素数は 7946 要素である。

表-2 解析ケース

CASE	パラメータ										
	車両				軌道			構造物			列車 速度 (km/h)
	車両 モデル	質量	軸距 (m)	車両長 (m)	レール 凹凸	パッド 剛性 (MN/m)	締結間隔 (m)	スラブ 剛性	非構造部 材剛性	減衰 (%)	
1	31 自由度	設計値	2.5	25	考慮	60	0.625	設計値	非考慮	2	160~370
2-1	荷重列	静輪重	2.5	-	-	60	0.625	設計値	非考慮	2	160~370
2-2	31 自由度	30%減	2.5	25	考慮	60	0.625	設計値	非考慮	2	160~370
2-3	31 自由度	設計値	3.0	25	考慮	60	0.625	設計値	非考慮	2	160~370
2-4	31 自由度	設計値	2.5	23.75	考慮	60	0.625	設計値	非考慮	2	160~370
3-1	31 自由度	設計値	2.5	25	非考慮	60	0.625	設計値	非考慮	2	160~370
3-2	31 自由度	設計値	2.5	25	考慮	30	0.625	設計値	非考慮	2	160~370
3-3	31 自由度	設計値	2.5	25	考慮	60	連続	設計値	非考慮	2	160~370
4-1	31 自由度	設計値	2.5	25	考慮	60	0.625	5 倍	非考慮	2	160~370
4-2	31 自由度	設計値	2.5	25	考慮	60	0.625	設計値	考慮	2	160~370
4-3	31 自由度	設計値	2.5	25	考慮	60	0.625	設計値	非考慮	5	160~370

CASE1 は基本ケース

非構造部材の剛性，コンクリートのヤング係数が設計値より大きくなる場合があることを総合的に考慮

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，接触後はレールに輪重と横圧が作用することになり，レール頭頂面は水平方向に移動し，レールにねじりが発生する．このレールとレール締結装置からなるねじり抵抗をばね要素で表現した．

図-5 に解析に用いたレール凹凸を示す．一体型モデルでは，解析対象構造物上のスラブ軌道において，長さ 1m の測定機を用いて測定した 2m 分の凹凸（以下，短波長凹凸という）を繰返し与えていた．しかしながらこれでは，波長数 m オーダーの軌道変位に起因する加振力が不足していると考え，分離型モデルでは，解析対象構造物上ではないが，在来線のスラブ軌道において実測した短波長凹凸に新たに測定した 10m 分の軌道変位を足し合せ，長い波長成分を付加した（以下，中長波長付加凹凸という）．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．10m 分の軌道変位の計測方法としては，マグネットスタンドをレール上に固定し，それらを両端の不動点とし，水準系に十分張力をかけた状態で両者を結ぶ．そして，1m ピッチごとに水準系に差し金を当て，その状態を 1600 万画素のデジカメで撮影し，これを画像分析したうえで，さらに水準系の自重によるたわみを補正して 10m 分の軌道変位を得た．本方法は簡易な計測方法であり信頼性については検証の余地が残るが，数 m 単位のレール凹凸を直接計測できる適切な方法は現在のところ存在しないのが実状であり，本研究では，この軌道変位を適用することとした．なお，鉄道の軌道管理の分野では軌道検測車等によって軌道変位を測定する技術が存在するが，本解析のような音響解析を対象とする数 mm 単位以下の微小な凹凸量を計測する精度があるとは言いきれないため，本研究では前述の簡易な計測方法による軌道変位を適用した．

2.5 数値解析法

効率的な数値解析を行うために，車両，軌道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 t 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 t 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 程度までの振動を再現できる次数とし，解析時間刻みは 0.0005sec とした．また，周波数分析は 4096 点（観測時間約 2 秒， $f=0.49\text{Hz}$ ）とした．

2.6 解析ケース

表-2 に解析ケースを示す．車両/軌道/構造物の各種パラメータに着目した．CASE1 を基本ケースとする．列車速度は各パラメータに影響するので，各ケースに対して列車速度を 160~370km/h で 10km/h 刻みで計算した．

CASE2 は車両に関するパラメータで，CASE2-1 は，車両の振動系の影響を検討するために，車両を図-4 で示した 31 自由度の力学モデルではなく，車両の静止輪重に相当する一定力の荷重列（荷重間隔は車両の軸配置同等）とした．CASE2-2 は，車両の質量の影響を検討するために，車体，台車，輪軸の質量を一律 30%減少させ，ばね定数はそのままとした．CASE2-3 及び CASE2-4 は車軸配置の影響を検討するために，軸距及び車両長を変更した．図-4(b)及び(c)に示すように，軸距変更は前車両後台車 2 軸の加振ピッチと後車両前車 2 軸が逆位相になるように，車両長変更は当該車両前車 2 軸の加振ピッチと同車両後台車 2 軸の加振ピッチが逆位相になるように長さを変更した．

CASE3 は軌道に関するパラメータで，CASE3-1 はレール凹凸の影響を検討するために，図-5 に示した凹凸を与えずに平滑なレール上に車両を走行させた．CASE3-2 は軌道パッドの低ばね化の影響を検討するため，ばね定数を 1/2 にした．CASE3-3 はレール締結間隔の影響を検討するために，通常間隔 0.625m のレール締結間隔を連続支持した状態に変更した．その際，レールに相当するはり要素の各節点すべてにばね要素を配置して連続支持を模擬した．

図-6 解析対象構造物の固有振動モード

ただし、単位長さ当たりの軌道支持ばね定数は、基本ケースと同じになるようにした。

CASE4 は構造物に関するパラメータで、CASE4-1 は中間スラブの剛性の影響を検討するために、中間スラブの剛性を5倍にした。この値は、現在提案されている中間スラブの補強工法で、実際に曲げ剛性を試験した結果をもとに設定した⁷⁾。CASE4-2 は勾配コンクリートや路盤コンクリート等の非構造部材やコンクリートのヤング係数等の材料定数の違いの影響を検討した。非構造部材については、実構造物の応答及び固有振動数に影響を与えることが知られている。また、コンクリートのヤング係数については、骨材の種類や品質の程度及び地域によって大きく変動することが知られている。そこでこれらの影響が剛性増加の方向に作用したとして、コンクリートのヤング係数を設計値に対して一律3倍とし、見かけの剛性増加を考慮した。CASE4-3 では構造物の減衰の影響を検討するため、構造物の減衰定数を5%とした。このとき、車両/軌道系モデルは2%のままである。

2.7 解析手法の妥当性の検証方法

解析モデルの妥当性の検証は、実測との比較により行った。列車通過時の応答加速度の測定は、圧電型加速度計(感度: 6.42pC/(m/s²), 測定周波数範囲 1Hz~7kHz)を使用し、データ収録はサンプリング周波数 2kHz で AD ボードを介してノート PC に収録した。また、周波数分析は時刻歴波形の列車通過中の2秒間を切り出して FFT を行った。

2.8 解析結果の評価方法

解析結果の評価は、冒頭で述べた通り構造物音の支配的な周波数成分を考慮して、200Hz までの周波数領域を対象として行う。

各周波数帯の応答値については、加速度のパワースペクトルで評価することとした。音圧レベルと振動速度の関係は式(1)及び式(2)⁸⁾で示される通りであるが、速度ではなく、加速度で評価した理由としては、振動規制法や計量法等にもあるように、ものの振動を評価する場合には加速度で評価することが一般的であること、周波数領域においては加速度を速度に簡単に変換できること、実際の計測においては加速度の方が S/N 比が良好で比較的簡単に計測することができること等である。

$$L_p = 10 \times \log(W_k / W_0) \quad (1)$$

$$W_k = \sigma \rho c \bar{v}_k^2 S \quad (2)$$

ここで、 L_p は音圧レベル、 W_k は放射音パワー、 W_0 は放射音の基準値、 σ は音響放射効率、 ρ は空気の密度、 c は音速、 $\bar{v}_k$ は振動速度実効値、 S は面積を示す。なお、本研究は基礎的な段階であり、まず周波数ごとの1つ1つの応答のピークがどのような要因により生じているかを詳細に評価することを目的とした。振動及び騒音に関して一般的な表現方法である 1/3 オクターブバンドごとのレベル表記は、共振ピークを平均化してしまうことが懸念されたため、そのような表現は用いていない。

加振力については、力と変位が概ね 1:1 の関係にあるとして、加振力を加速度相当の成分に揃えるために、FFT より求めた加振力の周波数成分に $(2\pi f)^2$ を乗じた。

図-7 加振力の時刻歴波形と周波数分析結果(270km/h)

3. 基本ケースの解析結果と実測による検証

3.1 振動モード

図-6に解析対象構造物の固有振動モードを示す。高架橋全体の線路方向及び線路直角方向の固有振動モードは2.6Hz及び2.7Hzで現れる。ただし、本モデルでは柱下端を固定しており、地盤、地中梁及び基礎構造を適切にモデル化すると全体振動モードの固有振動数は変化すると考えられる。張出スラブの振動モードは11.1Hzで現れる。張出スラブは中間スラブや高欄と連成したモードも数多く存在する。中間スラブの振動モードは、1次モードが21.0Hzで現れ、モードが増えるほどモードの腹と節の数が増えていく。これらの振動モードの実測による検証に関しては、文献9)で詳細に報告しているが、実測に基づく張出スラブの固有振動数は11.5Hz、中間スラブの1次振動モードは20.8Hzであり、それより高次のモードについても概ね整合しており、解析モデルとしてのある程度の精度は確保されていると考える。

3.2 加振力の特性

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つのばね要素のばね反力の時刻歴波形及び周波数分析結果を示す。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現れることがわかる。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から決まる基本加振周波数3Hz($=270/3.6/25$)の整数倍でピークとなっていることがわかる。

分離型モデルでは、このような波形が車両軌道系解析モデルのCAモルタルに相当する各ばね要素ごとに計算され、これを軌道/構造物系モデルの対応する節点に加振力としてそれぞれ与えることにより、構造物の応答が計算される。

3.3 各部材の周波数応答特性

図-8に解析対象構造物の中間スラブ、張出スラブ及び高欄における応答加速度の周波数分析結果に関する実測と解析の比較を示す。列車速度は270km/hで、着目点は図-2(b)に示す位置である。実測が有するある程度のばらつきを考慮して、解析結果に対して列車10本程度(部材ごとに異なる)の実測と比較することとした。

同図に示すように、列車速度と車両長から決まる基本加

(a) 中間スラブ

(b) 張出スラブ

(c) 高欄

図-8 各部材の応答加速度の周波数分析結果に関する実測と解析の比較(速度270km/h)

振周波数($3\text{Hz}=1/(25/(270/3.6))$)の整数倍ごとにピークを生じていることがわかる。

実測と解析を比較すると、各部材ともに解析は実測のばらつきの範囲内に概ね収まっていることがわかる。また、分離型モデルと一体型モデルを比較すると、長い波長成分の凹凸を新たに付加した効果により、概ね20Hz~70Hzの帯域で分離型モデルは一体型モデルに比べて応答が増加した。

比較対象とした実測は列車速度270km/hに対してのみであり、今後データの蓄積することにより、その他の速度についても再現性を検証しておく必要はあるが、前述の比較から、本解析手法のある程度の妥当性を確認することができたとして、以降で、各種パラメータの影響検討を行うこととする。

図 - 9 列車速度の違いによる加振力への影響

図 - 10 基本ケース (CASE1) における列車速度の違いによる部材の応答への影響

4. 各種パラメータの影響に関する解析結果

列車走行に伴う応答のピークは、列車速度と車両長から決まる基本加振周波数の整数倍ごとに生じる。しかしながら、車両、軌道、構造物の様々なパラメータの影響により、周波数帯ごとにピーク値が異なる。個々のピークの要因についてそれぞれを詳細に検討していくことが必要であるが、本研究ではまずその基礎的な検討として、各パラメータについて with/without 分析を基本として、全体的なメカニズムを把握することとした。

4.1 基本ケース (CASE1) における列車速度の影響

(1) 加振力に及ぼす影響

図 - 9(a)に基本ケースにおける列車速度の違いが加振力に及ぼす影響を示す。なお、ここではピークを明確に表示するために、縦軸をリニアスケールとした。加振力は、線路方向に連続して配置されたばね要素において、モデル中央の1つの加振力を取り上げたものである。同図に示すように、軸距 2.5m に起因するピーク等、列車速度とともにピークがシフトすることがわかる。一方で、列車速度とともにシフトしないピークも存在する。いくつか例をあげると、速度 190km/h 前後で 84Hz 付近のピークについては、ばね下及びレール質量と軌道パッドからなるばねマス系の固

有振動数と、ばね下質量がレール締結間隔 0.625m ごとに受ける反作用による加振周波数 ($84.4\text{Hz} = (190/3.6)/0.625$) が概ね一致することによるピークであり、加振力の影響は小さいと考えられる。なお、この固有振動数は図 - 2(a)で示した車両/軌道モデルを用いた固有値解析により求めた。また、速度 290km/h 前後で 64Hz、96Hz 付近、速度 360km/h 前後で 80Hz、120Hz 付近にもピークがあるが、こちらについては、図 - 9(b)に示す CASE3-1 (レール凹凸なし)の結果と比較すると、レール凹凸に起因するピークであると考えられる。

(2) 部材の応答に及ぼす影響

図 - 10 に基本ケースについて列車速度の違いが中間スラブ及び張出スラブの応答に及ぼす影響を示す。なお、ここではピークを明確に表示するために、縦軸をリニアスケールとした。同図に示すように列車速度の違いによって鋭いピークが現れる周波数帯があることがわかる。

中間スラブについては、速度 240km/h で 26Hz、速度 290km/h で 64Hz、速度 360km/h 前後で 40Hz 付近に明瞭なピークがあることがわかる。これらのピークは、それぞれの列車速度と軸距 2.5m から決まる加振周波数 (240km/h で 26.7Hz、290km/h で 32.2Hz、360km/h で 40.0Hz) の整数倍と中間スラブの固有振動数 (図 - 6(e), (h), (g)) が近接したために生じたものと考えられる。速度 190km/h で 84Hz 付近に現われるピークは、加振力でも生じていたピークであるが、ばね下及びレール質量と軌道パッドからなるばね

(a) 車両のモデル化 (CASE2-1) の影響

(b) 車両の質量 (CASE2-2) の影響

(c) 軸配置 (軸距) (CASE2-3) の影響

(d) 軸配置 (車両長) (CASE2-4) の影響

図 - 11 車両に関するパラメータの影響 (速度 270km/h, 中間スラブ)

(a) 中間スラブ

(b) 張出スラブ

図 - 12 CASE2-4 (車両長変更) における列車速度 160 ~ 370km/h の部材の応答

マス系の固有振動数と、ばね下質量がレール締結間隔 0.625m ごとに受ける反作用による加振周波数が概ね一致することによるピークであると考えられる。

張出スラブについては、速度 200km/h で 105Hz 付近、速度 240km/h で 21Hz 付近、速度 290km/h で 32Hz 付近、速度 330km/h 前後で 11Hz 付近に明瞭なピークがあることがわかる。これらのピークは張出スラブ単独あるいは張出スラブと中間スラブが連成した張出スラブの固有モードの周波数帯 (図 - 6(c), (d), (g), (l)) で生じているが、中間スラブのケースと異なり、列車速度と軸距 2.5m から決まる加振周波数 (200km/h で 22.2Hz, 240km/h で 26.7Hz, 290km/h で 32.2Hz, 330km/h で 36.7Hz) と必ずしも近接していないものもある。速度 330km/h 前後で 11Hz 付近のピークは 330km/h において列車速度と車両長 25m から決まる加振周波数 3.7Hz の 3 倍が 11.1Hz であり、この加振によって励起された可能性も考えられる。張出スラブの振動モードは、中間スラブや高欄と連成し複雑な固有振動モードを有しているが、今後はその他のパラメータの影響も踏ま

えながら評価していきたい。

4.2 車両に関するパラメータの影響

(1) 車両のモデル化 (CASE2-1)

図 - 11(a)に車両のモデル化の違いが中間スラブの応答加速度に及ぼす影響を示す。車両を図 - 4 で示した 31 自由度の力学モデルではなく、車両の静止輪重に相当する一定力の荷重列 (荷重間隔は車両の軸配置同等) として応答を求めた。同図に示すように、概ね 20Hz までの帯域では車両のモデル化の違いによる応答の差異は見られず、車両の質量のみで応答が決まることがわかる。一方、20Hz より高周波領域では、荷重列による応答の方が小さく、車両の振動系の影響が表れていることがわかる。一般的に車体の固有振動数は数 Hz 程度であるので、当該周波数帯は車両の振動系のうち、ばね下質量の影響が大きいと考えられる。

(2) 車両の質量 (CASE2-2)

図 - 11(b)に車両の質量の違いが中間スラブの応答加速度に及ぼす影響を示す。車体、台車、輪軸の質量を基本ケ

図 - 13 軌道に関するパラメータの影響 (速度 270km/h, 中間スラブ)

図 - 14 CASE3-1 (レール凹凸なし) における列車速度 160~370km/h の部材の応答

図 - 15 CASE3-3 (レール連続支持) における列車速度 160~370km/h の部材の応答

ースから一律 30% 減少させた。ばね定数はそのままとした。同図に示すように、概ね 100Hz より低周波領域及び 180Hz より高周波領域で車両の質量を低減した影響が表れていることがわかる。振動系が線形であるので、周波数帯にもよるが、応答のピーク値を比較すると、低減の程度は概ね質量の低減率とほぼ同じで 30% 程度であった。

(3) 軸配置 (軸距) (CASE2-3)

図 - 11(c) に車両の軸距の違いが中間スラブの応答加速度に及ぼす影響を示す。列車速度 270km/h において、軸距

に起因する加振周波数が、基本ケースでは 30Hz であったものが、25Hz に変化する。同図に示すように、車両長は 25m のままであるので、列車速度 270km/h と車両長 25m から決まる基本加振周波数の整数倍にピークが現れることは基本ケースと同じである。図 - 4(a) に示した通り、車両の基本軸配置はすべて 2.5m の整数倍となっているので、軸距 2.5m、連結器を挟む 2 台車の後輪と前輪間距離 5.0m、台車間距離 17.5m、車両長 25m 等に起因する加振周波数がすべて重畳する。一方、軸距を 3.0m としたことにより、

図 - 4(b)に示した通りそれらの重畳が解消されるため 40, 60, 90Hz 等一部の周波数帯で基本ケースに比べて応答の低減が見られると考えられる。

(4) 軸配置(車両長)(CASE2-4)

図 - 11(d)に車両長の違いが中間スラブの応答加速度に及ぼす影響を示す。車両長変更に伴う車両の質量調整等は一切行っていない。車両長が 25m から 23.75m に変わっているため、車両長に起因するピークが基本ケースの 3Hz から 3.2Hz ($= (270/3.6)/23.75$) に変化していることがわかる。この影響により、3.2Hz の整数倍の周波数へ応答のピークがシフトしたことがわかる。

(5) 列車速度の影響

図 - 12 に列車速度 160 ~ 370km/h における車両に関するパラメータの影響の 1 例として、車両長を変更した CASE2-4 を取り上げて示した。基本ケース(図 - 10)と比較すると、基本ケースで生じていたいくつかのピークが消失したことがわかる。このことから、基本ケースにおける中間スラブの速度 240km/h で 26Hz、速度 290km/h で 64Hz におけるピーク、張出スラブの 4 つのピークは、列車速度と軸距 2.5m から決まる加振周波数の整数倍と部材の固有振動数が近接していたことが原因であるだけでなく、車両長 25m の影響も含まれるピークであったことがわかる。

4.2 軌道に関するパラメータの影響

(1) レール凹凸(CASE3-1)

図 - 13(a)にレール凹凸が中間スラブの応答加速度に及ぼす影響を示す。車両の走行面に図 - 5 で示したレール凹凸を設定せず、平滑な走行面を車両が走行した場合を設定した。同図に示すように、概ね 20Hz 以下の帯域ではレール凹凸の有無による応答の差異は見られないことがわかる。20Hz より高周波領域では、レール凹凸を考慮しないケースでは、基本ケースに比べて応答が大幅に低減されていることがわかる。一方、100 ~ 140Hz 程度の周波数帯では、レール凹凸の有無に関わらず応答がほぼ同程度であることがわかる。これは、列車速度 270km/h で走行するばね下質量がレール締結間隔 0.625m ごとに受ける反作用による加振周波数が 120Hz ($= (270/3.6)/0.625$) であることに起因すると考えられる。

(2) 軌道パッド(CASE3-2)

図 - 13(b)に軌道パッドのばね定数の違いが中間スラブの応答加速度に及ぼす影響を示す。軌道パッドのばね定数を高速鉄道で通常用いられる 60MN/m の 1/2 とした場合、概ね 70Hz 以上の領域で基本ケースよりも応答が低減することがわかる。一方、70Hz より低周波領域については、概ね 30Hz よりも低い領域では軌道パッドのばね定数の違いによる応答の差異は見られないが、30 ~ 70Hz の帯域では、両者の応答は同程度あるいは、低ばね化した方が応答が増加する領域もあった。柔らかい軌道パッドでレールを支持し、軌道支持ばね定数をより小さくする工法は、地盤振動対策工法として鉄道において広く行われているが、低ばねによる中間スラブにおける振動低減効果が得られる周波数帯の傾向は、既往の地盤振動測定結果の傾向と概ね

一致する¹⁰⁾。

(3) レール締結間隔(CASE3-3)

図 - 13(c)にレール締結間隔の違いが中間スラブの応答加速度に及ぼす影響を示す。レールを連続支持とした場合、基本ケースに比べて、概ね 100 ~ 140Hz 付近の応答が低減することがわかる。これは前述の通り、列車速度 270km/h で走行するばね下質量がレール締結間隔 0.625m ごとに受ける反作用による加振周波数が 120Hz ($= (270/3.6)/0.625$) であり、連続支持とすることで、ばね下質量が 0.625m の繰返しによる加振を受けなくなったためであると考えられる。

(4) 列車速度の影響

図 - 14 及び図 - 15 に列車速度 160 ~ 370km/h における軌道に関するパラメータの影響として、レール凹凸なしの CASE3-1 及びレールを連続支持した CASE3-3 を取り上げて示した。図 - 10 に示した基本ケースと比較すると、基本ケースで生じていたいくつかのピークが消失したことがわかる。

図 - 14 にレール凹凸なしのケースについて列車速度の違いが中間スラブ及び張出スラブの応答に及ぼす影響を示す。

中間スラブについては、レール凹凸なしのケースにおいて中間スラブの固有振動モードに起因すると考えられる応答のピークが消失したことがわかる。一方で、速度 190km/h 前後で 84Hz 付近のピークについてはレール凹凸なしのケースにおいても基本ケース(図 - 10)と同じようにピークが存在することがわかる。図 - 9 に示した加振力においても当該の周波数帯は、レール凹凸の有無に関わらずピークを生じていた。

張出スラブについては、基本ケース(図 - 10)で生じていた速度 290km/h で 32Hz 付近の明瞭なピークは、レール凹凸なしのケースで消失した。一方で、その他のピークについては、基本ケースと変わらないことがわかる。速度 340km/h 前後で 11Hz 付近のピークについては、当該周波数帯がレール凹凸の影響を受けない周波数帯であるためと考えられる。その理由としては、部材の応答特性において、低い周波数帯ではレール凹凸の影響を受けない帯域が存在することが、図 - 13(a)に示した結果からも得られており、張出スラブの 11Hz 付近の帯域は、低周波のレール凹凸の影響を受けない帯域に該当すると考えられる。

図 - 15 にレールを連続支持したケースにおける列車速度の違いが中間スラブ及び張出スラブの応答に及ぼす影響を示す。同図に示すように、レール凹凸なしのケースでも消失しなかった中間スラブの速度 190km/h 前後で 84Hz 付近のピークが消失したことがわかる。これはレールを連続支持することにより、ばね下質量がレール締結間隔 0.625m ごとにおける反作用の加振を受けなくなったためであると考えられる。一方、中間スラブの固有振動数やレール凹凸に起因するピークは、レールを連続支持しても変化がないことがわかる。張出スラブの速度 200km/h で 105Hz 付近のピークは、レール連続支持により消失したことがわかる。このピークは、ばね下質量がレール締結間隔

図 - 16 構造物に関するパラメータの影響 (速度 270km/h, 中間スラブ)

図 - 17 CASE4-2 (非構造部材及び材料定数の違いを考慮) における列車速度 160 ~ 370km/h の部材の応答

0.625m ごとに受ける反作用による加振周波数と固有振動モードがその他のピークと比べてそれほど一致していないにもかかわらず、当該加振周波数によって励起されていたものであった。

4.3 構造物に関するパラメータの影響

(1) スラブの剛性 (CASE4-1)

図 - 16(a)に中間スラブの剛性の違いが中間スラブの応答加速度に及ぼす影響を示す。同図に示すように、中間スラブの剛性を5倍にすることにより、概ね60Hzより低周波領域で、基本ケースに比べて応答が低減されることがわかる。中間スラブの剛性が増加したことにより固有振動数が変わり、例えば80Hzや180Hz付近では、剛性増加が応答増加になり、逆効果になる周波数帯も存在することがわかる。

(2) 非構造部材及び材料定数 (CASE4-2)

図 - 16(b)に非構造部材及び材料定数の違いが中間スラブの応答加速度に及ぼす影響を示す。これらはコンクリートのヤング係数を3倍にすることにより見かけの剛性増加を考慮している。同図に示すように、概ね60Hzより低周波領域で、基本ケースに比べて応答が低減されることがわかる。前述の中間スラブの剛性増加のケースと傾向は似ていることがわかる。

(3) 構造物の減衰定数 (CASE4-3)

図 - 16(c)に構造物の減衰定数の違いが中間スラブの応答加速度に及ぼす影響を示す。ここでは軌道/構造物系モデルにおける減衰定数を一律で5%に変更した。加振力を算定する車両軌道モデルでは2%である。同図に示すように、構造物の減衰定数を5%に変更しても、中間スラブの応答への影響はそれほど大きくないことがわかる。

(4) 列車速度の影響

図 - 17に列車速度160 ~ 370km/hにおける構造物に関するパラメータの影響の1例として、非構造部材及び材料のばらつきを考慮して、コンクリートのヤング係数を3倍にしたCASE4-2を取り上げて示した。中間スラブについては、速度240km/hで26Hz、速度290km/hで64Hzのピークが消失する一方で、速度360km/h前後で40Hz付近に明瞭なピークは消失しなかった。このピークについては、部材の固有振動数よりも、車両の軸配置等の影響が大きいピークであると考えられる。張出スラブについては、図 - 14(b)に示したように、レール凹凸なしのケースにおいても消失しなかった速度340km/h前後で11Hz付近のピークが消失していることがわかる。速度290km/hで32Hz付近のピークも同様に消失した。これらは剛性増加に伴う各部材の固有振動数の変化に伴うものであると考えられる。また2つの部材に共通して言えることであるが、列車速度とば

ね下質量がレール締結間隔 0.625m ごとに受ける反作用による加振周波数におけるピークは、基本ケース（図 - 10）よりもピークが現れるようになった。これについては、剛性増加による部材の固有振動数の変化や、その他のパラメータの影響も考慮しながら今後評価していきたい。

5. まとめ

本研究で得られた知見をまとめると以下の通りとなる。

- (1) 車両/軌道/構造物の振動伝播系を車両/軌道系モデル及び軌道/構造物系モデルの 2 つの系に分割し、構造物音の主な原因となる 200Hz 程度までの部材振動を効率的に解析する手法を新たに構築した。実測との比較の結果、本手法は実測のばらつきの範囲内に概ね収まっていることを確認した。

列車速度を 160km/h ~ 370km/h まで変化させ、車両、軌道及び構造物の各種パラメータが構造物の部材振動に与える影響を検討した結果を整理すると以下の通りとなる。

- (2) 列車速度の変化に伴って特定の速度及び周波数帯で、張出スラブや中間スラブの応答に著大なピークが生じる場合がある。これは、列車速度と軸距や車両長から決まる加振周波数と構造物の部材の固有振動数が近接したこと、レール凹凸の有無、ばね下及びレール質量と軌道パッドからなるばねマス系の固有振動数と、ばね下質量がレール締結間隔 0.625m ごとに受ける反作用による加振周波数が近接すること等が、ピーク発生のが主な要因であると考えられる。

列車速度 270km/h における中間スラブの応答に着目して整理すると以下の通りになる。図 - 18 には、列車速度 270km/h における中間スラブの加速度応答に関する周波数ごとの支配的要因を示す。

- (3) 車両のパラメータについては、ばね下質量は 20Hz より高周波領域、車両質量は 100Hz より低周波及び 180Hz より高周波領域で影響が大きく、軸配置はピークの生じる周波数に影響を与えることがわかった。
- (4) 軌道のパラメータについては、レール凹凸は 20Hz ~ 100Hz 及び 150Hz より高周波領域、軌道パッドの剛性は 30Hz より高周波領域（30Hz ~ 70Hz は同程度及び若干増加、70Hz 以上で低減）、レール締結間隔は 100 ~ 140Hz の領域で影響が大きいことがわかった。
- (5) 構造物のパラメータについては、中間スラブの剛性は 60Hz、非構造部材の剛性及びコンクリートのヤング係数が設計値よりも大きくなる場合を考慮すると 30Hz より低周波領域において剛性増加により応答が低減する単純な傾向が見られ、それより高周波領域では応答の増減が見られること、構造物の減衰定数の影響は 2% を 5% に変更した範囲ではそれほど大きくないことがわかった。

図 - 18 列車速度 270km/h における中間スラブの
応答加速度に関する周波数ごとの支配的要因

参考文献

- 1) 長倉清：構造物音の特性と低減対策，JREA，Vol.50，No.12，pp.51-53，2007.
- 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) 涌井一，松本信之，松浦章夫，田辺誠：鉄道車両と線路構造物との連成応答解析法に関する研究，土木学会論文集，No.513/I-31，pp.129-138，1995.
- 5) 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.
- 6) 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.
- 7) 白井貴之，笹倉亮太，渡辺勉，谷村幸裕：超高強度繊維補強コンクリートによる RC スラブの補強工法，コンクリート工学年次論文集，Vol.35，2013.（登載決定）
- 8) 半坂征則，杉本一郎，長倉清，間々田祥吾：鋼構造物騒音の部材ごとの寄与度解析および対策材料の検討，鉄道総研報告，Vol.21，No.2，pp.21-26，2007.
- 9) 松岡弘大，貝戸清之，渡辺勉，曾我部正道：走行列車荷重を利用した RC 鉄道高架橋の部材振動の同定と動的挙動の把握，土木学会論文集，Vol.67，No.3，pp.545-564，2011.
- 10) 吉岡修，芦屋公稔：軌道の支持ばね係数低下が地盤振動低減に与える効果，鉄道総研報告，Vol.5，No.9，pp.31-37，1991.

（2013 年 3 月 18 日 受付）