軌道構造の変更による軌道・構造物振動特性への影響評価

西村 昌也* 上妻 雄一 長倉 清(鉄道総研)

Evaluation of vibratory properties of track and viaduct relative to the track structure Masaya NISHIMURA^{*}, Yuichi KOZUMA, Kiyoshi NAGAKURA (Railway Technical Research Institute)

It is important to understand the vibratory properties of track and viaduct, which depend on the track structure, in order to evaluate rolling noise and bridge noise. In this study, we carried out impact tests for various track structures to investigate their vibratory properties at a viaduct of a narrow gauge line and made clear the frequency response and decay rate of rail vibration and the relationship between rail and structure vibrations.

> キーワード: 衝撃加振試験, 振動特性, バラスト軌道, レール, 軌道パッド, マクラギ (Impact test, Vibratory property, Ballast track, Rail, Rail pad, Sleeper)

1. はじめに

鉄道の沿線騒音に影響を与える発生音源として、転動音、 構造物音、車両機器音、集電系音、空力音等が挙げられる. 現在の多くの鉄道では、在来線においては主電動機ファン の低騒音化が図られたこと、新幹線においては車両の平滑 化またはパンダグラフの改良により空力音が低減されたこ とで、転動音、構造物音の相対的な寄与が大きくなってい る.転動音および構造物音は、車輪・レール表面の微小な 凹凸により、車輪・レール間に加振力が働き、車輪・レー ルおよび構造物が振動することによって発生する.車輪と レールの振動は、軌道パッドのバネ定数や締結間隔、軌道 種別といった軌道構造の違いにより変化することから、転 動音および構造物音を評価するためには、軌道および構造 物の振動特性を把握することが重要である ^{0,2)}.

今回,在来線のラーメン高架橋区間の同一箇所において, 既存の状態からレールの支持構造を段階的に変更し,軌道 と構造物に対して,インパルスハンマーによる衝撃加振試 験を実施する機会を得た.本報告では,軌道構造の変更に 伴う軌道の振動特性および部材間の振動伝達特性等の変化 について整理した結果を報告する.

2. 試験概要

〈2・1〉 測定場所 測定は、①既存の一般的なバラスト 軌道(以下,施工前という)、②マクラギと締結装置変更後 (以下,マクラギ交換後という)、③バラストに固結材料を 填充した後(以下,填充後という)の三段階において行っ た.軌道条件の共通点としては、レール:60kg レール,軌 道パッドのバネ定数(公称値):60MN/m である.変更条件 は、施工前とマクラギ交換後で、締結装置は板バネ型から パンドロール型に、締結間隔は0.57mから0.75mに、マク ラギは重量が2倍程度重くなった.また、軌道パッドは同 規格の新品に交換した.填充後は、マクラギより上の軌道 構造は変更していないが、填充によりマクラギと周囲のバ ラストはほぼ一体構造となる.ただし、填充層下部にはバ ラストが残っている状態である.

〈2・2〉 測定概要 無加重状態のレールをインパルスハンマーによって衝撃加振し、周波数応答等を求めた.インパルスハンマーは、小ハンマー(ハードプラスチックチップ、周波数域:2~4000Hz)、大ハンマー(ハードチップ、周波数域:2~650Hz)の2種類を用いた.なお、大ハンマーはレールから構造物への振動伝達特性を調べる際に使用した.

測定データの解析は、振動計からの出力を周波数分析器 に送り、FFTの計算を行った.解析条件を以下に整理する. 小ハンマー:

サンプリング周波数:25,600Hz, FFT データ数:16,384 解析周波数ライン数:6,401,解析上限周波数:10,000Hz 窓関数:矩形

大ハンマー:

サンプリング周波数:5,120Hz, FFT データ数:4,096 解析周波数ライン数:1,601, 解析上限周波数:2,000Hz 窓関数:矩形

インパルスハンマーによる力を入力とし、各測定点にお ける振動加速度を出力とした場合の周波数応答関数を求め る.この場合,求められた周波数応答関数はアクセレラン ス(=*a*/*F*,*a*:加速度(m/s²),*F*:力(N))に相当する. 各加振試験の概要を以下に整理する. 〈2・2・1〉レール振動の周波数応答 レール頭部を上下また は左右方向にインパルスハンマーを使って 6 回打撃し,加 振に対するレールの振動加速度を測定した.また,測定に 際し,加振力と測定点における応答とのコヒーレンスが 0.8 以上になるように留意した.加速度ピックアップはレール 締結部間中央(中間部)に設置し,加振点は同じ断面内と した.各測定方向における設置概要を図1に示す.

〈2・2・2〉レール振動の減衰特性 上下または左右方向にお けるレール振動の減衰特性を求めるために、レールに沿っ た方向に加振点位置を移動させ、測定断面(中間部)にお いて加振に対する周波数応答関数を測定した.加振は、イ ンパルスハンマーにより15点で行った.加振点位置を図2 に、施工前およびマクラギ交換以降の加振点と測定断面と の距離を表1および表2に示す.

レール振動の減衰率に関しては、測定された周波数応答 関数を利用することによって得られる^{3),4)}.測定断面からあ る位置 z までの周波数応答関数を A(z)と仮定すると、その振 幅は以下のように近似することができる.

$$|A(z)| \approx |A(0)|e^{-\beta z} \tag{1}$$

ここで,βは波数の虚数成分(減衰に関わる成分)である. (1)式を使って,レール長さ方向における振動成分を積分 すると,

$$\int_{0}^{\infty} |A(z)|^{2} dz \approx |A(0)|^{2} \int_{0}^{\infty} e^{-2\beta z} dz = |A(0)|^{2} \frac{1}{2\beta}$$
(2)

したがって, (2) 式より減衰率Δ (dB/m) は実測した周 波数応答関数 A(0), A(z_i)を用いて, 次のように求めることが できる.

$$\Delta = -20 \log_{10} e^{-\beta} \approx 8.686 \beta$$

2

$$\frac{4.343}{\int_{0}^{\infty} \frac{|A(z)|^{2}}{|A(0)|^{2}} dz} \approx \frac{4.343}{\sum_{i=1}^{N} \frac{|A(z_{i})|^{2}}{|A(0)|^{2}} \Delta z_{i}}$$
(3)

ここで、
$$\Delta z_i = 0.5(z_{i+1} - z_{i-1})$$
であり、 z_i は i 番目の加振点

位置, Nは加振点位置の総数を示す.

また,測定範囲内の平均振動と加振点振動の比v を次式 で整理する.

$$\overline{v}^{2} = \frac{\int_{0}^{l} \left| \alpha^{R}(z) \right|^{2} dz}{\int_{0}^{l} \left| \alpha^{R}(0) \right|^{2} dz} \approx \frac{\sum_{i=1}^{N} \left| \alpha^{R}(z_{i}) \right|^{2} \Delta z_{i}}{\left| \alpha^{R}(0) \right|^{2} l}$$
(4)

ここで, α^{*k*} は上下または左右方向に関するレールのアク セレランス, *l* は測定全長である.

〈2・2・3〉振動伝達特性 上下方向における部材間の振動伝 達特性を調べるために、レールを上下方向に衝撃加振し、 加振に対する部材(レールと床版)の周波数応答関数を測





図2 レール加振位置

表 1	測江	官点に	対する	加振点	気の位置	置(施	工前)	
加振点位置	1	2	3	4	5	6	7	8
距離 (m)	0	0.14	0.28	0.42	0.55	0.69	0.83	1.11
加振点位置	9	10	11	12	13	14	15	
距離 (m)	1.38	1.70	2.00	2.27	2.84	4.04	5.19]



図3 高架橋まわりの加速度ピックアップの設置位置

定し、レール~床版間のアクセレランスレベル差を求めた. 加振はインパルスハンマー(大ハンマー)を用いて行い、6 回打撃した.加速度ピックアップの設置概要を図3に示す.

3. 測定結果

〈3・1〉 加振点における周波数応答

(3・1・1)上下方向応答 図4に施工前、マクラギ交換後、 填充後の上下方向加振に対するレール上下方向加振点アク セレランスを示す.以下に明らかになったことを整理する.

(1) 施工前およびマクラギ交換後には100Hz以下にピー クが見られる.このピークは、レールとマクラギが一体と なってバラストのバネに対して共振する周波数に対応す る.両者のピークの周波数を参照すると、施工前に比ベマ クラギ交換後は周波数が低くなっている.これは、マクラ ギの重量が増加したことにより、共振周波数が低くなった ものと考えられる.また、この共振周波数 f_{1v} (添字 v:上下 方向)からバラストに対応するバネ剛性 k_{bv} は (5)式で与 えられる.



 $k_{bv} = (2\pi f_{1v})^2 (m_r l_r + m_s)$

(5)

ここで, m,は単位長さあたりのレール重量 (kg/m), l,は レール締結間距離 (m), m,はマクラギの 1/2 重量 (kg) を 表す. (5) 式より, 施工前とマクラギ交換後を評価すると 以下のとおりである.

施工前: $k_{bv}=(2\pi \cdot 100)^2$ (60 · 0.57+83.5) ≈ 4.6 · 10⁷ (N/m) 交換後: $k_{bv}=(2\pi \cdot 63)^2$ (60 · 0.75+175.5) ≈ 3.5 · 10⁷ (N/m)

なお、填充後にはこの周波数域において、明確なピーク は確認できない.これは、填充によりマクラギとバラスト が固められたことにより、バラスト層が少なくなったこと で、バラストのバネの効果が減少したことが考えられる.

(2) 次に300Hz~400Hzに各時点においてピークが見られる.これは、レールがレール締結部に対応するバネに対して共振したものである.各段階のピークの周波数を比較すると、ほとんど変化がみられない.特にマクラギ交換後と填充後は、マクラギより上部の軌道構造を変更していないことから、ほぼ同じ応答を示している.アクセレランスレベルの差に着目すると、施工前に比ベマクラギ交換後および填充後の方が大きくなっている.これは、マクラギ交換時に行った締結装置の交換により、締結部材等の損失係数が小さくなり、アクセレランスが大きくなったと考えられる.なお、この共振周波数 f2v からレール締結部のバネ剛性 kmv は

 $k_{pv} = (2\pi f_{2v})^2 m_r l_r$

で与えられ、以下のとおり評価できる.

施工前: $k_{pv} = (2\pi \cdot 400)^2 60 \cdot 0.57 \approx 2.2 \cdot 10^8$ (N/m)

交換後,填充後: $k_{pv} = (2\pi \cdot 350)^2 60 \cdot 0.75 \approx 2.2 \cdot 10^8$ (N/m) (3) 施工前は 1000Hz 付近に現れるピークが,マクラギ 交換後には 700Hz 付近と低くなっている. これは一次 pinned-pinned 共振に対応するピークである. 一次 pinned-pinned 共振は,レールを伝搬する曲げ波の半波長が レール締結間隔に対応するもので,今回,マクラギを交換 したことにより締結間隔が長くなったため,ピークの周波 数が低くなったものと考えられる. マクラギ交換後と填充



図5 レール左右方向の加振点アクセレランス

後は締結間隔を変更していないことから,一次 pinned-pinned 共振周波数は変化していない.また,施工前 の一次 pinned-pinned 共振のピークが鈍くなるのは,締結 間隔にバラツキがみられたためである.(図2,表1を参照)

(4) 5000Hz 以上の周波数では、レールの振動応答が大 きくなる傾向を示す.これは、レール面内に断面変形が生 じ、レール底部のばたつきが大きくなっていること等が考 えられる.

(3・1・2) 左右方向応答 図5に施工前、マクラギ交換後、 填充後の左右方向加振に対するレール左右方向加振点アク セレランスを示す.以下に明らかになったことを整理する.

(1) 施工前は 300Hz 付近, マクラギ交換後と填充後は 100Hz 付近にそれぞれピークが見られる. これは, レール がレール締結部に対応するバネに対して共振したものであ る. この共振周波数 f_l (添字 l: 左右方向)からレール締結 部のバネ剛性 k_{pl} を評価すると以下のとおり求められる. 施工前: $k_{pl} = (2\pi \cdot 280)^2 60 \cdot 0.57 \approx 1.2 \cdot 10^8$ (N/m) 交換後: $k_{pl} = (2\pi \cdot 100)^2 60 \cdot 0.75 \approx 1.8 \cdot 10^7$ (N/m) 填充後: $k_{pl} = (2\pi \cdot 110)^2 60 \cdot 0.75 \approx 2.1 \cdot 10^7$ (N/m)

 (2) 施工前は 500Hz 付近,マクラギ交換後と填充後は 300Hz 付近にそれぞれピークが見られる.これは,左右方 向における一次 pinned ウinned 共振に対応する.

〈3・2〉 レール振動の減衰特性 図6および図7は、上下 方向および左右方向のレール振動に関する距離減衰率を施 工前、マクラギ交換後、填充後で比較したものである.図 からわかることを以下に整理する.

(1) レール上下方向の振動の距離減衰率は、300Hz以上 で大きく減少する傾向を示す.レール振動の加振点アクセ レランスは 300~400Hz においてレールがレール締結部に 対して共振することから、300Hz 以上ではレール上の曲げ 波は、マクラギ以下の軌道構造によらず伝搬するため、距 離減衰率は比較的小さくなる傾向にあると考えられる.

(2) マクラギ交換後および填充後と施工前のレール上下 方向の振動の距離減衰率を比較すると、300Hz 以上から大 きな差が表れる.これは、マクラギ交換によりレール等の 損失係数が小さくなり、距離減衰率が小さくなったものと



考えられる.

(3) 左右方向の振動の距離減衰率に関しても、レールが レール締結部に対して共振する周波数以上の周波数におい て、距離減衰が減少する傾向にある.そのため、レール締 結部に対して共振する周波数 100Hz~300Hz の間で施工前 とマクラギ交換後および填充後の差が大きく現れている.

〈3·3〉 レール~床版間の振動伝達特性 図8は、レール 頭部に対し上下方向に打撃を加えることで得られたレール ~床版間の振動伝達特性を1/3オクターブバンド別に示し、 施工前、マクラギ交換後、填充後で比較したものである。

マクラギ交換後と填充後のアクセレランスレベル差はほ ぼ同等で、両者は施工前に比べ 200Hz 付近で大小関係が逆 転している.これは、レール上下方向の加振点応答におけ る施工前とマクラギ交換後および填充後の結果とも対応す る.なお、列車走行時の床版等の振動の評価に当たっては、 レール表面の凹凸に対する加振力を考慮する必要がある.

4. まとめ

在来線の高架橋区間の同一箇所において,既存の状態か らレールの支持構造を段階的に変更した軌道と構造物に対 して,インパルスハンマーによる衝撃加振試験を実施した. 本測定から明らかになったことは以下のとおりである. (1)上下方向のレール周波数応答について,施工前と比べ,





マクラギ交換後は、レールとマクラギがバラストのバ ネに共振する周波数は低くなり、レールがレール締結 部のバネに共振する周波数はほぼ同じである.ただし、 アクセレランスは大きくなる.填充後は、レールとマ クラギがバラストのバネに共振する周波数は確認でき なくなり、レールがレール締結部のバネに共振する周 波数は、マクラギより上の軌道構造を変更していない ため、マクラギ交換後と同じである.

- (2) 左右方向のレールの周波数応答について、レールがレ ール締結部のバネに共振する周波数が、施工前で 300Hz付近、マクラギ交換後および填充後では100Hz 付近に発現した。
- (3) レールがレール締結部のバネに共振する周波数より高い周波数で、レール上の曲げ波はマクラギ以下の軌道構造に関係なく伝搬するため、上下方向、左右方向ともにレール振動の距離減衰率が小さくなる.また、上下方向では施工前とマクラギ交換後および填充後の差が大きく現れる.
- (4) レール頭部に対して上下方向に打撃を加えることによって得られたレール~床版間の振動伝達特性は、施工前に比べ、マクラギ交換後及び填充後は200Hz付近で大小関係が逆転し、レール上下方向の加振点応答の結果と対応している。

and an	
V	DOT.
~	ITIA

- D.J. Thompson : Railway Noise and Vibration, Mechanisms, Modelling and means of control, Elsevier Ltd, 2009.
- (2) 北川敏樹,長倉 清,上妻雄一,村田 香,田中慎一郎:レール振 動におけるレール支持機構の影響,鉄道総研報告, Vol.20, No.1, 5·10, 2006.
- (3) C. J. C. Jones, D. J. Thompson, and R. J. Diehl: The use of decay rates to analyse the performance of railway track in rolling noise generation, presented at *Eighth International Workshop of Railway Noise*, Buxton, UK, 11-22, 2004.
- (4) D. J. Thompson, C. J. C. Jones, T. X. Wu, and G. de France : The influence of the non-linear stiffness behavior of rail pads on the track component of rolling noise. *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, 213, Part F, 233-241, 1999.