

構造物騒音に対する偏摩耗車輪の影響評価と 偏摩耗量推定手法

末木 健之* 北川 敏樹*

栗田 健** 杉田 裕伸***

Evaluation of Bridge Noise Increase Due to Wheel Local Wear and Detecting Method for Amount of the Wear

Takeshi SUEKI Toshiki KITAGAWA

Takeshi KURITA Hironobu SUGITA

Local wear, the length of which is relatively long in the circumferential direction, occurs incidentally on a railway wheel tread. In this paper, based on the depth of the wear and the spatial frequency spectra, the bridge noise and the associated vibrations are evaluated when trains run at high speed. It is found out that the bridge noise and the associated vibration are increased as the wear depth is increased. To develop a detecting method for the amount of local wear from the bridge vibration, the relation between the rail vibration and wear depth or the bridge vibration are investigated. An appropriate bridge structure to estimate the amount of the wear is found out to be an adjusting girder between rigid-frame viaducts. The depth of the wear can be estimated by this method quantitatively.

キーワード：高速鉄道，車輪偏摩耗，車輪踏面凹凸，構造物騒音，構造物振動，転動騒音

1. はじめに

新幹線車輪の車輪周に沿って踏面上に、比較的長い範囲で偏った摩耗（以下、偏摩耗と表記する）が観測される場合がある。この偏摩耗は、車輪フラット等と同様に車輪・レール間において衝撃的な加振力を引き起こし、その結果、構造物騒音等に影響を与える場合がある。

偏摩耗とこれによる構造物騒音等には、一定の関係性があることが明らかになっている¹⁾が、詳細な検討までは行われていない。そこで、実際に偏摩耗が発生した車輪の踏面形状の測定結果から凹凸スペクトルを算出し、当該車輪が通過した際の構造物騒音や関連する振動の測定を行った。本研究では、偏摩耗がこれらの騒音・振動へ与える影響について定量的な評価を行った。

また、この偏摩耗はフラット等とは異なり、一見すると車輪踏面は正常に見えるため、車輪踏面管理を行う場合には車輪踏面に変位計を当てる等の直接的な測定を行う必要がある。このような測定は時間を必要とするため、効率的に偏摩耗の程度を把握するためには、何らかの推定手法が必要である。本研究では、偏摩耗量の定量的な推定手法の構築を目的として、計算モデルによる評価や測定場所の検討を行い、構造物振動と偏摩耗量の関係についての評価も行った。

2. 車輪偏摩耗の特徴と凹凸スペクトル

2.1 車輪形状

図1に偏摩耗が発生した車輪踏面形状の例を示す。図1は長波長成分（波長1m以上）を除去した測定結果である。図1で長波長成分を除去した理由は、この波長以上の変位は3.5節に示すように構造物の騒音や振動に影響が現れないためである。また、偏摩耗に関する変位の図示は500倍とした。

ほぼ全ての偏摩耗車輪は、図1に類似した形状で摩耗をする。ここで偏摩耗量と摩耗幅を図1に示すように定義する。偏摩耗の無い車輪を含めて500枚以上の車輪を調査した結果、偏摩耗量は最大で0.5mm程度、摩耗幅は300mm程度であった。また、図1では偏摩耗の発生箇所数は1箇所であるが、2箇所以上で偏摩耗が発生した車輪もあった。

2.2 凹凸スペクトル

本研究で対象とする騒音や振動には、車輪踏面の形状（凹凸）から求められる凹凸スペクトルが大きく関係する。そこで2.1節で述べた形状測定のデータを基に、凹凸スペクトルを算出する。

凹凸スペクトルの算出にはMEM法（Maximum Entropy Method；最大エントロピー法）²⁾を用いる。MEM法に必要な自己回帰モデルの次数は、赤池によって提案された最終予測誤差³⁾を用いて決定した。使用

* 環境工学研究部 騒音解析研究室

** 東日本旅客鉄道株式会社

*** 西日本旅客鉄道株式会社

特集：空気力学・騒音

するデータは車輪踏面1周分(0.5mmピッチ, 約2.7m)であり,窓関数としてTukey windowを用いる。測定データには鋭い凹みや突起が含まれる場合があり,これらの影響によりスペクトルが変化してしまう場合がある。しかしながら,これらが騒音や振動へ与える影響は小さいため,文献4)の方法により鋭い凹みや突起を除去した上で凹凸スペクトルの算出を行った。

図2は,偏摩耗車輪をその偏摩耗量で5区分に分け,それぞれの区分でスペクトルの算術平均を算出した結果である。図2の結果には,2.1節で述べた2箇所以上に偏摩耗が発生している車輪も含まれる。この場合には最大の偏摩耗量により区分した。

図2より,偏摩耗量が0.1mmを超えると凹凸レベルが大きくなるのがわかる。特に空間周波数 20m^{-1} 以下の増加量が大きい。偏摩耗量が増えるにつれて凹凸レベルは大きくなり,空間周波数で概ね $1.4 \sim 2\text{m}^{-1}$ 付近にピークが観測される。これは,波長 $500\text{mm} \sim 700\text{mm}$ に対応し,摩耗幅が波長の半分と仮定すると $250\text{mm} \sim 350\text{mm}$ となる。この結果は2.1節で測定した摩耗幅に合致しており,偏摩耗が凹凸レベルを増大させていることがわかる。また,図2にはレール頭頂面の凹凸スペクトルも記載した。この結果から,偏摩耗が影響する領域におけるレール凹凸の影響は小さい。

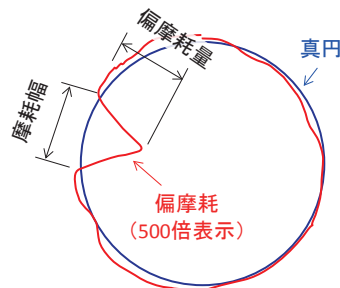


図1 偏摩耗の形状(長波長成分を除去した一例)

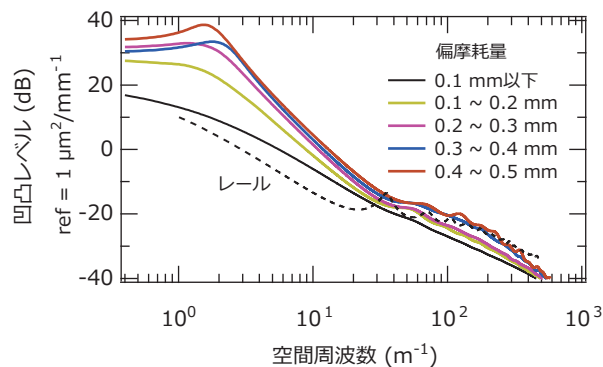


図2 車輪とレールの凹凸レベル

2.3 評価指標

図2で示した凹凸スペクトルのピーク値(または最大値)を基に,台車単位の偏摩耗量に関する評価指標を導

入する。この評価指標は3章における評価に用いる。以下に算出手順を示す。

- ①各車輪の凹凸スペクトルについて,空間周波数 $1\text{m}^{-1} \sim 10\text{m}^{-1}$ の範囲のピーク値(または最大値)を抽出する。ここで,空間周波数 $1\text{m}^{-1} \sim 10\text{m}^{-1}$ は,図2にて示すように偏摩耗の影響が強く現れる領域である。
- ②偏摩耗の影響を台車毎に評価するため,①の結果より片側2車輪のパワー和(レール振動評価用)と,1台車分4車輪のパワー和(構造物裏面振動,構造物直下騒音評価用)を算出し,指標値とする。

この指標値には,偏摩耗が複数箇所存在する場合についても考慮される。図3は,指標値(1台車・4車輪分)と1台車中の最大偏摩耗量の関係を示した結果である。図3より,指標値と最大偏摩耗量には一定の関係が見られる。指標値が 25dB 以上の場合には,指標値は最大偏摩耗量 δ に対して二乗則で増加する。これに対して,指標値が 25dB 以下の場合には偏摩耗量との関係に大きなばらつきがみられる。これは,図2に示すように,偏摩耗量が小さい場合には凹凸スペクトルにピークが存在しないためである。

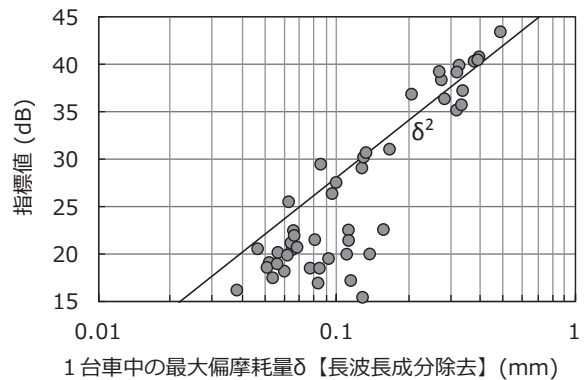


図3 指標値と1台車中の最大偏摩耗量の関係

3. 構造物騒音等の測定結果と評価

3.1 測定区間概要および対象列車

以下の測定区間および列車を対象とした。

- ・ ラーメン高架橋(地上~レールレベル:9.8m)
- ・ 直型防音壁(レールレベル+2.0m)
- ・ 60kgレール,スラブ軌道
- ・ 車輪踏面形状が測定されており,310~315km/h(平均速度313km/h)で通過する列車

3.2 測定項目

測定項目はレール振動(VUM),構造物裏面振動(VSM),構造物直下騒音(S0)である。各項目の測定位置を図4に示す。騒音は普通マイクロホン,振動は加速度ピックアップにて測定を行った。

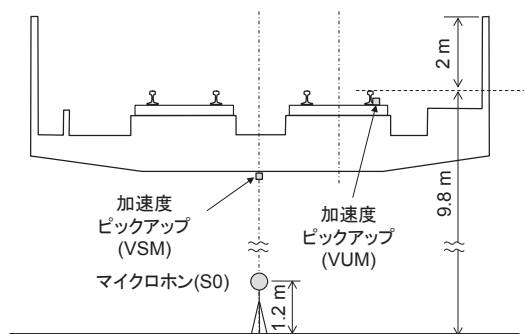


図4 測定内容の概略図

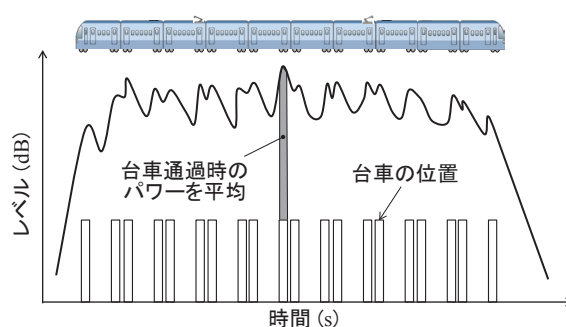


図5 列車通過時のレベル変動例とデータ処理方法

3.3 評価方法

測定した結果について、以下の手順で評価を行う。

- ①得られた生波形について、20Hz～20kHzの各周波数帯の1/3オクターブバンドフィルタで濾波する。加速度データについては、騒音との相関が高い振動速度に変換する。
- ②①で得られた波形を次の条件（周波数重み付け特性、時間重み付け特性、基準値の順）でレベルに変換する。図5にレベル波形の模式図を示す。

- ・騒音：A, F, 2×10^{-5} Pa
- ・振動（速度）：A, 100ms, 5×10^{-8} m/s

- ③図5に示すように、1台車が通過する時間についてレベルのパワー平均処理を行う。

- ④③で得られた結果について、オーバーオール値（以下、OA値と略記）とパーシャルオーバーオール値（以下、POA値と略記）、各周波数の結果（周波数分析結果）で評価を行う。OA値は可聴域（20Hz帯～20kHz帯）全てのパワーを足した値である。POA値は特定の周波数のパワーを足した値であり、本研究では、列車速度313km/hにおいて偏摩耗の影響が現れた80Hz帯～800Hz帯のパワー和をPOA値とする。

3.4 OA値とPOA値による評価結果

図6に2.3節で述べた指標値と各測定項目のOA値およびPOA値の関係を示す。また、図中の直線は測定値から求めた回帰線である。回帰線の算出にあたっては、騒音や振動が一定値とみなせる領域（偏摩耗が非常に小さいまたは存在しない領域）を除外した。

図6を俯瞰すると、いずれの測定項目においても指標値20～25dBを境に、音圧レベルや振動速度レベルが指標値に比例して増加するようになる。指標値20～25dBは、図3より偏摩耗量で0.1mm程度に相当し、比較的小さな偏摩耗であっても構造物騒音等に影響を与えることがわかる。

図6(a)のレール振動(VUM)では、指標値の増加に対する振動速度レベルOA値の増加量は0.6dB/dB程度となり、偏摩耗に関係する周波数成分のPOA値では1dB/dB程度となる。この結果より、POA値は指標値と

同等の増加量となり、偏摩耗の影響がそのままレール振動に反映される。なお、OA値の増加量がPOA値と異なるのは、偏摩耗とは関連しない周波数帯の影響である。

図6(b)(c)の構造物裏面振動(VSM)や構造物直下騒音(S0)では、それぞれのOA値とPOA値が概ね同じである。これは、構造物の騒音・振動が80Hz帯～800Hz帯の成分で占められることを示している。構造物振動と構造物直下音の場合、指標値に対する各レベルの増加量は0.6～0.8dB/dB程度である。なお、構造物直下騒音(S0)や構造物裏面振動(VSM)では、指標値が20dB以下であるにもかかわらず、大きなレベルを観測している場合がある。これは、隣接台車に発生した偏摩耗に起因する騒音の影響を受けたためと考えられる。

3.5 周波数分析結果

図7に、測定項目の周波数分析結果を、対応する指標値で概ね5dB毎に分けた結果を示す。図7の凡例に記載の値はその指標値であり、図6の横軸の値に相当する。なお、図7は、その指標値を持つ特定の台車が通過した際の測定結果を算術平均したものである。

図7より、いずれの測定項目も指標値が大きくなるにつれて80Hz帯～1.25kHz帯のレベルが大きくなることわかる。これは、列車速度313km/hで空間周波数に換算すると $1 \text{ m}^{-1} \sim 16 \text{ m}^{-1}$ の範囲である。2.2節で述べた凹凸スペクトルの特徴では空間周波数 20 m^{-1} 以下で偏摩耗の影響が現れており、偏摩耗が凹凸スペクトルに影響を与える範囲と騒音・振動に与える範囲は概ね一致している。80Hz帯～1.25kHz帯の中で、偏摩耗の影響が特に現れるのが80Hz帯～800Hz帯である。これらは空間周波数 $1 \text{ m}^{-1} \sim 10 \text{ m}^{-1}$ に対応する。空間周波数 1 m^{-1} に対応する80Hz帯より低い周波数帯に差が現れないのは、車輪の移動に伴う荷重変動の周波数（軸距2.5mに相当する空間周波数 0.4 m^{-1} 付近、313km/hで35Hz）に比較的近く、それが支配的である可能性が考えられる。

図7(b)(c)の構造物振動・構造物騒音の結果では、これらの主要な周波数帯（80Hz帯～1kHz帯付近）と偏摩耗が影響を及ぼす周波数帯が重なっており、偏摩

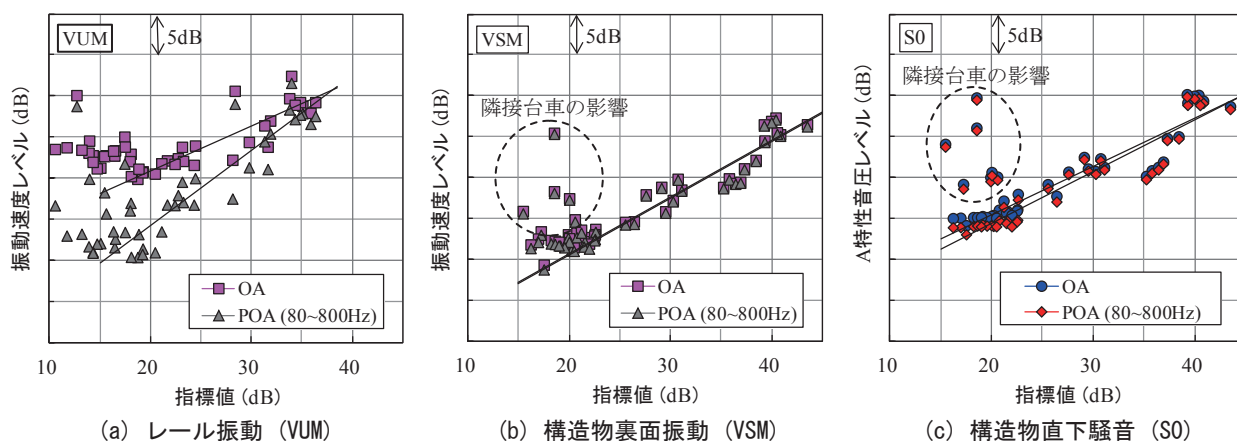


図6 指標値に対するOA値とPOA値(313km/h)

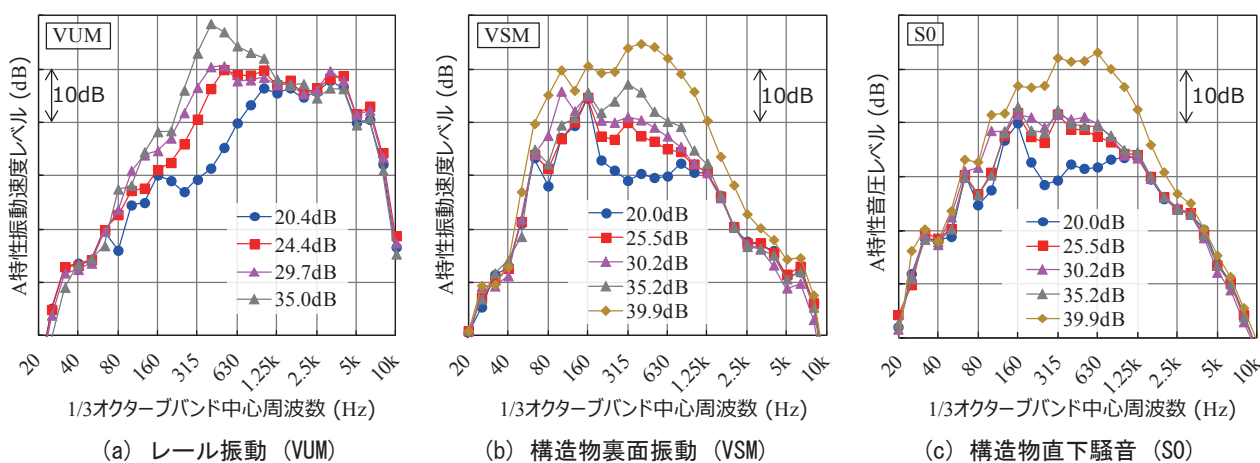


図7 指標値別の1/3オクターブバンド分析結果(313km/h)

耗の影響が強く現れることがわかる。このため、3.4節で述べたように、構造物振動・構造物騒音のOA値とPOA値はほぼ同じ結果となる。

4. 構造物振動を利用した偏摩耗量推定手法

4.1 計算モデルによる偏摩耗量推定手法の検討

偏摩耗量を構造物振動から推定するため、車輪とレール間に作用する力を基に、まずはレール振動について計算モデルを用いた評価を行った。

図8(a)に計算モデルを示す。車輪モデルは、車輪質量に対応する質点およびバネ、ダンパにより構成される。軌道モデルは、レールを無限長 Timoshenko 梁とし、これを軌道パッド、軌道スラブ、モルタルに対応するバネ・質点・バネで構成される機構で連続的に支持する。各パラメータの値は、文献5)や実測結果を基に設定した。

レール・車輪に作用する加振力 F については、非線形を考慮したヘルツのバネモデルを用いて式(1)を仮定する⁵⁾⁶⁾。

$$F = \begin{cases} C_H(x_w - x_r - r)^{\frac{3}{2}} & x_w - x_r - r > 0 \\ 0 & x_w - x_r - r \leq 0 \end{cases} \quad (1)$$

ここで、 C_H はヘルツの定数⁵⁾、 x_w 、 x_r 、 r はそれぞれ車輪の変位、レールの変位、凹凸の振幅である。式(1)の $x_w - x_r - r$ が0より大きい場合は車輪とレールが接触している状態を表し、0以下の場合には接触しない状態を表している。

x_w 、 x_r 、 r と車輪・軌道の応答を連成させ、4次のルンゲ・クッタ法により時間領域の車輪、レールの振動と加振力を求める。凹凸の振幅は、偏摩耗の無い車輪踏面の凹凸データに、偏摩耗の形状から類推した形状として摩耗幅300mmの半波長サイン二乗カーブを1箇所加え、偏摩耗量を変化させた。

図8(b)に、偏摩耗量0.168mm、列車速度66km/hの場合のレール振動の周波数スペクトルの計算結果を示す。併せて、図8(b)に同じ偏摩耗量、同じ列車速度のレール振動の実測結果を示す。66km/hは、4.2節で述べる検討結果や実測結果を基に設定した速度である。

図8(b)より、計算結果では偏摩耗量の増大に伴って200Hz以下のレール振動が増大することが確認できる。特に70Hz付近では大きなピークが観測される。これらの特徴は実測結果にも現れている。70Hzのピークは、図8(a)に示す車輪の質量 M_w と軌道の剛性 K_T で

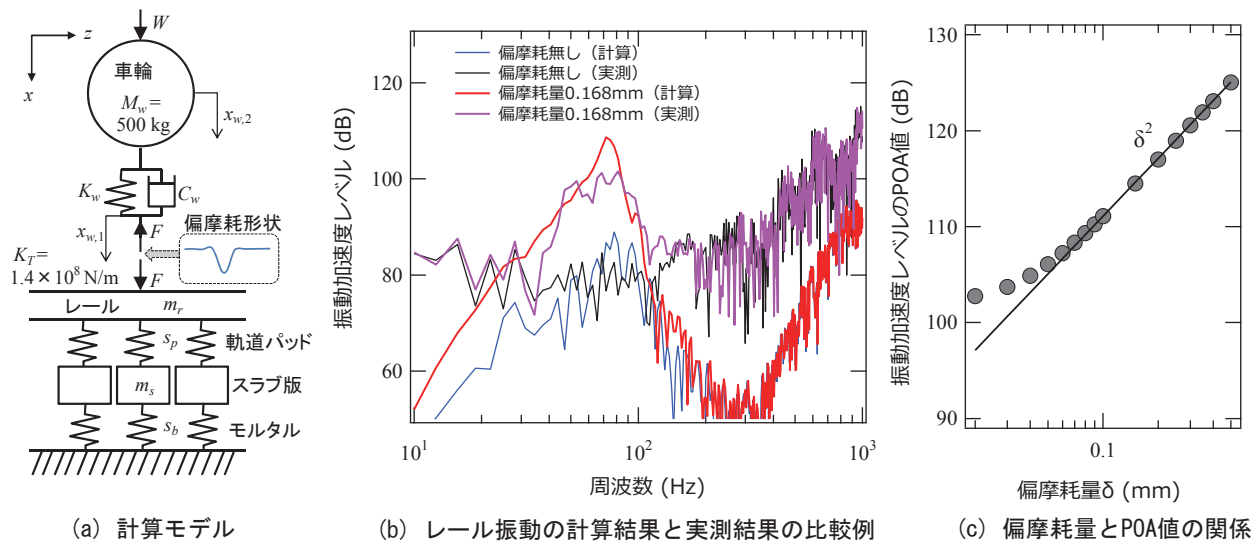


図8 計算モデルによるレール振動の試算結果

決まる共振周波数（概ね $1/2\pi\sqrt{K_T/M_w}$ ）であり、偏摩耗によって大きく励起される。なお、100Hzを超える領域では計算結果と実測結果が乖離する。この理由として、計算結果においてレール凹凸を考慮していないこと、計算時に基にした車輪凹凸が実測と異なること、この周波数領域では凹凸の振幅が小さいため加振力 F が式 (1) から外れること、が挙げられる。

図8(c)はレール振動の特定周波数成分のPOA値と偏摩耗量の関係である。ここでの特定周波数は、列車速度66km/hと空間周波数1～10m⁻¹の積で算出される18Hz～180Hzとした。図8(c)は、POA値が偏摩耗量の2乗に比例することを示している。この特定周波数の成分は偏摩耗に起因しており、POA値の取得により偏摩耗の推定が可能であると考えられる。

4.2 構造物振動を利用するための測定場所の検討

前節で示したように、レール振動を測定すれば偏摩耗量の推定が可能である。しかしながら、検査システムの構築を考えると、設置や保守の容易性から線路外への設置が望ましい。レール振動から構造物振動に至る伝達特性が周波数によって大きく変わらなければ、構造物振動からレール振動を容易に推定可能である。そこで、図9に示す高架橋構造物を選定し、この関係を調べた。選定した構造物はラーメン高架橋と調整桁（約5m）であり、振動検出位置（加速度ピックアップの位置）は図9に示すとおりである。

図10は、衝撃加振試験により測定した、レールから構造物裏面までの振動伝達量である。図10より、ラーメン高架橋中央では周波数の-2乗、調整桁では50Hz～200Hz付近であれば-1/2乗で振動が減衰する。そのため、構造物振動がレール振動に近い特性を示すのは、

50Hz～200Hz付近の調整桁である。この周波数は、列車速度が50～100km/hの場合に偏摩耗に起因する周波数と概ね重なる。

図11は、加速度ピックアップ直上位置のレールを加振した場合を0dBとし、レールの加振位置をずらした場合の構造物振動の差を示した結果である。図11より、調整桁では加振位置が直上から離れると、ラーメン高架橋中央よりも大きく減衰する。これは、調整桁の場合は加振位置が異なる構造物上のレールとなり、振動が伝わりにくくなるためである。また、ラーメン高架橋中央では加振位置4mと8mの結果がほぼ同等であり、離れた位置の影響を受けやすいと考えられる。したがって、測定位置直上以外で加振力が働いた場合でも、調整桁での測定であればその影響は小さくなると考えられる。

4.3 偏摩耗量推定結果

図12は、図9に示すラーメン高架橋中央と調整桁において、1台車中の偏摩耗量最大値（1m以上の長波長成分は除去）に対するPOA値の関係を示した結果である。この区間では、低速列車（約66km/h）と高速列車（200km/h以上）があり、4.2節の結果を考慮し低速列車を対象とした。図12より、ラーメン高架橋中央よりも調整桁の方が、データが狭い領域に分布している。これは、ラーメン高架橋中央では隣接台車も同一構造物上に存在するため、隣接台車の偏摩耗に起因する振動が影響するのに対し、調整桁では異なる構造物上に隣接台車が存在し、その影響が小さくなるためである。これは、図11の特性を反映したものである。なお、図12の調整桁の0.1mm付近に突出データがあるが、これは1つの車輪に偏摩耗が複数発生した影響である。

図12の調整桁では、偏摩耗量0.08mm以上に対して

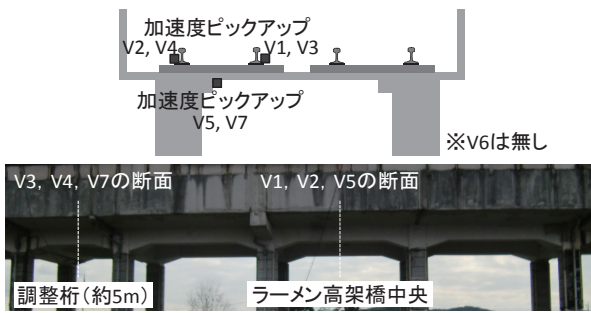


図9 選定した構造物

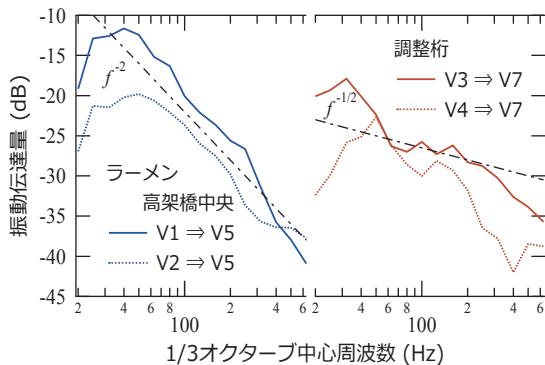


図10 レールから構造物への振動伝達量

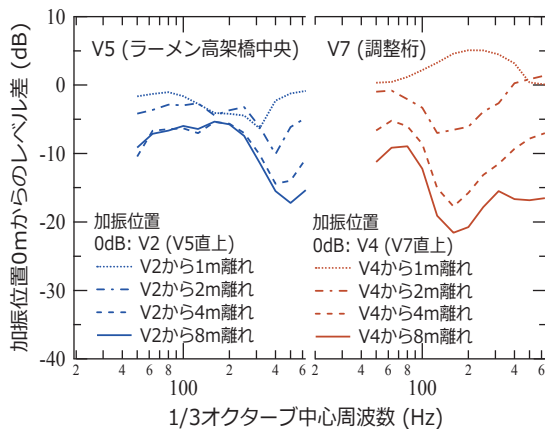


図11 加振位置が離れた場合の振動のレベル差

構造物振動は1.8乗(突出データを除いた場合)で増加し、計算モデルと概ね一致する増加量である。また、回帰線に対する標準偏差は2dB以下である。

以上の結果から、調整桁の構造物振動を測定し、偏摩耗に対応する POA 値を取得することにより、0.1mm 程度以上の 1 台車中の最大偏摩耗量が推定可能である。

5. まとめ

偏摩耗車輪が通過した場合の構造物騒音や関連する振動の測定を行い、偏摩耗が与える影響について定量的な評価を行った。また、偏摩耗量の推定手法の構築を目的とし、計算モデルによる評価や測定場所の検討を行い、

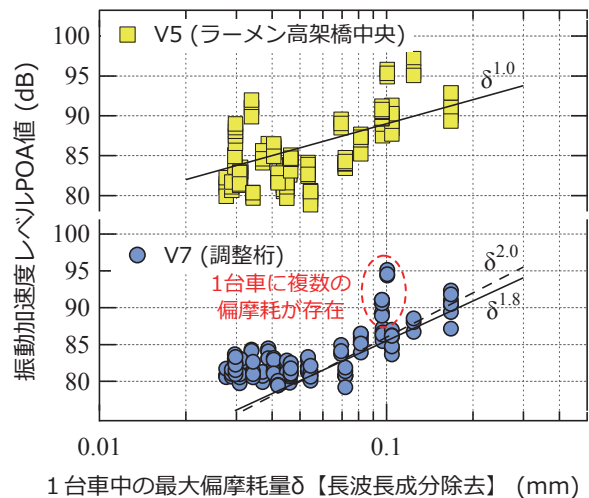


図12 偏摩耗量の推定結果

構造物振動と偏摩耗量の関係について定量的な評価を行った。以下に得られた結果を示す。

- ・ 偏摩耗量の増加に伴い車輪踏面の凹凸レベルが増加し、空間周波数 $1.4 \sim 2\text{m}^{-1}$ 付近にピークが観測される。
- ・ 凹凸スペクトルに基づく指標値で 20dB ~ 25dB を超えると、指標値の増加に比例して構造物騒音等が増加する。指標値 20dB ~ 25dB は、偏摩耗量 0.1mm 程度に相当する。
- ・ 列車速度が 313km/h の場合、偏摩耗に起因して構造物騒音等の 80 ~ 800Hz 帯が増加する。この周波数帯は空間周波数 $1 \sim 10\text{m}^{-1}$ に相当し、偏摩耗により増加する凹凸スペクトルの空間周波数に対応する。
- ・ 50 ~ 100km/h 程度の列車が通過した際の調整桁の構造物振動を測定し、偏摩耗に対応した成分のパーシャルオーバーオール値を算出することで、偏摩耗量の推定が可能である。

文献

- 1) 塚西誠, 八野英美: 車輪状態把握システムの開発, J-RAIL2009 講演論文集, pp.415-416, 2009
- 2) 日野幹雄: スペクトル解析, 朝倉書店, 1977
- 3) Akaike, H., "Statistical Predictor Identification," Annals of Institute Statistical Mathematics, 21, 203-217.
- 4) Railway applications —noise emission— Rail roughness measurement related to rolling noise generation, British Standard, BS EN 15610:2009.
- 5) D. J. Thompson: Railway noise and vibration: Mechanisms, modeling and means of control, Elsevier Ltd., 2009.
- 6) T. X. Wu, and Thompson, D. J.: On the impact noise generation due to a wheel passing over rail joints, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.267, No.3, pp. 485-496, 2003.