

レール継目部で発生する衝撃音の特性と予測手法

北川 敏樹* 村田 香*

Experimental and Theoretical Studies on Impact Noise Generation on Rail Joints

Toshiki KITAGAWA Kaoru MURATA

When a train passes over discontinuities on a rail, e.g. rail joints, impact noise due to the discontinuities is generated. In this paper, an attempt to understand the impact noise generation mechanism experimentally and theoretically was made. First, by performing static and running tests, vibratory properties of the track and wheel were investigated. Second, on the basis of the measurements in the tests, a theoretical model to predict impact noise was constructed. In the running tests, for both the wheel and rail vibrations, the measured A-weighted levels at three rail joints showed an increase of about 9 dB doubling a train speed. Also, by using the measured results, the respective contributions of the noise from the wheel, the rail and the sleeper to the total impact noise at one rail joint were estimated quantitatively. By using the prediction model, the overall trends of noise were well predicted. Also, the model gave an estimate of the respective contributions of the wheel, the rail and the sleeper to the total impact noise at the rail joint, and the predictions showed a good agreement with the results obtained from the measurements.

キーワード：鉄道騒音，車輪，レール，レール継目部，衝撃音

1. はじめに

鉄道車両がレール継目部などのレール不連続部を通過する場合、この不連続性に起因して生じる大きな力が車輪、レールに作用して、車輪、レールは衝撃的な振動、音を発生する。この衝撃音を低減する有効な方法の一つとして、レールを連続的に溶接するロングレール化が行われている。しかし、踏切や分岐器まわりなどではロングレール化を行うことはできないため、依然としてレール継目部がある状態である。

レール継目部での衝撃音に関する現象解明は、実車や縮尺模型を用いた実験、理論モデル等によって行われている^{1) 2)}。文献2では、T.X.Wuらが衝撃音の理論モデルの構築を行っている。このモデルでは、レール継目部で生じる衝撃音を2段階の計算で評価する。第一に、時間領域で車輪・レール間に働く加振力を評価し、次に、周波数領域においてこの加振力と同じ大きさの加振力を生ずる等価凹凸を求め、これをTWINSモデル³⁾に適用して振動、騒音を評価する。

本報告では、レール継目部での衝撃音の発生メカニズムを実車試験および理論モデル等から考察する。まず、車輪、軌道に対する衝撃加振試験と実車試験から、車輪、軌道の振動特性を評価し、衝撃音全体に対する車輪、レールなどの放射音の寄与度を試算する。次に、実験結果からT.X.Wuらの理論モデルを改良し、このモデルによる予測結果と実測結果の比較からその妥当性を検証する。

* 環境工学研究部 騒音解析研究室

2. 衝撃加振試験および実車試験による検討

2.1 測定概要

鉄道総研の試験線において加振試験、実車試験を実施した。試験を実施した3つのレール継目部の型式はすべて掛け継目である。試験区間は、バラスト軌道で木まくらぎが敷設されている。表1はレール継目部の形状を示したものである。図1は、軌道側での振動・騒音測定の概要である。測定項目は以下の通りである。

- レール振動：2本のレール底部に各1点
- まくらぎ振動：まくらぎの左右方向の中央に1点
- レール近傍点の騒音：軌道中心からの離れ2mに1点

表1 継目部形状

継目部	高さ	遊間幅
A	1.3mm	5.6mm
B	0.5mm	9.9mm
C	0.8mm	1.1mm

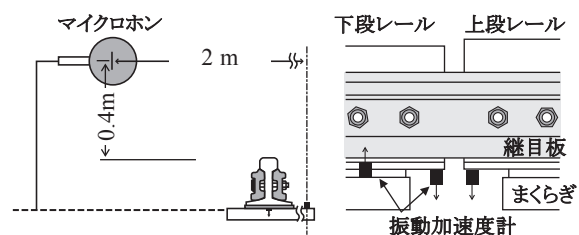


図1 測定概要(軌道側, 加速度計の矢印方向が感度方向)

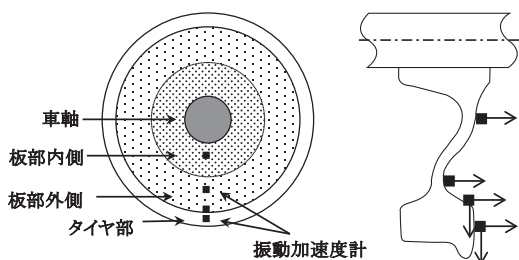


図2 測定概要(車輪側, 加速度計の矢印方向が感度方向)

図2は、車輪側での振動測定の概要である。車輪面の4点(板部2点, タイヤ部2点)に振動加速度計を設置した。

衝撃加振試験では、インパルスハンマーを用いて車輪, 軌道を加振し, その振動特性を調査した。特に, 軌道に関しては, レール継目部まわりで加振を行い, レール振動に対するレール継目部の影響を調べた。

実車試験では, 3つのレール継目部を列車が通過する際に生じるレールと車輪の振動, レール近傍点での騒音を測定した。また, 列車は単線の試験線を往復し, 同一継目部での段上がり走行, 段下がり走行に対応する結果を測定した。

2.2 衝撃加振試験による結果

図3は、継目部Aでの上下方向の加振に対する加振点での上下方向振動の周波数応答である(6回加振した平均値)。参考として、図3には、レール継目部から10m程度離れた位置(以下、レール中間部)における加振点での周波数応答も示した。1000Hz以上の周波数域では、継目部Aでの応答はレール中間部の結果よりも大きい。この一因としては、レール端部でのレールは片持ち梁と同じような振動特性を持つことが考えられる。また、レール中間部での結果には、レール、まくらぎの連成振動による共振が明確には現れていない。この原因には、レールがまくらぎに犬釘で直接締結されていること、試験線の軌道の整備状況が良好な状態にはないことなどが考えられる。

図4は、レール継目部で相対する2本のレールの片側を上下方向に加振した場合における2本のレールに生じ

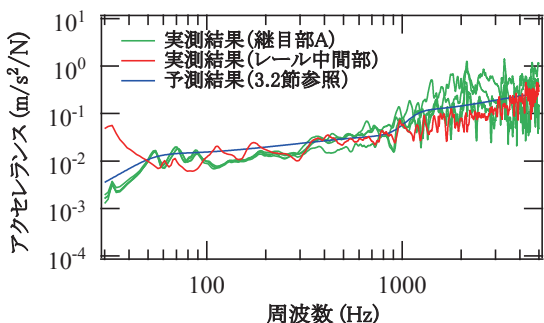


図3 加振点位置での軌道の振動特性(上下方向加振, 上下方向応答, 継目部Aの2つの結果は上段側または下段側を加振したものに对应)

た上下方向の振動のレベル差を示したものである(+ : 加振側レール大)。800Hz以下の周波数域で、レベル差は概ね3dB以下である。これは、2本のレールが連結して振動していることを示している。しかし、1000Hz以上では、最大10dB程度のレベル差を生じる。これは、この周波数域では2本のレールは連結した状態ではなく、別々に振動していることを示している。

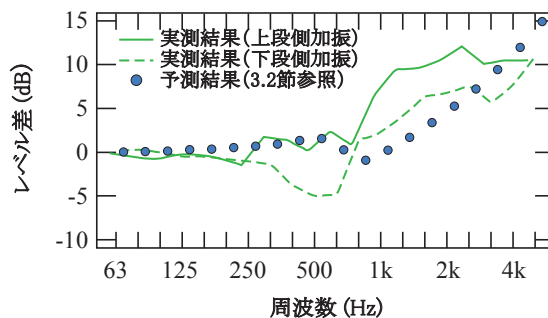


図4 相対する2本のレールに生じる振動レベルの差(継目部A, 衝撃加振試験, 上下方向加振, 上下方向応答)

2.3 実車試験による結果

図5, 6は、車輪, レールの振動レベルの速度特性を示したものである。この振動レベルは、レール継目部通過時間(0.17[s])での実効値に対応する。車輪, レールの振動の大きさは各継目部で異なるが、その速度依存性は V^3 (V :列車速度)程度である。レール振動については、継目部A~Cともに、同一継目部では、段上がり走行に対応する結果が段下がり走行の場合に比べて大きい傾向である。しかし、車輪振動に関しては、2つの走行条件の結果がほぼ同等である。

図7, 8は、列車走行時に継目部Aにおいて相対する2本のレールに生じた上下方向の振動の周波数分布の比較である。段上がり走行の場合、上段側レールの振動が大きい。また、2本のレールに生じる振動のレベル差は

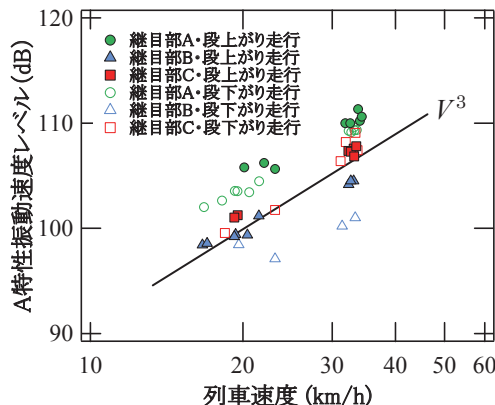


図5 レール振動の速度特性(実車試験)

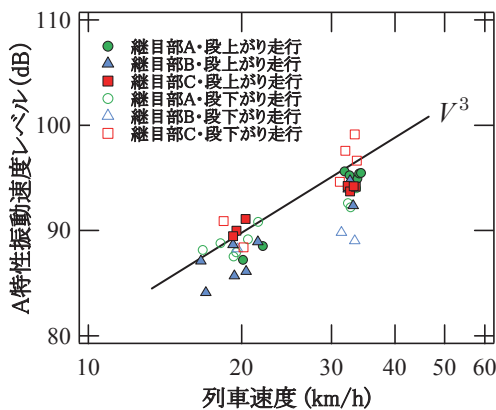


図6 車輪振動の速度特性（実車試験，径方向，タイヤ部）

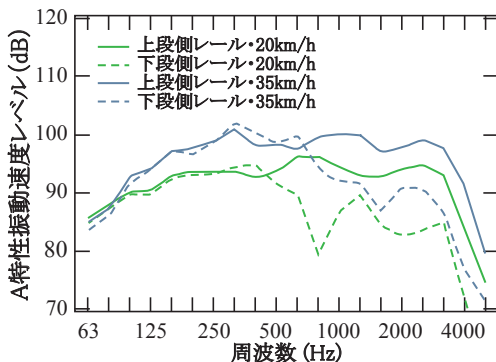


図7 段上がり走行時のレール振動（実車試験）

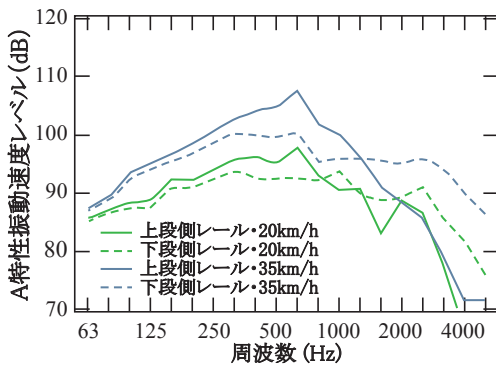


図8 段下がり走行時のレール振動（実車試験）

衝撃加振試験でのレベル差とほぼ同じである（図4参照）。これは、段上がり走行の場合、衝撃音の原因となる車輪による加振が主に上段側レールで生じることを示している。また、段下がり走行の場合、800Hz以上で下段側レールの振動が大きい。これは、段下がり走行の場合、レール継目部において車輪による加振が主に下段側レールで発生することを示している。

図9は、継目部Aを車輪が走行した場合において、車輪に生じた振動（径方向）の周波数分布である。また、図10は、衝撃加振試験において得られた車輪の振動特性である。図9、10の比較から、列車走行時の結果に現れるピークは、車輪の固有振動に起因したものであることがわかる。また、列車走行時の結果では、段上がり走

行、段下がり走行の場合ともに車輪の固有振動に起因したピークの大きさはほぼ同じである。

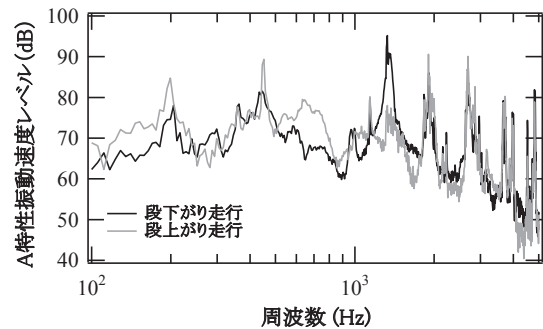


図9 実車試験時の車輪振動（径方向，タイヤ部）

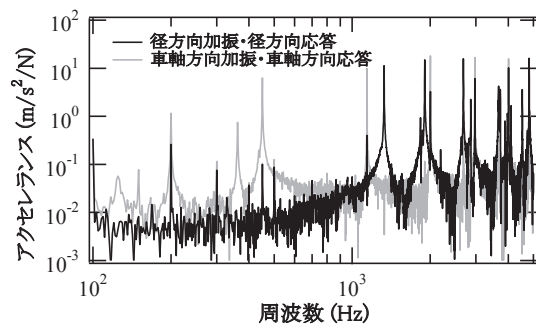


図10 車輪のアクセラランス

2.4 実車試験等の結果からの音源別寄与度評価

2.2, 2.3節で得られた測定結果を用いて、車輪がレール継目部を通過するとき生じる衝撃音に対する各放射音の寄与度を推定する⁴⁾。

継目部通過時に生じる車輪、レールおよびまくらぎの音響パワー W を式(1)から評価する。ここで、音響パワーは各要素 i の音響エネルギーをレール継目部の通過時間 (0.17[s]) で除した値とする。

$$W = \rho c_0 \sum_i v_i^2 S_i \sigma_i \quad (1)$$

ここで、 ρ は空気の密度、 c_0 は音速、 v_i 、 S_i は各要素の振動面の平均振動速度、面積、 σ_i は音響放射効率である。

各要素における振動速度、面積および音響放射効率を以下で整理する。音響放射効率は、文献5を参照した。

(1) 車輪

車輪に生じる振動、放射音を車軸、径方向別に評価する。車軸方向振動については、タイヤ部1点、ウェブ部2点での測定結果から振動速度を求め、図2に対応する同心円の3つの部分から放射音の評価する。径方向振動については、タイヤ部内側と外側に近い位置に設置された2点での振動速度を求め、それぞれの放射面をタイヤ部内側、外側部として放射音の評価する。音響放射効率については、400Hz以上では音響放射効率を1とし、315Hz以下の音響放射効率については $\sigma_i = (ka)^2 / (1 + (ka)^2)$

特集：環境工学

(k ：波数, a ：車輪径) を用いた。

(2) レール

上下方向の振動のみを評価対象とした。継目部直下での測定結果とレール長手方向の距離減衰率を考慮して、継目部通過時にレールに生じる振動を評価した。放射面については、頭部、底部の上下面とし、音響放射効率に関しては、 $\sigma_r = \pi(kr)^3/2$ (r ：レール高さの1/2) とした。

(3) まくらぎ

実車走行時のレール振動と衝撃加振試験でのレール・まくらぎ間の伝達応答等を考慮して振動を評価した。振動面は、まくらぎ上面とした。音響放射効率は周波数別に次式で与えた。

$$50 \sim 160\text{Hz} : \sigma_r = 2\pi w L f^2 / c_0^2$$

$$200 \sim 500\text{Hz} : \sigma_r = 2.8 w f / c_0$$

$$630\text{Hz 以上} : \sigma_r = 1$$

ここで、 L , w はまくらぎの長さと同幅、 f は周波数である。

図11は、継目部A・段下がり走行時において生じる衝撃音に対する車輪、レールとまくらぎからの放射音の寄与である。また、図11には、レール近傍点の実測結果も併記した。車輪、軌道における振動の実測結果からの推定結果と衝撃音の実測結果が示す傾向は概ね一致する。また、全体音に対して最も大きい寄与を占めるのはまくらぎ放射音であり、次に車輪放射音が大きい。まくらぎ放射音は315Hz以下の周波数域において主要な音源であり、車輪放射音は主に2000Hz以上で大きな寄与を占める。レール放射音は800～2000Hzにおいて主要な音源である。なお、100～160Hzおよび630付近ではまくらぎ放射音の寄与が過大評価となっている。この原因には、まくらぎ振動の評価が適切でないことなどが考えられる。

3. 衝撃音に関する解析モデルによる検討

3.1 解析モデルの概要

2章での測定結果、考察を基に、レール継目部での衝撃音を予測するモデルを構築し、実測結果との整合性を確かめた。予測モデルは、T.X.Wuらが提案する方法²⁾を参考にした。ただし、T.X.Wuらが構成した軌道モデルは、2本のレールに対応する梁がピンで連結されたものであった。このモデルでは、図4に示したレールの振動特性を模擬することはできない。今回の解析モデルでは、これを考慮できるように2本のレールの連結方法を改良する。図12は、衝撃音の解析モデルを示したものである。以下では、予測手法の概要を説明する。

- (1) レール継目部を車輪が通過する場合における車輪中心の軌跡を、レール継目部での2本の剛なレールの幾何学的関係から評価する。
- (2) 車輪は、「質点」と「ばね要素」等で構成する(図

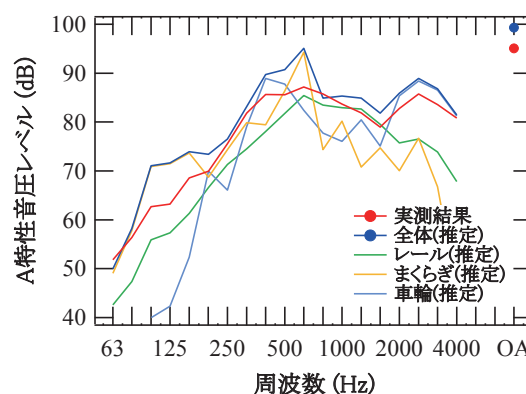


図11 継目部Aでの衝撃音の音源別寄与度(35km/h、段下がり走行、推定：実測結果を基に推定)

12参照)。ばね剛性やダンパーの減衰係数は、図10に示した車輪の振動特性に車輪モデルでの評価結果が合うように調整する。軌道は、2本のレールに対応する「2つの半無限梁」と、軌道パッド、まくらぎとバラスト・路盤に対応する「ばね-質点-ばね」系から成る支持体でモデル化する(図12参照)。また、図4で示したレール継目部での振動特性を考慮するため、2本のレールを継目板に対応する「ばね要素」で繋いで構成する。

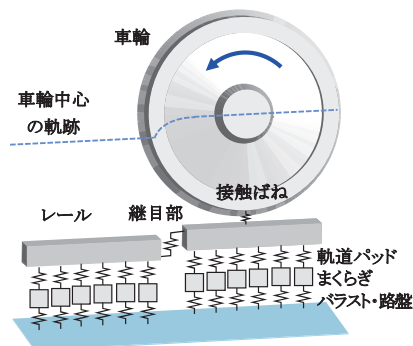


図12 衝撃音の解析モデル

- (3) 車輪に関しては、(2)のモデルから得られる運動方程式を状態方程式の形で整理する。軌道に関しては、(2)に示したモデルから得られる加振点での周波数応答と等価な応答特性を持つフィルターを構成し、これを状態方程式の形で整理する。また、車輪・レール間には非線形性を考慮したヘルツの接触ばねを作用させる。2つの状態方程式に対して4次のルンゲ・クッタ法を適用して、車輪・レール間に作用する加振力や各部位の変位等を時間領域で計算する。
- (4) (3)で得られた加振力の周波数分布を求め、車輪・軌道から成る解析モデルでこの加振力と同じ大きさの力を生じる凹凸(等価凹凸)に変換する。
- (5) (4)で評価された等価凹凸を転動音予測法³⁾に適

用し、車輪、レール等の振動、騒音を求める。

3.2 解析モデルによる騒音に関する検討結果

図 13 は、継目部 A を車輪が通過する際の等価凹凸である。250Hz 以上の周波数域では、20km/h から 60km/h まで増加すると、各周波数バンドで等価凹凸は 15dB 程度増加し、この凹凸によって生じる車輪、レールの振動の速度特性が V^3 程度になることを示している。これは、図 6、7 に示したレールや車輪の振動の傾向に概ね一致する。また、段上がり、段下がり走行時の等価凹凸の結果はほぼ同じである。これは、車輪、レールに作用する力が 2 走行方向でほぼ同じになったことを示している。継目部 B、C の結果においても、各継目部で等価凹凸の大きさは異なったが、2 走行条件の結果はほぼ同じであった。

また、図 3 には、軌道モデルによって評価された結果を示した。評価結果は実測結果に概ね一致する。

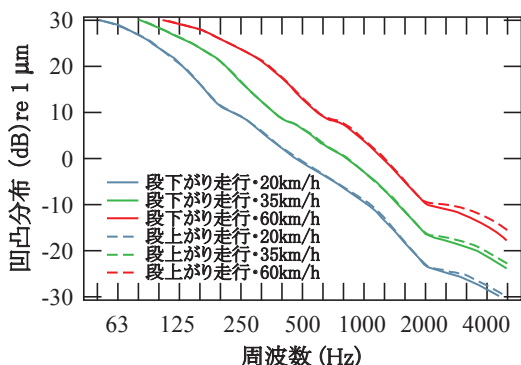
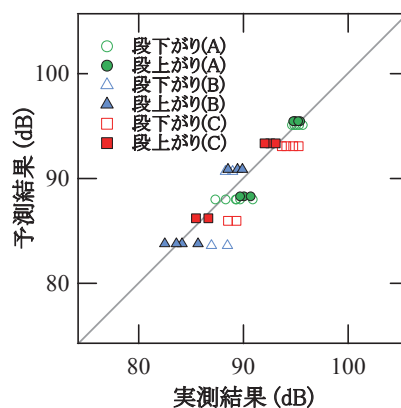


図 13 等価凹凸 (継目部 A)

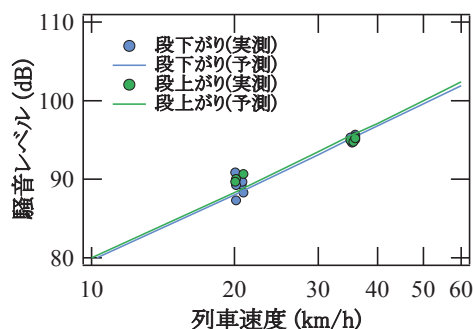
図 14 (a) は、レール近傍点での騒音に関する実測結果と予測結果の比較である。図中に示した記号は、6 条件 (3 継目部、2 走行) の結果に対応する。図 14 (a) から、実測結果と予測結果は概ね一致し、平均レベル差は +0.5dB (予測結果が小) であった。図 14 (b) は、継目部 A におけるレール近傍点での騒音の予測結果である。また、同図には、20、35km/h 走行時の実測結果も併記した。実測結果と予測結果が示す傾向はほぼ一致する。予測結果では、速度が同じ 2 走行の結果はほぼ同じである。これは、同一速度・同一継目部であれば、2 走行方向の等価凹凸がほぼ同等であることを反映したものである。

図 15 は、レール近傍点における騒音の 1/3 オクターブバンド周波数別の実測結果と予測結果のレベル差である。この図は、各継目部で実測結果と予測結果の差を求め、段下がり走行、段上がり走行別にまとめたものである。

63 ~ 4000Hz における平均のレベル差は -1.5dB (予測結果が過大) である。また、2 走行ともに、250Hz



(a) 実測結果と予測結果の比較



(b) 継目部 A における予測結果

図 14 レール近傍点における騒音 (予測：解析モデル)

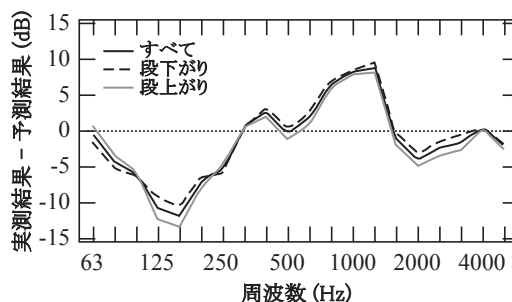


図 15 実測結果と予測結果のレベル差 (継目部 A ~ C, — : 予測結果が大)

以下では予測結果が実測結果に比べて大きく、630 ~ 1250Hz では予測結果が小さい。この一因としては、予測手法ではまくらぎ振動を過大に評価していることが考えられる。

図 16 は、継目部 A・段下がり走行時における衝撃音について、実測結果と予測結果の周波数分布を比較したものである。予測結果には、車輪放射音、レール放射音とまくらぎ放射音の寄与を併記した。実測結果と予測結果は概ね一致する。各音源の寄与に関しては、まくらぎ放射音は 630Hz 以下の周波数域において支配的であり、2000Hz 以上では車輪放射音が全体音に対して大きな寄与を占める。この図と 2.4 節で示した実験結果からの推定結果 (図 11) を比較すると、各音源が全体音に対し

特集：環境工学

て大きな影響を持つ周波数域とその寄与度は、解析モデルによる予測結果と概ね一致する。また、継目部 B、C においても実測結果を用いた評価結果と予測結果が示す傾向はほぼ同じであった。したがって、衝撃音の本予測手法が与える音源別寄与度は概ね妥当であると考えられる。

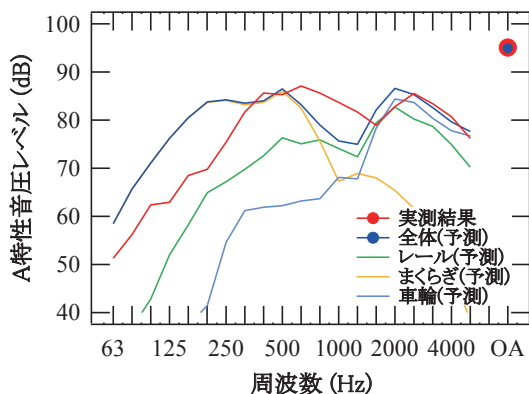


図 16 継目部 A での衝撃音の音源別寄与度 (35km/h, 段下がり走行, 予測：解析モデル)

3.3 解析モデルによる振動に関する検討結果

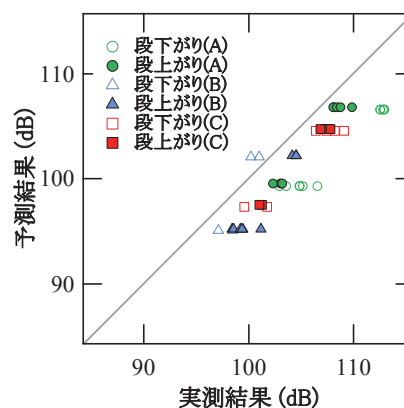
図 17 (a) は、上下方向のレール振動速度に関して実測結果と予測結果を比較したものである。予測結果は実測結果に比べてやや小さく、実測結果と予測結果の差は 3.5dB 程度である。

図 17 (b) は、車軸方向の車輪振動に関する実測結果と予測結果の比較である。各継目部で予測結果と実測結果の大小関係が異なる (継目部 A：予測結果が大, 継目部 B：ほぼ一致, 継目部 C：実測結果が大)。ただし、実測結果と予測結果の平均レベル差はほぼ 0 であった。

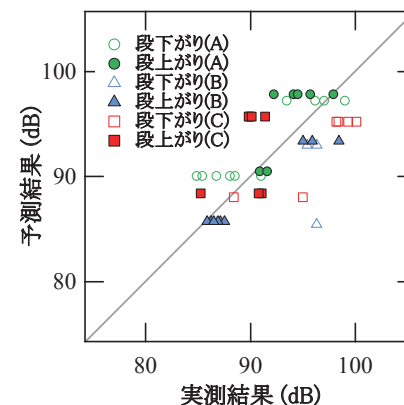
4. まとめ

レール継目部で生じる衝撃音に関して、加振試験、実車試験および理論モデルから考察を行った。本報告で明らかになったことを以下に整理する。

- (1) レール継目部を構成する 2 本のレールのうち片側を加振した場合、1000Hz 以上で 2 本のレールに生じる振動に最大 10dB 程度の差を生じた。
- (2) 実車試験の結果から、車輪、レールの振動の速度特性は V^3 程度であった。レール振動は段上がり走行時の結果が大きい傾向を示したが、車輪振動の大きさは走行方向に依らずほぼ同等であった。
- (3) 測定結果を元に衝撃音の予測モデルを構築し、実測結果との整合性を確認した。また衝撃音の音源別寄与度ではまくらぎ放射音は 630Hz 以下の周波数域において支配的であり、2000Hz 以上では車輪放射



(a) レール振動(上下方向)



(b) 車輪振動(車軸方向, タイヤ部)

図 17 レール、車輪の振動速度に関する比較 (予測：解析モデル)

音は全体音に対して大きな寄与を占めた。

文献

- 1) Ver, I.L. Ventres, C.S. and Myles, M.M., “Wheel/rail noise, Part III : Impact noise generation by wheel and rail discontinuities” , *Journal of Sound and Vibration*, 46(1976), pp. 395-417.
- 2) Wu, T.X. Thompson, D.J., “On the impact noise generation due to a wheel passing over rail joints” , *Journal of Sound and Vibration*, 267(2003), pp. 485-496.
- 3) Thompson, D.J., Janssens, M.H.A., de Beer, F.G., TWINS: Track-Wheel Interaction Noise Software.. Theoretical Manual (version 3.0), *TNO Report. TPD-HAG-RPT-990211*, Nov 1999.
- 4) 村田, 長倉, 北川, 田中, 川口: レール継目部通過時における衝撃音の音源別寄与度, 第 19 回鉄道技術連合シンポジウム, 講演番号 1520, 2012.12
- 5) Thompson, D.J., “Railway noise and vibration” , Elsevier, 2009.