

転動音の特性と軌道・車両に係わるパラメータの影響

北川 敏樹*

An Investigation on the Influence of Wheel and Track Parameters upon Rolling Noise

Toshiki KITAGAWA

For the meter-gauge lines in Japan, the noise generated by railway vehicles mainly consists of rolling noise and traction-motor fan noise. Rolling noise is generated by vertical vibration of the wheel and rail, which is induced by a relative displacement between them due to the roughnesses on their surfaces. Now, in new vehicles, the traction-motor fan noise has been considerably reduced by introduction of a newly developed traction-motor, and the relative contribution of rolling noise to the total noise is therefore larger than before. Therefore, in order to reduce the wayside noise, a better understanding of rolling noise is required. In this paper, the characteristics of rolling noise are presented based on field tests, and an attempt to investigate the influence of wheel and track parameters upon rolling noise is made by using theoretical models of rolling noise.

キーワード：在来鉄道騒音，転動音，車輪，レール

1. はじめに

平成7年12月に「在来鉄道の新設又は大規模改良に際しての騒音対策の指針について」が環境庁から都道府県に通知された。この指針は、在来鉄道の新線および大規模改良線を対象に環境変化による騒音問題の未然防止を主眼としたものである。しかし、近年、社会的要求などから、在来鉄道の既設線も含めて良好な地域環境に配慮した鉄道整備を行うことが重要になってきている。

鉄道騒音は、軌道や車両を構成する様々な要素から発生する。一般的な平地の直線ロングレール区間を電車が走行する場合、在来鉄道騒音は主に主電動機ファン音と転動音から構成される。図1は、転動音の発生メカニズムを示したものである。転動音は、車輪・レール面上のミクロンオーダーの凹凸により両者の間に相対的な変位を生じ、その変位によって車輪とレールが振動することによって発生する（ここでは、車輪踏面上のタイヤフラット等に起因する衝撃音は取り扱わない）。在来鉄道の騒音指針における代表的な評価点である近接側軌道中心から12.5m離れた点の騒音に対する2つの音の寄与は、内扇型ファン等を搭載した最新車両の場合では、主電動機ファン音に比べて転動音の寄与が大きい¹⁾。したがって、今後、在来鉄道沿線において騒音を低減するためには、転動音に重点をおいた対策を進めることが必要である。

転動音に関する予測・評価を行うために、欧州ではTWINS等の理論モデルが構築されている¹⁾。図2はTWINSにおける計算の流れである。転動音の発生メカ

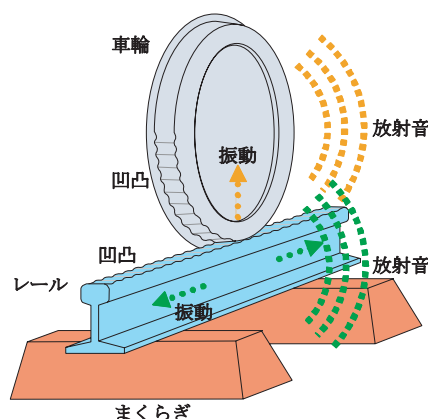


図1 転動音の発生メカニズム

ニズムに基づいて、車輪、レール面上の凹凸や振動特性等を組み合わせて車輪、レールとまくらぎの振動および各構成要素からの放射音を予測する。そこで、転動音の定量的な評価を行うために、TWINSの考え方に基づい

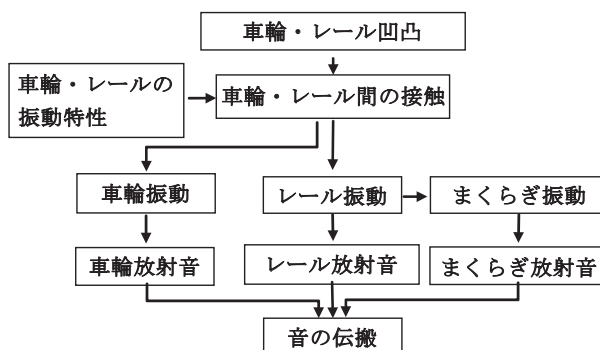


図2 TWINSにおける計算の流れ

* 環境工学研究部（騒音解析）

特集：環境技術

た転動音予測法の原型を構築した。2章では、予測に必要な入力パラメータであるレール・車輪凹凸、レール・車輪の振動特性を整理する。また、転動音低減策を模索するために、3章では転動音に対する軌道・車両に係わるパラメータの影響を検討する。

2. 車輪・レールの凹凸と振動特性

2.1 車輪・レール凹凸

2.1.1 転動音と車輪・レール凹凸の関係

転動音の大きさを決定する主な要因は、車輪、レールの走行踏面に存在する凹凸である。転動音に関連する凹凸の波長範囲は、転動音の主成分となる周波数範囲が500～2000Hzであることから、列車速度が50～120km/hの場合、7～70mm程度 ($\lambda = V/f$, λ :凹凸成分の波長, f :周波数, V :列車速度)であり、その振幅は0.1～100 μ m程度の成分である。

図3は、同一区間において、レール削正直前・直後で、車輪とレール凹凸分布を足し合わせた結果と付随車に対応する騒音の変化量を比較したものである。車輪とレールの凹凸分布は、列車速度を使って単位を波長から周波数に変換し、1/3オクターブバンドごとにまとめた。付随車は主電動機等の駆動装置を装備していないので、その騒音は主に転動音で構成される。全周波数域において、車輪・レール凹凸分布における変化の傾向は騒音にほぼ反映されている。測定区間、車両形式が同じであるため、これは転動音におけるレール・車輪凹凸の影響を示し、転動音の主な発生要因が車輪・レールの接触面の凹凸状態であることがわかる。

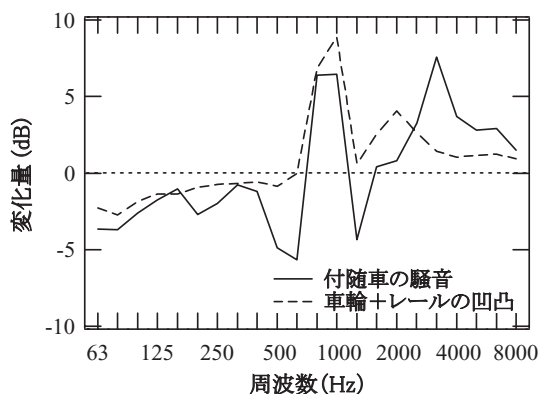


図3 凹凸分布の変化とレール近傍点騒音の変化(車両：合成制輪子, 85km/h, 軌道：バラスト軌道)

2.1.2 車輪・レールの凹凸分布

在来鉄道のレール、車輪の凹凸状態を把握するため、営業路線のレール、営業車両の車輪に対して凹凸測定を行った。

(1) 測定条件

- ・レール：営業路線12区間（レール削正による対策管理

を行っている6区間、対策管理を行っていない6区間）において測定を行った。

- ・車輪：営業車両に搭載された約30車輪に対して凹凸測定を行った。測定を行った車両のブレーキ・踏面制輪子は (a) 合成制輪子踏面ブレーキ, (b) 焼結合金制輪子踏面ブレーキ, (c) 合成制輪子+ディスクブレーキである。

(2) 測定方法

レール頭頂面、車輪踏面上の凹凸振幅は、変位プローブを直接表面に押し当てて測定した。レール、車輪の測定条件を以下に示す。

- ・レール 測定位置：走行痕の中央, サンプルング:1mm, 測定長：1000mm
 - ・車輪 測定位置：フランジ側から65mmの位置, サンプルング:0.5mm, 測定長：1周(約2700mm)
- レール、車輪凹凸の測定概況を図4、5に示す。



図4 レール凹凸の測定概況



図5 車輪凹凸の測定概況

(3) 解析方法

計測された凹凸のデータに対して、最大エントロピー法²⁾を用いてパワースペクトル密度を推定した。また、凹凸分布を評価するために、計測結果に前処理を施した。図6は、変位プローブによる車輪凹凸の測定結果の一例である。変位プローブが車輪踏面上の細かい凹凸を追い、測定結果には先の鋭く尖った穴 (pit) が現れている。この測定結果を直接波数分析すると、pit部分が凹凸分布に大きな影響を与え得る。また、実際の車輪、レールが変位プローブで測定された凹凸成分にすべて追従するとは限らない。これは、変位プローブが計測対象と接触する面の大きさに比べて車輪・レールの接触面が大きいためである。そこで、以下に示した手順にしたがって転動音に関連した車輪、レールの凹凸分布を評価した³⁾。

- (a) 車輪・レール間接触面 S の大きさを求める
- (b) 計測された凹凸結果を車輪と同じ径の円周に載せる
- (c) 凹凸が載った円周面を平らな面に当てる
- (d) 面 S の範囲内で、最初に平らな面と接触する凹凸の高さを見つける
- (e) 面積 S を 1 サンプルングずつ順々にずらし、データ長分繰り返す

この方法を用いて図6に対応した車輪の凹凸分布を比較した結果を図7に示す。pit部分によって波長40mm以下の領域で凹凸分布が過大評価されていたことがわかる。

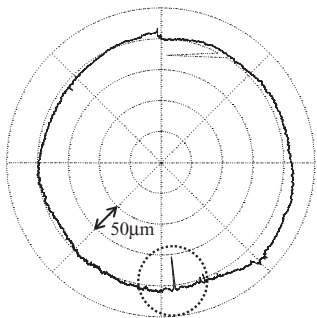


図6 車輪まわりの凹凸の例

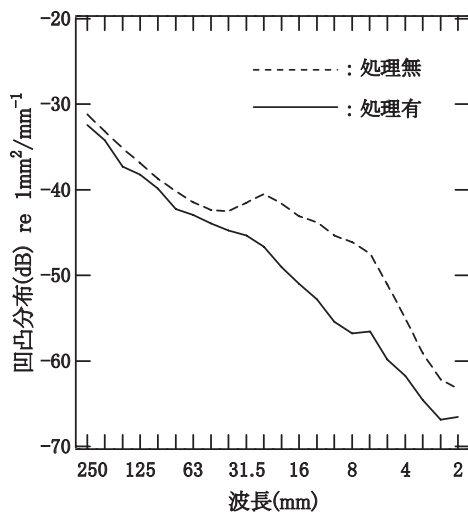


図7 車輪踏面上のpit部分による影響

(4) 測定結果

図8は、営業路線12区間におけるレール頭頂面上の凹凸分布の平均値と最大-最小範囲を示したものである。レール削正による管理の有無によって凹凸分布の大きさには5dB程度の差がある。また、対策管理区間、未対策管理区間ともにレール凹凸のばらつき範囲は±5dB程度である。

図9は、営業車両に搭載された約30の車輪についての車輪踏面の凹凸分布の平均値を示したものである。測定結果は車両のブレーキ・踏面制輪子種から3つに分類して整理した。3つの凹凸分布を比較すると、25mm以上の波長ではディスクブレーキ+合成制輪子の凹凸がやや大きい、転動音に係わる波長範囲(7~70mm)の大

部分ではほぼ同等である。また、ここには示していないが、車輪の凹凸分布のばらつき範囲もレールにおける結果と同様に±5dB程度である。車輪、レールの凹凸分布を比較すると、レール凹凸が車輪凹凸を上回る。これは、レールに比べて車輪凹凸が良好に管理されていること、転動音の大きさはレール凹凸に支配される傾向が大きいことを示している。

2.2 車輪・レールの振動特性と転動音

転動音の大きさを決める車輪・レール凹凸以外の要因は軌道・車輪形式である。レール、軌道形式やレール締結装置のばね定数等は、レールの振動特性に影響を与える。図10は、レールの上下振動に関する距離減衰率を示した一例である。軌道形式やレール締結装置等によってレール振動の距離減衰率は変化し、これは軌道形式等がレールに係わる転動音の音源の大きさに影響を与えることを示している。また、車輪形式による振動特性の違いは文献4)において詳細が述べられている。

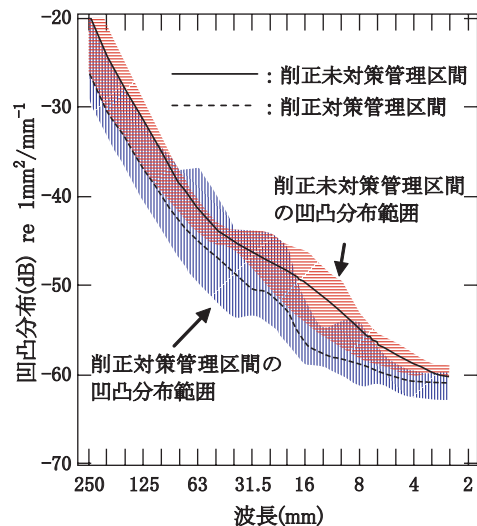


図8 レールの凹凸分布(在来鉄道)

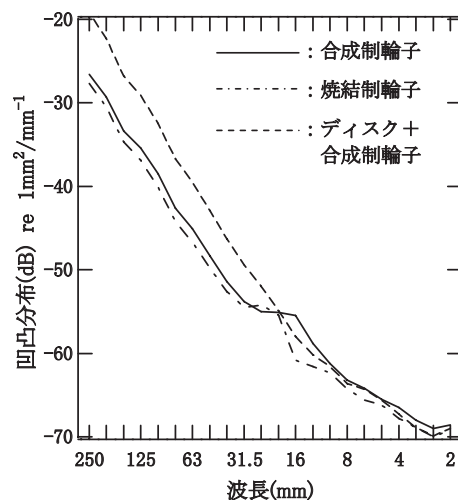


図9 車輪の凹凸分布(在来鉄道)

特集：環境技術

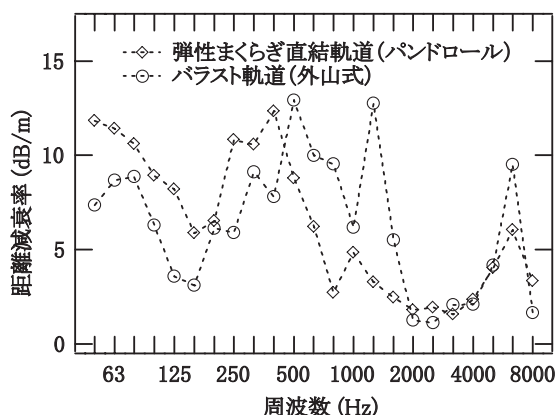


図10 各種軌道形式におけるレール振動の距離減衰率の例（上下方向振動，凡例の括弧内はレール締結装置形式）

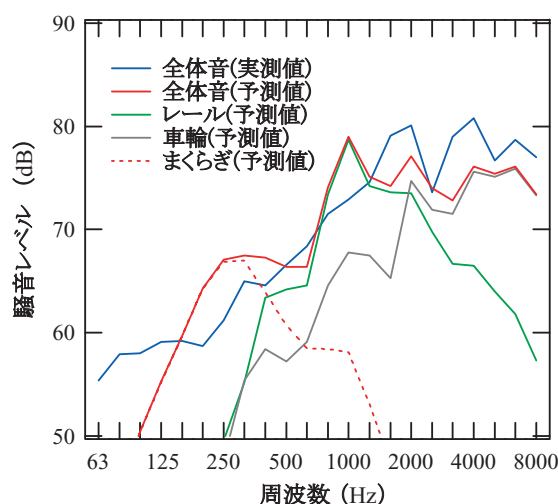


図12 転動音の音源別寄与度（在来鉄道，90km/h，バラスト軌道）

3. 転動音と車両・軌道に係わるパラメータ

3.1 転動音予測法の精度

在来鉄道・新幹線の4区間において車輪・レールの凹凸や振動パラメータを測定し、これらと転動音予測法を用いてレール近傍点における騒音を評価し、実測におけるレール近傍点の騒音と比較することによって、転動音予測法の精度を検証した。図11は、レール近傍点における騒音レベルに関する実測値と予測値の比較である。平均ずれ量-0.5dB、標準偏差3dBであり、予測値と実測値は概ね一致する傾向にある。また、図12は、在来鉄道車両のバラスト軌道区間（平地、PCまくらぎ）走行時の実測値と予測法による各音源の寄与度を示したものである。全体音に関する両者の結果は概ね一致する。250Hz以下の周波数域ではまくらぎが主要な音源であり、2000Hz以上の周波数域において車輪は支配的な音源である。500～1600Hzの周波数域で主要な音源はレールである。

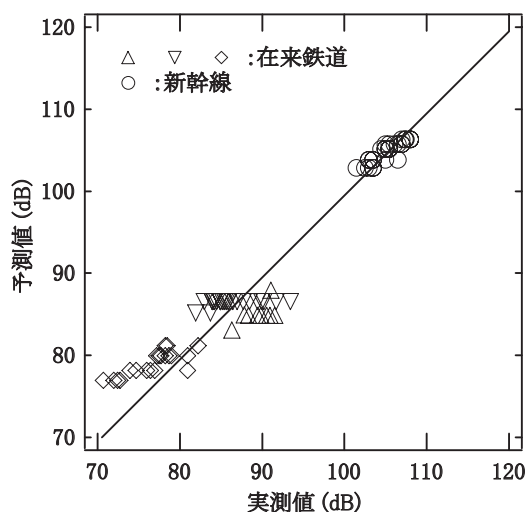


図11 転動音に関する実測値と予測値（レール近傍点）

3.2 転動音における車両・軌道に係わるパラメータの影響

転動音を低減するためには、音源である車輪とレールの振動を抑えることが必要である。このためには、(1)レール・車輪間に作用する加振力の低減、(2)構成部材の制振、防振が有効である。ここでは、車輪・レール凹凸、軌道パッド等に注目して、転動音低減策を検討する。

3.2.1 車輪・レール凹凸と転動音

レール・車輪間に作用する加振力を低減するためには、車輪・レール表面の凹凸を平滑化することが必要である。したがって、レール表面に回転研削子を押し付けてその表面を研削するレール削正、車輪表面の転削や車輪凹凸を良好状態に保つ踏面清掃子・制輪子（合成制輪子、焼結制輪子）の採用等が有効である。

図8、図9に示した在来鉄道で測定した車輪・レールの凹凸分布と転動音予測法を用いて、車輪・レールの凹凸管理状態による転動音の大きさの違いを評価する。表1は、レール近傍点における騒音を予測評価した結果の一例である。レール削正対策によってレール凹凸が良好な管理状態にある区間では、対策未施工区間に比べて転動音が3～5dB程度低くなる傾向にある。これは、レール削正の対策によってレール凹凸は5dB程度低減されること（図8）から、これを反映したものである。また、レール凹凸の状態によって車輪凹凸の管理から見込まれる騒音低減量が異なる。レール削正による対策が施工されている区間では、現状以上に車輪凹凸を良好な状態に管理することによって、転動音に対して1dB程度の低減効果が現れる（条件AとCの比較）。これに対し、レール削正によるレール凹凸管理が行われていない場合、現状以上の車輪凹凸の改善が転動音に与える影響は小さい（基準条件と条件Dの比較）。これは、レール削正未対策区間のレール凹凸が車輪凹凸を大きく上回っているためである。

レール表面の不整を除去するレール削正は、レール凹凸を良好な状態に保つために有効な対策であるが、レール削正時に生じる痕（レール削正痕）による影響が特定の周波数に現れる場合がある。このレール削正痕は1～数ヶ月ではぼなくなるが、特に削正直後は転動音に大きな影響を与える場合もある。レール削正痕の波長は、研削車の走行速度と研削子の回転速度によって決定される。このため、研削車の走行速度を下げ、レール削正痕に対応する波長を短くすることによってその影響を小さくする方策も行われている⁵⁾。

表1 転動音に対する車輪・レール凹凸条件の影響（予測値、レール近傍点、在来鉄道、列車速度：100km/h、車輪：NA形波打車輪、軌道：バラスト軌道）

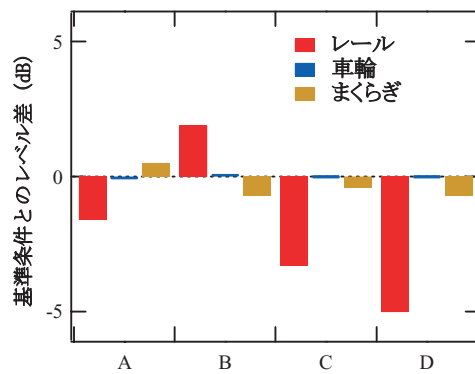
条件	A	B	C	D
レールの凹凸状態	レール削正あり・標準	レール削正あり・良好	レール削正あり・標準	レール削正なし・標準
車輪の凹凸状態	標準	標準	良好	良好
基準条件との騒音レベル差	-3.7 (dB)	-5.5 (dB)	-4.8 (dB)	-0.4 (dB)

基準条件：レール凹凸（レール削正なし、標準）+車輪凹凸（標準）

3.2.2 振動抑制による転動音の低減

軌道、車輪の振動を制御するためには、構成部材の振動特性（加振点インピーダンス、距離減衰等）に変化を加え、部材自体の振動や部材を伝搬する振動を抑制することが必要である。車輪の場合では、輪心を側面から制振材で挟む防振車輪⁶⁾や車輪リム部内側に取り付けられる制振ダンパがその例である。レールでは、軌道パッドのばね剛性等から軌道系全体の振動特性を変えることや、レールダンパのように側・底部を樹脂・弾性材等で覆うこと⁷⁾によってレールを制振することなどがある。

図13は、軌道を構成する部材のうち軌道パッドとレールに関するパラメータを変化させ、転動音予測法によって騒音を評価した結果の一例である。軌道パッドの低ばね剛性化は構造物に伝わる振動を緩衝し主に構造物音対策として行われ、レールの損失係数はレールダンパ等によるレールの制振効果に対応する。図13より、軌道パッドのばね剛性やレールの損失係数がレール放射音に大きな影響を与えることは明らかである。軌道パッドの高剛性化はレール放射音を小さくするが、まくらぎ騒音、レール支持機構や構造物に影響を与える⁸⁾。また、軌道パッドの剛性を小さくすることはその逆の効果を生じ、転動音は大きくなる傾向にある⁹⁾。一方、レールに対する制振は、車輪放射音、まくらぎ放射音に悪い影響を与えることなく、レール放射音を効果的に低減することがわかる。これらは、2つのパラメータがレールの振動特



A	B	C	D
軌道パッドのばね剛性2倍	軌道パッドのばね剛性0.5倍	レールの損失係数5倍	レールの損失係数10倍

図13 軌道に係わるパラメータと転動音（予測値、レール近傍点、在来鉄道、列車速度：100km/h、車輪：NA形波打車輪、軌道：バラスト軌道、レール凹凸（レール削正あり、標準）+車輪凹凸（標準））

性に影響を与えるためである。図14は、軌道パッドのばね剛性を変化させた場合の加振点におけるレールの周波数応答である。軌道パッドのばね剛性を小さくすると、軌道パッドに対するレールの共振周波数は低くなる。

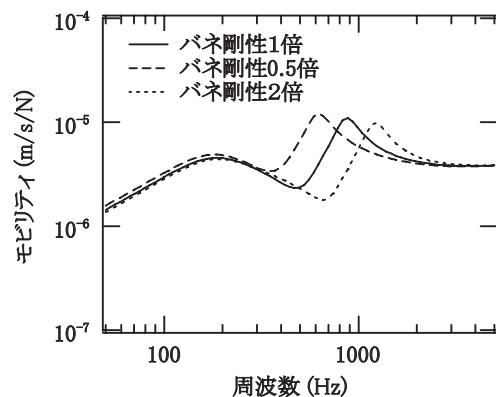


図14 軌道パッドのばね剛性による加振点におけるレールの周波数応答（上下方向加振、上下方向応答）

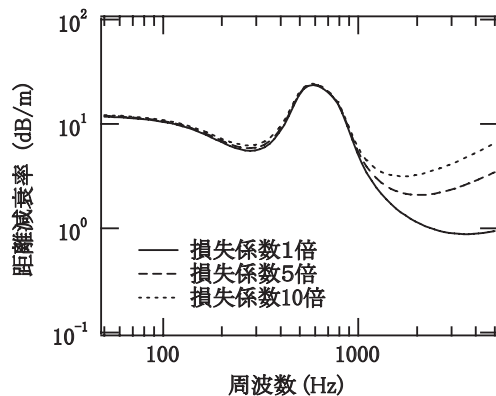


図15 レールの損失係数と軌道の距離減衰率の関係（上下方向）

特集：環境技術

よって、レール振動はより低い周波数において大きくなり、その長手方向分布が広がるために軌道パッドの低ばね化がレール放射音に影響を与えたと考えられる。また、図15は、レールの損失係数とレール振動の距離減衰率の関係を示したものである。レールの損失係数の増加によって1000Hz以上の周波数域において距離減衰率が大きくなり、レールの制振によってレール長手方向に分布する音源範囲が狭くなったためレール放射音は低減されたと考えられる。これは、1000Hz以上では、レール振動が曲げ波として伝搬するので、レールの損失係数がレール振動の伝搬に大きな影響を与えるためである。

3.2.3 車輪形状と転動音

車輪は、その形状によって振動特性（固有振動数、周波数応答関数等）が異なるため⁴⁾、車輪形式に依存して発生音の大きさは異なる。表2は、在来鉄道で使用されている4種の車輪（A形車輪、C形平板車輪、A形波打車輪、NA形波打車輪）の放射音をA形車輪を基準として比較した結果である。車輪板部が平形状であるC形平板車輪に比べて、車輪板部に径方向の湾曲形状や周方向の波打形状を有する車輪からの放射音が大きい。これは、車輪板部における剛性を反映したものであり、板部の厚みが薄い波打車輪からの放射音が大きい傾向にある。図16は、A形車輪に対して各車輪の周波数分布を比較したものである。転動音全体に対して車輪の寄与が大きくなる傾向にある2000Hz以上の周波数域においてC形平板車輪が他車輪に比べて小さい。

表2 車輪から放射される音(予測値, レール近傍点, 列車速度: 110km/h, 軌道: バラスト軌道)

条件	C形平板車輪	A形波打車輪	NA形波打車輪
A形車輪との騒音レベル差 (dB)	-3.5	1.5	3.5

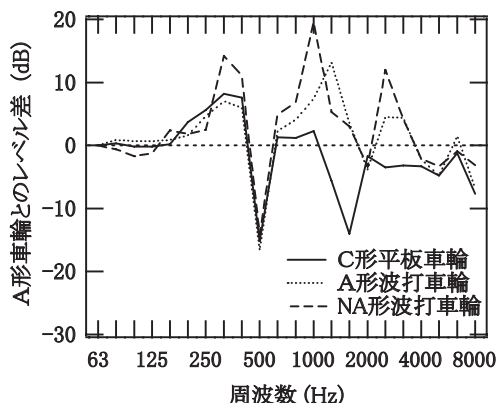


図16 車輪放射音に対する車輪条件の影響(予測値, レール近傍点, 列車速度: 110km/h, 軌道: バラスト軌道)

4. 結論

転動音に関する特性や、転動音予測法を用いて転動音における車輪・軌道に係わるパラメータの影響を整理した。得られた知見は以下の通りである。

- (1) レール凹凸の大きさは、レール削正対策管理区間と未削正管理区間で5dB程度の差があった。3種の制輪子の車輪凹凸の大きさはほぼ同じであった。
- (2) 在来鉄道騒音の転動音全体において、レール騒音の寄与が車輪騒音に比べて大きい。
- (3) 転動音の大きさは車輪・レール凹凸の状態に依存し、それらの管理状態によって見込まれる騒音低減量が異なった。また、軌道パッドのばね剛性やレールの損失係数は軌道の振動特性に影響を与え、レール、まくらぎから放射される音が変化した。

今後、鉄道沿線における騒音低減をさらに進めるためには、より定量的観点から転動音の研究開発を行う必要がある。このためには、車輪・レールからの放射音特性を把握するための測定手法の開発や、精度の高い予測を行うことができる車輪・軌道系の振動・放射音モデルの構築を進めていく必要がある。

文献

- 1) 北川敏樹, D.J.Thompson: 「車輪・レール間騒音の予測手法 TWINS の実験的検証」, 鉄道総研報告, Vol.18, No.11, pp.1-6 (2004)
- 2) 日野幹雄: 「スペクトル解析」, 朝倉書店 (1977).
- 3) D.J.Thompson: On the relationship between wheel and rail surface roughness and rolling noise, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.193, No.1, pp.149-160 (1996)
- 4) 上妻雄一, 北川敏樹, 長倉清: 「在来線用鉄道車輪の振動特性に影響を及ぼす形状因子」, 鉄道総研報告, Vol.21, No.3, pp.17-22 (2007).
- 5) 瀧川光伸, 安部司, 小野寺孝行: 在来線レール削正による転動音変化の分析, 第61回土木学会年次学術講演会, IV-253 (2006.9).
- 6) V. V. Krylov: Noise and vibration from high-speed trains, Thomas Telford (2001).
- 7) D.J. Thompson, C.J.C. Jones, T.P. Waters, D. Farrington: A tuned damping device for reducing noise from railway track, *Applied acoustics*, Vol.68, No.1, pp.43-57 (2007).
- 8) 内田雅夫, 森本勝, 三和雅史, 小林幹人: 「在来線高速線区の軌道狂い進みの実態と予測手法の検証」, 鉄道総研報告, Vol.12, No.3, pp.17-22 (1998).
- 9) 下澤眞吾: 低ばね定数軌道パッド敷設による騒音低減効果, 技術開発だより JR East R&D Review (1994).