

○ 田中 慎一郎 ((公財) 鉄道総合技術研究所) 正 [機] 北川 敏樹 ((公財) 鉄道総合技術研究所)  
 正 [機] 上妻 雄一 ((公財) 鉄道総合技術研究所) 正 [機] 長倉 清 ((公財) 鉄道総合技術研究所)

Evaluation of mitigation measures for rolling noise by TWINS Model

Shin-ichiro TANAKA, Railway Technical Research Institute 2-8-38, Hikari-cho, Kokubunji-shi, Tokyo  
 Toshiki KITAGAWA, Railway Technical Research Institute  
 Yuichi KOZUMA, Railway Technical Research Institute  
 Kiyoshi NAGAKURA, Railway Technical Research Institute

Both in Shinkansen and conventional railway lines, necessity of rolling noise reduction will be grown for reduction of environmental noise. This paper gives an outline of a theoretical model for rolling noise (TWINS Model) and validates it by comparing with on-track test data. Then contribution of each rolling noise source and effects of mitigation measures for rolling noise are estimated by TWINS Model.

Keywords : rolling noise, TWINS Model, contribution of each rolling noise source, mitigation measures for rolling noise

1. はじめに

車輪・レール間の相互作用によって発生する転動音は、在来鉄道において、主電動機ファンやギヤなどによる駆動系騒音や構造物音と並ぶ主要な騒音源の一つであり、沿線騒音に対して大きな寄与を持つことが多い。一方、新幹線においては、パンタグラフや車両表面各部形状による空力音が主要な騒音源となり、沿線騒音に対して大きな寄与を持つ。しかし、近年の低騒音パンタグラフの開発や車体平滑化などによる空力音低減対策が進展し、沿線騒音に対する転動音の寄与が相対的に大きくなる傾向が生じつつある。このため、在来鉄道と新幹線の沿線騒音低減のために、転動音の低減が必要となるケースが今後ますます増加すると思われる。

本報告では、まず転動音予測法について述べ、新幹線における現車試験の結果を用いて手法の妥当性を検証する。次に、この予測法を用いた予測計算の結果①転動音の音源別寄与度評価、②車輪と軌道に関する転動音低減対策効果の定量的な評価について述べる。

2. 転動音予測法

2.1 転動音予測法の概要

転動音は、車輪踏面とレール頭頂面の接触面において、両者のミクロンオーダーの凹凸振幅に起因する加振力によって車輪とレールが振動し、さらにレールの振動がまくらぎ又はスラブへも伝搬することにより発生する音である(図1)。

欧州において開発された転動音予測モデル TWINS<sup>1)</sup>は、このメカニズムに基づいて構築されており、本論文では、この理論モデルに基づく予測計算法を用いて進め

ていく。

なお、この予測法を用いるにあたって、車輪・レール凹凸分布および車輪・レールの振動特性に関するパラメータ値を入力する必要がある。これらの値は、車輪・レール凹凸分布測定<sup>2)</sup>、車輪<sup>3)</sup>・レール<sup>4)</sup>衝撃加振試験によって得られた結果から求める。



図1 転動音の発生メカニズム

2.2 予測法で用いるモデル

2.2.1 車輪モデル

車輪から放射される音の予測を行う際に必要となる車輪の振動予測には、有限要素法を用いた車輪モデルを用いる(図2)。

このモデルについて、モード解析によりモード形状および固有振動数を求め、その固有振動数に対応する損失係数(応答のピークの高さに関係)を車輪に対する衝撃

加振試験の結果を用いて同定し、各振動モードを重ね合わせることにより、車輪の加振点応答を求める。図3に新幹線（C形平板車輪）を対象とした車輪の衝撃加振試験による加振点応答（アクセラランス（=加速度/力））と車輪モデルによる加振点応答を示す。これより、車輪モデルは、実測結果をほぼ再現していることがわかる。

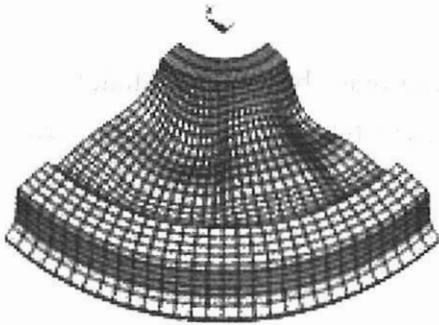


図2 車輪モデル

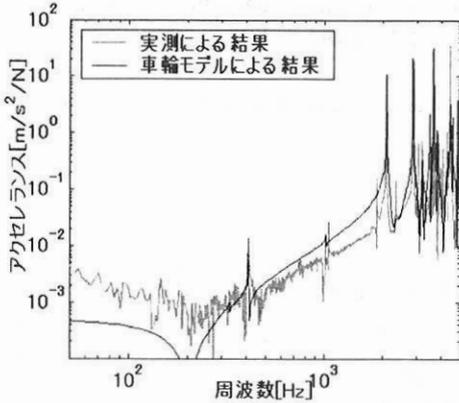


図3 車輪のアクセラランス（径方向）

### 2.2.2 軌道モデル

軌道から放射される音の予測を行う際に必要となる軌道の振動予測には、連続支持軌道モデル（図4）を用いる。このモデルは、レールを表す無限長のチモシェンコ梁を、軌道パッド—まくらぎ又はスラブ—バラスト・路盤又はモルタルを表すバネ—マス—バネで連続的に支持したモデルである。この軌道モデルにおけるばね剛性などのパラメータ値を、レールに対する衝撃加振試験結果（加振点応答およびレール振動の減衰率）より同定する。図5に新幹線を対象としたレールの衝撃加振試験による加振点応答（アクセラランス（=加速度/力））と軌道モデルによる加振点応答を示す。なお、軌道モデルのパラメータ値は後述の表1に示す通りである。図5より、軌道モデルは実測結果をほぼ再現していることがわかる。

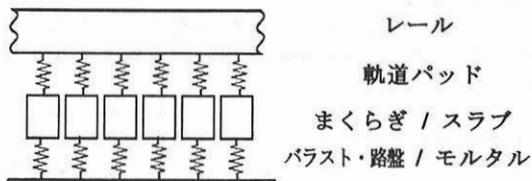


図4 連続支持軌道モデル

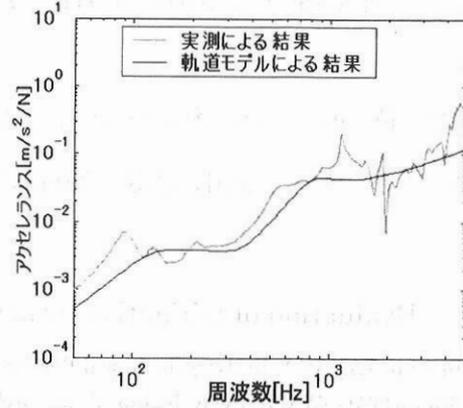
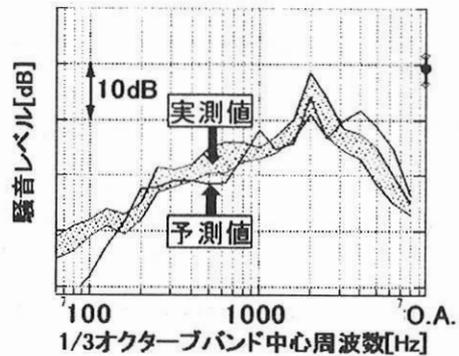


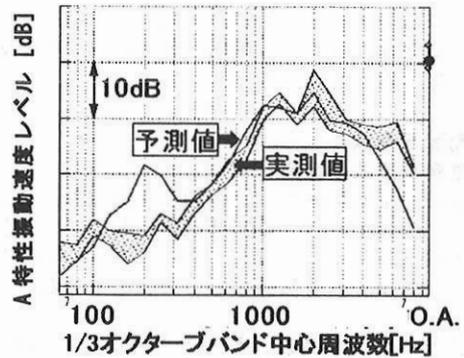
図5 軌道のアクセラランス（上下方向）

### 2.3 予測法の妥当性

本予測法の妥当性を確認するため、現車試験における実測値との比較を行う。予測計算では、現車試験を実施した区間における平均的なレール凹凸分布と軌道の振動特性に関するパラメータ値、その区間を走る車両の平均的な車輪凹凸分布と車輪の振動特性に関するパラメータ値、および平均的な走行速度を入力して近接軌道2m離れたレール近傍騒音とレール振動速度の予測値を求めた。実測値と予測値を比較した結果を図6に示す。レール近傍騒音、レール振動速度ともに実測値と予測値はほぼ一致しており、予測法の妥当性が確認できる。



(a) レール近傍騒音



(b) レール振動速度

図6 予測計算結果と実測値  
(250km/h 走行)

### 3. 転動音予測法を用いた予測計算

転動音の予測を行う区間におけるレール凹凸分布とレールの振動特性に関するパラメータ値、その区間を走行する車両の車輪凹凸分布と車輪の振動特性に関するパラメータ値を本予測法に入力することにより、車両条件別/軌道・構造物条件別の転動音に関するレール、車輪およびまくらぎの寄与を定量的に評価することができる。さらに、転動音に対する各種低減策に対応して車輪・軌道に関するパラメータの入力値を変化させることによって対策効果を定量的に評価することも可能である。

以下に、転動音予測法を用いた軌道・構造物条件別の転動音寄与度計算の例と転動音低減対策効果の評価例について述べる。

#### 3.1 転動音予測法を用いた寄与度計算

##### (1) 盛土バラスト区間と高架橋バラスト区間の比較

盛土バラスト区間と高架橋バラスト区間の転動音寄与度分析を行い、その特徴を比較する。

これらの区間における軌道の振動特性に関するパラメータ値を衝撃加振試験結果を用いて同定した(表1)。その結果、バラスト・路盤に相当するばね剛性は、盛土バラスト区間の方が小さくなった。この理由として、道床厚さの違いなどによるものと考えられる。一方、軌道パッドに相当するばね剛性は、両区間同じ程度となった。以上の結果をもとに転動音予測計算を行ったところ、全体音のO.A.値は両区間でほとんど変わらない結果となった(図7)。

両区間で異なるのは、低い周波数、特に500Hz 辺りまでのスペクトルである。この違いは、まくらぎの寄与に関するスペクトルの違いに相当するもので、盛土バラスト区間の方がバラスト・路盤に相当するばね剛性が小さく、その結果まくらぎの振動が大きく、まくらぎの寄与が大きくなるためである(図8)。

##### (2) 盛土バラスト区間と高架橋スラブ区間の比較

盛土バラスト区間と高架橋スラブ区間の転動音寄与度分析を行い、その特徴を比較する。

これらの区間における軌道の振動特性に関するパラメータ値を衝撃加振試験結果を用いて同定した(表1)。その結果、盛土バラスト区間の方が軌道パッドに相当するばね剛性は大きくなった。この理由として、一般にスラブ軌道よりもバラスト軌道の方が硬い軌道パッドを用いているためと考えられる。一方、盛土バラスト区間のバラスト・路盤に相当するばね剛性よりスラブ区間のモルタルに相当するばね剛性がかなり大きくなった。これは、スラブと路盤がモルタルによって固く結合されているためと考えられる。また、スラブ質量がまくらぎ質量よりも大きいため、高架橋スラブ区間における質量が大きくなった。

以上の結果をもとに、転動音予測計算を行ったところ、全体音のO.A.値が、高架橋スラブ区間の方が1.7dB程度大きくなった。これは、全体音のスペクトルが500Hz~2kHz 辺りで盛土バラスト区間よりも高架橋スラブ区間の方が大きくなるためである(図9)。この違いはレールの寄与に関するスペクトルの違いに相当するもので、軌道パッドに相当するばね剛性がスラブ区間の方が小さく、レールの振動が大きくなり、レールの寄与が大きくなるためである(図10)。また、およそ500Hz以下の全体音のスペクトルが高架橋スラブ区間で小さくなるのは、スラブの質量およびモルタルのばね剛性が大きく、バラスト

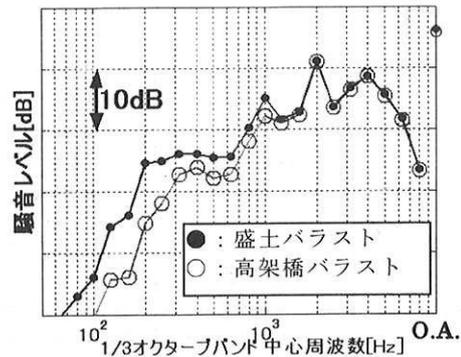


図7 全体音  
(レール近傍点、250km/h 走行)

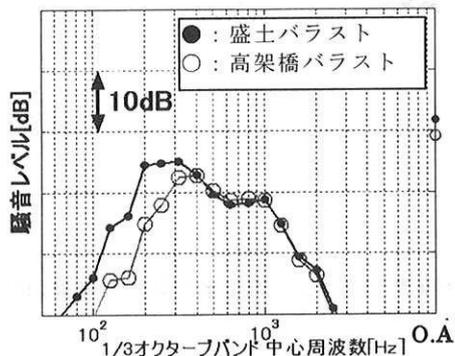


図8 まくらぎの寄与  
(レール近傍点、250km/h 走行)

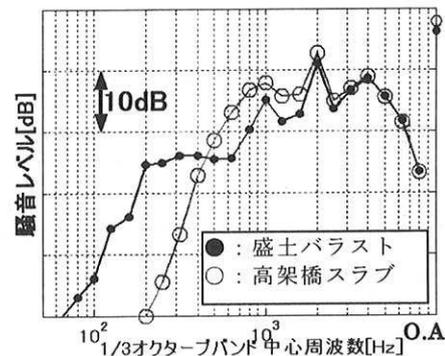


図9 全体音  
(レール近傍点、250km/h 走行)

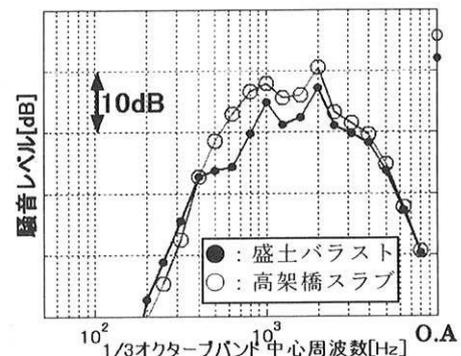


図10 レールの寄与  
(レール近傍点、250km/h 走行)

表1 各区分におけるパラメータ値（上下方向）

		盛土バラスト区分	高架橋バラスト区分	高架橋スラブ区分
60kgレール	曲げ剛性 [Nm <sup>2</sup> ]	6.5×10 <sup>6</sup>		
	せん断係数	0.4		
	損失係数	0.02		
	質量 [kg/m]	60		
	断面積 [m <sup>2</sup> ]	7.75×10 <sup>-3</sup>		
軌道パッド	ばね剛性 [N/m]	6.8×10 <sup>8</sup>	5.0×10 <sup>8</sup>	1.1×10 <sup>8</sup>
	損失係数	0.5	0.5	0.5
まくらぎ/スラブ	質量 [kg/0.5本]	162.5	162.5	478.5
	締結間距離 [m]	0.59	0.585	0.625
バラスト・路盤/モルタル	ばね剛性 [N/m]	6.3×10 <sup>7</sup>	1.9×10 <sup>8</sup>	5.0×10 <sup>11</sup>
	損失係数	1	1	1
カップリング指標X (dB) *		-10.4	-18	-18

\*カップリング指標：上下方向加振に対する左右方向のアクセラランスを示す指標。

ト区間のまくらぎと違ってスラブがほとんど振動せず、スラブの寄与が小さくなるためである。

なお、本予測ではバラストの吸音やスラブの反射を考慮していないため、両区間の全体音 O.A. 値の差は 1.7dB よりもさらに大きくなると考えられる。

### 3.2 転動音予測法による転動音低減対策効果の評価

転動音に対する各種低減対策に対応する車輪・軌道に関するパラメータスタディを行い、対策効果を定量的に評価する。表2に具体的な転動音低減対策とそれに対応する予測計算上のパラメータを示す。

表2 転動音低減対策と予測計算上のパラメータ

転動音低減対策	予測計算上のパラメータ
車輪・レール凹凸管理	車輪・レール凹凸
レール形状変更	レールの質量、曲げ剛性
車輪の制振	車輪損失係数
軌道パッド取り替え	軌道パッドばね剛性
道床条件変更	バラスト・路盤ばね剛性
レールダンパ取付	レール損失係数
まくらぎ取り替え	まくらぎ質量

表2の転動音低減対策効果について、パラメータスタディを行った結果を表3に示す。表3における基準条件は、車輪・レール凹凸の平均的な値を持つ場合の盛土バラスト区分でC形平板車輪の車両が250km/hで走行した時のことをいう。また、騒音レベル差は近接軌道2m離れの騒音レベルの差である。

パラメータスタディの結果、転動音低減が見込まれるのは、車輪・レール凹凸の低減、軌道パッドばね剛性の増加、レール損失係数の増加であった。ただし、表3の結果は転動音についての予測であるので、沿線騒音低減の対策を講じるにあたっては、この結果だけではなく、構造物音等の騒音への影響や軌道のメンテナンス等への影響を総合的に考慮する必要がある。

### 4. まとめ

転動音予測法を用いた転動音の音源別寄与度評価と車輪/軌道に関する騒音低減対策に対する定量的な評価を実施した。具体的内容は以下の通りである。

①車輪・レール凹凸分布、振動特性測定結果を転動音予

測法に反映させ、軌道・構造物別の転動音寄与度分析を行い、それぞれの区分における転動音の特徴を示した。

②転動音予測法を用いたパラメータスタディを実施し、車輪・軌道に関する騒音低減対策を定量的に評価した。

その結果、転動音低減が見込まれるのは、車輪・レール凹凸の低減、軌道パッドばね剛性の増加、レール損失係数の増加であった。

表3 パラメータスタディの結果

具体例	予測計算上の扱い	基準条件に対する騒音レベル差 [dB]			
		全体音	車輪放射音	レール放射音	まくらぎ放射音
車輪凹凸管理	車輪凹凸下限採用*	-1.3	-1.0	-1.5	-3.0
レール凹凸管理	レール凹凸下限採用*	-3.2	-3.4	-3.0	-2.4
制振リングの導入	車輪損失係数0 節円モードのみ 5倍	-0.1	-0.2	0	0
軌道パッド 変更	軌道パッドばね剛性1/3倍	1.2	0.1	2.8	-4.3
	軌道パッドばね剛性2倍	-0.5	-0.1	-2.0	3.0
道床条件 変更	バラスト・路盤ばね剛性1/2倍	0.0	0.0	0.0	1.0
	バラスト・路盤ばね剛性3倍	-0.1	0.0	0.0	-1.8
レールダンパ取付	レール損失係数5倍	-0.9	0.0	-3.3	-0.3
	レール損失係数10倍	-1.2	0.1	-5.0	-0.6
まくらぎ取り替え	まくらぎ質量2倍	-0.1	0.0	0.1	-5.0

\*本研究で実施した車輪・レール凹凸測定での下限を表す。

### 参考文献

- 1) D.J.Thompson ら：Experimental validation of the TWINS prediction program ,Part I：Method. Journal of Sound andVibration,193, 123-135,1996.
- 2) 北川:転動音の特性と軌道・車両に係わるパラメータの影響、鉄道総研報告, Vol22, No5, 23-28, 2008
- 3) 上妻ら: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, Vol21, No3, 17-22, 2007
- 4) 北川ら: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, Vol21, No3, 5-10, 2006