

# 在来鉄道沿線の環境を騒音から守る

北川 敏樹

環境工学研究部(騒音解析 主任研究員)



きたがわ としき

## はじめに

在来鉄道の騒音問題は、昭和63年に開通した津軽海峡線や瀬戸大橋線において、開業当初から沿線住民がたくさんの苦情を出したことをきっかけに、クローズアップされるようになりました。その後、これらのケースに対する様々な騒音対策が施され、苦情件数は減少していますが、未然に騒音問題を防止することの重要性が認識されました。このような背景から、当時の環境庁は平成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」を都道府県に通知しました(表1)。この指針は、在来鉄道の新線や大規模改良線を対象に、施工前にこの指針に適合するように計画の段階で検討を行い、騒音問題を未然に防止することを目的としています。しかし、近年では、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することが重要になってきています<sup>1)</sup>。

## 在来鉄道騒音の現状

在来鉄道では、車輪・レールの振動から生じる転動音、鉄桁橋やコンクリート高架橋等からの構造物音のほか、急

曲線区間におけるきしみ音、定尺レール区間でのレール継ぎ目部の衝撃音、電車や気動車などからの駆動装置からの音、歯車装置の音、補助機器の音などが発生し、その音源は多岐に渡っています。また、在来鉄道の列車は新幹線に比べて低速で走行するので、パンタグラフや車両などから生じる空力音の沿線騒音に対する影響は小さくなります。

在来鉄道の沿線で観測される騒音は、車両や地上の条件によって大きく変化します。表2は、通勤電車走行時における騒音レベル( $L_{pA, Smax}$  : 時間重み特性Sでの最大値)を地上条件別に分類して整理した例です。騒音レベルのばらつきが大きい原因の一つは、在来鉄道では、多様な車両形式があり、その形式によって駆動装置からの音が大きく異なることです。もう一つの原因は、新幹線に比べて在来鉄道におけるレールや車輪表面上の凹凸状態にばらつきが大きいために、車輪・レール凹凸に起因して発生する転動音の大きさが異なることです。また、高架橋区間において、バラスト軌道での騒音レベルがスラブ軌道よりも小さいのは、バラストによる吸音効果によるものです。

表1 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

新線	等価騒音レベル( $L_{Aeq}$ )として、昼間(7~22時)については60dB(A)以下、夜間(22時~翌日7時)については55dB(A)以下とする。なお、住居専用地域等住居環境を保護すべき地域にあっては、一層の低減に努めること。
大規模改良線	騒音レベルの状況を改良前より改善すること。

※測定基準点：近接側軌道中心線からの水平距離が12.5mの地点、高さは地上1.2m

表2 在来鉄道の騒音レベル例

(一列車通過時の時間重み特性Sでの最大値、在来鉄道騒音対策指針通知以前の測定結果)

地上条件	騒音レベル(dB)
平地区間(バラスト軌道, 防音壁なし)	82~87
高架橋区間(バラスト軌道, 防音壁あり)	71~76
高架橋区間(スラブ軌道, 防音壁あり)	75~80

※列車速度：90km/h, 観測点：近接側軌道中心からの水平距離12.5m

## 在来鉄道騒音の主な音源

コンクリート高架橋（ロングレール区間）を電車が走行する場合には、転動音、主電動機ファン音と構造物音が主要な音源です。図1は、沿線騒音に対する3つの音源の寄与を推定した結果です。外扇形モータ（主電動機の冷却用ファンがモータ枠の外側にあるタイプ、旧国鉄車両に多い）を搭載した電車では、主電動機ファン音が最も大きい音源でした。新製車両では、冷却用ファンをモータ枠の内側に設置するなどファン構造の改良が進められ、主電機ファン音は大幅に低減されました。その結果、騒音指針の評価点である近接側軌道中心から12.5m離れた地点における騒音では、転動音の寄与度が相対的に大きくなってきています。

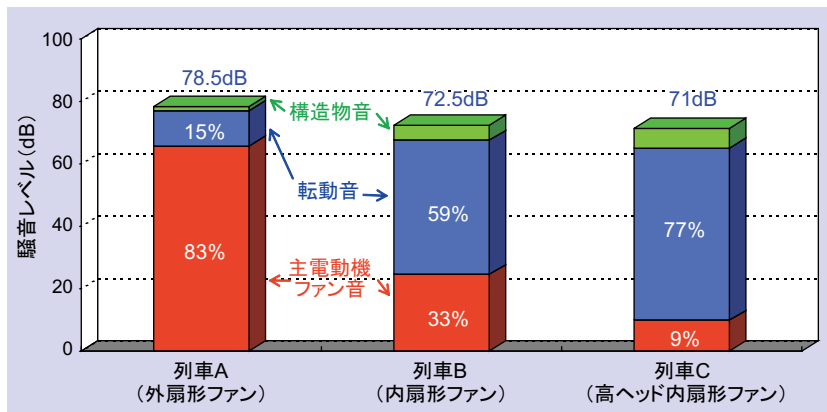


図1 在来鉄道騒音の12.5m点における音源別寄与度

(予測モデルによる時間重み特性Sでの騒音レベルの最大値の計算値、高架橋高さ：7.4m、防音壁高さ：1.4m、バラスト軌道、編成6M4T、ギヤ比：5.6、120km/h、グラフの内訳は全体音に占める各音源のエネルギーの割合を示したもの)

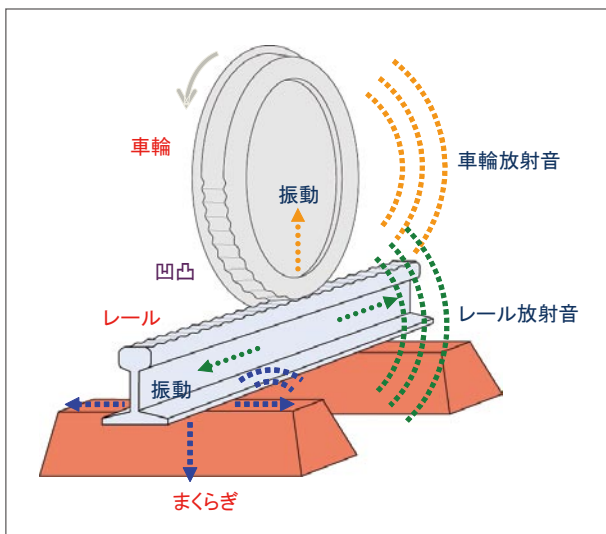


図2 転動音の発生メカニズム

次に、転動音、主電動機ファン音と構造物音の特徴と主な対策を紹介します。

## 転動音

転動音は、車輪・レール面上にあるミクロンオーダーの振幅の凹凸に起因した加振力によって車輪とレールが振動して発生します(図2)。転動音の大きさを決める主要因は、車輪・レール表面上の凹凸です。転動音のパワーは速度の2~3乗に比例して大きくなり、この速度依存性はレール・車輪の凹凸分布によって決定されます。また、転動音の大きさを決めるもう一つの要因は軌道・車輪の条件です。例えば、軌道を構成するレール締結装置のばね定数などは、軌道の振動特性に影響を与えています。

転動音に関する評価を行うために、欧州ではTWINS (Track-Wheel Interaction Noise Software) などの理論モデルが構築されています。TWINSは、転動音の発生メカニズムに基づいて、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それぞれから放射される音を予測する構造になっています。図3は、在来鉄道と新幹線で測定した車輪・レールの凹凸や振動パラメータをTWINSに適用してレール近傍点での騒音を予測した結果です。実測値と予測値は概ね一致す

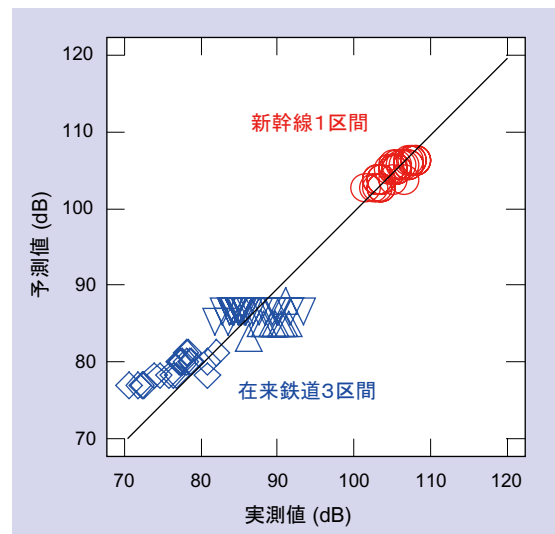


図3 転動音に関する実測値と予測値の比較 (レール近傍点)

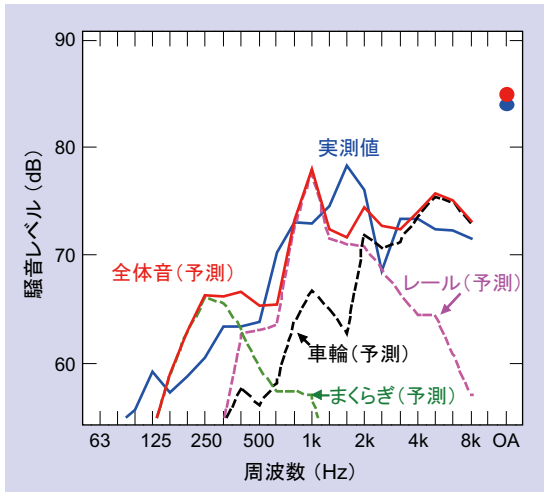


図4 転動音の音源別寄与度

(在来鉄道, 90km/h, バラスト軌道, レール近傍点)

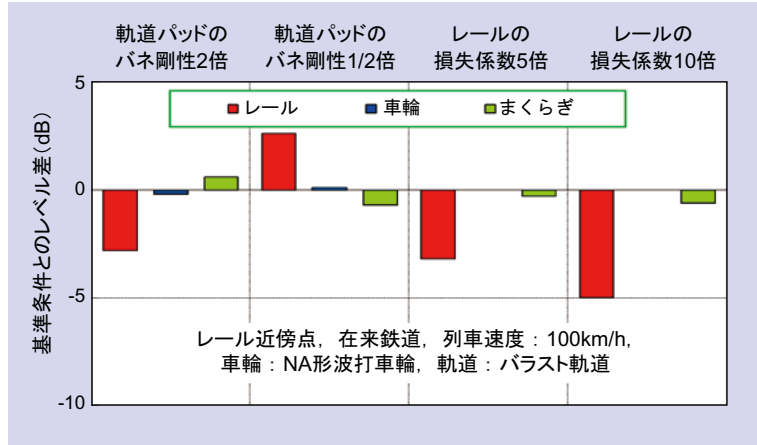


図5 軌道に係わるパラメータと転動音の関係(予測値)

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

ることがわかります。図4は、在来鉄道車両がバラスト軌道区間(平地, PCまくらぎ)を走行する場合での実測値と予測値による各音源の寄与度を示したものです。全体音に関して、実測値と予測値は概ね一致しています。また、500~1600Hzでは、レールが主要な音源であり、2000Hz以上では、車輪が全体音に対して大きな影響を持つことがわかります。

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有効です。このためには、(1)レール・車輪間に作用する加振力を小さくすることや、(2)部材を制振することが必要になります。(1)の場合では、車輪転削やレール削正によって車輪・レール表面を平滑にすることが有効です。(2)の対策では、レールや車輪を構成する部材の振動特性を変え、部材自体の振動や振動伝搬を抑えることが必要です。図5は、TWINSを用いて、軌道を構成する部材の定数が転動音に与える影響を評価した例です。軌道パッドのバネ剛性の調整や、レールダンパー等によるレールの損失係数の増大がレール放射音を低減することがわかります。

### 主電動機ファン音

主電動機ファン音は、在来鉄道の電車で駆動モータを搭載する車両に特有な騒音であり、主電動機と同軸で高速回転する冷却用ファンから発生する一種の空力音です。図6は、レール近傍点における騒音レベルの時間変動から電動車(M車)と付随車(T車)に対応するピークレベルを読みとったものです。M車対応の騒音レベルはT車に比べて

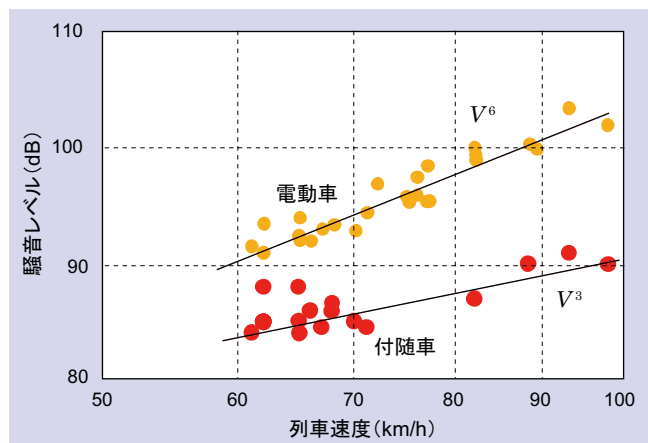


図6 レール近傍点における騒音の速度特性

(外扇形ファン, レール近傍点)

大きく、このレベル差はM車の主電動機ファン音によるものです。また、M車対応の騒音レベルは速度の6乗に比例し、これは主電動機ファン音が空力音であることを示しています。

主電動機ファン音の大きさは、ファンの形式と冷却用ファンの回転数によって決定されます。ファンはモータと同軸で回転する構造になっているため、その回転数はギヤ比と列車速度に比例して大きくなります。一般に、通勤用車両では、ギヤ比が大きく、また最近のVVVF制御車は主電動機を高回転で用いる傾向にあるため、相対的に主電動機ファン音が大きくなっています。

主電動機ファン音を低減するためには、ファンの改良を進める必要があります。ファンの設置位置や形状を変更す

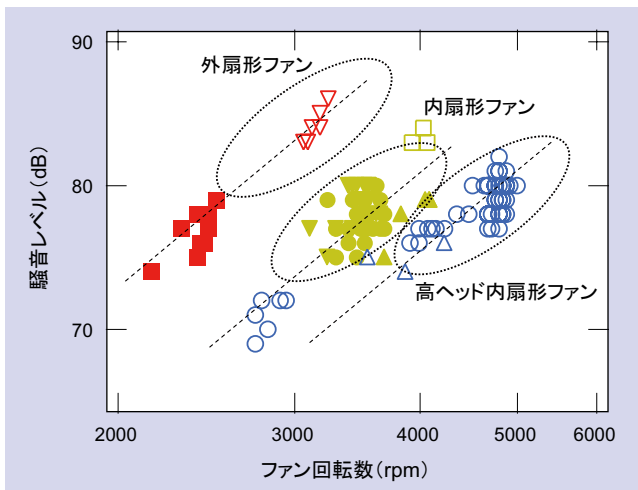


図7 モータファン回転数とレール近傍点におけるM車対応騒音レベル

ることによって、10～15dB程度の低減が実現されています(図7)。また、最近では、外気が主電動機内に流通しないような構造を持つ全閉形主電動機の開発が進められています。

### 構造物音

構造物音は、レール・車輪間の相互作用で生じた加振力がレール、まくらぎ等を経由し構造物が振動することにより発生します。構造物音は、コンクリート橋と鋼橋(合成桁を含む)に大別され、構造物音は一般に後者が大きい傾向にあります。

鋼橋からの構造物音は、鋼橋の形式に依存し、レール・まくらぎを支える桁部材(縦桁や箱桁)や防塵板が主な音源となっています。図8は、鋼橋区間における騒音の周波数分布の例です。地上12.5m点と縦桁近傍点での騒音はほぼ同じ傾向であり、沿線騒音において鋼橋を構成する縦桁等部材の振動からの騒音の影響が大きいことがわかります<sup>2)</sup>。

鋼橋の構造物音を低減するためには、(1)車輪・レール間で生じる加振力の低減、(2)レール・構造物間の振動伝達の遮断、(3)桁部材の制振が有効です。(1)の場合、車両の軽量化や、転動音対策として行われている車輪・レール表面の平滑化などが有効です。(2)の対策では、まくらぎ等の下部に弾性材等を取り付けることによって、構造物への振動の伝達を妨げます。最近では、ラダーまくらぎをコイルバネで支持したフローティングラダー軌道の導入も進められています。(3)では、橋梁部材の制振も効果的

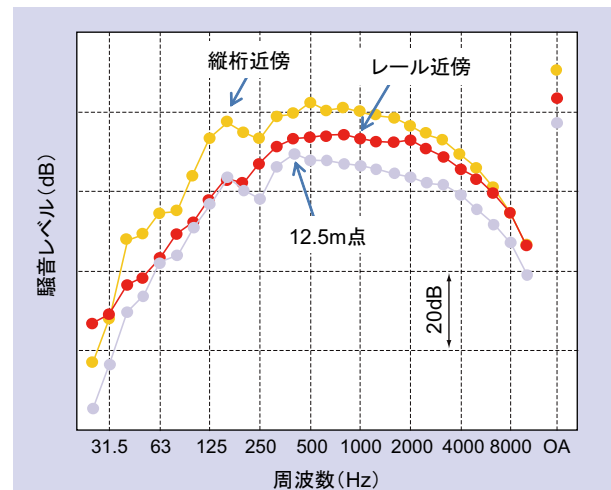


図8 下路トラス橋梁における騒音の周波数分布<sup>2)</sup>  
(在来鉄道、列車速度105-110km/h)

で、ゴム系制振材や制振コンクリートを用いる対策が実用化されています。また、鋼橋の橋梁下面に遮音板を設置して、沿線に対する桁部材からの騒音の伝搬を妨げることも行われています。

コンクリート橋からの構造物音も同様に、レール・車輪間の相互作用で生じた加振力によって構造物が振動することにより発生します。この構造物音についても、先ほど述べた(1)、(2)が有効な対策であり、騒音低減の取り組みが進められています。

### おわりに

在来鉄道騒音の現状や各音源の特性と低減対策を整理しました。今後、在来鉄道騒音をさらに低減するためには、より定量的観点から各音源に対する研究開発を行う必要があります。このために、車輪、レールや構造物からの振動・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鉄道騒音予測手法の構築を進めていく予定です。RRR

### 文献

- 1) 北川敏樹：鉄道騒音の特性と防止策，日本音響学会，Vol.64，No.10，pp.629-634，2008
- 2) 半坂征則：鋼鉄道橋の騒音対策，日本ゴム協会誌，Vol.78，No.10，pp.370-375，2005