

高速鉄道の車両床下騒音を用いた沿線騒音予測手法

川口 二俊* 中川 隼 佐原 孝紀 小方 幸恵 (鉄道総合技術研究所)

Prediction of wayside noise based on lower part noise measured with under-floor microphones of high-speed train
Tsugutoshi Kawaguchi*, Hayato Nakagawa, Takanori Sawara, Yukie Ogata, (Railway Technical Research Institute)

In order to reduce the wayside noise of a high-speed railway, it is important to understand the contribution of each noise source to the total noise level at each observation point. This paper attempts to quantitatively estimate the contribution of lower part noise to wayside noise by using the sound pressure measured close to bogies under the floor of a high-speed train (referred as under-floor noise). By using the relationship between under-floor noise and noise close to rail on the ground (referred as rail side noise), the contribution of the lower part noise on prediction section can be predicted.

キーワード：鉄道騒音，高速鉄道，沿線騒音予測，車両下部音，床下騒音
(Railway noise, High-speed train, Wayside noise prediction, Lower part noise, Under-floor noise)

1. はじめに

高速鉄道の沿線騒音の低減は重要課題である。沿線騒音を的確に低減するためには、レール長手方向の評価地点ごとに音源別の騒音レベルを把握する必要がある。現在、新幹線の沿線騒音を予測する手法として、長倉ら⁽¹⁾が提案した新幹線沿線騒音予測手法がある。本手法において、転動音と台車部空力音で構成される車両下部音の音響パワーは、転動音の発生要因のひとつであるレール頭頂面の凹凸が標準的な状態の平均的な値として定められている。このため、沿線評価地点ごとあるいは時期によるレール凹凸状態を反映した予測ができない。そこで本稿では、高速検測車でモニタされている車両床下の台車部近傍騒音（以下、床下騒音）の測定結果と既存の予測手法⁽¹⁾で用いる地上側レール近傍音の測定結果の関係性などの評価を通して、床下騒音を用いた沿線騒音予測手法の検討を行った。

2. 現地試験概要

〈2・1〉 試験区間の諸元 地上側の試験区間は、盛土構造の2区間（以下、区間 A、区間 B）である。軌道の諸元は、直線、バラスト軌道、60kg レールである。地上からのレールレベル（以下、R.L.）までの高さは、それぞれ 6.0m（区間 A）、7.7m（区間 B）である。直型防音壁天端の R.L. からの高さは、それぞれ 1.2m（区間 A）、1.3m（区間 B）であり、2区間ともに吸音板は設置されていない。

〈2・2〉 現車走行試験

a) 地上測定 2区間において、列車走行時の沿線騒音測定を実施した。区間 A では予測手法を構築するためのデー

タ、区間 B では予測結果の検証のためのデータを取得した。区間 A では、レール近傍点騒音および 1 次元アレイ式指向性マイクロホン⁽²⁾（以下、アレイ装置）による騒音の測定を行った。レール近傍点騒音は、1/2 インチマイクロホンを沿線騒音測定側に近接する軌道の 100m 区間に等間隔で 5 点、R.L. から 0.45m 高さの近接側レールから 2m 離れに設置した。アレイ装置は鉄道総研所有のレール長手方向に高い分解能を有する装置（RION 製 MY-10）であり、レール近傍点騒音の測定 1 断面における近接側軌道中心から 25m 離れ（以下、地上 25m 点）に設置した。区間 B では、地上 25m 点に 1/2 インチマイクロホンを地上 1.2m 高さに設置した。測定データは、A 特性音圧レベルで整理した。図 1 に、レール近傍点騒音の時間重み付け特性 F (Fast) で再生された時間レベル変動の模式図を示す。レール近傍点騒音は、車両間隙部を含む隣接車両中央間の通過時間における等価騒音レベル (L_{Aeq})、当該通過時間における最大騒音レベル ($L_{A,Fmax}$) で整理した。アレイ装置による測定データは、文献[2]に示される方法に準じて整理を行い、地上 25m 点での音源別寄与度を算出した。区間 B の地上 25m 点騒音については、時間重み付け特性 S (Slow) の最大騒音レベル ($L_{A,Smax}$) で整理した。

b) 車上測定 床下騒音の測定には、高速検測車（列車 P）の付随車の各台車キャビティ内に 1 点ずつ設置された 1/2 インチマイクロホンを用いた。マイクロホンは、台車部の車端側輪軸上にあり、車両中央側を向いている。ここでは、列車進行方向に対して前側・後側のマイクロホンで測定される騒音をそれぞれ SL、SF と称す。測定データは、区間 A、B を 260km/h 程度で通過する際の L_{Aeq} で整理した。区間 A

の平均時間は、レール近傍点騒音の測定断面通過時間（レール近傍点騒音と同一の平均時間）、区間 B は沿線騒音測定断面を中心として前後 50m 区間を通過する時間とした。

〈2・3〉 レール凹凸測定 転動音の発生状況を把握するため、区間 A のレール頭頂面凹凸を測定した。測定機器は、レール頭頂面粗さ測定器（原田製作所製 HTR-8A 改）である。当該装置は、レール長手方向 1m の範囲を 1mm 間隔で測定する。測定位置は、近接側軌道のレール近傍点騒音の測定断面（5 断面）を含む左右レール（約 3m の範囲）の車輪走行痕の中心である。最大エントロピー法³⁾を用いた解析を行い、全データの算術平均を求めた。

3. 床下騒音を用いた沿線騒音の予測方法

〈3・1〉 既存の沿線騒音予測手法の拡張 既存の沿線騒音予測手法¹⁾で対象とする音源は、車両下部音、構造物音、車両上部空力音および集電系音である。各音源の区間 A での音響パワーレベルは、レール近傍点騒音 $L_{A,Fmax}$ やアレイ装置等による測定結果を基に推定される地上 25m 点での音源別騒音レベル²⁾に対して、文献[1]のモデル式で逆算することによって求まる。車両下部音に関しては、レール近傍点騒音の変化が音響パワーレベルの変化に対応する。今回提案する予測手法は、予測区間の車両下部音の音響パワーレベルを導くためのレール近傍点騒音 $L_{A,Fmax}$ を推定し、その結果を既存の予測手法に適用することにより行う。車両下部音以外の音源のパワーレベルは、区間 A での同定結果を適用する。なお、区間 A、B の土木構造はともに盛土であるため、構造物音に対応する音源は考慮しない。

〈3・2〉 車両下部音の音響パワーレベルの予測方法 列車 Q が区間 B を任意速度 V_q [km/h]で通過する際の地上 25m 点騒音 $L_{A,Smax}$ を予測する。予測に必要な音響パワーレベルのうち、区間 B での列車 Q の車両下部音に対応する値は、以下の手順で推定する。また、図 2 に示す区間 B における予測フローも参照されたい。

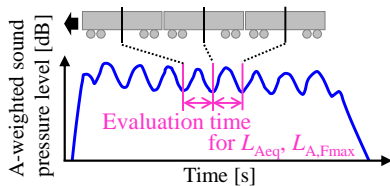


Fig.1 Schematic diagram of time history of rail side noise

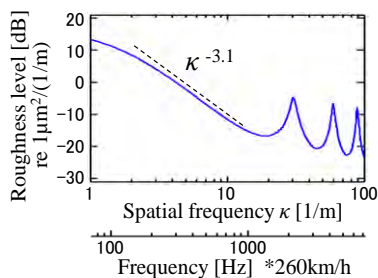


Fig. 3. Rail roughness spectra on section A

a) 列車 P が区間 B を速度 V_p [km/h]で通過する際の床下騒音の測定結果 $L_{Aeq,under,Train P}(V_p)$ に、区間 A の測定結果から別途定める 4 つの換算係数 $\Delta L_1 \sim \Delta L_4$ をレベル加算または減算し、列車 Q の速度 V_q におけるレール近傍点騒音 $L_{A,Fmax,rail,Train Q}(V_q)$ を 1/3 オクターブバンド周波数ごとに推定する。式で表すと以下となる。

$$L_{A,Fmax,rail,Train Q}(V_q) = L_{Aeq,under,Train P}(V_p) - \Delta L_1 - \Delta L_2 + \Delta L_3(V_p) + \Delta L_4(V_p, V_q) \quad (1)$$

ただし、 ΔL_1 は床下騒音とレール近傍点騒音 L_{Aeq} のレベル差（床下騒音－レール近傍点騒音）、 ΔL_2 はレール近傍点騒音 L_{Aeq} に関する列車 P と列車 Q のレベル差（列車 P－列車 Q）、 ΔL_3 は列車 Q に対するレール近傍点騒音の L_{Aeq} から $L_{A,Fmax}$ への換算値（ $L_{A,Fmax} - L_{Aeq}$ ）、 ΔL_4 は列車 Q に対するレール近傍点騒音 $L_{A,Fmax}$ の速度依存性に関するレベル差（ $L_{A,Fmax}(V_q) - L_{A,Fmax}(V_p)$ ）である。なお、 ΔL_1 は区間 A と同じバラスト軌道、吸音板無しの防音壁である区間 B において同一の値を適用する。

- b) 区間 A の列車 Q に対応する車両下部音の音響パワーレベルを 3・1 節に記す従来の方法に準じて求める。
- c) 列車 Q のレール近傍点騒音 $L_{A,Fmax}$ について、区間 B での推定結果と区間 A での測定結果のレベル差を求める。
- d) c)の結果を区間 A での車両下部音の音響パワーレベルに加算し、区間 B に対応する音響パワーレベルを求める。

4. 試験結果

〈4・1〉 レール凹凸分布 図 3 に、区間 A のレール凹凸分布を示す。同図より、空間周波数 κ が 15[1/m]以下（波長 70mm 以上）の帯域では、波長が短いほど凹凸が小さい傾向にあり、その傾きは $\kappa^{-3.1}$ 程度である。 κ が 20[1/m]以上では、30[1/m]（波長 30mm）付近とその整数倍の κ に、レール頭頂面の削正によって生じる周期的な凹凸に起因したピークが現れる。このピーク成分の波長は、260km/h では 2kHz 付

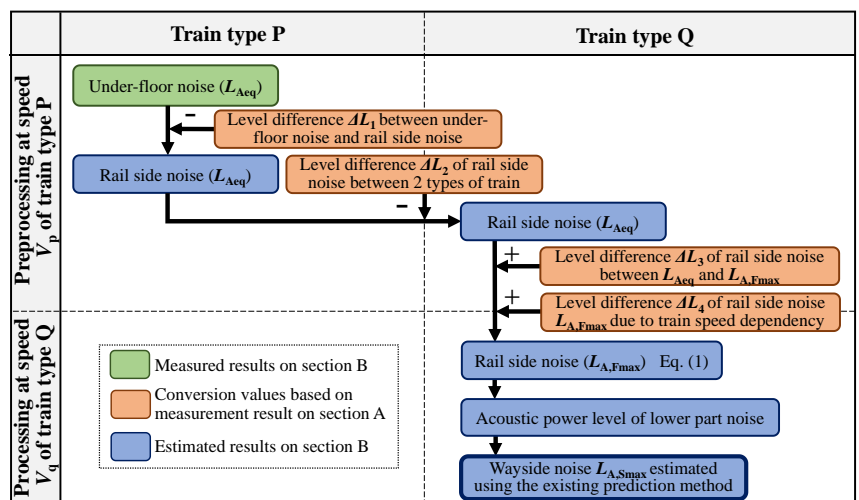


Fig. 2. Prediction procedure of wayside noise on section B

近およびその整数倍に対応する。

〈4・2〉 床下騒音とレール近傍点騒音の関係性 図 4 に、列車 P が区間 A を 260km/h で走行した際の床下騒音とレール近傍点騒音の周波数特性を示す。床下騒音とレール近傍点騒音には、ともに 2kHz 帯にピークが現れる。この原因は、上述のレール凹凸のピーク成分と考えられ、床下騒音はレール凹凸状態に起因する転動音を捉えられているといえる。図 5 に、床下騒音とレール近傍点騒音の周波数帯毎のレベル差 ΔL_1 を示す。床下騒音とレール近傍音の全体的なスペクトル形状の差異 (図 4 参照) に起因して、 ΔL_1 は周波数帯毎に値が異なる。また、図 5 には、区間 A、B と異なるバラスト軌道の区間 C (吸音板付き防音壁) を 220km/h ~ 260km/h で走行した場合の ΔL_1 を示している。区間 C の ΔL_1 は、吸音板設置に伴う影響で区間 A、B での結果と差異が生じる周波数帯があるものの、220~260km/h の速度範囲においてはほぼ一定である。このことから、本稿では区間 B での沿線騒音予測に用いる ΔL_1 は速度に依らず一定と考える。

〈4・3〉 予測対象列車のレール近傍点騒音の特性 図 6 に、区間 A の列車 P、Q に対応するレール近傍点騒音の周波数帯毎のレベル差 ΔL_2 を示す。なお、両列車の走行速度はともに 260km/h 程度である。列車 Q のレール近傍点騒音は、全周波数帯において列車 P よりも小さい。この原因には、台車部の形状の違いによる台車部空力音や車輪踏面凹凸の違いによる転動音の発生状況の差異、台車部まわりからレール近傍点に至るまでの音の伝搬特性の差異が挙げられる。また、SL 測定点通過時の結果に基づく ΔL_2 は、全周波

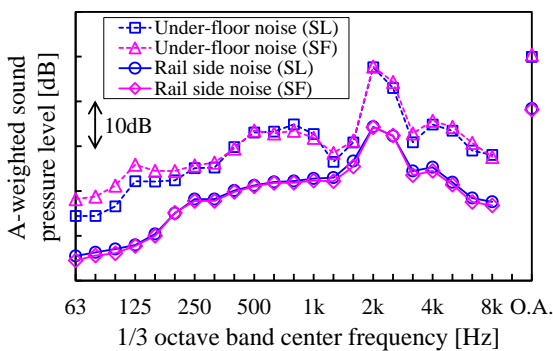


Fig. 4. Frequency characteristics of under-floor noise and rail side noise (Train type P, 260km/h)

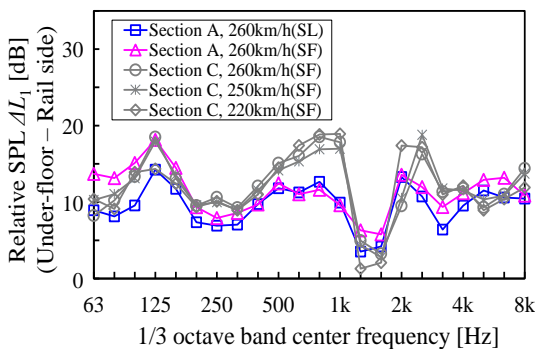


Fig. 5. Level difference ΔL_1 between under-floor noise and rail side noise (Train type P, 260km/h)

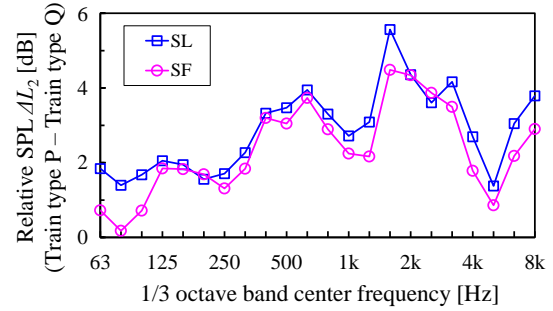


Fig. 6. Level difference ΔL_2 of rail side noise between 2 types of train (260km/h)

数帯において SF の場合よりも最大 1.5dB 程度大きい。そこで ΔL_2 は、床下騒音の測定位置 (列車進行方向に対して前方・後方) ごとに分けて定義する。図 7 は、区間 A の列車 Q に対応するレール近傍点騒音の $L_{A,Fmax}$ と L_{Aeq} のレベル差 ΔL_3 を列車速度に対してプロットしたものである。一例として 2kHz 帯の結果を示しているが、 ΔL_3 は周波数帯に依らず列車速度の対数に対して単調変化の傾向であった。そこで、周波数帯毎に対数近似による実験式を求め、これを ΔL_3 として再定義した。図 8 に、区間 A の列車 Q に対応するレール近傍点騒音 $L_{A,Fmax}$ の列車速度特性を周波数帯別に示す。同図(a)より、1kHz 帯の周波数成分は列車速度 V の 4.9 乗に比例することがわかる。この速度依存性は、 κ が 15[1/m]以下のレール凹凸のスペクトルの傾き (図 3 参照) に対応する転動音の速度依存性 ($V^{-2.1}$ 程度) よりも強い。これは、車両下部音が転動音と空力音で構成されることを示している。同図(b)より、2kHz 帯に関しては、列車速度が高いほど騒音レベルが小さい傾向にある。ここで、図 3 のレール凹凸分布を参照すると、265km/h→283km/h の速度変化で 2kHz 帯に対応する κ は概ね 27→25 [1/m] (波長 37mm→39mm) となる。よって、速度に対する逆比例の依存性は、ピーク成分 (波長 30mm 付近) の裾野部分の凹凸に起因する転動音の影響と考えられる。図 8 の分布に対する実験式の算出においては、全周波数帯で対数近似を用いた。 ΔL_4 は、この実験式に基づく速度の違いによる A 特性音圧レベルの差である。

〈4・4〉 推定結果 図 9 に、区間 B の列車 Q に対する車両下部音の音響パワーレベル (280km/h) の推定結果を示す。また、同一速度の列車 Q に対する区間 A での同定結果

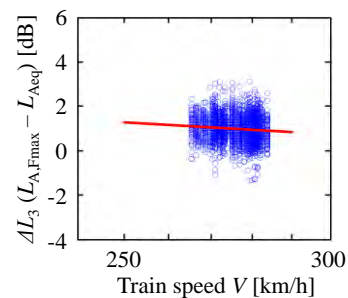


Fig. 7. Level difference ΔL_3 of rail side noise by the difference of evaluation index of noise (Train type Q, 2kHz band)

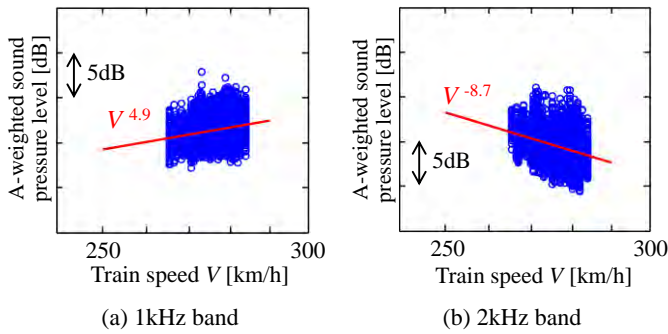


Fig. 8. The dependency of rail side noise on train speed (Section A, Train type Q)

(3・2 節(b)参照)を併記する。2 区間の結果を比較すると、2kHz 帯～2.5kHz 帯に比較的大きな差が認められる。図 10 に、区間 B における地上 25m 点騒音の推定結果と測定結果を測定日ごとに分けて示す。なお、測定は連日ではなく 4 日～9 日に 1 回の間隔で実施された。(実測値－予測値) [dB] の平均値および標準偏差は、SL に基づく場合でそれぞれ -0.9dB, 1.1dB, SF の場合で 0.2dB, 0.8dB であり、ほぼ満足すべき対応がとれている。実測値は測定日によって分布範囲が異なる傾向にあるが、これは測定日によるレール凹凸状態の違いに起因して転動音が変わっているためと考えられる。SL に基づく予測値の測定日ごとのばらつきは、SF よりも大きい。この原因には、SL には沿線騒音に寄与しない外乱が含まれやすい可能性が考えられ、今後精査が必要である。SF については、測定日ごとの実測値の変化に即した

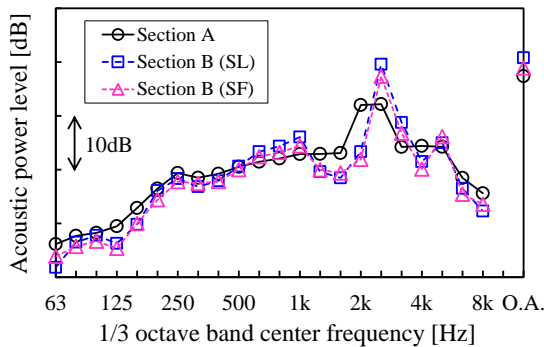


Fig. 9. Frequency characteristics of acoustic power level of lower part noise in prediction method (Train type Q, 280km/h)

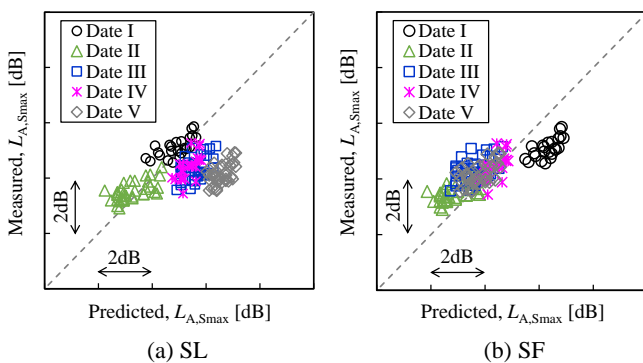
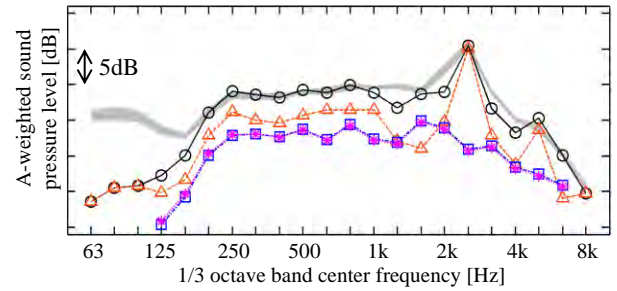
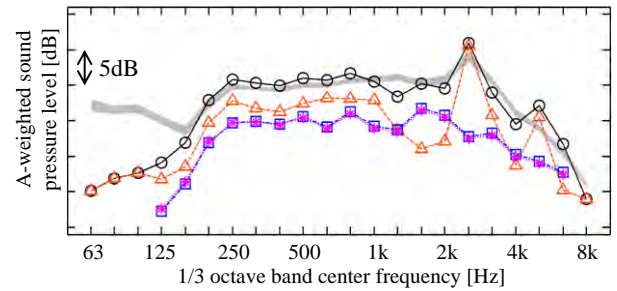


Fig. 10. Comparison between predicted results and measured results of wayside noise (Train type Q, 260-283km/h)



(a) 260km/h



(b) 280km/h

Fig. 11. Comparison between predicted results and measured results of wayside noise in respect to frequency characteristics. ■, Measured (the mean ± standard deviation 1σ); ○, total noise; △, noise generated from the lower part of cars; □, aerodynamic noise generated from the upper part of cars; *, pantograph aerodynamic noise (Train type Q, Under-floor noise: SF, Date V)

予測ができています。測定日 I のみ過大予測であるものの、今回の床下マイクロホンの設置条件下での沿線騒音予測に当たっては、列車進行方向に対して後方側の床下騒音の適用が望ましいと考えられる。図 11 に、地上 25m 点騒音 $L_{A,Smax}$ の周波数スペクトルの実測値と SF に基づく予測値を列車速度別に示す。全体音に対する寄与が最も大きい、レール凹凸に起因する 2.5kHz 帯のピークレベルを含め 160Hz 帯以上の周波数分布を概ね予測できている。なお、125Hz 帯以下は過小予測であるが、これは今回のレール近傍音の測定系では当該周波数帯の車両下部音を捉えられていなかった可能性が考えられる。

5. まとめ

高速鉄道の床下騒音を用いて沿線騒音を予測する手法を示した。バラスト軌道、吸音板なし防音壁の条件において、予測地点のレール凹凸状態に起因する転動音を反映した沿線騒音予測が可能であることを確認した。今後、多くの沿線評価地点あるいは時期における予測を行い、実測値との比較を通して予測精度の検証を進める予定である。

文 献

- (1) 長倉清, 善田康雄, “新幹線沿線騒音予測手法”, 鉄道総研報告, Vol. 14, No. 9 (2000), pp. 5-10.
- (2) 長倉清, “新幹線騒音の音源解析法”, 鉄道総研報告, Vol. 10, No. 2 (1996), pp. 29-34.
- (3) 日野幹雄, スペクトル解析, 朝倉書店, 1977.