

# 在来鉄道台車部から発生する騒音の抑制についての基礎検討

岩田 拓也\*<sup>1</sup> 森下 達哉\*<sup>2</sup>

## Basic Study on Suppression of Noise Generated by Conventional Railways

by

Takuya IWATA\*<sup>1</sup> and Tatsuya MORISHITA\*<sup>2</sup>

(Received on Sep. 29, 2016 and accepted on Nov. 10, 2016)

### Abstract

Noise barriers are an effective means of suppressing the noise adopted in conventional railways, but the cost of constructing noise barriers for a whole railway is very high. In addition, the extent of noise barriers is restricted to conserve the landscape and ensure sunshine. In order to solve this problem, we examined noise suppression by means of inexpensive shielding plates in the vicinity of the train bogie. We aimed to clarify the noise suppressing effect of the plates and investigate the effectiveness of the plates on noise control. Numerical results showed that if the reflected wave from the roadbed cannot be ignored, then it is possible to achieve noise reduction by shielding plates with suitable dimensions in the vicinity of the train bogie. These plates can reduce noise as effectively as the noise barriers generally used for suppressing noise generated by railways. Further consideration based on detailed simulations will be performed.

**Keywords:** Train, Noise barrier, Shielding plate, Noise reduction, Numerical simulation

## 1. はじめに

在来鉄道によって発生する騒音の対策については、環境基準のある新幹線騒音とは異なり、新設あるいは大規模改良の際の対策指針が示されているのみである<sup>1)</sup>。在来鉄道については、鉄道の設置形態や事業者規模の多様性から一律の基準に基づく騒音対策が難しくなっていることが一因となっている。

在来鉄道騒音について、一律の基準に沿った対策実現は難しいものの対策技術を進展させ利用可能な状態にしておくことは重要である。在来鉄道騒音の場合、新幹線と比較すると低速であるため空力音が問題となることは少なく、モータ部から発生する音や転動音が騒音の主成分となっている<sup>2)</sup>。モータ部騒音については、近年、全密閉式主電動機を用いることで大幅な静穏化がなされているものの、短期間に普及する状況ではない<sup>3)</sup>。

また、有効な騒音対策法として防音壁の設置がある。しかしながら、広範囲で防音壁を設置・維持するには多大な費用を要することや景観、日照を確保するためには防音壁高さが制限されるなど課題も多い。以上の課題を解決するために、安価かつ車両の騒音源近傍に設置できる騒音対策法が求められている<sup>4)</sup>。

新幹線車両では、台車部分を覆う遮蔽板が騒音対策の一環として設置されている。車両の保守・点検の際には工数を増加させる原因となり、結果として運用コスト増

につながることから在来鉄道への導入は難しい。この点については、騒音対策効果がコスト増に見合うものであれば解決されると著者らは考える。ただし、遮蔽板の騒音抑制効果が明らかにされていないため、騒音対策効果を評価できない状態となっていた。

以上をふまえて本研究では、在来鉄道車両単体への対策による騒音低減に関する基礎検討を行うことを目的としている。本論文では、鉄道車両台車部への遮蔽板設置による騒音抑制効果を2次元音場における数値シミュレーションにより検討する。台車部騒音の遮蔽板による騒音低減効果を明らかにし、対策手法としての有効性を検討することが目標である。

## 2. 2次元音場特性の差分法を用いた数値計算

### 2.1 定式化

3次元音場において鉄道車両を想定した数値シミュレーションを行うためには、大きなメモリー容量とともに長時間の計算が必要となる。騒音源を線音源と見なせる鉄道騒音については2次元音場における検討が用いられている<sup>5)</sup>。そこで本研究においても、鉄道車両が十分に長く、線状に様な音源を有していると仮定して、2次元音場における数値シミュレーションを行うこととする。

2次元音場において音圧を $p$ 、粒子速度の $x, y$ 軸方向成分をそれぞれ $u, v$ とする。音場の支配方程式である連続の式および運動方程式は、以下で与えられる。

\*1 工学研究科機械工学専攻修士課程

\*2 工学部動力機械工学科教授

$$\frac{\partial p}{\partial t} = -\rho c^2 \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \begin{bmatrix} u \\ v \end{bmatrix} = -\frac{1}{\rho} \begin{bmatrix} \frac{\partial p}{\partial x} \\ \frac{\partial p}{\partial y} \end{bmatrix} \quad (2)$$

ここで  $\rho$  は音場中の媒質の密度,  $c$  は音速をそれぞれ表す. 以上の式(1),(2)における時間及び空間微分を中心差分で近似することによって, 音場についての更新式が導かれる.

$$p^{n+\frac{1}{2}}(i, j) = p^{n-\frac{1}{2}}(i, j) + \rho c^2 \left[ \frac{\Delta t}{\Delta x} \left\{ u^n \left( i + \frac{1}{2}, j \right) - u^n \left( i - \frac{1}{2}, j \right) \right\} + \frac{\Delta t}{\Delta y} \left\{ v^n \left( i, j + \frac{1}{2} \right) - v^n \left( i, j - \frac{1}{2} \right) \right\} \right] \quad (3)$$

$$u^{n+1} \left( i + \frac{1}{2}, j \right) = u^n \left( i + \frac{1}{2}, j \right) + \frac{\Delta t}{\rho \Delta x} \left\{ p^{n+\frac{1}{2}}(i+1, j) - p^{n+\frac{1}{2}}(i, j) \right\} \quad (4)$$

$$v^{n+1} \left( i, j + \frac{1}{2} \right) = v^n \left( i, j + \frac{1}{2} \right) + \frac{\Delta t}{\rho \Delta y} \left\{ p^{n+\frac{1}{2}}(i, j+1) - p^{n+\frac{1}{2}}(i, j) \right\} \quad (5)$$

ここで,  $n$  は時間インデックス,  $\Delta t$  は時間ステップ,  $i, j$  は空間インデックス,  $\Delta x, \Delta y$  は各軸方向のセルサイズをそれぞれ表す.

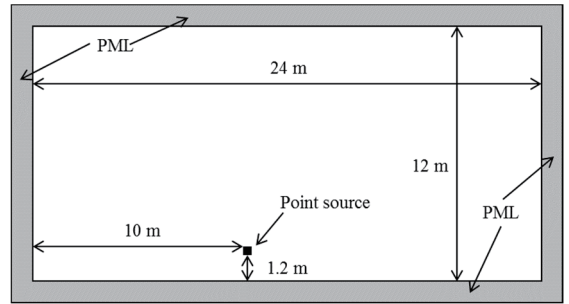
## 2.2 計算モデルにおける音波伝搬特性の確認

まず, 2次元空間での音波伝搬特性を差分法を用いた数値シミュレーションによって模擬できていることを確認する. 点音源が生成する音波は球面上に伝搬し, 距離に反比例して減衰することが知られている<sup>6)</sup>ため, Fig.1(a)に示す自由空間および Fig.1(b)に示す半自由空間を想定したモデルにおいて, 点音源から生成される音波を観測し, 音波の距離減衰特性を調べる.

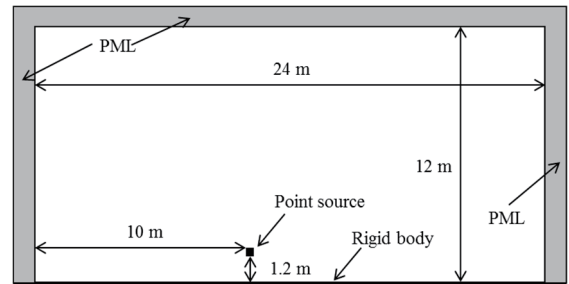
Fig.1において, 鉄道車両を含めた音場を扱うため, 計算対象とする空間大きさを  $24 \text{ m} \times 12 \text{ m}$  とする. Fig.1(a)では, 空間周囲に PML 層を設けて吸収境界とし, 自由空間内の音場を模擬する. Fig.1(b)では, 地面を想定して底辺を剛体とし, 他の3境界については, Fig.1(a)と同様に吸収境界とする. 音源は扱う波長よりも十分に小さいものとする. なお2次元音場であるため, この音源は線音源に対応する<sup>7)</sup>. 音源の駆動には, Fig.2に示す時間波形および周波数特性を有するパルス信号<sup>8)</sup>を用いる. 一般に, 騒音の評価には聴覚特性を考慮した A 特性音圧レベルが用いられる. ただし, 本研究においては, 発生メカニズムや抑制方法を物理的に評価することを目的としているため, 補正を行わない音圧レベルで評価することとする.

Fig.3 に自由空間モデルにおけるの音波の距離減衰特

性を示す. 観測位置を底辺から高さ  $1.2 \text{ m}$  一定とし, 音源から  $0.5 \sim 18.5 \text{ m}$  の範囲とした. Fig.4には, 音源から水平方向に  $6.25 \text{ m}$  離れた位置における音圧レベル周波数特性および,  $12.5 \text{ m}$  離れた位置における音圧レベル周波数特性をそれぞれ示す. Fig.3 では, 音源からの距離に反比例して音圧は減衰する. 線音源が生成する音波の減衰は音源からの距離が2倍になると  $-3 \text{ dB}$  となることが知られており<sup>6)</sup>, Fig.3の結果でも同様の結果となった. さらに, Fig.4に示す周波数特性では, 音源から遠方の測定点における音圧レベルが周波数によらず一様に減衰している. 本計算モデルでは, 観測位置, 方向を変化させても同様な減衰特性が得られた. なお, 半自由空間においても Fig.4に示す自由空間における計算結果と同様の計算結果が得られた. 以上から, 2次元音場における差分法を用いた数値シミュレーション法の妥当性を確認することができた.



(a) Free field model



(b) Semi-free field model

Fig.1 Configuration of numerical simulation model.

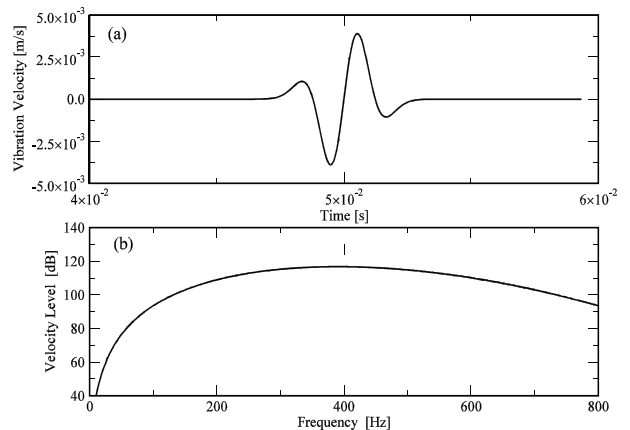


Fig.2 Vibration characteristics of noise source ((a) waveform, (b) frequency response).

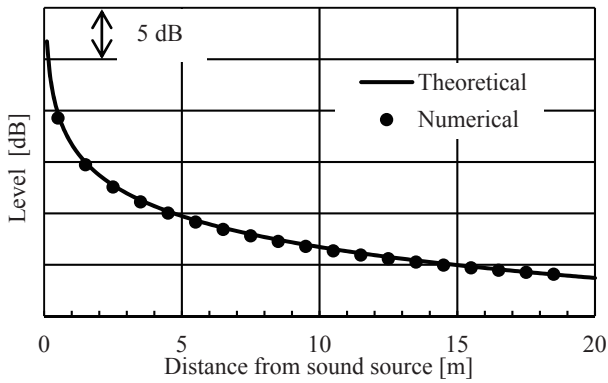


Fig.3 Calculated results of distance attenuation in a free sound field as shown in Fig.1 (a).

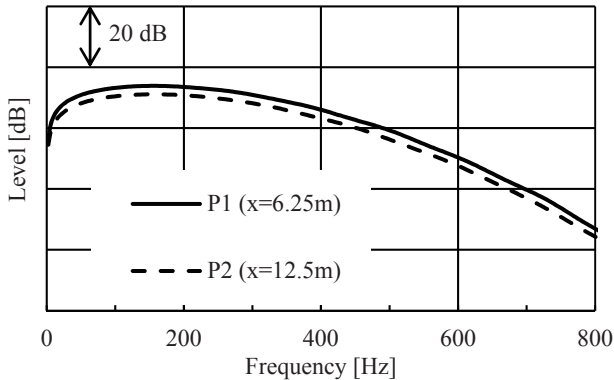


Fig.4 Calculated results of frequency characteristics of sound pressure levels at P1 (solid line), and at P2 (dashed line).

### 3. 在来鉄道騒音対策法の検討

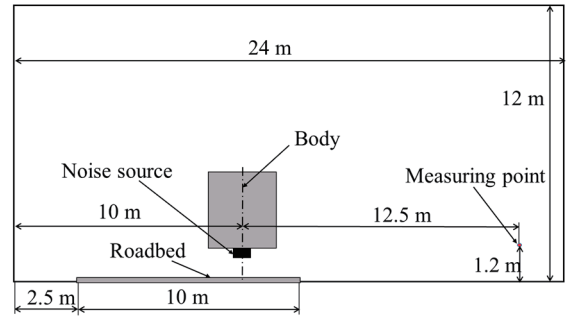
#### 3.1 在来鉄道車両モデル

前節までに計算モデルの妥当性が確認できた。本節では、空間内に車両断面を模擬したモデルを設置した場合の音場特性を検討する。

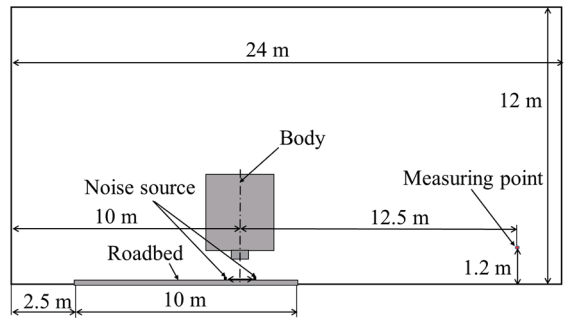
Fig.5 に在来鉄道車両を想定した半自由空間モデルを示す。モデルでは、空間の底面に路盤を想定した厚さ 0.2 m の剛体を原点から  $x = 2.5 \sim x = 12.5$  m の位置に設置する。路盤には、パラスト（砂利）軌道を想定して、同様の音波の減衰効果を計算上付与する。

実存の車両を参考に車体寸法を 3 m × 2.84 m とし、車体下部にモータを想定した 0.8 m × 0.4 m の音源を設ける。これらの構造物はすべて剛体とする。本来、車体は台車を介して車輪とレールに接するものの、その部分は省略している。

在来鉄道騒音では、従来から、モータ部から発生する騒音が支配的とされているため<sup>9)</sup>、計算モデルにおいては、モータが設置される車体下部に音源を設置することとする (Fig.5(a))。一方で、近年の新型車両や改修車両では、モータ部の大幅な静音化が達成されており、転動音すなわち車輪とレールの近傍から発生する騒音が支配的になりつつある<sup>9)</sup>。そこで、Fig.5(b)に示すようにレール部近傍に騒音源を設けた場合についても計算を行う。どちらの騒音源においても、その駆動には前節と同様に



(a) Motor noise source model



(b) Rail noise source model

Fig.5 Configuration of noise source for numerical simulation.

Fig.2 に示す特性を有するパルス信号を用いる。

上述の 2 種類のモデルにおいて、Fig.6 に示すように、高さ 2 m の防音壁を設置する場合および車体下部に長さ 0.1~1 m の遮蔽板を設置する場合の騒音抑制効果を調べる。なお、在来鉄道における騒音対策で一般的に用いられる防音壁を想定して防音壁高さ 2 m としている。

在来鉄道騒音の評価については、環境省の在来鉄道騒音測定マニュアル<sup>9)</sup>で、近接側軌道中心からの距離 12.5 m および 25 m と定められている。本研究では、計算モデルの都合上 12.5 m に測定点を設ける。数値シミュレーションを行うためのその他の計算条件を Table1 に示す。

#### 3.2 車体下部を騒音源とした場合

Fig.5(a)に示す、モータ部を想定した車体下部を騒音源とする場合の騒音の特性について検討する。測定点における音圧レベル周波数特性を Fig.7 に示す。Fig.7 において、高さ 2 m の防音壁を設けた場合 (破線)、高さ 0.7 m の遮蔽板を設けた場合 (実線) には、音圧レベルは平坦な特性とはならないものの、ほぼ対象周波数域全体で対策前 (点線) より音圧レベルが小さくなった。防音壁の場合には、比較的高周波数域で音圧レベルが小さくなる。

騒音抑制効果を評価するために、以下に示す式で求められる、オーバーオール音圧レベル  $L_p$  で評価する。

$$L_p = 10 \log_{10} \left( \sum_{i=0}^{N-1} 10^{L_{pi}/10} \right) \quad [\text{dB}] \quad (6)$$

ここで、 $N$  は周波数領域のデータ数、 $i$  はデータのインデックス、 $L_{pi}$  はインデックスにおける音圧レベルである。

Table 1 Conditions for numerical simulations.

$\Delta x, \Delta y$	$N_x, N_y$	$\Delta t$	$c$	$\rho$
20mm	1200, 600	$20\mu s$	344m/s	$1.2kg/m^3$

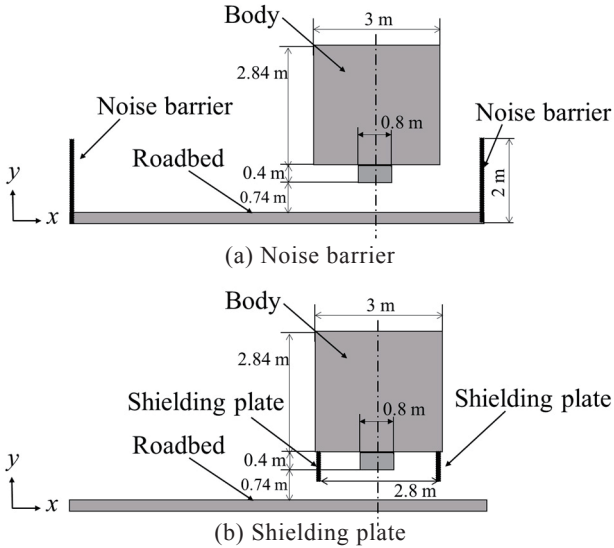


Fig.6 Numerical Train body model and the devices for noise suppression.

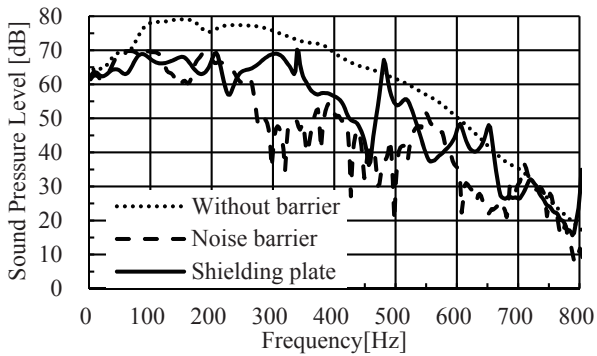


Fig.7 Numerical results of frequency characteristics of SPLs generated by a noise source under the train body.

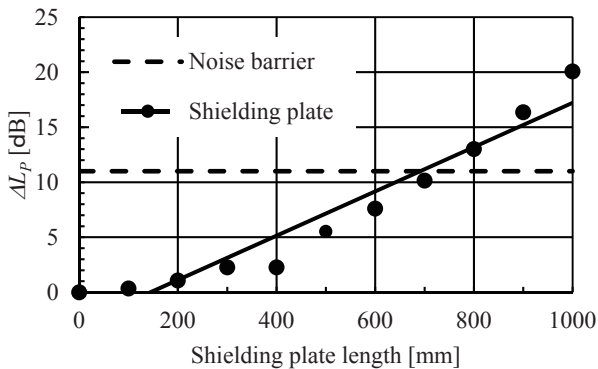


Fig.8 Differences between overall values of uncovered SPLs and overall values of covered SPLs using noise barriers/shielding plates when noise source is located under the train body.

本論文では、0~800 Hz のデータを扱うこととし  $N=328$  とする。

対策前(防音壁、遮蔽壁なし)のオーバーオール音圧レベル  $L_{p0}$  と対策後のオーバーオール音圧レベル  $L_p$  との差  $\Delta L_p$  を求めた結果を Fig.8 に示す。横軸は、遮蔽板長さとしている。比較のため、破線で防音壁によるレベル差を示してある。

Fig.8 から、遮蔽板の長さを増すほどレベル差  $\Delta L_p$  が大きくなり、騒音抑制効果が大きくなった。以上の結果から、遮蔽板高さ 0.7 m とすると、高さ 2 m の防音壁と同等の騒音抑制効果が得られることがわかった。

### 3.3 レール近傍を騒音源とした場合

前述したとおり比較的新しい鉄道車両では、転動音が鉄道騒音の主成分となっていることが指摘されているため、Fig.5(b)に示した、レール近傍を騒音源とする場合の騒音の特性について検討する。

測定点における音圧レベル周波数特性を Fig.9 に示す。Fig.9 において、車体下部を騒音源とした場合と同様に、高さ 2 m の防音壁を設けた場合(破線)には、音圧レベルは平坦な特性とはならないものの、ほぼ対象周波数域全体で対策前(点線)より音圧レベルが小さくなった。一方、遮蔽板を設けた場合には、音圧レベルが対策前と比べてほぼ同レベルとなる周波数帯が数多く存在する。

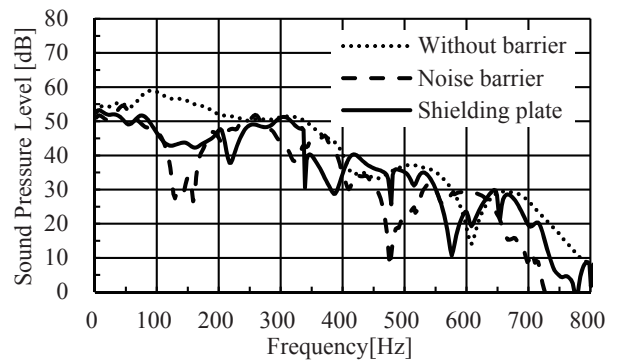


Fig.9 Numerical results of frequency characteristics of SPLs generated by noise sources in the vicinity of the track.

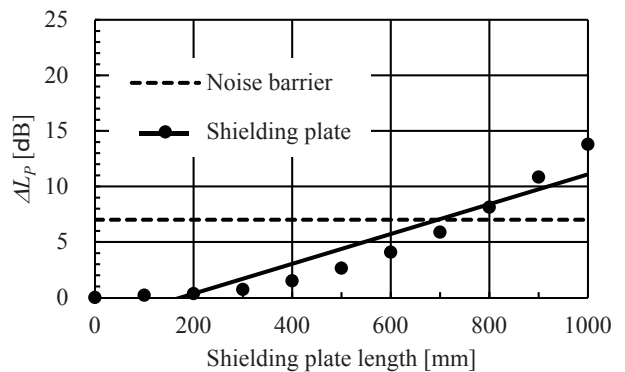


Fig.10 Differences between overall values of uncovered SPLs and overall values of covered SPLs using noise barriers/shielding plates when noise sources are located at the rail positions.

Fig.10 に対策前後でのオーバーオール音圧レベルの差  $\Delta L_p$  を示す。車体下部を騒音源とした場合と同様に遮蔽板の高さを増すほどレベル差が大きくなり、遮蔽板高さ 0.7 m と防音壁 2 m で同等の騒音抑制効果が得られた。

自由空間における点音源から放射される音波に対する遮音壁等障壁の働きは、音源と観測点の直達距離と障壁を迂回する経路の距離との差をもとに求められる<sup>10)</sup>。以上にもとづけば、レール音源とした場合の方が経路差が大きく防音壁の効果が大きくなるはずである。しかし、Fig.8 と Fig.10 の結果を比べるとレール音源とした場合の方が防音壁による音圧レベルの減少量が小さい。このことは、路盤と車体下部の間での音波の反射が影響していると著者らは考えた。そこで次節では、路盤および地表面を計算モデルから取り除き、モデル下端も吸収境界とすることで、モデル下部からの反射波の影響を小さくした場合の騒音特性を検討する。

### 3.4 地表面の影響を取り除いた場合

モータ部を騒音源とした Fig5(a)において、下端を吸収境界とした場合の測定点における音圧レベル周波数特性を Fig.11 に示す。高さ 2 m の防音壁を設けた場合(破線)については、音圧レベルは平坦な特性とはならないものの、ほぼ対象周波数域全体で対策前(点線)より音圧レベルが小さくなった。高さ 0.7 m の遮蔽板を設けた場合

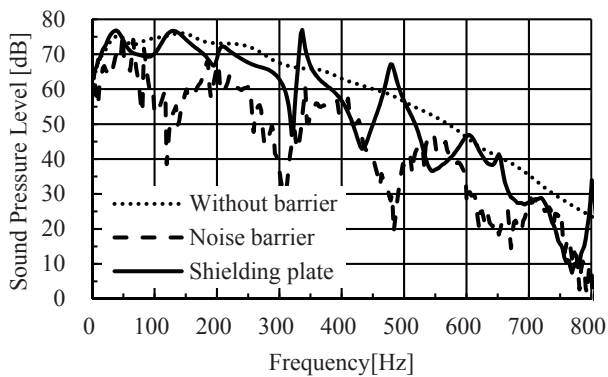


Fig.11 Numerical results of frequency characteristics of SPLs generated by a noise source under the train body when anechoic surface at the ground is assumed.

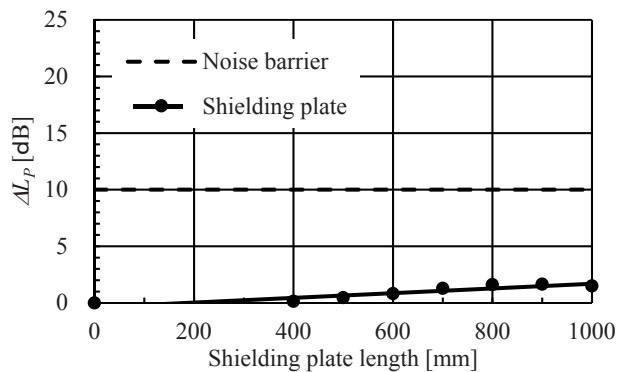


Fig.12 Differences between overall values of uncovered SPLs and overall values of covered SPLs using noise barriers/shielding plates when noise source is located under the train body and anechoic surface at the ground is assumed.

(実線)には、モデル下端から反射波が存在する場合 (Fig.7) と比較すると、音圧レベルの減少量は明らかに小さくなっており、音圧レベルが大幅に増幅される周波数が存在する。

対策前(防音壁, 遮蔽板なし)と対策後のオーバーオール音圧レベルの差  $\Delta L_p$  を Fig.12 に示す。比較のため、破線で防音壁によるレベル差を示してある。モデル下端の反射波がない場合の防音壁の騒音抑制効果は、Fig.8 と比較して同様の値になった。以上に対して、遮蔽板とした場合には、Fig.8 と比較して大幅に騒音抑制効果が減少した。これは、モデル下端からの反射波がなくなることによって、騒音源から遮蔽板を迂回せずに観測点に到達する成分が増加したためであると考えられる。

一方、Fig5(b)のレール近傍を騒音源とし、モデル下端を吸収境界とした場合の測定点における音圧レベル周波数特性を Fig.13 に示す。高さ 2 m の防音壁を設けた場合(破線)については、音圧レベルは平坦な特性とはならないものの、ほぼ対象周波数域全体で対策前(点線)より音圧レベルが小さくなった。高さ 0.7 m の遮蔽板を設けた場合(実線)には、音圧レベルが対策前と比べてほぼ同レベルとなる周波数帯が数多く存在する。

対策前(防音壁, 遮蔽板なし)と対策後のオーバーオール音圧レベルの差  $\Delta L_p$  を Fig.14 に示す。比較のため、

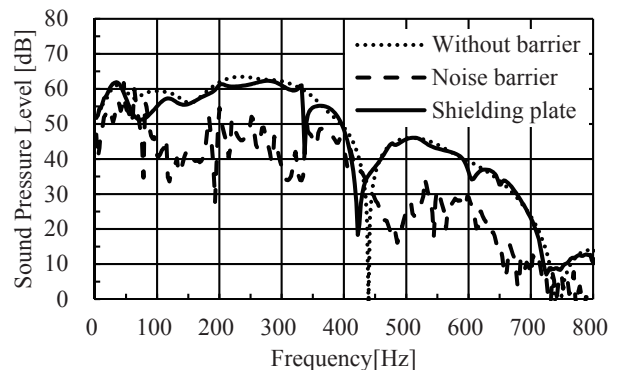


Fig.13 Numerical results of frequency characteristics of SPLs generated by noise sources in the vicinity of the track when anechoic surface at the ground is assumed.

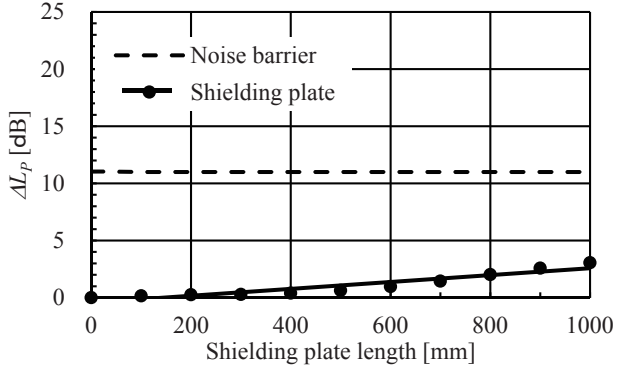


Fig.14 Differences between overall values of uncovered SPLs and overall values of covered SPLs using noise barriers/shielding plates when noise sources are located at the rail positions and anechoic surface at the ground is assumed.

破線で防音壁によるレベル差を示してある。モデル下端の反射波がない場合の防音壁の騒音抑制効果は、Fig.10と比較し4 dBほど増加した。一方、遮蔽板とした場合には、Fig.10と比較して大幅に騒音抑制効果が減少した。モータ部を騒音源とした場合と同様の現象によるものと考えられる。

以上の結果から、防音壁の騒音抑制効果に対するモデル下端からの反射波の影響は、遮蔽板を用いる場合より小さいことが示された。モデル下端の反射波を無視できる場合には、遮蔽板の騒音抑制効果は著しく減少するものの、反射波の存在を無視できない場合には、有効な騒音対策法になり得ることが示唆された。

#### 4. まとめ

本論文では、在来鉄道車両単体への対策による騒音低減に関する基礎検討を行うことを目的として、鉄道車両台車部への遮蔽板設置による騒音抑制効果を2次元音場における数値シミュレーションにより検討した。その結果、路盤からの反射波がある状況において、適切な遮蔽板高さにすることによって、通常用いられる程度の高さの防音壁と同等の騒音抑制効果が得られた。騒音伝搬を抑制するという点では有効な手段となり得ることが示唆された。

本論文で扱ったのは簡易的2次元モデルであり、遮蔽板の奥行き方向などをシミュレーションでは考慮できていない。そのため、本論文における結果が現実に得られ

る現象となっているかについては、さらに検証する必要がある。また、遮蔽板形状の変更による騒音抑制効果改善の可能性についても検討を行っていく予定である。

#### 参考文献

- 1) 長倉清：鉄道騒音問題への取り組み，日本音響学会誌，Vol.66, No.11, pp.571－576(2010).
- 2) 北川敏樹：在来鉄道沿線の環境を騒音から守る，RRR，Vol.66, No.8, pp.6－9(2009).
- 3) 小田急電鉄：騒音・振動の低減，環境報告書(2012).
- 4) 遠藤満，八百板晃，前田奈津子，西垣勉：車上設置型デバイスによる鉄道車輪/レール系騒音のアクティブ制御，日本音響学会誌，Vol.61, No.12, pp.698－707(2005).
- 5) 森下達哉，青木琢哉，多気昌生：時間領域差分法を用いた多孔質材料の音響特性解析，日本音響学会誌，Vol.59, No.2, pp.63－69(2003).
- 6) D. A Bies and C. H. Hansen: Engineering noise control, CRC Press, Chap.5(2009).
- 7) I. L. Ver and L. L. Beranek: Noise and Vibration control engineering John Wiley & Sons, Chap.5(2006).
- 8) 宇野亨: FDTD 法による電磁界およびアンテナ解析, 1章(1998).
- 9) 在来鉄道騒音測定マニュアル，環境省(2015)
- 10) 前川純一，森本政之，阪上公博：建築・環境音響学第3版，5章(2011).