

# 風洞試験による新幹線車両下部から発生する空力音の評価手法

環境工学研究部 騒音解析研究室  
主任研究員 山崎 展博

## 1. はじめに

新幹線車両から発生する主たる騒音源を発生部位毎に分類すると、集電系騒音、車両上部空力音および車両下部音が挙げられる。このうち車両下部音には転動音、車両機器音ならびに空力音が含まれており、総合音に対する各音源の寄与率は列車速度によって大きく変化する。車両下部音の低減対策を講じるにあたっては、想定する速度域で最も寄与率の大きい騒音源を把握することが重要である。車両下部音のうち、転動音について軌道・車輪系の振動・音響モデルにもとづいた定量的な評価を行い、その結果を用いて車両下部音全体に対する寄与率の推定が行われている<sup>(1)</sup>。しかし、空力音については、その発生と密接に関連する車両下部流れ場が複雑であるため、十分な精度での推定が行われていない。これまでの研究では、現地試験で得られた車両下部まくらぎ中心におけるレール方向流速成分の鉛直方向分布を模擬した風洞試験手法を開発した<sup>(2)</sup>。しかし、この試験手法を用いた検討結果から、まくらぎ中心での流速成分のみならず、まくらぎ方向全体での流速成分の分布が台車部空力音の特性に大きな影響を与えることが分かった<sup>(3)</sup>。したがって、台車部空力音に対する定量的な評価を行うためには、車両下部におけるまくらぎ方向全体の流れ場についての検討を行う必要がある。

そこで、本研究では、現地試験で得られた先頭車両および中間車両下部でのレール方向の流速成分のまくらぎ方向分布を風洞試験で模擬する。次に、台車部空力音の測定精度を向上させるためにマイクロホンアレイを活用し、得られた二次元音圧レベル分布図から無指向性マイクロホンでの測定結果に相当する騒音レベルを算出する手法を示す。最後に本手法によって得られた台車部空力音の推定騒音レベルを現地試験測定結果（レール近傍点での騒音レベル）と比較し、その妥当性を検証する。

## 2. 風洞試験による台車部空力音測定手法

### 2.1 概要

風洞試験は、(公財)鉄道総合技術研究所の大型低騒音風洞の開放型測定部で行った。風洞試験状況を図1に示す。1.5両分の長さを有する1/7縮尺スケールの車両模型を開放型測定部に設置し、前側車両の後位台車部を測定対象とした。台車部形状の模擬状況を図2に示す。これまでの研究から、台車部形状の模擬精度が発生する空力音に影響を与えることが分かっている<sup>(2)</sup>。そこで、本実験では図2(a)に示すように、現車で使用されている台車の形状を忠実に模擬した模型を使用した。また騒音測定時には、台部側方を覆う台車カバーを設置した(図2(b))。

現地試験における車両下部の流速測定結果から、中間車両での平均流速は、主流速度の60～70%程度であった<sup>(4)</sup>。このため、風洞試験において台車部空力音の測定を行う際、音源の強さが十分ではなく、暗騒音（ここでは台車部を完全に平滑化した状態での騒音と定義する）とのS/Nが十分確保できない可能性が生じる。そこで本手法では、車両下部の流速分布の模擬時に暗騒音を極力増大させないこと、また騒音測定に用いる手段として鋭い指向性を有する二次元マイクロホンアレイを活用することなどの対策を講じた。

先頭車両と中間車両床下での流速分布の調整を行った上で、車両模型中心から 3.5m 側方に設置したマイクロホンアレイにより台車部空力音の測定を行った。本実験で用いたマイクロホンアレイでは 66 個のマイクロホンを直径 1 m の円形領域内で放射状に配列しており、二次元的な音圧レベルの分布図を取得することができる。以下、流速分布模擬手法および騒音測定手法についての詳細を述べる。

## 2.2 車両下部流速分布模擬法

台車部流入箇所における流速のまわらぎ方向分布を模擬する手法として、以下の 2 種類の方法を検討した。

- ① 速度勾配を持つ風洞吹出し口まわりの自由せん断層を活用する方法
- ② 車体下部の台車部上流域に柱状部材（以下、流速分布調整部材）を設置する方法

方法①については、車体上部の流速を主流速に近い状態にしたうえで、台車部流入箇所での流速を減速させるための手法である。風洞の吹き出し口周りには速度勾配を持つ自由せん断層が存在している。この自由せん断層内に台車部を位置するように設置することで流速分布を調整する。具体的にはノズル下面と模型地面板との鉛直方向間隔  $H$  を変化させた。方法②については、図 3 に示す通り、車体下部の台車部より上流域でレールをまたぐように流速分布調整部材を設置する。この部材の幅を変化させることで、その後流域で生じる速度欠損領域を調整し、台車部流入箇所での目的とする流速分布を得る。流速分布調整部材の幅については、軌道外側の幅  $L_1$  と車両中心側の幅  $L_2$  で定義する。台車部流入箇所における流速分布の測定は、楕円に配列された総圧管を用いて行った。

## 2.3 音圧レベル分布からの騒音レベル換算法

台車部空力音の算出に際しては、マイクロホンアレイによるビームフォーミング処理を行い、台車部まわりの二次元的な音圧レベル分布図を取得する。この分布図内で得られた音圧レベルの積分値から無指向性マイクロホンでの測定値へ換算する係数を別途実験的に求め、これにより風洞試験で得られた推定音圧レベル  $L^w(f)$  を算出する。なお、図 2(b)に示す台車部搭載条件と台車部完全平滑条件(暗騒音条件)でのマイクロホンアレイによる指向性積分値の差 (S/N)に

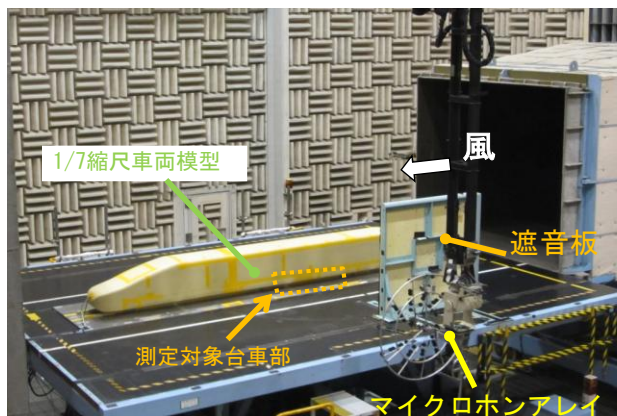
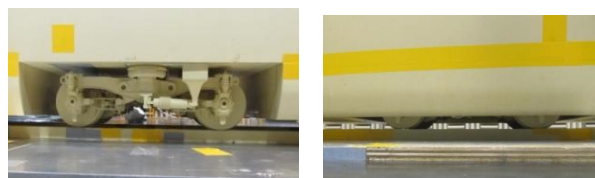


図1 風洞試験状況



(a)台車模型 (換算係数算出時) (b)フルカバー設置時 (騒音評価時)

図2 台車部模型外観

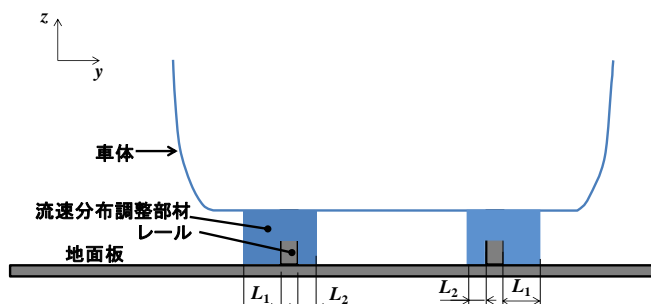


図3 車両下部流速分布模擬手法 (流れ場調整部材の活用:方法②)

ついて、(現車スケール換算後周波数)1 kHz 帯以下の周波数帯では 5dB 以上の S/N が確保されており、暗騒音補正を行うことにより定量的な評価が可能であることを確認している。

現地試験においてレール近傍点に対応する位置での無指向性マイクロホンによって測定される台車部空力音レベル  $L^F(f)$ (以下、推定台車部空力音レベル)を、風洞試験での推定音圧レベル  $L^W(f)$  から以下の通り算出する。

$$L^F(f) = L^W(f) + 20\log_{10}(r\alpha/2.7175) + 10\log_{10}(n) = L^W(f) + 22 \quad [\text{dB}] \quad (1)$$

ここで  $r$  は風洞試験におけるマイクロホンアレイの離れ、 $1/\alpha$  は模型の縮尺であり、本実験では  $r = 3.5 \text{ m}$ 、 $\alpha = 7$  となる。また  $n$  はレール近傍点で測定された騒音での 1 つの車間部付近ピークに寄与する台車部の数であり、現地試験データの解析対象区間を考慮し  $n = 2$  とした。

## 2.4 風洞試験結果

### 2.4.1 車両下部流速分布模擬結果

ノズル下面と模型支持台車の鉛直方向間隔  $H$  ならびに車両床下部に設置する流速分布調整部材の寸法  $L_1$ 、 $L_2$  を調査した結果、以下の条件で先頭車両ならびに中間車両台車部の流速分布を模擬することができた。

- ・先頭車両： $H = 0 \text{ mm}$ ， $L_1 = L_2 = 20 \text{ mm}$
  - ・中間車両： $H = 175 \text{ mm}$ ，流速分布調整部材無
- 風洞試験で模擬した流速分布と現地試験結果との比較を図 4 に示す。図中の記号は風洞試験による測定値，網掛け部は現地試験データで得られた流速分布の範囲を表わす。この結果から、先頭車両および中間車両での流速分布を精度よく模擬できることを確認できる。

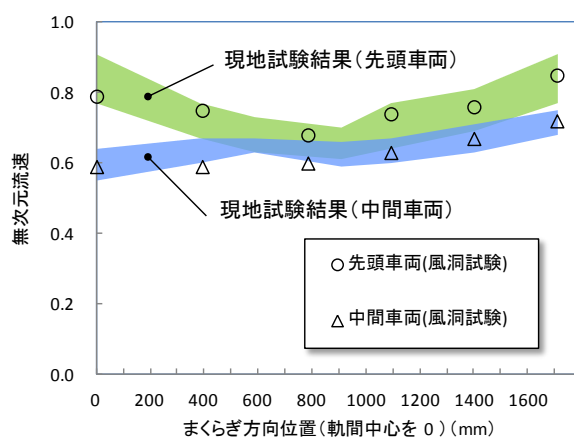


図4 風洞試験における  
車両下部流速分布模擬結果  
(車両固定座標系からみた流速)

### 2.4.2 推定結果の妥当性検証

台車部空力音に関する推定結果の妥当性を検証するため、車両下部音の推定結果と現地試験結果(以下、実測値)との比較を行った。ここで実測値は、1-2両目および5-6両目に対応するレール近傍点でのピークレベルに対する、車両間間隙部を挟んだ隣接2台車を含む部分の平均値を表す。なお実測値には、300km/h以上の速度域で、風洞試験で用いた車体と類似した形状の車両形式で得られた測定値を用いた。また、車両下部音の推定結果については、今回得られた推定台車部空力音レベルに、過去に報告されている(転動音+機器音)の推定値<sup>(1)</sup>を加えた結果とした。中間車両に対して求めた車両下部音の推定結果と実測値の比較を図5に示す。なお本節で示す結果の上限周波数は、風洞試験での測定上限周波数である2kHz帯とした。車両下部音の推定結果では125Hz帯~2kHz帯にかけて周波数に対し緩やかに増加する傾向を示しており、実測値の傾向と一致する。また、200Hz帯を除き車両下部音の推定結果と実測値の差は3dB以下であり、本評価手法がほぼ妥当であることを示している。特に125Hz帯~500Hz帯にかけては車両下部音の推定結果と図5(b)に示す推定台車部空力音レベルがほぼ一致する。このことは、これらの周波数帯域で台車部空力音の寄与が大きいことを示している。なお車両下

部音の推定結果は実測値に対し 1～5dB 過小評価となっているが、これは台車部から発生する空力音の影響の他に、車体間隙部から発生する空力音や防音壁による音の反射の影響等が含まれるためであると考えられる。

次に、先頭車両と中間車両での車両下部音の推定値と実測値を図 6 に示す。125Hz 帯～500Hz 帯における先頭車両と中間車両の差は、推定台車部空力音レベルおよび実測値いずれの場合でも 125Hz 帯～500Hz 帯にかけて概ね 4dB となっている。この値は、図 4 に示した先頭車両と中間車両での平均的な流速比 1.20 から推定される台車部空力音のレベル差 5 dB ( $\equiv 60\log_{10}(1.20)$ ) とほぼ一致する。一方、文献(2)で示した方法での、まくらぎ方向中心 ( $y = 0 \text{ mm}$ ) における流速比 1.34 から推定される音圧レベル差 8 dB ( $\equiv 60\log_{10}(1.34)$ ) とは一致しない。よって、風洞試験によって台車部空力音を評価する際には、レール方向流速成分のまくらぎ方向分布を模擬することが必要である。

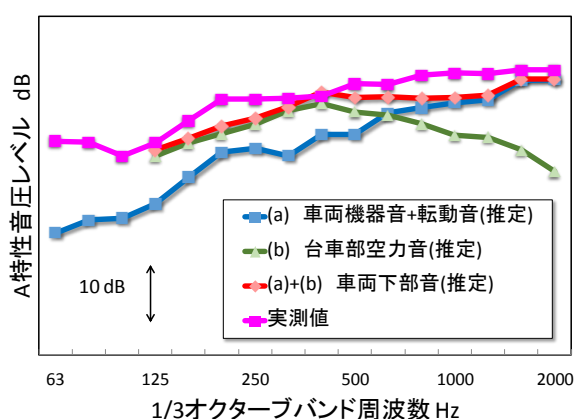


図5 車両下部音(中間車両)の推定結果と実測値の比較

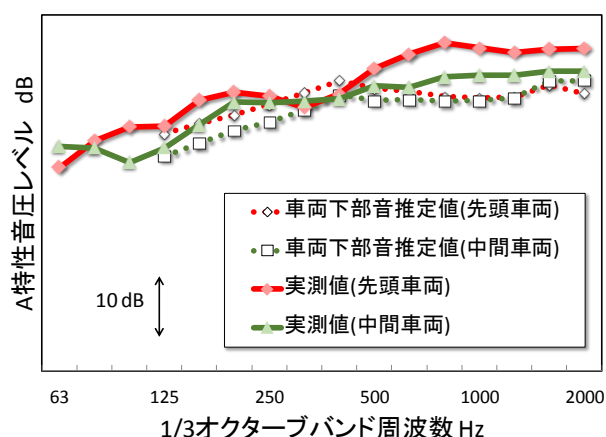


図6 先頭車両と中間車両の車両下部音の比較(レール近傍点での騒音:先頭車両:1-2両目間, 中間車両:5-6両目間)

### 3. まとめ

車両下部の流速分布を模擬した風洞試験により、台車部空力音を推定する手法を開発した。その結果、一部の周波数帯を除き推定結果と実測値の差は 3dB 以下であり、風洞試験による本評価手法がほぼ妥当であること、台車部空力音を評価する際には流速のまくらぎ方向分布を模擬することが重要であることを示した。

#### 参考文献

- (1) 北川 敏樹 他: 高速走行時における車両下部音の音源別寄与度, 鉄道総研報告, Vol.27, No.1, pp. 23-28.
- (2) 山崎 展博 他: 風洞試験における車両下部流れを模擬した台車部騒音測定手法の開発, J-RAIL 2010.
- (3) Yamazaki, N. et al.: Evaluation Methods for Aerodynamic Noise From a High-Speed Train Bogie in a Wind Tunnel Test, Internoise, Osaka, 2011.
- (4) 岩崎 誠 他: スラブ軌道における新幹線車両通過時の車両床下流れの測定, J-RAIL 2013