

風洞試験における台車部空力騒音測定手法の精度向上

山崎 展博* 井門 敦志** 栗田 健***

Improvement of Measurement Methods for Aeroacoustic Noise from Bogie Section in the Wind Tunnel Test

Nobuhiro YAMAZAKI Atsushi IDO Takeshi KURITA

We proposed a method to evaluate the aerodynamic noise from the bogie section of high speed trains in the wind tunnel test. In the first place, the flow velocity profile under the train car was measured in a field test by Laser Doppler Velocimetry (LDV) which is capable of measuring the velocity in the region outside of the rolling stock gauge. In the second place, the velocity profile at the inlet of the bogie section was simulated precisely in a wind tunnel test by installing a streamlined device between the car floor of the train model and the ground. The aerodynamic noise from the bogie section was measured by 2-D microphone array to improve the signal to noise ratio, and was then converted to 1/3 octave band based noise level. As a result, it was confirmed that the accuracy of the bogie model influences the noise spectra.

キーワード：風洞試験，LDV，クエット流れ，マイクロホンアレイ

1. はじめに

新幹線から発生する騒音の低減は、沿線環境保全の観点から大きな課題とされている。騒音の発生要因としては、車輪・レールの振動から発生する転動音や構造物の振動から発生する構造物音等が挙げられるが、中でも空力騒音は、そのパワーが流速の6乗～8乗に比例することから¹⁾、今後の高速化に向けて解決すべき重要な課題である。高速の気流にさらされるパンタグラフや車間部は代表的な空力騒音の発生源²⁾であるが、各部位の平滑化等の対策³⁾により低騒音化が進められる中で、相対的に車両下部、特に台車部から発生する空力騒音の低減が重要であると考えられる。

一般に空力騒音の低減対策を検討、評価する手法として、風洞試験^{3) 4)}やCFD(数値流体力学)⁵⁾による方法がとられているが、これらの手法の妥当性を確保するためには、測定対象部位まわりの流れ場を現車の状態と忠実に合わせる必要がある。しかし、台車部が位置する車両下部では、車両下面と地面との相対運動の影響を受けていることから、複雑な流れ場となっている。

そこで本研究では、台車部まわりの流れ場を再現するために重要となる台車部流入箇所における流速分布を把握するため、実際に走行する新幹線車両の床下部に非接触型流速測定装置であるLDV(Laser Doppler Velocimetry)

を設置し、まくらぎ方向中心におけるレール方向流速成分の鉛直方向分布を取得した。次にこの結果を流入条件で再現し、台車部から発生する空力騒音の評価を行うための風洞試験法を開発した。

2. 車両下部の流速分布に関する現車測定

2.1 測定方法

現車における流速測定は、JR東日本が所有する試験車両(FASTECH 360S, 8両編成)を用いて行った。これまでの研究から、車両床下での流れ場は定性的に先頭車両と2, 3両目以降とに大別できるので⁶⁾、先頭車両、ならびに中間車両の後位台車部における流速分布を測定した。今回車両床下流速分布の測定を行った箇所を図1, 図2に示す。先頭車両台車部及び中間車両台車部での測定は、それぞれ8号車を先頭とする向きの8号車, 1号車を先頭とする向きの5号車後位台車部を対象として行った。流速測定箇所はほぼまくらぎ方向中心であり、台車部キャビティ前縁部から測定位置までのレール方向距離は、先頭車両ならびに中間車両の場合でそれぞれ660 mm, 2845 mmである。

流速測定法としては、車両下部において車両限界外側の領域も測定するため、非接触型流速測定法であるLDVを用いた。LDVは、気流中に散布した微粒子にレーザー光を照射し、その反射光のドップラー変調を利用して流速を測定するものである。本装置は一般に風洞試験等で活用されているが、高速列車の現車試験に適用した

* 環境工学研究部 騒音解析研究室
** 環境工学研究部 車両空力特性研究室
*** 東日本旅客鉄道株式会社 先端鉄道システム開発センター

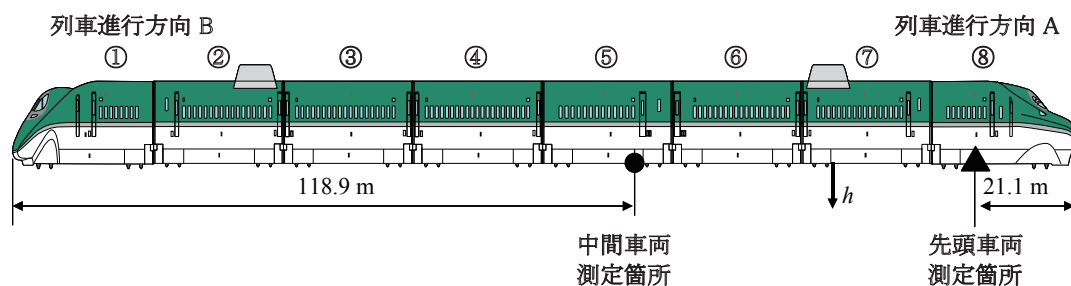


図1 流速測定箇所（側面図）

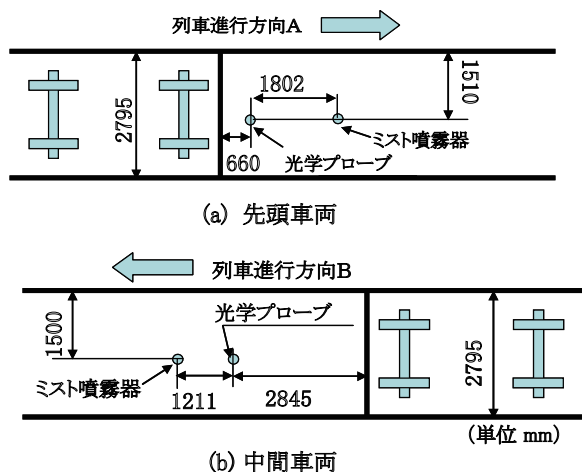


図2 流速測定箇所（平面図）

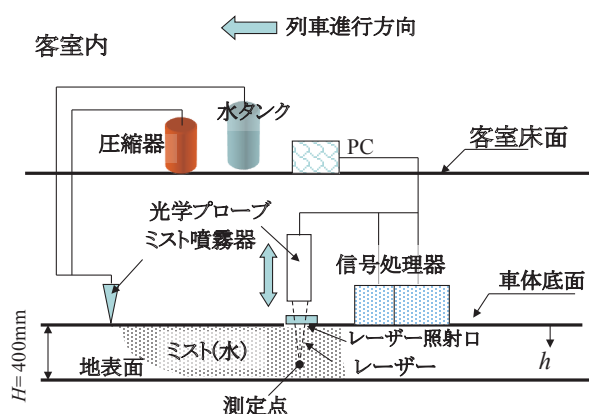


図3 LDV装置設置図

事例は少なく⁷⁾、車両下部の詳細な流速分布測定に活用したのは、筆者らが知る限り本研究が初めてである。

測定時の機器設置図を図3に示す。台車部キャビティより上流側に光学プローブを設置し、これを車両床下面から下方250mmの範囲内において約10mmピッチで上下にトラバースさせることで鉛直方向の流速分布を得た(図4上図)。これよりさらに上流側には、圧縮空気と水を混合させて生成したミストを噴霧する装置が取り付けられている(図4下図)。

光学系の流速計では、ミストとして一般的に油が用いられるが、現車試験で使用した場合軌道を汚損する恐れがあるため、今回の測定では水を用いた。同一のミスト噴霧装置を用いた検定試験を事前に行い、気流への追従性が問題ないことを確認している。

2.2 測定状況

車両下部の流速分布は軌道条件の影響をうけると想定されるため、スラブ軌道ならびにバラスト軌道上で測定を行った。LDV装置のもつ検出信号の最大サンプリング周波数は50kHzであるが、実際のサンプリング数は単位時間に流入してくる粒子数に依存する。本測定では、測定時間を10秒間、あるいは50,000個の粒子が検出される時間とした。本試験での最高列車速度320km/hの場合、10秒間に列車は890m進むことになる。そこで、測定

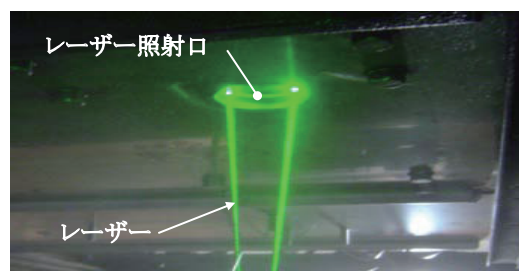


図4 レーザー照射口(上図)およびミスト噴霧口(下図)

時間を10秒以上とるため、走行軌道で1kmの直線区間を事前に抽出し、鉛直方向の測定位置を固定した状態でこの区間を走行する間に取得したデータに対して、平均流速ならびに乱れ度を算出した。

2.3 流速測定結果

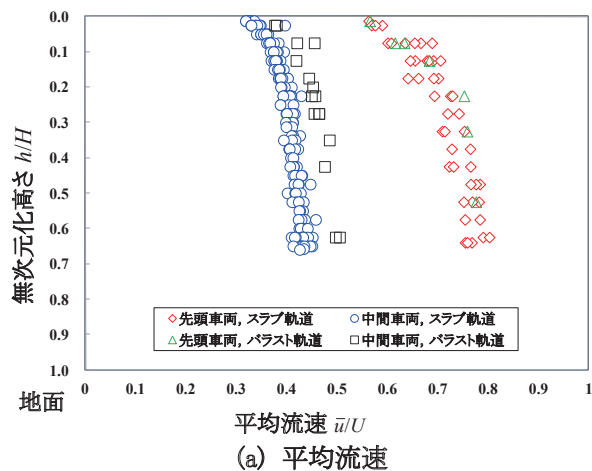
車両下部の平均流速ならびに乱れ度を図5に示す。ここで、レール方向の平均流速 \bar{u} km/h, ならびに車両床

面からの鉛直方向位置 h mm は、それぞれ列車速度 U km/h, 車両床面から地面までの距離 $H = 400$ mm で無次元化している。また、乱れ度 T_u は、次式で定義する。

$$T_u[\%] = u' / U \times 100 \quad (1)$$

ここで、 u' は流速変動の二乗平均であり、得られたデータのうち 10 秒間に 1,000 個以上の粒子が検出されたものを有効とした。列車速度は 194km/h から 319km/h である。スラブ軌道走行時の結果から、中間車両の流速分布は全体的に先頭車両 ($h/H = 0.5$ で無次元化平均流速 0.78 程度) より遅く、 $h/H = 0.5$ で無次元化平均流速が 0.42 程度である。平行平板間の乱流クエット流れでは、 $h/H = 0.5$ の流速は 0.5 となるはずであるが、現車試験結果では 0.5 より小さくなっている。また、先頭車両よりも鉛直方向の速度変化率が小さい。乱れ度については、中間車両の場合は車両のごく近傍でやや大きくなるが、車両から離れるとほぼ一定の値 (5 ~ 6%) となる。一方、先頭車両の場合は床面付近で 10% 程度であるが、車両から離れるに従い小さくなる。さらに、鉛直方向の全領域にわたって、中間車両に比べ大きくなる。これは先頭下部での大きな流れの剥離の影響が残っているためであると考えられる。

車両下部



車両下部

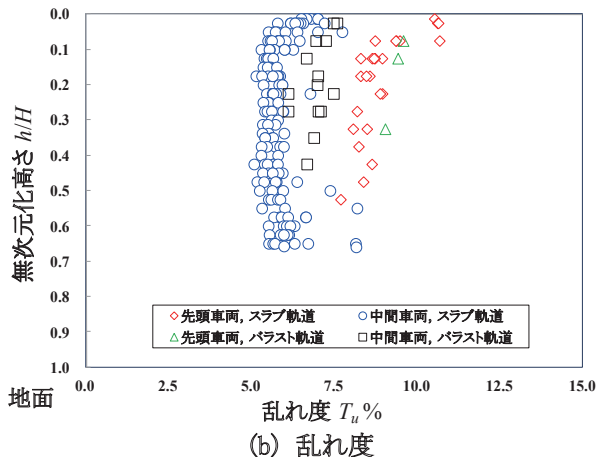


図5 車両下部流速測定結果

バラスト軌道とスラブ軌道での測定結果を比較すると、中間車両では、全領域でバラスト軌道上での流速が速くなる。これは、バラスト軌道の場合、その表面がスラブ軌道と比較して凹凸が大きいため、スラブ軌道の場合よりも空気が軌道付近にとどまりやすい (車両側からみて流れが速くなる傾向) ためであると考えられる。また、全領域でバラスト軌道の乱れ度がスラブ軌道より大きくなることから、バラスト軌道表面の凸凹の影響により乱れが強くなること、また、その影響が流れ場全体に及んでいることがわかる。一方で、先頭車両では、流速分布、乱れ度分布ともに、軌道条件の違いによる明らかな差は見られない。よって、先頭車両では、軌道表面の違いの影響が今回の測定範囲 ($h/H = 0 \sim 0.65$ 程度まで) には及んでいないことがわかる。

以上の結果から、中間車両床下部においては、列車速度に対して平均流速が大きく減速していること、鉛直方向の平均速度変化率が小さいことがわかった。一般に風洞試験では、車両先頭部から測定対象部位までの助走区間が短いため、後述する通り車両下部の流速は主流速に近い状態となっている。このため、中間車両台車部での流れ場を再現するためには、人工的に流れ場の調整を行う必要がある。次章ではこの結果を反映した風洞試験法について記述する。

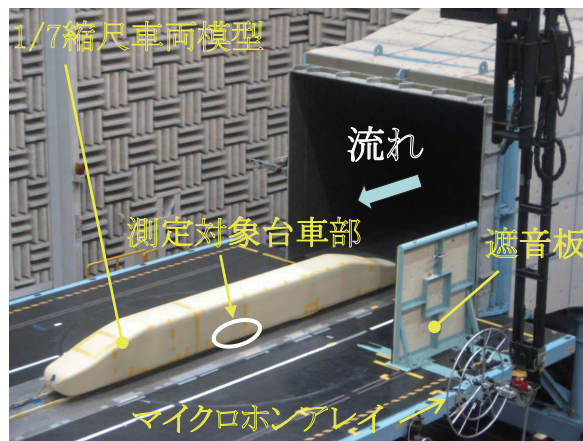


図6 風洞試験状況

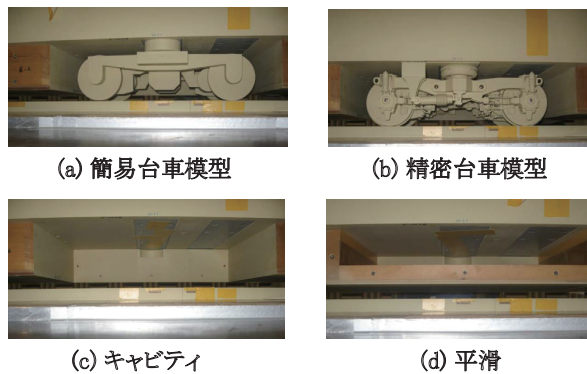


図7 台車部条件

(撮影のため側カバーを取り外した状態)

特集：環境技術

3. 台車部空力騒音評価法

3.1 実験方法

風洞試験は（公財）鉄道総研の大型低騒音風洞の開放型測定部で行った。供試体ならびに測定装置の設置状況を図6に示す。1/7縮尺車両模型が2本の支持脚を介して地面上に設置されている。ノズル出口部における一様風速は、現車ででの走行条件を考慮し360 km/hとした。測定対象となる台車部の形状を図7に示す。台車本体の模型については、形状の模擬精度が空力騒音特性に与える影響を調べるため、主電動機、車輪等を簡易に模擬した簡易台車模型、実際の台車を忠実に模擬した精密台車模型、ならびに台車本体を取り除いたキャビティ条件について比較検討を行った。なお台車本体を取り外した上で車体下面を平滑化した条件（図7（d））での測定結果を暗騒音レベルと定義する。台車部流入箇所における鉛直方向の流速分布は、櫛型総圧管を用いて測定した。また台車部騒音については、まくらぎ方向に関して車両模型中心から車両側方に3.5m離れた位置に設置した二次元マイクロホンアレイ（以下、マイクロホンアレイ）ならびに無指向性マイクロホンにより測定した。

3.2 台車部流入箇所における流速分布の模擬手法

中間車両台車部流入箇所での流速分布を模擬しながら空力騒音の特性を精度よく測定するためには、測定対象台車部以外から伝播する空力騒音を低減する必要がある。このため、流れ場を調整する部材や支持脚から発生する騒音を極力抑制することが重要である。風洞試験において床下流路は3次元の流れ場となっている。そこで台車部の上流域で床下での流れを流路側方に偏向させることで、台車部における流速を一様風速に対して減速させることを試みる。騒音の発生に結びつく顕著な流れのはく離を生じさせないようにしたうえで台車部流入箇所での流れの減速効果を得るため、流れ場を調整する部材として、流路高さを調整する柔毛材を貼付した樹脂製の部材（以下、流路高さ調整部材）をレール間に設置することにより床下流路間隔を徐々に狭める手法を考案した（図8）。流路高さ調整部材の高さをパラメータとしたケーススタディを行い、台車部流入箇所における平均流速との関係を調べ、目的とする平均流速分布を再現するための高さを決定した。また車両模型を支持する支持脚については、フェアリングを取り付けるとともに、流路高さ調整部材背後の速度が低減した領域に設置することで支持脚自身から発生する空力騒音の低減を図った。

3.3 騒音測定結果

風洞試験により得られた台車部流入箇所における平均流速分布と現車試験測定結果の比較を図9に示す。流路

高さ調整部材をとりつけることにより、台車部流入箇所における平均流速が低減し、中間車両における鉛直方向流速分布が精度良く模擬できていることがわかる。無指向性マイクロホンによる騒音レベル測定結果を図10に、マイクロホンアレイによる台車部付近の音圧レベル分布図を図11に示す。いずれも周波数は、模型の縮尺比を考慮した現車換算後周波数を表わす。無指向性マイクロホンでは、精密台車模型条件と平滑条件（暗騒音）との各周波数帯毎の騒音レベル差が最大でも2dB程度しか得られておらず、空力騒音の評価に対してはS/Nが不十分な状態である。これに対しマイクロホンアレイを活用した場合には、台車部でのピーク音圧レベルで見した場合の音圧レベル差が大きく、台車部空力騒音の評価が可

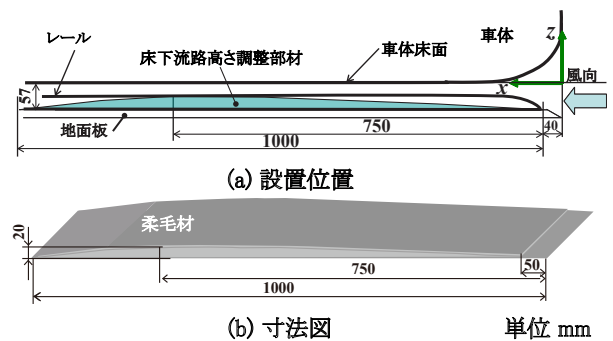


図8 流速調整部材

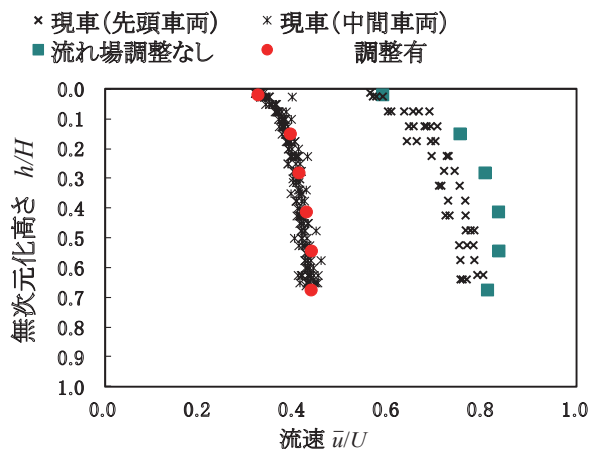


図9 流速分布調整結果

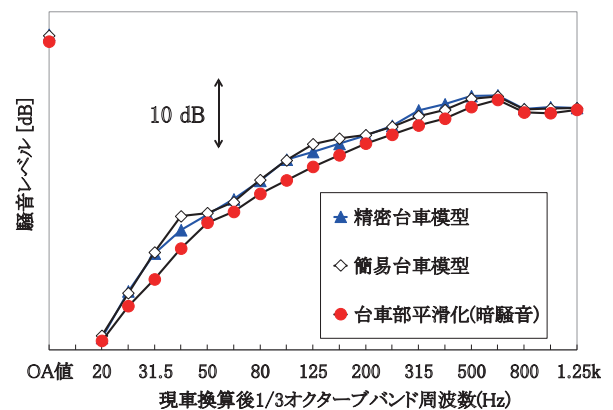


図10 台車部空力騒音の騒音レベル

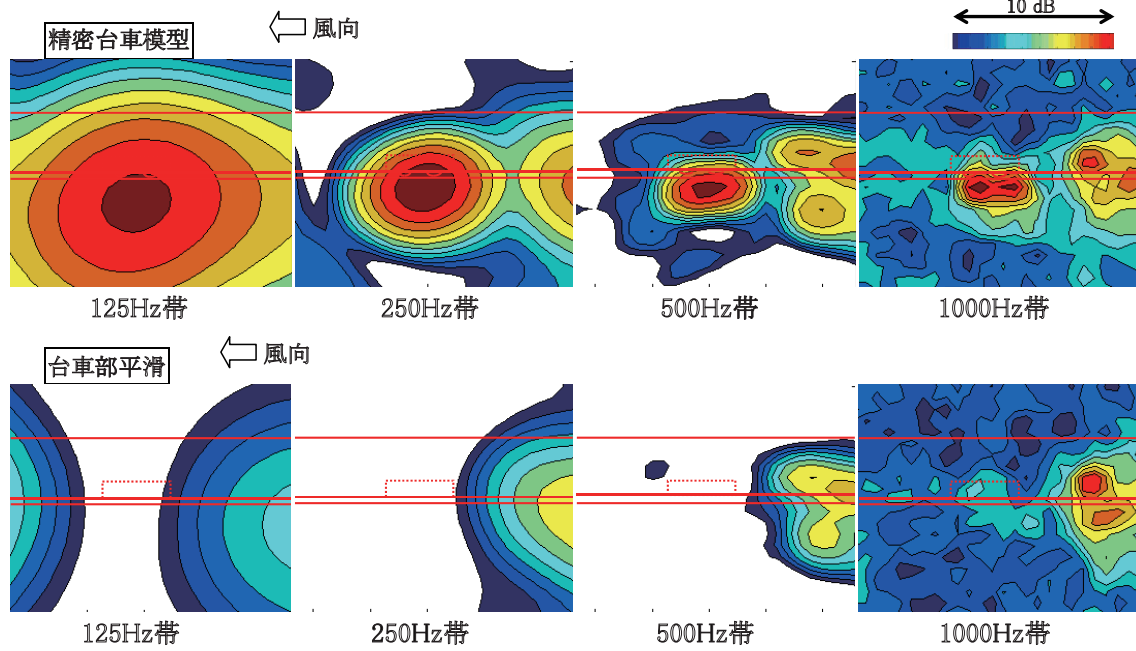


図 11 マイクロホンアレイによる台車部まわりの音圧レベル分布測定結果
(白は、ピーク値より 10dB 以上小さいことを示す。)

(無指向性マイクロホンによる測定結果)

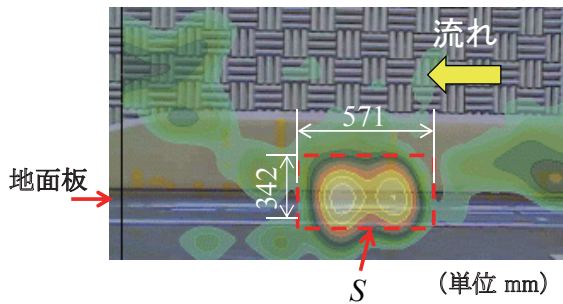


図 12 積分領域の取り方

能であると考えられる。そこで次節においては、マイクロホンアレイで得られた二次元的な音圧レベル分布図から、最終的な騒音の評価指標である騒音レベル（無指向性マイクロホンによる測定値に相当）を推定する手法について検討する。

3.4 台車部騒音の評価

マイクロホンアレイで得られた台車部まわりの二次元音圧レベル分布図から、車両模型側方における代表点での騒音レベルを推定する手順を以下に示す。

- ① マイクロホンアレイの信号処理に基づき各格子点毎の二次元音圧レベル $L_0^{Bogie}(f, \mathbf{r})$ を算出する。ここで、 f は現車換算前狭帯域周波数、 \mathbf{r} は解析平面上の位置ベクトルである。
- ② 模型縮尺スケールを考慮し、測定周波数域 f を 1/7 倍した換算後周波数 f_{scale} で表記した二次元音圧レベルを

もとに、1/3 オクターブバンドに束ねた $L^{Bogie}(f_{scale}, \mathbf{r})$ を算出する。

- ③ 台車部まわりの音圧レベル分布図において、一定領域 S 内で積分した $L^{Bogie}(f_{scale}, \mathbf{r})$ のパワー和から台車部を対象とした指向性積分値 $L_{integral}^{Bogie}(f_{scale})$ を算出する⁸⁾。

$$L_{integral}^{Bogie}(f_{scale}) = 10 \log \left(\iint_S 10^{(L^{Bogie}(f_{scale}, \mathbf{r})/10)} dS \right) \quad (2)$$

積分領域 S については、図 12 に示すとおり台車部のキャビティ部に沿った領域とする。ここで、領域幅は(台車部キャビティ幅) = $4000 / 7 = 571 \text{ mm}$ 、領域高さは地面板に対する鏡像音源も含めるため(キャビティ高さ + 床下高さ) $\times 2 = (800 + 400) / 7 \times 2 = 342 \text{ mm}$ とする。

- ④ 無指向性マイクロホン相当音圧レベル $L_{omni}^{Bogie}(f_{scale})$ を算出する。

$$L_{omni}^{Bogie}(f_{scale}) = L_{integral}^{Bogie}(f_{scale}) - C^{standard}(f_{scale}) \quad (3)$$

$C^{standard}$ は音圧レベル分布の積分値から代表点における無指向性マイクロホンへの換算係数であり、次式で定義される。

$$C^{standard}(f_{scale}) = L_{integral}^{standard}(f_{scale}) - L_{omni}^{standard}(f_{scale}) \quad (4)$$

$L_{integral}^{standard}(f_{scale})$ は、台車部に基準音源となるスピーカーを設置した条件でマイクロホンアレイにより二次元音圧レベル分布図を算出し、前述した手順①～③に従い算出した補正值である。 $L_{omni}^{standard}(f_{scale})$ はスピーカー音源に関する無指向性マイクロホンでの実測音圧レベル(無指向性音圧レベル)である。無指向性換算補正係

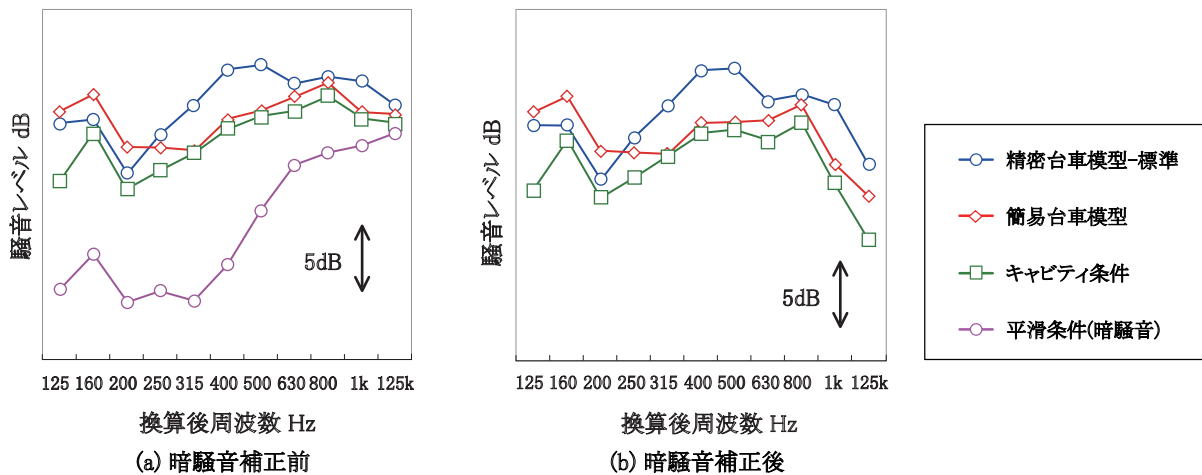


図 13 台車部空力騒音測定結果（マイクロホンアレイによる推定結果）

数は、使用するマイクロホンアレイの形状、音源位置からマイクロホンアレイの幾何学的位置関係、及び音源まわりの環境（地面板の存在等）に依存する。

- ⑤得られた音圧レベルに対して、A 特性補正を行なう。
- ⑥暗騒音レベルのパワー差を算出する。3.1 で述べたとおり、台車部平滑化条件での騒音レベルを暗騒音レベルと見なす。

本換算手法の妥当性は、台車部騒音の伝播特性がスピーカーから放射される音波の伝播特性と同一であるとみなせること、またスピーカー音源の指向特性が台車部騒音源と等しいという仮定に基づいている。台車部空力騒音の推定騒音レベルを図 13 に示す。図 13 (b) は平滑化条件（暗騒音）での騒音レベルにより暗騒音補正を行った結果である。図 13 (a) に示す結果から、精密台車模型条件と平滑条件の差は、125Hz 帯～500Hz 帯で 9dB 以上、630Hz 帯～1,000Hz 帯で 5dB 以上確保されており、定量的評価が可能であるといえる。暗騒音レベル補正後の結果から、250 Hz 帯以上においては精密台車模型から発生する騒音が簡易台車模型の場合よりもより大きく、模型の模擬精度が騒音レベルに影響を与えていることがわかる。なお、台車部を搭載しないキャビティ状態で発生する騒音レベルはいずれの周波数帯でも精密台車部搭載条件での騒音レベルに比べて、暗騒音補正後で約 1～5dB 小さい。

4. まとめ

台車部から発生する空力騒音を評価するため、LDV を用いて現車での車両床下流れを詳細に測定し、これを風洞試験での台車部流入条件として模擬する手法を開発した。さらに本手法を用いた風洞試験において、マイクロホンアレイにより得られた二次元音圧レベル分布図をもとに、台車部側方における騒音レベルを推定する手法

を提案し、台車部騒音を対象とした測定結果から十分な S/N が確保できることを確認した。台車部形状を変更した場合の騒音測定結果から、騒音評価の精度向上を図るためには、台車模型の再現精度を確保することが重要であるといえる。

文 献

- 1) Goldstein, M., E. : Aeroacoustics, 1991, 共立出版, 1991.
- 2) Nagakura, K. : Localization of aerodynamic noise sources of Shinkansen trains, Journal of Sound and Vibration, Vol. 293, pp. 547-556, 2006.
- 3) Yamazaki, N. et al. : Wind Tunnel Tests on Reduction of Aeroacoustic Noise from Car Gaps and Bogie Sections, Quarterly Report of RTRI, Vol. 48, No. 4 pp. 229-235, 2007.
- 4) 池田充：最近のパンタグラフの低騒音化技術, RRR, Vol. 66, No. 8, pp. 18-21, 2009
- 5) 森田潔, 茂山正明, 北山茂, 隅田一也：数値解析による車両台車部空力騒音の可視化, 環境工学総合シンポジウム講演論文集, pp.118-121, 2006
- 6) Ido, A. et al. : Study on under-floor flow to reduce ballast flying phenomena, Proceedings of World Congress on Railway Research, 2008.
- 7) Crespi, P. et al. : LASER Doppler velocimetry measurements and boundary layer survey on-board the TGV high speed train, Proceedings of the World Congress on Railway Research, 1994.
- 8) 村田香, 長倉清, 北川敏樹：新幹線車両の音源分布に基づく模型実験による沿線騒音推定法, 鉄道総研報告, Vol. 21, No. 3, pp. 5-10, 2007