

鉄道車両の床板構造に着目した新たな固体伝搬音対策

車両構造技術研究部 車両振動研究室

副主任研究員 朝比奈 峰之

1. はじめに

鉄道車両の車内騒音の低減は、車内の快適性向上の重要な課題の一つである。車内騒音を伝搬経路によって大別すると、台車で発生する振動がけん引リンクやヨーダンパ等を経由して車体に伝搬し、車内の床及び内装板等から放射される固体伝搬音と、主に車外音が屋根、窓、腰板、床などを透過する透過音に分類できる。新幹線のような高速鉄道車両の台車直上における車内騒音は、100～300Hzの周波数帯域において、特に高いレベルを示し、台車系からの振動に起因する固体伝搬音が支配的であることがわかっている。そこで、台車系の固体伝搬音対策として、筆者らは床板を分割して弾性支持する対策を提案した⁽¹⁾。本講演では、まず、新幹線タイプの試験車体を用いて、定置において台車からの固体伝搬音を模擬的に発生させ、現状の床板の振動及び放射音特性について調べた結果について述べる。次に、現状の床板を15分割し、隣り合う分割した床板パネルの振動速度に位相差を与えて音響放射パワーを算出し、位相差と音響放射パワーの関係を求める。さらに、現状の床板と分割床板の閉空間における音圧分布を解析的に求め、分割床板による放射音低減効果について示す。

2. 床板構造に着目した固体伝搬音対策

最近の新幹線車両の床板構造は、図1に示すように床構体と床板の間に空調ダクトがレール方向に配置される構造となっており、床板は床構体の床根太とよばれるレール方向にのびる梁状の部材により支持されている。そのため、台車からの固体伝搬音は、床構体、床根太の振動として伝搬し、床板から車内に放射されると考えられる。これまでの床板構造に関する固体伝搬音対策の代表的なものとして、床板と床構体(床根太)の間に防振ゴム等を挿入して弾性支持する浮床構造が挙げられ、最近の新幹線車両にも採用されている。

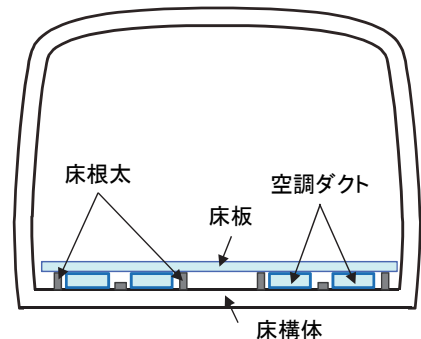


図1 新幹線車両の床板構造

筆者らは、新たな固体伝搬音対策として、床板を分割して弾性支持することにより床板からの放射音を低減する対策を提案した。現状の床板(約3m×約1.2m)のように面積が大きい平板の場合は、けん引リンクやヨーダンパなどから伝搬してくる台車系振動に対して、入力箇所が局所的に大きく振動し、さらに床板全体が固有の振動モードで振動する。これに対し、床板を小面積に分割した上でそれぞれを弾性支持し、分割床板と防振ゴムからなる振動系のパラメータを調整することにより、振動の大きい範囲のみを局所的に対策することなどが可能となる。また、隣り合う分割した床板同士の振動に位相差をつけることにより、放射音のキャンセレーションを引き起こし、床板全体からの放射音の低減を図る。

3. 現状の床板の振動及び放射音特性

現状の床板の振動及び放射音特性を調べることを目的に、定置において試験車体の車内に台車

からの固体伝搬音を模擬的に発生させる加振試験を実施した。試験では、図2のように、けん引リンクの車体側受に動電型の振動発生装置を取り付けて前後方向（レール方向）に加振を行った。加振信号は、カットオフ周波数が20Hzと500Hzのバンドランダム波を使用した。試験における振動測定範囲（加振点直上の床板1枚分、約3m×約1.2m）を図3に示す。位置座標については、図中に示したx-y軸のように、マクラギ方向をx軸、レール方向をy軸とし、x、y方向ともに約0.1m間隔で床板各部の上下方向振動加速度を詳細に測定した。なお、車内は腰掛が設置されていない状態で試験を実施した。

まず、床板からの放射音特性を求めるため、床板振動から音響放射パワーを算出する。平板が調和振動する場合、振動構造物の表面における音響インテンシティ（単位面積を通過する音響パワー）を積分することにより音響放射パワーを求めることができ、式(1)で得られる⁽²⁾。

$$P_w = \frac{\omega \rho_0}{4\pi} \int_S \int_S v(x_2) \frac{\sin kr}{r} v^*(x_1) dx_2 dx_1 \quad (1)$$

ただし、 ρ_0 は空気の密度、 S は平板の領域、 $v(x_1)$ 、 $v(x_2)$ は平板上の任意点 $x_1 = (x_1, y_1)$ 、 $x_2 = (x_2, y_2)$ における振動速度、*は複素共役である。 r は平板上の任意の点 x_1 と x_2 の間の距離であり、式(2)で定義される。

$$r = |x_1 - x_2| = \sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2} \quad (2)$$

このように、式(1)を用いて、平板の振動速度から音響放射パワーを求めることができることから、測定した床板の振動加速度データをステップ近似による数値積分法を用いて振動速度データに変換した。試験では、床板振動加速度は同時計測ではなく複数試番に分けて測定を行ったため、床板振動速度は、各測定において共通で集録した加振力を入力とし、出力を各床板振動速度とした周波数応答関数（モビリティ：速度/力）を用いた。解析によって得られた音響放射パワーを図4に示す。けん引リンク受からの振動入力に対して、床板からの振動放射音は150Hzから300Hzの周波数帯域にピークを持つ特性であることがわかる。

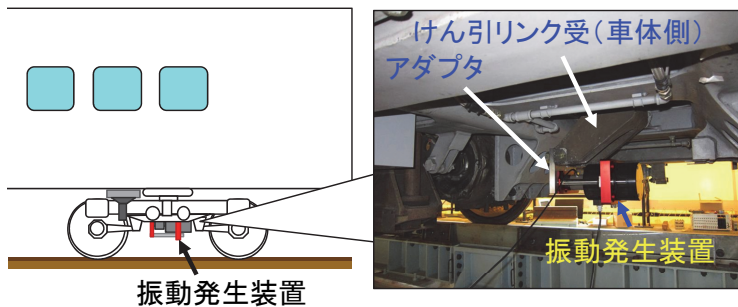


図2 加振試験の状況

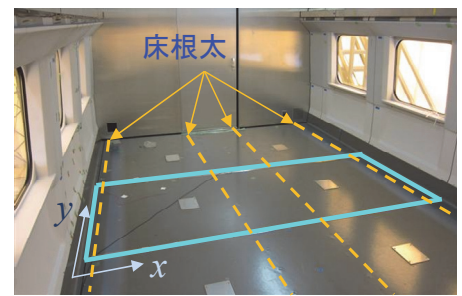


図3 床板振動測定範囲

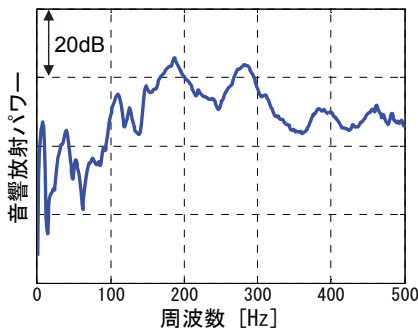


図4 床板の音響放射パワー

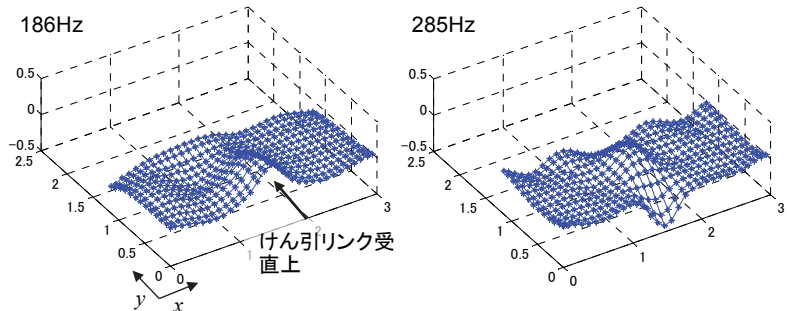


図5 加振点直上の床板振動形状（186Hz、285Hz）

音響放射パワーのピーク周波数である 186Hz 及び 285Hz における床板の振動形状を図 5 に示す。振動形状は、加振力を入力として床板の各振動加速度を出力とした周波数応答関数（ゲイン、位相）を求め、各床板振動測定点に設定した周波数、ゲイン（振幅）及び位相を持つ正弦波を与えることにより作成した。186Hz 及び 285Hz とともに、加振点であるけん引リンク受直上付近が大きく振動している。また、床板は周波数が高くなるにつれて高次の振動モードで複雑に振動していることが確認できる。

4. 分割床板による放射音低減効果

前章で示したように、現状の床板は約 3m×約 1.2m の大きな面積を有する平板であり、音響放射パワーが最も大きくなる 186Hz 付近では加振点直上部が大きく振動している。これに対し、現状の床板を分割し、分割した板をそれぞれ防振ゴム等によって支持するとともに、隣り合う床板パネル同士に位相差をつけることで、音が音を打ち消すキャンセレーション効果により放射音を低減することを検討した。今回は、キャンセレーション効果による放射音低減の可能性に関する数値的な基礎検討であり、隣接する床板間の位相差は任意に設定できるものとした。

現状の床板を、図 6 のように模擬的に x 方向に 5 分割、y 方向に 3 分割し、合計 15 分割した床板パネルについて、隣り合うパネル間の振動速度に位相差 ϕ を与えた場合の音響放射パワーの変化を数値計算により求めた。ここで、振動速度の振幅については現状の床板の振動速度データを用い、分割したパネルは剛体として振動速度間の位相は揃えることとした。図 7 に前章で音響放射パワーが最大となった 186Hz における位相差と音響放射パワーとの関係を示す。なお、縦軸については、位相差 $\phi = 0[\text{deg}]$ のときの音響放射パワーを 1 とし、音響放射パワー比を表示した。音響放射パワーは、位相差 $\phi = 90[\text{deg}]$ で約 0.6、 $\phi = 180[\text{deg}]$ で約 0.1 となり最小値をとる。このように、床板パネル間の振動に位相差をつけることにより放射音を低減できる可能性が示された。

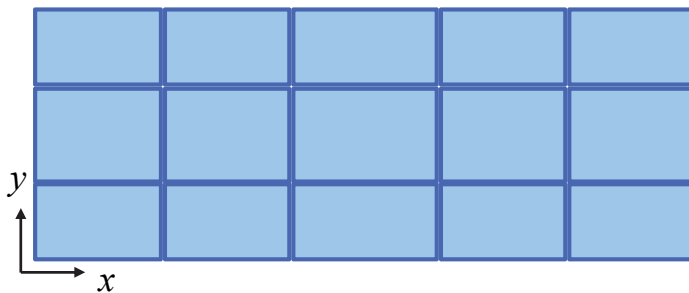


図 6 現状の床板を模擬的に 15 分割したパネル

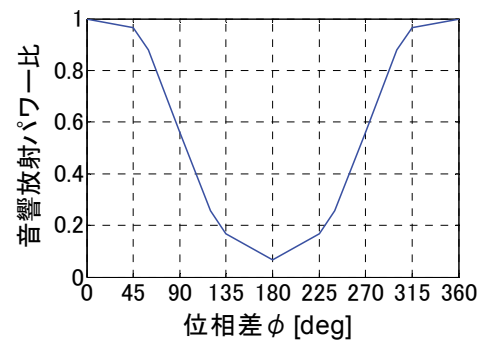


図 7 位相差 ϕ と音響放射パワーの関係 (186Hz)

続いて、隣り合った床板パネルに位相差をつけた場合の床板振動からの放射音圧を評価した。鉄道車両の車内空間は、新幹線車両の場合、約 3.2m（マクラギ方向）×約 20.5m（レール方向）×約 2.3m（高さ方向）の直方体の閉空間であるため、閉空間における音響モードの影響を考慮しなくてはならない。ただし、この車内空間における音場は、加振点直上の床板 1 枚範囲の振動放射音のみによって励起されると仮定して音圧分布を求める。車内空間内の点 r_i に存在する点音源の体積速度が q のとき、空間内の任意の点 r_e における音圧は式(3)で定義される⁽³⁾。

$$p(r_e) = \sum_{l=0}^{\infty} \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{j\omega p c^2}{(\omega_{lmn}^2 - \omega^2)} \psi_{lmn}(r_e) \psi_{lmn}(r_i) q \quad (3)$$

ここで、 j は虚数単位、 ω_{lmn} は音響(l, m, n)次モードの固有角振動数を表す。 l はマクラギ(x)方向、 m はレール(y)方向、 n は高さ(z)方向である。また、 $\psi_{lmn}(r_e)$ は閉空間内の任意の点 r_e における音響モード関数、同様に、 $\psi_{lmn}(r_i)$ は床板1枚範囲内の任意の点 r_i における音響モード関数である。音響放射パワーを求めたときと同様に、床板振動速度はモビリティを使用しているため、音圧 p は入力が加振力、出力が音圧の周波数応答関数の形で求められる。この周波数応答関数は複素数で表され、振幅及び位相情報を含んでおり、その絶対値をとることにより、空間の位置 r_e における音圧分布を求めることができる。

図8に現状の床板、分割床板の隣り合うパネルの振動速度の位相差 $\phi = 90[\text{deg}]$ にしたとき及び $\phi = 180[\text{deg}]$ にしたときの音圧分布を示す。音圧分布を求めた範囲は、床上高さ1.2m位置における加振点直上の床板1枚分とした。なお、車内空間全体の音圧分布を求めてから、当該の表示範囲を切り出しているため、 y 軸は車端部からの座標となっている。各グラフの x - y 断面に音圧の腹と節が交互に現れているのは、閉空間における音響モードの影響であると考えられる。現状の床板の音圧分布に対して、分割床板の位相差 $\phi = 90[\text{deg}]$ 及び $\phi = 180[\text{deg}]$ を与えたときの音圧分布の方が全体的に低下していることがわかる。求めた音圧分布の範囲における平均音圧を算出し、現状の床板と比較すると、位相差 $\phi = 90[\text{deg}]$ では5.3dB、 $\phi = 180[\text{deg}]$ では7dB低下している。

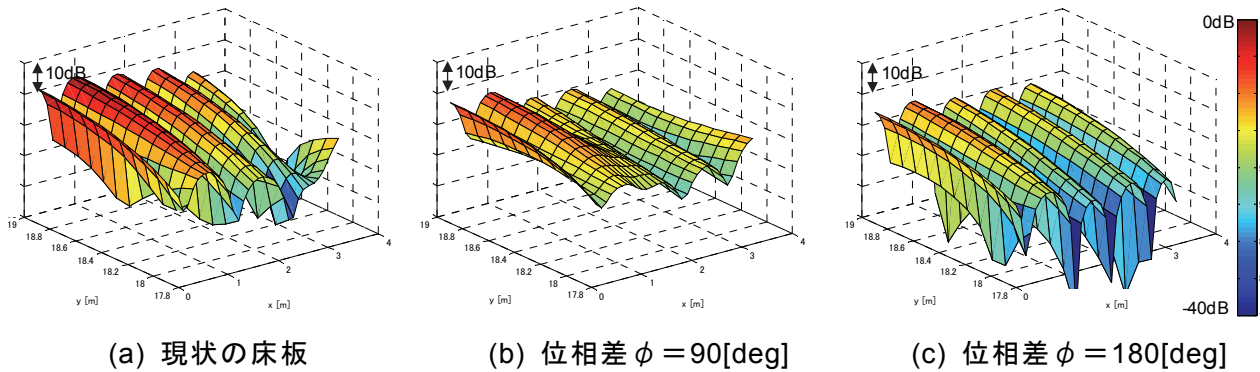


図8 音圧分布の比較 (186Hz, 高さ1.2m位置における加振点直上の床板(3m×1.2m)範囲)

5. まとめ

新幹線タイプの試験車両を用いて、台車からの固体伝搬音模擬試験を行い床板の振動及び放射音を調べ、150Hzから300Hzの周波数帯域にピークを持つ特性であることがわかった。また、台車からの固体伝搬音対策として、床板を分割しさらに弾性支持する騒音低減対策について、分割した床板パネル及び防振ゴムのパラメータを調整し隣り合うパネルの振動に位相差を与えることによって、放射音を低減できる可能性があることを解析的に示した。今後は、実際の車両における分割床板の最適条件を求め、定置加振試験において、放射音低減効果の検証を行う予定である。

参考文献

- (1) 朝比奈峰之, 山本克也, ほか3名: 「鉄道車両の床板構造の違いによる床板振動・放射音特性」, 第23回環境工学総合シンポジウム講演論文集, pp.82-85, (2013)
- (2) 田中信雄: 振動音響制御, コロナ社, pp.90-102, (2009)
- (3) 小林こずえ, 田中信雄: 「太鼓型構造物における静粛化」, 日本機械学会論文集(C編), 71-704, pp. 1215-1222, (2005)