

- 鉄道一般
- 車両
- 軌道
- 構造物
- 防災
- 電力
- 信号通信情報
- 材料
- 環境
- 人間科学
- 浮上式鉄道

高速車両の快適性向上のための新しい試験設備

現行新幹線の営業速度を上回る超高速車両では、現状よりいっそうの車体弾性振動と車内騒音の低減が求められると考えられます。そのような車体が車内快適性の観点から具備すべき最適な構造を検討し、車体弾性振動と車内騒音が小さく乗り心地の良い車体を実現するため、新しい試験車体と加振試験装置を開発しました。本稿ではそれらの概要を紹介します。



富岡 隆弘
Takahiro Tomioka
車両構造技術研究部
車両振動研究室
室長
【専門分野】 機械力学、
振動工学、車体弾性振
動、車体構造



山本 克也
Katsuya Yamamoto
車両構造技術研究部
車両振動研究室
主任研究員
【専門分野】 音響工学、
車内騒音



瀧上 唯夫
Tadao Takigami
車両構造技術研究部
車両振動研究室
主任研究員
【専門分野】 振動工学、
制御工学、車体弾性振
動、振動解析



朝比奈 峰之
Mineyuki Asahina
車両構造技術研究部
車両振動研究室
副主任研究員
【専門分野】 音響工学、
車内騒音

高速車両に求められる快適性

新幹線などの高速鉄道は長距離の移動に使われるため、車内快適性への要求が高くなります。現状の新幹線の快適性は高いレベルに保たれているといえますが、さらなる速度向上の際には、この快適性の維持あるいは向上が求められます。

高速車両の車体は、軽量性はもちろん、気密荷重に対する強度確保や、快適性向上のための振動・騒音に対する高度な配慮が必要となります。振動に関しては、軽量化および速度向上に伴い車体弾性振動（車体曲げ振動ともいいます）が乗り心地の面で問題となります。これまでの検討により、最近の新幹線の車体では弾性振動の影響が相対的に増大していること、乗り心地に影響する弾性振動は、従来想定されていたような車体全体が弾性はりのように変形する単純なものだけでないこと、などがわかっています。このため、現行の新幹線よりさらに高速で走行する車両においては立体構造物として変形する弾性振動に対する対策の重要性がより高まると考えられます。

また、走行に伴って生じる騒音は速

度とともに急激に増大するため、速度向上のためには車内騒音低減対策が必須となります。とくに台車などからの振動が車体に伝わって床板や内装パネルを振動させ、それらがスピーカーのような働きをして車内に音を放射する「固体伝搬音」とよばれる騒音は、200～500Hz程度の比較的低い周波数であるため対策が難しく、車内快適性向上にとって重要な課題となっています。

これらの車体弾性振動や車内騒音の問題に対し、従来は別個に検討が行われてきました。これは、実験面からは両者を一体に扱う試験設備がなかったこと、数値計算の面からは両者を対象とする数値計算モデルは計算量が膨大となり計算機の能力が不足すること、などが理由と考えられます。しかし、いずれも車体振動に起因するという点では同じですので、両者を統一して扱うのが本来は合理的と考えられます。

高速車両用多目的試験車体

高速車両用車体の振動と車内騒音の状況を模擬し、具体的な対策実施と効果の検証を行うための「高速車両用多目的試験車体」(以下、多目的試験車体)



図1 多目的試験車体の外観と車内



図2 高周波車両加振試験装置の外観と内部

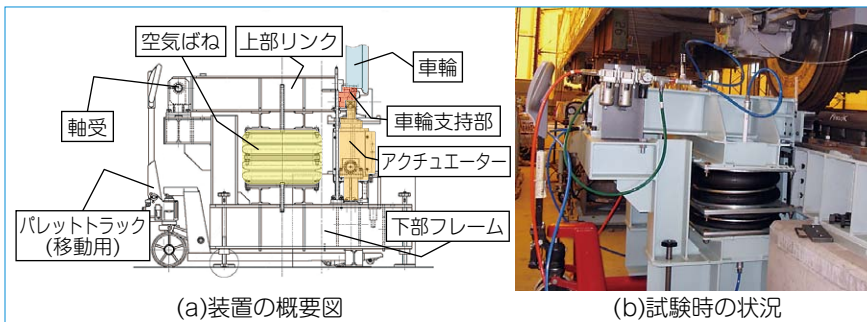


図3 輪軸加振装置

を製作しました(図1)。

コスト低減のため、標準的な新幹線中間車をベースに必要最小限の設計変更を行いました。構体は、最近の新幹線や特急車両で標準的なアルミニウム合金製ダブルスキン(アルミダブルスキン)構造で、台車は廃車となった新幹線からの発生品(ボルスタレス台車)を使用しています。

各種の車体弾性振動や車内騒音の低減対策を適用し、その効果を検証するため、内装板や床板等を容易に着脱できるよう設計しました。また、側-床および側-屋根の結合部に、補強部材設置のための取り付け座を設けていま

す。さらに、最近の車両では車体間ヨーダンパーなどの車体間結合要素を装備する例が増えており、車体弾性振動に影響している可能性があるため、それらの取り付け条件を変更可能な設計としました。

腰掛けは省略していますが、腰掛け設置用のねじ座は設けています。また、床部分の風道(換気や空調用のダクト)はベース車と同様に設置しています。空調吹き出し口は車体中央部の3列分のみベース車と同様に設置し、他は吹き寄せの立ち上げ部から先を省略しました。なお、ベース車と同等の気密性能を確保しています。

高周波車両加振試験装置

従来別個に行っていた車体弾性振動と車内騒音に関する高速車両の試験を協調して行うため、車両を定置して各種加振が可能なピットと装置全体を覆うカバー部、輪軸位置からの車両上下加振を行う輪軸加振装置、および車体のヨーダンパー受等に設置する慣性型加振装置などを製作しました。

このうちピットおよびカバー部の外観と内部の写真を図2に示します。テント倉庫形式のカバー部は長さ29.5mで、そのうち24.7m部分がピットになっています。ピット末端には隣接車両との結合要素を締結するための連結架台が設置してあります。鉄道総研内の標準軌(軌間:1435mm)の留置線を一部変更して、新幹線車両が2両ほぼ直線に留置できるように本装置を設置しており、ピット末端部の連結架台と合わせて連結状態を模擬した加振試験も可能な設備としました。

走行中の鉄道車両の上下方向の車体弾性振動は、主として軌道の高低不整に起因して発生すると考えられます。これを再現するため、輪軸位置からの加振装置を製作しました(図3)。この装置は、車両質量による静的な荷重は空気ばねで支え、振動による荷重は直動式のアクチュエーターで付加する方式で、後述のように加振する輪軸を変更しながら試験を行うため、移動可能な設計としています。振動を与えるアクチュエーターは高周波数まで動作が可能で、比較的小型で発生力が大きい電気サーボモーター式を採用しました。ピットのレールには切り欠きが設けられており、加振される輪軸はレールではなくレールと同形状の加振装置の支持部に支えられて上下に加振されます。

このほか、車体振動および車内騒音の伝搬経路として台車からの振動がヨーダンパーおよびけん引リンクを介

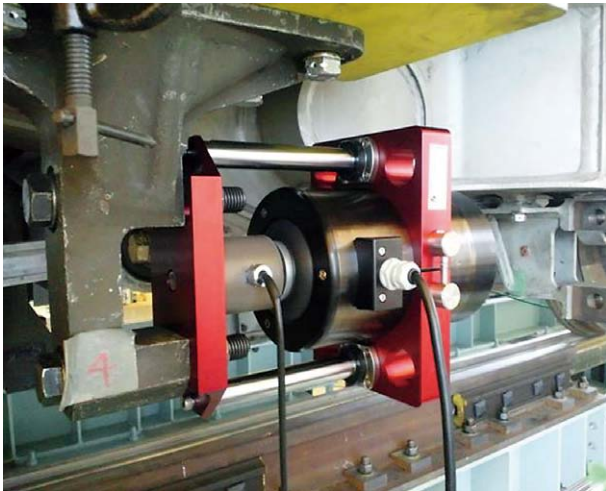


図4 ヨーダンパー受に取り付けた固体伝搬音模擬用加振装置

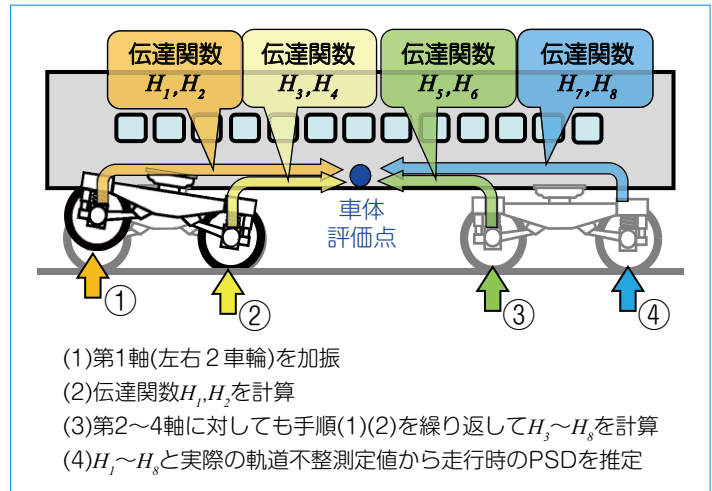


図5 定置試験による走行時の加速度PSD推定

- (1)第1軸(左右2車輪)を加振
- (2)伝達関数 H_1, H_2 を計算
- (3)第2~4軸に対しても手順(1)(2)を繰り返して $H_3 \sim H_8$ を計算
- (4) $H_1 \sim H_8$ と実際の軌道不整測定値から走行時のPSDを推定

して車体に伝搬するものがあり、100～300Hzの周波数帯域の固体伝搬音の主要な発生源とされています。そこで、この経路による車体加振を模擬するため、ヨーダンパー受およびけん引リンク受から車体を加振する固体伝搬音模擬用加振装置を製作しました(図4)。実車のヨーダンパーやけん引リンクの代わりに取り付けられる設計で、効率的に試験を行うことができます。

これらの試験装置群は、要素部品は既存の汎用品を購入してコストを抑えつつ、加振機構や取り付け治具などに工夫を加えて鉄道総研が今回独自に製作したものです。

製作した試験設備を使った検討例

(1) 定置試験による走行時の乗り心地評価

通常の車両は4輪軸・8車輪を持つため、同時に8箇所から加振されることになります。一方、設備上の制約から、輪軸加振装置が備えるアクチュエーターは2台だけです。そこで、1対

の輪軸の両車輪を加振する試験を加振装置を移動させながら4軸分行ってデータを取得します。そして、各加振条件における加振軸から床面加速度までの伝達関数(☞参照)を求めた上で、それらを計算機により数値的に合成することで、例えば走行時に相当する場合など、全車輪を同時に加振した条件での応答加速度のパワースペクトル密度(PSD☞参照)を計算します(図5)。

実際に多目的試験車体の各輪軸を輪軸加振装置により順次加振し、走行条件に相当する加速度PSDをソフトウェア的に求めた結果(合成PSD)を、別途実施した車両加振台における実走行模擬試験におけるPSD(実測PSD)と比較した結果を図6に示します。凡例には、乗り心地の評価に広く用いられている乗り心地レベル(L_T)の値を()内にあわせて示しました。乗り

☞ 伝達関数

伝達関数は、ある系にさまざまな周波数をもつ大きさ1の正弦波が入力されたときの応答を周波数に対して表示したもので、その系の周波数特性を表します。

☞ パワースペクトル密度(PSD)

PSDは、加振力や応答加速度などのデータのパワー(振幅の2乗に対応)を周波数に対して表示したものです。

一般に、ある系への加振入力とその系の応答との間には次の関係が成り立ちます。

$$P_{out} = |H|^2 P_{in}$$

ここで、 P_{in} 、 P_{out} は、それぞれ加振入力と応答のパワースペクトル密度(PSD)、 H は系の伝達関数で、これらはいずれも周波数の関数です。この関係式は、系の伝達関数が分かれば、任意の入力 P_{in} に対するその系の応答のPSDを求めることができる、ということを表しています。また P_{in} 、 P_{out} 、 H のうち2つが既知であれば残りを求めることができることも示しています。輪軸加振装置では、この関係式を用いて図5の伝達関数を計算し、その伝達関数と別途測定した軌道不整のPSDから、再びこの関係式を用いて、その軌道上を走行したときの車両の応答加速度のPSDを推定しています。

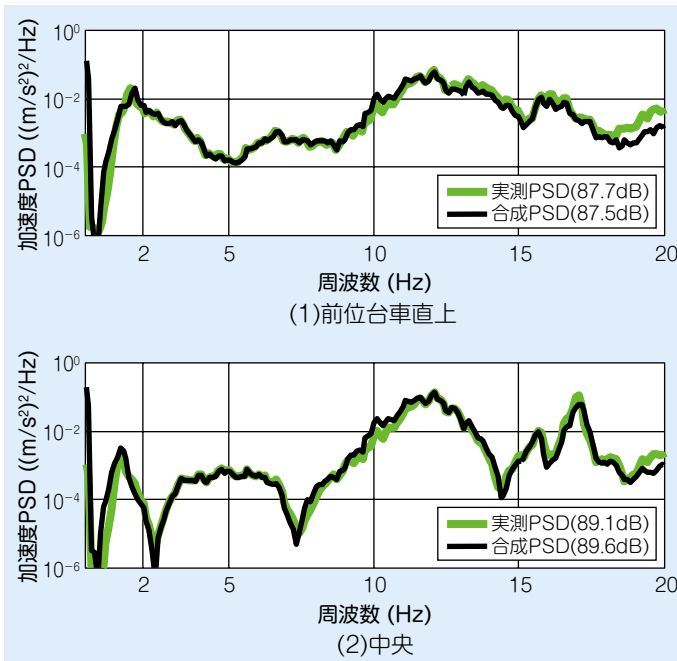


図6 定置試験による走行時の加速度PSD評価例

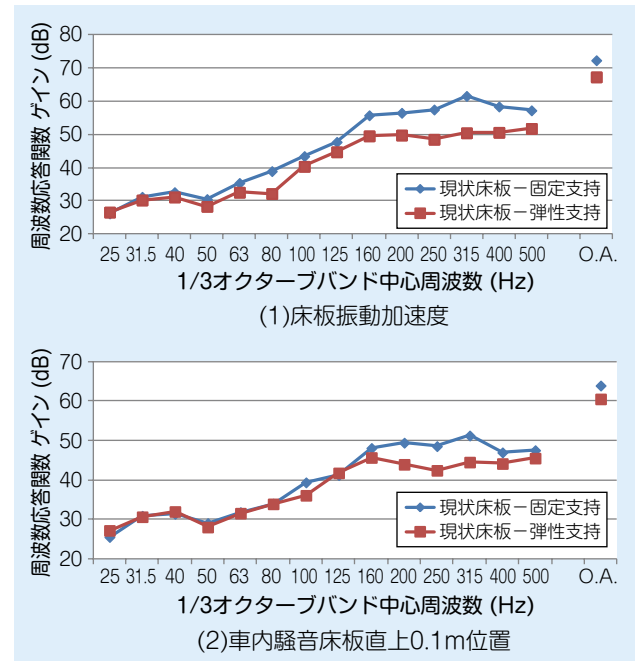


図7 床板構造の違いによる床板振動および車内騒音の比較(けん引リンク受を加振)

心地への影響が大きい20Hz程度以下の周波数帯域では、両者のPSDがよく一致しており、 L_T 値の差も1dB以内と精度良く求められていることが分かります。

以上より、ここで着目する車体弾性振動が発生する周波数領域においては、開発した加振装置が十分な加振性能を持ち、軸ごとの加振試験とソフトウェア推定手法を組み合わせることにより、乗り心地の定量的な評価が可能であることが確認できました。

(2) 固体伝搬音低減対策の検討

鉄道車両の固体伝搬音を低減する対策として、床板を防振ゴムで弾性支持する浮床構造の適用について検討しました。浮床構造は、床構体と床板間に防振ゴムなどを介して弾性支持し、特定の周波数より高い周波数領域で振動低減をはかるもので、「特定の周波数」は床板の質量と防振ゴムの剛性による固有振動数の $\sqrt{2}$ 倍であることが一般に知られています。

多目的試験車体の床板の一部(台車直上の床板4枚分。床板1枚の面積は

約1m×約3m)を防振ゴムによる弾性支持に変更して、床板の振動加速度および床板からの放射音を調べました。

今回の試験条件では、床板の質量と防振ゴムの剛性による固有振動数は87Hzに設定してあります。そのため、理論的には123Hz(87Hzの $\sqrt{2}$ 倍)以上の周波数領域で浮床構造による振動低減効果が期待できることとなります。

けん引リンク受に固体伝搬音模擬用加振装置を取り付けて固体伝搬音を発生させたときの、加振力に対する台車直上の床板中央部の振動加速度と車内騒音(加振点直上床板上0.1m位置)の大きさを周波数に対して表したものを図7に示します。弾性支持することにより、125Hzより高い周波数帯域で床板の振動加速度および床板放射音が低減しており、ほぼ理論通りの周波数領域で浮床構造の効果が得られていることが確認できます。今回は床板の一部のみを対象としていますが、このような床板の浮床構造化により、固体伝搬音の低減効果が期待できる結果となりました。

おわりに

車体弾性振動と車内騒音が小さく乗り心地の良い車体を実現するための各種検討を行う目的で新しく製作した試験車体と加振試験装置を紹介しました。これにより、高速車両の車内快適性を検討するための重要なインフラが整備されたといえます。また、ここでは割愛しましたが、多目的試験車体の詳細な数値解析モデルの構築にも取り組んでおり、数値解析の面からも強力なツールが得られつつあります。

これらを活用し、車体弾性振動と車内騒音の低減に関する高速車両の適切な車体構造の設計指針提案に向け、検討を今後進めていく予定です。

本稿で紹介した内容の一部は、国土交通省鉄道技術開発費補助金を受けて実施しました。[RRR]