

S1-1-4

新幹線の車内騒音低減 第1報

渡辺 清一 (東日本旅客鉄道(株)) [機] ○白石 仁史 (東日本旅客鉄道(株))

秋山 悟 (川崎重工業(株)) [機] 牧野 和宏 ((株)日立製作所)

Decrease in the internal noise of Shinkansen, First report

Seiichi Watanabe (East Japan Railway Company) Hitoshi Shiraishi Member (East Japan Railway Company)

Satoru Akiyama (Kawasaki Heavy Industries,LTD) Kazuhiro Makino Member (Hitachi,LTD)

In order to speed up Shinkansen, it is necessary not only safety, Eco-Friendly but also to improve passenger comfort such as noise reduction inside the car. We developed the elements for the car body structures to reduce internal noise and tested the abilities of each element for a design of type E954. We report the test results of each element and transmission loss of type E954.

キーワード：透過音、固体伝播音、透過損失

Keyword: Air borne sound, Structure borne sound, Transmission loss

1. はじめに

東日本旅客鉄道株式会社では、360km/hでの営業運転を技術上の目標とし、新幹線の高速化に取り組んでいる。

新幹線の営業速度向上に向けて、安全性の確保や沿線環境の基準を満たすとともに、車内空間の快適性を損なわないことも車両に求められる。このため、速度向上を行っても、車内静粛性を保つために各部の要素開発を行い、その成果をE954形式新幹線高速試験電車に取り入れ評価を行うこととしている。本報告では要素試験の結果とE954形式新幹線高速試験電車の定置試験で得られた結果を報告する。

2. 新幹線車両の車内騒音の現状

現在の車体構造で高速化を行うと、車体周りから発生する空力音の増加、台車周りから発生する機械音の増加などにより車内に進入してくる透過音が増加する。これとあわせて、台車の振動なども増加するので、車体と台車の結合部から進入してくる固体伝播音も増加する。このため、車内騒音が増加することになる。

これらの現象を把握するために、現有車両を用いた高速走行試験の際に車内騒音測定を行い、騒音進入経路と車内騒音測定を実施した。測定条件を以下に示す。

(1) 明かり区間

①測定

線区 : 上越新幹線 浦佐～新潟間

最高速度 : 360km/h

車両 : E2系1000番代

②測定

線区 : 東北新幹線 盛岡～八戸間

最高速度 : 320km/h

車両 : E2系1000番代

(2) トンネル区間

①測定

線区 : 東北新幹線 盛岡～八戸間

最高速度 : 320km/h

車両 : E2系1000番代

東北新幹線盛岡～八戸間での測定結果を図1に示す。

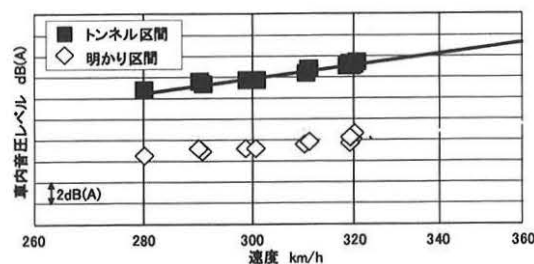


図1 車内騒音測定結果 (盛岡～八戸)

車内騒音は速度の増加とともに増加し、280km/hから速度が40km/h上昇すると、明かり区間では車内騒音が約2dB(A)増加し、トンネル区間では約3dB(A)増加する。この結果から360km/hの車内騒音を想定すると、280km/hの車内騒音に比べて、明かり区間では車内騒音が約4dB(A)増加し、トンネル区間では約6dB(A)増加することになる。

また、明かり区間とトンネル区間では、約6dB(A)から7

dB(A)の差がある。トンネル内部では、車体から発生する空力音や、台車周りから発生する機械音がトンネル内にこもり、それが透過音となって車内に侵入する分が増加するために、車内騒音が増加するといえる。図2は明かり区間と、トンネル区間の車体内装各部の振動を比較した結果を示している。床や腰板など、固体伝播音の影響が大きい部分は、トンネル内でも大きな振動の増加はないが、窓や天井等の振動は大きく増加している。これは、透過音の増加が原因で騒音が増加していることを示している。

またこれらの結果を基に、明かり区間およびトンネル区間の車内騒音寄与度を算出した結果を図3および図4に示す。

これらの測定結果を基に、車体各部の要素開発を行った。

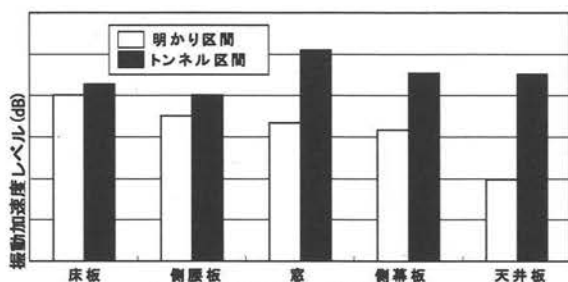


図2 車体内装の振動加速度

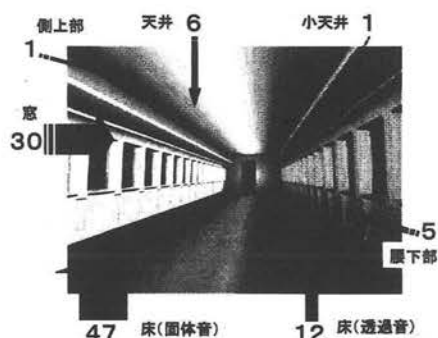


図3 明かり区間の車内騒音寄与度

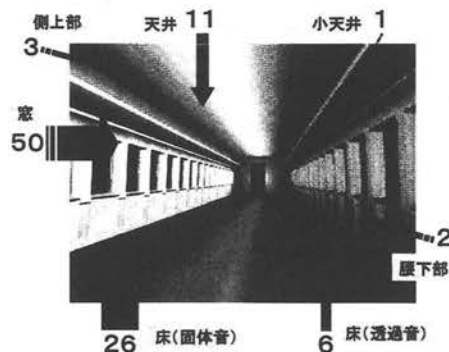


図4 トンネル区間車内騒音寄与度

3. 車内各部位の要素開発

3.1 床構造の要素開発

床構造の基本構成は、固体音低減効果の大きい浮き床構造

を基本とし、台車周りから発生する透過音に対しても効果を持たせるように、台車上部を透過損失を上げる構成の気密床構造とした。この構造で、床中（気密床と上床の空間）に空調ダクトを設置し、実車に近い状態の床構造を試作し試験を実施した。

試験条件としては、上床材質、浮き床用ゴムの剛性の変更とし、試験はスピーカー加振試験による音響透過損失測定と、加振器を用いた、中心ピンおよびヨーダンパ受への機械加振試験による発生騒音測定である。

試験に使用した床構造を図5に示す。また、試験により得られた透過損失の例を図6に示す。

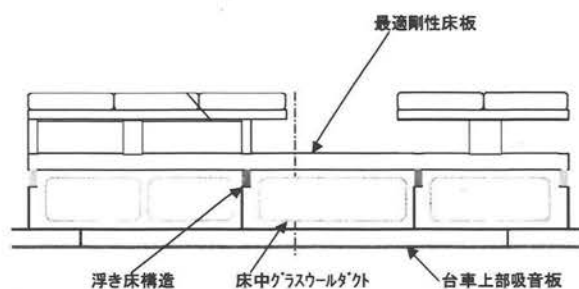


図5 開発した床構造概要

試験により得られた透過損失の例を図5に示す。評価は、E2系新幹線電車の構造に対して重量増が極力小さく、遮音性能の大きな構造を見出すこととした。

これらの結果から、最も遮音効果の高かった床構造を使用すると、床から進入してくる固体伝播音を約5dB程度、透過音を4dB程度低減できる見込みを得ることが出来た。しかし、重量は若干増加することになる。これらのことから、車体を構成する上で、重量増加分の吸収方法や、側パネルとの接合方法（振動絶縁方法）などについて課題が残った。

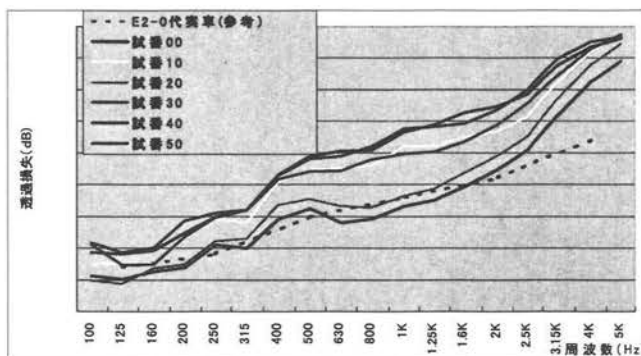


図6 透過損失測定結果例

3.2 側構造、屋根の要素開発

側構造および屋根構造については、主に透過音対策を主眼において開発を進めた。側構造および屋根構造については、内装パネルを構体と振動絶縁した形で取付ける内装弾性支持構造と、従来の構造をさらに発展させた制振材による遮音構造の2種類について試作をし、試験を実施した。それぞれの構造を図7に示す。また、測定結果の例を図8に示す。

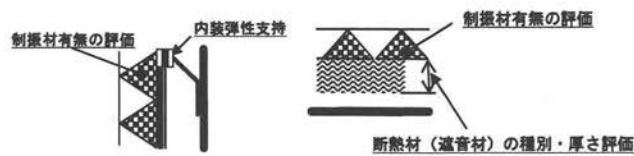


図7 側構造及び屋根構造の概要

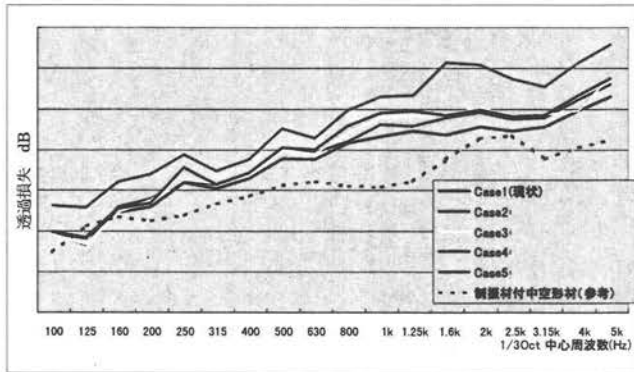


図8 内装構造の透過損失測定結果例

内装の弾性支持では、現在の内装支持方法に比べて、側から車内に進入してくる音を1～3dB程度低減できる事が確認できた。制振材による遮音構造では、内装パネルとダブルスキン構体の間に制振材をはさむことにより、重量増加を極力抑えながら、遮音性能を上げることが可能である。しかし、内装パネルと構体ダブルスキンの間の距離が必要になる。試験結果では、側構造厚さが現状の101.5mmから151.5mmとなることで、側から車内に進入してくる音を6dB程度低減できる事が確認できた。しかし、この場合、新幹線で一般的となっている5列座席の構成は困難になる。

共通して得られた結果として、ダブルスキン内の制振材は、ダブルスキン単体の遮音性能を上げる効果はあるが、内装と組み合わせた場合、比較的低い周波数範囲ではその効果はほとんどなくなってしまうことが確認できた。

3.3 窓構造の要素開発

新幹線の窓は、複層合わせガラスが使用されており、外側から、2枚の生板ガラスの間にフィルムを挟んだ合わせガラス、空気層、強化ガラスで構成されている。

この窓の基本構成を基に、重量の増加を伴わず、遮音性能を向上させるためには、空気層の拡大が有効であるといえる。しかし、空気層の設定にあたっては、共鳴透過周波数やコインシデンス周波数を低減すべき周波数からはずすことが必要である。これらの遮音性能向上の要素を考慮し、窓ガラスの遮音性能を向上させるために、空気層の拡大と近年高速車両に導入されているポリカーボネイトを利用し質量を変更させることを組み合わせ、窓の遮音性能を向上させることを試みた。

試験した窓構造の組み合わせを表2および図9に、測定結果例を図10に示す。

これらの結果より、空気層をより大きくしたほうが、透過損失が大きくなっていることが確認できた。しかし空気層の大き

い試験窓ガラスでは、特に共鳴透過による透過損失の低下が大きくなっていることも確認できた。また、表面にポリカーボネイトを用いた試験窓ガラスD、Eと従来のガラスを用いた試験窓ガラスA、Bの比較では、それほど明確な違いは表れなかった。この結果から、車内騒音を低減しようとした場合には、空気層を拡大することが有効であるといえる。また重量を考慮すると、一番外側のガラスはポリカーボネイトを用いるのが有効であるといえる。

表2 ガラスの組み合わせ表

	t 1mm	t 2mm	t 3mm	t4mm	質量 kg
A	3	3	6	5	13.5
B	3	3	50	5	14.3
C	6	5			13.4
D	2 *	4	6	5	12.5
E	2 *	4	2 5	5	12.9

*ポリカーボネイト

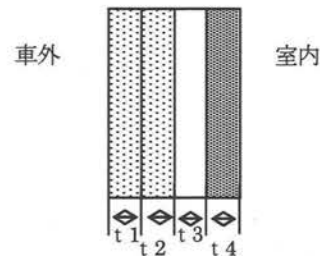


図9 窓ガラスの組み合わせ

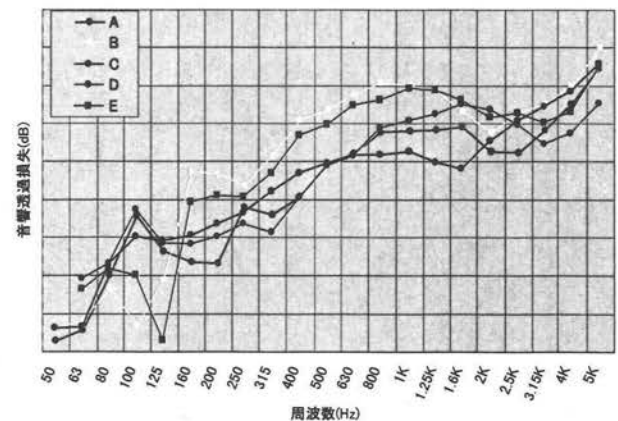


図10 窓ガラス透過損失測定結果例

4. E954形式新幹線高速試験電車の構造

E954形式高速試験電車（以下E954形式とする）の設計においては、これらの要素開発の成果を取り入れ、車両を構成できるようアレンジを行った。E954形式の概要を図11に示す。E954形式の基本構造は、台車上部にダブルスキン気密床を用い、客室用の上床はすべて浮き床構造としている。なお、一部の号車の台車上では、図12に示す振動絶縁による上床支持構造を採用した。

側、屋根構造は、内装弾性支持構造と、制振材による遮音構

造の2種類を号車ごとに分けて取り付け、比較評価を行えるようにしている。窓構造についても、試験の結果を考慮し、3種類の構造を号車ごとに分けて取り入れ、比較評価を行える構造としている。

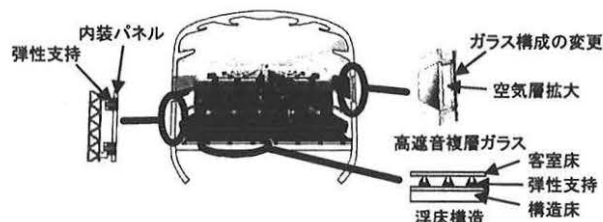


図11 E954形式の車体構造概要

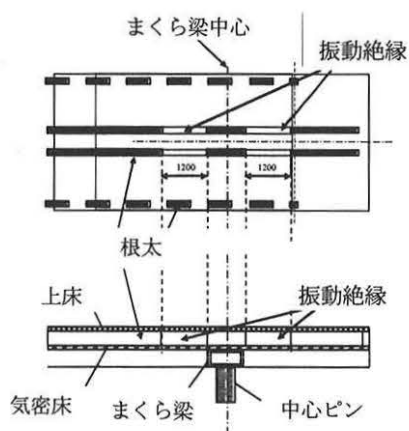


図12 上床の振動絶縁支持構造の概念

5. E954形式の遮音性能測定

E954形式製作時に、それぞれの構造ごとに各部位の透過損失を測定し、車内騒音低減効果が要素開発どおりになっているか否かを確認した。測定結果の例を図13に示す。

透過損失測定の結果、各部位ともに車内騒音低減効果を確認することができた。特に浮き床構造の投入や、空気層を拡大した窓構造については透過損失が300Hz以上の周波数において大きく向上している傾向があることが確認できた。また、150Hz～200Hz域の低周波数領域においては、透過損失の性能はあまり変わらない状態である。

また、台車結合部の機械加振による発生騒音測定においては、浮き床の構造を取り入れたことにより、加振時の発生騒音を低減できていることが確認できた。

これらの結果を基に、E954形式の360km/h走行時の車内騒音を予測すると、各対策の内容により異なるが、E2系に対して同速度域で約5dB程度の車内騒音低減が可能であると見込まれる。

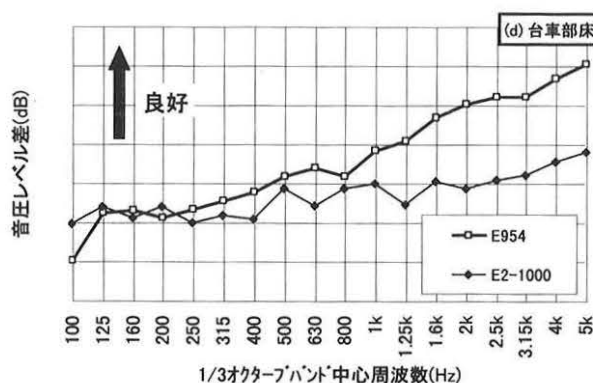


図13 透過損失測定結果例（床部測定結果）

6. まとめ

車内騒音対策の要素開発を行い、開発結果を基にE954形式を設計・製作し性能を確認した結果、E2系に対して同速度域で約5dB程度の車内騒音低減効果があることを確認できた。

なお、E954形式においては、このほかにも床下機器の低騒音化や、車外騒音低減対策として車体外板に吸音材を取り付けるなどの対策を実施している。今後は走行試験を実施しながらこれらの効果を見極め、360km/h走行時においても世界最高水準の車内静粛性を実現することとしたい。

参考文献

- 堀内雅彦、橋本克史、白石仁史、秋山悟、南元康文：高速鉄道車両用窓の遮音性能