

S5-2-6 鉄道車両の車体弾性振動低減のためのダンパ内蔵スタンションポールの開発

(実走行を模擬した車両試験台試験)

[機] ○富岡 隆弘 (鉄道総研) [機] 瀧上 唯夫 (鉄道総研) [機] 山本 大輔 (鉄道総研)
[機] 小倉 雅則 (KYB) [機] 青木 淳 (KYB)

Development of Stanchion Poles with Built-in Viscous Damper aiming at Reduction of Flexural Vibration of Car Body
(Verification of the Effectiveness with a 1/1 Scale Test Car on the High-speed Rolling Stock Testing Plant)

Takahiro TOMIOKA, Member (Railway Technical Research Institute)

Tadao TAKIGAMI, Member (Railway Technical Research Institute)

Daisuke YAMAMOTO, Member (Railway Technical Research Institute)

Masanori OGURA, Member (KYB Corporation)

Jun AOKI, Member (KYB Corporation)

It has been reported by the authors that recent actual lightweight railway vehicle car bodies have complex flexural vibration shapes. The mode shapes of commuter vehicles are complex in particular, with the roof and floor moving out of phase from each other. Such complicated vibration often worsens the riding comfort. In order to reduce such vibrations, a new vibration reduction device has been developed. The new vibration reduction device, which is called SPD (stanchion pole damper), connects the main structure of roof and floor and it has built-in viscous damper. Four SPDs are applied to actual commuter vehicle car body and a series of stationary vibration test is carried out on the high-speed rolling stock testing plant at RTRI to confirm the validity of SPDs. From the test results, it is shown that the SPDs successfully reduce the flexural vibration of the car body and improve the riding comfort.

キーワード：車体曲げ振動，振動低減，乗り心地，オイルダンパ，スタンションポール

Keywords: Bending vibration of carbody, Vibration suppression, Comfortability in riding, Viscous damper, Stanchion pole

1. はじめに

車体の軽量化，構造簡素化に伴い，在来線車両でも上下方向の車体弾性振動が乗り心地の面から問題とされるようになってきている。著者らのこれまでの検討から，軽量ステンレス構体を持つ在来線通勤形車両の車体弾性振動は複雑で，新幹線で有効な対策をそのまま適用できない場合が多いことがわかっている¹⁾。

通勤形車両で特徴的なのは，屋根と床の相対変位が大きい固有振動モードが比較的狭い周波数範囲に複数存在し，それらが乗り心地に影響することである。著者らはこのようなモードによる振動低減を目的として，屋根と床の構造部材を結合するとともに粘性減衰要素を内蔵したスタンションポール（ダンパ内蔵スタンションポール，以下 SPD）の開発を行っている。そして SPD を実車に取付けて加振器を用いて車体を加振する定置加振試験を行い，振動低減効果が得られることを確認している²⁾。

本報では SPD による振動低減効果と乗り心地改善効果を実走行に相当する条件で検証するため，鉄道総研の高速車両試験台（以下，車両試験台）で行った加振試験の結果について述べる。

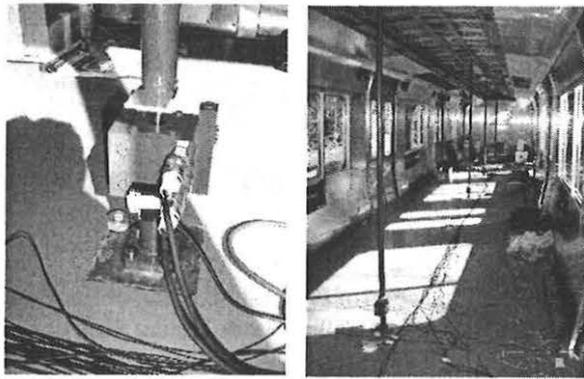
2. ダンパ内蔵スタンションポール (SPD) の概要

開発している SPD は，屋根と床の構造部材を直接結合し，それらの相対変形を拘束するとともに減衰要素を持つことが特徴

で，屋根と床の相対変形を伴う振動の低減を目的としている。ちなみに通常のスタンションポールは乗客がつかまるための握り棒であり，屋根と床の構造部材を結合する取付けになっておらず，減衰要素は持たない。

SPD に用いるダンパは，微振幅（10Hz で最大振幅±0.5mm 程度）に対して有効であることに加え，簡便で低コストであることが求められる。そこで，構造が簡単で減衰特性の設計が比較的容易であり，外部から電源等の供給が不要なオイルダンパを採用した。一般にオイルダンパは微振幅高周波数の振動に対しては不利とされるが，SPD 用ダンパは受圧面積の確保とともに作動油を加圧するなどの工夫により対応している。また，今回製作したダンパは試験用であるので，ダンパ内部のオリフィス径を可変として，減衰係数を調整できる構造とした。

ダンパ内蔵スタンションポールを図 1 に示す。ダンパ部分は縦×横×高さ（座面から標準状態でピストンロッド先端まで）が 119×74×229mm，質量は約 5.7kg であり，ポール部も含めた総質量は 1 基当たり約 11.5kg である。今回はこれを車体に 4 基取付ける。なお，図 1(a)でダンパ本体から伸びているケーブルはダンパ内圧モニタ用に取付けた圧力センサの測定線と電源線であり，実用化の際は外部にケーブルが出ることはない。



(a) ダンパ部分 (b) 車内への設置状況
図1 試作したダンパ内蔵スタンションポール (SPD)

3. 車両試験台における加振試験

供試車両は鉄道総研が保有する軽量ステンレス製の試験用車両で、最近の通勤形車両で使われているものと同様の車体構造を持つ。ただし、腰掛や荷棚、灯具などの設備は省略してある。

車両の加振は、鉄道総研の車両試験台を使い、軌条輪を上下に加振することで行った。加振条件を表1に示す。このうち4軸同相加振はすべての輪軸に同一の加振信号を入力するもので、加振信号は白色雑音をカットオフ周波数が2Hz、35Hzのバンドパスフィルタに通したバンドランダム波を用いた。また実走行模擬加振は、在来線通勤車両の走行試験の際に測定した同一輪軸の左右軸箱の上下加速度データから上下変位およびロール角の時系列波形を作成し、4つの輪軸間に走行速度に応じた時間差を与えて加振するもので、この場合の加振信号もカットオフが2Hzと35Hzのバンドパスフィルタを通しての。

試験状況を図2に、車体の振動測定点を図3にそれぞれ示す。図3の黒丸は上下加速度測定点で、屋根たるき上に13点、床に13点とした。また、図に灰色で示す4ヶ所にSPDを取付けた。

4. 試験結果と考察

4.1 供試車両の固有振動モード

実走行模擬加振のデータを用い、多入力多出力のARMAモデル³⁾により計算した車体の固有振動モードを図4に示す。7~14Hzの比較的狭い周波数範囲に7つの弾性振動モードが同定された。図の太線は屋根・床の変形状態、細線は変形前の状態を表し、数字は固有振動数である。この供試車両は既報²⁾と同一車両であるが、内装の条件等が変更されているため、固有振動数やモード形状が文献²⁾のものとは変化している。なお、図の左側が締結装置側であり、こちらを前位とよぶことにする。

モードI, III, IVは床に比べて屋根の変形が大きく、屋根の長手方向中心線上でみると振動の腹をそれぞれ1, 2, 3個持つ。また、モードV, VIIは屋根だけでなく床の変形も大きく、床中央付近に振動の腹がひとつあるモードで、両者は床の節の位置が若干

表1 加振条件

加振条件	内容
4軸同相	全輪軸同一振幅で位相差なしの上下加振
実走行模擬	各輪軸間に速度に応じた時間差を与えた位相差加振

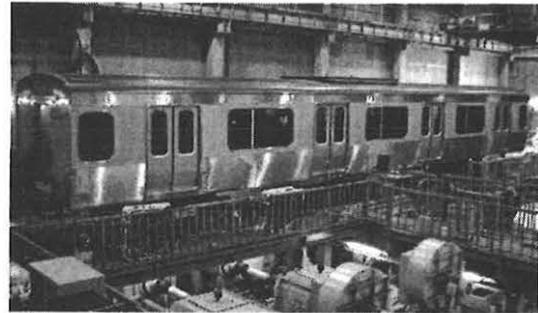


図2 車両試験台での加振試験風景

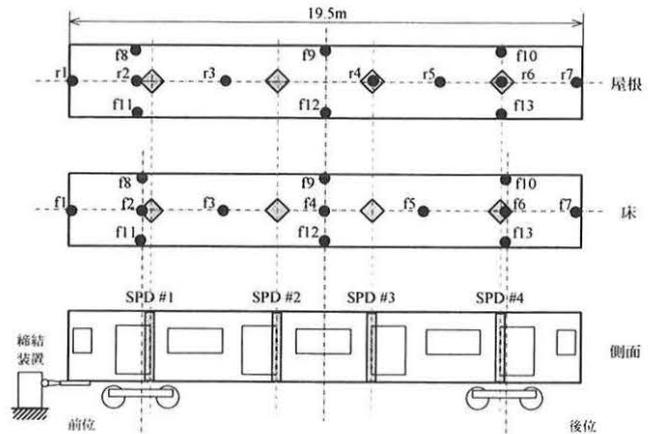


図3 加速度測定点 (●印, 上が正) とSPD設置位置 (灰色の棒線と◇印)

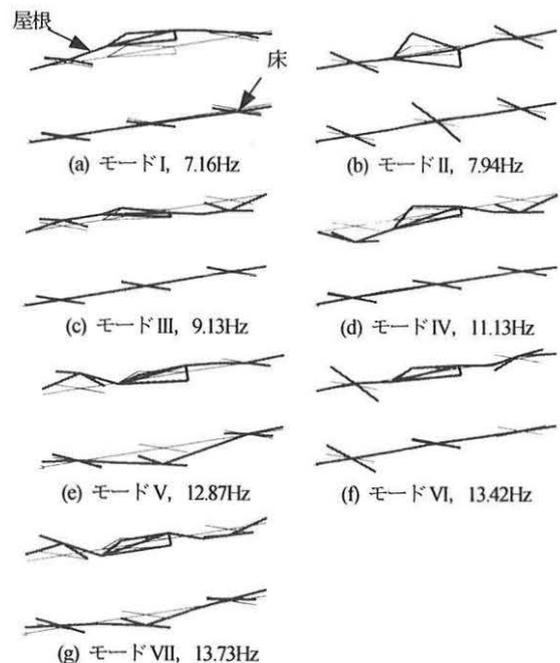


図4 供試車両の車体弾性振動の固有振動モード

異なるほか、屋根の変形形状にも違いがある。以上のモードはいずれも屋根と床の相対変形が大きく、SPD による制振対象である。これに対し、左右の側が逆位相で上下に振動し車体断面のせん断変形を伴うモード II と、車体のねじりを伴うモード VI は、SPD を取付けた車体中心線上における屋根と床の相対変形が小さいことから、SPD による制振効果も少ないと考えられる。

4.2 SPD による制振効果

図 5 に 4 軸同相加振を行ったときの床中央 (図 3 の f4) と床面後位台車直上 (同 f6) における加速度パワースペクトル密度 (PSD) を示す。図の細黒線は SPD なし、灰色と黒の太線は SPD を取付けた場合で、灰色はダンパの減衰係数を大、黒は小に設定したものを表す。なお、この減衰係数の設定は既報²⁾とは異なる。また凡例中の数字は、加速度 PSD を 2~20Hz の周波数範囲で積分したもの (後述する式(1)の S_m) を SPD なしの場合に対する百分率で示したものである。この図の 7.2, 11.3, 13~13.5Hz 付近のピークは図 4 のモード I, IV, V, VII に対応するが、SPD 設置によりこれらのピークが低減し、振動が抑制されている。

次に、速度 100km/h 相当の実走行模擬加振を行った場合の床中央と台車直上の加速度 PSD を図 6 に示す。線種は図 5 と同様であり、凡例中の数字は上下乗り心地レベル L_T である。床中央では 12~14Hz 付近の振動が卓越しているが、SPD 設置によりその周波数領域の振動が低減しており、乗り心地の改善効果は 3dB 程度であった。一方、台車直上では振動低減効果が見られない。

図 5, 6 より、測定点により振動低減効果が異なることがわかった。そこで SPD による車体全体の振動応答の変化を評価するため、加速度 PSD を 2~20Hz において積分した値を床、屋根それぞれの全測定点で合計した量 S_m を用いることにする。すなわち、

$$S_m = \sum_i S_{m,i}, \quad \text{ただし、} S_{m,i} = \int_{f_1}^{f_2} P_{m,i}(f) df \quad (1)$$

である。ここで $f_1=2\text{Hz}$, $f_2=20\text{Hz}$ であり、 $P_{m,i}(f)$ は測定点 i における加速度 PSD、添え字の m は SPD の条件に対応する番号で、 $m=0$ は SPD なし、 $m=1$ は SPD あり (減衰係数大)、 $m=2$ は SPD あり (減衰係数小) の場合をそれぞれ表す。 S_m は応答加速度の 2~20Hz 成分のパワーの測定点に関する総和であり、この値が小さいほどその周波数範囲の振動が少ないと評価される。

図 7 に、図 6 と同じ加振条件の場合の床と屋根の S_m を示す。濃さの異なる棒グラフは SPD の条件 ($m=0\sim 2$) に対応しており、棒グラフ上の数字は、SPD なしの場合に対する S_m の比を百分率で示したものである。この図から、SPD を取付けることで床、屋根ともに振動低減効果が確認できる。SPD の減衰係数の違いによる影響は床より屋根のほうが大きい、いずれも SPD の減衰係数が小のほうの制振効果が大きかった。

SPD による制振効果が床より屋根の方が大きかったことについて、定性的には以下のような理由が考えられる。すなわち、床に比べて屋根は質量、剛性とも小さいと考えられるが、床と

屋根の相対変形が大きい振動モードのうち、モード I, III, IV のように屋根の変形が大きいものについては、SPD により屋根が相対的に剛な部材と結合されることになり振動低減効果が大きい。一方、モード V, VII のように床の振動が大きいものについては、制振対象となる床は相対的に柔な部材と結合されることとなるため、振動低減効果が少ない。

次に、SPD による振動低減効果をダンパ発生力 (ダンパの内圧) との関係から調べたものを図 8 に示す。この場合の加振条

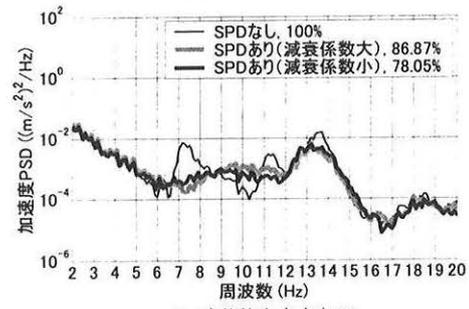


図 5 応答加速度 PSD (4 軸同相加振)

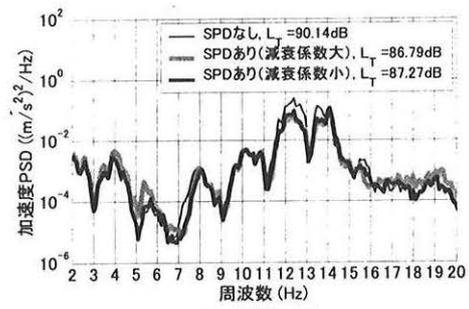


図 6 応答加速度 PSD (実走行模擬加振, 速度 100km/h 相当)

件は4軸同相加振であり、上から、(a)後位台車付近に取付けたSPD (SPD#4) のダンパ内圧 (圧縮側) のPSD, (b) SPD#4直近の床と屋根の相対加速度 (加速度測定データのうちr6のものからr6のものを引いたもの) のPSD, (c)ダンパ内圧 (圧縮側) とSPD#4直近の床と屋根の相対加速度との位相角, である。この図の(a)からオリフィス径の変更によりダンパの特性が狙い通り変化していることが確認できる。また、SPD設置位置直近の床と屋根の相対加速度はとくにモードI, IV, VIIに対応する周波数で大きく低下しており、減衰係数が大きいほうが低下の度合いが大きい。しかし、このSPD#4の直近の床面加速度のPSDである図5(b)をみると、減衰係数の大小による違いは少なく、むしろ減衰係数が小さいほうが振動低減効果が高い。すなわち、床と屋根の相対加速度の低減量には差があるにも関わらず、床面

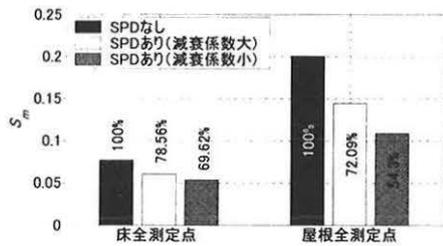
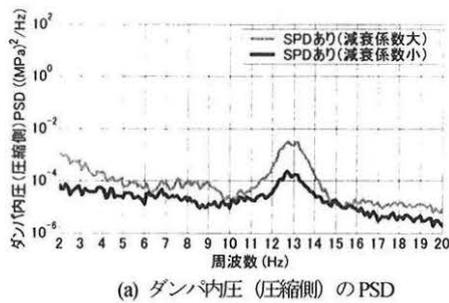
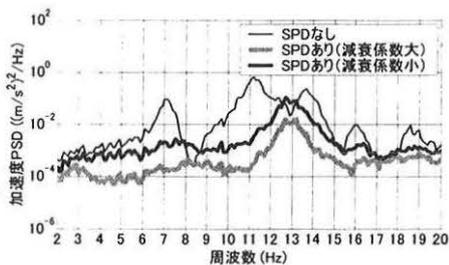


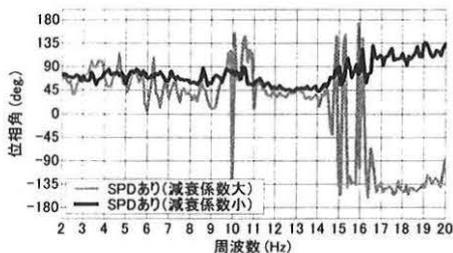
図7 SPDによる振動低減効果 (実走行模擬加振, 速度100km/h相当)



(a) ダンパ内圧 (圧縮側) のPSD



(b) SPD#4直近の屋根(r6)と床(r6)の相対加速度のPSD



(c) SPD#4の内圧と屋根(r6)・床(r6)の相対加速度との位相角

図8 SPD#4の内圧と直近の車体加速度との関係 (4軸同相加振)

の振動加速度の低減効果はほぼ同等であることがわかった。紙面の都合で図は省略するが、SPD#4直近の屋根測点 (r6) の振動低減効果は、減衰係数大のほうが大きいことから、減衰係数を大きくしたことによるダンパの減衰力増大分は、屋根の振動エネルギーの散逸に使われたということも考えられる。しかし屋根の他の測点では減衰係数が小さい方の振動低減量が多いことが多く、図7に示したように、走行時の加振条件でも床、屋根とも全体として減衰係数が小さい方の振動低減効果が高い。この理由について現時点では詳細は不明だが、ダンパ発生力と車体の床と屋根の相対変形の位相角が関係していることも考えられる。例えば図8(c)によると、2~15Hzで減衰係数小の場合はダンパ内圧と床-屋根相対変形の位相角は60~80°程度で減衰要素に近い特性 (理想的な減衰要素の場合90°) であるのに対し、減衰係数大の場合は45°付近を中心に変動しており、ばね特性 (理想的なばね要素の場合0°) がより強く表れているようにみえる。この点についてはさらに検討が必要であるが、これが解明できればSPDダンパ設計の指針につながる可能性がある。

5. おわりに

本報では、屋根と床の構造部材を結合するとともに粘性減衰要素を内蔵したダンパ内蔵スタンプポール (SPD) による振動低減効果と乗り心地改善効果を実走行に相当する条件で検証するため、車両試験台で行った加振試験の結果について述べた。

4本のSPDを通勤形車両相当の車体に設置して試験を行ったところ、主に屋根と床の相対変形が大きい振動の低減効果が見られ、100km/h相当の実走行模擬加振の場合、床中央における乗り心地レベル (L_T) で約3dBの乗り心地改善効果が確認できた。

今回試作したSPDは制振効果実証が目的であるため、軸方向の荷重しか考慮していないが、スタンプポールとして使用するにはポールの曲げ方向の荷重に耐える構造とする必要がある。また、ダンパに内圧モニタ用のセンサや減衰特性調整部を持たせているが、これらを省略することでさらに小型軽量化が可能であり、将来的にはポール内部にダンパを組み込むことを検討している。これらに加え、ダンパ減衰係数の適切な設定方法の検討も進めて実用化を目指す予定である。

本研究は独立行政法人鉄道建設・運輸施設整備支援機構「運輸分野における基礎的研究推進制度」の援助により実施した。

参考文献

- 1) 瀧上, 富岡: 最近の鉄道車体の固有振動モード特性, 鉄道技術連合シンポジウム (J-RAIL2002) 講演論文集, pp.451-454, 2002.12.
- 2) 富岡ほか3名: 鉄道車両の車体弾性振動低減のためのダンパ内蔵スタンプポールの開発, 日本機械学会機械力学・計測制御講演論文集, No.05-15 (CD-ROM), 講演番号306, 2005.8
- 3) 瀧上, 富岡: 線形予測モデルを用いた車両の振動解析, 鉄道総研報告, Vol.15, No.5, pp.35-40, 2001.5