

床下機器の高減衰弾性支持による車体弾性振動低減

相田 健一郎* 富岡 隆弘* 瀧上 唯夫*
秋山 裕喜* 佐藤 裕之**

Reduction of Carbody Flexural Vibration by the High-damping Elastic Support of Under-floor Equipment

Ken-ichiro AIDA Takahiro TOMIOKA Tadao TAKIGAMI
Yuki AKIYAMA Hiroyuki SATO

This paper presents a technique for reducing flexural vibrations in a railway vehicle carbody just by supporting under-floor equipment using high-damping elastic mounts. This is a kind of dynamic vibration absorber utilising under-floor equipment as mass element which we have introduced based on the inspiration of damping effect of passengers. A series of excitation tests were conducted in the rolling stock testing plant in the Railway Technical Research Institute using a Shinkansen type test vehicle applying those elastic mounting devices. As a result of the tests, good vibration reduction performance, including multi-modal vibration reduction and vibration isolation from the equipment, was observed.

キーワード：乗り心地，車体弾性振動，床下機器，動吸振器，振動低減

1. はじめに

鉄道車両の上下方向の振動乗り心地向上にあたっては車体弾性振動の低減が重要となっている。この振動は人間が上下振動を敏感に感じるとされる4～8 Hzに近接した周波数で発生していることが多いため、様々な車両において、その低減策が求められている¹⁾。

振動低減策の一つとして著者らは床下機器の高減衰弾性支持による車体弾性振動低減に関する検討を行っている²⁾。これは乗客が車体弾性振動に対する減衰付与効果を有し、また複数の振動モードに対して制振効果を持つことから、その効果を床下機器で模擬することによって、車体振動低減を試みる取り組みである³⁾。

床下機器を利用した振動低減については、床下機器を弾性支持し、車体弾性振動の固有振動数に同調させることで動吸振器を構成する提案が行われている⁴⁾。しかしながら対象周波数にあわせればばね定数や減衰比の調整が必要なことや、制振対象とする車体弾性振動は一つに限定されることなどが課題であったといえる。

これに対して、著者らは高減衰性の材料を用いて、床下機器の支持装置を構成し、ばね定数を対象とする車体弾性振動の固有振動数と同程度か若干低い値に設定することによって、広い周波数範囲で振動低減が得られる可能性を示しており、さらには鉄道総研所有の通勤形試験車両を対象とした車両試験台加振試験より、車体弾性振

動低減効果が得られることを実証した²⁾。

そこでこれらの結果を踏まえ、提案手法の適用範囲の拡大や実用性向上を目的とし、通勤形車両以外の車種での振動低減効果の検証や、より実車両の床下機器に近い構造、質量条件への適用検討などに取り組むこととした。

本稿では、新幹線試験車両を対象とし、鉄道総研の車両試験台による加振試験において、床下機器の高減衰弾性支持による車体弾性振動低減効果について検証を行った結果⁵⁾を報告する。

2. 試験概要

図1に床下機器の高減衰弾性支持による車体弾性振動低減効果を検証するために今回対象とした車両を示す。この車両は鉄道総研が所有する車体長24.5 mのアルミニウム合金製のダブルスキン構体を有する新幹線車両であり、内装パネルや腰掛けなどを有し、営業車と同等の



図1 供試車両（新幹線試験車両）

* 車両構造技術研究部 車両振動研究室

** 車両構造技術研究部 車両強度研究室

特集：車両技術

車体構造となっているが、制御装置や空調装置などの床下機器は省略されている。本研究ではこの車両の床下に、床下機器を模した機器箱と付加質量を設置し、付加質量の支持方法を剛支持条件にした場合と、高減衰部材を用いて弾性支持した場合について、それぞれの状態で加振試験を行った。車体振動測定結果を比較することによって、新幹線車両における床下機器の高減衰弾性支持による車体弾性振動低減効果を検証した。

なお付加質量の設置にあたっては、実車両の床下機器を模擬する条件として、数百 kg 程度の質量（今回の試験では約 250 kg）を複数個分散配置した条件と、数トンの質量（今回の試験では約 3400 kg）を集中設置した場合の 2 条件を設定した。

また、提案する高減衰部材による弾性支持手法では、車体弾性振動低減効果に加えて、床下機器自体が発する振動への絶縁効果も期待される。そこで今回の試験では、床下機器箱内に励振器を設置し、任意の周波数で加振することによって、コンプレッサーや送風機のような機器自体からの振動発生を模擬することとし、その際に提案手法を適用することによって、振動絶縁効果に対する検証も行った。

3. 模擬床下機器箱の製作と車両への設置

3.1 模擬床下機器箱の製作

供試車両において提案手法を検証するため、図 2 に示す模擬床下機器箱を合計 4 台製作した。模擬床下機器箱は主に車体に固定される機器枠と、機器枠内の付加質量によって構成される。付加質量は質量約 30 kg の鉄板を複数枚設置することによって構成し、また機器枠と付加質量の間に支持部材を 4 個設置し、弾性支持条件ではこの支持部材として後述する防振ゴムを使用することによって床下機器に相当する質量の弾性支持を模擬することとした。なお剛支持条件では支持部材として、鉄製の剛体とみなせるスペーサーを設置し、付加質量を機器枠にボルトで結合することとした。

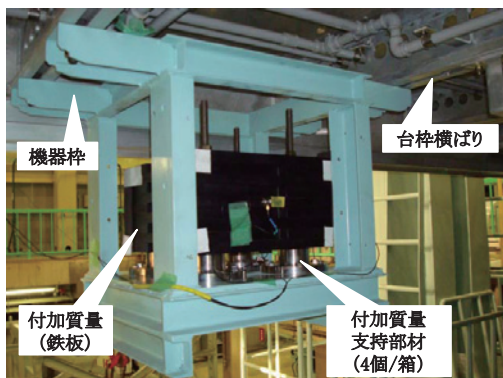


図 2 模擬床下機器箱

3.2 付加質量の設置条件

前節で示した模擬床下機器箱を供試車両へ取付けた。今回の試験では車体中央部の左右対称の位置に 2 台ずつ計 4 台を、図 3 に示す位置に設置することとし、実車両における床下機器の取付け方法と同様に、台枠横ばりにボルトで吊り下げる構造とした。以下この状態を「付加質量分散設置条件」と呼ぶ。

また実際の新幹線の床下機器のうち、例えば車体中央付近にある主変圧器などでは、その質量が 3000 kg を超えるものもあり、そのような大きな質量を弾性支持することによる車体制振効果は高いものと推測される。そこで今回の試験では、供試車両の床下において主変圧器を想定した質量条件として 3000 kg を超える質量の弾性支持を試みることにし、模擬床下機器箱の活用による付加質量の増加方法を検討した。なお検討にあたっては、図 3 に示した模擬床下機器箱の設置位置と、3.1 節で述べた付加質量の支持方法は変更しないこととした。

模擬床下機器箱内の付加質量である鉄板を最大枚数積載した場合でも機器箱 4 台合計で 1200 kg 程度に留まり、またそれぞれの機器箱は離散的に配置されていることから、このままの状態では 3000 kg を超えるような付加質量を構成することはできない。そこで、新たに床下機器箱間を接続する部材（図 3 に示す機器箱接続梁）を設けることとし、またその部材上に付加質量として鉄板を積載することによって、付加質量の大幅な増加と質量の一体化を実現した。以下この状態を「付加質量集中設置条件」と呼ぶこととし、図 4 に供試車両における実際の設

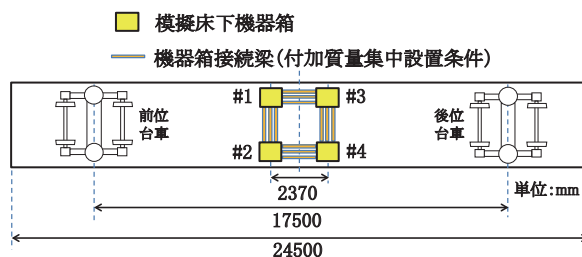


図 3 模擬床下機器箱の設置位置

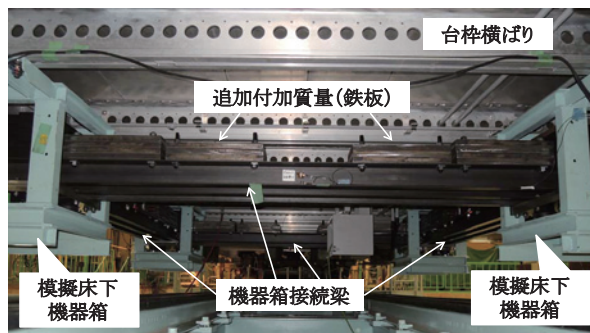


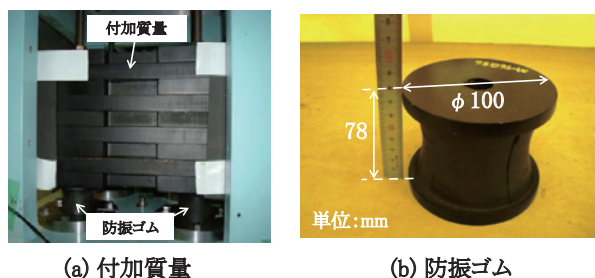
図 4 付加質量集中設置条件

置状況を示す。弾性支持条件では模擬床下機器箱4台に設置された防振ゴム合計16個によって付加質量を支持する構造とした。

3.3 防振ゴムによる付加質量の弾性支持

図5(a)に示す模擬床下機器箱内の付加質量を弾性支持する部材として、図5(b)のような円筒状の防振ゴムを製作した。ブチルゴムを使用することによって、天然ゴムと比べて高い損失係数を有していることが特徴である。

供試車両の車体弾性振動の固有振動数は過去の試験結果⁶⁾(今回の試験とは車両の質量条件が異なる)より、9～10 Hz付近に振動乗り心地への影響が大きいと考えられる振動モードを複数有していることが示されているため、今回の試験における車体の制振対象周波数も9～10 Hz付近と想定し、弾性支持条件では付加質量支持部の固有振動数が車体の制振対象周波数より低めの8.0～8.5 Hzとなるように防振ゴムを選定した。表1に今回の試験における付加質量の条件と、弾性支持の際に使用する防振ゴムのばね定数と損失係数を示す。なお防振ゴムの外観寸法は両質量条件で同一である。



(a) 付加質量 (b) 防振ゴム
図5 防振ゴムによる付加質量の弾性支持

表1 付加質量および弾性支持条件

	付加質量分散設置条件	付加質量集中設置条件
付加質量 [kg]	252 (#1, #2 機器箱) 238 (#3, #4 機器箱) #3と#4機器箱には励振器を設置	3380
防振ゴムばね定数 [N/m]	1.7×10^5 各機器箱の付加質量を防振ゴム4個で支持	5.2×10^5 付加質量を防振ゴム16個で支持
防振ゴム損失係数	0.29	0.27

4. 車両試験台における加振試験

4.1 加振方法

鉄道総研の車両試験台において、3.2節に示した付加質量分散設置条件と付加質量集中設置条件の2条件の加振試験を実施した。加振方法は車体上下弾性振動が顕著に生じる4軸同相加振と、実軌道の上下不整を模擬した

実走行模擬加振の2種類とした。4軸同相加振では、左右の車輪それぞれに2～35 Hzでほぼ平坦な周波数特性を持つ無相関のバンドランダム波を入力して、全軸を上下に同相で加振した。また実走行模擬加振では、走行試験で得られた走行速度約240 km/hにおける軸箱加速度を再現する加振信号を用いて、走行速度に応じて4本の輪軸間で位相差を設けて上下に加振した。

4.2 振動加速度測定点

図6に加振試験時の車体床面の上下方向の振動加速度測定点を示す。なお屋根上についても、この図と同様の位置に測定点を設けた。また床下機器箱内の付加質量についても、図3の#1と#3機器箱では上下方向、#2と#4機器箱の付加質量では上下に加え、前後、左右方向に振動加速度測定点を設けることとした。

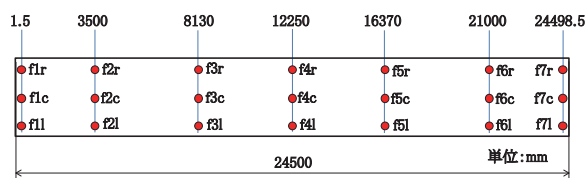


図6 車体床面の振動加速度測定点

4.3 車体固有振動モード

最初に供試車両の車体固有振動モードを把握するため、付加質量分散設置条件の剛支持条件における加振試験結果から得られた振動加速度によるモード解析⁷⁾を行った。図7に5～20 Hzの周波数帯域で同定された車体の固有振動モードを示す。図中のJ-1などの記号は振動形状の区別を表したものであり、J-1およびJ-3は車体断面のせん断変形を伴うモードを表し、側はり(側面と床面の結合部分)における振動の腹の数が、それぞれ1つおよび3つのモードであった。S-11は床と屋根に振動の腹を1つもち同位相で振動する、車体の一次曲げ振動に相当するモードであった。またZ-10およびZ-20は屋根の振動が卓越し、屋根に振動の腹をそれぞれ1つおよび2つもちモードであった。

4.4 弾性支持による車体弾性振動低減効果

本節では実走行模擬加振試験より得られた床面の振動加速度測定結果を示す。図8および図9にそれぞれ付加質量分散設置条件と付加質量集中設置条件の車体中央(測定点f4c)、車体中央窓寄(測定点f4r)、台車直上(測定点f6c)の加速度パワースペクトル密度(PSD)を示す。各図の青線は剛支持条件、赤線が弾性支持条件を表す。また凡例には剛支持条件に対する弾性支持条件の乗り心地レベル(L_r)の増減値を示している。

図8の付加質量分散設置条件の結果に着目すると、車

特集：車両技術

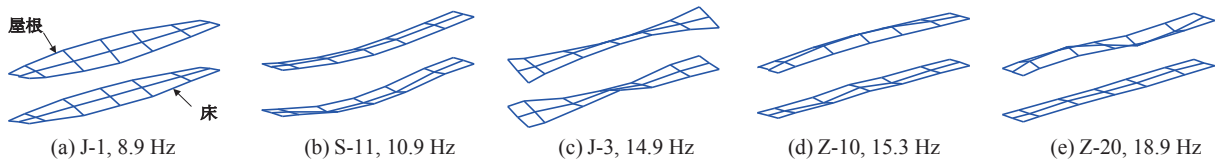
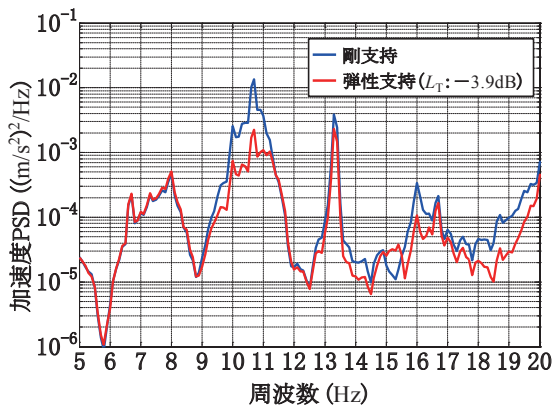
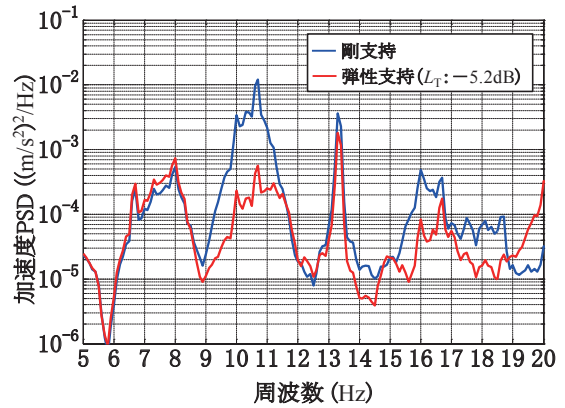


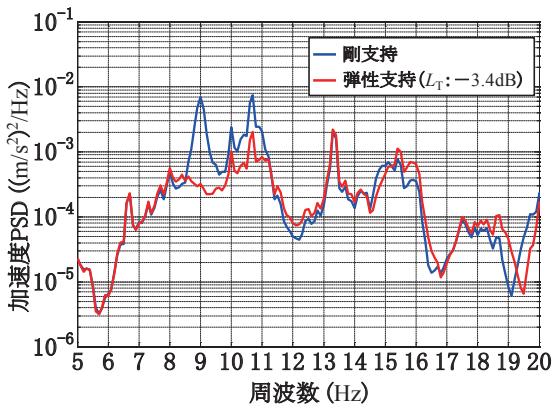
図7 供試車両の車体固有振動モード（付加質量分散設置条件，剛支持条件）



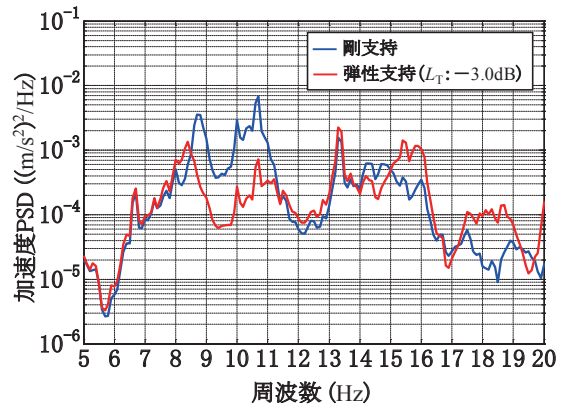
(a) 車体中央 (測定点f4c)



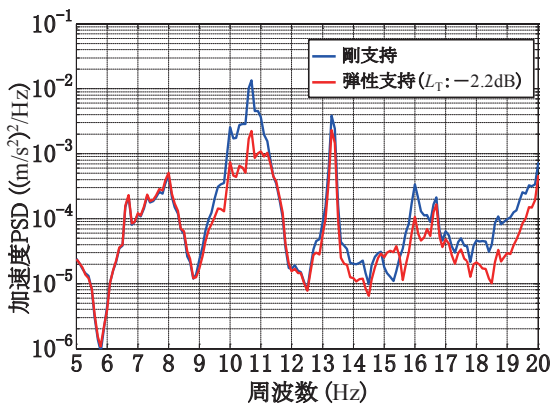
(a) 車体中央 (測定点f4c)



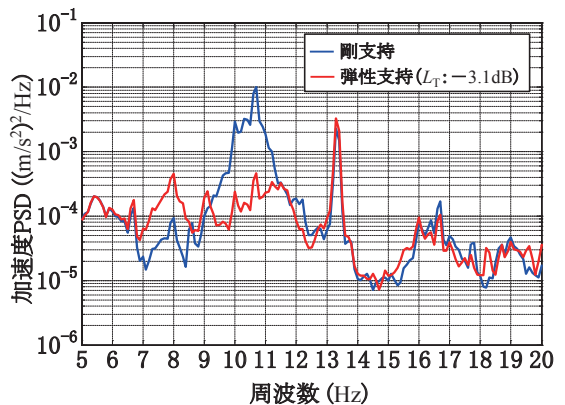
(b) 車体中央窓寄(測定点f4r)



(b) 車体中央窓寄(測定点f4r)



(c) 台車直上 (測定点f6c)



(c) 台車直上 (測定点f6c)

図8 加速度 PSD (付加質量分散設置条件)

図9 加速度 PSD (付加質量集中設置条件)

体中央の剛支持条件において、11 Hz 付近に顕著なピークがみられるが、これは図 7 の S-11 モードに対応すると考えられる。また車体中央窓寄では 9 Hz 付近にもピークがみられるが、これは J-1 モードに対応すると考えられる。剛支持条件と弾性支持条件の加速度 PSD を比較すると、ここに示したいずれの測定点においても、9～11 Hz 付近のピーク高さが低減し、J-1 と S-11 の 2 つの振動モードに対応するピークの高さが同時に低減していることが確認できる。また床下機器の設置位置から離れた台車直上においても振動低減効果が確認できることから、提案手法の制振効果は模擬床下機器箱の設置箇所付近に限定されないことがわかった。凡例に示した乗り心地レベルについても、剛支持条件と比較した場合、弾性支持条件ではここに示したいずれの測定点において改善効果が認められた。

図 9 の付加質量集中設置条件の加速度 PSD に着目すると、付加質量分散設置条件と同様、いずれの測定点においても弾性支持によって、9～11 Hz 付近におけるピーク高さが低減することがわかる。また乗り心地レベルについても、弾性支持による改善効果が認められ、車体中央では 5 dB 以上の低減となり、床の全測定点のうち最も低減量が大きかった。

加速度 PSD は測定点によって異なる特性を示すことから、提案手法の振動低減効果が車体の床面全体において得られているかについて調べておく必要がある。そこで付加質量集中設置条件を対象に、床面の各測定点における剛支持条件に対する弾性支持条件の振動加速度実効値 (RMS) の増減率を算出した結果を図 10 に示す。また図 11 に床面全測定点 (21 点) の加速度 RMS の平均値を算出した結果を示す。ここで図 10 および図 11 は 5～20 Hz 成分の加速度 RMS の算出結果とした。なお、図 10 のモザイク状のパターンの個々の領域は、図 6 に示した床面各測定点の位置に対応している。

図 10 より、一部の測定点 (f5r, f5c, f5l) を除くほとんどの測定点において、弾性支持によって加速度 RMS が低減することがわかる。また図 11 より、剛支持条件に対して弾性支持条件の加速度 RMS は 20 % 以上の低減効果がみられることから、提案手法により車体床面の広範囲にわたって、制振効果が得られることを確認した。

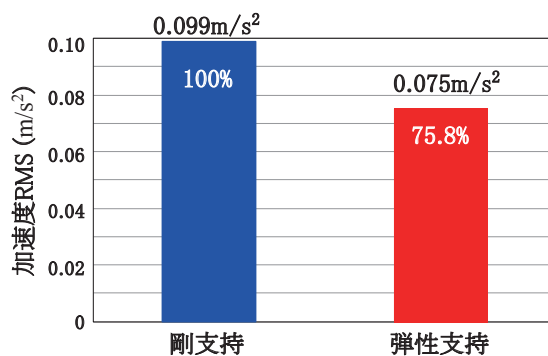


図 11 床面全測定点の加速度 RMS (平均値)
(付加質量集中設置条件)

4.5 弾性支持による床下機器振動への影響

床下機器を弾性支持した際に、それに伴う床下機器質量の振動増大が懸念されることから、模擬床下機器箱内の付加質量の振動加速度測定を行った。図 12 に付加質量集中設置条件の実走行模擬加振試験から得られた付加質量の前後、左右、上下方向の 5～20 Hz 成分の加速度 RMS と、各方向成分の合成振動加速度による加速度 RMS を算出した結果を示す。なお前後と左右方向の加速度 RMS は #2 と #4 機器箱 2 点の平均値、上下方向の加速度 RMS は #1～#4 機器箱計 4 点の平均値を示している。

剛支持条件と比べて弾性支持条件では、前後、左右方向において加速度 RMS が大きく低下する一方で、上下方向では若干増加することがわかる。弾性支持条件に

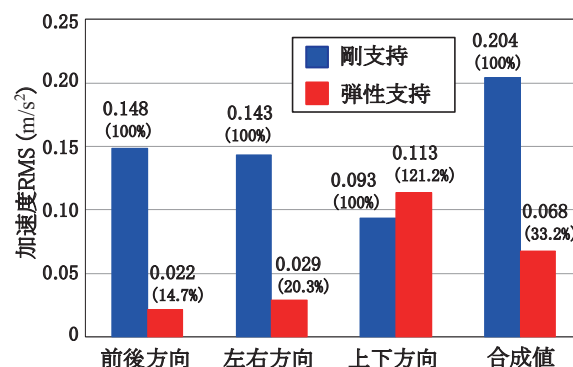


図 12 付加質量の加速度 RMS (平均値)
(付加質量集中設置条件)

*	1	2	3	4	5	6	7
f * r	-33.6	-13.9	-5.5	-24.4	6.8	-23.3	-33.2
f * c	-47.4	-44.5	-22.4	-51.7	11.4	-42.2	-43.7
f * l	-37.6	-19.7	-9.4	-25.8	23.6	-23.5	-33.7

単位: % マイナスは弾性支持条件による振動低減を表す (表示色の濃淡は振動増減率の大きさに相当)

図 10 床面各測定点における弾性支持条件に対する剛支持条件の加速度 RMS 増減率
(付加質量集中設置条件)

特集：車両技術

おける上下方向の加速度 RMS の増加は、付加質量が動吸振器として作用していることによる影響と考えられるが、前後と左右方向の大幅な低減量に対してその増加量は大きくなく、また 3 方向合成値による加速度 RMS では、剛支持条件と比較し、60 % 以上の低減効果がみられることから、床下機器箱内の質量を弾性支持することによる悪影響はほとんどないと考えられる。

4.6 弾性支持による床下機器振動への絶縁効果

付加質量分散設置条件を対象に、車両試験台の加振とあわせて、床下機器箱内の励振器で 30 Hz の正弦波を発生させることによって、提案手法の適用による床下機器自体が発する振動への絶縁効果について検証を行った。

図 13 に 4 軸同相加振試験結果から得られた車体中央窓寄（測定点 f4r）の加速度 PSD を示す。30 Hz 付近にみられる急峻なピークが床下機器からの振動に対応するが、剛支持条件と比較すると弾性支持条件ではピークの高さが大幅に低減していることがわかる。

実車両の床下機器においてはその種類によって様々な固有振動数を有しているため、さらなる検証が必要ではあるが、図 13 に示した結果より、提案手法は車体弾性振動低減効果に加えて、床下機器自体が発生する振動への絶縁効果も期待できることが示されたといえる。

5. おわりに

本研究では鉄道総研所有の新幹線車両を対象に、床下機器の高減衰弾性支持による車体弾性振動低減効果を検証するため、車両試験台における加振試験を行った。模擬床下機器箱を 4 台分散設置した条件に加え、主変圧器を想定した 3000 kg を超える質量を集中設置した条件で

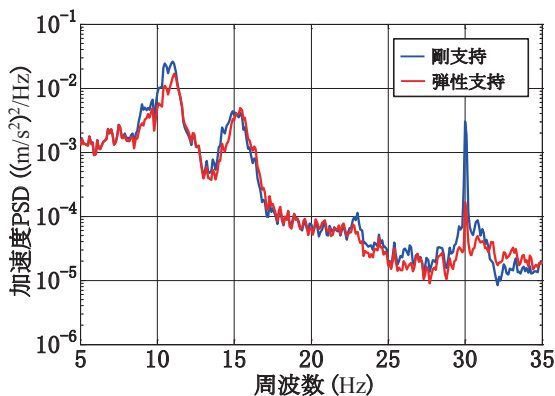


図 13 加速度 PSD（車体中央窓寄（測定点 f4r）
（付加質量分散設置条件，4 軸同相加振）

加振試験を行った結果、両質量条件とも、弾性支持によって、加速度 RMS の低減や乗り心地レベルの改善、複数の車体弾性振動モードに対応する加速度 PSD の同時低減効果を確認した。また車体振動低減効果に加えて、床下機器自体が発する振動への絶縁効果を有していることも確認した。

提案手法は床下機器を動吸振器として活用するものであるが、従来提案されている手法⁴⁾と異なり、煩雑な固有振動数や減衰比の調整なしに、広い周波数帯域での車体振動を低減することを特徴としている。今回の試験結果により、複数の質量や設置条件の床下機器に対して、提案手法の有効性が示されたことから、実車両においても既存の床下機器を高減衰部材で弾性支持することで車体弾性振動への制振効果と床下機器が発する振動への絶縁効果が期待できると考えている。ただし、弾性支持することによる床下機器への影響については、加減速や曲線通過時を含め、様々な走行条件に対する調査が必要であることから、引き続き提案手法の検証を進めるなど、実用化に向けた取り組みを行っていく考えである。

文献

- 1) 富岡隆弘：鉄道車両の車体曲げ振動の解析と低減技術，車両技術，No231，pp.96-106，2006
- 2) 富岡隆弘，瀧上唯夫，相田健一郎：床下機器の高減衰弾性支持による鉄道車両の車体弾性振動低減，日本機械学会機械力学・計測制御（D&D2011），講演番号 435，2011
- 3) 富岡隆弘，瀧上唯夫，相田健一郎，秋山裕喜：乗客による鉄道車両の車体弾性振動低減効果とそれを活用した制振デバイス検討のためのモデリング，日本機械学会論文集 C 編，Vol.79，No.803，pp.2298-2313，2013
- 4) 石川龍太郎，佐藤興志：ダイナミックダンパによる車体曲げ振動の低減，日本機械学会第 68 期通常総会講演論文集，No.910-17，Vol. C，pp.531-533，1991
- 5) 佐藤裕之，富岡隆弘，瀧上唯夫，相田健一郎，秋山裕喜，朝比奈峰之：鉄道車両の床下機器の高減衰弾性支持による車体弾性振動低減（新幹線相当車両における数値的検討と実車加振試験），日本機械学会交通物流部門大会（Trans-log2013）講演論文集，講演番号 3207，pp.63-66，2013
- 6) 秋山裕喜，富岡隆弘，瀧上唯夫：小型アクティブマスダンパによる車体弾性振動の多モード制振効果，鉄道総研報告，Vol.27，No.12，pp.29-34，2013
- 7) 富岡隆弘，瀧上唯夫，相田健一郎：鉄道車両の振動モード解析への線形予測モデルの適用，日本機械学会論文集 C 編，Vol. 75，No. 753，pp. 1259-1303，2009