

車体上下振動抑制のためのヨーダンパ用 変位依存性緩衝ゴムの開発

相田 健一郎* 富岡 隆弘*
秋山 裕喜* 瀧上 唯夫*

**Development of Displacement-Dependent Rubber Bush for Yaw Damper
to Prevent Carbody Vertical Vibration**

Ken-ichiro AIDA Takahiro TOMIOKA
Yuki AKIYAMA Tadao TAKIGAMI

This paper presents a displacement-dependent rubber bush for yaw damper to prevent carbody vertical vibration of railway vehicles induced by rotation of wheelset(s) with small mass imbalance. To examine the running stability and the vibration isolation performance of railway vehicle equipped with the devised rubber bushes, excitation tests using a full-scale test vehicle were carried out at the Railway Technical Research Institute's rolling stock testing plant. Then a series of running tests were conducted on a commercial track using an express type vehicle. As a result, bending vibration of the carbody induced by the rotation of the wheelset has been drastically reduced and the ride comfort has improved by use of the displacement-dependent rubber bushes.

キーワード：乗り心地，車両の振動絶縁，輪軸質量アンバランス，緩衝ゴム，ヨーダンパ，一本リンク

1. はじめに

鉄道車両の車体上下曲げ振動（以下，車体曲げ振動）は，軌道の高低変位が軸ばね，空気ばねを介して車体に入力されることによって生じるほか，輪軸の質量アンバランス（以下，輪軸アンバランス）による影響などがあることも知られている¹⁾。輪軸に質量アンバランスが存在すると，輪軸の回転に伴う遠心力によって台車振動が生じ，その振動がけん引装置やヨーダンパなどの台車・車体間の前後方向結合要素を介して車体を加振することになる。特に在来線車両では新幹線と比べた場合，常用走行速度における車輪の回転周波数と車体曲げ振動の固有振動数²⁾が近接する場合が多いため，輪軸アンバランスによる加振の影響を受けやすい。アンバランス量が大きいと車体曲げ振動も増大するため，車輪製造時や輪軸検修時などにその管理が行われているが，アンバランスを完全に無くすことは難しく，また管理基準を厳しくすることはメンテナンスコストの増大にもつながる。そのため近年では，一定のアンバランスが存在しても車体振動を増大させない対策が求められている。

著者らはこれまでに，台車からの振動伝搬を抑制する一本リンク用変位依存性緩衝ゴム（以下，一本リンク用 DDRB (Displacement-Dependent Rubber Bush) とよぶ）を開発し，営業線での走行試験等において車体振動抑制

効果を検証してきた^{3) 4)}。また緩衝ゴム単体での耐久試験を行い，JIS E4710-1995 で規定される終了判定基準に達するような異常変形や亀裂は認められず，ばね定数も大幅に変化しないことを確認してきた⁴⁾。

輪軸アンバランスによる車体加振の伝達経路としては，一本リンクなどのけん引装置に加えて，高速走行する車両ではヨーダンパがある。各伝達経路の振動寄与度の大小関係は車両によって異なるほか，走行速度や軌道条件などによっても変化するため，いずれの伝達経路にも適用可能な対策の立案が望まれる。そこで本研究では新たにヨーダンパ用変位依存性緩衝ゴム（以下，ヨーダンパ用 DDRB とよぶ）を設計・製作し，営業線での特急電車による走行試験において車体上下振動抑制効果を検証した⁵⁾。また，走行試験実施の前提として，走行安定性（蛇行動限界速度）等に対する検証も行った。本稿ではヨーダンパ用 DDRB および一本リンク用 DDRB 適用時の走行試験結果を含む，ヨーダンパ用 DDRB の開発について報告する。

2. ヨーダンパ用変位依存性緩衝ゴムの開発

2.1 変位依存性緩衝ゴムの概要

輪軸アンバランスによる車体曲げ振動の励起メカニズムについては文献^{3) 4)}等にて示しているため，詳細は割愛するが，前後台車が逆位相で前後およびピッチング

* 車両構造技術研究部 車両振動研究室

特集：車両技術

振動すると、その振動がけん引装置やヨーダンパを介して車体に曲げモーメントを与え、車体曲げ振動を生じる。この輪軸アンバランスによる車体曲げ振動を低減するには、台車の前後およびピッチング振動が前後台車で逆位相となることを防ぐ対策なども考えられるが、著者らは台車・車体間の前後方向の結合要素における緩衝ゴムに着目し、台車前後振動が車体に伝達しにくくなるような特性を有する緩衝ゴムによる方法を検討した。

車体曲げ振動を励起する前後力は主に 10Hz 前後と比較的高周波数で微振幅であるのに対し、力行・制動時に一本リンクなどのけん引装置に作用するけん引力や、台車蛇行動時にヨーダンパに作用する前後力は 5Hz 以下の低周波数で、緩衝ゴムの変形量も大きいと考えられる。そこで発生力の周波数と振幅の違いに着目し、けん引力伝達や走行安定性の確保と車体曲げ振動の低減効果の両立を目指すこととし、低周波・大振幅では従来品と同じばね定数であるのに対し、高周波・微振幅では従来品よりもばね定数が小さくなる緩衝ゴムを提案した。この緩衝ゴムは変形（台車と車体の相対変位）に応じてばね特性が変化することから「変位依存性緩衝ゴム」とよぶこととし、これまでに在来線向け一本リンク用 DDRB を開発している^{3) 4)}。

2.2 ヨーダンパ用変位依存性緩衝ゴムの設計・製作

後述する特急電車による走行試験で供試する在来線向けヨーダンパ用 DDRB を新たに設計、製作した。図 1 に製作したヨーダンパ用 DDRB の外観を示す。一本リンク用 DDRB と同様、ゴムとピン（インナー金具）の間に微小隙間を設け、これにより微振動の吸収を図った。微小隙間は通常品の製作工程で行われるゴムとピンとの加硫接着および外筒（アウター金具）の絞り加工を省略することで形成している。追加の部品や加工等が不要なことから、通常品と比較して質量や製作コストの増加がない点も特長といえる。なお外形や主要な寸法等は通常品と同等であるが、ピンの構造が異なっており、図 2 に示すように、ピン中央部の形状を球形にするともに、孔を設けてゴムを流しこむ構造とした。これは緩衝ゴムにこじりが加えられた際のゴムの摩耗低減およびピン長手軸方向（車両装着時の左右方向）荷重に対する耐力確保や荷重除荷後の復元性向上のための対策であり、一本リンク用 DDRB の開発より得られた知見を踏まえ、ヨーダンパ用 DDRB でも同様の構造を採用した。

静ばね定数の設計値は走行試験供試車両等で使用されている通常の緩衝ゴムとほぼ同じ 17.6kN/mm とし、公差設定は± 10% とした。また動倍率（スイープ加振における最大動ばね定数を静ばね定数で除した値）の設計値は一本リンク用 DDRB と同様、周波数 8Hz 以上で 0.2 以下とした。JIS K6385-2012 に基づき、製作品のばね

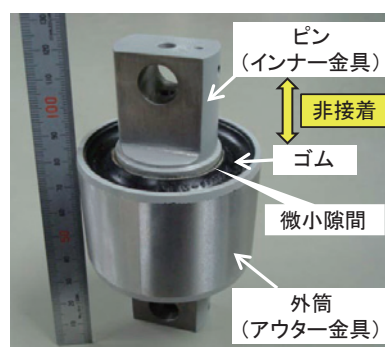


図1 ヨーダンパ用変位依存性緩衝ゴム

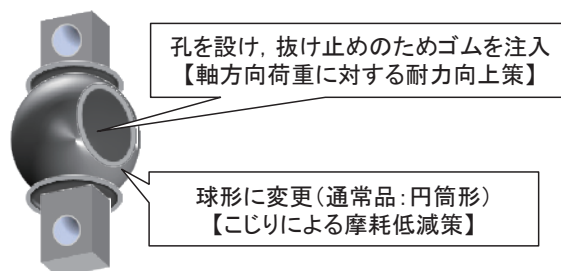


図2 変位依存性緩衝ゴムのピンの形状

特性試験を行った結果、静ばね定数と動倍率はともに設計値を満たすことを確認した。

3. 車両試験台による性能確認試験

製作したヨーダンパ用 DDRB の走行安定性への影響や車体上下振動抑制効果を確認するため、鉄道総研の車両試験台において試験車両を用いた蛇行動試験と軌条輪回転試験を行った。図 3 に試験実施状況を示す。車体はステンレス鋼製の通勤形車体、台車はヨーダンパの装着が可能な通勤形車両用台車を使用し、走行試験供試車両と同形式の在来線向けヨーダンパを取付けた。

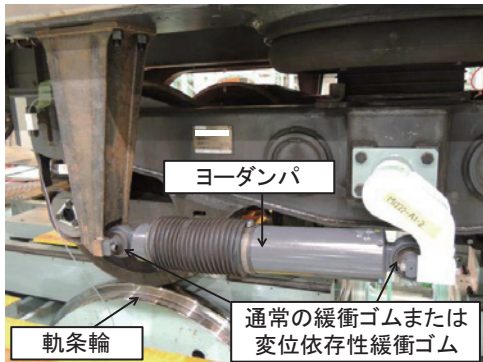
3.1 蛇行動試験

ヨーダンパ用 DDRB のばね特性が走行安定性に与える影響を調べるため、蛇行動試験を実施した。蛇行動試験では、軌条輪の回転速度を 5km/h または 10km/h 刻みで上げてゆき、試験速度ごとに軌条輪の第 1 軸と第 3 軸を左右方向に振幅 3mm の正弦波で強制加振（周波数 1Hz、連続 3 波）して、その際の軸箱左右方向変位の全振幅が 6mm を超えた時の軌条輪回転速度を蛇行動限界速度と判定した。なお供試台車が通勤形車両用であることを考慮し、試験最高速度は 250km/h とした。

通常の緩衝ゴムを使用した場合とヨーダンパ用 DDRB を適用した場合について、ヨーダンパ装着本数と車両重量を変更した 10 通りの条件の蛇行動限界速度を調査した。ヨーダンパ装着本数は 4 本（2 本/台車）と 2 本（1



(a) 供試車両



(b) ヨーダンパ装着状況

図3 通勤形試験車両による車両試験台試験

本/台車)に加え、参考として0本(非装着)での試験も実施した。また車両重量は供試車両空車時の22.1tと、車内にデッドウェイトを積載した28.6tの2通りの条件とした。

表1に各試験条件における蛇行動限界速度を示す。試験の結果、ヨーダンパ4本装着時に加え、2本装着時でも、車両重量条件によらずヨーダンパ用DDRDB適用時の蛇行動限界速度は、通常品と同様250km/h以上であること(250km/hでも蛇行動が発生しないこと)を確認した。

表1 蛇行動試験結果(蛇行動限界速度)

ヨーダンパ 装着本数	車両重量 (単位:t)	蛇行動限界速度(単位:km/h)	
		緩衝ゴム	
		通常品	変位依存性
4本 (2本/台車)	22.1	250以上	250以上
	28.6	250以上	250以上
2本 (1本/台車)	22.1	250以上	250以上
	28.6	250以上	250以上
0本 (非装着)	22.1	240	
	28.6	250以上	

3.2 軌条輪回転試験

ヨーダンパ用DDRDBの車体上下振動抑制効果を検証するため、通常の緩衝ゴム使用時とヨーダンパ用DDRDB適用時において、軌条輪回転試験を行った(ヨーダンパ装着本数は4本、車両重量は22.1t)。この試験では車輪回転による影響を調査するため、軌条輪を車体の固有振

動モードが励起されやすい速度で等速回転させ、車体床面上下方向の振動加速度を測定した。

図4に軌条輪を速度130km/hで20分間等速回転させた時の車体中央における床面上下方向の振動加速度の実効値(以下、加速度RMS値)を示す。なお軌条輪回転速度130km/hは、車輪回転周波数が供試車両の車体固有振動モード(車体中央の床面に振動の腹を1つもつモード)の固有振動数(13.7Hz)にほぼ一致する条件として選定した(車体固有振動モードは別途実施した車両試験台上下加振試験から同定)。

図4の結果から、ヨーダンパ用DDRDBの適用によって、車輪回転による車体上下振動を抑制できることが確認できた。なお本試験では、供試車両のアンバランス量が小さい条件であったため、ヨーダンパ用DDRDB適用による車体上下振動抑制効果は小さかったが、アンバランス量が大きな条件では、車体上下振動抑制効果も大きくなるものと考えている。

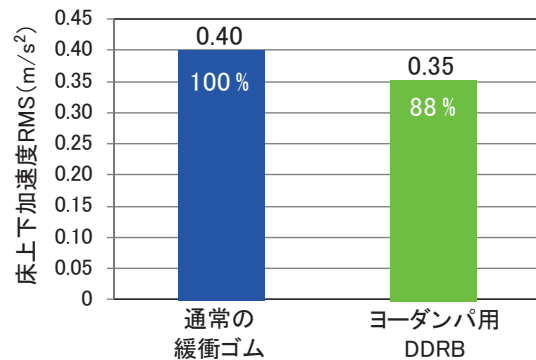


図4 床面(車体中央)上下加速度RMS値(軌条輪回転速度130km/h, 20分間測定)

4. ダンパ試験装置による復元性確認試験

ヨーダンパ用DDRDBはゴムがピン(インナー金具)に接着されていない構造であるため、ピンの軸方向(車両装着時の左右方向)に荷重が負荷され、除荷した際の復元性(元の状態に戻るか)を確認する必要がある。そこで、図5に示すダンパに任意の変位を付与できる鉄道総研の車両用ダンパ試験装置⁶⁾を使用し、ヨーダンパ用DDRDBのピンの軸方向に変位を付与する試験を行った。具体的にはダンパ自然長の状態から、モーションベースを移動することにより緩衝ゴムに変位を付与し(荷重付与)、その後、再度ダンパを自然長に戻す(除荷)までの過程について、ゴムの変形量を測定するとともに、緩衝ゴムの外観を目視観察した。なおダンパ試験装置により付与する変位は、走行試験供試車両の台車設計時の左右偏り条件である台車・車体間の左右相対変位45mmと相対回転角6degより算出した62.4mmとした。変位の算出においては、緩衝ゴム1個で全変位を負担し(実

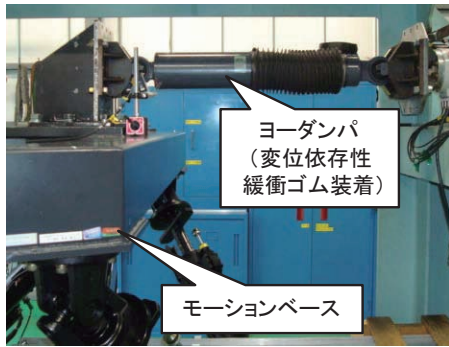


図5 ダンパ試験装置による復元性確認試験

際には2個で負担), また緩衝ゴムとピンに相対的なこじり角を生じない条件を想定した。

ピンの軸方向に62.4mmの変位を付与した時と、除荷後におけるヨーダンパ用 DDRB の外観状態をそれぞれ図6 (a) と図6 (b) に示す。試験の結果、ピンの抜け出しや、ゴム部の異常変形や亀裂等は認められなかったことから、ヨーダンパ用 DDRB の復元性に問題はないといえる。

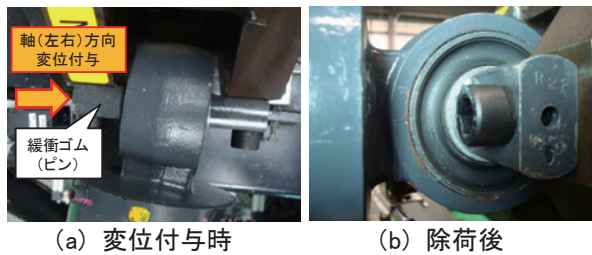


図6 変位付与時および除荷後の緩衝ゴムの外観

5. 営業線での走行試験

5.1 走行試験概要

蛇行動試験や復元性確認試験から、ヨーダンパ用 DDRB が走行安全性に及ぼす悪影響はないと判断したことから、特急電車(アルミニウム合金製車体)による営業線での走行試験を行い、車体上下振動抑制効果を検証した。走行試験における車両条件は下記①～③とし、新たに開発したヨーダンパ用 DDRB を適用した条件に加え、文献^{3) 4)}で示した走行試験において使用した一本リンク用 DDRB を適用した条件での試験も実施した。

- ①通常条件(営業時の空車条件に相当)
 - ②ヨーダンパ用 DDRB を供試車両の全て(4本)のヨーダンパに適用した条件
 - ③一本リンク用 DDRB を供試車両の前・後位台車的一本リンクに適用した条件
- ①～③の条件で、同一区間(約13km離れた2駅間)を同じ走行速度で走行し、車体床面複数点の上下方向や

台車枠左右方向などの振動加速度を測定した。

5.2 走行試験結果

5.2.1 車体振動測定結果

車輪回転に起因する車体の加振条件は、輪軸間の車輪径のわずかな違いや微小な滑りなどの影響によって、走行中に時々刻々変化する。そこで車輪回転による加振条件や軌道条件の変化による影響を評価するため、短時間乗り心地レベル(以下、短時間 L_T)を算出した。なお短時間 L_T は、評価時点の前後15秒ずつ合計30秒間分の振動加速度より乗り心地レベル(L_T)値を求め、10秒毎に評価した。図7 (a)にキロ程に対する走行速度の変化(ランカーブ)、図7 (b)に車体中央における床面上下方向の短時間 L_T を示す。

図7 (b)より、多くの地点で、ヨーダンパ用 DDRB および一本リンク用 DDRB の適用によって、乗り心地が改善していることがわかる。なお定速走行区間で短時間 L_T が変化する理由としては、地点の違いによる影響のほか、各輪軸間のアンバランスの位相関係が変化することによる影響があらわれていると考えられる。

図7 (a)の水色の枠で示した速度107km/h定速走行区間(2.5km)における台車上(車両前位側)と車体中央の床面上下方向の加速度パワースペクトル密度(PSD)を図8に示す。また凡例中の ΔL_T は通常条件に対する各変位依存性緩衝ゴム適用時の L_T 値の変化量であり、マイナスの場合は乗り心地改善を示す。

なお供試車両の車体の一次曲げ振動に相当する振動モードの固有振動数は、別途実施した車体定置加振試験による実験モード解析結果から、11.5Hzであることがわかっている。また車輪径は平均0.853mであったことから、図8に示す速度107km/h(図7 (a)に示す水色の枠で囲った区間)における車輪の回転周波数は11.1Hzとなり、車体の固有振動数に近接した条件となる。

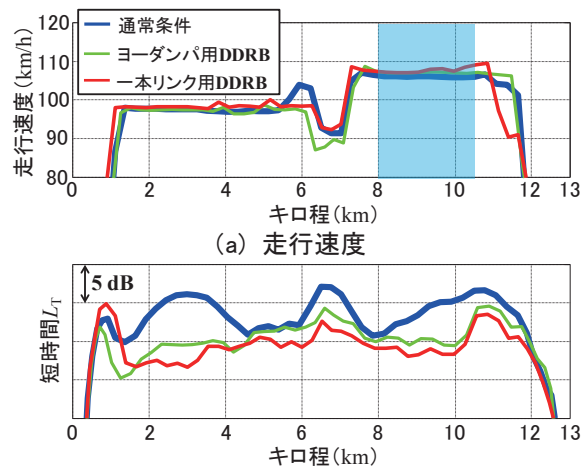
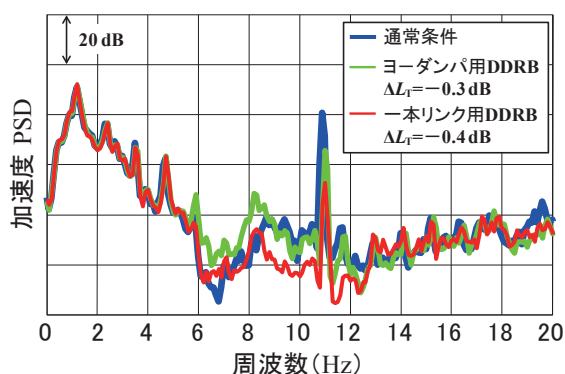
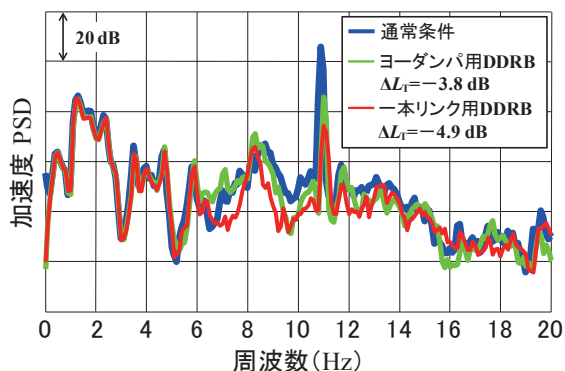


図7 走行速度と床面上下短時間乗り心地レベル



(a) 台車上(車両前位側)

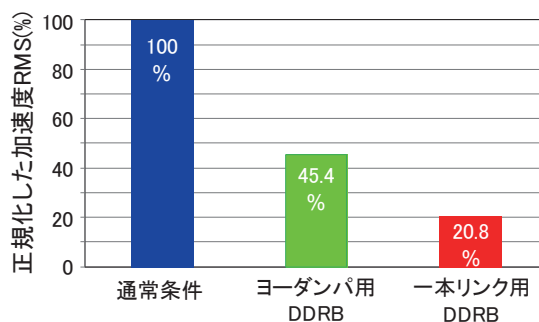


(b) 車体中央

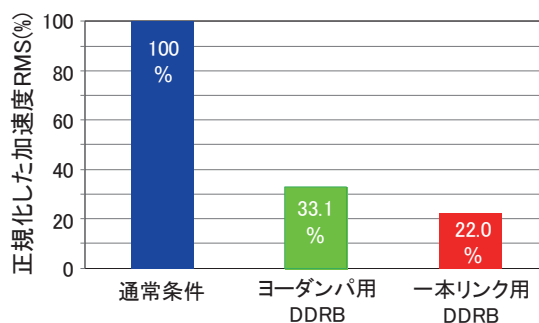
図8 床面上下加速度 PSD (走行速度 107km/h)

図8では、車輪回転周波数に対応する11Hz付近において卓越したピーク(輪軸アンバランス加振による影響)がみられるが、通常条件と比較した場合、ヨーダンパ用DDRDBと一本リンク用DDRDB条件ではともにそのピーク高さが低くなっていることがわかる。 L_T 値については、台車上では1Hz付近にみられる車体剛体振動の影響が支配的であるため変化は小さいが、車体中央ではヨーダンパ用DDRDBと一本リンク用DDRDB適用時においてともに3dB以上の顕著な改善効果を観測した。

次に車輪回転に対応した周波数成分の車体上下振動に着目するため、図7(a)に示す水色の枠で囲った等速走行区間(2.5km)の振動加速度データに対し、走行速度に対応する車輪回転周波数を含む狭帯域バンドパスフィルタ(以下、BPF)を通して加速度RMS値を算出した。図8と同じ速度107km/hと、118km/hで定速走行した場合について、台車上(車両前位側)と車体中央の床面上下方向の加速度RMS値を算出し、通常条件の加速度RMS値で正規化した結果をそれぞれ図9と図10に示す。BPFのカットオフ周波数は図9では10Hzと12Hz、図10では11Hzと13Hzとした。なお別途実施した車体定置加振試験による実験モード解析結果では、速度118km/hにおける車輪回転周波数に近接するような固有振動数をもつ車体固有振動モードは観測されていない。

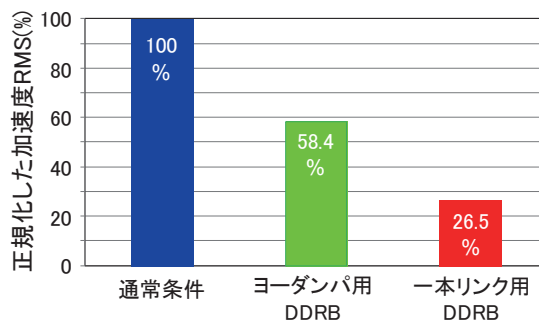


(a) 台車上(車両前位側)

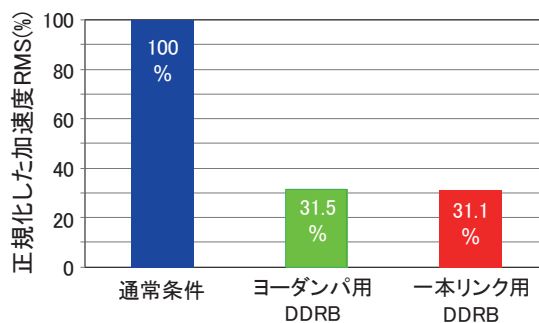


(b) 車体中央

図9 床面上下加速度 RMS 値 (通常条件で正規化) (BPF:10-12Hz, 走行速度 107km/h)



(a) 台車上(車両前位側)



(b) 車体中央

図10 床面上下加速度 RMS 値 (通常条件で正規化) (BPF:11-13Hz, 走行速度 118km/h)

図9および図10より、通常条件と比較すると、ヨーダンパ用DDRDBおよび一本リンク用DDRDB条件では走行速度や測定点によらず、加速度RMS値が減少し、変

特集：車両技術

位依存性緩衝ゴムが一本リンクだけでなく、ヨーダンパに適用しても有効であることが確認できた。なおヨーダンパ用 DDRB と一本リンク用 DDRB の振動抑制効果を比較すると、いずれの走行速度、測定点において、一本リンク用 DDRB の方が効果が大きく、また図 8 の L_T 値低減量を比較した場合でも同様の傾向がみられた。したがって、供試車両においては、変位依存性緩衝ゴムはヨーダンパよりも一本リンクに適用する方が効果的といえる。ただし、これは車両や軌道の条件により異なる可能性がある。今回の走行試験結果より、一本リンク用 DDRB とヨーダンパ用 DDRB の両条件で車体上下振動抑制効果が確認できたことから、車両や軌道の条件に応じてどちらの変位依存性緩衝ゴムを使用するかなどの選択も可能になったといえる。

5.2.2 台車振動測定結果

変位依存性緩衝ゴム適用による台車振動への影響をみるため、台車枠左右方向の振動加速度に着目した。図 11 に図 7 (a) の水色の枠で囲った区間を速度 107km/h で定速走行した時の両台車の台車枠左右方向の RMS 値を示す。なお図 11 は、カットオフ周波数が 0.5Hz と 8Hz の BPF を通した振動加速度データによる加速度 RMS 値であり、通常条件の加速度 RMS 値で正規化して表示している。

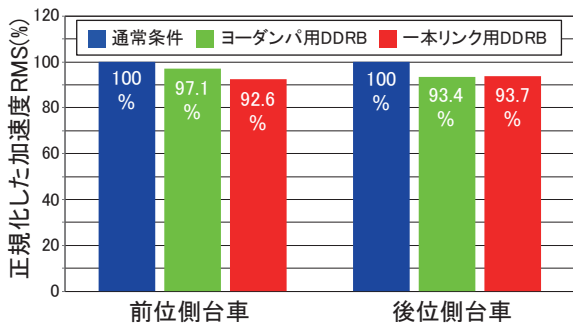


図 11 台車枠左右加速度 RMS 値（通常条件で正規化）
（BPF:0.5-8Hz, 走行速度 107km/h）

図 11 より、ヨーダンパ用 DDRB および一本リンク用 DDRB 適用条件では、通常条件と比べて両台車でともに加速度 RMS 値に大きな変化はなく、いずれの変位依存性緩衝ゴムを使用しても台車左右振動には大きな影響は認められなかった。

6. おわりに

輪軸アンバランスによる車体上下振動を抑制するた

め、新たにヨーダンパ用変位依存性緩衝ゴムを開発し、営業線での特急電車による走行試験を行った結果、輪軸アンバランスによる車体上下振動を抑制し、車体中央の上下乗り心地レベルでは 3dB 以上の改善を確認した。また一本リンク用変位依存性緩衝ゴムについても同様に、車体上下振動抑制効果を観測し、変位依存性緩衝ゴムをヨーダンパと一本リンクのいずれに適用しても振動低減効果が得られることを確認した。

変位依存性緩衝ゴムは前述の通り、通常の緩衝ゴムと質量や製作コストは変わらず、また緩衝ゴムの交換だけで車両に適用可能なため、既存車両にも適用しやすいなどの長を有する。今後は実用化に向け、以下に示す調査、検証などに取り組んでいきたいと考えている。

- ・上下方向以外の自由度の車体振動に対する影響調査
- ・実使用環境における耐久性検証（ばね特性の経年調査）
- ・変位依存性緩衝ゴムをヨーダンパと一本リンク（けん引装置）の両方（同時）に適用した場合の効果検証

謝 辞

変位依存性緩衝ゴムの設計・製作や各種試験の実施にご協力いただいた東日本旅客鉄道株式会社と住友理工株式会社関係各位に謝意を表す。

文 献

- 1) 高速車両用輪軸研究委員会編：鉄道輪軸，丸善プラネット，pp.210-213, 2008
- 2) 瀧上唯夫，富岡隆弘：最近の軽量車両の固有振動モード特性，鉄道総研報告，Vol.16, No.5, pp.23-28, 2002
- 3) 富岡隆弘，瀧上唯夫，山之口学，東義之，鈴木和馬：輪軸の質量アンバランスに起因する鉄道車両の車体振動抑制，日本機械学会論文集（C編），77巻 780号，pp.3078-3093, 2011
- 4) 富岡隆弘，瀧上唯夫：台車からの振動伝搬を抑制する牽引リンク緩衝ゴムの開発，鉄道総研報告，Vol.25, No.1, pp.5-10, 2011
- 5) 相田健一郎，富岡隆弘，秋山裕喜，瀧上唯夫，山田博之，岩波健：変位依存性緩衝ゴムによる鉄道車両の車体上下振動抑制（ヨーダンパへの適用と特急車両走行試験結果），第 22 回鉄道技術連合シンポジウム（J-RAIL2015）講演論文集，No.1709, 2015
- 6) 渡辺信行，飯田忠史，梅原康宏，朝比奈峰之，小金井玲子，山長雄亮：実走行条件に対応した車両用ダンパ試験装置の開発，鉄道総研報告，Vol.21, No.7, pp.5-10, 2007