

# 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

富岡 隆弘\* 瀧上 唯夫\*

Development of Displacement-Dependent Rubber Bush to Reduce Carbody Vibration  
Induced by Mass-Imbalanced Wheelsets through Traction Links

Takahiro TOMIOKA Tadao TAKIGAMI

Rotation of wheelset(s) with small mass-imbalance can induce relatively large carbody vibration and worsen riding quality. It is known that the excitation force due to an imbalanced wheelset is transmitted from a bogie to a carbody through traction links. To prevent this excitation, the authors have developed a displacement-dependent rubber bush for traction links which has a small gap between the rubber and the inner fixture. Unit testing of the rubber bushes to check their rigidity-property and durability, excitation tests using a full-scale test vehicle to verify the vibration isolation performance, and running stability testing with a bogie, have been carried out. Then a series of running tests on a commercial line have been conducted and the effectiveness of the displacement-dependent rubber bush has been confirmed.

キーワード：乗り心地，車両の振動絶縁，車体，輪軸アンバランス，緩衝ゴム，牽引リンク

## 1. はじめに

鉄道車両の振動乗り心地に車体上下曲げ振動が大きく影響する事例が増えている。特にステンレス鋼製車体を持つ在来線車両は、人が感じやすいとされる7～15Hz付近の周波数領域に複数の車体曲げ振動モードを持ち、それら複数の振動モードが乗り心地に影響していることがわかっている<sup>1)</sup>。在来線車両は速度80～120km/h程度で走行することが多いが、このとき車輪回転数は1秒間に約8～12回になる。すなわち在来線車両は、車輪回転周波数と車体曲げ振動の固有振動数が近い状況で使われるため、輪軸の動的なアンバランス（以下、輪軸アンバランス）による加振の影響を強く受ける。

輪軸アンバランスによる車体加振は、牽引リンクやヨーダンパなどの車体と台車間の前後方向の結合要素を介して入力されるのが特徴である。これまで鉄道総研では輪軸アンバランスに起因する車体曲げ振動が乗り心地評価を大幅に悪化させる場合があることを走行試験で確認し<sup>2)</sup>、輪軸アンバランスによる車体加振の影響を低減するため、牽引リンクに変位依存特性を有する緩衝ゴム（以下、変位依存性緩衝ゴム）を適用することを提案した。そして、車両試験台における試験車両の加振試験により効果を検証するとともに、緩衝ゴムのばね特性設計手法の開発などを行ってきた<sup>3)</sup>。本稿では、変位依存性緩衝ゴムの概要を紹介するとともに、その有効性を本線走行試験により確認した結果について報告する。また、

走行試験実施の前提として、変位依存性緩衝ゴムの耐久性確認と走行安定性（蛇行動限界速度）への影響確認を行った結果についても述べる。

## 2. 輪軸アンバランスによる車体加振

通常、在来線用の車輪のアンバランス量は製造時に25kg cm以下に管理され<sup>4)</sup>、輪軸左右の車輪はアンバランスを打ち消すように組み合わせられるため、輪軸のアンバランスも25kg cm以下となる。しかし、営業使用中にアンバランス量が増大して管理値を超える例も見られる。この理由は必ずしも明確でないが、ひとつの可能性として車輪転削時の「芯ずれ」が考えられる。例えば輪軸質量を1.5トンとすると、25kg cmの輪軸アンバランスに相当する芯ずれの量は約0.17mmであり、わずかな芯ずれが比較的大きな輪軸アンバランスの原因になりうる。

アンバランスのある輪軸が回転すると、台車枠は前後一上下方向を含む面内に輪軸回転に対応して変動する加振力を受ける。輪軸はレール上を転動するため、前後方向の加振力成分による台車枠の前後・ピッチング振動が顕著となる。車体と台車間には牽引リンクやヨーダンパなどの前後結合要素があり、それらは車体曲げ中立軸と距離のある台枠下方に取り付けられるため、台車枠の前後・ピッチング振動によりこれらの結合要素を介して車体は曲げモーメントを受け、上下曲げ振動が励起される。以上を図1に模式的に示す。(b)に示すように輪軸アンバランスによる加振力が全輪軸同位相の場合、車体

\* 車両構造技術研究部（車両振動）

特集：車両技術

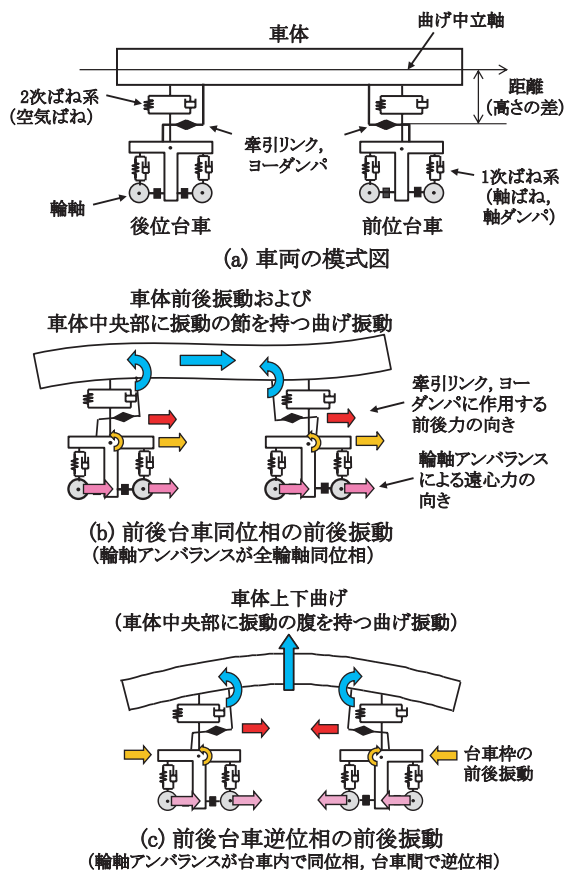


図1 輪軸アンバランスによる車体加振の模式図

前後振動あるいは車体中央に振動の節を持つ曲げ振動が顕著となる加振条件となり、(c)のように台車内で同位相、前後台車で逆位相となる場合は車体中央部が振動の腹となる曲げ振動が顕著になる加振条件となる。なお、実際の走行時は輪軸間の直径やすべり具合のわずかな違いによりアンバランスの位相関係は刻々と変化し、(b)と(c)が混在する加振条件が多いと考えられる。

車輪回転の周波数  $f_{i0}$  [Hz] (輪軸アンバランスによる加振周波数に等しい) は走行速度  $V$  [km/h], 車輪直径  $D$  [m] を用いて  $f_{i0} = V / (3.6\pi D)$  と表される。これが車体曲げ振動モードのいずれかの固有振動数に近いとそのモードの曲げ振動と共振し、乗り心地悪化の原因となる。

上述のように、輪軸アンバランスによる車体加振は車体と台車間の前後結合要素を介して車体に入力されるのが特徴である。これらの結合要素の取り付け部には一般にピン付きゴムブッシュなどの緩衝ゴムが使われており、その剛性を低下させれば台車から車体に入力される加振力を緩和できると考えられる。一方で牽引リンクは力行・制動時の前後力の伝達、ヨーダンパについては台車蛇行動の防止という本来の機能確保のためには結合剛性を極端に低下させることはできない。

そこで、車体曲げ振動と牽引力伝達・台車蛇行動は、現象の周波数領域および振幅が異なることに着目して緩衝ゴムの特性を設定することを考えた。すなわち車体曲げ振動

を励振する前後力は7~15Hz程度と比較的高周波数で微振幅であるのに対し、牽引力、台車蛇行動に伴って緩衝ゴムに加わる前後力は5Hz以下の低周波数でゴムの変形量も大きいと考えられる。これらを考慮し、大振幅では通常品と同様ばね定数が大きく、微振幅ではばね定数が小さい、という特性の緩衝ゴムの開発を行った。これにより、牽引力伝達・走行安定性の確保と、車体曲げ振動低減の両立が期待できる。

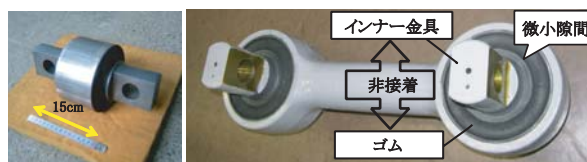
### 3. 変位依存性緩衝ゴムの開発

#### 3.1 開発した変位依存性緩衝ゴムの概要

上述の緩衝ゴム特性を実現するため、緩衝ゴムと台車・車体への取付け用ピン(インナー金具)の間に微小な隙間を設け、微振動をここで吸収する緩衝ゴムの考案した。これは変形(車体と台車の相対変位に対応)に応じてばね特性が変化するため「変位依存性緩衝ゴム」と呼ぶ。なお、原理上はヨーダンパ緩衝ゴムにも同様の構造を適用可能だが、今回は牽引リンクを対象とした。

開発した牽引リンク用変位依存性緩衝ゴムの図2に示す。微小隙間は、通常品の製作工程で行われるゴムとインナー金具との加硫接着および外枠(アウター金具)の絞り加工を省略することで形成しており、通常品と比較して質量やコストの増加はほとんどない。なお、ゴムとアウター金具間は通常品と同様に加硫接着している。

開発品はゴムがインナー金具に接着されていないため、ピンの軸方向(車両装着時の左右方向)荷重が作用するとインナー金具が抜け出す可能性がある。そこで図3に示すようにインナー金具中央部に孔を設け、そこにゴムの流し込むことで、ピンの軸方向の荷重に対する耐力(以下抜き力)確保をはかった。これにより孔がない場合に対し抜き力が約6倍に向上するとともに、ピンの軸方向の相対変位40mmを与えても除荷後に復元することを確認した。なお、ゴム内部のインナー金具形状は通常は円筒形であるが、ピンのコジリによるゴムの摩耗軽減のため、開発品では球形とした。



(a) 緩衝ゴム単体 (b) 牽引リンクに組み込んだ状態  
図2 開発した牽引リンク用変位依存性緩衝ゴム

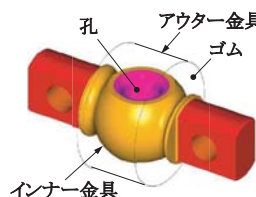


図3 変位依存性緩衝ゴムのインナー金具形状

### 3.2 緩衝ゴム単体試験

開発した緩衝ゴムの基本的な特性を確認するため、緩衝ゴム単体ではね特性試験および耐久試験を実施した。

#### 3.2.1 ばね特性試験

6個の供試体を用いて、静ばね定数 ( $K_s$ ) および動ばね定数 ( $K_d$ ) の測定を行った。測定条件を表1に示す。静ばね定数測定はJIS K6385-2001の往路方式により行い、静ばね定数算出範囲は荷重2.45kN～61.8kNとした。また、動ばね定数は、(a) スイープ加振：3～50Hzの正弦波スイープ加振（加振振幅±0.5mm）、(b) スポット加振：特定の加振周波数（5, 6, 8, 10Hz）において加振振幅を変えて（±0.5, ±1.0, ±2.0, ±3.0, ±4.0mm）加振、の2通りの加振条件で測定した。

表2に静ばねおよびスイープ加振による動ばね定数測定結果を示す。今回の牽引リンク緩衝ゴムの静ばね定数  $K_s$  は対象車両の現用品と同じ9.8kN/mmとし、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）は事前の数値計算による検討結果<sup>3)</sup>に基づき0.2以下として設計した。製作した変位依存性緩衝ゴムは静ばね定数、動倍率とも仕様を満たしていることがわかる。静ばね定数のばらつきは通常品の許容範囲内（設計値の±10%以内）であり、供試体数が限られているものの製造上の歩留まりに特に問題は見られない。一方、動ばね定数の個体間のばらつきは比較的大きい。これは微小隙間の寸法管理が困難なため、加振によるゴムとインナー金具の接触状態が個体ごとに異なることによると考えられる。しかし動倍率は仕様を十分満たしており、台車からの微小振動の絶縁機能には問題がない。

図4に全供試体（6個）の静ばね定数およびスイープ加振による動ばね定数測定結果を示す。静ばね定数は0Hzに対して\*印でプロットし、線と\*印の色は個体の違いを表す（凡例中ではNo.1～6と表示）。動ばね測定

表1 ばね特性試験の測定条件

実施項目	測定条件	
静ばね定数測定	0～65kN 負荷時の荷重-たわみ関係を測定し、2.45～61.8kNの荷重範囲データから静ばね定数を算出	
	加振周波数 (Hz)	加振振幅 (mm)
(a) スイープ加振	3～50	±0.5
動ばね定数測定	5	±0.5, 1.0, 2.0, 3.0, 4.0
	6	
	8	
	10	

表2 変位依存性緩衝ゴム単体でのばね特性測定結果

	静ばね定数 $K_s$ (kN/mm)	動ばね定数 $K_d$ (kN/mm)	動倍率 $K_d/K_s$
設計値	9.8 ± 10%	-	0.2以下
実測値 (N=6)	平均	9.86 (+0.7%)	0.04
	最大	10.43 (+6.4%)	0.08
	最小	9.27 (-5.4%)	0.03

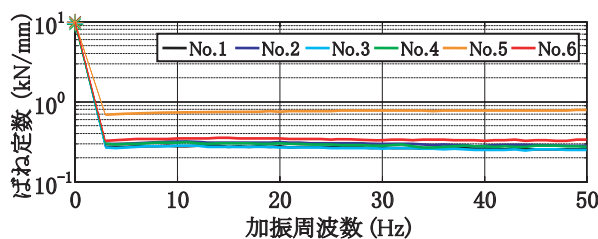


図4 静ばね定数とスイープ加振による動ばね定数測定結果

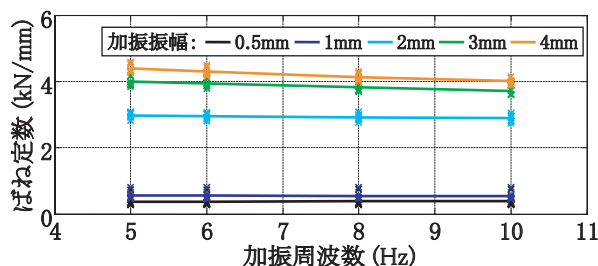


図5 スポット加振による動ばね定数測定結果

は3～50Hzで行ったため0～3Hzのばね定数変化は不明であるが、便宜上同じ個体の静ばね定数と動ばね定数の測定結果を破線で結んでいる。この図から、静ばね定数に比べ動ばね定数のばらつきが大きいこと、通常の緩衝ゴムに見られる周波数の上昇とともにばね定数が大きくなる傾向が開発品では小さいこと、などがわかる。

図5に、スポット加振により得られた動ばね定数を示す。この図では色の違いは加振振幅の違いを表す。×印は各個体の測定結果を表し、実線は各加振振幅に対し加振周波数ごとの全供試体の動ばね定数測定結果の平均値を結んだものである。この図から、加振振幅が大きくなるとばね定数も大きくなることがわかり、狙い通りの変位依存特性が得られていることが確認できる。

#### 3.2.2 耐久試験

耐久試験の荷重条件と試験結果を表3に示す。表中の荷重条件Aは、在来線において定員の250%乗車の荷重条件で常用ブレーキを作用させながら曲線を通過する状況を想定し、緩衝ゴムインナー金具軸直角方向とこじり方向の荷重を重畳させたものである。また、荷重条件B～Dは走行時に想定される車体と台車間の最大相対変位を考慮した荷重条件であり、試験条件Bは軸直角にねじりを重畳したもの、条件Cはねじり単独で、角度条件をBよりも厳しく設定したもの、条件Dはこじり単独で角度条件を厳しく設定したものである。いずれの条件も表に示した繰返荷重を負荷したあともJISの終了判定基準に到達しておらず、耐久性には問題がないことが確認された。なお、通常の緩衝ゴムの場合、耐久試験条件は表3の条件Aの荷重条件で、繰返回数軸直角16万回～30万回程度（こじり荷重はその半分）の場合が多い。

つぎに、インナー金具の軸方向（左右方向）に荷重を加

特集：車両技術

表3 変位依存性緩衝ゴム単体での耐久試験条件と試験結果

条件	記号	荷重			繰返回数	供試体数	終了判定基準 (JIS E4710-1995)	試験結果
		軸直角 (kN)	こじり (deg)	ねじり (deg)				
軸直角・こじり 同時載荷	A	± 31.59	± 6.7	-	軸直角 100 万回, こじり 50 万回	1	①静ばね定数30%低下 ②接着面積の10% を超える亀裂発生 ③ゴム部の異常変形	異常なし
軸直角・ねじり 同時載荷	B	± 31.59	-	± 5.8	軸直角 40 万回, ねじり 20 万回	2		異常なし
ねじり単独	C	-	-	-4.3 ~ +10.7	40 万回	2		異常なし
こじり単独	D	-	± 9.3	-	40 万回	2		異常なし

えてインナー金具と OUTER 金具間に相対変位を生じさせ、除荷後の復元性（元の状態に戻るか）を調べた。通常の車両は、車体・台車の左右方向の相対変位がストップ等により 30mm 程度に抑えられるように設計されるため、緩衝ゴムの OUTER 金具とインナー金具の相対変位もその範囲内であると考えてよい。ここではストップ間隔に 10mm 程度の余裕を考慮し、40mm 相対変位させても除荷後に中立位置に復元することを目標とし、表3のB～Dの各条件の試験前後に測定を行った。測定の結果、耐久試験前および条件C、Dの耐久試験後は40mm変位に対する復元性が確認できた。一方、条件Bの耐久試験後の復元性の限界は33mmであった。この値は目標とした40mmには届かなかったが、耐久試験の繰返し回数が通常品の耐久試験における目標値を上回る40万回実施後の数値であり、横方向荷重に対する復元性に特に問題があるとは考えていない。



図6 車両試験台での加振試験  
表4 輪軸アンバランスの条件

輪軸部位	輪軸種別	車輪径 D (m) (左右平均)	アンバランス量 (kg cm)	
			大	小
1位	アンバランス可変	0.8304	54.0	3.3
2位	通常	0.8307	13.4	
3位	通常	0.8309	12.6	
4位	アンバランス可変	0.8306	52.7	1.3

3.3 車両試験台における各種試験

3.3.1 車体振動抑制効果の検証

鉄道総研の車両試験台において輪軸回転による加振を行い、車体の振動加速度を測定する試験を実施した。供試車両は鉄道総研保有の試験用車両で、通常の通勤形車両相当のステンレス鋼製車体を持つが内装等は未設置（構体相当）である。また牽引装置は一本リンク式でヨーダンパは装備していない。輪軸アンバランスによる車体加振を模擬するため、供試車両の第1、4軸にアンバランス量を調整できるアンバランス可変輪軸<sup>2) 3)</sup>を使用し、第2、3軸には通常の輪軸を使用した。図6に車両試験台における加振試験状況を、使用した4対の輪軸のアンバランス量の設定条件を表4に示す。

輪軸アンバランス量の大小による車体振動への影響を緩衝ゴム通常品（以下、現状品）および開発品それぞれの場合について調べた。輪軸アンバランス量の条件はアンバランス可変輪軸（第1、4軸）を、表4のアンバランス大および小に設定した場合の2条件とし、事前に行った車体曲げ振動の固有モード解析結果に基づき、車体中央部に振動の腹を持つ曲げ振動モードが励起されやすい条件となるよう、速度 80km/h で車両試験台の軌条輪を等速回転させた。アンバランス量が大きと小それぞれの条件で測定された床中央の上下振動加速度の時系列波形を

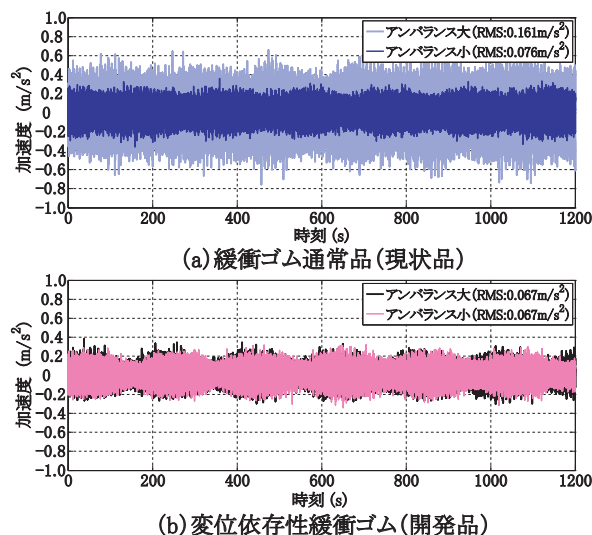


図7 車体床中央における上下加速度時系列波形  
(軌条輪回転速度 80km/h)

図7に示す。(a)は緩衝ゴム通常品の場合、(b)が変位依存性緩衝ゴムの場合であり、凡例中の数字は加速度実効値（RMS値）である。緩衝ゴムが現状品の場合、アンバランスが大きくなると車体振動増大が顕著になるのに対し、開発品の場合はアンバランスが大きくなっても車体振動の増大はほとんどない。この結果から、変位依存性緩衝ゴムを一本リンクに適用すると輪軸アンバランス

による車体加振を抑制できることが示された。

### 3.3.2 台車走行安定性に対する影響調査

変位依存性緩衝ゴムのばね特性が走行安定性に与える影響を調べるため、半車体相当の荷重枠を载荷（合計132.2kN）した台車を使い、車両試験台において蛇行動限界速度確認試験（以下、蛇行動試験）を実施した。供試台車は軸はり式の在来線用ボルスタレス台車（軸間距離2000mm）で、牽引装置は一本リンク式であり、ヨーダンパを装備している。

蛇行動試験は、軌条輪の回転速度（試験速度）を150km/h程度から5km/h刻みで上げ、速度ごとに第1軸の軌条輪を左右方向に振幅±3mm、周波数1Hz、連続3波の正弦波により強制変位させ、その後の輪軸左右振動変位の全振幅が6mmを超えた時の速度を蛇行動限界速度とする方法で実施した。また、今回の蛇行動試験は、一本リンク緩衝ゴムを現状品、開発品新品および開発品耐久試験実施品の3条件とし、ヨーダンパがない場合および1本を装備した場合についてそれぞれ蛇行動限界速度を調べた。ただし供試台車の構造上の制約から試験最高速度は250km/hとした。

試験結果を表5に示す。ヨーダンパなしの場合の蛇行動限界速度は、緩衝ゴムに現状品および耐久試験後の開発品を用いた場合は205km/h、開発品の新品を用いた場合は200km/hであった。また、ヨーダンパを1本装備した場合の蛇行動限界速度はいずれの条件も250km/h以上であり、緩衝ゴムの種別による違いは認められなかった。以上により、蛇行動安定性に関しても開発した変位依存性緩衝ゴムは現状品と同等であることが確認できた。

表5 蛇行動限界速度の測定結果

緩衝ゴム種別	蛇行動限界速度 (km/h)	
	ヨーダンパなし	ヨーダンパ1本装備
現状品	205	250以上
開発品 (新品)	200	250以上
開発品 (耐久試験後)	205	250以上

## 4. 本線走行試験による有効性確認

### 4.1 走行試験の概要

開発した変位依存性緩衝ゴムの有効性と走行性能に問題がないことが車両試験台における試験で確認できたことから、本線走行試験を実施した。

走行試験に先立ち、定置した車体の加振試験を行って固有振動特性を調査した。加速度測定点を図8に、得られた車体曲げ振動の固有モードのうち、今回の走行試験で乗り心地に関係が深いと考えられるものを図9に示す。

開発した変位依存性緩衝ゴムを一本リンクに適用して走行試験を実施した。今回の試験は約25km離れた2駅間を往復して行き、そのうち約20km区間を下記3条件で等速走行して、一本リンク緩衝ゴムが現状品の場合と開発品の場合を比較した。なお車輪径は平均0.819mであった。

・1往復目：105km/h（図9（c）のモードと共振）



図8 定置加振試験時の車体の加速度測定点  
（屋根，床：上下方向，側：左右方向）

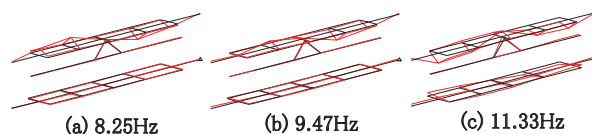


図9 供試車両の車体固有振動モードと固有振動数

- ・2往復目：90km/h（図9（b）のモードと共振）
- ・3往復目：83km/h（図9（a）の固有振動数に近い）

### 4.2 走行試験結果

上述のように輪軸間の車輪直径のわずかな違いや微小な滑りなどにより、輪軸アンバランスによる車体加振条件は走行中に常に変化すると考えられる。そこで復路全区間について短時間乗り心地レベル（短時間 $L_T$ ）の比較を行った。これは、測定された加速度時系列データを10秒おきに前後15秒ずつ合計30秒間分ずつ切り出して $L_T$ を求めたもので、通常の $L_T$ 算出法（3±2分のデータを使用）とは異なるが、軌道条件や輪軸アンバランス加振条件変化の影響をみるために採用した。図10に等速区間の速度83km/hの場合の短時間 $L_T$ を示す。上から（a）床中央（図8の測点床4）、（b）後位台車直上（同床6）の上下加速度から求めた短時間 $L_T$ をそれぞれキロ程（試験区間の始点を0kmとした）に対して示したもので、（c）はランカーブ（キロ程に対する速度）である。また、各図の緑線は緩衝ゴムに現状品、黒線は開発品を用いた場合を表す。これらの図より、多くの地点で開発品を用いた場合のほうが $L_T$ が小さく、乗り心地向上効果があることがわかる。別途実施した車輪の真円度測定結果から、今回の車両の輪軸アンバランス量は管理値内であったと推定され、走行試験ではそれほど大きな曲げ振動発生はみられなかったが、最大3dB程度の $L_T$ 改善効果が認められた。

つぎに、車体振動の車輪回転による加振成分について緩衝ゴム種別による違いを調べるため、図10のランカーブで網掛けを施した等速区間の加速度データを用い、3往復それぞれの速度に対応する輪軸回転周波数を含む狭帯域バンドパスフィルタ（BPF）を通した加速度RMS値を求めた結果を図11に示す。この図から、変位依存性緩衝ゴムを使用することで測点や速度によらず車輪回転による加振に対応する加速度RMS値が減少すること、輪

特集：車両技術

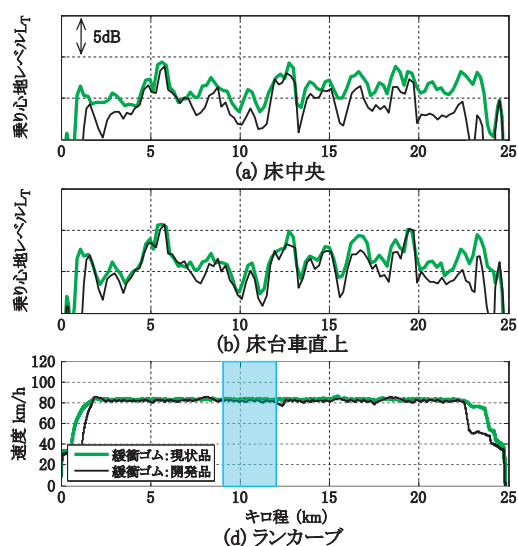


図10 走行時の短時間乗り心地レベルとランカーブ  
(等速区間の速度 83km/h)

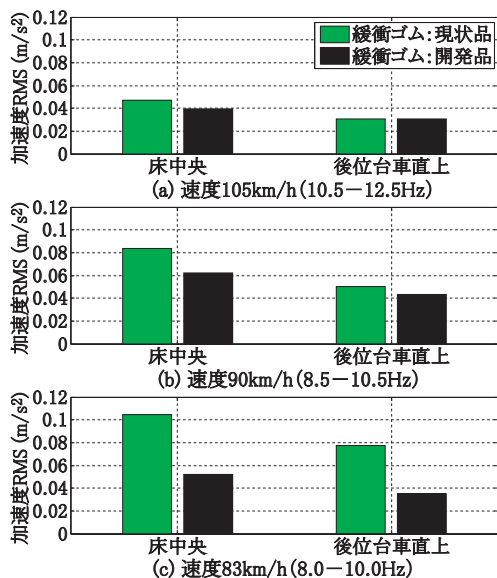


図11 狭帯域 BPF を通した上下加速度 RMS  
(括弧内は BPF の帯域)

軸アンバランス加振による応答加速度が大きいほど変位依存性緩衝ゴムの効果が大きいこと、などがわかる。

この区間の速度83km/h走行時の加速度パワースペクトル密度 (PSD) を図12に示す。凡例中の $\Delta L_T$ は緩衝ゴムが通常品の場合に対し、開発品を用いた場合の $L_T$ 変化量で、マイナスは乗り心地が改善されていることを示す。この図より、開発品を用いると輪軸回転周波数に対応する約9Hzのピークが大きく低下していることがわかる。

5. おわりに

輪軸アンバランスによる車体曲げ振動の加振を抑制するため、大振幅ではばね定数が大きく、微振幅ではばね定数が小さい、という特性をもつ牽引リンク用「変位依

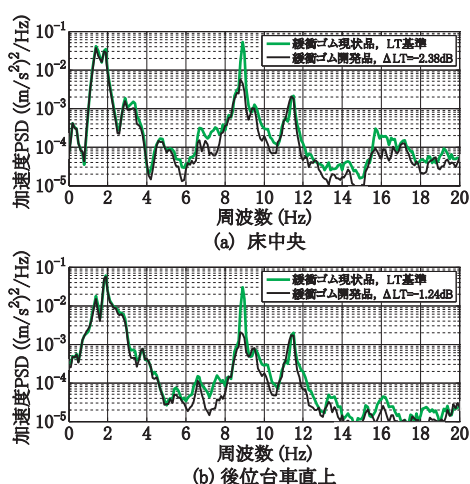


図12 走行時の上下加速度 PSD (速度 83km/h)

存性緩衝ゴム」を開発した。単体でのばね特性試験と耐久性確認試験、車両試験台での車体振動抑制効果の確認試験と蛇行動安定性確認試験等を行い、いずれも良好な結果を得た。さらに、営業線における走行試験を実施して実際の運転状態において輪軸アンバランスによる車体振動の抑制効果を確認した。今回の走行試験では輪軸アンバランス量は管理値内であったと推定され、それによる車体振動は顕著ではなかったが、最大3dB程度の乗り心地レベル改善効果が得られた。

今後は、微小隙間部への異物混入対策や経年による特性変化の調査などに取り組み実用化を目指すとともに、Zリンクなど一本リンク以外の牽引リンク装置や、より高い周波数を対象としたデバイスへの適用拡大も含めて検討することとしたい。

最後に、車両試験台での試験や本線走行試験に関して多大なご協力をいただいた西日本旅客鉄道株式会社の関係各位、変位依存性緩衝ゴムの開発にご協力いただいた東海ゴム工業株式会社の関係各位に謝意を表します。

文 献

- 1) 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
- 2) 瀧上唯夫, 富岡隆弘, 菅原能生, 山本大輔, 西村浩一: 輪軸の質量アンバランスが車体曲げ振動に与える影響とその低減対策の検討 (車両試験台による加振試験結果), 鉄道技術・政策連合シンポジウム (J-Rail2005) 講演論文集, pp.229-232, 2006
- 3) T. Tomioka, T. Takigami, A. Fukuyama and T. Suzuki: Prevention of Carbody Vibration of Railway Vehicles Induced by Imbalanced Wheelsets with Displacement-Dependent Rubber Bush, Journal of Mechanical Systems for Transportation and Logistics, Vol. 3, No. 1, pp.131-142, 2010.
- 4) 高速車両用輪軸研究委員会編: 鉄道輪軸, 丸善, pp.210-213, 2008