

## 動的限界性能検証に関する研究と車体傾斜試験

Validation Study for Vehicle Dynamic Gauge with Sway Test

市川 聡 Satoshi ICHIKAWA

鉄道車両の走行安全性を担保するために、車両の動的変位が建築限界へ侵入しないことを検証することはきわめて重要である。反面、輸送力確保、快適性確保のための車内空間確保も同時に要求される。車両限界が定義されていない場合、設計の初期段階で数値演算を用いた車両の動的挙動解析が行われる。本研究では、その結果に対して、現車を使用した車体傾斜試験（定置試験）および本線上での走行試験を行い、数値計算による車体ロールおよび左右変位の妥当性、精度を評価した。その結果、数値演算は、ほぼ正確に試験結果を評価でき、高い精度で車体の変位を算出できることを明らかにした。

It is extremely important to verify that the vehicle does not infringe the structure gauge in order to ensure safe operation. Meanwhile, larger size of car body is also required for maximizing carrying capacity and comfortable passenger space. When the vehicle gauge is not defined, the dynamic displacement of car body is calculated at the early design stage. This study has validated the calculated rolling and lateral displacement and evaluated their accuracy, compared with the results of sway test (stationary test) and running test using the actual vehicle on the main line. It has in consequence clarified that the calculation could determine highly accurate dynamic displacement.

### 1 はじめに

鉄道車両は、定められた限界に対して設計することで、地上構造物との衝突を避けている。限界は車両限界と建築限界が定められている。車両限界が定められていれば、静的な状態での車両の断面の大きさが決定できる。一方で、建築限界のみが定義されている場合、車両の設計には車両の動的な挙動を踏まえて、建築限界に侵入しないような設計を行わなければならない。この時、輸送力や車内の快適性の確保などのため、より大きな車体断面とすることも必要である。

海外では、UIC505-1およびUIC505-5、EN14363<sup>(1)</sup>、GM/RC2641などで、限界と車両挙動の考え方、試験方法などが規格化されている。

一般に設計段階では、数値演算により動的挙動を評価し、車体断面が決定される。そのため、車両の動的挙動に対する数値演算の定量的な評価は、車両の走行安全性には重要な役割を担う。

このような研究成果例<sup>(2)</sup>は、いくつか見られるが、数値解析、定置試験ならびに走行試験までを体系化してまとめられたものはあまりない。

そこで、本研究では車両の挙動を数値演算で評価するとともに、定置試験および走行試験結果と比較することで、数値演算結果の妥当性、走行試験での車体変位を評価した。

その結果、数値演算はほぼ正確に試験結果を評価で

き、高い精度で車両の動的挙動、車体の変位を算出できることを明らかにした。

本研究では、ある標準軌車両を対象として、研究を進めた。台車方式は、空気ばねを用いたボルスタレス台車である。

本車両に対しては、建築限界のみが定義されており、車両限界は定義されていない。

### 2 設計段階での数値演算

#### 2. 1 検討条件

検討を行うにあたり、車両の走行に関わる諸条件をまとめる。

##### 2. 1. 1 軌道条件

最大カント高さ	: 150mm
最大カント不足	: 110mm

##### 2. 1. 2 車両条件

荷重条件	: 空車と満員乗車時
空気ばね条件	: 正常時とパンク時
走行時の左右振動条件	: $\pm 0.1G$
車両速度	: 0 ~ 80km/h

##### 2. 1. 3 走行条件

これら軌道条件と車両条件とを組み合わせ、2通りの走行条件を用いた。

- a) 最大カント上に停車の条件
- b) 最高速度で最大カント不足と最大左右振動での走行の条件

## 2.2 数値演算

これらの条件を整理したうえで、数値演算により車両の挙動、具体的には車体の左右変位およびロール角変位を算出した。

数値演算には、SIMPACKを用いた。車両の解析モデルを図1に示す。なお、数値演算手法は、次章に示す定置試験との比較を考慮し、次の手法を用いた。

- a) 最大カント上に停車
  - 初期状態と最大カント上での停車との差分を調査するために、直線軌道にカント0と150mmとを設定した軌道を極低速で走行させる。
- b) 最高速度で最大カント不足と最大左右振動
  - a) と同様に直線軌道にカント0と最大相当カントとを設定した軌道を極低速で走行させる。
  - 最大相当カントは、最大カント不足と最大左右振動との方向に作用する場合を考慮する。最大左右振動は0.1Gであることから、相当カント高さは150mmと考え、最大カント不足量110mmとの和である260mmのカントを設定した。

ここで得られた車体の変位を基に、建築限界に侵入しない車体断面を設定した。

解析結果は、表1に車体ロール角変位を、表2に左右ストッパ部における台車枠と車体との間の相対変位をまとめる。なお、車体ロール角変位が3.5度の場合、車体上部での左右変位は175mm程度になる。従って、車体ロール角変位を精度高く算出できることが、特に重要な因子となる。

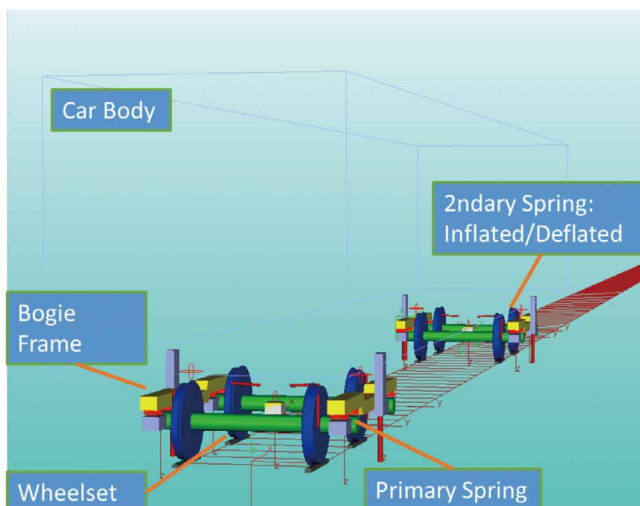


図1 解析モデル

表1 車体ロール角変位 (deg)

荷重条件	空車		満員	
	正常	パンク	正常	パンク
150mm	1.7	0.28	2.4	0.58
200mm	-	-	2.9	0.76
260mm	3.0	0.47	3.5	1.0

表2 左右ストッパ部車体左右変位 (mm)

荷重条件	空車		満員	
	正常	パンク	正常	パンク
150mm	18.2	21.4	22.6	25.6
200mm	-	-	25.1	27.8
260mm	22.4	25.1	27.6	29.6

なお、表1、2中のカント高さ200mmは、次章で述べる定置試験条件に合わせて、満員条件のみを解析した。

## 3 車体傾斜試験 (定置試験)

2.での解析結果を受けて、車体傾斜試験を実施した。試験は、EN14363:2005 4.3.3.1のMethod 1に従って実施した。試験条件は、基本的に解析条件と同じとした。

### 3.1 試験条件

荷重条件：空車および満員乗車時

空気ばね条件：正常時とパンク時

満員乗車時の条件では、車内に満員時の乗客相当の質量となる荷重を、鋼材および砂袋を用いて積載した(図2)。また、積載した荷重の重心高さは、乗客のそれと一致させ、数値演算とそのまま比較できるように設定した。これは、次章で述べる走行試験も同一の考え方で荷重を積載した。

試験はEN14363の要求に従って実施した。特に、空気ばねの自動高さ調整装置の調整棒を切り離して実施することが要求される。この際、車体傾斜試験の実施前後で空気ばねの高さの変化がなく、空気が十分に封じ込まれていたことも確認した。



図2 定置試験における満員荷重積載

### 3.2 試験方法

軸箱下部をジャッキで持ち上げ、車輪とレールとの間に適当なシムを挿入することで規定の車輪持ち上げ高さを設定した(図3)。安全を考慮し、1台車ごとにジャッキアップを実施した。段階的に車輪を持ち上げ、持ち上げ高さ25mm, 50mm, 111mm, 150mm, 180mm, 200mm, 220mmおよび260mmにて測定を行った。測定は、持ち上げ時とともに下げる時にも段階的に実施し、1サイクルとした。なお、満員乗車時の荷重では、車体の転倒に対する安全性を考慮して、200mmまでの試験とした。

また、EN14363に従い、ヒステリシスを確認する目的で、これらサイクルを右上げ→左上げ→右上げの順で3サイクルを実施した。



図3 車輪持ち上げ高さの設定

### 3.3 安全装備

車体を大きく傾斜させることから、作業の安全性には十分な配慮を行った。試験中、転覆や枕木方向への滑りの発生の可能性があったため、次の安全策を取り入れた。

- a) 車体重心位置からの重錘の吊り下げ(図4)
- b) 車体ジャッキ受下への転倒防止(図5)
- c) 車輪の横滑り防止策の実施
- d) 満員条件の荷重に対する滑り防止
- e) 満員条件では差圧弁の取り外し

本試験では、実走行時には発生しない傾きを与えた。この時、差圧弁が動作するといわゆるカント負けが生じ、車体が大きく傾いてしまう。それを防ぐため差圧弁を取り外し、空気ばね内の空気を封じ込め、所定のロール剛性を確保した。



図4 車体重心位置から重錘の吊り下げ



図5 車体の転倒防止策



### 3.4 測定項目

最終的な安全性の判断基準は、車体と建築限界との関係であるが、ここでは数値演算との比較を行うため、次の項目を測定した。これら数値は、車輪持ち上げ後、車体が安定した状態で測定を行った。

- 車体ロール角度（水平面に対する角度）
- 輪軸ロール角度（水平面に対する角度）
- 左右ストッパゴム高さにおける車体と台車枠との間の左右変位
- 軸箱支持装置の左右変位

これらに基づき、車体のロール角変位および左右変位を求めた。測定結果を図6～9に示す。図6、7に、輪軸に対する車体のロール角変位の測定結果を、図8、9に、左右ストッパゴム高さにおける車体と台車枠との相対変位を示す。

図6に示す空気ばね正常時の車体ロール角変位では、車輪持ち上げ高さに対してほぼ線形の増加が見られる。この車両では、車体のロール角変位が1.7度程度になると圧縮作用をしている空気ばねの上下面板が接触する。上下面板の接触が発生すると、その後は下部の防振ゴムに支えられ、上下ばね定数が大きくなることにより変位が抑制される。しかし、車体のロール角変位を観察するとそのばね定数の大きさほど非線形性を生じていない。このことから、車体ロール角変位は、空気ばねのストッパ当たり後もそれまでと同じ割合で増大すると考えられる。ただし、車体ロール角変位が2.5度を超過するような大変位となった場合は、ロール角変位の増加が若干緩やかになる傾向が見られる。

図8、9に示す左右ストッパゴム高さにおける左右変位は、持ち上げ時と下げ時との変位が異なる結果であった。これは、左右ストッパゴム特性に大きく依存するため、ゴムのヒステリシスの影響である。

また、図9に示す空気ばねパンク時では、下げ時の変位は元に戻りにくい。逆方向の持ち上げを行い、車輪持ち上げ量が111mmとなった時点ですべるような変位を発生させた。この変位発生は荷重条件に依らずほぼ同じタイミングで観察された。この時の輪軸の水平面との間でなす角はおおよそ4.3度(0.07rad)である。この結果から、空気ばねの上下面板の接触面における摩擦係数は、0.07程度で安定していることが推測できる。

また、図9に示す車体左右変位のうち、空車時の変位の履歴を見ると、全体的に上側に偏っているように見られる。最大車輪持ち上げ両の260mmの場合、正の領域では29mmとなっているにもかかわらず、負の領域では22mm程度の変位である。平均値は25.5mmである。

このことから空車条件での試験は、空車時の試験では空気ばね正常の試験に引き続いて実施したため、初期に左右変位が生じた状態から試験を実施してしまった可能性がある。ここでは、初期変位がなかったものとして数値を整理することにする。

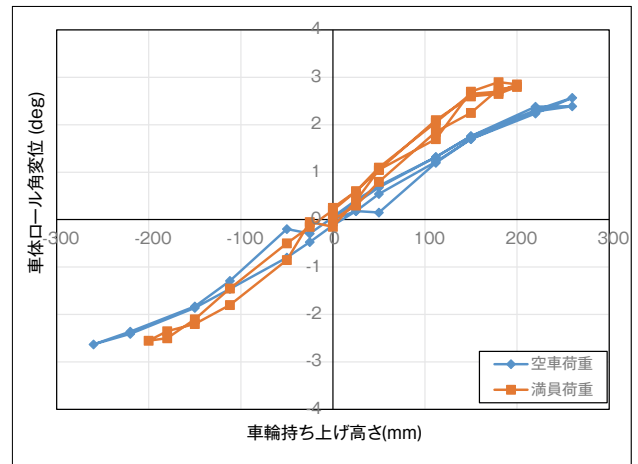


図6 車体ロール変位の測定結果（空気ばね正常）

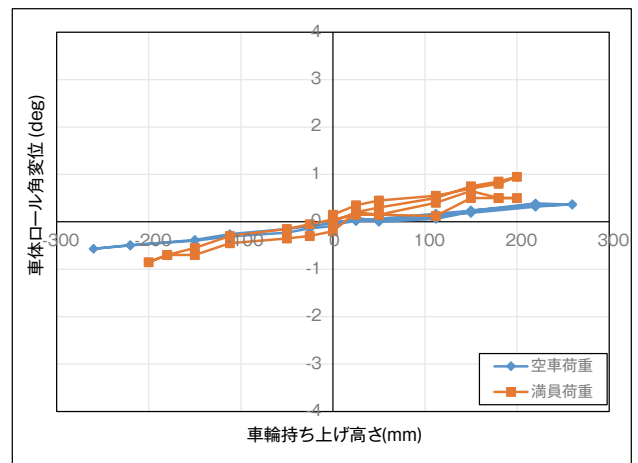


図7 車体ロール変位の測定結果（空気ばねパンク）

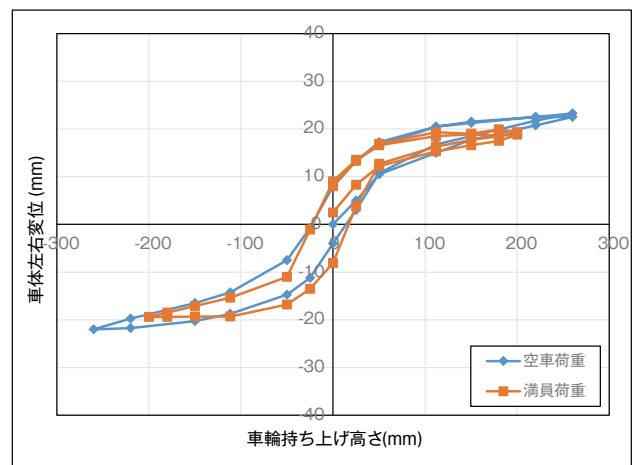


図8 車体左右変位の測定結果（空気ばね正常）

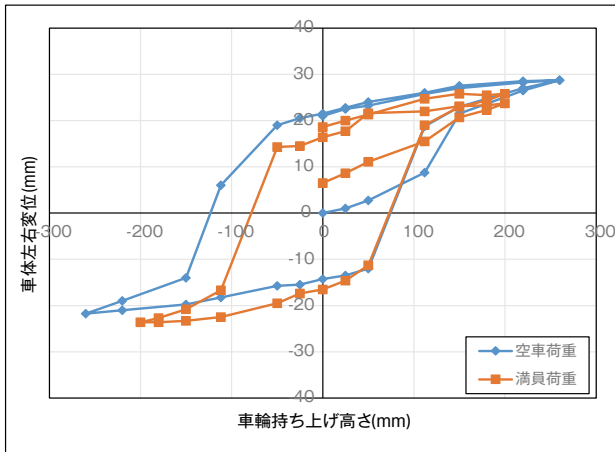


図9 車体左右変位の測定結果（空気ばねパンク）

#### 4 走行試験

2., 3. での結果を受けて、現車を用いた本線走行試験を実施した。EN14363:2005 4.3.3.2のMethod 2に従って実施した。試験条件は、基本的に解析条件と同一とした。

一般にEN14363での要求は、Method 1または2のいずれかを実施すればよいが、本研究では規格要求事項の比較を行うため、Method 1および2の両方を実施した。

##### 4.1 試験条件

荷重条件：空車および満員乗車時

空気ばね条件：正常時とパンク時

EN14363の要求に従い、定置試験と異なり空気ばねが正常な条件では、自動高さ調整装置を通常どおり接続して走行試験を行った。

走行試験の条件は、本車両が走行する区間の全線において、通常速度とした。

##### 4.2 測定項目

EN14363:2005 4.3.3.2に従い、車体床面および軸箱左右加速度を測定した。車体床面加速度は、車端付近の床面に加速度計を設置した。軸箱左右加速度は、車体床面加速度測定位置に近い台車の軸箱体1ヶ所に加速度計を設置した。そこで、曲線通過中に発生するカント過不足に対して、準静的な加速度を評価した。

この時、空車条件、空気ばね正常の場合、軸箱左右加速度と車体床面左右加速度との測定結果の例を図10に示す。この結果から、走行中の準静的な軸箱左右加速度と車体床面左右加速度とは、線形の関係があることがわかる。

この結果を直線近似し、EN14363に従い傾きを傾斜係数 $S_R$ として算出し表2に示す。

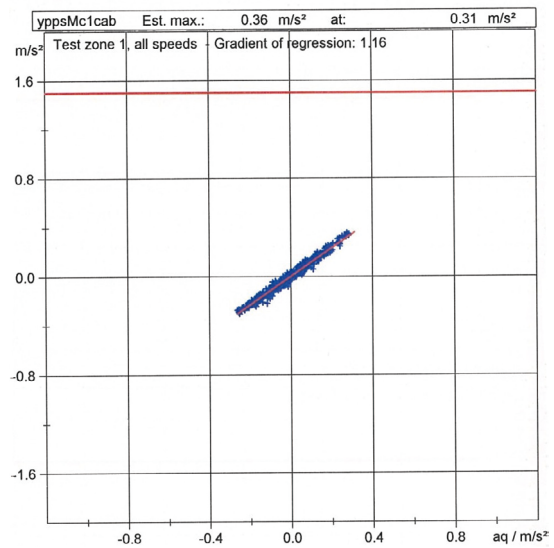


図10 車体床面左右加速度と軸箱左右加速度との関係（空車時、空気ばね正常の場合）

表2 傾斜係数  $S_R$

空気ばねの状態	正常時	パンク時
空車時	0.15	0.06
満員時	0.19	0.08

#### 5 妥当性評価

数値解析の妥当性を評価するために、定置試験を実施した。さらに走行試験結果を踏まえて、さらなる検証を実施した。

##### 5.1 数値解析と試験結果（定置試験）

車輪の片側を持ち上げることによる車体ロール角変位、車体台車間の左右変位について、数値解析と定置試験結果とを比較した。なお、試験は3サイクルの連続実施を行ったが、数値解析との比較に対しては、ヒステリシスの影響を受けない初回の持ち上げ時のデータを用いた。その結果を図11～14に示す。図中、試験結果を実線で、数値演算を破線で示して比較する。

図11, 12に空気ばね正常時の比較結果を示す。空気ばねが正常の状態のほうが、車体の変位が大きくなるため、この場合の評価が重要である。

図11に示す車体の変位に大きく寄与する車体ロール角変位は、空車、満員ともほぼ一致しており、数値演算は精度高く評価できることがわかった。数値演算は、空気ばね上下ばね定数を通常の空気ばねモデルを用いており、そこには自動高さ調整装置の影響を受けないモデル

である。試験も同様に高さ調整装置を取り外しており、両者の条件が一致していることから、数値演算の妥当性が示される。

図12に示すストッパ部の左右変位は、空車時ではほぼ一致する。これに対して、満員荷重時では車輪持ち上げ高さに依らず、数値演算のほうが5mm程度変位が大きくなる結果であった。ストッパゴムは初期すき間を有しており、そのすき間分の変位を生じる前から変位に差があることから、空気ばねの左右剛性が実車ではより大きめとなっていることが推測できる。

続いて、図13、14に空気ばねパンク時の比較結果を示す。

図13に示す車体ロール角変位は、空気ばねがパンクしてばね定数の大きな防振ゴムで支えられることから、変位は小さく、また、数値演算と良く一致している。

一方で図14に示すストッパ部の左右変位は、空車時の260mm持ち上げ以外では、試験結果のほうが数値演算より小さい変位となっている。

数値演算では、空気ばね上下面板間の摩擦を考慮しているものの、車体が傾斜するとすべりを発生していた。その結果、車体の左右変位量の決定には、空気ばね上下面板間の摩擦は寄与せず、左右ストッパゴム特性だけで決定された。一方で、試験結果では、ある程度摩擦で保持する荷重が存在する。特に空車荷重での111mm以下の車輪持ち上げ量の場合、これが顕著に現れ、試験結果は数値解析結果より変位が著しく小さかった。満員荷重では、両者の差はほぼ一定に5mm程度であり、摩擦力がある程度寄与しながら車体左右変位が決定されることが考えられる。

空車時の260mm持ち上げの場合の変位は、この結果のみ試験結果のほうが大きかった。ただし、3.4節でも考察したとおり、左右方向に初期変位を生じていた可能性がある。左右の持ち上げの変位の平均値を考慮すると、試験結果の当該変位は、25mm程度となり数値演算結果とほぼ一致する結果となる。

これらを考慮すれば、左右変位の解析結果は、十分に実車を模擬できる解析が行えることが明確となった。

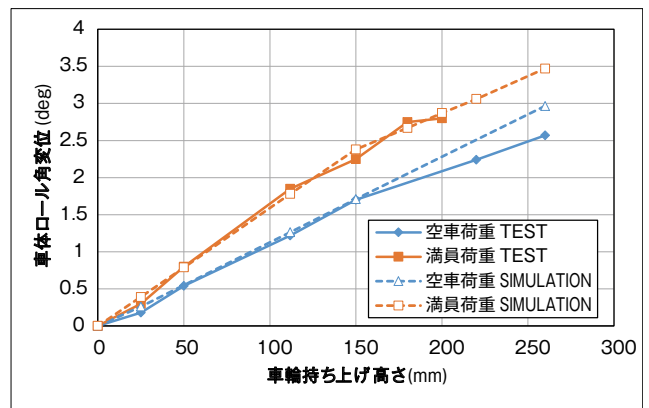


図 11 車体ロール角変位（空気ばね正常時）

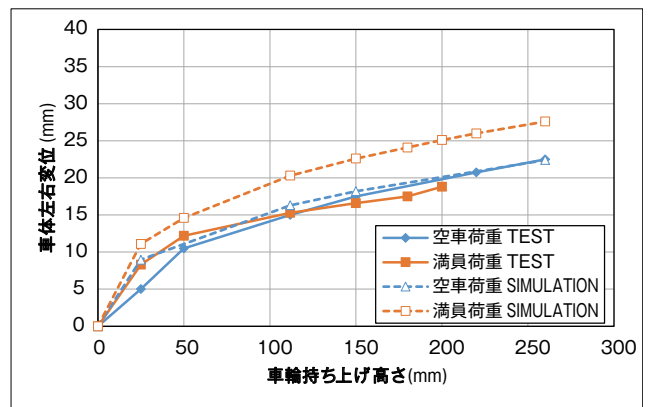


図 12 ストッパ部左右変位（空気ばね正常時）

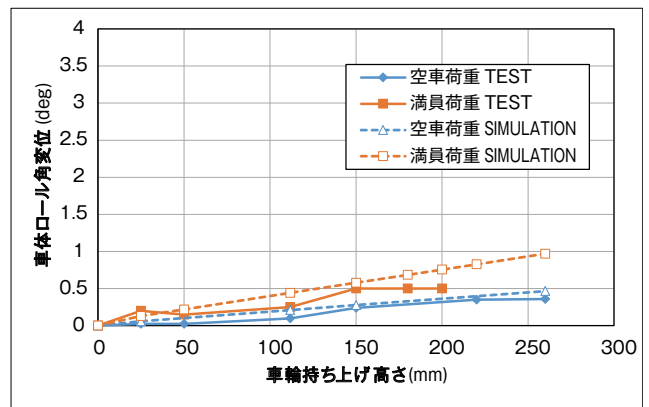


図 13 車体ロール角変位（空気ばねパンク時）

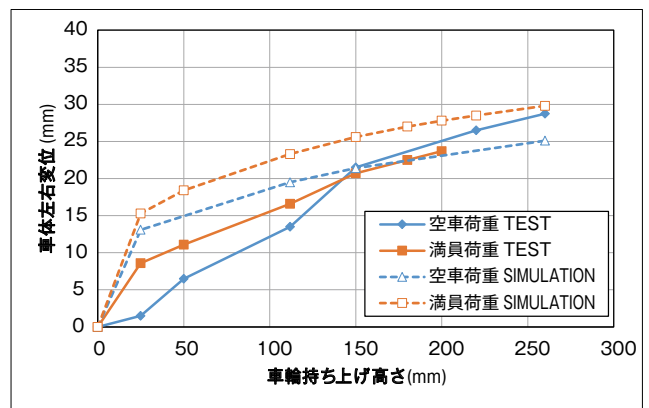


図 14 ストッパ部左右変位（空気ばねパンク時）

## 5.2 傾斜係数

前節で車体のロール角変位について、数値演算と定置試験との結果で妥当性を評価した。一方で、いずれも自動高さ調整装置がない状態を模擬しており、実走行の状態とは異なる条件での比較であった。これを受けて、現車の走行試験において車体の傾斜を測定し、実走行での車体傾斜を確認した。ここでは、参考として空気ばねパンク時のデータも同様の手法で整理する。

車体のロール角変位の評価は、EN14363に示される傾斜係数 (Roll Coefficient)  $S_R$  とした。

定置試験では、輪軸のロール角に対する車体のロール角変位をプロットし、その傾きを求めることで傾斜係数  $S_R$  を得られる。その結果を図15, 16に示す。

図中に示される数式のxの係数が傾斜係数  $S_R$  となる。

走行試験で得られた傾斜係数は、4章に示されるので、数値をまとめると表3、図17となる。

この結果、走行試験の傾斜係数は、定置試験の1/2程度であった。これは自動高さ調整装置の動作の有無によるものである。このことから、空気ばね正常時の走行試験での車体ロール角変位は、数値解析や定置試験の結果より十分小さい結果となることが明確である。

ただし、走行試験の結果は準静的な車体ロール角変位の結果であり、最大値を示すものではない。そのため、走行中に発生する、動的な車体ロール角変位の最大値は評価できていない。

したがって、本研究における数値演算や定置試験による車体ロール角変位は、実走行状態のおおよそ1/2を準静的な変位と残りを動的変位に使えるものとして算出していると考えるのが妥当である。

また、空気ばねパンク時の結果は、傾斜係数の値は小さいが、ほぼ同じ程度の結果を得た。従って、空気ばね部の条件を同一とできれば、定置試験と走行試験とでほぼ同一の結果を得られる。また、空気ばねパンク時には、空気ばねの防振ゴムばね定数は比較的大きく車体ロール角変位は小さいことから、建築限界に対しては余裕がある。

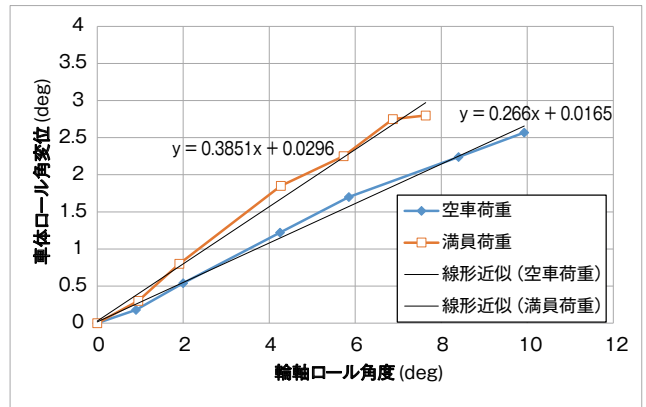


図 15 定置試験での傾斜係数  $S_R$  (空気ばね正常時)

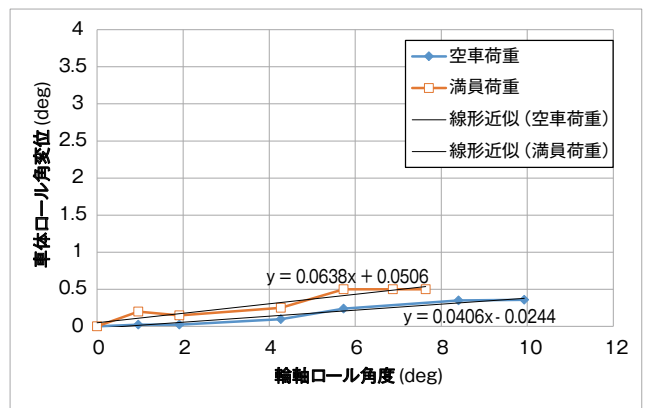


図 16 定置試験での傾斜係数  $S_R$  (空気ばねパンク時)

表 3 傾斜係数  $S_R$

荷重条件	試験条件	空気ばね条件	
		正常時	パンク時
空車時	定置試験	0.27	0.04
	走行試験	0.15	0.06
満員時	定置試験	0.38	0.06
	走行試験	0.19	0.08

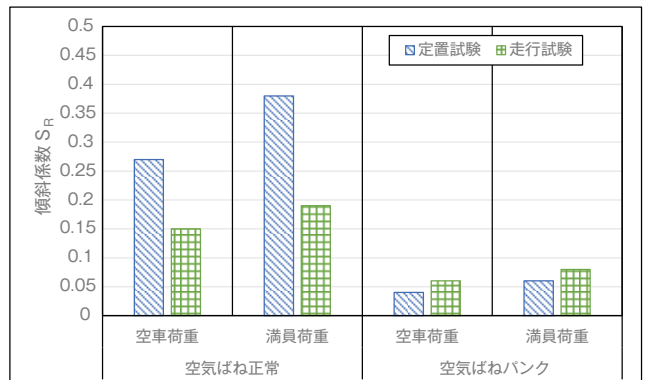


図 17 定置試験での傾斜係数  $S_R$  (空気ばねパンク時)



### 5.3 車体変位

本研究結果から得られた車体の最大変位と建築限界との関係を図示すると図18となる。図18は、さまざまな条件から車体が最も建築限界に近接する場合である。

この結果、全てを考慮した最大変位と建築限界の間にはまだすき間があり、当該車両は与えられた建築限界に対して安全に走行できることが示された。

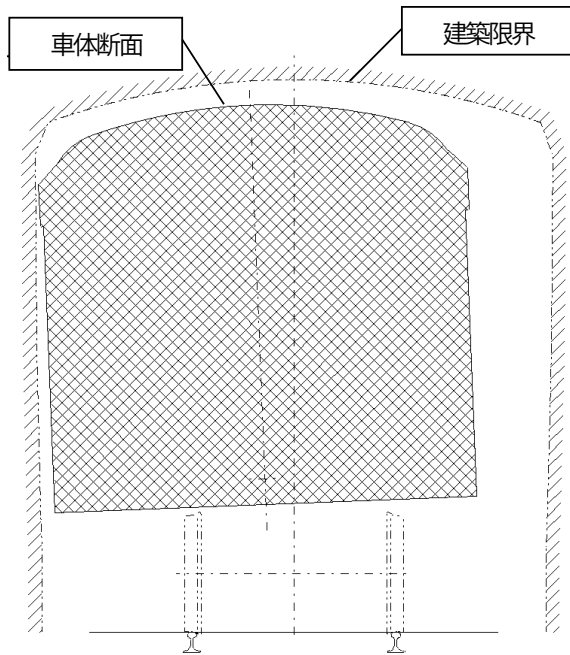


図 18 車体最大変位と建築限界との関係

は動的な変位の評価を行っていないため、今後の課題である。

本研究成果は、今後の輸出車両へのより精度高い数値演算へ適用できる。その結果、より大きな車体断面を有する車両の実現の可能性があると同時に、より確実な車両の地上建造物との接触防止に役立つものと期待できる。

### 参考文献

- (1) BS EN14363:2005, Railway applications – Testing for the acceptance of running characteristics of railway vehicles – Testing of running behaviour and stationary tests
- (2) 干鯛正隆, 他: 「英国向け高速鉄道車両の定置試験」, J-RAIL2007講演論文集, 669-670, (2007)

### 著者紹介



市川 聡  
技術士（機械部門）  
生産本部  
技術部（台車設計）主任技師

## 6 まとめ

本研究により、次のことを明らかにした。

- 1) 試験に先立ち実施した数値演算による車体ロール角変位は、ほぼ定置試験結果どおりである。車体ロール変位は、車体上部の左右変位に大きな影響を及ぼすので、精度高い演算が必要となる。
- 2) 左右ストッパ高さにおける車体左右変位の演算は、5mm程度の差で一致する。
- 3) 走行状態における車体ロール角変位は、自動高さ調整装置の動作があるため、数値演算に対して十分小さい結果である。

これらの結果から、車体左右変位および車体ロール角変位の数値演算による算出は、定置試験結果に対して十分精度高く算出できることがわかった。さらに、実走行状態を考慮すると、準静的な車体ロール角変位は自動高さ調整装置の動作により、数値演算や定置試験に対して1/2程度の変位であることがわかった。ただし、ここで