

# 大変位する車両 2 次サスペンションの性能試験

鉄道力学研究部 車両力学  
副主任研究員 飯田浩平

## 1. はじめに

地震時の車両の走行安全性の検討は、その性質上、数値シミュレーション解析と振動台上の加振試験が中心となっている。これまでに振動台を用いて実施した実台車加振実験の結果を用いて数値シミュレーションの検証を行ってきた<sup>(1)</sup>。地震時には車両が大きく変位して振動するため、ばね・ダンパの特性が通常走行時とは変化する可能性がある。

地震時の車両運動シミュレーションを高い精度で実行するには、大変位時のばね・ダンパ特性を把握することが必要である。一方で、台車組立状態での実際の振動形態あるいは車両挙動における各 부품の振動性能を把握する必要があるが、大変位時の性能を調べるのは難しい。

鉄道総研では、大変位時の車体一台車間の 2 次サスペンションの挙動調査に特化した、大型振動台により運用する車両 2 次サスペンション試験装置を開発した。本発表では、開発した装置の概要と、これを用いて実施した加振試験の結果を報告する。

## 2. 車両 2 次サスペンション試験装置の構成

図 1 に車両 2 次サスペンション試験装置を示す。本装置は、大変位時の車体一台車間の 2 次サスペンションの挙動調査を目的に開発した。装置は実物の新幹線用台車を基に製作し、基礎部、台車枠部、荷重枠部から構成されている。この台車枠部と荷重枠部の間に供試空気ばねおよびダンパ類を配置し加振試験を実施する。この際、供試体の形状に合わせた取り付け用アダプタを製作することにより、様々な種類のものに対応が可能である。なお、2 次サスペンションの特性を把握しやすくするため、車輪・レールを排し、軸箱体までを基礎部として剛に振動台に結合し、台車枠が基礎部から 1 次ばね系（軸ばね、軸ダンパ）で支持されている。また、本装置は 1 台車半車体モデルであり、半車体に相当する荷重枠は 1 対の空気ばねで支持されるため、荷重枠の転倒を防止するため基礎部を介して振動台と荷重枠との間に転倒防止リンクが設けられている。この転倒防止リンクにより、荷重枠は前後・ヨー・ピッチ方向の運動を拘束され、上下・左右・ロール方向の平面内の運動のみとなる。本試験装置の主な諸元を表 1 に示す。

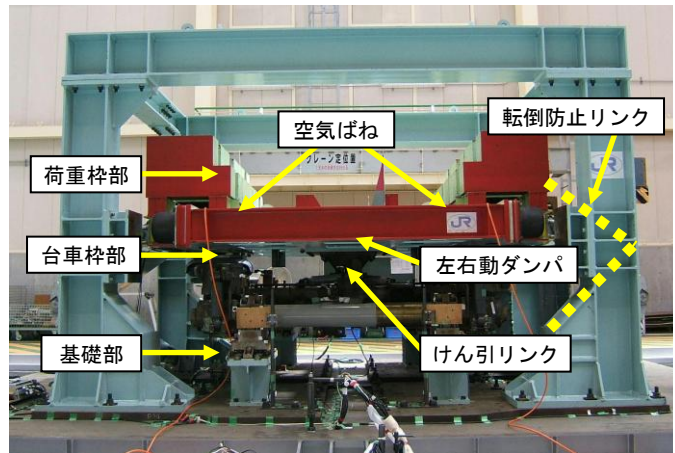


図 1 車両 2 次サスペンション試験装置

表 1 主な諸元

荷重枠質量	13200 kg	空車相当
	16200 kg	定員乗車相当
台車枠質量	1700 kg	ばね間質量
1 次ばね剛性	940 kN/m	1 軸箱あたり
台車枠部最大寸法	幅 3.1m×長さ 3.1m	

### 3. 空気ばね特性測定試験

#### 3.1 空気ばね力測定法

本試験ではいくつかの方法で空気ばね発生力の測定を行った。各測定方法において顕著な差が見られなかったため、圧電型フォースセンサを用いた測定方法を採用し、以後の検討に用いた。このセンサは比較的小型なため、簡易な治具（スペーサ）を用意することで空気ばねと荷重枠間、もしくは空気ばねと台車枠間で発生力を測定する事ができる。また、三成分フォースセンサとなっており、一つのセンサで上下力、左右力、前後力を測定する事ができる（本試験では左右・上下の平面内運動のため、前後力は用いない）。なお、このセンサは容量が小さいため図2に示すように、3つを一組として使い、それぞれのセンサ出力を合計して上下力、左右力とした。

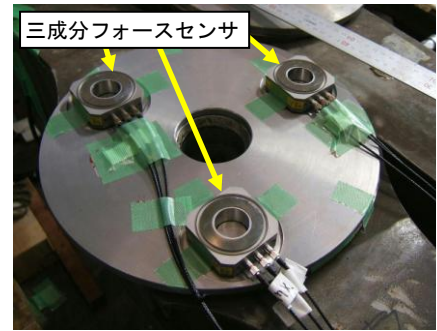


図2 圧電型三成分フォースセンサを用いた空気ばね発生力測定

#### 3.2 空気ばね力測定結果

空気ばね変位および空気ばね発生力の測定結果の一例を図3に示す。図中、変位については空気ばね上面板の積層ゴム上面に対する相対変位を示し、力については台車枠が空気ばねより受ける力を示している。図3(a)より、加振周波数が0.5Hzの場合には、上下・左右方向とも力と変位がほぼ同相であった。一方、図3(b)より、加振周波数が1.8Hzの場合には、上下方向についてはほぼ同相であるが、左右方向については位相差が約90度であった。このように、左右方向については、力と変位の位相差が周波数により大きく変化することがわかった。また、加振周波数0.5Hzにおいて、上下力にやや鋭いピークが存在するが、これは空気ばね上面板が積層ゴム上面に接触したことによる。

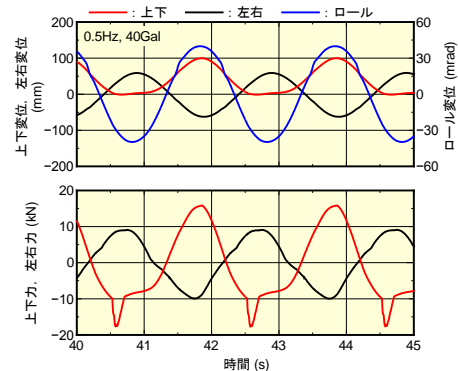
### 4. 空気ばねモデルの検討

#### 4.1 左右力モデル

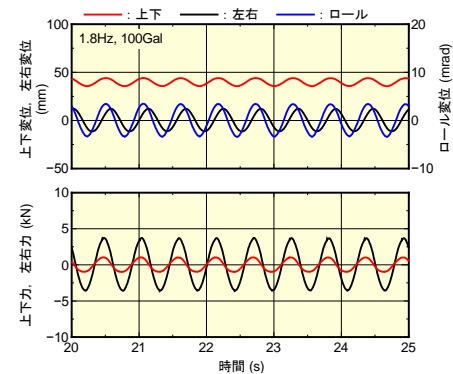
空気ばねの左右力については従来線形のばね系でモデル化されている。一方、第3.2節で示したように、左右変位と左右力で周波数により位相が大きく異なるため、単純な線形ばね系でモデル化できないことがわかる。今回の試験では周波数0.5Hz付近では下心ロール、1.8Hz付近では上心ロール、2Hzを超える周波数領域では車体はほぼ水平に振動しており、それぞれの加振周波数で左右変位とロール変位の位相差が異なる。そこで、減衰要素および空気ばねのロール変位による左右力も考慮し、空気ばね左右力  $F_y$  を次式で表せると仮定した。

$$F_y = k_y \cdot y + c_y \cdot \dot{y} + k_{\phi y} \cdot \phi + c_{\phi y} \cdot \dot{\phi} \quad \dots (1)$$

ここで、 $k_y$ ,  $c_y$ : 左右ばね定数・減衰係数、 $y$ : 空気ばね左右変位、 $k_{\phi y}$ ,  $c_{\phi y}$ : 左右・ロール連成ばね定数・減衰係数、 $\phi$ : 空気ばねロール変位である。



(a) 加振周波数 0.5Hz



(b) 加振周波数 1.8Hz

図3 空気ばね変位および発生力の測定結果

加振試験より  $k_y, c_y, k_{\phi,y}, c_{\phi,y}$  を同定し、変位および速度の測定結果と同定したばね定数・減衰係数を用いて計算した左右力と実際の左右力測定結果の比較を左右変位－左右力のリサーチ線図として図 4 に示す。図 4 より、周波数に依存しないばね定数・減衰係数でモデル化した式 (1) の仮定が、十分な精度で空気ばねの左右力を表現できていることがわかる。

#### 4.2 上下力モデル

空気ばねを最も単純なばね・減衰並列系でモデル化し、次式の関係より空気ばね上下ばね定数  $k_z$ 、上下減衰係数  $c_z$  を同定した結果を図 5 に示す。

$$F_z = k_z \cdot z + c_z \cdot \dot{z} \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここで  $F_z$  : 空気ばね上下力、 $z, \dot{z}$  : 空気ばね上下変位・速度で実験結果より得られる。

図 5 より、ばね定数については周波数によらず一定であるものの、減衰係数は周波数が高くなるにつれてやや小さくなる傾向となった。ここで、上下ばね定数  $k_z$  を 250kN/m、上下減衰係数  $c_z$  を 12kNs/m と固定し、前項と同じように変位および速度から空気ばね上下力を計算した結果を図 6 に示す。図 6 中、0.5～0.6Hz で計算値と実験値が大きく異なっている。これは実験値が図 3(a) に示したように空気ばね上面板が積層ゴム上面に接触していたことによる力を含んでいるのに対し、計算値ではこの接触を考慮していないためである。同定の対象はこれら接触の無い状態の空気ばね力である。なお、車両運動シミュレーション (VDS: Vehicle Dynamics Simulator) においては接触時を考慮し積層ゴムのばね定数を入れて計算を行っている。図 6 より、空気ばねを単純にばね・減衰並列系でモデル化しても、計算値と実験値は概ね良い一致をしているといえる。したがって、地震時の空気ばねの上下力に関して、ばね・減衰並列系を用いても実用上大きな問題は生じないと考えられる。

空気ばねの有効受圧面積変化や本体・補助空気室容量比を考慮し、図 7 に示すようなモデル化を行う場合もあるが、高周波数領域において図 7 のモデルを用いなくてもよい理由としては、本試験が地震を対象とした左右方向の加振をしており、高周波数領域では上下変位があまり大きくなならないという点が挙げられる。

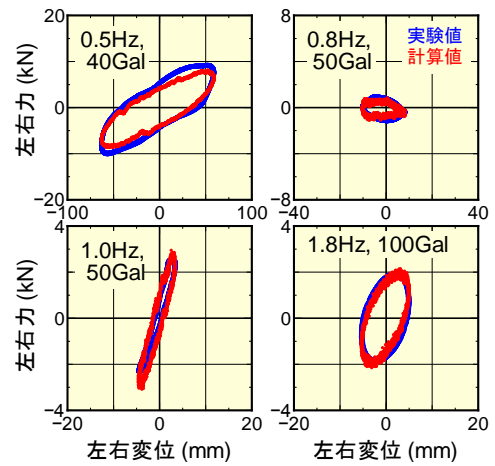


図 4 空気ばねの左右力－左右変位のリサーチ線図

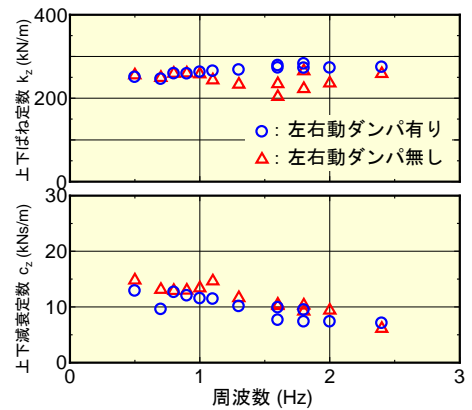


図 5 上下ばね・減衰同定結果

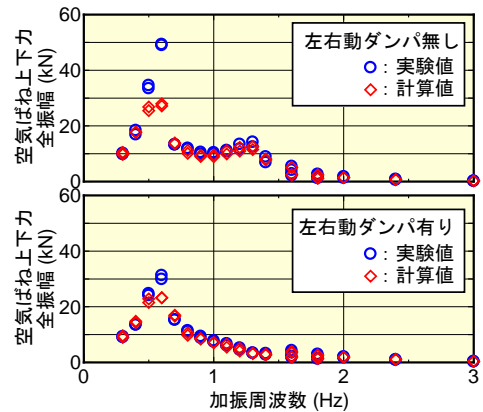


図 6 上下力に関する計算値と実験値の比較

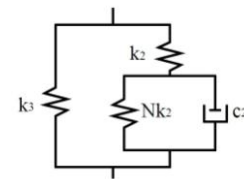


図 7 他の空気ばね上下力モデル例

### 4.3 車両運動シミュレーションへの影響

提案した空気ばねモデルの車両運動シミュレーションへの影響を調べるため、新幹線車両の空気ばね左右力に提案モデルを適用し、地震時走行安全性解析を行った。得られた安全限界振幅を従来モデルを用いた場合とともに図8に示す。図8より、提案モデルと従来モデルでは平均約7%の差異が生じることがわかった。

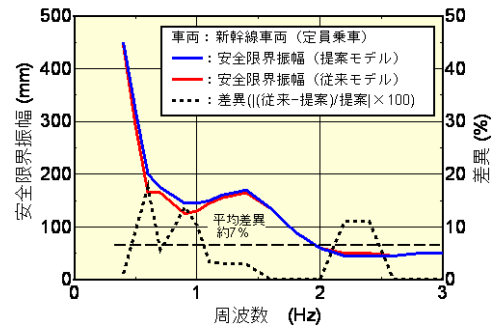


図8 提案モデルと従来モデルの地震時走行安全性解析結果に関する比較

### 5. 空気ばね異常時試験

車両2次サスペンション試験装置は、空気ばねなどの供試体を実車と同等に取り付け可能であることが特徴である。そこで、その特徴を活かし、地震時に空気ばね高さ調整弁連結棒 (LV 棒) が折損することを想定した試験を行った。空気ばね変位がある程度以上大きくなると上部と下部が分離するLV棒 (折損LV棒) を製作し、加振中に折損LV棒が分離 (折損) した後の過渡現象を調べた。空気ばね高さと空気ばね内圧の実験結果を図9に示す。図9より、LV棒が折損した場合、折損した側の空気ばねは排気されていくが、空気ばね上面板が積層ゴム上面に強く接触し、積層ゴムで荷重枠質量を支持 (以下、「着座」と記す) するまでは内圧の低下は見られず、差圧弁も動作せず折損しない側の空気ばねは排気されないことがわかる。各加振周波数における、LV棒折損後空気ばね着座までの時間を図10に示す。図10より、1本折損・両方折損条件で空気ばね着座までの時間に顕著な違いは生じず、着座まで少なくとも20秒以上かかることがわかった。

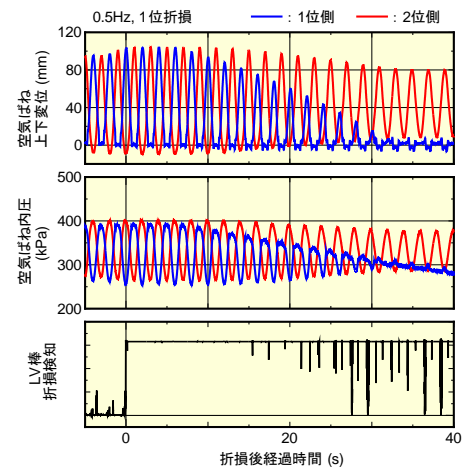


図9 LV棒折損後の空気ばねの過渡現象

### 6. まとめ

本報告で紹介した車両2次サスペンション試験装置は空気ばねや左右動ダンパなどの供試体を実車と同等に取り付けた状態で試験できる。本装置を用いた空気ばね特性試験を行い以下の結果が得られた。

- (1) 周波数依存性が無く、かつ大きな左右・ロール変位で精度が高い、地震時の車両挙動解析に使いやすい空気ばねモデルを提案した。
- (2) 地震中に空気ばね高さ調整弁連結棒が折損した場合の空気ばね過渡特性を明らかにした。

今後、大変位・高精度なパラメータを要求される調査等に本装置を活用するとともに、提案したモデルの各パラメータの値を理論的に求める手法についても検討を行っていく予定である。

### 参考文献

(1) 宮本・松本・曾我部・下村・西山・松尾：大変位軌道振動による実物大鉄道車両の加振実験，機論C，71-706，pp.1849-1855，2005

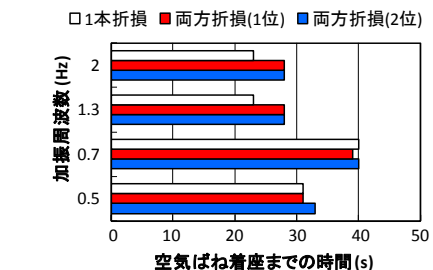


図10 LV棒折損後空気ばね着座までの時間