

1501 正弦波大変位振幅の実台車加振実験

Full-scale Experiment on Dynamic Behavior of Railway Vehicle against Track Vibration

○ [機] 宮本岳史 (鉄道総研) [土] 松本信之 (鉄道総研) [土] 曾我部正道 (鉄道総研)
[機] 下村隆行 (鉄道総研) 西山幸夫 (鉄道総研) [機] 松尾雅樹 (テス)

Takefumi MIYAMOTO; Railway Technical Research Institute, 2-8-38 Hikari-cho Kokubunji-shi Tokyo
Nobuyuki MATSUMOTO; Railway Technical Research Institute
Masamichi SOGABE; Railway Technical Research Institute
Takayuki SHIMOMURA; Railway Technical Research Institute
Yukio NISHIYAMA; Railway Technical Research Institute
Masaki MATSUO; TESS Co. Ltd

We have studied the derailment and overturning of railway vehicles at earthquake. Numerical simulation clarified dynamic behaviors and running safety limits of a vehicle on vibrating track. The results of the simulation are now effectively used for the design of railway structures. To confirm the validity of the analysis by simulation, we implemented an experiment by using a half-body car mounted on a Shinkansen bogie which was placed on a vibrating table for structures. In this test, the full-scale vehicle, bogie and wheels jumped from the rail to show various behaviors against vibration, and the simulation analysis agreed with the result.

Keywords; Railway Vehicle, Earthquake, Safety, Full-scale Experiment, Numerical Simulation

1 はじめに

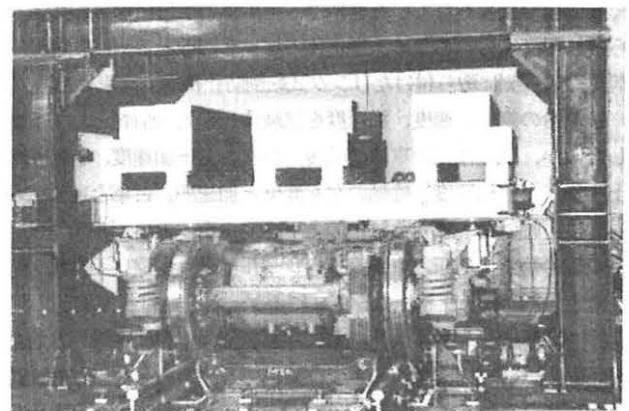
地震時のように大きく振動する軌道上を走行する車両の挙動に
関し、計算機シミュレーションによる各種の検討が行われてきて
いる⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾。この中で著者らは、車両の大変位に対応した車両運
動シミュレーションプログラムを開発し、地震によって大きく加
振される車両の挙動は加振周波数によって変化することを示した。
そして、正弦波加振に対する鉄道車両の走行安全限界を求め、加
振周波数域に対する脱線あるいは転覆に至る車両の挙動と車両諸
元の影響を明らかにした。これらの検討結果は、1995年の兵庫県
南部地震以降に制定された鉄道構造物の耐震設計標準⁽⁴⁾に反映さ
れ、構造物の設計に活用されている。

これまで地震時のような大きな振動を受けたときの鉄道車両の
挙動を調査した実物大の実験は先例を見ない。今回、構造物の変
位制限に関する基準策定の一環として構造物用の振動台上に実物
の新幹線台車と半車体モデルを搭載し、車輪がレールから飛び上
がるほどに大きな振動を加えた場合の車両挙動を調査し、計算機
シミュレーションの妥当性を検証した。実台車加振実験の内容と
シミュレーションの検証結果を示す。

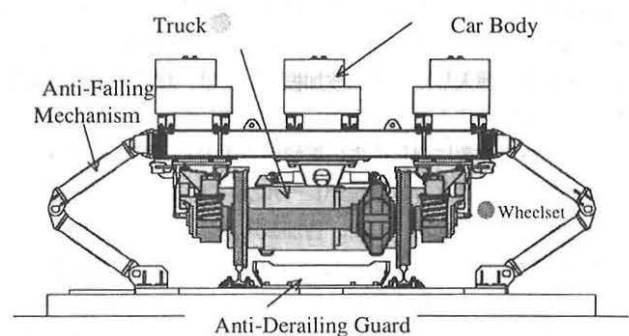
2 実台車加振実験

2.1 実験概要 図1および表1に示した総質量35tの試験体を
(株)大林組技術研究所の三次元振動台(最大積載質量50t、台
面寸法5m×5m、最大振動加速度3G)上に搭載した。試験体の構成
としては、一番下に専用枕木とレールで軌道を構築し、実物の新
幹線用試作台車と半分の車体に相当する荷重枠とを載せ、図1
(a)写真中の門型転倒防止枠を車両(試験体)にかぶせるように
振動台上に載せた。この転倒防止枠は、主に横方向とロール方向

に振動台から試験体がはずれることを防止する目的で設置した。



(a) Front view(stand still)



(b) Front

Fig 1 Outline of testing plant

Table 1 Combination of testing plant

Parts	Structure	Mass (t)
Bogie	Secondary suspension: Bolsterless with air spring Primary suspension: Coil spring + cylindrical rubber Traction device: Single link Yaw damper: Non	7.4
Body	Half body Anti-falling mechanism	15.0 0.80
Truck	Gauge 1435mm, 60kg-rail, Choku-8 type tie plate Exclusive metal sleepers	6.8
Anti-overturning frame	Metal frame	5.0
Total		35.0

加振実験は、車輪が回転しない車両が停止した状態で、振動台を正弦波状に加振して、車輪がレールから飛び上がる安全限界付近での挙動を調べた。

軌道は軌間1435mm、長さ5mで、鉄製のまくらぎを振動台に直接取付け、その上に直結8形締結装置で60kgレールを敷設した。軌間内には脱線防止ガードを取付け、軌間外には車輪がレールに乗り上げた場合にも輪軸を中正位置に戻せるように車輪リム部を押すための油圧シリンダを4つの車輪横に設置した。本来4つのまくらばねで支えられている車体は、半車体の場合には2つのまくらばねで支えられるため、半車体のピッチ回転とヨー回転運動を荷重枠の両側に取り付けたリンク式転倒防止機構で拘束した。

振動台の変位、速度、加速度を試験体への入力情報として記録したほか、試験体上の車体の前後、左右、上下加速度、各軸箱の上昇量と上下加速度、輪軸の左右変位と加速度、台車と車体の左右変位、軸ばね・まくらばねの上下変位、車体のロール角速度、各車輪の輪重・横圧と車輪直下のレール小返り変位（1車輪分）を測定した。輪重・横圧はレールに歪ゲージを貼付して測定した。

2.2 実験条件 加振条件は主に左右変位の正弦波加振（左右加振）とし、一定周波数、一定変位振幅で5波入力した。左右変位に上下変位を加えた加振条件（左右+上下加振）では左右と上下の振動は位相差を伴った同一周波数で、左右の振幅に対する一定倍率の上下振幅を、左右と上下共に5波入力するものとした。加振開始・終了時の衝撃を抑えるために入力波形の前後には1波分の緩和形状を挿入した。正弦波加振実験では、試験条件に対する振動台の加振性能とを考え合わせて加振周波数0.5Hz～2.0Hzで実施した。各周波数に対し小さい振幅から入力し、図2の写真に示したような状態になって車輪がレールから離れることを確認出来るまで徐々に振幅を増やした。各加振周波数において車両の応答は大きく変化するため、加振振幅の増加量についてはその都度判断し、設定した。加振実験開始前には、毎回高さ調整弁を操作してまくらばね高さを所定の高さに設定し、2本の輪軸を油圧アクチュエータで中正位置に戻し、初期状態を同一に設定して加振実験を繰り返した。

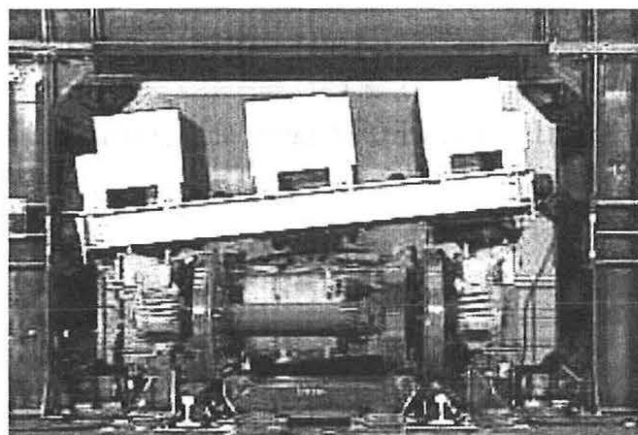


Fig 2 Front view of testing plant (moving at Jumping of Wheel on lateral vibration (5 sin waves, frequency 0.5Hz, amplitude 300mm))

3 結果

3.1 実験による安全限界 実験では、車輪がレールから確実に離れたことを確認出来る指標として、中正位置から3mm以上車輪が上昇したときに入力された変位振幅 (0-P) を安全限界振幅として整理した。図3は横軸の加振周波数と縦軸の安全限界振幅で車両が前述の安全限界を超えた点を結んで安全限界線としたものである。図3の“左右加振” (Lateral) とは、左右方向の正弦波5波による結果であり、“左右+上下加振” (Lateral+Vertical) とは左右方向の加振振幅の15%の上下振幅を同一周波数で、“左右加振”に対し位相差90degの遅れで入力したときの実験結果である。図3から、加振周波数に対する安全限界振幅は“左右加振”と“左右+上下加振”で顕著な差がなく、脱線限界は大振幅の左右振動により決まることが分かる。

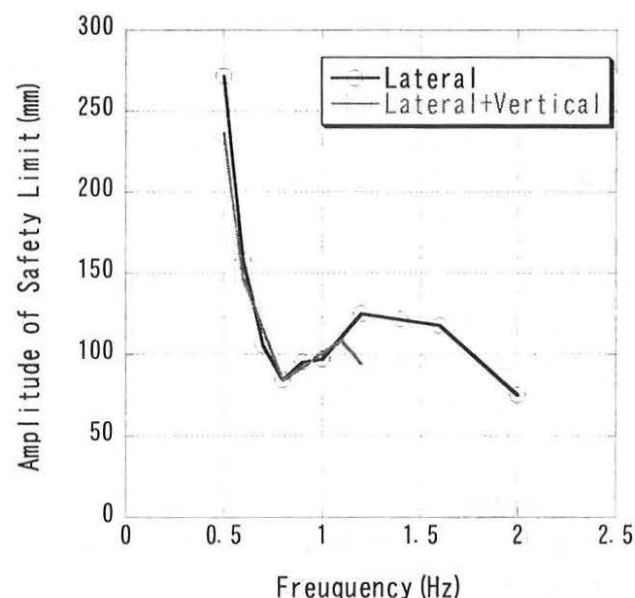


Fig 3 Running safety limits (experimental results)

3.2 シミュレーションモデルの概要 試験体および実験条件に合わせた半車両のシミュレーションモデルを構築した。使用したシミュレーションプログラムは、マルチボディダイナミクスシミュレーションの考え方を取り入れている。このプログラムでは、車両モデルとして剛体情報、ばね・ダンパの取付情報などを定義したモデルファイルを読み込み、運動方程式はプログラム内で自動導出される。このプログラムにより、プログラム本体を変更することなくモデルの変更を容易に行い、大変位に対応した取り扱いや拘束条件を含んだモデルの解析が容易に行える。

試験体を図4に示すように1車体、1台車、2輪軸の4つの剛体を各6自由度で定義し、各剛体間をばね・ダンパで結合しモデル化した。それぞれの結合要素モデルを表2にまとめた。図4中の結合要素番号は表2と対応している。車体のピッチ方向の転倒防止と、ヨー方向の拘束のために用いたリンク式転倒防止機構のモデルは、ロールとピッチ方向の剛い回転ばねで車体が空間内に支持されているものとして表現した。その他の、まくらばねや軸ばねは、それぞれ折れ線近似の非線形ばね（折れ線ばね）モデルで表現し、車体一台車間の上下方向、左右方向と、台車一軸箱間には上下、前後、左右にストッパがあるものとした。車輪は停止状態であることから、車輪／レール間の作用力は摩擦モデルを用いた。

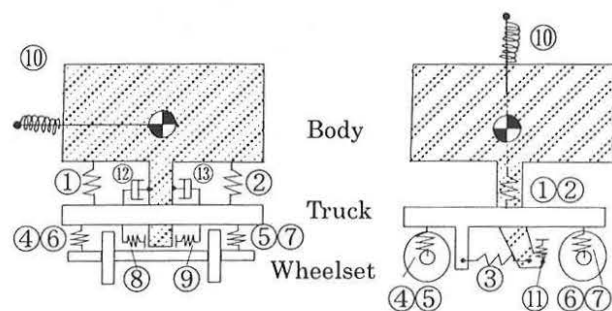


Fig 4 Testing model for simulation

Table2 Model of connecting element

Element	Parts	Model
①②	Secondary suspension with lower stopper rubber	Parallel linear spring & damper for 3 directions with stopper
③	Traction link	Parallel linear spring & damper for 3 directions
④ ⑤ ⑥⑦	Primary suspension	Parallel linear spring & damper for 3 directions with stopper
⑧⑨	Lateral stopper between carbody and truckframe	Multi linear spring with damper
⑩	Anti-falling mechanism	Rotation spring
⑪	Vertical stopper between carbody and truckframe	Multi linear spring
⑫⑬	Lateral damper on the truck	Series multi linear spring & damper with ball joint

3.3 走行安全限界の比較 図3に示した安全限界での車輪上昇量実測値は、平均的に5mm程度であったので、シミュレーションでは車輪上昇量5mmを目安とし、各加振周波数に対してその目安値に達する直下の加振振幅を5mm刻みで探索して安全限界を求めた。シミュレーションによる安全限界を、前出の“左右加振”の実験結果(Experiment)と共に図5に示す。図5の設計諸元(Design)のプロットは、車両諸元^⑨による安全限界計算値であり、概ね実験結果と一致していることが分かる。これに対し、図5中の0.8ktzとは、設計値より20%減じたまくらばねの上下剛性値をシミュレーションに入力したものであり、0.8~1.0Hz付近の安全限界が設計諸元の場合よりさらに実験値に近づいた。

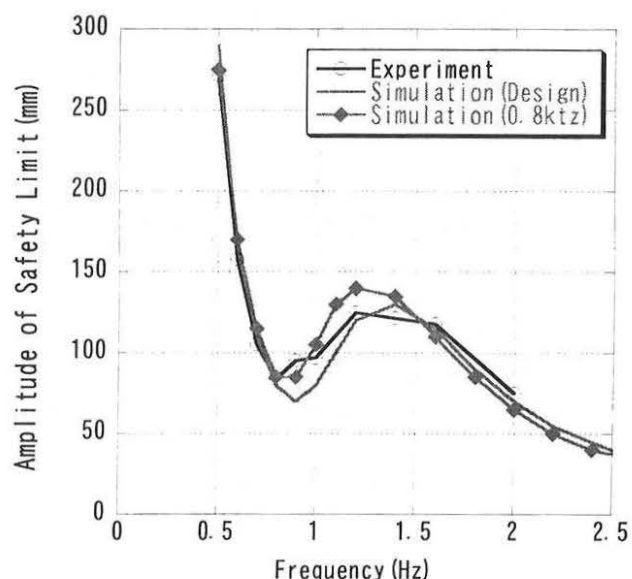


Fig 5 The running safety limits: Comparison between experiments and simulations on lateral vibration

3.4 時系列波形の比較 実験結果の一部の時系列波形を、シミュレーション出力と比較して図6に示す。図6は左右加振：正弦波、周波数0.5Hz、振幅300mmの結果であり、このときのシミュレーションにはまくらばねの上下剛性は設計値から20%減じた値を用いた。また、図6の実験時の写真が図2である。例えば0.5Hz周辺の低い加振周波数域で、車両は下心ロールを起こし車輪が浮き上がって安全限界に達する。図6ではこれらの状態を左右車輪の輪重と横圧、車体左右加速度と車輪上昇量について同時刻の対応関係から見る事が出来る。実験結果とシミュレーション結果の波形は、概ね一致していた。なお、図中の車輪上昇量については、シミュレーションは車輪とレールの相対変位を出力したのに対し、実験データでは振動台面から軸箱の上下変位を測定したものを車輪路面中心の上昇量に換算したものを示している。輪重について、実験では加振直前の静止輪重が異なっているが、若干の輪重アンバランスが生じたことによる。1.4Hz以上のような高い加振周波数域では車両全体は上心ロール振動を起こし車輪フランジとレールが激しく衝突して車輪が飛び上がった。

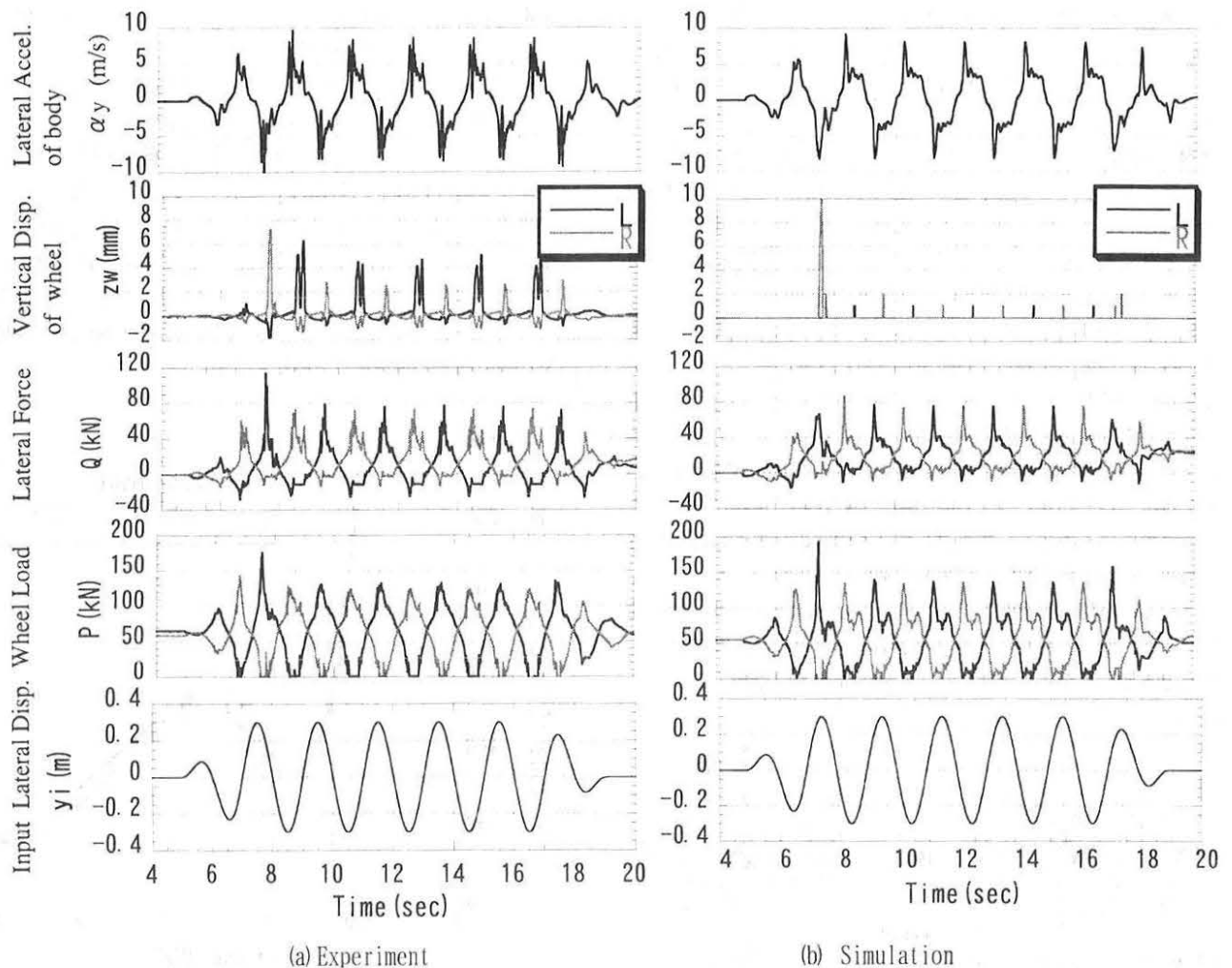


Fig. 6 Time history (lateral vibration: Sin, 5waves, frequency 0.5Hz, amplitude 300mm)

4 おわりに

これまでに、計算機シミュレーションや縮小模型実験などで、地震時のような大きな振動を受けたときの車両の挙動を明らかにしてきた。今回、実物の新幹線台車を用いた加振実験によって、車輪がレールから飛び上がる状態を確認し、安全限界を実験によって示すとともに、これまでのシミュレーションによる解析結果の妥当性を確認出来た。

今後、これらの実験結果と得られた知見、シミュレーションによる解析結果を、鉄道技術基準の整備に反映するとともに、地震に対する鉄道の安全性向上に役立てて行きたいと考える。

実台車加振実験を実施するに当たっては、(株)大林組技術研究所の岡野主任研究員をはじめとする多くの皆様のご助力を頂いたことに厚く御礼を申し上げる。

参考文献

- 1) 宮本岳史、石田弘明、松尾雅樹、地震時の鉄道車両の挙動解析、機論C, Vol. 64, No.626, pp. 236~1243, 1998. 10
- 2) T. Miyamoto, H. Ishida, M. Matsuo, Running Safety of Railway Vehicle as Earthquake Occurs, QR of RTRI, Vol. 38, No. 3, 1997. 9
- 3) N. Matsumoto, M. Okano, H. Okuda, H. Wakui, H. Ohuchi, New Railway Viaduct Providing Superior Running Safety at Earthquake, Proc of 16th Congress of IABSE, LUCERNE, CD-3ROM, 2000
- 4) 鉄道総合技術研究所編；鉄道構造物等設計標準・同解説（耐震設計），丸善，1999. 10
- 5) 宮本岳史、曾我部正道、下村隆行、西山幸夫、松本信之、松尾雅樹、実台車加振実験によるシミュレーションの検証、鉄道総研報告, Vol. 17, No. 9, 39-44, 2003-9