

振動する軌道上の模型車両試験と シミュレーション

葛田 理仁* 宮本 岳史* 前橋 栄一*
植木 健司** 西山 幸夫*** 和田 涼平***

Experiments and Simulations of 1 to 10 Scale Model Vehicle Being on Vibrating Track

Masahito KUZUTA Takefumi MIYAMOTO Eiichi MAEBASHI
Kenji UEKI Yukio NISHIYAMA Ryohei WADA

It is important to determine experimentally and theoretically the dynamical behavior of a railway vehicle which derails or overturns due to natural disaster, in order to reduce its damage. The authors manufactured a model vehicle of 1 to 10 scale, and carried out tests on vibrating track on which the vehicle standing still or running might derail or overturn. Based on these experiments we have developed a numerical simulation program, which is able to calculate the dynamical behavior of a vehicle when it derails or overturns exceeding the numerical criterion of derailment. By using this program, we computed the vehicle motion and prepared the limit diagram of derailment or overturning, which coincided well with the test results.

キーワード：車両運動シミュレーション，模型試験，加振試験，脱線，転覆

1. はじめに

2004年に新潟県中越地震により新幹線が高速走行中に脱線した事故以降、自然災害により鉄道車両が脱線・転覆することによって生じる被害を低減するために実験的、理論的な面から検討を深める必要性が高まっている。車両の脱線や転覆の現象に関しては古くは文献1) 2) などが、また近年では横風に対する転覆現象を扱った論文として文献3) などがあげられる。また、地震時などの動的な加振に対する脱線現象を扱った文献4) などがあげられ、これらはマルチボディシミュレーションをベースにしているが、車輪とレールの接触計算については予めオフラインで求めた接触状態に関する情報を用い、脱線や転覆の現象に対しては計算を車輪・レール相対左右変位70mmを基準としてこれを超えると計算を打ち切るためにそれよりも先の現象は明確になっていない。また、大きく振動する車両が転覆に至るまでの挙動を詳細に調べた実験の例も見当たらない。

そこで、本研究ではまず1/10スケールの新幹線模型車両を用いてその基礎的な特性試験、また静的・動的な

転覆試験を行った。次に、模型車両に対する3次元車両運動シミュレーションを開発し、実施した試験に対する数値シミュレーションを実行してその妥当性について検証したので本稿で報告する。

2. 1/10スケール模型車両の基礎的な特性

製作した模型車両(図1)は車体重量、寸法等については可能な範囲で実車の相似を目指して設計した。しかし、ばね・ダンパを含め自ずと模型の構造は実物と異なっている。組み上がった模型車両の振動周波数応答特性やばね・ダンパのパラメータ動特性を把握する目的で、上下・左右加振試験を実施した。



図1 1/10模型車両

* 鉄道力学研究部 車両力学研究室
** 鉄道力学研究部 車両力学研究室
(現 研究開発推進室 設計・試作)
*** 研究開発推進室 設計・試作

特集：車両技術

2.1 1/10 スケール模型車両

加振試験には図1に示した模型車両を用いた。標準的な新幹線車両を参考に車体重量，寸法を表1に示すように設定し，車輪踏面形状や輪軸の寸法，各部ストップの位置や寸法等についても極力実車に忠実に縮尺1/10で再現した。

表1 模型車両の主要な諸元

縮尺比	1/10
重量	約 50kg
車体長	2.45m
車体幅	0.34m
台車中心間距離	1.75m
軸距	0.25m
車輪径	0.086m
軌間	0.1435m

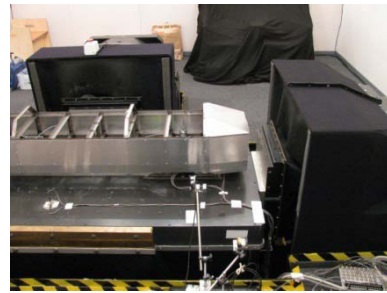


図2 小型の振動台に模型車両を取り付けた状態



図3 模型台車に用いたダンパ

2.2 模型車両の特性同定試験

模型車両を小型の振動台上に取付治具を介して輪軸を振動台に固定して設置し（図2），図3に示す台車部品の左右動・ヨー・軸ダンパを試験条件①取り外した状態と，試験条件②取付けた状態で，各部のストップのあたりが生じない範囲での上下方向および左右方向についての加振試験を行った。文献5)に見られるような半車両モデルを仮定したうえで設計時に考慮した諸元をもとに共振周波数等について事前検討を行い，上下加振については周波数1～40Hz，左右加振については1～10Hzの範囲で加振試験を行った。得られた試験結果より振動台加速度に対する車体・台車枠の加速度ゲイン線図を描き，図4に示す車両振動モデル内のパラメータを試験結果の加速度ゲイン線図に合わせ込むことによって模型車両の動特性の同定を行った。なお，図中のパラメータの意味は表2の通りである。

パラメータを合わせ込んだ結果で得られる上下系，左右系のゲイン線図を試験結果と合わせて上記の試験条件①の場合について図5に，試験条件②の場合について図6に示す。図5(a)より上下系については2.8Hzおよび26Hz付近に共振点があることが分かる。2.8Hzでは車体が大きく振動し，26Hzでは台車枠が大きく振動する。また図5(b)より左右系については1.5Hzおよび3.6Hz付近に共振点があることが見て取れる。1.5Hzでは下心ロールの，3.6Hzでは上心ロールの振動モードで車両は振動する。また，試験条件②では試験条件①に比べ各ダンパによる減衰の効果が明確に見られる。なお，ここで同定したパラメータを4章の数値解析モデルの作成の際に参考として用いている。

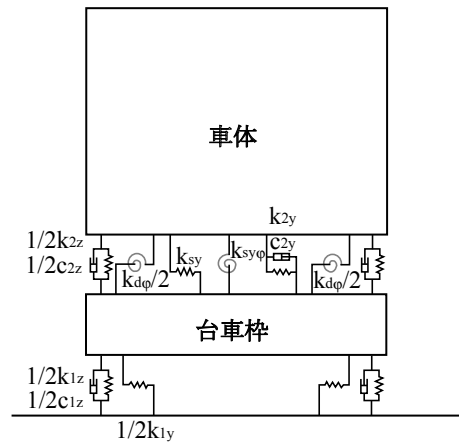


図4 車両振動モデル

表2 車両振動モデルのパラメータ

記号	意味
k_{1z}	軸ばね上下ばね定数
c_{1z}	軸ばね上下減衰係数
k_{1y}	軸ばね左右ばね定数
k_{2z}	枕ばね上下ばね定数
c_{2z}	枕ばね上下減衰係数
k_{2y}	枕ばね左右ばね定数
c_{2y}	枕ばね左右減衰係数
$k_{sy\phi}$	車体と台車枠間のロール剛性
k_{sy}	枕ばね以外の左右ばね定数
$k_{d\phi}$	車体・台車枠間の左右変位とロールモーメント及びロール変位と左右力との関係を表す項

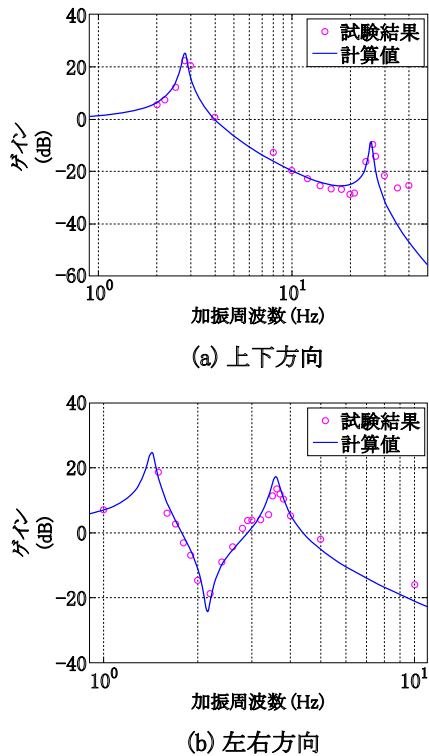


図5 車体上下・左右加速度ゲイン線図（試験条件①）

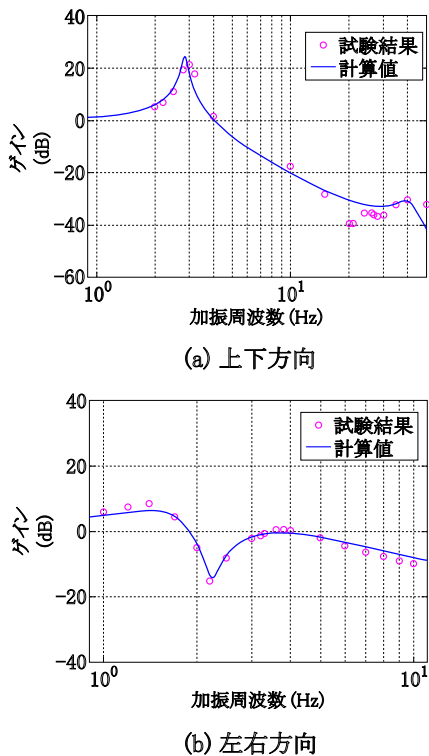


図6 車体上下・左右加速度ゲイン線図（試験条件②）

3. 1/10 スケール模型車両による動的な転覆試験

地震動を受けた車両が転覆する状況を明らかにするため、1/10 スケール模型車両を用いて振動台上での軌道

振動による定置時および走行時の動的な脱線・転覆試験を行った。

3.1 模型車両転覆試験装置

模型車両の輪重・横圧を測定できる模型車両転覆試験装置（図7）を製作した。架台の上に1位～8位車輪に対応した輪重横圧測定部を設置する。各々の測定部は図8に示すように、左右・上下方向にロードセルを挟み込む構成として輪重・横圧を測定している。

3.2 動的転覆試験（定置時）

大型振動試験装置上に3.1節に記した模型車両転覆試験装置を設置し（図9）、車両が停止した状態で振動台を左右に正弦波加振した。加振周波数を1.0～9.5Hzの範囲で、振幅を数10gal～2000galの範囲で変化させながら脱線や転覆が生じるときの加振振幅を記録した。主な測定項目について表3に示す。

3.3 動的転覆試験（走行時）

大型振動試験装置上に両端がスロープ状になっている軌道を設置し（図10）、車両をスロープ端から走行させて速度約1m/sで平坦区間に到達した際に振動台を左右に加振した。加振周波数を1.0～9.5Hzの範囲で、振幅を数10gal～2000galの範囲で変化させながら脱線や転覆が生じるときの加振振幅を記録した。なお、走行時については、車両前位の台車枠左右加速度、車体左右・上下加速度および車体ロール加速度を測定した。

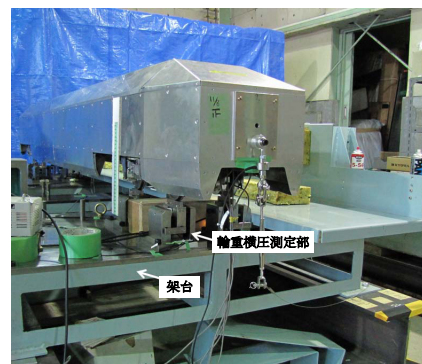


図7 模型車両転覆試験装置

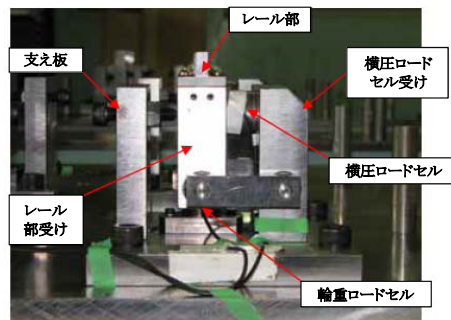


図8 輪重横圧測定部



図9 振動台での定置時の動的転覆試験

表3 定置時動的転覆試験時の測定項目

①	輪重 (1～8位)
②	横圧 (1～8位)
③	振動台中央左右加速度
④	台車枠上下加速度 (前位)
⑤	台車枠左右加速度 (前位)
⑥	車体上下加速度 (前後位)
⑦	車体左右加速度 (前後位)
⑧	車体ロール・ヨー角速度
⑨	車体左右変位 (前位右側)
⑩	軸箱上下変位 (第1軸)
⑪	高速度カメラでの撮影 (前位)

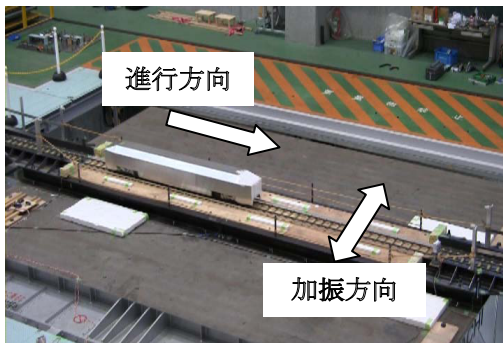


図10 振動台での走行時の動的転覆試験

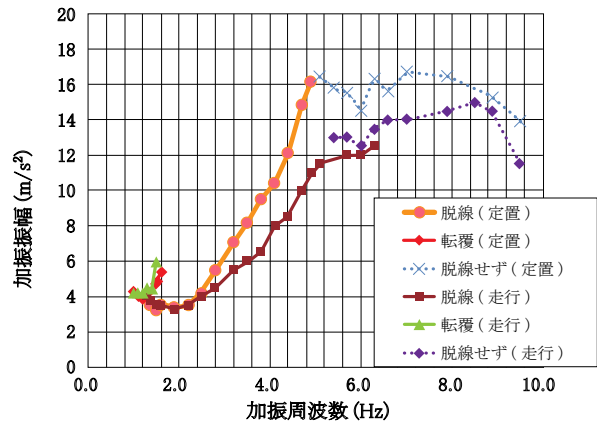
3.4 動的転覆試験の試験結果

3.2, 3.3 節の試験について、試験結果より脱線、あるいは転覆が生じた試番からその際の加振振幅を加速度パワースペクトル (以下 PSD と記す) の大きさと整理した結果を図 11 (a) に、加振周波数 0.8～2.0Hz の部分を拡大したものを図 11 (b) に示す。本試験より、以下の知見が得られた。

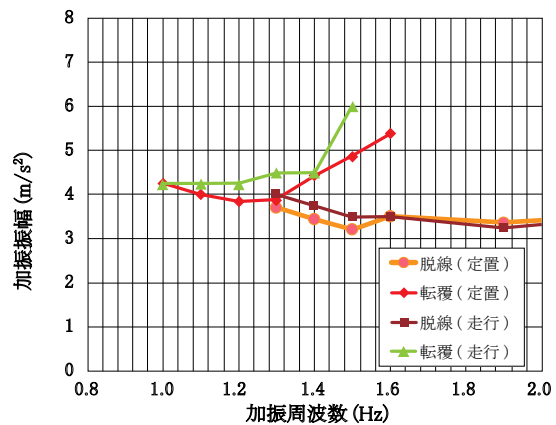
- a) 車両転覆が発生するのは下心ロール振動が発生する周波数以下の周波数帯である。
- b) 一部の周波数帯では同じ加振周波数であっても加振振幅によっては転覆と脱線の両方の現象が起こる。
- c) 加振周波数を上げるにつれて大きな加振加速度でも脱線は生じにくくなる。今回の試験では、定置時試験の場合 5.1Hz を、走行時試験の場合 6.5Hz を超えた範囲

では最大加振加速度においても脱線は生じなかった。

- d) 加振周波数 2Hz 付近以上では、走行時の方が、定置時よりも脱線が生じる加振振幅がやや小さい。



(a) 加振周波数 1.0～9.5Hz



(b) 加振周波数 0.8～2.0Hz 拡大

図 11 脱線または転覆が生じた加振振幅 (模型試験結果)

4. 転覆挙動を再現可能な3次元車両運動シミュレーションの開発

3.2 節に記した模型車両による定置時の転覆試験を模擬するための3次元車両運動シミュレーションを開発し、転覆試験を模擬した数値シミュレーションを行った。開発したシミュレーションの基礎的な部分は既報⁶⁾で記したものと同一であり、車両の質量や力要素の性質等を表現するモデルファイルに関する部分を模型用のものとしてある。数値計算モデルにおいて、1車両は、輪軸(4個)、台車枠(2個)、車体の合計7つの剛体から構成され、それぞれが7自由度(回転姿勢をオイラーパラメータで表現しているため)を持っており1車両で49自由度となる。車輪・レール間の接触計算については、各輪軸について文献⁷⁾の方法で各時刻ステップにおける各車輪のx-z平面への正投影形状を求め、その形状をもとに車輪とレールの貫入量、貫入速度を求めて車輪に作用する

法線力をオンライン計算で求めた。車輪・レール断面形状は図12のようであり、車輪・レールの接触はフランジ接触と踏面接触の2点接触を考慮できる(図13)。求めた法線力をもとに、文献8)の方法による車両停止時のクリープ則から各車輪の接触面における前後・左右方向のクリープ力を求めて車輪への作用力とした。その他、シミュレーションにおける主な条件について表4に示した。

表4 シミュレーション諸元

問題の設定	レールが正弦波加振によって移動することによる動的な転覆試験
車両	1/10 新幹線模型車両
軌道	1/10 スケール標準軌直線軌道
車輪踏面形状	模型車輪の踏面形状(図12(a))
レール頭頂面形状	模型車両転覆実験装置のレール形状(図12(b))
軌間, タイプレート傾斜	143.56mm(模型試験での軌間調整用の治具の寸法から), タイプレート傾斜無し
車輪・レール間摩擦係数	0.3

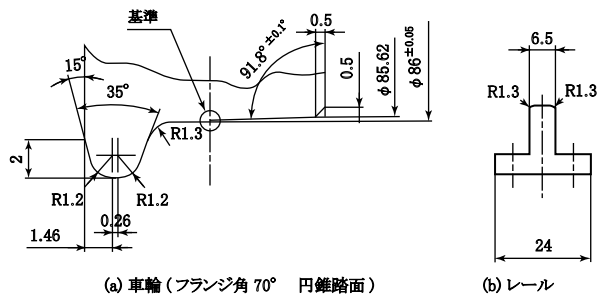
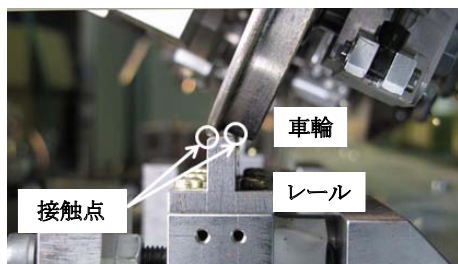
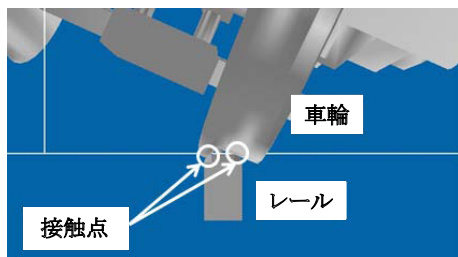


図12 模型車輪及び模型車両転覆試験装置のレール



(a) 模型試験

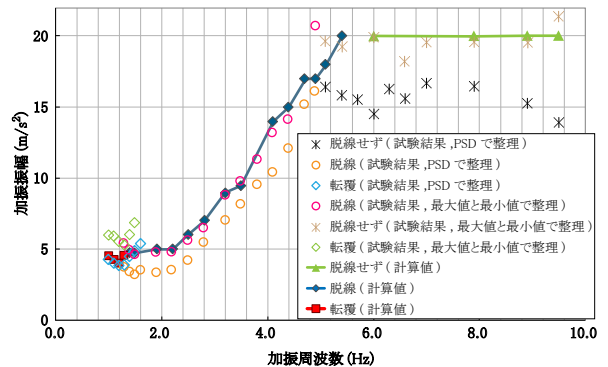


(b) シミュレーションにおける2点接触の再現

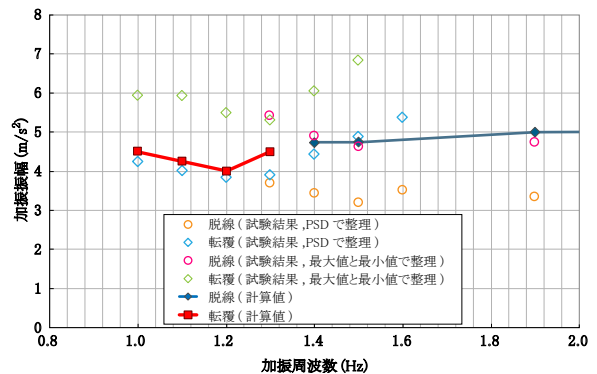
図13 車両転覆に至る過程において現れる車輪・レールの2点接触の例

4.1 模型車両の動的転覆試験(定置時)に対するシミュレーション

開発した車両運動シミュレーションによって、軌道を正弦波加振した際の模型車両の定置時の動的転覆試験に対する数値シミュレーションを、周波数1.0~9.5Hzの範囲で行った。図14に、転覆あるいは脱線に至ったときの加振振幅について、数値シミュレーション結果と試験結果を重ねあわせて示す。図14においては、試験結果については振幅を1)加振中の振動台加速度PSDに基づいて整理した場合2)加振中の加速度の最大値と最小値の差から整理した場合の両方について示した。これは、振動台での加振加速度波形は実際には完全な正弦波ではなく、やや三角波に近い形状をしている場合があるため、PSDに基づいて整理した場合、加速度の大きさは実際の加振加速度波形のピークよりも小さくなるためである。図14からは、試験結果の加振加速度波形の大きさをどのように解釈するかによって実験値の加振振幅は幅を持つが、脱線・転覆どちらの場合についても数値シミュレーション結果はその幅の中にほぼ収まっていることが見て取れる。また、計算結果では試験の際に見られたような、同じ加振周波数であっても加振振幅によって脱線と転覆両方の現象が起こる場合は見られなかった(図14(b))。転覆が生じる周波数帯において転覆あるいは脱線が起こる場合、試験結果からは(a)レール上に車輪が載った状態で車両のロール角が大きくな



(a) 加振周波数 1.0~9.5Hz



(b) 加振周波数 0.8~2.0Hz 拡大

図14 脱線または転覆が生じた加振振幅(計算結果)

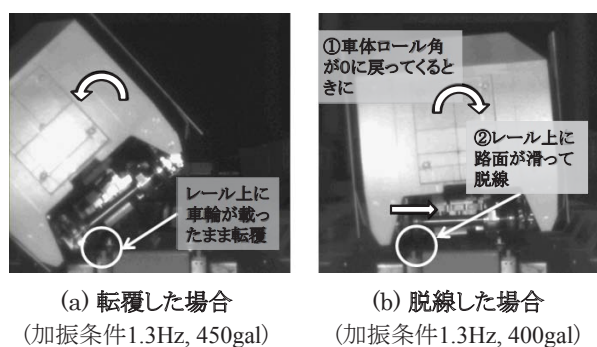


図 15 転覆または脱線に至る経過

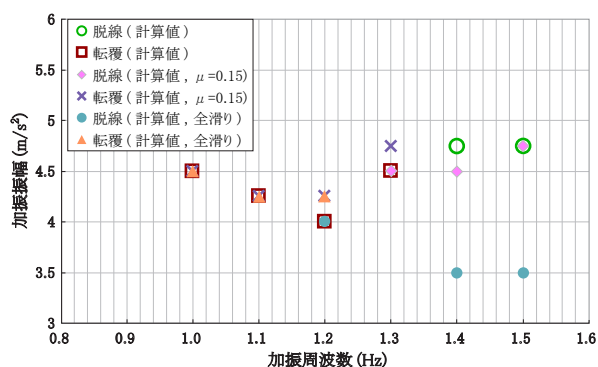


図 16 クリープ則内のパラメータを変更した場合の計算結果

ていき転覆する (b) 転覆を免れて車両ロール角が 0 に戻ってくる間にロール回転の支点側の車輪の踏面がレール上を滑ることで脱線する、という 2 つのパターンが見られた (図 15)。一方数値計算では (b) のパターンが見られなかった。上述のシミュレーションの際はシミュレーション内のクリープ則においては車輪・レールの摩擦係数を $\mu = 0.3$ としたが、レールと車輪踏面がより滑り易くなる現象を再現することを意図してクリープ則を調整し、(1) 車輪・レールの全滑りを仮定した場合 (2) 車輪・レールの摩擦係数を $\mu = 0.15$ とした場合のシミュレーションを 1.0 ~ 1.5Hz の範囲で行った。その場合の計算結果を図 16 に示す。図 16 から、車輪・レールの接触条件によっては、例えば 1.2Hz の場合には 4m/s^2 で脱線が、 4.25m/s^2 で転覆が生じることが分かり、同一の加振周波数であっても転覆と脱線の両方の現象が起こり得ることが数値シミュレーションにおいても再現できた。

5. まとめ

車両の転覆現象の把握のために、1/10 模型車両を用

いて動的な転覆試験を行った。また、オンライン計算で車輪・レールの作用力を求める手法を組み込んで、従来提案されている走行安全限界を超えた状態における車両挙動の数値解析が可能な 3 次元車両運動シミュレーションを開発し、模型車両の定置時の動的転覆試験に対する車両運動シミュレーションを行った。

1/10 模型車両を用いて定置時および走行時の動的転覆試験を行い脱線や転覆が生じる際の加振振幅を得た。その結果、車両転覆が発生するのは下心ロール振動が発生する周波数以下の周波数帯であり、一部の周波数帯では同じ加振周波数であっても加振振幅によって転覆と脱線の両方の現象が起こること、走行時の方が定置時と比べ脱線が発生する加振振幅がやや小さいことを実験的に確かめた。

開発した車両運動シミュレーションにより模型車両の定置時の動的転覆試験に対する数値計算を行った。クリープ則に関するパラメータを変更し車輪・レールが滑りやすい条件で数値計算を行った結果、脱線する加振条件が試験とほぼ一致し、また試験で見られたような、同一の加振周波数であっても転覆と脱線の両方の現象が起こり得ることを再現できた。

今後、本研究において開発したシミュレーション手法を深度化し、実地震波での実車両の挙動の解析、また走行時の解析などを進めていく予定である。

文献

- 1) 松平精：ボギー車の横固有振動数，鉄道業務研究資料，Vol.12, No.23, 1955
- 2) 国枝正春：鉄道車両の転ぶくに関する力学的理論解析，鉄道技術研究報告，No.793, 1972
- 3) 日比野有，石田弘明：車両の転覆限界風速に関する静的解析法，鉄道総研報告，Vol.17, No.4, pp.39-44, 2003
- 4) 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.3928-3935, 1998
- 5) 例えば日本機械学会，鉄道車両のダイナミクス，電気車研究会，pp.27, 1994
- 6) 葛田理仁，宮本岳史，植木健司：脱線後の編成車両の挙動に着目したシミュレーション，鉄道総研報告，Vol.26, No. 8, pp.17-22, 2012
- 7) 藤岡健彦，井口雅一：鉄道車両の運動力学に関する基礎的研究 (第 1 報，接触幾何学)，機論 C, Vol.49, No.444, 1983
- 8) 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：実台車加振試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, pp.39-44, 2003