

地震時の車両挙動解析と走行安全性評価

鉄道力学研究部 車両力学
主任研究員 星野 宏則

1. はじめに

本報告では、マルチボディダイナミクスの手法を用いた車両運動シミュレーションの方法と実台車振動台試験によるシミュレーション結果の検証及び計算精度向上のための各種パラメータ補正方法について述べる。さらに、ランダムな設計地震動を入力した場合の解析結果を示し、大きな地震動を受けた車両の挙動と脱線形態の特徴および走行安全性の評価方法について報告する。

2. 車両運動シミュレーションプログラム VDS

今回の解析には、鉄道総研で開発した車両運動シミュレーションプログラム VDS (Vehicle Dynamics Simulator) を使用した。VDS はマルチボディダイナミクスの技術を使用しており、解析対象となるシステムを単純な要素 (剛体要素やばね、ダンパなど) に分割、各要素自身の特性と要素同士の結合条件をモデルファイルに記述しておく。このモデルファイルと車両速度や加振波形などの解析条件をプログラムに入力して解析を実行する。

プログラムの中では、入力されたデータから自動的に運動方程式を生成し、数値処理して車体変位、車体加速度、車輪上昇量などの各種計算結果を出力する。このような構成をとることで、車両諸元の変更、走行条件の変更、軌道条件の変更を行う場合でもプログラム本体を変更する必要がなくなる。表 1 に VDS で設定可能な諸元・条件例を挙げる。

脱線などの安全性評価を行う場合、車両各部が大変位するため、ばね要素などは非線形領域まで考慮する必要がある。そのため VDS では自動生成した微分方程式を時間領域で、ルンゲ・クッタ法による数値積分により直接解を求めている。

鉄道総研では乗り上がり脱線現象の解明や地震時の車両走行安全性評価、新しい構造の台車・車両開発に VDS を活用している。

表 1 VDSで計算可能な諸元・条件例

車両	1両、編成、連接車両など
台車	ボルスタレス、揺れまくら付き台車など
軌道	直線、曲線、線路勾配 各種軌道変位 (通り、水準、高低、軌間)
振動入力	正弦波、任意波形、各軸独立に入力可能
車両速度	一定速度、加減速パターン、停止状態
ばね・ダンパ のモデル	線形、非線形、多段、片効き、ストップ、 空気ばね、ダンパなど

3. 実台車加振試験結果を用いた車両諸元パラメータの補正

3.1 実台車加振試験

大型振動台で実台車の加振試験を実施した。試験は脱線対策として現在開発が進められている脱線防止ガードや逸脱防止ガードに関する基礎的なデータ取得が主な目的であったが、車両運動シミュレーション計算の妥当性検証もその目的の一つであった。スラブ軌道を想定して、振動台の上にレールを締結装置で固定、その上に実物の台車を載せ、台車上に半車体を模擬する荷重枠 (模擬半車体) を載せた。このように振動台上に試験体を搭載した後、様々

な波形で振動台を振動させ、車両の挙動や軌道側の作用力等を計測した。模擬半車体は2つの空気ばねで支えることとなるため、模擬半車体を前後方向（線路方向）に拘束するための車体前後拘束治具を装着している。車体前後拘束治具は、左右方向（線路直角方向）には極力影響を及ぼさない構造になっている。図1に加振試験の状況を示す。

3.2 実台車加振試験用車両モデル

実台車加振試験の車両運動シミュレーション計算を行うにあたり、ボルスタレス台車+模擬半車体+車体前後拘束治具について解析モデル化を行った。車両については1車体、1台車、2輪軸の合計4個の剛体を結合したモデルとし、今回の振動台試験に特有な車体前後拘束治具については空間から車体を支える2方向回転（ピッチ、ヨー方向）+前後方向の固い線形ばねで表現した。運動の自由度は、車体、台車、輪軸が各々6自由度、8個の車輪を支える各レールが上下・左右の2自由度で、合計34自由度となっている。

3.3 正弦波加振による車輪上昇量（その1）

振動台の加振限界等の制約により試験結果とシミュレーションの比較は車輪上昇量30mmとなる加振振幅で行った。

正弦波加振した場合の車輪上昇量について、試験結果と計算結果との比較を図2に示す。低周波域(0.5~1.2Hz)について両者は概ね一致しているが、高周波域(1.5Hz~)では、差が生じ、車輪上昇量が30mmとなる加振振幅について、計算値は試験値より小さめの値となっていることがわかる。

3.4 正弦波加振による車輪上昇量(その2 高周波域補正)

前節で、高周波域で試験値と計算値の差が生じるのは、まくらばね等の結合要素の物理特性（諸元）が変化するためと推定された。物理特性が変化する例として左右動ストッパゴムが考えられる。加振周波数が高くなると車体と台車が逆位相で動くようになり、相対ロール角も大きくなる。そのため台車に取り付けられている左右動ストッパゴムに対して車体側が斜めに当たるようになり、ストッパとしてのばね特性が変化すると推測される。そこで、ストッパゴムの単体試験をおこない、斜めに荷重をかけた場合のばね特性を測定した。測定状況を図3に示す。

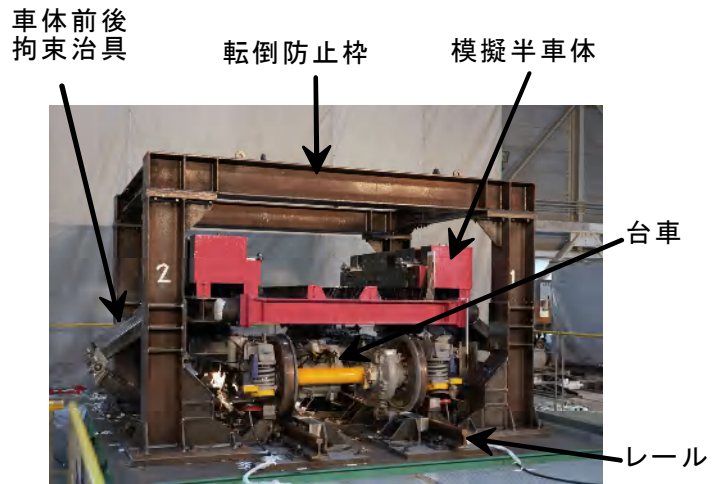


図1 実台車加振試験

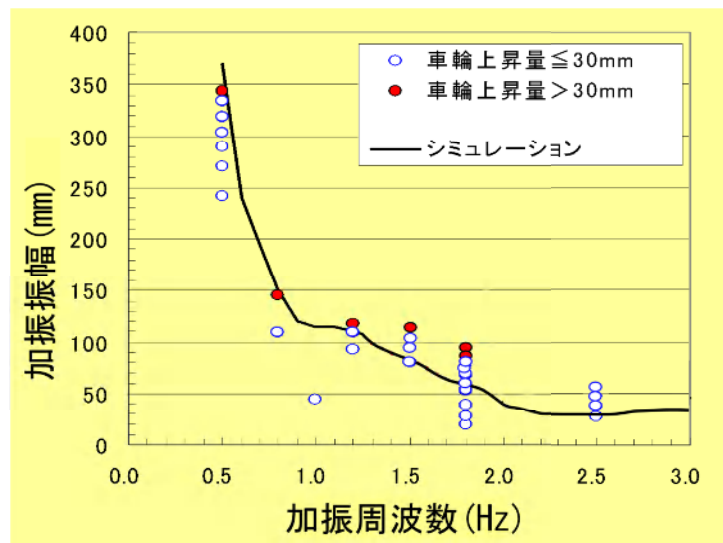


図2 試験結果と解析結果の比較(車輪上昇量)

その他にも加振試験時に観測された各部の変位や車両の挙動データより高周波域で特性が変化していると推定される車両諸元について補正を行って、シミュレーションした結果を図4に示す。車両諸元を補正した結果として高周波域での計算値と試験値の差が縮まっていることが分かる。今回、加振試験結果より補正值を推定したパラメータの妥当性については、高周波域での要素試験を別に行い検証する必要がある。

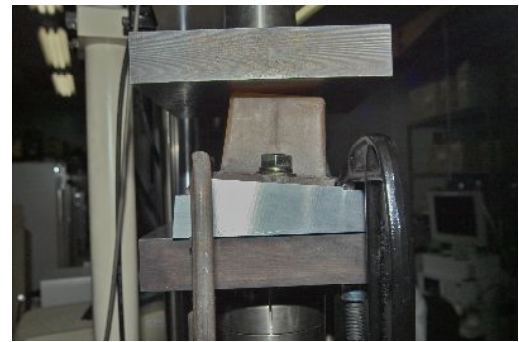


図3 左右動ストッパゴム単体試験

3.5 ランダム波加振による車輪上昇量

実際の地震波を想定したランダム波についても正弦波と同様に実台車加振試験を実施しており、シミュレーション計算結果との比較をした。図5にランダム波加振による試験結果とシミュレーション結果の高周波補正前と補正後の時系列波形を示す。これより高周波補正を行うことでシミュレーション計算の精度が向上していることがわかる。

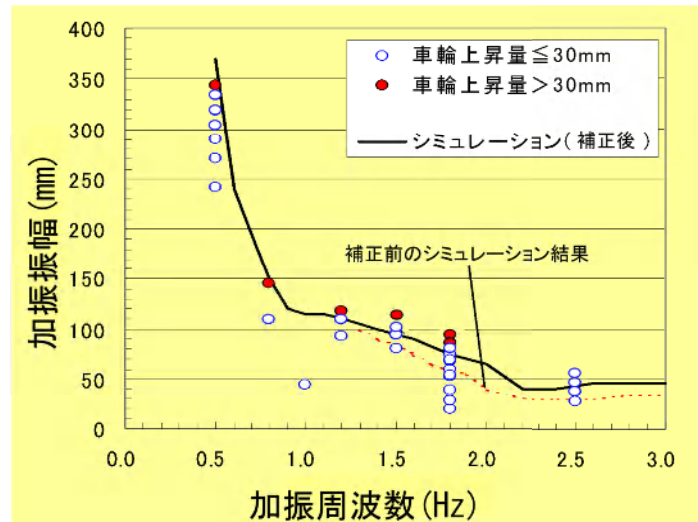


図4 車輪上昇量比較（高周波補正後）

3.6 車両挙動の特徴

軌道振動時の車両挙動には、図6に示すような下心ロール（車体の回転中心がレール面よりも下部にあり、左右の車輪が交互に上昇する車両挙動）と上心ロール（車体の回転中心が車両の上部にあり、車体のロール回転に合わせて輪軸が左右に移動する車両挙動）がある。軌道が大きく

左右に振動した時、車両は低い周波数（概ね0.8Hz以下）で下心ロール挙動を示し、高い周波数（概ね1.4Hz以上）では上心ロール挙動を示す。また、中間の周波数帯ではその両者が混在する挙動を示す。

左右に振動した時、車両は低い周波数（概ね0.8Hz以下）で下心ロール挙動を示し、高い周波数（概ね1.4Hz以上）では上心ロール挙動を示す。また、中間の周波数帯ではその両者が混在する挙動を示す。

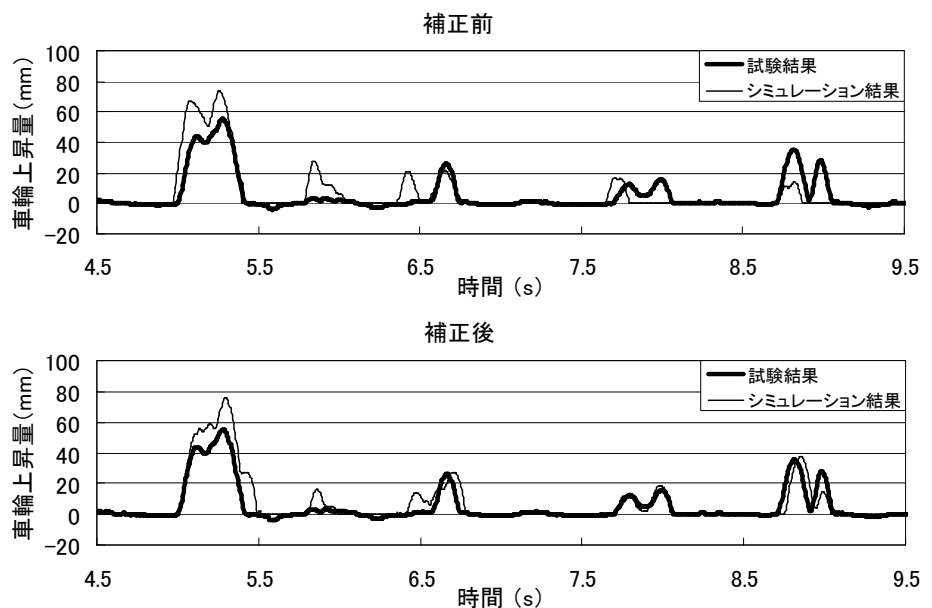


図5 ランダム波による時系列比較（高周波補正前と補正後）

4. 走行安全性評価

4.1 走行安全限界線図

軌道が振動したときの車両走行安全性は、「走行安全限界線図」によって評価する。この走行安全限界線図は、正弦波5波を左右加振入力としてシミュレーション計算を実行、徐々に加振振幅を増加させ、脱線判定した直前の加振振幅を縦軸に、その時の加振周波数を横軸にとってプロットしたものである。

前節までの成果を反映して、1車両についてモデル化した時の走行安全限界線図を図7に示す。脱線の判定は左右方向に車輪が70mm以上変位した時とした。

4.2 ランダム波を受けたときの車両挙動

VDSでは任意の振動波形を入力可能なので、個々のランダム波に対して車両の走行安全性を確認することができる。ランダム波を受けたときに車両が脱線に至るかどうかは、速度などの車両条件よりランダム波自体の波形（周波数成分）の影響が大きい。例えば図7のような走行安全限界線図を持つ車両の場合、ランダム波に高周波成分が含まれていれば、変位振幅がそれほど大きくなくても脱線する可能性が高くなる。

ランダム波の周波数分析結果と走行安全限界線図があればシミュレーション計算を実施しなくてもある程度車両が脱線に至るかどうかを推定することができる。これより地震時の走行安全性評価に走行安全限界線図が有用であることがわかる。

5. まとめ

鉄道総研が開発した大変位挙動が解析できる車両運動シミュレーションプログラムを紹介し、解析例として実台車加振実験の計算結果を示した。また実験結果との比較で車両諸元を見直して計算精度の向上を図った。その結果を反映して1車両モデルを作成し、シミュレーション解析を行った結果の例をもとに地震動を受けたときの車両挙動の特徴と走行安全性の評価方法について述べた。

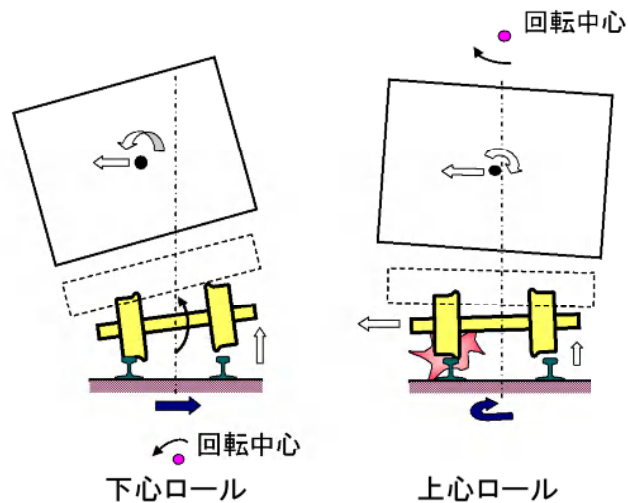


図6 軌道振動時の車両挙動

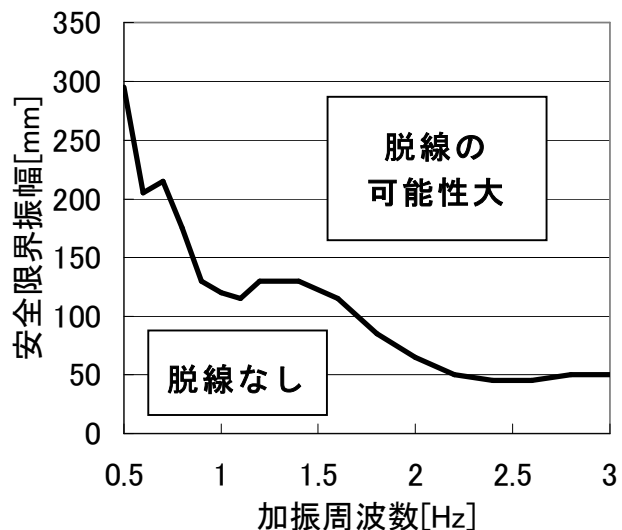


図7 走行安全限界線図