

MBD による車体と軌道・構造物等の簡易な接触解析手法

後藤 恵一* 曾我部 正道**
渡辺 勉* 徳永 宗正*

A Simple Analysis Model for Contact between Car Bodies and Structures Using Multi Body Dynamics

Keiichi GOTO Masamichi SOGABE
Tsutomu WATANABE Munemasa TOKUNAGA

In this study, we have constructed an efficient contact model to express collision phenomenon between the car and the structures during an earthquake. Specifically, we define contact detection points on multi-body vehicle model and define the contact surface on structures modeled by FEM. The dynamic interaction force is calculated by the penalty method. In addition, we have incorporated the model into the numerical analytical program DIA-STARS III that is able to express the railway vehicle behavior before and after derailment. Finally, to validate the practicability of the proposed model, we have conducted the analysis of the behavior of the car body contacting with the structures after derailment during earthquake.

キーワード：接触モデル，動的相互作用，マルチボディーダイナミクス，有限要素法，地震，脱線

1. はじめに

鉄道構造物等設計標準・同解説（変位制限）¹⁾では、大規模地震動に対して単一の対策のみで列車の走行安全性を確保することが困難であること、従って、大規模地震動に対しては、地震早期検知システム、構造物の補強、軌道の安全対策等を利用し、鉄道システム全体として減災に努める必要があること等が指摘されている。

これら減災対策のうち、軌道側の対策として、車両の脱線を防止する脱線防止ガード²⁾や、万が一車両が脱線した場合でも脱線した車両を反対線や線路外部に逸脱することを防止する逸脱防止装置^{2) 3)}の開発が進められている。このような対策工の開発や導入にあたっては、地震時の車両挙動及び対策工の具体的な構造、設計法、性能、費用対効果、あるいは設置の優先順位等を明確にしておく必要がある。この点に関して、地震時の脱線までの車両挙動や脱線防止ガードの性能については、既に、実物大車両模型を用いた振動台実験や数値解析により明らかにされている^{4) 5)}。また、脱線後の車両挙動については、実験による検討が困難であることから数値解析による検討が進められ、その基本的な挙動が明らかにされつつあるが⁶⁾、車両の各部位（例えば、モーターや車体）が軌道や構造物等の地上設備（以下、線路構造物）に接触する影響については十分な検討が行われていない^{7) 8)}。さらに、様々なタイプの逸脱防止装置が開発

される中で、その効果を定量的に評価可能な柔軟な数値解析手法の確立が求められている。

以上から、本研究では、車両の各部位と線路構造物との接触を考慮した、脱線前～脱線後の一連の車両挙動を表現可能な数値解析手法の確立を目的として、その初期段階として、車体と線路構造物の接触評価手法を提案するとともに、既存の解析プログラムに組み込み、その実用性を検討した。

以下、2章では提案手法について説明し、3章では提案手法の実用性検証を目的に実施した試計算について記す。

2. 解析手法

接触体の形状寸法や材料の非線形特性を考慮した精緻な接触評価を行う場合、FEM解析手法を用いるのが一般的である⁹⁾。しかしながら、本研究で対象とするのは複雑な多自由度の接触問題であるため、単純なシェル要素やソリッド要素による接触問題とすると、膨大な自由度が必要となる。また、本研究では、走行中の車両が地震動等の外力によって脱線し、線路構造物に接触するような数十秒単位の長時間の現象を評価する必要がある。このような問題に対して実用的な数値解析を行うためには、何らかの工夫が必要となる。本研究において、車両と線路構造物間の接触解析を行うための基本コンセプトは以下の通りである。

- (1) 車体、台車、輪軸（車両側逸脱防止ガードを含む）と線路構造物の接触問題を効率的に取り扱うことと

* 鉄道力学研究部 構造力学研究室

** 前 鉄道力学研究部

特集：鉄道力学

する。即ち、有限要素同士のようなマイクロな接触は対象とせず、一定の程度を保ちつつもマクロに接触現象を表現する。

- (2) 接触方向は線路直角方向、鉛直方向とし、線路方向の衝突に関しては線路構造物側の反力のみ取り扱う。よって車両は等速運動するものとする。また、本解析手法では正面衝突問題は取り扱わない。
- (3) 接触はペナルティ法を用いて効率的に行うこととする。接触力計算は、車両側の接触検知点と線路構造物側の接触面とで行う。
- (4) 接触（ペナルティ）ばねは、接触検知点と接触面の相対変位（仮想食い込み量）と接触力の関係として定義し、マルチリニアモデルとして区分的に表す。この接触ばね特性については、要素実験または詳細なFEM解析により別途求める。
- (5) 各接触ばねは、各接触検知点の支配面積に応じて個々に定義する。
- (6) 車両側の接触検知点は、接触検知点が属するマルチボディー（車体、台車または輪軸）の重心に対する相対位置で定義する。
- (7) 線路構造物側の接触面は、レールとその他の構造に分ける。レールは同一構造が連続して続くため、線路直角方向にはFEMを用いずに剛体断面のマルチボディーとして定義する。その他の構造は、FEM節点情報を用いて接触面を定義する。
- (8) 接触解析は、接触開始判定トリガーにより、個々の車両、台車、輪軸単位で行う。

なお、本研究では、研究の初期段階として、車体と線路構造物間の接触評価手法について先行して検討を行った。また、本提案手法は、脱線前後の車両挙動を解析可能な、新幹線車両と鉄道構造物との動的相互作用解析プログラム DIASTARS III⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾を改良することで構築した。以下にその概要を述べる。

2.1 車両の力学モデル

図1に車両の力学モデルを示す。車両は、車体、台車、輪軸の各構成要素を剛体と仮定し、これら剛体をばね、ダンパで結合した三次元モデルとした。1車両当たりの自由度は31である。また、実車では各構成要素間に著大な相対変位を抑制できるストoppaが設けられていることから、これを表現するために、ばねはバイリニア形（非線形ばね）とした。なお、力学モデルの妥当性については、実物大車両模型を用いた検証実験⁽⁴⁾や、汎用の機構解析プログラム及びFEM解析プログラムとの比較・検証が既に実施されている⁽¹²⁾⁽¹³⁾。

車両系の運動方程式は、車両座標系において、車両の各構成要素間の非線形ばね項を右辺に移行し、式(1)のように表せる。

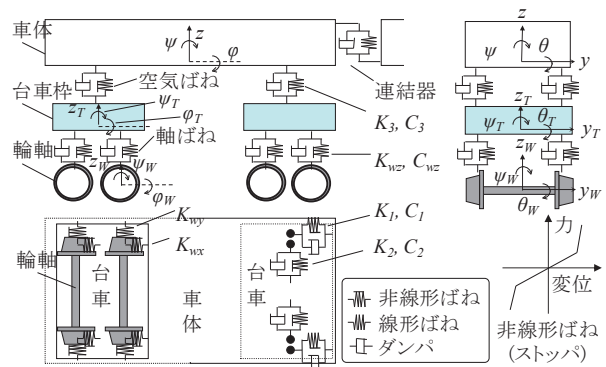


図1 車両の力学モデル

$$M^V \ddot{X}^V + C^V \dot{X}^V + K^V X^V = F_L^V + F_T^V(X^V, X^B) + F_N^V(X^V) \quad (1)$$

ここに、 X^V は車両の変位ベクトル、 X^B は構造物の変位ベクトル、 M^V 、 C^V 、 K^V はそれぞれ車両の質量、減衰、剛性マトリクス、 F_L^V は遠心力や風荷重等の車両への荷重ベクトル、 $F_T^V(X^V, X^B)$ は構造物との相互作用力、 $F_N^V(X^V)$ は外力として扱う車両モデル内の非線形ばね力の荷重ベクトルである。

2.2 構造物の力学モデル

DIASTARS IIIでは、任意の構造形式を、様々な有限要素でモデル化することができる。

なお、構造物系の運動方程式は、構造物の非線形ばねの項を右辺に移行し、式(2)のように表せる。

$$M^B \ddot{X}^B + C^B \dot{X}^B + K^B X^B = F_L^B + F_T^B(X^V, X^B) + F_N^B(X^B) \quad (2)$$

ここに、 M^B 、 C^B 、 K^B はそれぞれ構造物の質量、減衰、剛性マトリクス、 F_L^B は主として地震や風荷重等の構造物に働く荷重ベクトル、 $F_T^B(X^V, X^B)$ は車両との相互作用力に関する節点荷重ベクトル、 $F_N^B(X^B)$ は外力扱いとした構造物モデル内の非線形ばね力の荷重ベクトルである。

2.3 車体と線路構造物の接触モデル

図2に車体と線路構造物間の接触モデルの概念図を示す。本提案手法は、車体と線路構造物間の複雑な接触現象を実用的なレベルで表現可能なものとするために、車体に定義した接触検知点と、線路構造物FEM情報から構成した接触面により、接触評価を行うものである。

2.3.1 車体の接触検知点

構造物と接触する可能性のある車体の任意箇所（任意箇所）に接触検知点 C_i ($i=1, \dots, n$) を定義し、接触検知点において構造物との接触判定や相互作用力を計算するものとした。本手法により、車体の接触位置があらかじめ予想できる場合には、接触する可能性のある位置にのみ接触検知点

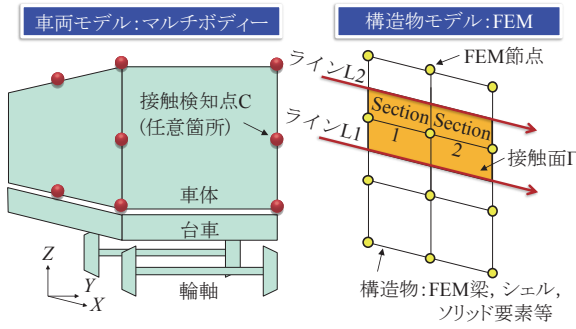


図2 車体と構造物の接触モデルの概念図

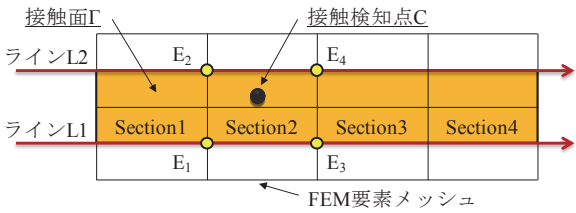


図3 構造物上の接触面のモデル化

を配置することで高速な接触計算を行える。また、車体側の接触位置が予想できない場合には、接触検知点を密に配置することで、接触位置の特定も可能となる。

2.3.2 構造物上の接触面

図3に構造物上の接触面のモデル化を示す。接触面は、構造物 FEM 要素上に定義した線路方向の2本のラインにより挟まれる領域としてモデル化することとした。また、この接触面は、ラインL1及びL2が通過する要素境界上のE1～E4の4点で定義される双一次曲面の各セクションにより区分的に表現することとした。接触面をセクションにより表現することで、接触検知点が存在するセクション(図3ではSection2)でのみ接触計算を行えば良いため、高速な計算が可能となる。

2.3.3 接触検知点と接触面間の接触力

図4に示すように、車体表面に定義した接触検知点Cと構造物上の接触面セクションとの接触を考える。セクションを構成する4点E_i (i=1～4)の初期の全体座標系での位置をX_iとすると、接触面の局所座標系を定義する単位ベクトルe₁～e₃は、式(3)のように表すことができる。

$$\begin{aligned}
 e_1 &= (X_3 - X_1) / |X_3 - X_1| \\
 e'_2 &= (X_2 - X_1) / |X_2 - X_1| \\
 e_3 &= e_1 \times e'_2 / |e_1 \times e'_2| \\
 e_2 &= e_3 \times e_1
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

系全体の動的挙動が時刻tまでが解かれているとする。この時、接触検知点Cの時刻t+Δtでの全体座標系での位置をX^C_{t+Δt}=(X^C_{t+Δt}, Y^C_{t+Δt}, Z^C_{t+Δt})とすると、接触面局所座標系での位置P^Cは、式(4)のように表すことができる。

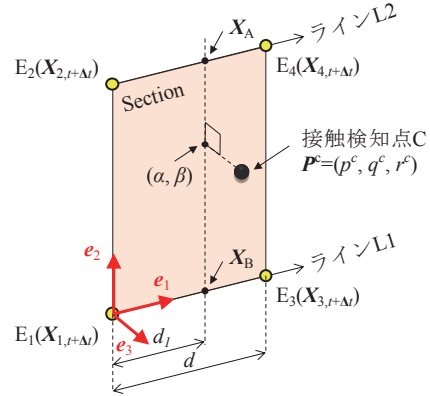


図4 接触検知点Cと接触面(Section)との接触

$$p^C = \begin{pmatrix} p^c \\ q^c \\ r^c \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} (X_{t+\Delta t}^C - X_1) \cdot e_1 \\ (X_{t+\Delta t}^C - X_1) \cdot e_2 \\ (X_{t+\Delta t}^C - X_1) \cdot e_3 \end{pmatrix}
 \tag{4}$$

また、時刻t+Δtにおいて、ラインL1上で接触検知点CがE₁からd₁の距離にあるものとし、E₁～E₃間の距離をdとすると、接触検知点Cの接触面上ラインL1方向の正規座標αは式(5)のように書ける。

$$\alpha = d_1 / d
 \tag{5}$$

次に、時刻t+ΔtでのE_iの変位ベクトルをu_{i,t+Δt}、E_iの全体座標系での初期位置(t=0)をX_iとすると、時刻t+ΔtでのE_iの全体座標系の位置X_{i,t+Δt}は、式(6)で表せる。

$$X_{i,t+\Delta t} = X_i + u_{i,t+\Delta t} \quad (i=1\sim 4)
 \tag{6}$$

時刻t+ΔtにおけるラインL1及びL2上の接触検知点Cに関わる点X_A、X_Bの全体座標系での位置は、E₂、E₄及びE₁、E₃の時刻t+Δtの全体座標系での位置X_{i,t+Δt}と正規座標αを用いて式(7)のように書ける。

$$\begin{aligned}
 X_A &= X_{2,t+\Delta t} + \alpha(X_{4,t+\Delta t} - X_{2,t+\Delta t}) \\
 X_B &= X_{1,t+\Delta t} + \alpha(X_{3,t+\Delta t} - X_{1,t+\Delta t})
 \end{aligned}
 \tag{7}$$

また、X_A、X_Bの接触面局所座標系での位置をP_A、P_Bとし、その成分を式(8)と書くと、接触検知点Cの接触面上ライン直角(e₂)方向の正規座標βは式(9)のように書ける。

$$P_A = \begin{pmatrix} p_A \\ q_A \\ r_A \end{pmatrix}, P_B = \begin{pmatrix} p_B \\ q_B \\ r_B \end{pmatrix}
 \tag{8}$$

$$\beta = (q^c - q_B) / (q_A - q_B)
 \tag{9}$$

ここで、0 ≤ β ≤ 1となる時、接触検知点CはラインL1とL2の間にある、即ち、接触面内にあることを意味する。また、接触面の正規座標(α, β)の位置でのe₃方向の座標は、βで補間し式(10)で求められる。

特集：鉄道力学

$$r = r_B + \beta(r_A - r_B) \quad (10)$$

よって、接触検知点 C と接触面間の相対変位（接触変位） δ_n は、式 (11) となる。

$$\delta_n = r - r^c + \varepsilon(x_{t+\Delta t}^c) \quad (11)$$

ここに、 $\varepsilon(x_{t+\Delta t}^c)$ は接触面にあらかじめ定義された不整である。 $\delta_n < 0$ の時、接触検知点 C と接触面は非接触、 $\delta_n \geq 0$ の時、接触検知点 C と接触面は接触しているものと考え、接触力 F_n^c を計算する。接触力 F_n^c は接触検知点 C と接触面間の相対変位 δ_n の関数として式 (12) のように表す。

$$F_n^c = K_n(\delta_n) \quad (12)$$

ここに、 K_n は接触検知点と接触面間の相対変位と接触力の関係式である。この K_n に関しては、接触材料間の弾塑性変形や局部座屈などの非線形挙動を表現するもので、静的載荷試験や詳細な FEM 解析により別途求める。

式 (12) より求められた接触力 F_n^c は、車両に対しては車体重心位置での作用力及びモーメント力に変換し、式 (1) の車両の運動方程式に付加する。また、構造物に対しては接触力 F_n^c を接触位置近傍の FEM 節点に分配し、節点力として式 (2) の運動方程式に付加する。

2.3.4 脱線前の車輪とレール間の力学モデル

脱線前の車輪とレール間の力学モデルは、従来の提案モデルを使用した¹¹⁾。以下に概要のみを示す。

脱線前の車輪とレール間の相互作用力は、両者の鉛直方向相対変位及び水平方向相対変位を用いて算定した。具体的には、両者の接触面の法線方向には Hertz の接触ばねを、接線方向にはクリープ力をそれぞれ考慮した。車輪フランジとレールが接触した場合にはレールの小返りばねを用いてフランジ接触力を表現した。

2.3.5 脱線後の車輪と軌道間の力学モデル

脱線後の車輪と軌道の力学モデルは、従来の提案モデルを使用した⁶⁾。従来モデルでは、車輪と軌道部材（レールやまくらぎ、逸脱防止ガード）の接触を表現できる。以下に概要のみを示す。

脱線後の車両挙動を評価するために、マルチボディーダイナミクスの手法を用いて逸脱防止ガードを含む軌道構造と車輪をモデル化した。車輪と逸脱防止ガード及び軌道構造間の弾性体同士の接触効果はペナルティ法を用いて非線形の衝突ばねにより表現した。また、車輪が軌道上面を左右方向に移動する場合の摩擦力は、等価なクーロン摩擦により表した。ここで、脱線までは前節の車輪とレールの精密な幾何学形状を考慮した接触モデルを、脱線後は本節の脱線後モデルを車輪ごとに使い分けることとした。脱線後のモデルでは、レールは矩形断面とし、車輪の衝突や飛び越えも考慮できるモデルとした。

レールとの衝突時の横圧は小返りばねにて表現した。脱線後のレール上への再載線は考慮しない。

2.3.6 数値解析法

DIASTARS III では、車両及び構造物に関する運動方程式を連立して解くことにより、複数の車両からなる長大な列車と構造物との動的な連成解析を行うことができる。効率的な数値解析を行うために、車両及び構造物の運動方程式をモーダル変換する。得られる車両及び構造物のモーダル座標系上での運動方程式を、Newmark の平均加速度法により時間増分 Δt ごとに解いていく。ただし、運動方程式が非線形であることから、不釣合力が十分小さくなるまで Δt 内において反復計算を行う。

2.3.7 解析手法の妥当性

提案接触モデルを組み込んだ本解析手法の妥当性に関しては、実物大実験により検証を行うことは困難である。また、縮小模型実験では、接触部分の構成則を再現することが難しいため、マルチボディーとしての挙動を検証するにとどまる。現状、本解析手法の妥当性については、下記により確保されているものと判断する。

- (1) 脱線までの車両の非線形挙動は、汎用の機構解析プログラム及び FEM 解析プログラムとの比較により検証されている^{12) 13)}。
- (2) 車輪と軌道間、車両と線路構造物間の接触ばねは、実物大部分模型実験や詳細な FEM 解析の結果を用いる。

3. 解析手法の実用性の検討

本章では、2章で述べた解析手法を用いて、脱線後の車体と構造物の接触モデルに関する試計算を実施した。本検討は、脱線後の車輪と軌道が接触しつつ、車体と構造物が接触する複雑な場合について、また、車体と構造物の接触が非線形領域にある場合について、解析手法を検証するものである。

3.1 検討方法

図 5 に解析モデルを示す。軌道は十分に長い 2 本の剛な梁要素でモデル化し、その両端に加速度入力用の巨大質点を設けた。構造物も同様に 2 本の剛な梁要素でモデル化し、構造物の上端及び下端位置に接触面定義用の 2 本のラインを設定し、接触面を構成した。接触面上の不整については考慮していない。

図 6 に解析の初期条件を示す。図 6 (a) に示すように車体側の接触検知点は、構造物との接触が想定される位置に配置した。具体的には、線路方向の車体先頭及び後尾の 2 箇所に、車体重心位置を基準として鉛直方向に 100mm 間隔で 10 点ずつ（先頭と後尾で計 20 点）配置した。脱線後には車両が走行面に落下するため、その落

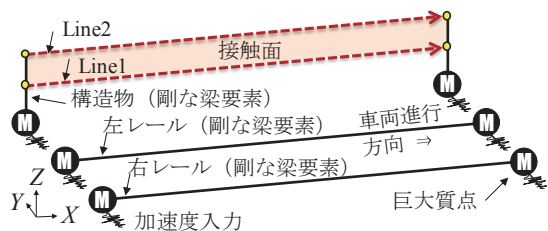


図5 解析モデル

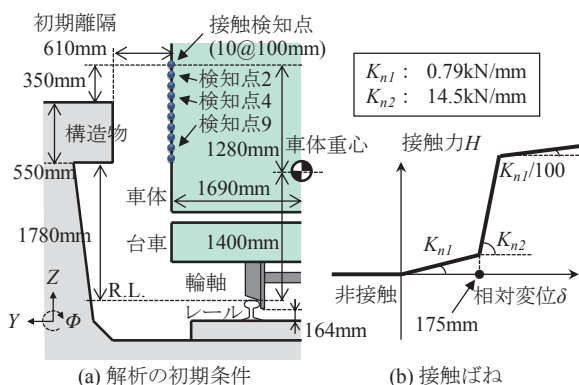


図6 解析の初期条件

下量を考慮した接触検知点の配置とした。脱線後の走行面から車輪フランジまでの高さを164mm、車体と構造物との初期離隔は610mmとした。図6(b)に車体と構造物の接触ばねを示す。車体と構造物の接触ばねに関する知見はほとんど得られていないため、長さ6.5mの実物大輪切り車体模型(在来線)に対して実施された静的載荷試験結果¹⁴⁾を参考に25m車両分に換算し、接触検知点が幾何学的に同時接触する数(ここでは車体前後6点ずつの計12点)で除した値とした。ここで、初期の緩やかな勾配は主に車体側構えの変形を、その後の急な勾配は主に台枠の変形を表現するものである。さらにその後の緩やかな勾配は、材料の破断や圧壊等の破壊現象を疑似的再現したものである。また、本試計算は提案手法の実用性を検討するものであり、接触検知点の適切な配置間隔や接触ばね剛性の与え方については、今後の検討課題としたい。

入力波は加振振動数0.5~2.0Hzの正弦波とし、振幅を徐々に増加させながら検討を行った。車両は新幹線車両1両とし、車両速度は270km/hとした。

3.2 検討結果

3.2.1 時刻歴波形

図7に加振振動数1.0Hzの時刻歴波形を示す。解析開始後約3.5秒で脱線した後、車両がレールから走行面に落下し、また、車体の水平変位が増大していることが分かる。その後、車体の水平変位は増減しているが、これは、車体と構造物間、車輪とレール間の接触を繰り返

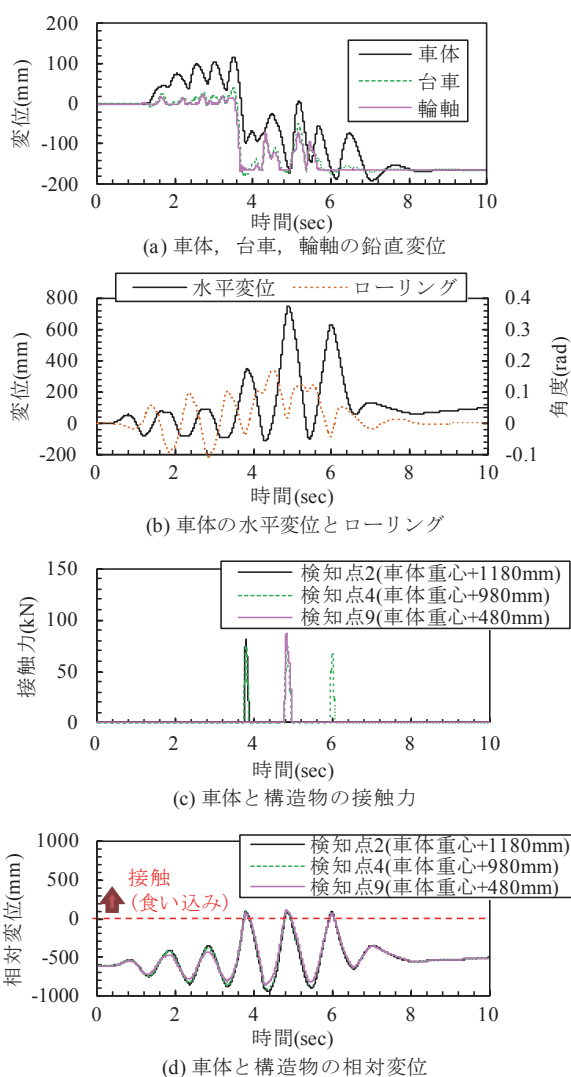


図7 時刻歴波形(加振振動数:1.0Hz, 振幅:160mm)

すためである。車体と構造物の接触に関しては、相対変位が正となる時刻に発生していることが確認できる。

3.2.2 接触力の分布

図8に時刻3.8秒及び4.8秒での各接触検知点での接触力の分布を示す。3.8秒ではヨーイングが生じているため車体先頭のみ接触となっているが、図7の車体の鉛直変位及びローリングに対応した接触力分布となっている。また、接触面の高さ550mmに対して、100mm間隔で配置した接触検知点が6点同時に接触していることから、妥当な接触判定が行われているものと考えられる。

3.2.3 最大接触力と最大相対変位の関係

図9に最大接触力と最大相対変位の関係を示す。同図より解析結果が仮定した接触ばねのライン上にプロットされていることが確認できる。即ち、本手法は初期勾配後の急激な立ち上がりや、その後の軟化勾配に対しても安定した接触計算が可能であることが分かる。

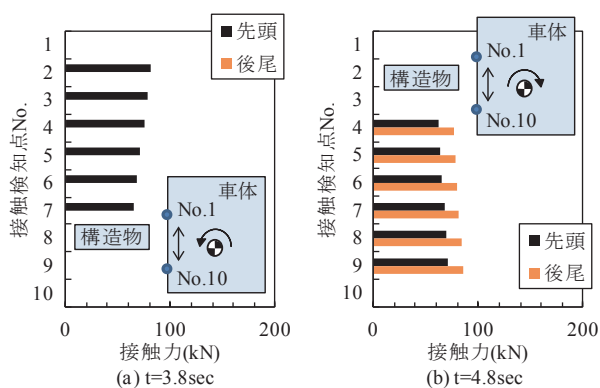


図8 接触力の分布

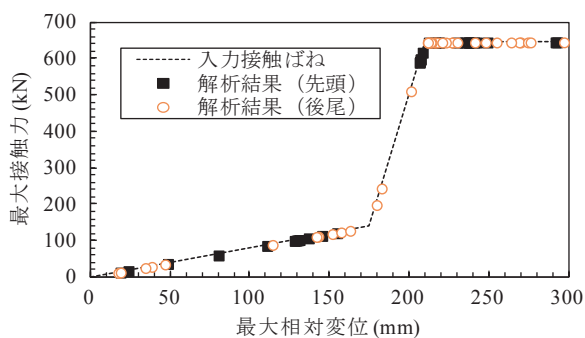


図9 最大接触力と最大相対変位の関係

以上から、脱線後の車輪と軌道が接触しつつ車体と構造物が接触する場合や、車体と構造物の接触が非線形となる場合についても、本解析手法が接触現象を表現可能であることを確認できた。

4. まとめ

本研究では、車体と線路構造物の接触を効率的に表現可能な接触モデルを提案するとともに、提案手法を用いた試計算を実施した。以下に、本研究のまとめを示す。

- (1) 車体と線路構造物の接触モデルとして、マルチボディー車両モデルに配置した任意の接触検知点と、構造物側 FEM 情報から構成した接触面との動的相互作用力を、ペナルティ法により計算する手法を提案した。
- (2) 脱線後の車体と構造物の接触に関する試計算により、脱線後の車輪と軌道が接触しつつ、車体と構造物が接触する複雑な場合について、また、車体と構造物の接触が非線形領域にある場合についても、本解析手法がその接触現象を表現可能であることを確認した。

本研究では、線路構造物との接触を車体に限定したが、今後は台車及び輪軸に拡張する予定である。また、

接触検知点の適切な配置方法や接触ばね剛性の与え方を検討することで、最終的には逸脱防止装置の性能や、脱線後のより詳細な車両挙動の評価を実施していく予定である。

文献

- 1) 鉄道総合技術研究所：鉄道構造物等設計標準・同解説 - 変位制限, 丸善, 2006
- 2) 森村勉, 関雅樹：新潟県中越地震後の東海道新幹線の地震対策について, 鉄道技術連合シンポジウム論文集, No.16, pp.545-548, 2009
- 3) 浅沼潔, 曾我部正道, 渡辺勉, 岡山準也, 涌井一：逸脱防止機能を有するバラスト・ラダー軌道の開発, 鉄道総研報告, Vol.23, No.2, 2009
- 4) 宮本岳史, 松本信之, 曾我部正道, 下村隆行, 西山幸夫, 松尾雅樹：大変位軌道振動による実物大鉄道車両の加振実験, 日本機械学会論文集 (C 編), Vol.72, No.706, pp.1849-1855, 2005
- 5) 森村勉, 西村和彦, 曄道佳明, 曾我部正道：地震時の脱線メカニズムおよび脱線防止ガード機能に関する解析, 鉄道技術連合シンポジウム論文集, No.16, pp.561-564, 2009
- 6) 後藤恵一, 曾我部正道, 田辺誠, 浅沼潔：脱線後の車輪と軌道の接触モデルに関する研究, 鉄道力学論文集, No.15, pp.132-139, 2011
- 7) Brabie, D.: Wheel-Sleeper Impact Model in Rail Vehicles Analysis, Journal of System Design and Dynamics, Vol.1, No.3, pp.468-480, 2008.
- 8) 葛田理仁, 児玉真一, 金元啓幸, 宇治田寧, 西山幸夫：1/10 模型車両による側壁誘導試験と数値シミュレーション, 鉄道総研報告, Vol.28, No.12, pp.23-28, 2014
- 9) 土木学会：衝撃実験・解析の基礎と応用, 丸善, 2004
- 10) 涌井一, 松本信之, 松浦章夫, 田辺誠：鉄道車両と線路構造物との連成応答解析法に関する研究, 土木学会論文集, No.513/I-31, pp.129-138, 1995
- 11) 松本信之, 田辺誠, 涌井一, 曾我部正道：非線形応答を考慮した鉄道車両と構造物との連成応答解析法に関する研究, 土木学会論文集 (A 編), Vol.63, No.3, pp.533-551, 2007
- 12) 曾我部正道, 浅沼潔, 涌井一：地震時列車逸脱防止ガードの性能評価法の開発, 鉄道力学論文集, No.11, pp.69-74, 2007
- 13) 後藤恵一, 曾我部正道, 浅沼潔, 徳永宗正：有限要素法による車両/軌道の加振モデルの構築, 鉄道技術連合シンポジウム論文集, No.18, pp.337-340, 2011
- 14) 沖野友洋, 宇治田寧：側面からの荷重に対する車体強度特性評価, 鉄道総研報告, Vol.25, No.8, pp.23-28, 2011