

2105 縮尺模型輪軸の運動シミュレーション法に関する研究

○ 山本 隼太 (東京理科大学) 正 [機] 杉山 博之 (東京理科大)
正 [機] 仁科 穰 (JR 東海) 正 [機] 角南 浩靖 (JR 東海)

Development of Numerical Procedure for Dynamic Simulation of Scaled Wheelset

Hayata YAMAMOTO, Tokyo University of Science, Kudankita1-14-6, Chiyoda-Ku, Tokyo

Hiroyuki SUGIYAMA, Tokyo University of Science, Kudankita1-14-6, Chiyoda-Ku, Tokyo

Minoru NISHINA, Central Japan Railway Company, Ohyama 1545-33, Komaki, Aichi

Hironobu SUNAMI, Central Japan Railway Company Ohyama 1545-33, Komaki, Aichi

In this investigation, a numerical procedure for the analysis of a scaled wheelset running on a roller rig is developed. The nonlinear equations of motion of a scaled truck model are derived as a multibody system, while the three-dimensional contact between the wheel and roller rig is modeled using an elastic contact approach. In order to account for the wheel lift due to the severe flange impact with the roller rig, multiple look-up contact tables are developed and used for determining the location of contact points, depending on the number of contact points for each wheel. It is demonstrated that good agreements are obtained between the simulation and experimental results for the wheelset hunting; two-point tread and flange contact; and flange impact that involves the wheel lift.

Keywords : Scaled wheelset, Wheel/rail contact, Multi-point contact, Wheel lift, Flange impact, Multibody dynamics

1. 緒言

軌条輪を用いた台上試験により鉄道車両および台車の運動特性が評価される一方、軌条輪を考慮した数値シミュレーションでは、軌条輪の前後曲率に起因した3次元の接触点位置の変化を厳密に考慮した解析が求められる⁽¹⁾。また、軌条輪を用いて、地震時の車両ロッキング挙動を検討した研究⁽²⁾や軌条輪にアタック角を与えることで操舵台車の曲線通過性能評価を行った研究などが報告されている⁽³⁾。一方、フランジインパクトを伴う車輪の浮き上がり挙動に対しては、実車による試験が困難であり、軌条輪装置を用いた模型試験やシミュレーションにより、その脱線形態や車両運動を明らかにする必要がある。そこで、本研究では、前報⁽⁴⁾で報告した図1に示すフランジインパクトを模擬可能な軌条輪試験装置に対して、そのシミュレーション法を開発し、実験結果との比較により、提案手法の妥当性検証を行う。

2. 縮尺模型輪軸モデルの定式化

2.1 軌条輪装置⁽⁴⁾

図1に本研究で用いた1/3軌条輪装置を示す。本軌条輪装置は、軌条輪、輪軸、台枠および台枠支持点からなり、台枠支持点と台枠は支持棒、アクチュエータ、ヨーダンパを介して接続されており、台枠および輪軸は1次ばねにより結合されている。本試験装置は、アクチュエータにより輪重調整が可能であり、また、左右方向にもアクチュエータにより強制変位を与えることが可能である。台枠支持点は、リニアガイドにより左右方向に移動可能である。また、模型台枠は、台枠支持点においてロール方向にピン支持されており、その支持点まわりにロール運動を行い、支持棒と台枠はシリンドリカルジョイントにより結合されている。そのため、台枠は支持棒に

沿って上下変位し、その軸回りにヨー回転できる。台枠上に固定された左右のアクチュエータの上端は、リニアガイドにより左右および前後方向に移動可能であり、左右2つのアクチュエータは台枠と一緒にヨー変位する。

2.2 模型台枠モデルの運動方程式

図2に示す模型台枠の独立自由度は、台枠支持点の左右変位 y^c 、台枠の上下変位 z^t 、ヨー軸周りの回転 ψ^t および台枠支持点を中心としたロール回転 ϕ^t の4つ変数によって記述できる。これより、模型台枠モデルの一般化座標は以下のように定義できる。

$$\mathbf{p} = [\mathbf{R}_p^T \quad \mathbf{0}_p^T]^T \quad (1)$$

ここで、 $\mathbf{R}_p = [y^c \quad z^t]^T$ 、 $\mathbf{0}_p = [\psi^t \quad \phi^t]^T$ であり、添え字の c は台枠支持点、 t は台枠に関する座標を表す。また、

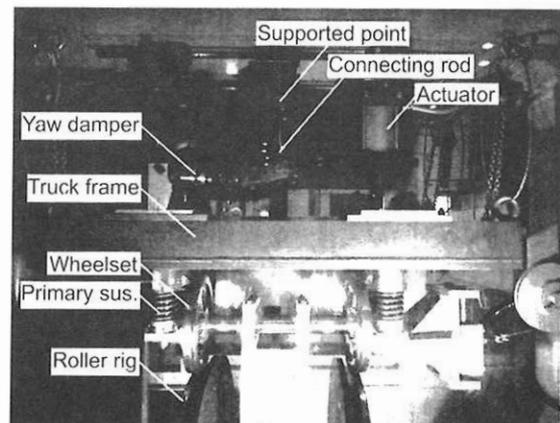


Fig.1 1/3 scaled roller rig

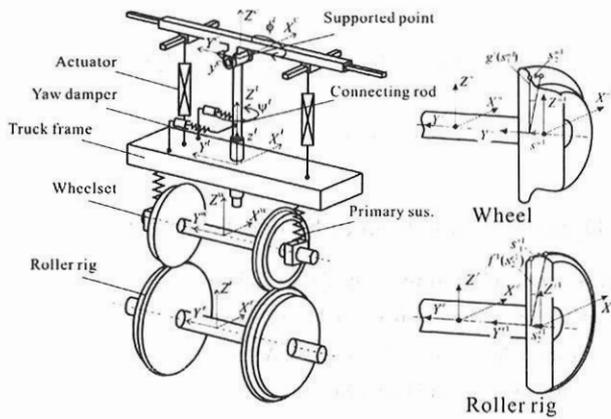


Fig.2 Truck and roller rig simulation models

図2より、台枠重心の絶対位置ベクトルが次式のように求まる。

$$\mathbf{R}' = \mathbf{R}^c - \mathbf{A}'\mathbf{u}' \quad (2)$$

ここで、 \mathbf{R}^c は台枠支持点位置、 \mathbf{A}' は台枠のヨーおよびロール回転で表される姿勢行列であり、 $\mathbf{u}' = [0 \ 0 \ l_0 - z']^T$ 、また l_0 は中立位置における台枠支持点と台枠間の上下方向距離である。式(2)より、台枠重心の速度および角速度は次式のように与えられる。

$$\dot{\mathbf{R}}' = \dot{\mathbf{R}}^c + \mathbf{A}'\dot{\mathbf{u}}'\bar{\mathbf{G}}'\theta_p - \mathbf{A}'\dot{\mathbf{u}}' \quad (3)$$

ここで、 $\dot{\omega}' = \bar{\mathbf{G}}'\dot{\theta}_p$ なる関係が成立する。同様に台枠の重心加速度および角加速度から、仮想パワーの原理により以下の変分運動方程式が導出できる。

$$\delta\dot{\mathbf{R}}'^T (\mathbf{M}^c\dot{\mathbf{R}}^c - \mathbf{F}^c) + \delta\dot{\mathbf{R}}'^T (\mathbf{M}'\dot{\mathbf{R}}' - \mathbf{F}') + \delta\omega'^T (\bar{\mathbf{I}}_{\theta\theta}'\dot{\omega}' + \dot{\omega}' \times (\bar{\mathbf{I}}_{\theta\theta}'\dot{\omega}') - \bar{\mathbf{N}}_{\theta}') = 0 \quad (4)$$

ここで、 \mathbf{M} および $\bar{\mathbf{I}}_{\theta\theta}$ は各ボディの質量行列および慣性テンソル行列であり、 \mathbf{F} および $\bar{\mathbf{N}}$ はそれぞれ、各ボディの重心位置に作用する絶対座標系で記述された外力ベクトルおよびボディ座標系で記述された外トルクベクトルを表す。これより、一般化座標 \mathbf{p} に関する運動方程式が次式のように導出できる。

$$\hat{\mathbf{M}}\dot{\mathbf{p}} = \hat{\mathbf{Q}} \quad (5)$$

ここで、一般化質量行列 $\hat{\mathbf{M}}$ および一般化力ベクトル $\hat{\mathbf{Q}}$ はそれぞれ次式のように与えられる。

$$\hat{\mathbf{M}} = \begin{bmatrix} \mathbf{L}_R^T \mathbf{M}^c \mathbf{L}_R + \mathbf{H}_R^T \mathbf{M}' \mathbf{H}_R & \mathbf{H}_R^T \mathbf{M}' \mathbf{H}_{\theta} \\ \mathbf{H}_{\theta}^T \mathbf{M}' \mathbf{H}_R & \mathbf{H}_{\theta}^T \mathbf{M}' \mathbf{H}_{\theta} + \bar{\mathbf{G}}'^T \bar{\mathbf{I}}_{\theta\theta}' \bar{\mathbf{G}}' \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$\hat{\mathbf{Q}} = \begin{bmatrix} \mathbf{L}_R^T \mathbf{F}^c + \mathbf{H}_R^T (\mathbf{F}' - \mathbf{M}'\gamma) \\ \mathbf{H}_{\theta}^T (\mathbf{F}' - \mathbf{M}'\gamma) + \bar{\mathbf{G}}'^T (\bar{\mathbf{N}}_{\theta}' - \bar{\mathbf{I}}_{\theta\theta}'\gamma_{\alpha} - \dot{\omega}' \times (\bar{\mathbf{I}}_{\theta\theta}'\dot{\omega}')) \end{bmatrix} \quad (7)$$

ここで

$$\delta\dot{\mathbf{R}}^c = \mathbf{L}_R^c \delta\dot{\mathbf{R}}_p, \delta\dot{\mathbf{R}}' = \mathbf{H}_R \delta\dot{\mathbf{R}}_p + \mathbf{H}_{\theta} \delta\dot{\theta}_p, \delta\omega' = \bar{\mathbf{G}}' \delta\dot{\theta}_p \quad (8)$$

なる関係が成立する。

2.3 模型輪軸および軌条輪のモデリング

輪軸は軌条輪上を走行するため、車輪と軌条輪間の接触に対応したモデル化が必要となる。そこで、図2に示すように車輪および軌条輪のプロファイル座標系を定義し、表面パラメータ s_1 および s_2 を用いて、車輪および軌条輪の左右および周方向の座標を定義する。これらのパ

ラメータを用いて、実測車輪および軌条輪のプロファイル形状を表し、接触解析に用いる⁽⁵⁾。また、本モデルでは、車輪周方向の3次元の接触点位置変化も考慮しているため、輪軸が軌条輪に対してヨー変位した際に発生する、車輪および軌条輪の周方向の接触点位置も厳密に考慮できる。また、軌条輪は、アクチュエータにより左右変位可能であり、また、輪軸にアタック角を与えるために、軌条輪はその鉛直軸回りにも回転可能である。そこで、これらの強制変位および軌条輪のピッチ回転を駆動拘束として定義し、これらの変位および回転以外の変数については慣性座標系に固定する。

3. 車輪浮き上がりを考慮した車輪/軌条輪接触解析法

本解析では、車輪の浮き上がりを考慮するために、弾性接触法を用いる。今回対象とする解析では、

- (A) 左右車輪が踏面またはフランジで1点接触する場合
- (B) 片側車輪は1点接触し、もう片側の車輪が、踏面およびフランジで2点接触する場合
- (C) 片側車輪は浮き上がり、もう片側の車輪が踏面またはフランジで1点接触する場合
- (D) 片側車輪は浮き上がり、もう片側の車輪が踏面およびフランジで2点接触する場合

の4通りの接触状態に対応する必要がある。この4つの接触状態に対する接触テーブルを作成し、動解析中における車輪と軌条輪間の接触点位置を算出する。接触幾何解析において、(A)のケースでは、輪軸の左右変位とアタック角を引数とし、(B)のケースでは、アタック角を引数として、2点接触状態における接触点位置の変化を計算することが可能である⁽⁶⁾。一方、片側車輪に浮き上がりが生じる(C)のケースでは、輪軸の左右変位とアタック角に加え、ロール角を引数として、接触テーブルを作成する必要がある。また、片側車輪で2点接触が発生する(D)のケースでは、アタック角とロール角を引数とする。以上から、接触点において、2物体が位置を共有し、接触面が平行となるノンコンフォーマル接触条件式を満足する接触点位置を算出する^(5,6)。また、接触点位置の算出には、著者らが分岐器の車輪/レール接触幾何解析を目的に開発したノード法とノンコンフォーマル法を併用した手法⁽⁷⁾を用いる。

各4ケースに対して作成した接触テーブルをその接触状態に応じて切り換えながら車輪と軌条輪間の接触点位置の算出を行う。踏面1点接触から踏面/フランジ2点接触への遷移は、2点接触テーブルから輪軸のアタック角を引数として2点接触する輪軸の左右変位の閾値を求め、輪軸の左右変位がこの閾値を超えた場合に2点接触と判定する⁽⁸⁾。一方、今回考慮する車輪浮き上がりと着地を判定するための新たなアルゴリズムの開発が必要になる。浮き上がり判定は、法線接触力が0になることを用いれば比較的容易に判定が可能である。しかしながら、着地判定は車輪に法線力が新たに加わることになるため、法線力による判定はできない。そこで、浮き上がり状態が(C)または(D)であるかに応じて、着地時の(A)または(B)のテーブルを用いて着地判定を行う。つまり、現時刻における輪軸の左右変位およびアタック角から、着地状態の(A)または(B)の接触テーブルを用いて、着地状態における輪軸のロール角を算出する。動力学解析中において、浮き上がり中のロール角と(A)または(B)の接触テーブルから求めたロール角の差が十分小さい閾値内にあれば、輪軸は両車輪で接触し、着地したと判定する。さらに、その接触点位置での法線接触力を求め、法線力がゼロで

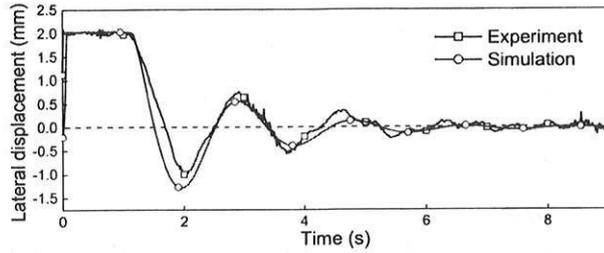


Fig.3 Hunting test (3.88m/s)

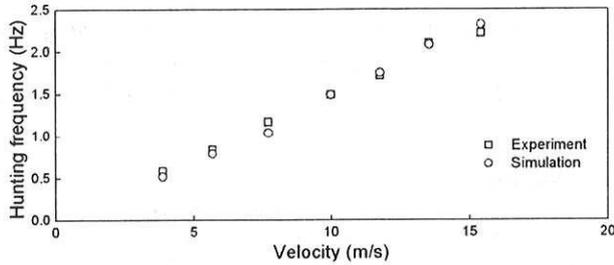


Fig.4 Hunting frequency

ある場合には、まだ浮き上がり状態であるとして計算を進め、そうでなければ着地したとして接触テーブルを切り換える。このように(A)から(D)の接触テーブルを用いることにより、接触テーブルから効率的に車輪の浮き上がりを伴う多点接触問題へ適用可能な解析法を構築することができる。

4. シミュレーションモデルの妥当性検証

本研究で開発した軌条輪上を走行する模型輪軸に対する浮き上がりを考慮した運動シミュレーション法を用いて、実験結果との比較を行い、開発モデルの妥当性検証を行う。

4.1 蛇行動

本実験方法では、輪軸を水平方向（2位側）に引張った状態から水平荷重を除き、その際の蛇行動を計測する。垂直荷重は両車輪とも2.0 kNで一定とし、速度は3.88m/s（実車換算：24km/h）とした。図3に実験および解析で得られた輪軸の左右変位を示す。本図より、蛇行動周波数および振幅に良い一致が見られることが分かる。また、実験結果において観測される蛇行動周波数以外の振動成分は、軌条輪の不整による影響である。また、図4に各速度に対する実験および解析により得られた蛇行動周波数の変化を示す。本図より、種々の速度に対する蛇行動周波数が実験と解析で概ね一致していることが分かる。

4.2 踏面/フランジ2点接触

次に、踏面1点接触から踏面およびフランジの2点接触へ接触状態が変化する際の挙動について検証を行う。実験方法は、図5および図6に示すように、2位側の垂直荷重を時刻約10秒において減少させ、その後、時刻20秒において輪軸に水平荷重を与えて2位側車輪を踏面およびフランジで2点接触させる。また、軌条輪のヨー角を0度とし、走行速度を2.11m/s（実車換算：13 km/h）とした。シミュレーションでは、実測された上下および左右方向のアクチュエータの作用力を入力データとして用いた。図7から図9に輪軸の左右変位、1位および2位の輪重、横圧をそれぞれ示す。輪軸が2位側へ変位す

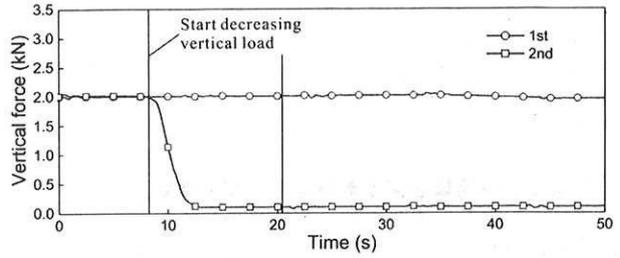


Fig.5 Vertical applied forces (2pt contact)

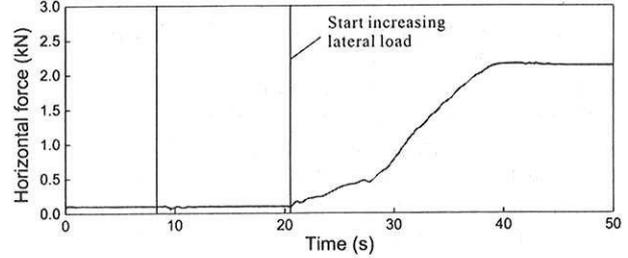


Fig.6 Horizontal applied force (2pt contact)

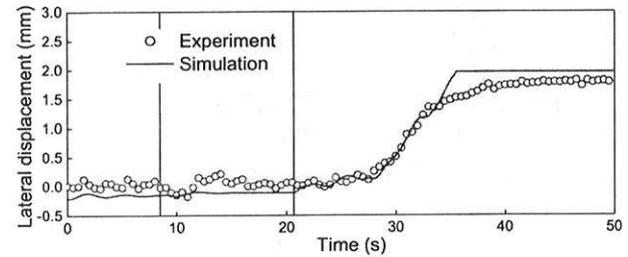


Fig.7 Lateral displacements (2pt contact)

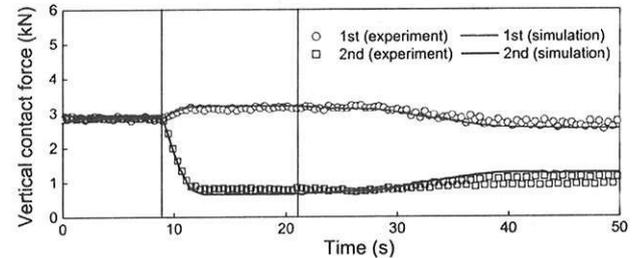


Fig.8 Vertical contact forces (2pt contact)

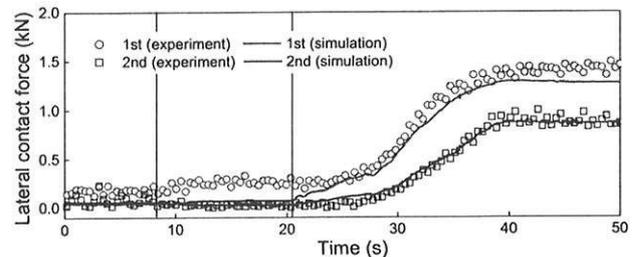


Fig.9 Lateral contact forces (2pt contact)

るタイミングおよび変位の大きさに、実験と解析で概ね良い一致が見られる。またフランジ接触時における左右変位の解析と実験の差は約0.2mm程度と非常に小さいことが分かる。さらに、図8より、輪重の時間変化およびその大きさに実験と解析結果に良い一致が見られる。

特に、垂直荷重が減少する際に、実験において2位側輪重が減少する様子が、解析においても再現できていることが分かる。図9に示す横圧では、1位側横圧が2位側横圧よりも大きくなる傾向およびその大きさが実験と解析で一致していることが分かる。

4.3 フランジ衝撃を伴う車輪浮き上がり挙動

次に、フランジ衝撃を伴う、車輪の浮き上がり挙動に関する検討を行うため、図10に示すように軌条輪をアクチュエータにより約0.03秒で左右方向(1位側)へ10mm強制変位させ、2位側車輪フランジと軌条輪でインパクトが発生する状態を模擬する。走行速度は4.0m/s(実車換算:25km/h)と仮定した。なお、車輪浮き上がり挙動に対するシミュレーションモデルの妥当性検証を目的としているため、2位側に与える垂直荷重をほぼゼロとすることで、2位側車輪の浮き上がりを発生しやすくしている。図11および図12に解析および実験により得られた左右車輪と軌条輪の接触状態の時間変化を示す。本図から、解析および実験のいずれにおいても、軌条輪の強制変位により、2位側でフランジとの衝撃が発生し、そ

の反動で輪軸が1位側に振り戻され、その後1位側においてフランジ接触が発生していることが分かる。さらに2位側で車輪の浮き上がりが発生していることが分かる。このように、フランジインパクトを伴う一連の車輪浮き上がり挙動を提案した解析手法によりモデル化できることが分かる。

5. 結言

本研究では、軌条輪上を走行する1/3縮尺模型輪軸モデルに対する非線形運動方程式を導出し、また、フランジインパクトに伴う、車輪の浮き上がりを考慮した車輪と軌条輪の接触解析法を構築した。蛇行動、踏面/フランジ2点接触、フランジインパクトを伴う車輪浮き上がり挙動に対して、実験結果と解析結果に良い一致が見られ、提案手法の妥当性を示した。

参考文献

- (1) 佐藤, 宮本, 鉄道車両の車輪と軌条輪の接触幾何, 日本機械学会論文集(C編), vol. 59, pp. 1686-1693, 1993.
- (2) Nishimura, N, et al., "Development of Vehicle Dynamics Simulation for Safety Analyses of Rail Vehicles on Excited Tracks", *ASME J Comput Nonlin Dyn*, vol.4, pp.011001, 2009.
- (3) Matsumoto, A., et al., "Research on High Curving Performance Trucks", *Veh Syst Dyn, Supplement*, vol. 41, pp. 33-42, 2004.
- (4) 仁科, 角南, 清水, 杉山, 縮尺模型輪軸による運動特性確認試験, 鉄道技術連合シンポジウム, 2012.
- (5) Shabana, A. A., Zaazaa, K. E. and Sugiyama, H., *Railroad Vehicle Dynamics*, CRC Press, 2008.
- (6) Sugiyama, H. and Suda, Y., "Wheel/Rail Two-Point Contact Geometry with Back-of-Flange Contact", *ASME J Comput Nonlin Dyn*, vol.4, pp. 011010, 2009.
- (7) Sugiyama, H., et al., "Wheel/Rail Contact Dynamics in Turnout Negotiations with Combined Nodal and Non-Conformal Contact Approach", *Mult Syst Dyn*, vol.27, pp. 55-74, 2012.
- (8) 寺尾, 杉山, 接触テーブルを用いた鉄道車両の急曲線および分岐通過時の車輪/レール多点接触解析法の開発, 日本機械学会 機械力学・計測制御部門講演会, 2012

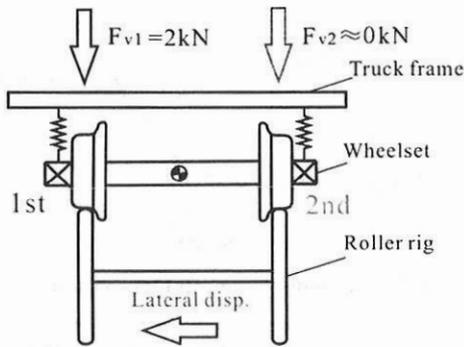


Fig. 10 Flange impact test with wheel lift

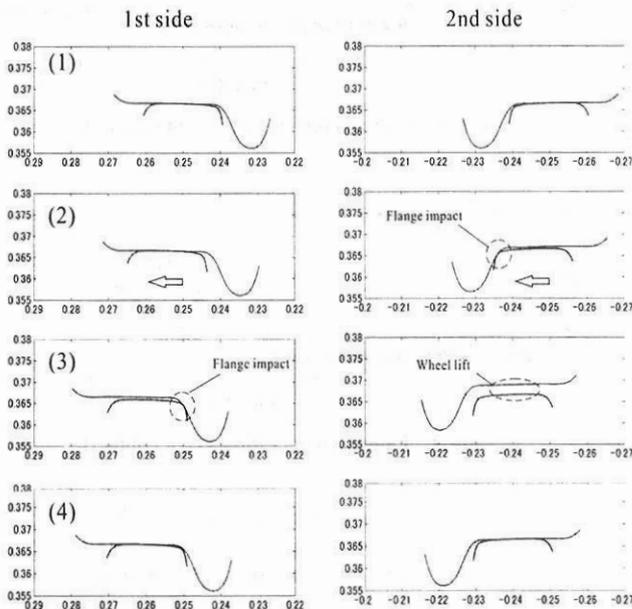


Fig.11 Contact state (simulation)

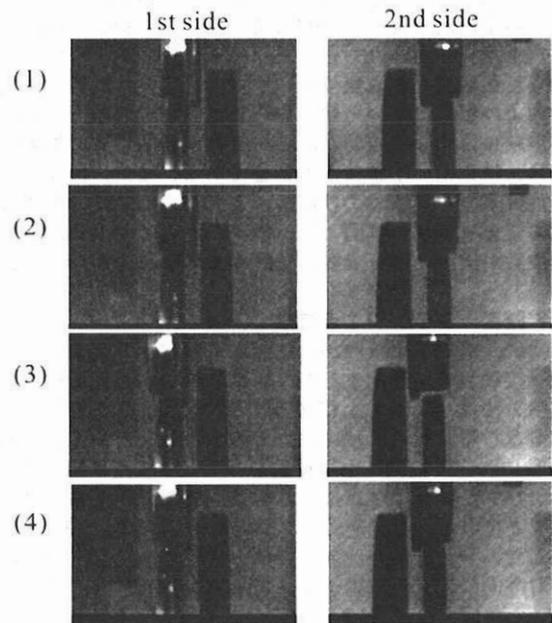


Fig.12 Contact state (experiment)