論文　フラットを有する車輪の接触挙動評価

唐津　卓哉[1]・坂井　宏隆[2]・高垣　昌和[3]・林　雅江[4]

[1]非会員　鉄道総合技術研究所　鉄道力学研究部計算力学（〒185-8540 東京都国分寺市光町2-8-38）
E-mail:karatsu.takuya.61@rtri.or.jp

[2]正会員　鉄道総合技術研究所　鉄道力学研究部計算力学（〒185-8540 東京都国分寺市光町2-8-38）
E-mail:sakai.hirotaka.75@rtri.or.jp

[3]非会員　鉄道総合技術研究所　鉄道力学研究部計算力学（〒185-8540 東京都国分寺市光町2-8-38）
E-mail:takagaki.masakazu.93@rtri.or.jp

[4]非会員　東京大学（〒277-8563 千葉県柏市柏の葉5-1-5）
E-mail:masae@edu.k.u-tokyo.ac.jp

車輪フラットは，車輪やレールのみならず，車両や軌道に悪影響を及ぼすことが知られており，これまでに様々な研究が行われている．本研究では，筆者らが開発した「車輪・レール転がり接触シミュレータ」を用いて，フラット部の衝撃時に生じる接触部での衝撃力や固着／すべりの分布，車軸に生じる上下振動加速度などに着目し，フラット衝撃時の評価を行った．その結果，軸箱相当加速度は実験で得られる波形と同様の傾向となり，車輪が一時的に浮く落下時間や速度が上昇するにつれ衝撃加速度が増加する様子が再現できた．さらに，接触面の状態をみると通常走行時は，Heltzの理論解や過去に行われた研究で得られるような楕円形状の分布が得られ，フラット接触時は非楕円形状となり，フラット後端部で高い応力が発生することがわかった．

Key Words : *wheel flat, finite element analysis, contact patch, impact behavior, large scale parallel computing*

1.　緒言

鉄道車両の走行時，車輪の転動に伴って車輪とレールの間で発生した衝撃荷重は，車両側の車軸や台車枠，軌道側の軌道パッドやまくらぎ，道床などに伝播し，車両および軌道材料を劣化させる要因となる．特に，車輪の空転や滑走などによって車輪踏面に損傷が生じると，衝撃荷重は急激に大きくなる．

車輪踏面に生じる損傷の一例として車輪フラットがある．車輪損傷に対する管理基準は，『大正14年2月12日達第64号「車両用外輪ノ基本寸法，外周形状，取付装置，摩耗限度」』（原文ママ）の第7条で規定されており，『外輪踏面ニ於ケル擦傷長サ50耗以上ノモノ2箇所以上又ハ75耗以上ノモノアルトキハ作成スヘシ』（原文ママ）とされている．車輪やレールに生じる損傷は，フラットの他にも熱き裂や波状摩耗などの様々な種類があるが，ここで述べられた「擦傷」は車輪フラットを指すものと考えられ，当時から車輪フラットが車輪やレールのみならず，車両材料や軌道材料に悪影響を及ぼすことが認識されていたことを示唆している．

また，近年においては，例えば軌道部材の一つであるPCまくらぎの設計において，衝撃荷重の作用を考慮した設計法が導入されている[1,2]．

以上のような背景を踏まえ，国内外においては車輪フラットの影響評価を目的とした様々な実験またはシミュレーションを用いた研究が行われている．

例えば実験的なアプローチとして，陸ら[3]は実台車と実軌道を用いて車輪・レール間のクリープ特性から粘着力を調べるとともに，実際にフラットが発生した際の車輪とレール間の接触力について報告している．その結果，得られた縦クリープ特性はKalkerの理論値と概ね一致し，散水時や塗油時の特性についても考察しているほか，フラット発生の一因である車輪の滑走が，瞬間的な輪重変動と関係していると述べている．また，山本ら[4]は車輪フラット発生時の車軸曲げ応力に着目し，車輪踏面損傷が車軸強度に与える影響を実験的に評価している．

しかしながら，実験的なアプローチにおいては試験装置の制約などから限られた条件での試験にとどまるため，様々な車両／軌道の条件や車輪とレール間の接触力特性に関わる因子，フラット長による影響などを加味して，

実際の車輪とレールの形状で網羅的に実験を行うことは困難である．そのため，様々な影響を考慮するためには数値解析技術を用いたシミュレーションも有用である．

シミュレーションを用いた例として，Pieringerら[5]は，車輪とレール間の接触解析で広く用いられている車輪とレール間相互作用モデルについて，車輪フラットを取り扱う際の衝撃力に対する接触モデリングの影響を調べるため，Kalkerの変分法に基づく三次元非Hertz接触モデルを援用した時間領域モデリングを行っている．

Dingら[6]は，マルチボディ解析手法を用いて，フラットを有する車輪とレール間で発生する衝撃加速度の周波数特性を分析している．ここでは160 km/h程度までの速度において，走行速度が速くなるほどピーク周波数が高くなる傾向に加え，フラット長が短い方がピーク周波数が高くなることを示している．ただし，これらの解析は車輪とレール間の接触計算においてHeltz理論をベースとしているため，接触面内の詳細な固着／すべりの分布を高精度に得ることが困難であり，車輪形状に偏りを有する場合のHeltzモデルは結果に大きな誤差を生じる可能性もあると述べている．

また，Stasysら[7]はマルチボディ解析手法を用いて，車輪とレールだけでなく，空気ばねや客車部分までを含めたモデルを用いて解析を行っている．そこでは，軸ばねおよび空気ばねのばね値と減衰値を変化させたパラメータスタディによって，車体に作用する上下加速度の評価を行っている．ただし，マルチボディダイナミクスを用いた手法では，一般に車輪やレールなどの構成部材に生じる応力を評価しないため，各部材の損傷評価等を行うことは難しい．

部材に生じる応力を評価するための手法の一つとして有限要素法が挙げられる．Zhaoら[8-10]は陽解法を用いた三次元有限要素法による動的転がり接触解析ツールを開発し，弾塑性解析や離散支持条件における車輪とレール間の接触部での動的転がり接触挙動を求めている．

また，Toumiら[11]は，陽的／陰的積分スキームを組み合わせた三次元有限要素転がり接触モデルを構築し，弾性／弾塑性解析における接触面のクリープ特性の再現を行っており，双方ともに既往の数値シミュレーション手法（例えばCONTACT[12]）や理論解との比較を行っている．

一方で，陽解法による解析では安定した解を得るために時間刻みを非常に細かくとらなければならないほか，計算規模や計算時間を短くするために，解析モデルを車輪やレールの一部のみをモデル化したり，車輪とレールの接触解析アルゴリズムに高速なものを選定する必要がある．

そこで著者らは，車輪とレール間の接触部における衝撃力のモデル化と，衝撃力が各部材に伝播した際の損傷評価等を目標とし，三次元有限要素法を用いた大規模並列計算による車輪とレール間の動的転がり接触解析手法を開発した．ここでは車輪とレールの接触部の計算にラグランジュ未定乗数法を用いてつり合い式を解くほか，車輪やレールの全体形状を有限要素でモデル化する．さらに，計算負荷を低減させるため，レールの長手方向に対して，ブロック単位で分割したメッシュを用意し，車輪が転動したあとのブロックメッシュを車輪の前方に移動させることによって，有限長のレールメッシュで連続的に車輪の転動を再現できる「キャタピラメッシュ機能[13]」を付加し，大規模並列計算技術を導入して計算速度の向上を図っている．本稿では当該ツールを用いて，車輪踏面にフラットを有する解析モデルで実際に車輪を転動させ，フラット部衝撃時に生じる接触部での衝撃力や固着／すべりの分布，車軸端部に生じる加速度などに着目し，フラット衝撃時の評価を行った．

2. 解析手法と解析モデル

本章では，FrontISTRをベースに開発した「車輪・レール転がり接触シミュレータ」の解析手法とフラットを有する解析モデルと解析条件について述べる．

(1) 車輪・レール転がり接触シミュレータの概要

車輪とレール間の衝撃加速度を評価するためには，車輪が駆動トルクにより転動する際の車輪とレール間における転がり接触挙動を精緻に把握する必要がある．そこで，三次元大規模並列有限要素解析が可能な構造解析ソフトウェアである FrontISTR[14]をベースに車輪とレール間の転がり接触解析に必要な機能を追加拡張することで転がり接触挙動の精緻な解析を可能にした．

車輪とレール間の動的転がり接触問題は大回転・大変形を伴う幾何非線形問題であり，接触を伴う境界非線形問題であり，かつ材料非線形問題でもあり，接触領域は時々刻々と変化する．これらの非線形の取り扱いについては FrontISTR で採用されている解析アルゴリズムに準じている．具体的には，弾塑性及び有限変形の取り扱いができるよう，空間離散化には Update Lagrange 法を用いており，時間積分法には Newmark-β 法を適用している．ソルバには，分散メモリ型並列計算に対応した直接法ソルバ MUMPS[15]を導入し，大規模モデルでの計算を可能としている．接触状態の評価は，法線方向の接触力を求める際にはラグランジュ未定乗数法を適用し，接線方向の接触力を求める際にはペナルティ法を適用している．接触面内での固着／すべりの判定は，Coulomb 摩擦則により考慮する．

(2) 解析モデルと解析条件

表−1 に本稿で用いる解析モデルと解析条件を示す．解析モデルはAとBの二種類を用意した．両モデルに共通した条件として，修正円弧踏面形状を有する在来線用の車輪1輪と車軸の半分を有する1軸1輪モデルに管理基準の上限値であるフラット長75mmを有した車輪と50 N レールの形状である．これらのモデルを用いて弾性解析を実施した．車輪とレールの接触部の最小メッシュサイズは 2 mm とし，六面体一次要素を用いている．車輪とレールをあわせた自由度数は約 330 万である．拘束条件は，レール下を全面拘束，車軸対称面の y 軸方向を拘束している．荷重条件は，駆動トルク相当の負荷を車輪の加速度が 3~4 km/h/m/s^2 となるように車軸表面節点に集中荷重として合計で 1.65 kN・m となるように与え，車軸の回転に伴い駆動トルクが一定になるように荷重方向をプログラム内で自動的に変化させている．また，ばね上質量を車軸に載せることで，実際の車体構造を模擬しており，満車時の質量 5.37 t になるように，車体質量相当の要素(m_2)を設定しており，k_2，c_2は実車軸ばね相当の値を用いている．また，サポート要素(m_1)は，車体質量相当の要素が車軸と一緒に回転しないために取り付けており，サポート要素の上面の z 軸方向を拘束している．サポート要素の質量は全体の固有振動モードに影響を与えないよう，非常に軽くしている．

二種類のモデルの相違点として，モデルBはモデルAのレール下部に軌道パッド相当の柔らかい部材を導入したものである．当該部材の材料定数は，車軸中心の z 軸方向変位がモデル A と比較して 0.1 mm 以下になるように設定した．

3. 解析結果

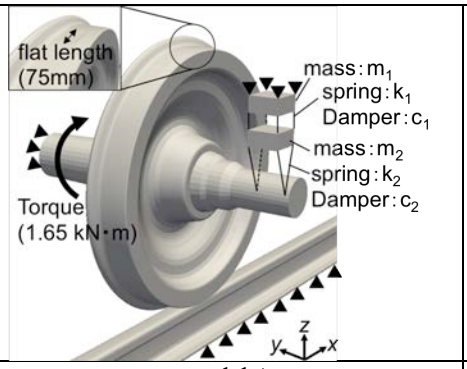
本章では，数値解析によって得られた軸箱相当の加速度，通常走行時における接触状態およびフラット衝撃時の接触状態について示す．

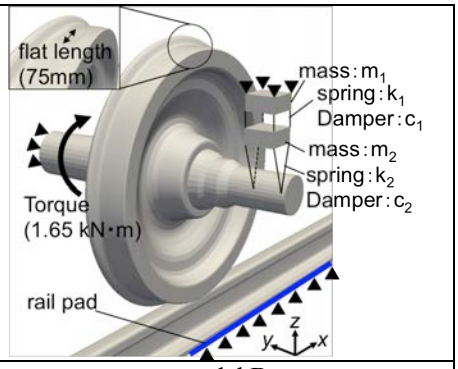
(1) 軸箱相当加速度の結果

車輪フラットによって発生する上下振動加速度は，車両や軌道の各部材に悪影響を及ぼすため重要な評価指標の一つである．本解析モデルでは，軸箱相当加速度として，車軸中心にかかる上下加速度を評価する．図−1に速度10.4 km/hでのフラット衝撃時の上下振動加速度，図−2に速度20.3 km/hでのフラット衝撃時の上下振動加速度を示す．グラフの横軸は時間，縦軸は，モデルAの速度20.3 km/hでの最大加速度で正規化したものである．加速度値は，車軸中心に下向きの変位が生じた場合が正の値をとり，上向きの変位が生じた場合が負の値をとる．また，図−4にフラットに関する用語の定義を示す．

加速度波形をみると，フラット通過時に最大加速度が生じ，その後，減衰する傾向にある．この波形は，実験でみられる軸箱加速度の波形と同様の傾向となる．また，20.3 km/h でのモデル A，B ともに最大加速度が生じる直前に，加速度が負になる時間（落下時間とする）があるが，この傾向も実験[16]で確認されている．この落下時間

表−1 解析モデルと主なパラメータ





	model A	model B
Density (Wheel,Rail,Axis) (kg/mm^3)	7.81×10^{-6}	
Friction coefficient	0.3	
Time increment (s)	2.5×10^{-4}	
Overburden mass (kg) m_1	3.81×10^{-3}	
Overburden mass (kg) m_2	5.73×10^{3}	
Spring factor (kN/m) k_1	$x, y: 2.523\times10^{5}$, $z: 2.523\times10^{-1}$	
Spring factor (kN/m) k_2	$x, y: 2.523\times10^{5}$, $z: 2.523\times10^{2}$	
Damping factor (kN・s/m) c_1	$x, y: 0$, $z: 5.6$	
Damping factor (kN・s/m) c_2		
Rail pad Young`s modulus(MPa)	-	30

が発生する理由は，**図−4**に示したフラットの後端部に接触する直前に車軸が一時的に浮くためであると考えられる．一方で，10.4 km/hで落下時間がみられないが，これは低速で走行しているため，車輪とレールが常に接触した状態になるためと考えられる．また，衝撃加速度のピーク値をモデルAとモデルBでそれぞれの速度で比較する．10.4 km/hでのピーク値は，モデルAとモデルBで約10 %の差となり，20.3 km/hでのピーク値は，約30 %の差となっている．この違いがみられた理由は，モデルの軌道の支持剛性の違いによるもので，モデルBのレール下に軌道パッド相当の柔らかい部材をいれており，この部材により応答時間が長くなり，衝撃時のピーク値が小さくなったと考えられる．さらに，車輪の転動速度と車軸端の中心における上下振動加速度のピーク値の関係を**図−3**に示す．横軸は走行速度，縦軸はモデルAの20.3 km/hの最大加速度で正規化した加速度である．この図をみると，速度が上昇するにつれ，衝撃加速度も増加する傾向が捉えられる．この傾向は，実験[16]でもみられ，同様の傾向がシミュレーションでも捉えられている．

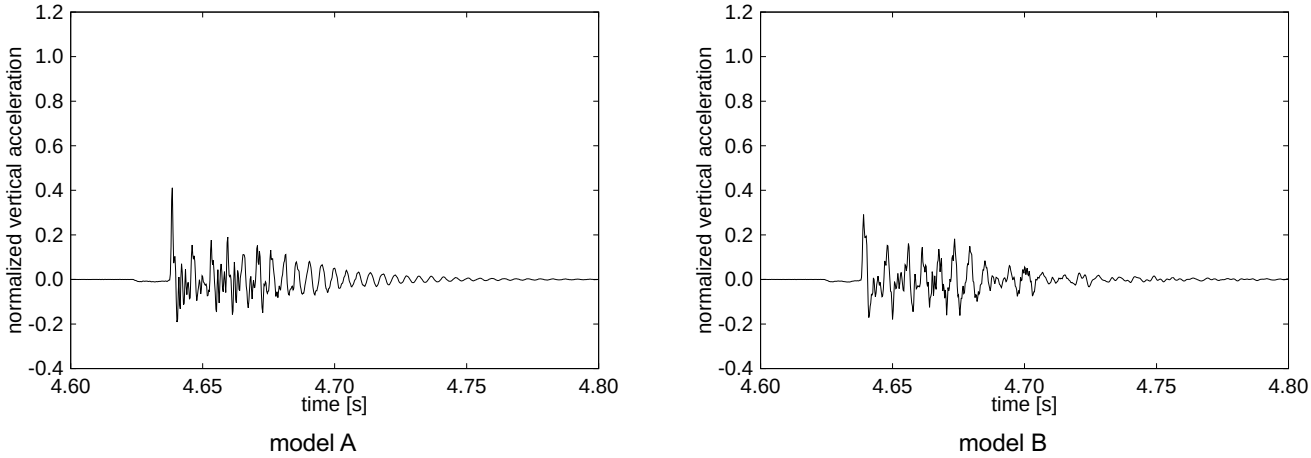


図-1　速度 10.4 km/h での軸箱相当加速度波形

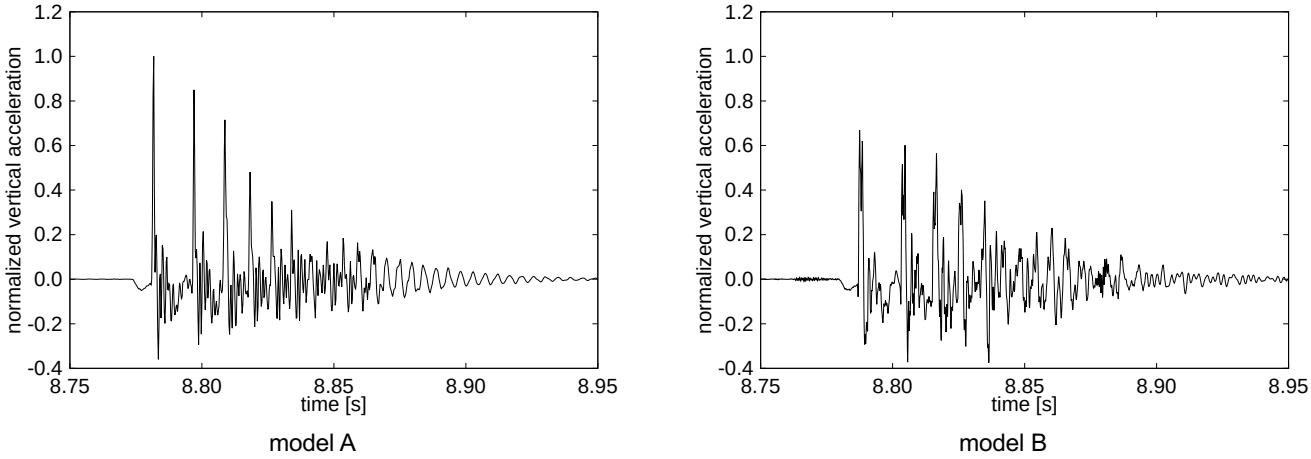


図-2　速度 20.3 km/h での軸箱相当加速度波形

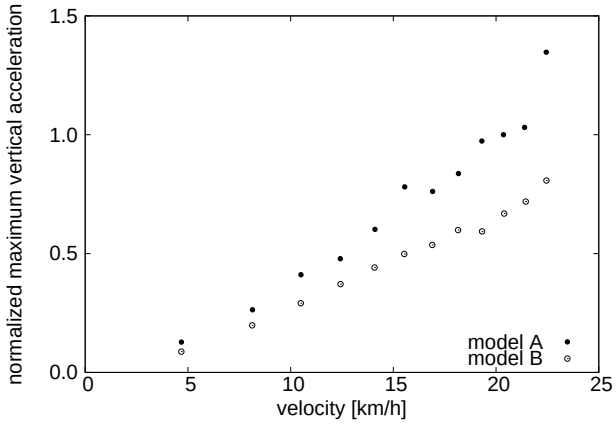


図-3　走行速度と衝撃加速度の関係

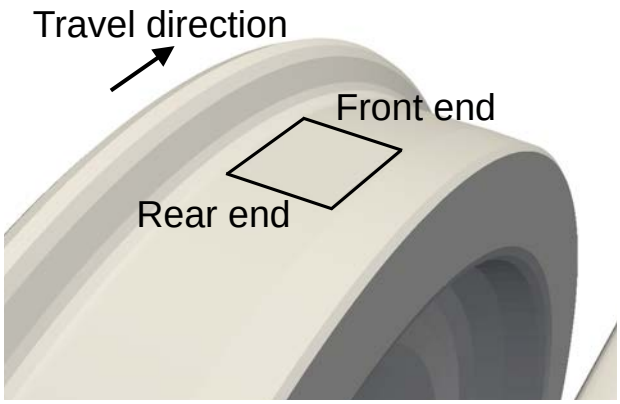


図-4　フラットに関する用語定義

(2) 接触面の法線方向接触力と固着／すべり状態

車輪・レール転がり接触シミュレータは各時間ステップにおける接触面のつり合いを解いているため，接触面の精緻な評価ができることが特徴である．そこで，本節では実験ではみることのできない接触面にかかる法線方向力および，固着／すべり状態についての評価を行う．

a) 通常走行時の接触状態

図−5と**図−6**は，走行速度が10 km/hと20 km/hの正常踏面とレール間の接触面で生じた法線方向接触力をある瞬間で抜き出して分布図にしたものである．横軸はレール長手方向，縦軸はまくらぎ方向を示しており，各方向を±1になるように正規化している．カラーバーは，法線方向接触力の大きさを示しており，静止輪重で正規化している．また，図中の“●”は固着状態を，“▲”はすべり状態を表している．固着／すべりの状態は以下の式で判定している[10]．

固着：

$$CFt_{\max} - CFt > T_{tf} \tag{1}$$

すべり：

$$CFt_{\max} - CFt \leq T_{tf} \tag{2}$$

このとき，

$$CFt_{\max} = \mu \times CFn \tag{3}$$

である．ここで，μは摩擦係数，CFn，CFtはシミュレーション結果から得られた法線方向接触力と接線方向接触力である．また，T_{tf}は，固着／すべり状態のしきい値であり，本研究では$CFt_{\max}$の0.3%とした．厳密な固着／すべりのしきい値は，$CFt_{\max}=CFt$のときであるが，打ち切り誤差を考慮して，$CFt_{\max}$の0.3%という値を設けた．

通常走行時の分布をみると，接触面は楕円形状になっており，中央部が高い応力になっている．また，回転方向の後部ですべりが発生していることがわかる．これらの結果は文献(10)のシミュレーション結果からもみられる傾向である．

b) フラット接触時の接触状態

図−7と**図−8**は，走行速度が10km/hと20km/hでの車輪フラット部とレールが接触した瞬間の法線方向接触力を分布図で示したものである．なお，ここで着目する瞬間とは，**図−4**に示すフラット後端部がレールに接触する瞬間である．**図−4**では，車輪の回転によりフラットが先に当たる側をFront end（前端部），後に当たる側をRear end（後端部）と定義している．横軸や縦軸，カラーバー，固着／すべりの表示方法は，**図−5**，**図−6**と同様である．

接触面の分布をみると，通常走行時は，楕円形状になるのに対して，非楕円形状になる．フラット接触時に非楕円形状になる理由については後述する．フラット接触時は，フラット後端部で最も高い応力が発生し，その値は，通常走行時の約2〜3倍になることがわかる．そのため，フラットが発生した場合，フラット後端部の応力集中を減らすことが対策の指針となることが考えられる．また，固着／すべり状態については，回転方向後部ですべり領域が発生していることがわかる．20 km/hでのすべり状態をモデルAとBで比較すると，すべり領域がモデルAで大きくなることがわかる．モデルBの場合，軌道バッド相当の柔らかい部材があるため，レール下部がモデルAに比べ変形しやすい状態である．そのため，車輪が回転することによって発生する接線力によって，モデルAに比べレールが容易に変形するので，車輪とレール間の相対変位が生じにくい状態となり，モデルAですべり領域が大きくなったと考えられる． また，固着／すべりには接線力だけではなく法線力も影響している．法線力は最大静止摩擦力に関係しており，固着状態は，最大静止摩擦力を超えない場合，すべり状態は，最大静止摩擦力を超えた場合である．そこで，**図−9**には**図−8**に示したすべり域の拡大図を示す． **図−9**をみると，法線方向接触力はほぼ同じにもかかわらず，すべり域の状態が，モデルAとBで異なることがわかる．以上のことから，法線力よりも，相対変位が固着／すべりに影響を与えていると考えられる．

次に，フラット接触時の形状について述べる．フラット接触前後の接触応力を**図−10**に示す．この図をみると，フラットに差し掛かり始めたときに，接触面が細くなり，フラット接触時に**図−7**や**図−8**に示すような非楕円接触形状に移行する様子がわかる．通常走行時の接触状態は車輪とレールは曲率をもっているため，接触面積が大きいが，今回のモデルで人工的に設けたフラット部分は曲率を持っておらず車輪の半径方向に凹んだ平面形状となる．非楕円形状になる理由として，フラットにより，接触部の曲率が一定でなく変化するためであると考えられる．

4. 結言

本研究では，車輪・レール転がり接触シミュレータを用いて，車輪フラットを有するモデルの転がり接触解析を実施し，フラット衝撃時の評価を行った．

上下振動加速度については，波形は実験[16]で得られる波形と同様の傾向となることがわかり，落下時間や速度が上昇するにつれ最大加速度が増加する様子が再現できた．モデルAとBで比較すると，衝撃加速度はモデルBがモデルAに比べ低い値になることがわかったが，これは軌道バッド相当の部材により応答時間が長くなり，衝撃時のピーク値が小さくなったと考えられる．

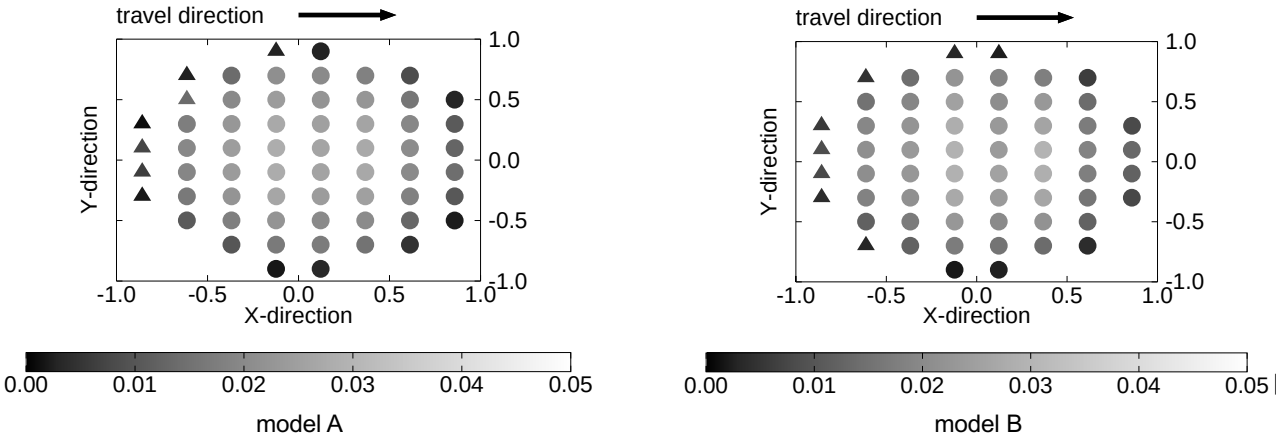


図-5　走行速度 10 km/h での通常走行時の法線方向接触力（●：固着状態，▲：すべり状態）

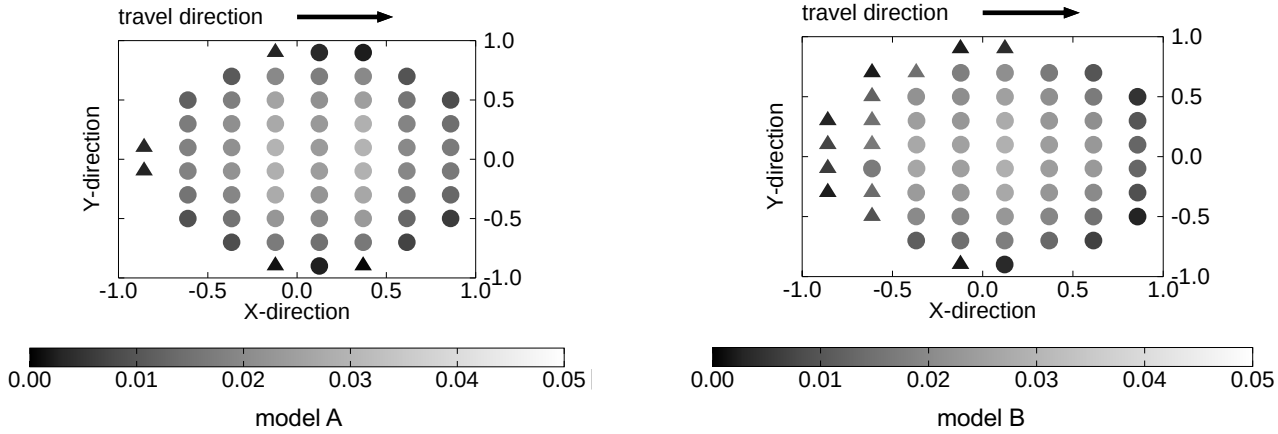


図-6　走行速度 20 km/h での通常走行時の法線方向接触力（●：固着状態，▲：すべり状態）

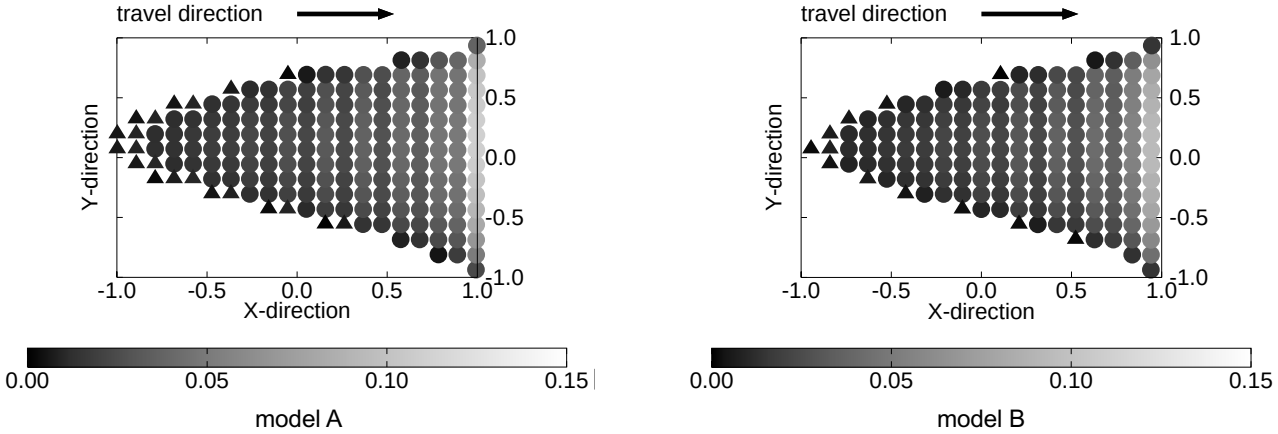


図-7　走行速度 10 km/h でのフラット接触時の法線方向接触力（●：固着状態，▲：すべり状態）

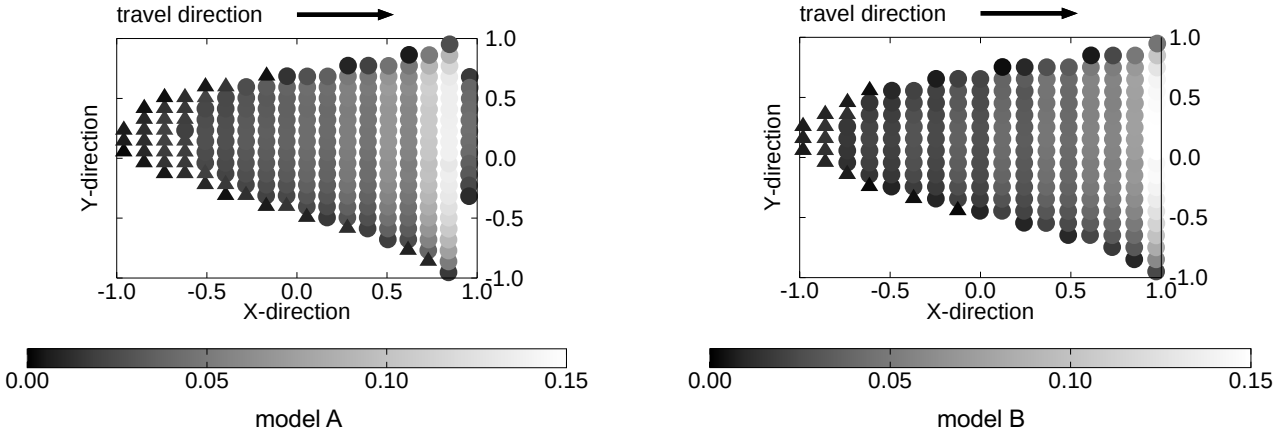


図-8　走行速度 20 km/h でのフラット接触時の法線方向接触力（●：固着状態，▲：すべり状態）

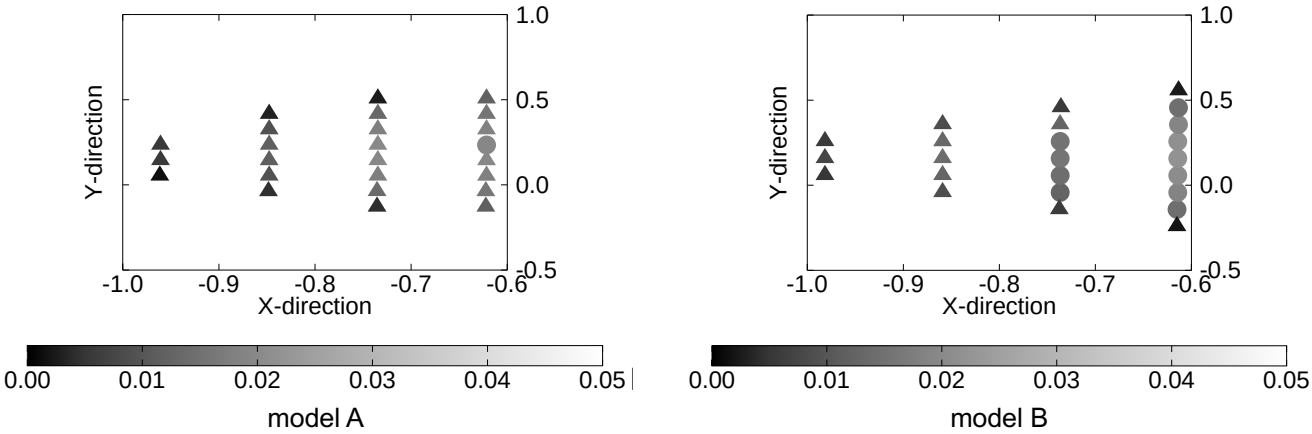


図-9　走行速度 20 km/h におけるフラット接触時のすべり域の拡大図（●：固着状態，▲：すべり状態）

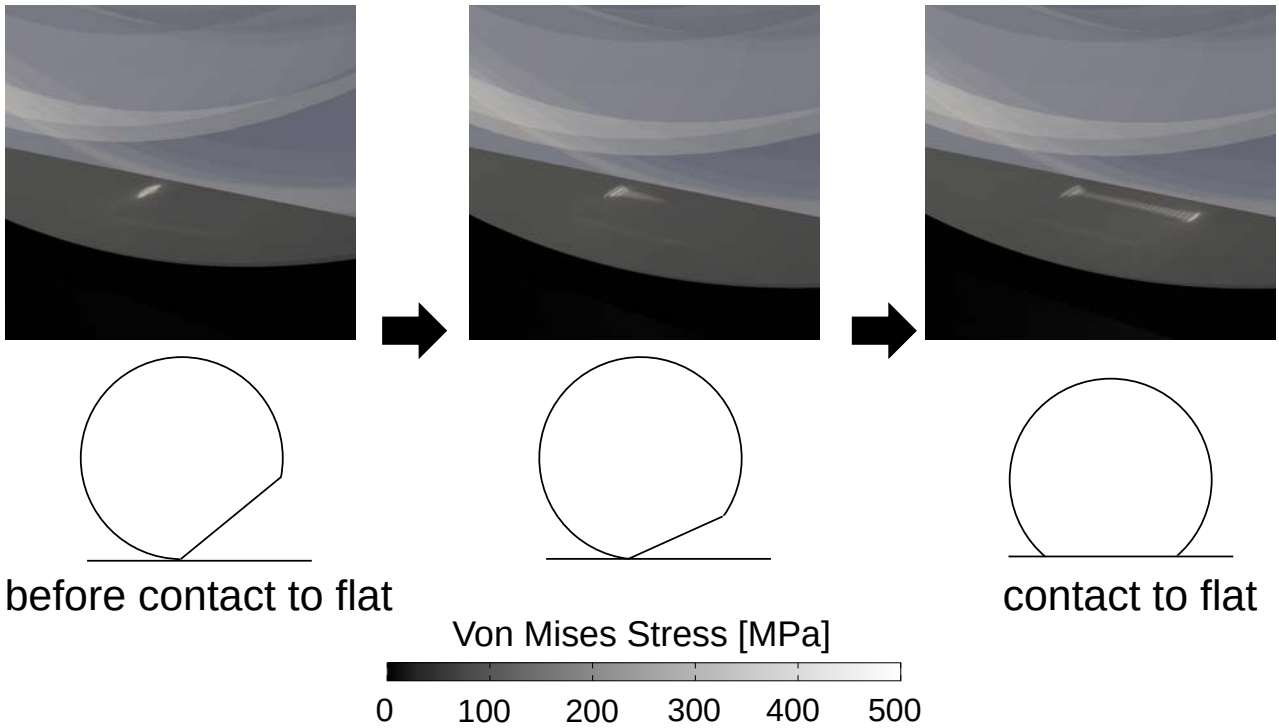


図-10　フラット接触前後の接触応力（ミーゼス応力）の様子

次に接触面について，通常走行時は，Heltzの理論解や文献(10)で得られるような楕円形状の分布が得られた．また，フラット接触時の接触面の分布は非楕円形状となることがわかった．通常走行時は，曲面同士の接触になるが，フラット接触時は，フラットにより曲率が一定でなく変化するため非楕円形状になると考えられる．さらに，20 km/hでモデルAとモデルBですべり領域に違いがみられた．これは，レール下部の境界条件によるものと考えられるが，すべり領域に違いがみられる原因は，境界条件によって，相対すべりや，法線方向接触力，接線方向接触力が変化すると考えられるため，今後，どのパラメータが大きな要因になっているかを解明する．

謝辞：本研究の一部は，東京大学　奥田洋司教授との共同研究によるものであり，深く感謝の意を表します．

参考文献

1) 須田征男，長門彰，徳岡研三，三浦重（編）：新しい線路ー軌道の構造と管理—，pp.129-141，社団法人日本鉄道施設協会，1997.
2) 公益財団法人鉄道総合技術研究所（編）：鉄道構造物等設計標準・同解説—軌道構造，丸善出版，pp.23-29，2012.
3) 陸康思，小泉晴人，是澤正人，留岡正男，大木康孝，清水忠，谷本益久：車輪フラット発生メカニズムに関する基礎的研究，第 6 回交通・物流部門大会，No.97-13，1997.
4) 山本勝太，佐藤裕之：車輪フラット発生時の車軸曲げ応力評価，第 22 回鉄道技術・政策連合シンポジウム，No.15-63，2015.
5) Pieringer, A., Kropp, W. and Nielsen, J. C. O.: The influence of contact modelling on simulated wheel/rail interactionn due to wheel flats, *Wear*, Vol. 314, pp.273-281, 2014.

6) Ding, J., Lin, J., Wang, G. and Zhao, J.: Time-frequency analysis of wheel-rail shock in the presence of wheel flat, *Journal of Trafic and Transportation Enginerring*, Vol. 1, No. 6, pp.457-466, 2014.
7) Steisunas, S., Dizo, J., Bureika, G. and Zuraulis, V.: Examination of Vertical Dynamics of Passenger Car with Wheel Flat Considering Suspension Parameters, *Procedia Engineering*, Vol.187, pp.235-241, 2017.
8) Xin, Z. and Zili, L.: The solution of frictional wheel-rail rolling contact with a 3D transient finite element model: Validation and error analysis, *Wear*, Vol.271, pp.444-452, 2011.
9) Zhao, X., Li, Z. and Liu, J.: Wheel-rail impact and the dynamic forces at discrete supports of rails in the presence of singular rail surface defects, *Institution of Mechanical Engineers*, Vol.226, pp. 24-139, 2012.
10) Zhao, X. and Li, Z.: A three-dimensional finite element solution of frictional wheel–rail rolling contact in elasto-plasticity, *Journal of Engineering Tribology*, Vol.229, No.1, pp.86-100, 2015.
11) Toumi, M., Chollet, H. and Yin, H.: Finite element analysis of the frictional wheel-rail rolling contact using explicit and implicit methods, *Wear*, Vol.366-367, No.15, pp.157-166, 2016.
12) CONTACT: Vollebregt and Kalker's rolling and sliding contact model (online), available from <https://kalkersoftware.org/>, (最終参照日 2019 年 4 月 1 日)
13) 林雅江，坂井宏隆，高垣昌和，相川明，奥田洋司，殷峻：車輪・レール間の動的接触挙動評価，鉄道総研報告，Vol 28 ,No.12, pp. 29-34, 2015
14) FrontISTR 研究会: FrontISTR Commons (online), available from <https://www.frontistr.com/>, (最終参照日 2019 年 2 月 23 日)
15) PALASOL: MUMPS -A Parallel Sparse Direct Solver- (online), available from <http://graal.ens-lyon.fr/MUMPS/>, (最終参照日 2019 年 2 月 23 日)
16) 真木康隆，曄道佳明：車輪踏面上に損傷を有する回転車輪と軌条輪との衝突メカニズムの一考察，日本機械学会論文集，Vol.84, No.865, pp. 18-00198, 2018

(2019. 4..5 受付)

CONTACT BEHAVIOR EVALUATION OF WHEEL FLATS

Takuya KARATSU, Hirotaka SAKAI, Masakazu TAKAGAKI and Masae HAYASHI

Wheel flats are known to adversely affect not only wheels and rails but also vehicle materials and track materials, and various researches using experimental / analytical methods have been conducted.In this research, using the “wheel and rail rolling contact simulator”, attention is paid to the distribution of impact force and adhesion / slip at the contact portion generated at the time of collision of the flat portion, acceleration generated at the axle end, etc. Evaluation was performed.As a result, it was found that the axle box equivalent acceleration was qualitatively identical to the waveform obtained in the experiment, and it was possible to reproduce that the maximum acceleration increased as the fall time and velocity increased.Furthermore, when the condition of the contact surface is examined, the distribution of the elliptical shape as obtained in the theoretical solution of Heltz and the research conducted in the past is obtained during normal traveling, and the distribution of the contact surface in flat contact is a complicated. It became clear that high stress was generated at the flat rear end.