

# 熱影響と摩耗を考慮した 車輪・レール転がり接触シミュレーション手法の開発

Development of wheel/rail rolling contact simulation method take into consideration of heat and wear

坂井宏隆<sup>1)</sup>, 高垣昌和<sup>2)</sup>, 齋藤理沙<sup>3)</sup>, 奥田洋司<sup>4)</sup>, 殷峻<sup>5)</sup>

Hiroataka Sakai, Masakazu Takagaki, Risa Saito, Hiroshi Okuda and Jun Yin

- 1) 博(工) 鉄道総合技術研究所 (〒185-8540 東京都国分寺市光町2-8-38, E-mail: sakai.hiroataka.75@rtri.or.jp)
- 2) 博(工) 鉄道総合技術研究所 (〒185-8540 東京都国分寺市光町2-8-38, E-mail: takagaki.masakazu.93@rtri.or.jp)
- 3) 鉄道総合技術研究所 (〒185-8540 東京都国分寺市光町2-8-38, E-mail: saito.risa.51@rtri.or.jp)
- 4) 博(工) 東京大学 (〒277-8563 千葉県柏市柏の葉5-1-5, E-mail: okuda@edu.k.u-tokyo.ac.jp)
- 5) 博(工) 先端力学シミュレーション研究所 (〒112-0002 東京都文京区小石川5-5-5, E-mail: yin@astom.co.jp)

The impact force generated at the contact area between the wheel and rail can cause damage to the car or track parts. This damage is often related to the effectiveness of heat or wear. To address this issue, we developed a non-linear finite element method program “Wheel/Rail rolling contact simulator”, based on “FrontISTR”, which allows for heat-structure coupling analysis and wear analysis. In this paper, we present the verification and validation results by comparing them with real phenomena.

**Key Words :** Finite element method, railway, heat-structure coupling analysis, wear

## 1. はじめに

鉄道において、列車が減速・停止する際のブレーキ方式の一つに制輪子による踏面ブレーキがある。制動時に車輪の踏面に制輪子を押し付けるため、摩擦によって踏面の温度が上昇し、熱応力が生じるとともに降伏応力が低下する。一方で、車輪とレールの接触面積は非常に小さく、接触部には数百MPaレベルの接触面圧が作用するため、結果として車輪踏面に局所的な変形が生じる。

そこで、本稿では制動時の発熱と踏面の変形、および摩耗を評価するための、熱伝導解析と車輪・レール間の動的転がり接触解析の連成解析手法、および摩耗解析手法の開発と検証について述べる。

## 2. 車輪・レール間の転がり接触解析手法

鉄道車両は車輪・レール間に生じる摩擦力によって減速を行っているが、温度や湿度等による車輪・レール間の摩擦係数の変化や車輪・レール間の介在物（例えば雨や落ち葉など）によって発生する空転や滑走といった現象により、車輪やレールにフラットやシェリングなどの各種の損傷現象を生じるきっかけとなる。また、通常走行時においても転がり接触疲労によって車輪やレールには摩耗やき裂などの損傷が発生するほか、ブレーキによる発熱に起因する車輪踏面のき裂や摩耗も観測されているが、それらのメカニズムには未解明な点も多い。

通常走行時の車輪とレールの接触面は10～20ミリ程度の楕円形であり、その面をコンタクトパッチとよぶ。コン

タクトパッチ内には車輪とレールの間に相対変位が生じていない「固着」と相対変位を有する「すべり」の状態が存在する。通常は一つのコンタクトパッチ内に固着域とすべり域が同時に存在するが、空転等が生じた場合は全すべり状態となる。有限要素法に基づく数値シミュレーションにより、コンタクトパッチ内で生じる詳細な物理現象（地面に鉛直および水平な方向の力、それぞれ法線力および接線力とよぶ）をより理解する試みが行われている[1]。一方で、有限要素法によってコンタクトパッチ内を調べるためには、接触部を数ミリもしくはそれ以下のオーダーでメッシュ分割する必要がある。そのため、有限要素メッシュの分割方法を工夫して全体の節点数を削減することに加え、多くのシミュレーションでは車輪・レール間の接触部に接触ばねを設けたり、法線力に対して理論的な分布を設けたりするなどの仮定により、直接的な接触計算を回避することで計算負荷を抑制する方法が採られている。一方で、これらの仮定は車輪とレールの形状から幾何的に決まる情報をもとにするため、塑性変形の考慮は困難である。

以上の背景を踏まえ、著者らは三次元大規模並列有限要素法による車輪・レール間の動的転がり接触解析手法を開発している。本手法は「FrontISTR[2]」をベースとしている。本手法は法線方向接触力についてはラグランジュ未定乗数法を用いて厳密につり合い方程式を解く。また、弾塑性解析にも対応したプログラムである。大規模並

列計算においては直接解法ソルバー「MUMPS[3]」を使用するほか、車輪・レール間の継続的な転動現象や室内実験を再現するため、オリジナルのFrontISTRに様々な機能を付加しているが、その詳細については文献[4,5]を参照されたい。

### 3. 構造解析と熱伝導解析の連成手法

#### (1) 熱伝導解析

今回の解析においては、車輪とレールや車輪と制輪子について、接触する物体間での摩擦による発熱を考慮した解析手法が必要となる。車輪が転動することにより、接触状態が常に変化するため、発熱量が非線形挙動を示すことから収束計算が必要となる。ここでは熱伝導、熱伝達および輻射の各項に加え、前述した摩擦による発熱を加えて定式化した。はじめに、時刻 $t + \Delta t$ における $i$ 回目の収束計算での増分形の方程式は、

$$\begin{aligned} & t + \Delta t C^{(i-1)} \dot{T}^{(i)} + \left( t + \Delta t K_k^{(i-1)} + t + \Delta t K_h^{(i-1)} + t + \Delta t K_r^{(i-1)} + t + \Delta t K_c^{(i-1)} \right) \Delta T^{(i)} \\ & = t + \Delta t Q_k^{(i-1)} + t + \Delta t Q_h^{(i-1)} + t + \Delta t Q_r^{(i-1)} - t + \Delta t Q_k^{(i-1)} + t + \Delta t Q_{fric}^{(i-1)} - t + \Delta t Q_c^{(i-1)} \end{aligned} \quad (1)$$

$$t + \Delta t \dot{T}^{(i)} = (t + \Delta t T^{(i)} - t T^{(i)}) / \Delta t \quad (2)$$

で表される。 $C$ は熱容量マトリクス、 $K$ は熱伝導マトリクス、 $T$ は温度マトリクス、 $Q$ は内部の発熱や境界上での熱流束ベクトルである。また、 $K_k$ および $Q_k$ は熱伝導に関わる項、 $K_h$ および $Q_h$ は周辺環境との熱伝達境界に関わる項、 $K_r$ および $Q_r$ は輻射に関わる項、 $K_c$ および $Q_c$ は接触物体間の熱伝達境界に関わる項、 $Q_{fric}$ は摩擦から変換される熱量を意味する。さらに、接触に起因する熱伝達項と摩擦熱に関する定式化を詳細に示すと、

$$t + \Delta t K_c^{(i-1)} = \sum_{n=1}^N t + \Delta t h_c^{(i-1)} N_c^T N_c A_n \quad (3)$$

$$t + \Delta t Q_c^{(i-1)} = \sum_{n=1}^N t + \Delta t h_c^{(i-1)} N_c^T [N_c t + \Delta t T^{(i-1)}] A_n \quad (4)$$

$$t + \Delta t Q_{fric}^{(i-1)} = \sum_{n=1}^N t + \Delta t Q_{(n)}^{(i-1)} \quad (5)$$

となる。式(3),(4)において、 $N$ は接触したスレーブの節点数、 $h_c$ は接触面の熱伝達係数、 $N_c$ はスレーブ・マスターペアの内挿関数、 $A_n$ はスレーブ点の相当接触面積であり、スレーブ点を共有する面要素から計算される。式(5)における $Q$ は構造解析結果にもとづき、スレーブ側とマスター側の発熱の割合係数を加味して計算する。

以上のような定式化により、例えば車輪とレール間や車輪と軌条輪間での接触に伴う発熱、車輪や軌条輪内での熱伝導、車輪表面から空気中への熱伝達などを考慮で

きる。なお、本研究においては、対象とする現象によっては計算負荷の低減を目的として車輪と制輪子間の接触計算を実施せず、制輪子が接触する位置において発熱量を車輪に入熱する機能（入熱境界）を有しているが、詳細は文献[6]を参照されたい。

#### (2) 構造解析と熱伝導解析との連成手法

熱伝導解析と構造解析を連成させるためのフローチャートを図-1に示す。本手法では、熱伝導解析と構造解析を交互に計算する双方向弱連成解析を行う。はじめに解析メッシュと制御ファイルを読み込む。ある時間ステップにおいて、構造解析を行い、変位や応力、接触状態などを計算するとともに、摩擦に伴う発熱量も求める。次に、同一の時間ステップで熱伝導解析を行い、入熱や摩擦熱の影響を考慮して温度分布を算出する。さらに、時間ステップを進めて温度依存材料の物性を変化させた状態で再び構造計算を行う。

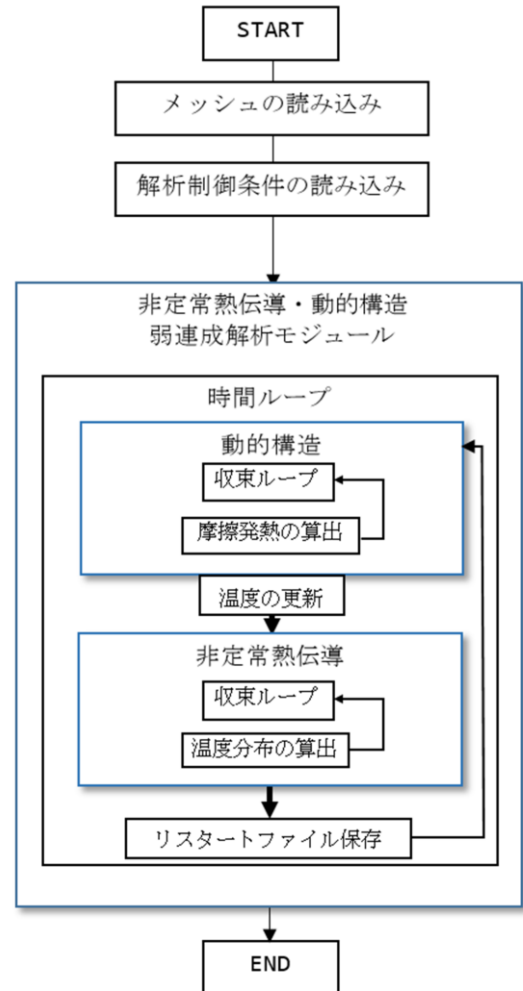


図-1 熱・構造解析のフローチャート

#### 4. 摩耗解析手法の構築

##### (1) 定式化の概要

車輪とレールの転がり接触に伴う摩耗は主に凝着摩耗であると考えられており、凝着摩耗を再現する経験則の一つに式(6)で示すArchard則がある。本式は解析によって得られる接触力や相対すべり量を直接取り込むことから、本研究では、Archard則をベースとした摩耗則を開発した。

$$V = \frac{kF\Delta u_t}{H} \quad (6)$$

$V$ は摩耗体積、 $F$ は法線方向の接触力、 $\Delta u_t$ は相対すべりの長さ、 $k$ は摩耗係数、 $H$ は接触体のうち柔らかい方の材料の硬さである。次に、接触法線方向の摩耗量 $w$ （摩耗深さ）は以下の式で表される。

$$w = \frac{V}{A} = \frac{kF\Delta u_t}{HA} = \frac{kP\Delta u_t}{H} \quad (7)$$

Archard則においては「柔らかい方の硬さ」という表現がある通り、接触する2つの物体の相対的な硬さの差が十分に大きい場合に成り立つ経験則であるが、本研究で対象とする車輪とレールのように、2つの物体の硬さに大きな差がない場合は接触した双方の物体ともに摩耗が発生するため、ここでは図-2に示すように、両者の硬さが近い領域について双方の摩耗量を補正するようArchard則を拡張した。

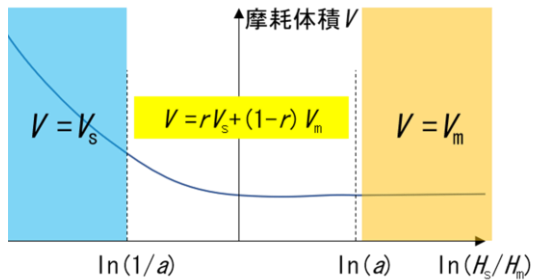


図-2 接触体同士の硬さの相対変化による円滑な摩耗体積の変化

図の横軸はマスター材料の硬さに対するスレーブ材料の硬さの比 ( $H_s/H_m$ ) の対数、 $a$ はスレーブ材料とマスター材料の硬さの比に対する閾値( $a>1$ )である。 $\ln(H_s/H_m)$ の値が $[-\infty, \ln(1/a)]$ と $[\ln(a), \infty]$ の区間にある場合はスレーブ側、マスター側のいずれか一方のみに摩耗が発生し、この時の摩耗量はArchard則による結果と完全に一致する。 $[\ln(1/a), \ln(a)]$ の区間では、摩耗体積 $V$ が連続に変化するように、重み係数 $r$ により線形補間を行う(式(8,9))。

$$V = rV_s + (1-r)V_m \quad (8)$$

$$r = \frac{\ln(a) - \ln\left(\frac{H_s}{H_m}\right)}{2\ln(a)} \quad (9)$$

##### (2) 摩耗解析のフローチャート

前項のような摩耗の解析アルゴリズムを、構造解析アルゴリズムの中で、図-3に示すフローチャートの形で実装した。摩耗量は各節点に永久変形量として初期位置や変形後位置に反映するアルゴリズムとなっている。

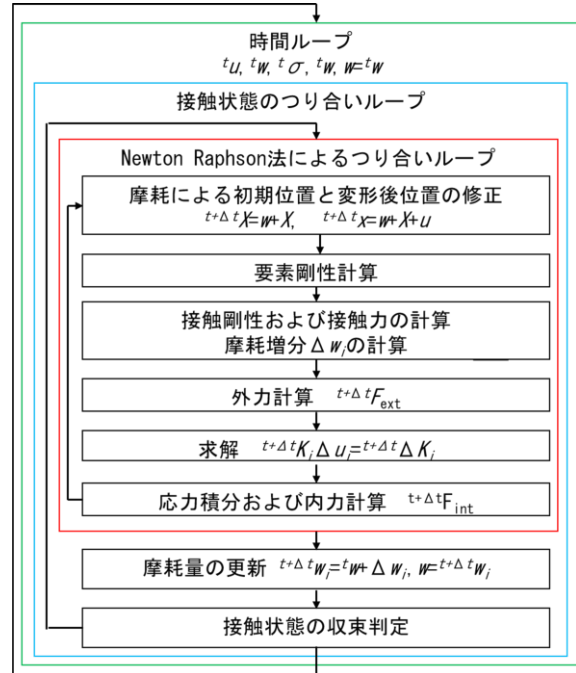


図-3 摩耗解析のフローチャート

#### 5. 解析の実施と検証

##### (1) 熱・構造連成解析

###### a) 解析メッシュの概要

解析モデルのベースとなる形状は、鉄道総研が所有する、制輪子を用いたブレーキ試験機である。対象とする車輪・軌条輪の形状はそれぞれ修正円弧踏面を有する在来線のB形一体圧延車輪 ( $\phi=860$  mm)、および60kgレールの頭部形状を有する軌条輪 ( $\phi=1000$  mm) である。レール頭頂面は実際の軌道と同様に40:1の傾斜が設けられている。ただし、今回作成する試計算用のモデルはできる限り要素数を削減するため、車輪のフランジ部を省略した円筒形状にするとともに、踏面も平らの簡易形状とした。また、軌条輪については踏頂面の曲率半径が $R=600$  mmである円筒形状とした。図-4にメッシュの外観図を示す。

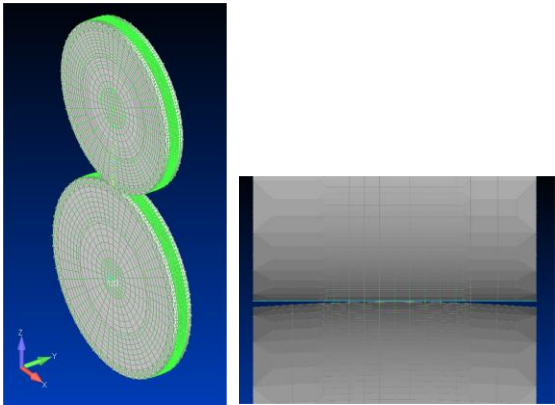


図-4 熱・構造解析用のメッシュ(左)と接触部付近の拡大図(右)

なお、車輪と軌条輪の接触部における最小メッシュサイズは、計算負荷を考慮して5.36 mmとした。

b) 境界条件

図-5にモデルの寸法および境界条件を示す。軌条輪側の車軸両端部の中心の節点は完全固定とした。車輪側は車軸両端部の中心の節点をx,y拘束とし、鉛直荷重に対しては自由に移動できるようにしている。車軸の中心軸上の3点(y方向の中央部およびその両隣)には、実験と合うように合計60 kNを載荷した。

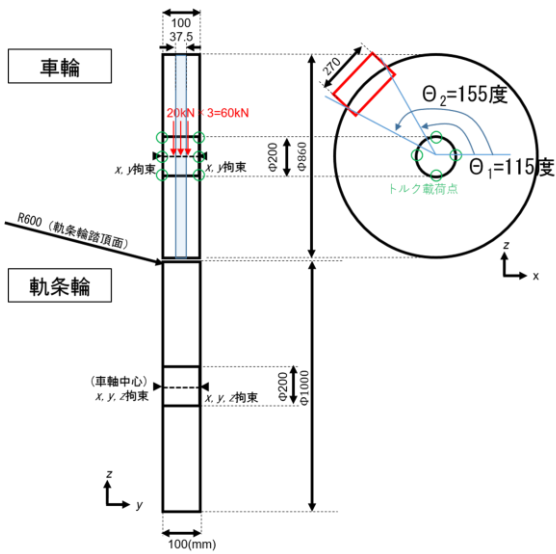


図-5 境界条件

車輪と軌条輪の間をわずかに空けた状態で計算を開始し、載荷荷重をかけた後に、図中の合計8点に駆動トルクを与えて車輪を回転させた。計算時間を短縮するため加速の段階では構造解析のみとし、車輪が所定の回転速度に到達後、熱伝導解析との連成計算に移行することとした。今回は時速130 kmからの減速とし、制動トルクを付加した。減速と同時に、制輪子と車輪の接触領域を想定し、図-5に示す車輪側の指定角度の固定領域(ここでは基準線から115度以上155度以下とした)に入る車輪踏面の節点

のうち、車輪の厚み方向に対して37.5 mm分の節点に対して所定の熱流量を付加した。

c) 解析パラメータ

表-1～4に、主な解析パラメータの一覧を示す。なお、降伏応力はミーゼス基準を用いた。また、本解析では車輪を接触解析におけるスレーブ側とした。

表-1 主な解析パラメーター一覧(車輪)

項目	単位	25 ℃	300 ℃
ヤング率	GPa	206	188
ポアソン比	—	0.3	
質量密度	t/mm <sup>3</sup>	7.81×10 <sup>-9</sup>	
線膨張係数	/℃ (vs 30℃)	1.08×10 <sup>-5</sup>	1.14×10 <sup>-5</sup>

表-2 主な解析パラメーター一覧(軌条輪)

項目	単位	25 ℃	300 ℃
ヤング率	GPa	209	
ポアソン比	—	0.29	
質量密度	t/mm <sup>3</sup>	7.81×10 <sup>-9</sup>	
線膨張係数	/℃ (vs 30℃)	1.10×10 <sup>-5</sup>	

表-3 主な解析パラメーター一覧(車輪・軌条輪共通)

項目	単位	25 ℃	300 ℃
比熱	mJ/(t・℃)	469×10 <sup>6</sup>	620×10 <sup>6</sup>
熱伝導率	mW/(mm・℃)	49.8	51.4
降伏応力	MPa	663	543

表-4 主な解析制御パラメーター一覧

項目	単位	値
時間刻み	s	2.0×10 <sup>-5</sup>
Newmark β法 パラメータ(γ,β)	—	0.53, 0.265225
制動トルク	kN・m	0.66
接線ペナルティ	—	1.0×10 <sup>4</sup>

d) 解析結果

ここでは、弾性解析における減速開始からの車輪の並進相当速度と車輪の表面節点における温度の時刻歴、および、弾塑性解析における、車輪側の温度分布および相当応力分布を示す(図-6～8)。

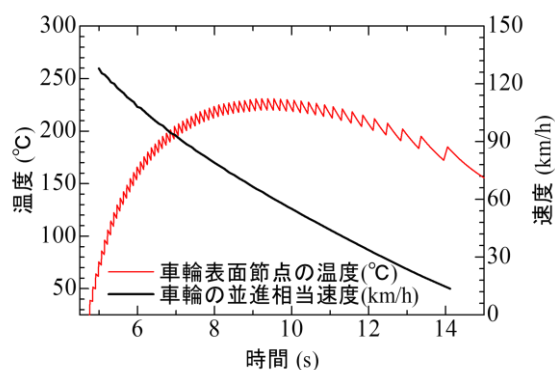


図-6 弾性解析結果(並進相当速度および温度)

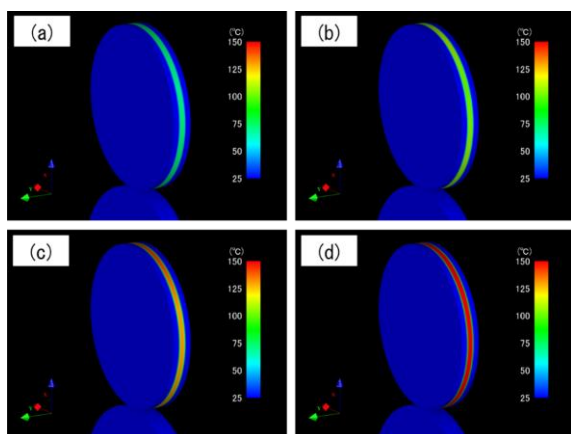


図-7 弾塑性解析結果(温度分布)  
 (a) 制動開始 0.3 秒後 (b) 0.6 秒後  
 (c) 0.9 秒後 (d) 1.2 秒後

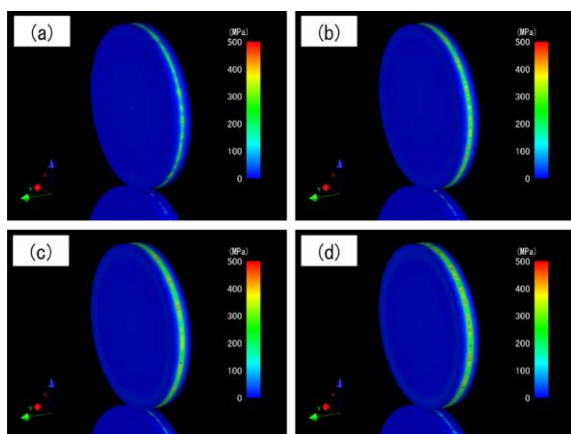


図-8 弾塑性解析結果(相当応力分布)  
 (a) 制動開始 0.3 秒後 (b) 0.6 秒後  
 (c) 0.9 秒後 (d) 1.2 秒後

図-6においては、制動トルクの付加によって車輪の速度が減少する様子や、制動に伴う車輪への入熱によって温度が上昇後、緩やかに下がる傾向が見て取れる。温度変化に細かな振動がみられるのは、温度の観測節点が入熱範囲に入ったタイミングで温度が上昇し、回転する過程で熱が周囲に拡散する現象を繰り返しているためである。また、図-7においては、時間経過に従って入熱部の温度が上昇するとともに、入熱部の近傍の要素においても熱伝

導によって温度が上昇する様子が見て取れる。図-8においては、時間経過によって入熱部に熱応力が発生する様子と、車輪・軌条輪間の接触に伴う塑性変形の様子が確認できる。大きな塑性変形を生じる箇所が点々と存在しているが、今回の解析においては減速開始時から弾塑性解析に切り替えた上で、車輪の上部に鉛直方向のばねダンパ等は設けず、単純に集中荷重のみを与える境界条件であるため、比較的低い周波数帯(長い波長)での車輪の上下振動モードに依存して塑性変形が生じているものと考えられる。なお、時間の経過に従って塑性変形の領域は円周方向に広がる様子が見られるため、長時間の回転によりこのようなばらつきの差は小さくなっていくものと考えられる。

## (2) 摩耗解析

### a) 解析モデルの概要とパラメータ

解析モデルの概略図や境界条件、メッシュの外観図を図-9に示す。構造解析における車輪や軌条輪の材料パラメータは表-1～4の値をそのまま用いている。摩耗解析に関するパラメータとして、車輪と軌条輪のビッカース硬さをそれぞれ270HV、330HVとした。なお、摩耗係数は、比較対象とする実験により得られた車輪・レール間の摩耗係数のオーダーに合わせて $1.0 \times 10^{-5}$ とした。また、式(9)における閾値 $a$ は2とし、車輪を接触解析におけるスレーブ側とした。

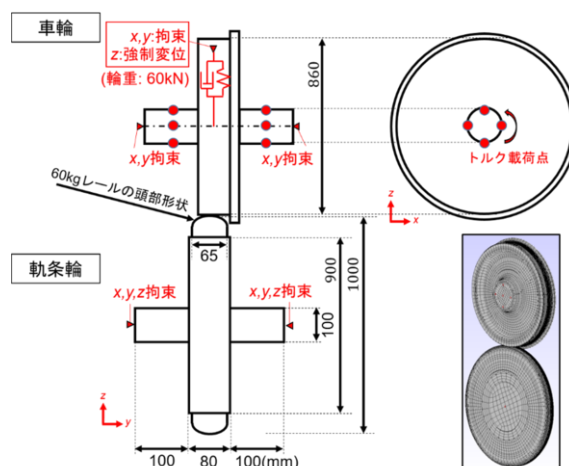


図-9 解析モデルの概要図と境界条件、およびメッシュの外観図

### b) 解析結果

図-10は車輪と軌条輪が転動を開始して1回転目での摩耗量分布を示している。車輪と軌条輪が接触する領域において摩耗の発生が確認でき、摩耗量のオーダーは $10^{-8} \sim 10^{-7}$  mm程度であることがわかる。

一方、比較対象とした実験[7]において、試験輪の転動距離250kmあたりの車輪と軌条輪の摩耗量は概ね0.01～0.02mm程度であった。当該実験は、今回の数値解析と試



験輪のサイズが若干異なるが、Archard則において摩耗量の算出に必要な載荷荷重と接触面圧のオーダーは今回の数値解析と同等であるため、摩耗量のオーダーを比較することは可能と考えられる。これを踏まえ、実験において車輪と軌条輪の直径を加味して1回転あたりの摩耗量を算出すると、車輪が $1.26 \times 10^{-7}$ mm、軌条輪が $4.40 \times 10^{-8}$ mmとなり、解析と実験における摩耗量のオーダーは概ね一致する。このことから、本解析において得られた摩耗量は実現象を概ね再現できているものと考えられ、手法の妥当性が確認された。

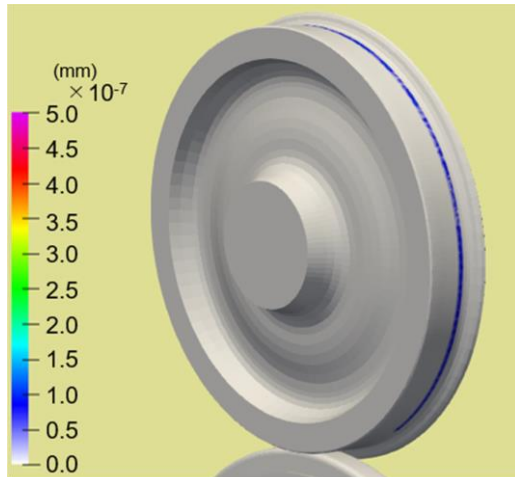


図-10 1回転目における摩耗コンター図（解析）

## 6. おわりに

本稿では、制動時の発熱と車輪踏面の変形、および摩耗を評価するため、熱伝導解析と車輪・レール間の動的転がり接触解析の連成解析手法と摩耗解析手法を開発した。

熱・構造連成解析手法においては、室内試験装置を模擬したモデルを構築し、制動時の入熱による熱応力の発生や、弾塑性解析による車輪と軌条輪の接触領域での残留変形などを定性的に評価した。

摩耗解析では、Archard則を拡張した摩耗アルゴリズムを導入し、弾性解析を行った。その結果、得られた車輪1回転あたりの摩耗量は、室内試験により観測された摩耗量のオーダーと概ね一致することを確認した。

## 参考文献

- [1] X. Zhao, Z. Li: The solution of frictional wheel-rail rolling contact with a 3D transient finite element model: Validation and error analysis, *Wear*, Vol.271, No.1 (2011), pp. 444-452.
- [2] FrontISTR研究会: <https://www.frontistr.com/>
- [3] MUMPS: A Parallel Sparse Direct Solver: <http://graal.ens-lyon.fr/MUMPS/>
- [4] 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 (2014), pp. 29-34.
- [5] 坂井宏隆, 高垣昌和, 唐津卓哉: 一台車モデルを用いた大規模並列有限要素法による曲線走行時の動的転がり接触挙動の再現と検証, 日本機械学会論文集, Vol.85, No.878 (2019), pp. 1-16.
- [6] 坂井宏隆, 高垣昌和, 唐津卓哉, 奥田洋司, 殷峻: 大規模並列有限要素法による車輪／レール／制輪子間の熱・構造連成解析, 第31回計算力学講演会 講演論文集, No.18-8 (2018), pp. 1-4.
- [7] 辻江正裕, 水谷祐貴, 曄道佳明: マルチボディダイナミクスによるレール摩耗形状予測モデルの構築と妥当性の検証, 日本機械学会論文集, Vol.83, No.854 (2017), pp. 1-17.