

# マルチボディダイナミクスに基づく レール摩耗形状予測モデルと妥当性検証

辻江 正裕\* 水谷 祐貴\*\* 曄道 佳明\*\*\*

The Predicting Model of Worn Profile of Rail based on Multi-body Dynamics and its Validation

Masahiro TSUJIE Yuki MIZUTANI Yoshiaki TERUMICHI

Railheads are subjected to severe contact condition with wheels during repeated passage of vehicles. As the results of severe contact condition with wheels, wears of rail or rail defects are generated on the railheads. Rail profile will be changed due to wear development. The worn profiles of rail are different and complexity at each section because the condition of wheel/rail contact condition will be changed continuously, according to the running condition of vehicle and track geometry condition. Therefore, it is very important to predict the worn profiles of rail based on the analysis of vehicle dynamics. In this study, we constructed a model for predicting worn profiles of rail by use of multibody dynamics and verified the validity of this model.

キーワード：摩耗進展予測，レール，Simpack，Archard's wear law，車輪・レール高速接触疲労試験装置

## 1. はじめに

車輪との繰り返しの転がり接触により、レールには摩耗や損傷といった事象が発生することがある。レールの損傷は、大きく進展するとレール折損を引き起こす危険性があることから、その管理は重要である。一方、レールの摩耗は急激に進展することはないものの、き裂の発生と密接な関係があり、またレール交換の基準となっていることから、その進展を予測することも重要である。

レールと車輪の接触状態は、レール敷設状況や車両条件によって複雑に変化する。そこで、より精度の高い摩耗進展解析を行うために、車両運動に基づく車輪／レール接触状態を考慮する必要がある。本研究では、マルチボディダイナミクスソフトの一つであるSimpackを援用したレール摩耗形状予測モデルを構築した。そして室内摩耗試験機による摩耗試験を行うとともに、摩耗試験をモデルとした摩耗進展解析を行った。

## 2. レール摩耗形状予測モデルの概要

### 2.1 全体構成

レール摩耗形状予測モデルの全体構成を図1に示す。はじめに、Simpack上で対象となる軌道モデルを構築し、車両運動解析を行う。そしてSimpackによる解析により算出される車輪／レールの接触点位置や接触荷重、すべり率といった解析結果をもとに、長手方向のさまざま

な場所において車輪／レール接触解析を行い、各箇所における摩耗量を算出する。次にSimpack上にそれぞれ配置したレール断面形状から、摩耗量を差し引くことで、レールの摩耗断面形状を作成し、Simpack上に再配置する。その後、摩耗断面形状を配置した軌道モデル上に車両を走行させ、再度、車両運動解析を行う。以上の一連の手順を繰り返すことで、列車通過による摩耗進展に基づく、レールの断面形状変化を予測することができる。

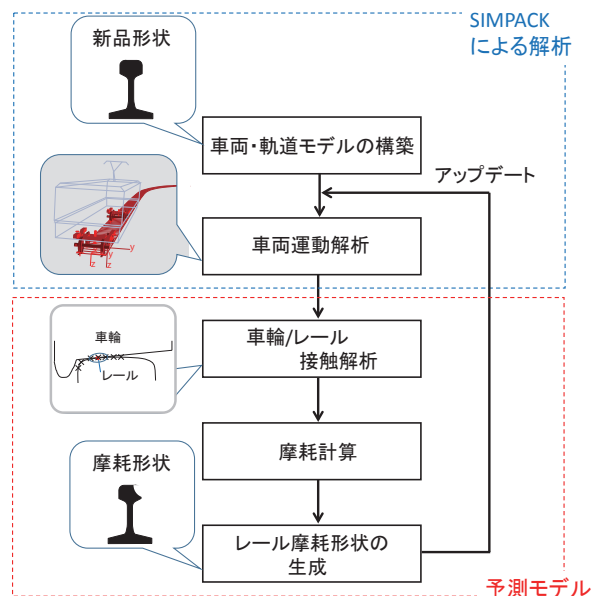


図1 摩耗形状予測モデルの解析フロー

### 2.2 接触力分布

Simpackを用いると、車輪／レールの接触位置や接触

\* 鉄道力学研究部 軌道力学研究室  
\*\* ダッソー・システムズ株式会社  
\*\*\* 上智大学 理工学部機能創造理工学科

特集：軌道技術

部に作用する力が算出されるが、接触応力の分布については、詳細な解析結果が得られない。そこで本モデルでは、Hertzの接触理論に基づき、Simpackで算出された接触荷重や接触幅、接触面の曲率から、接触面内における応力の分布を算出した。

はじめに、接触面内における接触点および接触点における接触力の概略を、y-z座標系について図2に示す。なお本モデルでは、多点接触に対応できるように改良を加え、接触点を最大10点まで考慮することとし、それぞれy軸の正の方向に向かって1, 2, 3, ..., i, ..., 10とする。また車輪/レール断面形状を構成する観測点はそれぞれ400点とし、y軸の正の方向に向かって1, 2, 3, ..., j, ..., 400とする。

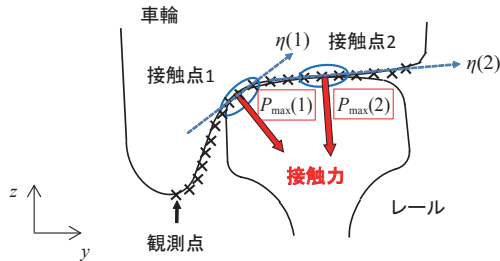


図2 レール/車輪の接触点

Simpackで算出された車輪とレールの接触力  $N(i)$  [N] より、レールと車輪の接触点の数を  $Q$  とすると、各接触点の最大応力  $P_{Max}(i)$  [N/m<sup>2</sup>] は式(1)、式(2)のように考えられる。

$$(i) i \leq Q \quad P_{Max}(i) = \frac{3N(i)}{2\pi a(i)b(i)} \quad (1)$$

$$(ii) i > Q \quad P_{Max}(i) = 0 \quad (2)$$

ここで  $a(i)$ ,  $b(i)$  [m] は、それぞれ接触楕円の長径（レール長手方向）、短径（断面方向）の接触半幅である。

各接触点において、接触面と平行な軸を  $\eta(i)$  と定義し、接触力は接触点中心を最大値として楕円形に分布すると考える。接触面に平行な軸  $\eta(i)$  と y 軸のなす角を  $\theta_i$  とすると、接触範囲の y 座標は式(3)で表される（図3）。

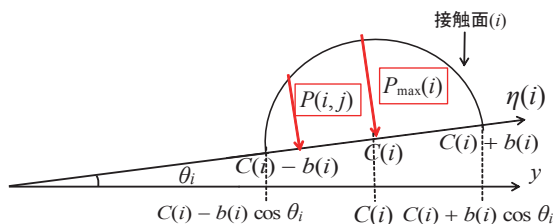


図3 接触力の分布

$$C(i) - b(i) \cos \theta_i < y(i, j) < C(i) + b(i) \cos \theta_i \quad (3)$$

ここで  $C(i)$  は、Simpackで算出される接触点中心である。

接触応力は、接触面内においては図3のように分布することから、式(4)で記述できる。

$$P(i, j) = P_{Max}(i) \left[ 1 - \left( \frac{y(i, j) - C(i)}{b(i)} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4)$$

2.3 摩耗則

Simpackで算出された車輪/レール接触状態から、摩耗量を算出する摩耗則について、以下に記述する。

車輪とレールの転がり接触による摩耗は主に凝着摩耗であると考えられ、凝着摩耗を表す摩耗則はこれまでにいくつか提案<sup>1)~4)</sup>されている。本研究では、摩耗試験の試験条件である接触荷重やすべり距離の値をそのまま摩耗予測式に組み込むことから、Archard摩耗予測式<sup>1)</sup>を適用した。Archard摩耗予測式は、式(5)で与えられる。

$$W = \frac{k \cdot F \cdot s}{H} \quad (5)$$

ただし、 $W$  [m<sup>3</sup>] は摩耗体積、 $F$  [N] は接触荷重、 $H$  [N/m<sup>2</sup>] は接触する物体のうち柔らかい方の材料硬さ（ここではレール材のビッカース硬さ）である。また  $s$  [m] はすべり距離である。 $k$  は摩耗係数であり、材料固有の値である。

式(5)より、本モデルの各接触点における摩耗深さは、式(4)で算出される応力分布をもとに、式(6)で与えられる。

$$d(i, j) = \frac{k \cdot P(i, j) \cdot \delta(i)}{H} \quad (6)$$

ここで  $d$  [m] は摩耗深さ、 $P$  [N/m<sup>2</sup>] は接触面圧、 $\delta$  [m] は単位長さあたりのすべり距離（すべり率と等価）である。

本研究では、上述のレール摩耗形状予測モデルに組み込む摩耗係数の値を、後述の室内摩耗試験結果から同定した。

3. 大型転動疲労試験装置による室内摩耗試験

前章で記述した Archard 摩耗予測式に適用する摩耗係数の同定、ならびに構築した摩耗形状予測モデルの妥当性検証に用いる摩耗形状測定のため、大型転動疲労試験装置を用いた室内摩耗試験を実施した。以下にその詳細を記述する。

### 3.1 試験装置の概要

室内摩耗試験は、鉄道総研所有の車輪・レール高速接触疲労試験装置<sup>5)</sup>を用いて行った。本試験装置の概略図を図4に示す。

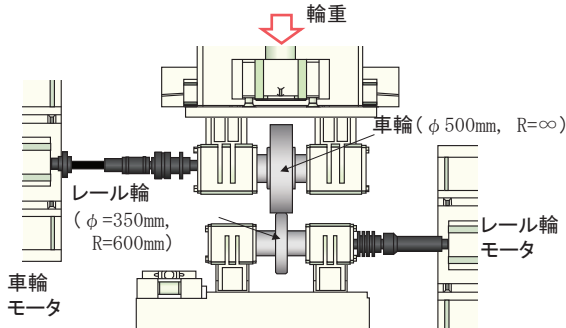


図4 車輪・レール高速接触疲労試験装置の概略

本試験装置では、車輪鋼ならびにレール鋼からそれぞれ切り出した試験輪を組み合わせ、任意に設定したすべり率や接触荷重（輪重や横圧）、アタック角の条件下において転動疲労試験を行うことができる。また、本試験装置の最大の特徴として、接触する2つの試験輪がそれぞれ直結したモータにより独立して回転を制御しているため、試験輪の接触面において任意のすべり率やトルクを発生させることができる。

### 3.2 試験条件

本節では、前節で記載した試験装置を用いた室内摩耗試験の試験条件について、以下に詳細を記載する。

室内摩耗試験は、普通レール材より切り出したレール材試験輪（以下、「レール輪」とする）ならびに車輪材試験輪（以下、「車輪」とする）を組み合わせて行った。試験輪形状は表1に示すように、レール輪が直径350mmの円筒試験輪で断面はJIS60kgレール形状（R=600mm）であり、車輪が直径500mmの円筒試験輪（R=∞）である。なお本試験においては、接触面においてスピンを発生させない<sup>6)</sup>ために、車輪の断面形状は踏面勾配のついていないフラット踏面（R=∞）のものを採用し、また接触面に縦すべりのみが発生するよう、試験輪のアタック角は0°と設定した。そして1%の縦すべりを発生させるため、レール輪を60km/hで、車輪を60.6km/hでそれぞれ回転させた。また試験輪の接触部における最大接触面圧が700MPa程度となるよう、試験輪に接触荷重6kNを载荷した。

室内摩耗試験は、転動距離が1000kmになるまで試験輪を転動させ、250kmごとに試験輪の回転を中断して試験輪の断面形状を測定した。

表1 試験輪の概要

	レール輪	車輪
径	φ 350 [mm]	φ 500 [mm]
断面形状	JIS 60kg レール断面 (R=600[mm])	フラット踏面 (R=∞)
回転速度	60 [km/h]	60.6 [km/h]
すべり率	1 %	
アタック角	0°	

### 3.3 試験結果

本節では、前節で示した室内摩耗試験の結果について、以下に示す。

#### 3.3.1 摩耗断面形状

試験開始前ならびに試験開始から250km転動するごとに、試験輪の頭頂面や踏面の断面形状をGreenwood社製のMiniProfを用いて測定した。本測定器は、試験輪の側面を基準に設置し、試験輪の断面形状を測定するものである。なお本研究では、試験輪に2箇所の測定点（転動面の180°離れた箇所）を設定して、断面形状測定を行った。このうち、1箇所において測定した転動距離ごとの断面形状の変化を図5に示す。なお図5では、摩耗による試験輪の形状変化をより明確に示すため、縦軸（z座標）を拡大して表示している。

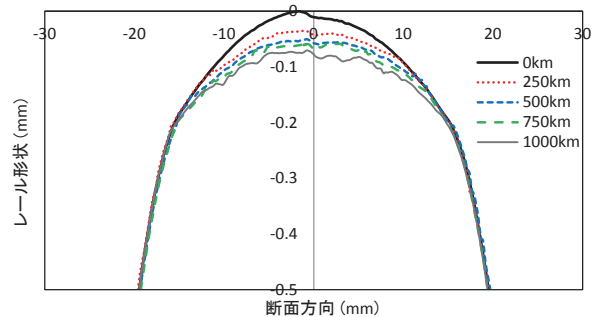


図5 レール輪の断面形状の変化

図5より、レール輪は、転動距離が増加するにつれて、試験輪の頭頂面が摩耗していることが確認できる。特に試験開始から250km転動するまでの間については、それ以降と比べて、断面方向ではやや狭い幅で、深さ方向では大きく摩耗が進展していることが確認できる。また摩耗進展により、レール輪頭頂面の曲率が小さくなっていく（より平面に近づいている）ことがわかる。なお、初期形状においては、試験輪の製造誤差と思われるわずかな凹凸が見られることから、頭頂面形状が一樣な曲率でないことも明らかとなった。

#### 3.3.2 摩耗量

前節で行った試験開始前の新品形状と摩耗形状を重ねあわせた結果より、250km転動ごとの試験輪の摩耗量分布を算出した。それらの結果を図6に示す。

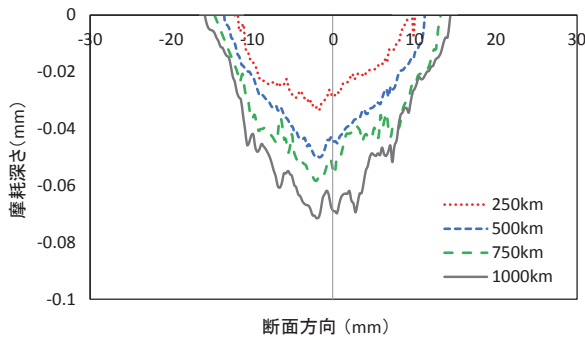


図6 レール輪の摩耗量分布

このように転動距離が増加するにつれて、摩耗深さや摩耗帯域が非線形に増加していることが確認できる。特に試験開始から転動距離が250kmまでの初期段階においては、摩耗深さが大きく変化する結果となった。これは、初期段階では接触幅が小さいことから接触面圧が高くなったこと、試験輪の形状がなじむまでの初期摩耗状態であることに起因する、と考えられる。

### 3.4 摩耗係数の同定

2.3節で記載した式(5)のArchard摩耗予測式より、摩耗係数 $k$ を算出した。

なお摩耗体積 $W[m^3]$ については、図6に示す摩耗量分布を図7および式(7)に当てはめて摩耗面積 $A[m^2]$ を算出し、試験輪の外周を乗ずることで算出した。

$$A = \sum_{k=1}^n \{z_k \times (y_k - y_{k-1})\} \quad (7)$$

算出された摩耗体積、ならびに室内摩耗試験において測定された硬さ測定結果より、転動距離別に摩耗係数を算出した。なお断面形状測定は転動方向に2箇所で行っているため、それぞれの箇所における摩耗量をもとに摩耗係数を算出し、それらの平均値を求めた。それらの結果を表2に示す。

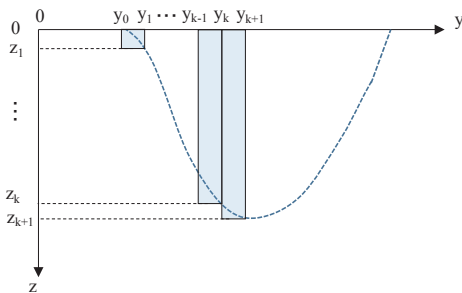


図7 摩耗量の導出

表2 摩耗係数の同定結果

転動距離 [km]	摩耗係数 [-]
0 ~ 250	$1.19 \times 10^{-4}$
250 ~ 500	$6.55 \times 10^{-5}$
500 ~ 750	$6.41 \times 10^{-5}$
750 ~ 1000	$6.15 \times 10^{-5}$

このように、特に試験開始から転動距離が250kmまでについては、摩耗量が多かったことから、それ以降と比べて摩耗係数が若干高い値となっていることがわかる。また、転動距離が250km以降については、算出された摩耗係数に大きな変化は見られない結果となった。この傾向はレールだけでなく、車輪についても確認できた。

本研究と同様の室内摩耗試験結果をArchard摩耗則に適用した先行研究<sup>7) 8) 9)</sup>においては、車輪ならびにレールの摩耗係数は $1 \sim 10 \times 10^{-4}$ の範囲内に収まる結果となっている。本研究で算出した摩耗係数とこれらの結果を比較すると、本試験では転動開始から250kmまでの摩耗係数については同じ範囲内に収まっているものの、その値は下限に近かった。また、転動距離が250km以降の摩耗係数については、先行研究で算出された摩耗係数の下限以下であった。このような差が見られた要因として、先行研究で行った摩耗試験は、本研究で行った摩耗試験と比べると転動距離が短い(例えば、下川<sup>9)</sup>らの試験では転動距離が10km程度である)ため、算出された摩耗係数は摩耗試験開始直後における初期摩耗の影響がより顕著に反映されたためと考えられる。また、本研究における250km以降の転動で観察されるような、定常摩耗状態における摩耗進展を予測するためには、初期摩耗の影響を受けない摩耗進展状況(本研究では、250~1000km転動時に相当)から算出された摩耗係数を用いることが、より高精度な摩耗進展解析結果につながると考えられる。

## 4. 摩耗進展解析

2章で示した摩耗形状予測モデルの妥当性を検証するため、3章で行った室内摩耗試験と同じ条件で摩耗進展解析を行った。

### 4.1 解析モデルの概要

摩耗進展解析を行うため、前章で行った室内摩耗試験で用いた大型転動疲労試験をモデル化した。解析モデルの概略図を図8に示す。

試験輪ならびに輪軸は剛体で、上下方向( $z$ 軸)以外は拘束されているものとするが、試験輪同士の接触は弾性接触とした。したがって、2つの試験輪の接触によ

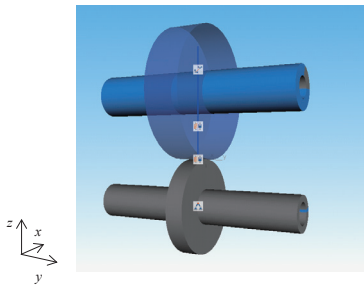


図8 解析モデルの概略

て転動面に作用する、荷重やすべりのみが摩耗に寄与する因子となる。

試験輪の断面形状の構成については、レール輪は頭頂面ならびに頭頂面から下に40mmまでの両側面について、400点の座標点で構成した。一方、車輪については、踏面と側面の一部を400点の座標点で構成した。各座標点はいずれも約0.4mm間隔で配置し、試験輪の断面形状を形成した。なお、これらの点における試験輪の接触状態から各点における摩耗深さを算出し、摩耗形状を構成した。

本モデルで構築した試験輪形状は、前章の室内摩耗試験と同じく、レール輪がJIS60kgレール頭頂面の設計形状(R=600mm)、車輪がフラット踏面形状(R=∞)である。また図2の解析フローにおける摩耗断面形状の更新については、試験輪が25km転動するごとに行った。断面形状の更新は、レール輪だけでなく、車輪についても同様に行った。

#### 4.2 解析条件

摩耗進展解析は前節で構築したモデルを用いて、室内摩耗試験と同じ接触条件で行った。なお室内摩耗試験において、摩耗進展状況は転動距離ごとに差が見られたことから、摩耗係数は表2に示すように、試験開始から1000km転動までの間に250km転動ごとに同定した値を、転動回数に応じて逐次モデルに与えた。

#### 4.3 解析結果

前節で示す条件で行った摩耗進展解析による、250km転動ごとのレール輪の摩耗量分布を図9に示す。

図9より、転動距離が増加するにつれて摩耗深さや摩耗帯域が非線形に増加していることが確認できる。特に250kmまでの転動において、摩耗深さの変化が大きいことが確認できる。図6に示す室内摩耗試験結果においても同様の傾向が見られることから、摩耗進展解析においても逐次、摩耗係数を変更することにより、より実現象に近い高精度な摩耗進展解析を行えることがわかる。

また摩耗進展解析より、レール輪ならびに車輪の断面

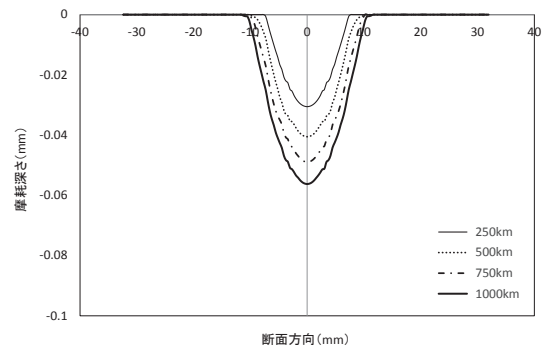


図9 摩耗進展解析によるレール輪の摩耗量分布

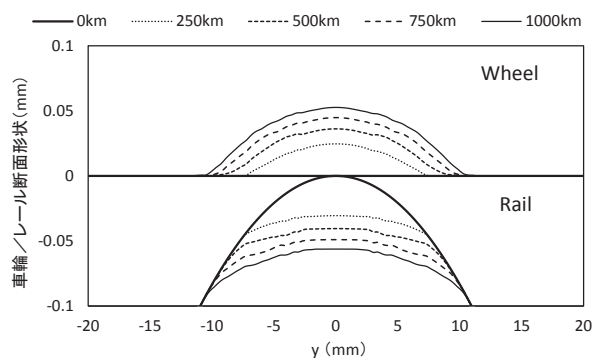


図10 断面形状の変化

形状の推移を以下の図10に示す。

図10より、レール輪ならびに車輪とも、転動距離が増加するにつれて、摩耗進展により形状が変化している様子が確認できる。レール輪においては転動距離が増加するにつれて、頭頂面形状はより小さな曲率へと変化しているのに対し、車輪においては平面であった初期形状からレール輪との接触部が凹摩耗している様子が確認できる。転動開始時では試験輪の接触幅は狭いが、転動距離の増加に伴い、接触幅が広がっていることも確認できる。また、試験開始時における試験輪の接触面状態と比べると、250km転動以降においては、各転動距離の試験輪の接触面が似かよった形状になる傾向が見られ、なじみ状態へと進行していると考えられる。

#### 5. 考察

図6と図9を比較すると、摩耗進展解析により得られた摩耗深さや摩耗幅は、室内摩耗試験結果と比較すると、3/4程度であった。このような差異が認められた要因として、以下のことが考えられる。

本研究では、頭頂面形状の曲率半径が600mmのレール輪とフラット踏面の車輪を組み合わせ検討を行った。しかし図5に示すように、室内摩耗試験で用いた試験輪においては、製造誤差と見られる凹凸が確認できる。

## 特集：軌道技術

一方、摩耗進展解析においては、試験輪は設計形状である。このような誤差が、接触面内において偏った接触状態を生じさせ、解析結果と異なる摩耗進展につながった可能性が考えられる。

また室内摩耗試験において確認された摩耗量は深さが数十  $\mu\text{m}$  程度と微小であったため、断面形状測定において測定誤差が生じた可能性もある。このような測定誤差が摩耗係数の同定にも影響し、算出された摩耗係数にも誤差が含まれている可能性も考えられる。

さらに本モデルでは、摩耗進展解析において各試験輪の輪軸は完全に剛体とし、上下方向 ( $z$  軸) 以外は拘束してモデル化した。しかし室内摩耗試験において、試験輪の軸箱で最大  $5\text{m/s}^2$  程度の振動が上下方向以外でも観測された。したがって、試験装置の剛性に起因するこのような振動が、摩耗進展に影響を及ぼした可能性も考えられる。

## 6. まとめ

本研究では、Simpack を援用したレール摩耗形状予測モデルを構築した。そして、実物大のレール断面形状を有する試験輪を用いた大型転動疲労試験装置による摩耗試験、ならびに同じ条件で摩耗進展解析を行った。これらの結果より、以下の知見を得た。

- (1) 大型転動疲労試験装置による室内摩耗試験を行った結果、250km 転動ごとの摩耗形状測定により、レール輪ならびに車輪の摩耗進展状況を把握した。そして試験開始から 250km までとそれ以降について、摩耗進展状況が異なっていることを確認した。さらに室内摩耗試験結果より、転動距離に応じた摩耗係数を同定した。
- (2) 室内摩耗試験と同じ条件で摩耗進展解析した結果、室内摩耗試験と同様、非線形に摩耗が進展する状況

を再現することができた。しかし、摩耗深さならびに摩耗幅については、解析結果は室内摩耗試験結果の  $3/4$  程度の値であった。これは、室内摩耗試験において、測定した断面形状の誤差や試験装置の軸箱振動などが影響している可能性が考えられる。

## 文献

- 1) Archard, J. F., "Contact and rubbing of flat surface," *Journal of Applied Physics*, Vol.24, pp.981-988, 1953.
- 2) Kalousek, J. and Bethune, A. E., "Rail wear under heavy traffic conditions," *STP644*, pp.63-79, 1978.
- 3) Elkins, J. A. and Eickhoff, B. M., "Advances in nonlinear wheel/rail force prediction methods and their validation," *Proceedings of the ASME winter annual meeting*, 1979.
- 4) Ward, A. Lewis, R. and Dwyer-Joyce, R. S., "Incorporating a railway wheel wear model into multibody simulations of wheelset dynamics," *Tribology Series*, Vol.41, pp.367-376, 2003.
- 5) 名村明, 石田誠: レール損傷のメカニズムを探る, *RRR*, Vol.68, No.9, pp.6-9, 2011
- 6) 日本トライボロジー学会編: 摩擦・摩耗試験機とその活用, 養賢堂, pp.223-224, 2007
- 7) Jendel, T., "Prediction of wheel profile wear -comparison with field measurements," *Wear*, Vol.253, pp.89-99, 2002.
- 8) Olofsson, U. and Telliskivi, T., "Wear, plastic deformation and friction of two rail steels -a full scale test and laboratory study," *Wear*, Vol.254, pp.80-93, 2003.
- 9) 下川嘉之, 亀甲智, 齋藤拓也, 岩本厚, 荻野智久, 鈴木芳明, 谷藤克也: 車輪の摩耗予測に関する研究 (第1報, 試験片を用いた摩耗試験結果), 第17回鉄道技術連合シンポジウム (J-Rail2010) 予稿集, pp.645-648, 2010