フィールドデータに基づく高速鉄道の車輪摩耗特性解析

原 聡^{*1}, 曄道 佳明^{*2}, 谷藤 克也^{*2}

Analysis of wheel wear characteristics of high-speed train based on field data

Satoshi HARA^{*1}, Yoshiaki TERUMICHI^{*2} and Katsuya TANIFUJI^{*2}^{*1} Central Japan Railway Company

1545-33 Ohyama, Komaki-shi, Aichi 485-0801, Japan

^{*2} Department of Science and Technology, Sophia University

7-1 Kioi-cho, Chiyoda-ku, Tokyo 102-8554, Japan

Received: 27 February 2019; Revised: 21 June 2019; Accepted: 25 August 2019

Abstract

A wheel/rail profile wear is a factor that affects the behavior of railway vehicles such as riding comfort, running stability, running safety and maintenance schedule. To predict wheel/rail profile wear theoretically with dynamic model of the vehicle-track systems, wear coefficient is necessary and these parameters are generally gained from laboratory test such as twin disk test. It is difficult to gain wear coefficient accurately from field data, because the wheel/rail contact conditions which decisive for wear have big variations. On the other hand, there are railway systems in which vehicles of the same type run on the dedicated track with the same operation pattern. In this case, there is possibility to generalize wear coefficient. In this study, we focus on this point, a large amount of wheel profiles from Tokaido Shinkansen, one of high-speed trains in Japan, was investigated. In this paper, wheel wear characteristics of coupled motion is pointed out and these wear characteristics are attempted to demonstrate from a view point of vehicle dynamics.

Keywords : Wheel /rail interaction, Wear development, Railway vehicle, Field data, Coupled train, Equivalent conicity

1. 緒 言

鉄道における車輪とレールの接触状態は、走行安全性、走行安定性、乗り心地、曲線通過性能などその運動性能に大きく関わるが、車両の走行により、車輪及びレールには必ず摩耗が発生するため、その形状を適切に管理することは極めて重要である。車輪については研削や交換といった定期的なメンテナンスを鉄道事業者が行うことにより、踏面形状を適切に管理しているが、車輪はその材料費が他の部品と比較して大きいので、車輪の寿命を延伸することは車両メンテナンスのコストダウンを実現する上で大変有効な手段となりうる。したがって、上記の運動的側面及びメンテナンスコストダウンという両性質を考慮した上で車輪のメンテナンス周期の最適化を考える場合、車輪の摩耗進展による形状変化を予測することは重要な課題である。

車輪／レール系の摩耗進展傾向を予測する方法は、実測データに基づく統計的・実測的予測法(斎藤他, 2007)と車両運動シミュレーションを用いた理論的予測法(Jendel, 2002)(Braghin et al., 2006)(金他, 2009)(Pombo et al., 2010)(Tao et al., 2017)(Luo et al., 2017)がある。後者の理論的予測手法は、車両及び軌道の各種条件について任意に条件変更が可能になるため、汎用性の高い手段となりうる。その手順としては、車輪／レール間の接触位置や接触楕円、すべり率といった接触状態を車両運動シミュレーションにより算出し、そこで得られた物理量をいくつかの摩耗則に適用させる手法が取られている(谷藤, 2012)。摩耗則は英国鉄道研究所(Pearce and Sherratt, 1991)、ストックホルム王立工科大学(Jendel, 2002)、シェフィールド大学(Lewis and Dwyer-Joyce, 2004)

No.19-00091 [DOI:10.1299/transjsme.19-00091], J-STAGE Advance Publication date : 5 September, 2019

本論文は、第27回交通・物流部門大会 講演論文集(2018), No.1106の掲載内容に基づいた論文である。

^{*1} 正員, 東海旅客鉄道(株)技術開発部 (〒485-0801 愛知県小牧市大山 1545-33)

^{*2} 正員, フェロー, 上智大学 理工学部 (〒102-8554 東京都千代田区紀尾井町 7-1)

E-mail of corresponding author: satoshi.hara@jr-central.co.jp

で導出されたものが適用される場合が多い。これらの摩耗則では、いずれも車輪摩耗の進み度合いを表す摩耗係数を用いているが、この車輪摩耗係数の決定にあたっては主に2円筒転がり摩耗試験 (Braghin et al., 2006) (下川他, 2010) (辻江他, 2017) による室内試験で摩耗係数を同定することが一般的である。これはフィールドにおいては車両及び軌道の各種条件が互いに複雑に絡み合って作用し、その結果、車輪/レール間の接触状態が大きくばらつくため、普遍性のある結果を得ることが難しいとされているためである。一方で、フィールドにおいては同形式車両が専用の軌道を同じ運行パターンで走行する鉄道システムが存在する。このような特徴を有する鉄道システムにおいては、車輪/レールの摩耗現象を一般化しやすく、フィールドにおける多岐に渡る変動要素を考慮した摩耗係数を同定できる可能性がある。そこで著者らはこの点に着目し、東海道新幹線を走行する新幹線車両を対象として、車輪の摩耗係数をフィールドデータから同定する方法について検討を行なうことにした。本報では、フィールドデータに基づく高速鉄道の車輪摩耗に関する実測結果とこれらから導かれる車輪摩耗特性について考察を加える。

2. 車輪形状の実測と分析

2.1 調査対象

調査対象は東海道新幹線を走行する N700A タイプの車両とした。選定理由は、同区間を走行する N700 系以降の車両は、車両改造を施して N700A タイプに標準化されており、これら車両が一定の運用パターンのもと、高頻度で走行するという特徴を有するため、車輪の摩耗現象を比較的一般化しやすいと考えたためである。図 1 に東海道区間を走行する車両の編成構成図を示す。全ての車両が 16 両編成で構成されており、編成端部の 1 号車と 16 号車は付随車 (以下, T 車) であり、中間号車は電動車 (以下, M 車) である。

Fig. 1 Train set of Tokaido-Shinkansen line. All trains consist of 16 cars, it has 14 power unit cars and cars 1,16 are trailing unit. When it breaks in high speed, cars 2 to 15 are stopped by an electrical regenerative brake and this brakes are not applied in cars 1 and 16.

ここで、車輪摩耗に影響を及ぼすと考えられるブレーキシステムと線形条件について述べる。ブレーキシシステムについて、高速域においては通常 M 車では電気ブレーキが作用するが、このとき T 車のブレーキ負担率は滑走防止の観点から 0 としている (上野, 菊野, 2011)。一方、駅停車時直前の低速域等においては、M 車 T 車ともに機械ブレーキが車輪板部に配置されたブレーキディスクに作用する。そのため、東海道新幹線における車輪摩耗は、主として走行中の転動に起因して発生するものとする。なお、ブレーキ中には車輪/レール間の粘着状態の改善を目的とした研磨子が車輪踏面に作用するが、研磨子が車輪摩耗に及ぼす影響は小さいことが報告されている (中橋他, 2006)。続いて、図 2 に東海道新幹線区間の線形条件 (回送線や保守基地線内を含む) を示す。高速走行するという特性上、直線区間が約 6 割と大半を占めており、都市鉄道等で多く存在する急曲線の割合は非常に小さいという特徴を有する。そのため、車輪フランジ部の摩耗量は都市鉄道と比較すると小さいと言える。

Fig. 2 Track geometry properties of Tokaido-Shinkansen line. Tangent section accounts for 60% of total line and there are less number of sharp curve to operate at high speed.

2・2 車輪形状分析方法

車輪摩耗形状の測定は、車輪踏面形状測定器 MiniProf (Greenwood Engineering 社製) を用いた。

測定した車輪形状の摩耗評価を行うにあたり、下記(a)～(d)の4つの指標を用いた。それぞれの定義を下記に示す。なお、図3に示すように設計形状の車輪に対してフランジバック面を $Y=0$ とし、 $Y=65\text{mm}$ の Z 座標を 0 とする座標系を設定した。測定した車輪摩耗プロフィールは設計形状におけるフランジトップ位置で合わせた。

Fig.3 Coordinate of the wheel. The tread wear is defined by the difference at $Y=65\text{mm}$. The flange wear is defined by difference at $Z=10\text{mm}$. The flange angle is calculated from linear approximation between $Z=12\text{mm}$ and 18mm .

Fig.4 Relationship between lateral displacement of wheelset and radii difference. The equivalent conicity is calculated based on linear approximation by the least squares method between $y=-3\text{mm}$ and 3mm .

- (a) 踏面摩耗量： $Y=65\text{mm}$ 位置の設計形状と摩耗形状の Z 方向の差
- (b) フランジ摩耗量： $Z=10\text{mm}$ 位置の設計形状と摩耗形状の Y 方向の差
- (c) フランジ角度： $Z=12\sim 18\text{mm}$ の2点間から求めた近似直線と水平方向の角度（足立他，2006）
- (d) 等価踏面勾配：車輪の踏面勾配とレール頭頂面部の曲率によって生じる幾何学的な接触勾配であり、図4に示す輪軸左右変位量 y に対する左右車輪の転がり半径差 Δr の関係図から、 $y=\pm 3\text{mm}$ 間において最小二乗法に基づく線形近似を行い、その傾きの $1/2$ を等価踏面勾配と定義した。

なお、図4は摩耗車輪と 60kg 設計レール形状との組み合わせによる一例の結果であり、接触幾何解析（足立他，2006）により算出したものである。ここで輪軸左右変位 y の取り方によって等価踏面勾配の値は変化するが、他文献（角井他，2004）（清水他，2014）（Shi et al., 2017）において $y=\pm 3\text{mm}$ で計算している事例が多いことを踏まえ、これら計算結果と比較できるよう本研究でも輪軸左右変位 $y=\pm 3\text{mm}$ とした。

2・3 調査結果

累積走行距離が $55\text{万}\sim 60\text{万 km}$ となる N700A タイプ（‘ N700A ’ 及び N700 系を N700A に改造した ‘ N700 改造車’ の2車種）の車両を対象として測定した結果を以下に示す。ここで、走行距離と車輪摩耗の関係を厳密に評価するために、途中で車輪研削したもの、車輪交換したものについては分析対象から除外した。

図5に編成内の輪軸別の(a)踏面摩耗量、(b)フランジ摩耗量、(c)フランジ角度、(d)等価踏面勾配について、 N700A 計15編成分の平均値 (Group A) と N700 改造車計15編成分の平均値 (Group B) を示す。ここで、縦軸は各摩耗指標における1号車 No1 軸の値を1としたときの比率を示す。横軸の下段の数字は号車を表し、その上段の数字は号車内における輪軸番号を表す。等価踏面勾配は対象とするレール形状によって異なる値をとるが、本論文では対象とするレール形状は 60kg レール設計形状、及び実フィールドにおいてその割合が多いレール削正後形状（実測形状）の2種類とした。図5(d)におけるレール削正後形状との組み合わせ結果（青線）は、 60kg レール設計形状との組み合わせにおける1号車 No1 軸の等価踏面勾配値を1としたときの比率である。

Fig.5 A comparison between Group A (Series N700A) and Group B (Series N700 renovated) about the 4 indicators at around running distance 550,000 ~ 600,000km. (a)Tread wear, (b)Flange wear, (c)Flange angle,(d)Equivalent conicity. The 4 indicators of wheel wear is almost same the between Group A and Group B. Compared to the intermediate car, the cars located at each end of the trainset (Cars 1,16) experience large amount of tread wear and flange wear. As for flange wear, a significant difference is observed between No.1,4 axle and No.2,3 axle. The amounts of flange angle is constant value. As for equivalent conicity, the cars located at each end of the trainset(Cars 1,16) experience a lower equivalent conicity than those at the middle of the trainset in combination with designed rail. On the other hand, equivalent conicity is constant regardless of the cars in combination ground rail.

図 5 より, 各車輪摩耗指標が号車・輪軸番号毎にとる値は Group A と Group B で同程度であることが分かる. すなわち, 図 5(a)(b)より踏面摩耗及びフランジ摩耗は, 両者ともに編成端部寄りの号車である 1,2,15,16 号車の方が中間号車(3~14 号車)よりも摩耗量大きい傾向がある. このうちフランジ摩耗については, 号車に寄らず輪軸別の傾向が明らかであり, 号車端部の軸(1,4 軸)の方が中間軸(2,3 軸)よりも摩耗量大きいことが分かる. フランジ角度は図 5(c)より両者ともに号車・輪軸番号によらず一定値をとることが分かる. 等価踏面勾配については, 両者ともに 60kg 設計レール形状との組合せ結果では編成端部寄りの号車の方が中間号車よりも値が小さくなる傾向がある. 一方, 削正後レール形状との組合せ結果では, その値は 60kg 設計レール形状との組合せ結果よりも小さい値を取り, その値は号車・輪軸番号によらず一定値をとる傾向がある. これは図 6 に示すように, 設計レール形状においては接触点は転がり半径の変化が大きいレール中心より内側に位置するのに対して, 削正後レール形状においては接触点が転がり半径の変化が小さいレール中心よりも外側に位置するように削正しているため(三輪他, 2012), 軌道変位などにより輪軸左右変位が発生しても輪径差が発生しにくくなっているためである. なお, 実フィールドにおいては, 設計レール形状(新品レール形状)を有するレール区間は全線の中での割合は小さいため, 削正後のレール形状との組み合わせの方が実態に近いと考える.

Fig.6 Comparison of neutral contact position (Left: designed rail shape, Right: target shape of ground rail). The contact point is positioned outside the rail center where the rolling radii difference is small in case of ground rail.

続いて, 号車別の車輪摩耗形状の傾向を把握するため, 号車別の車輪摩耗分布を調査した. ここで車輪摩耗分布とは, 図 7 に示すように設計車輪断面形状と摩耗車輪断面形状の車輪半径方向の差分を摩耗量と定義した.

Fig.7 Wheel wear distribution.

図 8 に Group A と Group B について号車別の車輪摩耗分布を平均化した結果を示す. ここでいう平均化した摩耗分布とは, 編成毎に号車単位での平均摩耗分布(号車内の 8 車輪分の摩耗分布の平均)を算出し, さらに分析した編成数(今回の場合は 15 編成)で平均化したものである. 図 8(a)は車輪踏面部(図 7 における $Y=40\sim110\text{mm}$ の箇所)の摩耗分布を, 図 8(b)は車輪フランジ部(図 7 における $Y=20\sim40\text{mm}$ の箇所)の摩耗分布を示したものである. 図 8(a)(b)より, Group A と Group B の摩耗分布は, 摩耗のピーク位置及び号車毎の摩耗の大きさを含め同じ傾向を示すことが確認される. また, 号車毎に摩耗量の大きさは図 5(a)(b)に示したように異なるものの, 摩

耗分布形状は号車に依らず同じ形状を取ることが分かる. すなわち, 号車に依らず, 踏面部においては $Y=60\text{mm}$, 85mm 付近には摩耗ピークがみられ, フランジ部においては $Y=31\text{mm}$ 付近に摩耗ピークがみられる.

Fig.8 The result of wheel wear distribution at running distance 550,000 to 600,000km. The Left is a result of Group A (Series N700A), and right one is Group B (Series N700 renovated). (a) Wear distribution in tread area, (b) Wear distribution in flange area. Wheel wear distribution is almost the same between Group A and Group B.

図 5,8 に示す結果より, N700A タイプの号車・軸毎の各車輪摩耗指標量の大きさ, 及びその摩耗分布の様子は同程度であることを示した. 車輪摩耗は表 1 に示す多様な条件を反映した結果生じるものであるが, 上述した結果は, 走行条件, 車両性能が統一された状態にある鉄道システムでは, 大量のフィールドデータを収集・分析することで, 平均的な摩耗形状を一般化できることを示唆する. すなわち, 車輪・レール間の接触点, 接触面積, クリープ力などの接触状態は日々の走行条件によって複雑に変化するものではあるが, 表 1 に示す要素全体の車輪摩耗への寄与度は編成に寄らず同程度であることを意味する. よって, 摩耗による車輪形状変化を予測する上で必要となる摩耗係数についてフィールドデータから同定できる可能性があると考え. 従来研究における摩耗係数の同定方法は, 2 円筒転がり試験装置等による室内試験で実施されてきた. これら試験結果はある限られた一定条件下における結果であり, フィールドにおいて多岐に変動する要素を考慮したものではないが, 鉄道事業者が有するフィールドデータから摩耗係数を同定できれば, より実態に即した摩耗進展予測ができると考える.

Table1 Factors considered to influence wheel wear.

	Factor		
Track	• Curve radius • Material hardness	• Rail Profile • Rail surface roughness	• Track irregularity - etc
Vehicle	• Axle load • Material hardness • Frequency of acceleration / deceleration	• Operation speed • Brake condition • Frequency of wheel idling / sliding	• Wheel profile • Wheel surface roughness - etc
Wheel/rail interaction	• Coefficient of friction • Humidity	• Lubrication	• Temperature - etc

3. 編成車両の車輪摩耗特性に関する考察

本章では、第2章で記した4つの車輪摩耗指標(a)～(d)の結果について個別に考察を行う。

3・1 踏面摩耗

図5(a), 図8(a)より踏面摩耗は、編成端部寄りの号車である1,2,15,16号車の方が中間号車(3～14号車)よりも摩耗量が大きいことが分かる。編成端部の1,16号車は駆動力及び制動力を有していないT車であるが、T車の方がM車よりも摩耗量が多いという結果は、加速または減速のための負荷トルクに伴い車輪接触面内に生じるすべりの増加以外にも他の因子が影響していることが示唆される。編成の端部号車が大きくなる理由として、車輪通過に伴う車輪・レール間の摩擦係数の変化(滝野他, 2013), トンネル走行時等の最後尾車のヨーモードを主体とする運動的要素(藤本他, 1995), ブレーキ作用時の自連力発生に伴う接線力の変化(坂本, 山下, 2018)などの要素が考えられるが、これらの影響度を定量的に評価することが今後の課題となる。なお、MBSシミュレーションを用いた最新の研究では、摩擦係数が低いほうが踏面摩耗は増加する傾向があることが示されている(Casanueva et al., 2017)。

また、図8(a)に示す摩耗分布より、今回調査対象としたN700Aでは号車に依らず $Y=60\text{mm}$, 85mm 付近に摩耗ピークがみられる。新品車輪の場合、直線における設計形状レールとの組み合わせでは $Y=69\text{mm}$ 付近で接触する計算結果となるが、この位置では摩耗のピークをとらず、摩耗ピーク位置は新品車輪と設計形状レールとの組合せの場合では、いずれも車輪形状またはレール形状における曲率変化点近傍であることが分かる。つまり、図9に示すように $Y=60\text{mm}$ 付近の摩耗ピークは設計車輪形状においては $R650\text{mm} \cdot R1000\text{mm}$ の曲率変化点近傍にあり、 $Y=85\text{mm}$ 付近の摩耗ピークは設計レール形状において $R600\text{mm} \cdot R50\text{mm}$ の曲率変化点近傍にある。なお、 $Y=85\text{mm}$ 付近は経験的に急曲線通過時における内軌側車輪でレールと接触する位置であるが、この近辺は設計車輪形状において凸の $R1000\text{mm}$ で構成されており、レール接触時は接触圧が大きくなる部分である。このため、 $Y=85\text{mm}$ 付近で摩耗ピークを取るのは急曲線通過時の輪軸左右移動が一因であると考えられる。

Fig.9 Relationship between wheel wear distribution and radii of curvature of designed contact shape. There are two peaks around $Y = 60\text{mm}$ and 85mm regardless of the cars. These peaks positions around the transition of curvature point.

3・2 フランジ摩耗

図 5(b), 図 8(b)から, 踏面部と同様に編成端部寄りの号車である 1,2,15,16 号車の方が中間号車(3~14 号車)よりも摩耗量大きいことが分かる. このうち, フランジ摩耗は号車に寄らず軸別の傾向が明らかであり, 号車端部の軸 (1,4 軸) の方が中間軸 (2,3 軸) よりも摩耗量大きいことが分かる. この傾向は過去の新幹線電車の調査結果と同様である (谷藤, 咲山, 1986). この点について, 図 10 に示す 1 車両運動モデルを用いて検証した. このモデルは, 地震時における鉄道車両の挙動メカニズムを解明することを目的に開発された 2 次元平面内における車両運動シミュレーションモデル (西村他, 2008) を 3 次元平面に拡張し, 曲線走行を可能としたものである. 車輪・レール間の接線方向成分は走行している場合には Kalker の接触理論に Levi-Chartet の飽和則を適用した非線形クリープ力が働くものとした. 車両諸元は N700A タイプとし, 車輪踏面は新幹線円弧踏面, レールは 60kg レールの設計プロファイルとした. ここでは回送線内に存在する急曲線 $R300\text{m} \cdot \text{カント } 180\text{mm}$ を 60km/h で走行する場合(Case1)と, 本線において曲線半径延長の割合が最も大きい $R2500\text{m} \cdot \text{カント } 200\text{mm}$ を 270km/h で走行する場合(Case2)の 2 条件を選定し解析を実施した. 図 11 に各条件における円曲線通過中の横圧を示す. ここで図 11 の縦軸は $R300\text{m}$ の円曲線走行時における進行方向第 1 軸の横圧を 1 として無次元化した値である. Case1 の場合, 横圧の大きさは 1 軸 > 3 軸 > 4 軸 > 2 軸の順となり, 台車内における進行方向前軸で大きくなる. これは急曲線通過時に前軸のアタック角が大きくなり, 台車が操舵不足状態となるためである. 一方, Case2 の場合, 横圧の大きさは 2 軸 > 4 軸 > 1 軸 > 3 軸となり台車内における進行方向後軸の方が大きくなる. これは台車が操舵過多状態となるためである. 実運用においては, 進行方向が上り下りで入れ替わることを考慮すると, 1 曲線あたりに作用する横圧は図 11 の右に示す結果となる. この傾向は, 図 5(b)で示した軸毎のフランジ摩耗量の関係と定性的に一致する. また, 図 12 には, 各条件における曲線通過時の輪軸の左右変位量の最大値とそのときの接触点の位置を示す. Case1 の $R300\text{m}$ 通過時は最大で輪軸は 5.4mm 変位し, このとき接触点は車輪フランジ部に位置することに対して, Case2 の $R2500\text{m}$ 通過時では輪軸は 4.5mm 変位するが, このときはフランジ部までには達しない. したがって, 横圧の発生傾向及び接触点の観点から, フランジ摩耗量が 1 軸 > 4 軸 > 2 軸 > 3 軸となることは, 分岐器などを含む急曲線通過時の台車姿勢が支配的であることが示唆される. これは, 図 2 に示すように高速鉄道では急曲線の割合は非常に小さいものの, フランジ摩耗は急曲線を低速で通過する際に多く発生する結果

であることを示す. なお, 図 8(b)よりフランジ摩耗量のピークの位置は $Y=31\text{mm}$ 付近であるが, この位置はレールのゲージコーナーと接触する箇所である.

Fig.10 Vehicle/Track dynamics simulation model (Vehicle: 38 DOF, Track: 16 DOF) .

Fig.11 Simulation result of lateral force between wheel and rail. Case1 is passing shape curve at low speed (R300m) and Case2 is passing at gentle curve(R2500m) at high speed. Right figures shows the lateral force per curve round trip for each curve. The vertical axis is nomrmalized with the lateral force of the leading axle during running at R300m. The lateral force of No.1,4 axle is larger than that of No.2,3 axle when passing R300m curve. This tendency matches field measurements of flange wear.

Fig.12 Simulation result of maximum lateral displacement of wheelset and contact position. Wheel flange touches rail GC when passing at R300 curve (lateral displacement of wheelset is $y=5.4\text{mm}$).

3・3 フランジ角度

フランジ摩耗は前節で記したように号車端部の軸（1,4 軸）と中間軸（2,3 軸）で傾向が異なることを示したが、フランジ角度は号車によらず比較的一定となる結果を示した（図 5(c)）。これは図 13 に示すように、定義したフランジ角度算出範囲（ $Z=12\sim18\text{mm}$ ）では、フランジ摩耗が Z 位置に応じて軸によらず同じ摩耗の割合であるためフランジの傾きが同一となるためである。

Fig.13 Relationship between flange wear and flange angle. Although the amount of flange wear varies depending on the axle number, the flange angle is the same.

3・4 等価踏面勾配

図 5(d) よりレール形状によって等価踏面勾配は異なる傾向を示す。60kg レール設計形状との組合せにおいては、等価踏面勾配の値はフランジ摩耗の結果と相関があり、号車内の 2,3 軸が 1,4 軸よりもその値が大きい傾向にある。また、編成端部軸の 1 号車 1 軸と 16 号車 4 軸が中間車の値よりも小さくなることから分かる。このデータ傾向については他文献でも同様の結果が報告されている（Shi et al., 2018）。これらのメカニズムについて図 14, 15 を用いて説明する。図 14 に編成端部軸である 1 号車 1 軸と中間号車の代表値として 8 号車 1 軸の車輪摩耗形状を設計車輪形状と重ねて示す。図 15 には、60kg 設計レール形状に対して 1 号車 1 軸及び 8 号車 1 軸が $\pm 8\text{mm}$ の範囲で 0.1mm 毎に左右移動したときの車輪／レールの接触点の推移とこれら輪軸の左右移動量に対する転がり半径差 Δr の変化を示す。踏面部の傾きは、摩耗進展することで設計形状に対して緩やかになるが、その傾きは 1 号車 1 軸と 8 号車 1 軸で同程度である（図 14 右下図）。このとき踏面摩耗部分ではレールと接触しにくくなるため、車輪の中立位置での接触点は設計車輪に対してレール外側に移動する（図 15 の赤点）。一方、フランジ摩耗は先頭号車の方が中間号車よりも進展しているため（図 14 左下図）、レールゲージコーナー（以下、レール GC）付近が車輪と接触するまでの輪軸の横移動距離は中間号車の方が小さくなる。すなわち、1 号車では 2.5mm 横移動時にレール GC と接触し、8 号車では 1.2mm 横移動時にレール GC と接触する（図 15）。この結果、中間号車である 8 号車の方が先頭号車と比較し、少ない輪軸横移動量で転がり半径差が発生するため、等価踏面勾配は中間号車よりも両端号車の方が小さくなる。すなわち、フランジのど部付近の摩耗量の違いが等価踏面勾配の差に影響を与えたものと考えられる。

Fig.14 Comparison between designed wheel profile and wear wheel profile (No.1-1, No.8-1). The gradient of the wear tread gently becomes smaller with respect to the design shape. The flange wear of No.1-1 is larger than that of No.8-1.

Fig.15 Wheel-rail contact point geometry relationship in the combination with 60kg designed rail shape (Top: Designed wheel, Middle: Car 1 No.1 axle, Bottom: Car 8 No.1 axle). The neutral position of the worn wheel moves to the rail FC side with respect to the design wheel and which leads to the radius difference zero at the neutral point. The lateral displacement of Car 1 until the wheel contacts the rail gage corner is smaller than that of Car 8 (Car 1 contacts the rail GC when moving 2.5 mm laterally, Car 8 contacts when moving 1.2 mm), because the flange wear of Car 1 is larger than that of Car 8. As a result, the equivalent conicity of Car1 is smaller than for that of Car 8.

一方、図 5(d)より削正後レール形状（実測形状）との組合せにおいては、60kg 設計レール形状との組合せ結果よりも低い値を取り、また号車に依らずその値は一定値をとる。図 16 に削正後レール形状における接触点の推移とこれら輪軸の左右移動量に対する転がり半径差 Δr の変化を示す。図 16 より削正後レール形状との組合せ結果では、車輪の摩耗形状に依らず接触点の推移は同程度となることが分かる。これは、図 6 で示したように削正後レール形状ではレール GC 付近が削正されるため、レール GC 付近が車輪と接触するまでの輪軸の横移動距離はいずれも 5.0mm 以上と 60kg 設計レール形状と比較し大きくなり、本報で定義した等価踏面勾配（ $y=\pm 3\text{mm}$ 内における線形近似から求まる傾き）ではその差が現れないためである。

Fig.16 Wheel-rail contact point geometry relationship in the combination with ground rail shape (Top: Designed wheel, Middle: Car 1 No.1 axle, Bottom: Car 8 No.1 axle). It's the same regardless of worn wheel shape.

4. 結 言

本研究では、車輪摩耗の進み度合いを表す摩耗係数についてフィールドデータから同定する可能性を検討するために、東海道新幹線区間を走行する新幹線車両を対象として大量の車輪形状データを取得・分析し、その結果明らかとなった車輪摩耗特性について考察を加えた。本研究で得られた知見を以下に示す。

- ・ フィールドデータに基づき、N700A タイプ車両における号車・軸毎の車輪摩耗特性を明らかにした。
- ・ N700A タイプ車両における号車・軸毎の摩耗傾向は同程度であり、走行条件・車両性能が統一された状態にある鉄道システムにおいては、大量のフィールドデータを収集・分析することで、平均的な摩耗形状を一般化できることが示唆され、摩耗による車輪形状変化を予測する上で必要となる摩耗係数についてフィールドデータから同定できる可能性を得た。
- ・ 踏面摩耗・フランジ摩耗については、編成内における端部号車の方が中間号車よりも摩耗量が大きくなる。このうちフランジ摩耗については、号車によらず軸別の傾向が明らかであり、号車端部軸の方が中間軸よりも大きくなる。これは、急曲線走行時の台車姿勢に起因することを数値シミュレーションにより示した。

- ・ 等価踏面勾配についてはレール形状との組合せによって結果が異なることが確認され、60kg 設計レールと摩耗車輪との組合せにおいては、フランジのど部付近の摩耗量の違いによりその特徴が決定されることを示した。

文 献

- 足立雅和, 下村隆行, 佐藤栄作, 車輪とレールの摩耗を考慮した接触状態解析手法の開発, 鉄道総研報告, Vol.20, No.6(2006), pp.17-22.
- Braghin, F., Lewis, R., Dwyer-Joyce, R.S. and Bruni, S., A mathematical model to predict railway wheel profile evolution due to wear, *Wear*, Vol.261(2006), pp.1253-1264.
- Casanueva, C., Enblom, R., Stichel, S. and Berg, M., On integrated wheel and track damage prediction using vehicle-track simulations, *Proc.ImechE, partF: Journal of Rail and Rapid Transit*, Vol.231, Issue7(2017), pp.775-785.
- 藤本裕, 宮本昌幸, 島本洋一, 新幹線電車の左右振動とその対策, 鉄道総研報告, Vol.9, No.1(1995).
- Jendel, T., Prediction of wheel profile wear comparisons with field measurements, *Wear*, Vol.253(2002), pp.89-99.
- 金鷹, 名村明, 石田誠, レール頭部の摩耗形状予測手法, 鉄道総研報告, Vol.23, No.2 (2009), pp.5-10.
- 角井真哉, 五十川敬司, 真野辰哉, 修正円弧踏面とレールの相互作用による車輪半径差特性調査, *J-Rail2004*(2004), pp.359-362.
- Lewis, R. and Dwyer-Joyce, R.S., Wear mechanisms and transitions in railway wheel steel, *Proc.ImechE, partJ:Engineering Tribology*, Vol.218, Issue6(2004), pp.467-478.
- Luo, R., Shi, H., Teng, W. and Song, C., Prediction of wheel wear and vehicle dynamics evolution considering stochastic parameters for high-speed train, *Wear*, Vol.392-393(2017), pp.126-138.
- 三輪昌弘, 飯田研吾, 勝浦克仁, 友善守, 車輪接触と車両運動を考慮した新幹線のレール削正, *J-Rail2012*(2012), pp.653-656.
- 中橋順一, 三宮大輝, 川上正一郎, 谷本啓, 車輪摩耗形状の生成メカニズムの基礎検討, 鉄道総研報告, Vol. 30, No.11(2006), pp.5-10.
- 西村和彦, 曄道佳明, 森村勉, 曾我部潔, 振動軌道上における高速鉄道車両の走行安全性に関する解析的研究, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.74, No.744(2008), pp.93-100.
- Pearce, T.G. and Sherratt, N.D., Prediction of wheel profile wear, *Wear*, Vol.144(1991), pp.343-351.
- Pombo, J., Ambrosio, J., Pereira, M., Lewis, R. and Dwyer-Joyce, R.S., A mathematical wheel wear prediction tool based on a multibody software, *Journal of Theoretical and Applied mechanics*, Vol.48, No.3(2010), pp.751-770.
- 斎藤憲司, 佐藤栄作, 下村孝行, 芳賀昭弘, 大戸伸一, 新型通勤車輪の車輪摩耗傾向及び車両運動特性, 鉄道総研報告, Vol.21, No.7(2007), pp.45-50.
- 坂本裕一郎, 山下道寛, 駆動力変動による編成電車の車体前後振動解析, 鉄道総研報, Vol.32, No.8(2018), pp.17-22.
- Shi, H., Wang, J., Wu, P., Song, C. and Ten, W., Field measurements of the evolution of wheel wear and vehicle dynamics for high speed trains, *Vehicle System Dynamics*, Vol.56, Issue8(2018), pp.1187-1206.
- 清水惇, 飯田忠文, 小木曾清高, 60kg レール頭頂面の形状変更が車両走行特性に及ぼす影響評価, 鉄道総研報告, Vol.28, No.6(2014), pp.29-34.
- 下川嘉之, 亀甲智, 斎藤拓也, 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, *J-Rail2010*(2010), pp.645-648.
- 滝野雄一郎, 林世彬, 須田義大, 影山真佐富, 谷本篤嗣, 古賀進一郎, 湿潤状態における車輪列の摩擦特性, *J-Rail2013*(2013), pp.87-90.
- Tao, G., Du, X., Zhang, H., Wen, Z., Jin, X. and Cui, D., Development and validation of a model for predicting wheel wear in high-speed trains, *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A*, Vol.18, No.8 (2017), pp.603-618.
- 谷藤克也, 車輪摩耗形状の予測を目指して, *JREA*, Vol.55, No.5(2012), pp.4-6.
- 谷藤克也, 咲山武司, 新幹線電車の車輪摩耗特性と走行振動 1/40 こう配の円すい踏面車輪の場合, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.53, No.492(1986), pp.1743-1749.
- 辻江正裕, 吉岡亜陸, 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), DOI:10.1299/transjsme.17-00074.
- 上野雅之, 菊野敏, 東海道新幹線の最新ブレーキ粘着技術, *JREA*, Vol.54, No.5(2011), pp.27-32.

References

- Adachi, M., Shimomura, T. and Sato, E., Development of evaluation system of geometrical characteristics of contact point between wheel and rail with consideration of wear, RTRI Report, Vol. 20, No.6(2006), pp.17-22 (in Japanese).
- Braghin, F., Lewis, R., Dwyer-Joyce, R.S. and Bruni, S., A mathematical model to predict railway wheel profile evolution due to wear, Wear, Vol.261(2006), pp.1253-1264.
- Casanueva, C., Enblom, R., Stichel, S. and Berg, M., On integrated wheel and track damage prediction using vehicle-track simulations, Proc.ImechE, partF:Journal of Rail and Rapid Transit, Vol.231, Issue7(2017), pp.775-785.
- Fujimoto, H., Miyamoto, M. and Shimamoto, Y., Lateral vibration and its decreasing measure in the tail car of a skinkansen, RTRI Report, Vol.9, No.1(1995) (in Japanese).
- Jendel, T., Prediction of wheel profile wear comparisons with field measurements, Wear, Vol.253(2002), pp.89-99.
- Jin, Y., Namura, A. and Ishida, M., A predictive method of wear profile of rail head, RTRI Report, Vol.23, No.2 (2009), pp.5-10 (in Japanese).
- Kakui, S., Isogawa, K. and Mano, T., Investigation in characteristics of the difference in radius between two wheels in one axle by mutual wear of “modified arc wheel profile” and a rail, J-Rail2004(2004), pp.359-362(in Japanese).
- Lewis, R. and Dwyer-Joyce, R.S., Wear mechanisms and transitions in railway wheel steel, Proc.ImechE, partJ:Engineering Tribology, Vol.218, Issue6(2004), pp.467-478.
- Luo, R., Shi, H., Teng, W. and Song, C., Prediction of wheel wear and vehicle dynamics evolution considering stochastic parameters for high-speed train, Wear, Vol.392-399 (2017), pp.126-138.
- Miwa, M., Iida, K., Katsuura, K. and Tomoyoshi, M., Rail grinding for Shinkansen in consideration of wheel contact and vehicle dynamics, J-Rail2012(2012), pp.656-659(in Japanese).
- Nakahashi, J., Sannomiya, D., Kawakami, S. and Tanimoto, K., Fundamental study of the generation mechanism of the wheels wear shapes, RTRI Report, Vol. 30, No.11(2006), pp.5-10 (in Japanese).
- Nishimura, K., Terumichi, Y., Morimura, T. and Sogabe, K., Analytical study on the safety of high speed railway vehicle on excited tracks, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.74, No.744 (2008), pp.93-100 (in Japanese).
- Pearce, T.G. and Sherratt, N.D., Prediction of wheel profile wear, Wear, Vol.144(1991), pp.343-351.
- Pombo, J., Ambrosio, J., Pereira, M., Lewis, R. and Dwyer-Joyce, R.S., A mathematical wheel wear prediction tool based on a multibody software, Journal of Theoretical and Applied mechanics, Vol.48, No.3 (2010) , pp.751-770.
- Saito, K., Sato, E., Shimomura, T., Haga, A. and Ooto, S., Wheel wear and vehicle dynamics characteristics of the new type commuter train, RTRI Report, Vol.21, No.7(2007), pp.45-50 (in Japanese).
- Sakamoto, Y. and Yamashita, M., Longitudinal vibration analysis in the train set caused by tractive force variation, RTRI Report, Vol. 32, No.8(2018), pp.17-22(in Japanese).
- Shi, H., Wang, J., Wu, P., Song, C. and Ten, W., Field measurements of the evolution of wheel wear and vehicle dynamics for high speed trains, Vehicle System Dynamics, Vol.56, Issue8(2018), pp.1187-1206.
- Shimizu, A., Iida, T. and Ogiso, K., Analyzing the effect of the profile change of top surface of 60kg rail upon the vehicle dynamics, RTRI Report, Vol.28, No.6(2014), pp.29-34(in Japanese).
- Shimokawa, Y., Kikko, S., Saito, T., Iwamoto, A., Ogino, T., Suzuki, Y. and Tanifuji, K., A study on wear prediction of railway wheel(1st report, Bench test) , J-Rail2010(2010), pp.645-648 (in Japanese).
- Takino, Y., Lin, S., Suda, Y., Kageyama, M., Tanimoto, A. and Koga, S., Study on friction characteristics of the multiple wheels in wet condition, J-Rail2013(2013), pp.87-90(in Japanese).
- Tao, G., Du, X., Zhang, H., Wen, Z., Jin, X. and Cui, D., Development and validation of a model for predicting wheel wear in high-speed trains, Journal of Zhejiang University-SCIENCE A, Vol.18, No.8(2017), pp.603-618.
- Tanifuji, K., Challenge to predict wheel wear profile, JREA, Vol.55, No.5(2012), pp.4-6 (in Japanese).
- Tanifuji, K. and Sakiyama, T., The characteristics of wheel wear in Shinkansen electric cars and its effect to the running vibration, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.53, No.492(1986), pp.1743-1749(in Japanese).
- Tsujie, M., Yoshioka, A., Mizutani, Y. and Terumichi, Y., A study on the modelling for prediction worn profile of rail with multi-body dynamics and the verifying the validity, Transactions of the JSME (in Japanese), Vol.83, No.854(2017), DOI:10.1299/transjsme.17-00074.
- Ueno, M. and Kikuno, S., The latest brake technologies of Tokaido-Shinkansen, JREA, Vol.54, No.5(2011), pp.27-32(in Japanese).