

1104 境界条件による車輪・レール摩耗への影響に関する実験的研究

正〔機〕 森 裕貴 (交通安全環境研究所)

正〔土〕 佐藤 安弘

正〔機〕 陸 康思 (住友金属テクノロジー)

正〔土〕 高橋 克之

三 苦 雅史 (上智大学)

正〔機〕 曄道 佳明

Experimental study on wheel rail wear

○Hirotaka Mori, Yasuhiro Sato, National Traffic Safety & Environment Laboratory
7-42-27, Jindaiji-higashimachi, Chofu City, Tokyo, Japan

Yasushi Oka, Katsuyuki Takahashi, Sumitomo Metal Technology

Masashi Mitoma, Yoshiaki Terumichi, Sophia University

The Optimal Profile Working Group of The Japan Society for Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems is focusing on the development of tool to evaluate the profile of wheel and rail including the wearing performance. Wear constant, or the “wear parameter” is also called is a key factor in the development. Wear parameter is needed not only at wheel or rail wear life predicting, it is also used in case of profile design in order to confirm the durability of the profile in practical operation. The wear parameter is influenced by factors including wheel/rail material, operation condition and, the most important factor of contact interface conditions. By using a 1/5 scaled experiment stand, friction modifiers and so on, our team carried out the experiment of wear under different curving and friction conditions. The wear measurement results and the wearing surface photographed during the experiment are reported in this paper.

Key Words : rail, railway wheel, wear, contact, boundary condition, wear parameter

1. 諸言

鉄道のレールや車輪の摩耗は、メンテナンスや走行安全性に関わる問題であり、特に曲線の多い都市内路線にとっては、曲線通過時における騒音や横圧の増加といった課題への効果的な対策が求められている。近年、レール/車輪境界を改善するため、潤滑によりクリープ力を減少させる摩擦調整材 (Friction Modifier, 以下 FM と略記) が導入され始めている。しかし、曲線走行性についての実験や営業線での試験において使用された例が報告されているが、車輪摩耗量の低減効果について、定量的な評価は行われていなかった。

摩耗による車輪寿命を推定する検証の方法としては、実車両による実験、模型試験機による実験、摩耗則に基づく数値シミュレーションなどが考えられる。実車両による実験については、実験路線の環境に結果が影響されやすく、特定条件下での実験となるため、定量的な評価が得られにくい。反対に、シミュレーションによる推定については、古くから研究が行われているものの、車輪の摩耗に影響する因子が多岐にわたるため、推定が難しいテーマである。そこで、摩耗影響因子を制御しやすく、様々なパラメータを系統的に変更できる模型試験機を用いて、車輪摩耗特性を検証する実験を行った。

本研究では、レール/車輪境界条件が乾燥 (DRY) 条件である場合と、FM を塗布した条件において、車輪の摩耗面に着目して表面状態の推移を検討、また、通過トン数と摩耗量の関係について評価を行ったので報告する。

2. 実験装置概要

2.1 1/5 スケール模型試験装置

実験は当研究所に設置されている、1/5スケールの模型試験機¹⁾を用いて行った (図1)。レールに相当する軌条輪軸には、左右独立してモータが設置されており、曲線における内外軌走行経路差は、左右のモータで異なる回転数を発生させることで模擬する。

また、軌条輪軸ユニットの駆動装置が、台車側ユニット

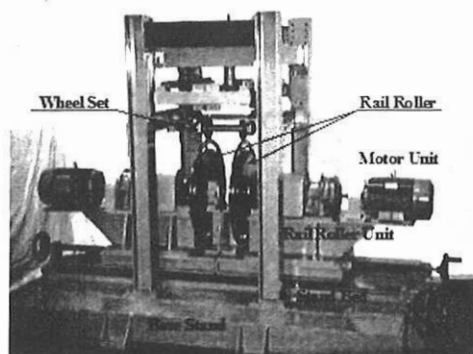


Fig.1 Out scale of the test stand

とは独立しているため、基準位置を中心に、軌条輪側ユニットを回転させることで、アタック角を付与できる。下記に本実験装置の車輪、軌条輪、駆動系の諸元を示す。

- ・車輪 踏面形状：標準円錐車輪踏面（1/5 縮尺）
車輪直径：172mm
勾配：1/20
材質：S45C
- ・軌条輪 頭頂面形状：JIS50kgN レール（1/5 縮尺）
軌条輪直径：860mm
タイプレート：1/40 勾配付き
材質：SSW-Q1
- ・駆動系 駆動方法：ベクトル制御 AC モータによる
左右軌条輪独立駆動
形式：MVK6167C-C
最高回転数：312.5rpm
最大トルク：700Nm

2.2 測定項目

2.2.1 車輪摩耗形状

車輪形状は図 2 に示すようにライン変位センサを用いて曲線において外軌側に当たる車輪を測定した。フランジトップから踏面にわたる範囲を測定し、車輪円周上の 3 点を測定することで特異な点を測定することがないようにした。ライン変位センサの高さ方向の分解能は $2.5\mu\text{m}$ 、幅方向の分解能は $35\mu\text{m}$ である。なおフランジ角は、踏面の基準点（車輪背面から 13mm の位置）から 2.2mm と 3.6mm 下位 2 点間を結ぶ線と横軸との交点をフランジ角とする²⁾。（いずれも 1/5 スケールにおける値）

2.2.2 車輪摩耗量の計算手法

車輪の摩耗量はライン変位センサで測定した断面形状から求める。図 3 (a) の X - Y 座標上に初期の断面形状と摩耗形状が得られたとする。フランジトップまでの車輪半径を d_w 、ある X 座標 X_k での初期形状と摩耗形状の Y 座標をそれぞれ Y_{ok} 、 Y_{ak} とおき、次式に示すように摩耗面積 A_k を算出する。

$$A_k [\text{mm}^2] = \left\{ (d_w - Y_{ok})^2 - (d_w - Y_{ak})^2 \right\} \times \pi \dots\dots\dots (1)$$

式(1)を次式に示すように X 方向に X_n まで足し合わせることで摩耗体積を算出する。

$$V [\text{mm}^3] = \sum_{k=0}^{n-1} A_k \times (X_{k+1} - X_k) \dots\dots\dots (2)$$

図 3 (b) に示すとおり、車輪円周上の 3 点の測定点で摩耗体積を算出し、3 点の平均値をもとに摩耗量を算出した。

2.2.3 その他の測定項目

輪重及び横圧は軌条輪に取り付けたひずみゲージで測定した。前後方向の接線力は軌条輪駆動軸に介在するトルクメータおよび軌条輪半径から算出される。アタック角は車輪の軸箱に取り付けた非接触変位計より算出した（図 4）。また、試験終了毎にマイクロスコーブにより車輪の接触面を撮影する。図 5 にその一例を示す。

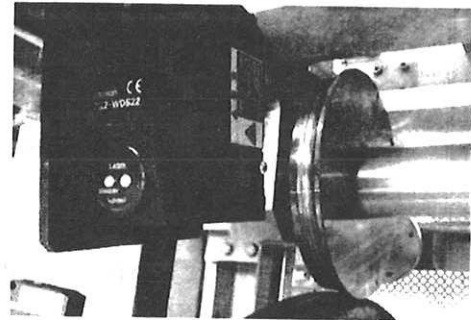
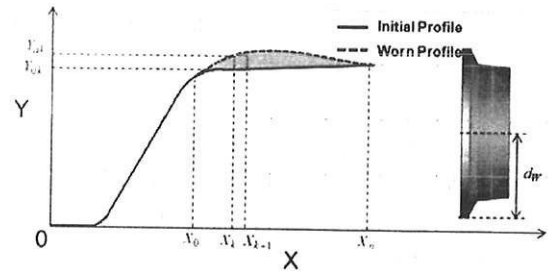
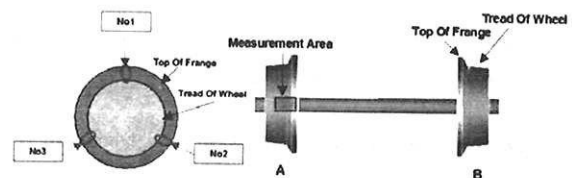


Fig.2 Measurement of wheel profile



a) Worn volume calculation



b) Profile measuring position

Fig.3 Worn quantity measurement

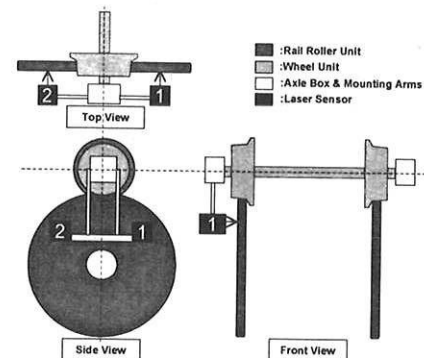


Fig.4 Angle of attack measurement system

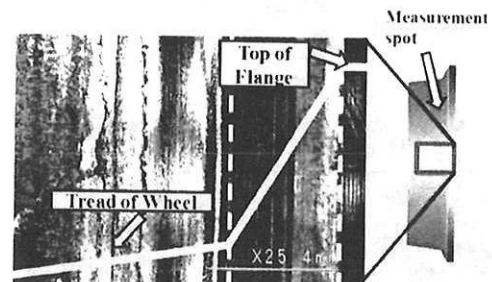


Fig.5 Worn profile status

3. 実験

3.1 実験条件

表1に今回行った実験条件を示す。表1で表記している曲率半径は実スケールにおける値である。使用した摩擦調整材は2種類あり、LCF (Low Coefficient Friction) は車輪摩耗防止、車輪フランジ接触音低減のため、HPF (High Positive Friction) は横圧・キシリ音低減、レール波状摩耗発生抑制のために使用されている。これ以降実験条件に関しては表1の実験名で示す。輪軸は標準円錐車輪踏面の一体輪軸を使用。輪重は実輪重6〜7トン相当(最大ヘルツ圧合わせ)となるように設定した。また、FMの供給方法としては固形のFMを軌条輪に治具を用いて押し当てることで供給した。

3.2 実験結果及び考察

ここでは得られた実験結果より、摩耗形状に大きく差がみられた曲率半径に着目し、曲率半径と摩擦係数が摩耗形状に与える影響について考察する。なお、摩耗量は実験開始時に実際に測定した車輪形状を基準として算出している。また、全実験においての走行距離(通過トン数)と摩耗量の関係について考察する。なお、摩耗量の測定指標としては本来軌道への列車荷重の負担の大きさを表現する通過トン数を用いているため、本実験で得られた摩耗量はレールにおける摩耗量としても解釈することが可能である。

3.2.1 摩擦係数による摩耗形状の比較

図6にR300-DRY、図7にR300-LCFの実験結果を示す。R300-DRYに着目すると、フランジ部分の摩耗が顕著であり、1mega-tonまでは摩耗範囲がフランジトップ部分まで達していないが、それ以降はフランジトップ部分まで摩耗する範囲が拡大し、その後ほぼ一定角度を保ち摩耗が進展している。また、フランジ喉部において形状が初期から変化している様子がわかる。これは材料が塑性流動を起こしフランジ喉部に堆積しているためである。

それに対し、R300-LCFでは車輪形状に大きな変化は見られなかった。このことから、LCFが摩擦係数を大きく下げることによって、摩耗が大きく低減したことがわかる。

3.2.2 走行距離による摩耗量の推移

図8に摩耗量と通過トン数の関係を示す。この結果より車輪の摩耗量と通過トン数間には一定の線形関係にあることがわかった。R100-LCFで2〜3mega-tonと11〜12 mega-tonでは大きく摩耗が生じているが、ここではFMの固定治具が外れ、FMの供給が停止したことが原因である。R300-DRYに着目すると0〜2mega-tonまで大きく摩耗が進んでいることがわかる。これは初期の摩耗では接触面積が小さいため接触面圧が増大して摩耗が顕著に進むと考えられる。R300-LCFはStraight-HPFより少ない摩耗量で推移しているが、これはFM HPFが踏面用の摩擦調整材である程度の摩擦係数を有している²⁾のに対し、FM LCFはフランジ摩耗を防止するため低い摩擦係数を有しているためR300-LCFでは摩耗がほとんど生じなかったと考えられる。

Table.1 Experimental condition

Experiment Name	Curve Radius [m]	Boundary Condition		Measurement Interval [mega ton]
		High Rail	Low Rail	
Straight-DRY	Tangent	DRY	DRY	2
Straight-HPF		HPF	HPF	2
R300-LCF	300m	LCF	HPF	1
R300-DRY		DRY	HPF	0.5
R200-LCF	200m	LCF	HPF	1
R200-DRY		DRY	HPF	0.5
R100-LCF	100m	LCF	HPF	1
R100-DRY		DRY	HPF	1

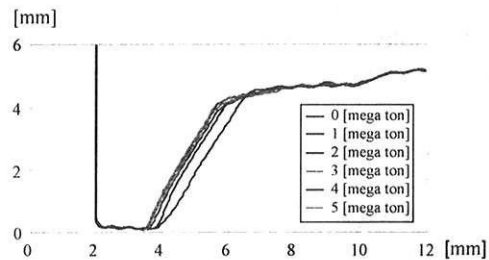


Fig.6 Profile wearing history (R300-DRY)

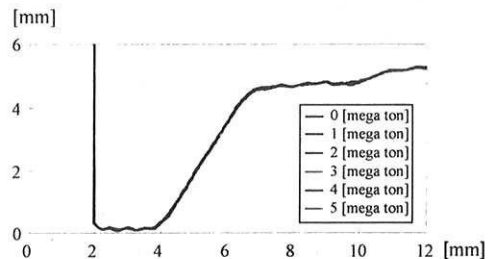


Fig.7 Profile wearing history (R300-LCF)

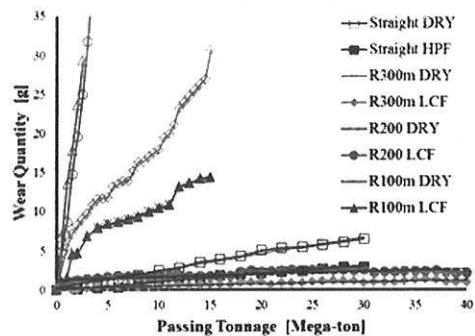


Fig.8 Relationship between wear and tonnage

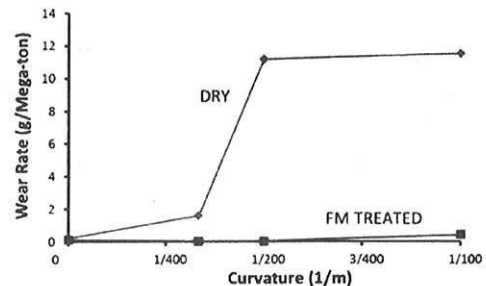


Fig.9 Wear rate at different boundary condition

3.2.3 摩耗係数（比例定数）に関する検討

図9に乾燥条件、潤滑条件毎の曲率と実験結果を線形近似して算出した摩耗係数（比例定数）の相関図を示す。摩耗係数は図8における実験結果を線形近似することで得られた比例定数である。なお、接触面積が小さいことで初期の摩耗が大きいR300-DRYでは摩耗が定常的になったと考えられる1.5mega-tonから実験終了時までを線形近似した。また、R300-DRYではFMの供給が停止した部分が存在するためFMの供給が安定している4～11mega-ton部分を線形近似した。この結果からFMを適切に供給することで大きく摩耗量が減少することを確認できた。また、R300-DRYとR200-DRYの間で大きな変化が認められ、R200-DRYとR100-DRY間ではほとんど変化せず、摩耗係数が飽和している。このことから、R300以下の曲線については、FMによる潤滑が、車輪摩耗量の低減に特に効果的であることが確認された。

3.2.4 摩耗踏面

図10～12に試験車輪の摩耗した踏面の様子をマイクロ스코プで撮影した結果の一例を示す。図10はR200-DRYの様子であり、R100-DRYも同様の傾向で、踏面幅はフランジ喉部からフランジトップの広範囲に渡っている。図11はR300-DRYの踏面の様子である。R200-DRYに比べ、踏面の幅は狭くなっている。特徴的なのは、踏面の外側に粒の大きな摩耗粉が堆積し、車輪表面が荒れていることがわかる。図12はR300-LCFの様子で、R300-DRYに比べると踏面の幅はほぼ変わらないが、表面に金属光沢が見られるなど、ほとんど摩耗していない様子が確認できる。これはLCFを塗布した多くの条件で共通した傾向がみられた。また、実験後の車輪を見ると図13のような帯状の金属剥離が確認された。これは、大きなクリープ力が作用した結果であると考えられる。

4. 結言

本研究では曲率半径と摩擦係数の違いが摩耗形状に及ぼす影響、走行距離（通過トン数）と摩耗量の関係に着目し検討を行った。

曲線における摩耗形状に関しては、曲率半径が小さくなるほどフランジトップまで摩耗が達することが確認され、摩耗量と通過トン数は一定の線形関係にあることが確認された。しかし、初期に接触面積が小さいため接触圧が大きく、摩耗が顕著に進むという傾向が確認された。また、摩耗量・通過トン数の相関図から得られた摩耗係数を各実験で比較することで、曲率半径と摩擦係数に関して定量的な検討を行うことができた。

本試験により、摩擦調整材による潤滑が車輪摩耗を抑え、メンテナンス性や走行安全性に一定の効果があることが証明された。

今後の課題としては、実車両及び実軌道への応用のために、乾燥及び摩擦調整材塗布条件によるクリープ力を把握する試験を行う。

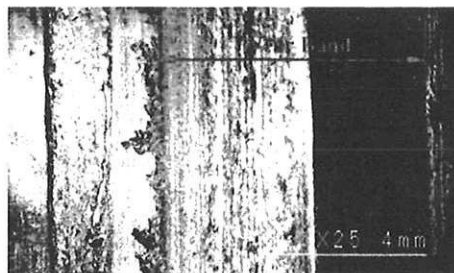


Fig.10 Wheel surface after R200-DRY experiment

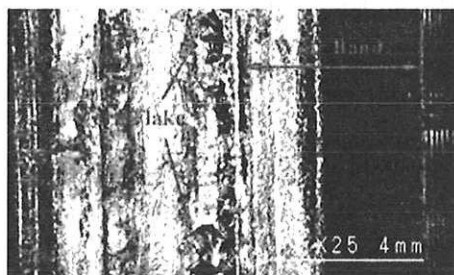


Fig.11 Wheel surface after R300-DRY experiment

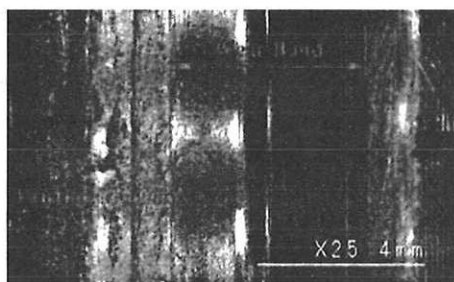


Fig.12 Wheel surface after R300-LCF experiment



Fig.13 Worn off material band on wheel

参考文献

- 1) Matsumoto A, Sato Y, Ono H, Wang Y, Yamamoto M, Tanimoto M and Oka Y : Creep Force Characteristics Between Rail and Wheel on Scaled Model, WEAR, Vol. 253, No. 1, pp199-203, 2002.
- 2) 東義之, 鈴木和馬, 山之口学, 石原鋼: 車輪フランジ摩耗低減の取り組み, 鉄道技術連合シンポジウム(J-Rail) 講演論文集, pp337-340, 2009
- 3) 陸康思: 摩擦調整材の技術～固体摩擦調整材の適用手法と効果～, 鉄道車両と技術 12(8), pp15-21, 2006