

車輪の摩耗予測に関する研究 (第 2 報, 数値計算による摩耗則の比較)

鈴木 芳明* 谷藤 克也 (新潟大学)

齋藤 拓也 岩本 厚 荻野 智久 (東京地下鉄)

下川 嘉之 亀甲 智 (住友金属工業)

A Study on Wear Prediction of Railway Wheel (2nd report, The Comparison of Wear Laws by Numerical Simulation)

Yoshiaki Suzuki*, Katsuya Tanifuji (Niigata University)

Takuya Saito, Atsushi Iwamoto, Tomohisa Ogino (Tokyo Metro Co., Ltd)

Yoshiyuki Shimokawa, Satoshi Kikko (Sumitomo Metal Industries, Ltd)

Wear of railway wheel may affect not only the lifetime of wheel but also the vehicle performance. Using the multi-body dynamics software SIMPACK, the wear prediction is carried out. The contact conditions such as wheel-rail contact position and creep force are calculated and the wear amounts are predicted. The wear amounts are calculated by Archard's wear law and Lewis's one and also by the wear laws based on the results of a wear test machine. The obtained amounts are compared to those of the measured worn profile.

キーワード: 鉄道車輪, 摩耗, 摩耗則, 摩耗予測, マルチボディソフト, シミュレーション
(railway wheel, wear, wear law, wear prediction, multi-body software, simulation)

1. 緒言

鉄道車輪の摩耗は車輪の寿命のみならず, 車両の挙動にも関連し, 乗り心地や走行安全性に影響を与える要因となる。本研究は任意の車輪・レール形状で走行シミュレーションが可能なマルチボディソフトの一つである SIMPACK⁽¹⁾を用いて, 摩耗予測数値計算を行うことを目的とする。車輪・レール間の接触位置やクリープ力などの接触状態を SIMPACK により算出し, 既存の Archard および Lewis 摩耗則, 第 1 報⁽²⁾の摩耗試験結果に基づいた摩耗係数を用いた摩耗則で摩耗量を計算し, それらの比較を行う。そこでは, 他の都市鉄道と比べ急曲線区間が多く車輪摩耗量が多いことが問題になっている地下鉄を対象とし, 実測摩耗形状との比較を行う。

2. 摩耗則

〈2・1〉 既存摩耗則 車輪摩耗量の傾向を表すために, 様々な摩耗則が用いられる。本研究では, 以下に示す Archard 則および Lewis 則に基づいて計算し, その両者の比較を行う。

(1) Archard 則⁽³⁾⁽⁴⁾ せん断現象に基づく古典的な考え方であり, 摩耗マップにより摩耗係数 k_i が決定する。それぞれの領域で k_i には幅のある係数が与えられているが, 本研究ではそれぞれその中間の値を用いることとし, 図 1 のように摩耗係数を与える。

(2) Lewis 則⁽⁵⁾ エネルギー散逸に基づく考え方で近年多く採用されている⁽⁶⁾⁽⁷⁾。クリープ力とすべり率の積を接触面積により除した摩耗指標 $T\gamma/A$ により単位距離走行におけ

る単位面積当たりの摩耗除去量を示す。表 1 より摩耗係数を与える。

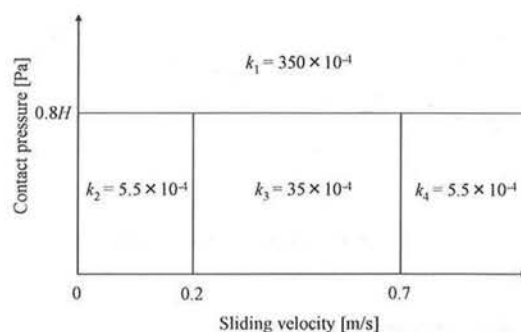
Fig. 1. Wear map for the wear coefficient k

Table 1. Wear regimes and coefficients

Regime	Wear index $T\gamma/A$ [N/mm^2]	Wear rate R [$(\mu g/m)/mm^2$]
k_1	$T\gamma/A < 10.4$	$5.3 T\gamma/A$
k_2	$10.4 \leq T\gamma/A < 77.2$	55.0
k_3	$77.2 \leq T\gamma/A$	$61.9 T\gamma/A$

〈2・2〉 試験結果 第 1 報の西原式摩耗試験機による試験により摩耗則における既存摩耗係数との比較を行う。

(1) Archard 則との対比 Archard 則においては, 図 1 中の k_2 領域から k_3 領域へと変化すると急激に摩耗係数が増大し, k_3 領域では係数がおおよそ 6 倍になる。この傾向を確認するため, すべり速度を大きくして試験を行ったが, すべり速度の増大に対して摩耗係数が増大するという関係は試験結

果 (図 2) からは認められていない。この試験結果に相当する摩耗係数としては、領域区分による係数の変化をさせず、それぞれの試験値を平均した $k_{test} = 3.9 \times 10^{-4}$ となると言える。

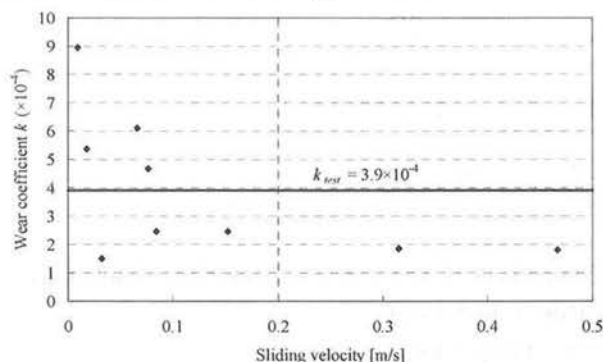


Fig. 2. Test results for the wear coefficient k

(2) **Lewis 則との対比** Lewis 則では、表 1 のように指標 $T\gamma/A$ の広い範囲を考慮しているが、通常、鉄道車両の曲線走行で得られる値は k_1 領域が中心であり、試験においてもその領域のみが考慮された。図 3 に示す試験結果より k_1 領域のみを考慮し、摩耗率は $R_{test} = 0.86 \times T\gamma/A$ に相当すると考えられる。また、 k_2 領域のように摩耗率が一定値になる範囲は確認されていない。

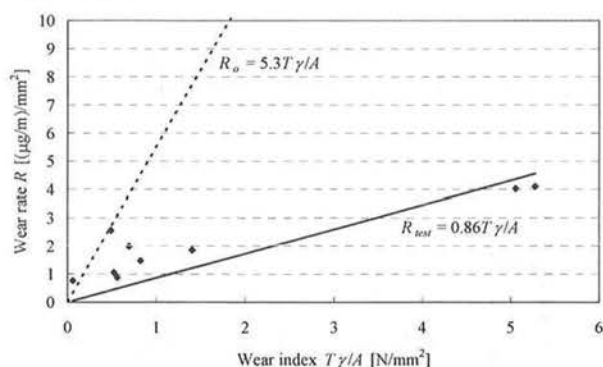


Fig. 3. Test results for the wear rate R

3. 摩耗厚さ換算方法

〈3・1〉 **Archard 則** 車輪摩耗体積 V_A が式 (1) で算出される。数値シミュレーションにおいては、刻み時間ごとの摩耗体積 ΔV_A を計算する。

$$V_A = k_i \times \frac{N \times s}{H} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$\Delta V_A = k_i \times \frac{N \times \Delta s}{H} \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここで、摩耗係数 k_i 、垂直荷重 N 、すべり距離 s 、刻み時間あたりのすべり距離 Δs 、HV (ビッカース) 硬さ H である。

刻み時間あたりの摩耗体積から摩耗厚さへ変換する。まず、すべり面積で除することで、そのときの接触すべり面積における摩耗厚さ Δh_A が求まる。それを、図 4 のように車輪円周方向全体に平均化することで摩耗厚さ h_{LA} を算出する。

$$\Delta h_A = k_i \times \frac{N \times \Delta s}{H} \times \frac{1}{2b \times v \Delta t} \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$h_{LA} = k_i \times \frac{N \times \Delta s}{H} \times \frac{1}{2b \times v \Delta t} \times \frac{v \Delta t}{2\pi r} \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここで、接触楕円短半径 b 、走行速度 v 、刻み時間 Δt 、車輪半径 r である。

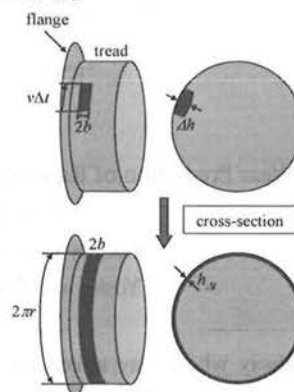


Fig. 4. Circumferential averaging of the wear depth

〈3・2〉 **Lewis 則** まず、摩耗率 R に刻み時間走行距離を乗じて、単位面積当たりの摩耗量 M を算出する。

$$M = R \times v \Delta t \quad \dots\dots\dots (5)$$

次に、接触すべり面積 A_A を導入し式 (5) に乗じ、密度 ρ で除することで摩耗体積 ΔV_L を算出する。

$$\Delta V_L = \frac{M \times A_A}{\rho} \quad \dots\dots\dots (6)$$

そして面積で除することで、そのときの接触すべり面積における摩耗厚さ Δh_L が求まる。それを、前述の Archard 則の場合と同様に車輪円周方向全体に平均化することで摩耗厚さ h_{LA} が算出される。

$$\Delta h_L = \frac{M}{\rho} \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$h_{LA} = \frac{M}{\rho} \times \frac{v \Delta t}{2\pi r} \quad \dots\dots\dots (8)$$

〈3・3〉 **摩耗厚さの集積** 摩耗厚さは、車輪接触位置データに基づいて、車輪 Y 座標 1 mm 幅区間ごとに集積され、 h_i になる。そして、走行距離 L のシミュレーション結果は、次式で任意の走行距離 L_a 相当分に換算される。

$$h_{La} = (L_a/L) \times h_i \quad \dots\dots\dots (9)$$

ここで、 i は図 5 のように区間位置を示す。

次に隣接区間の影響を考慮して、次式により平均化する。

$$h'_{La} = (h_{La(i-1)} + h_{La} + h_{La(i+1)})/3 \quad \dots\dots\dots (10)$$

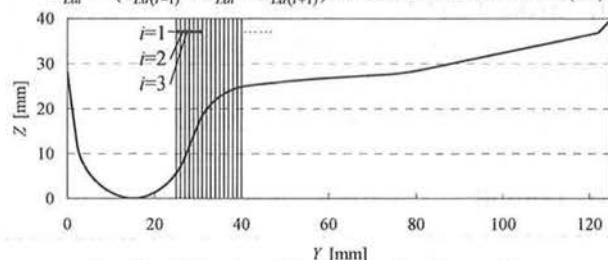


Fig. 5. Wheel profile and distribution sections

4. シミュレーション

(4・1) モデル

(1) 車両 ボルスタ付き台車の地下鉄車両をモデル化し、車輪には図 5 の地下鉄急曲線用円弧踏面形状⁽⁸⁾を用いる。

(2) 軌道 曲線割合は、現車の走行が行われる路線相当のものとし直線を全体の約 60 %、曲線を約 40 %とする。表 2 のように直線、現車の軌道を代表する 3 つの異なる半径の曲線、分岐器 (15 km 走行相当で 2 回通過) の 5 つの軌道を走行させる。また、右曲線、左曲線は 1:1 で敷設してあると仮定する。通り狂いを軌道不整として入力しており、曲線にはカント、スラックが設けてある。また、レールには新品 50 kgN レールを用いた場合と摩耗レールを用いた場合を計算する。後者では、半径 400 m、半径 160 m の曲線で実測されたレール形状をそれぞれ用いているが、直線、半径 1000 m の曲線に関しては摩耗量が少ないため、新品形状を用いる。

Table 2. Track condition

Section	Percent	Radius	Cant	Slack	Speed
Straight	60 %				60 km/h
Curve	40 %	1000 m	20 mm	0 mm	50 km/h
		400 m	50 mm	7 mm	
		160 m	115 mm	13 mm	
Turnout		91 m			20 km/h

(4・2) 予測の進展 走行距離 10 000 km で摩耗を進展させるものとし、式 (9) により走行距離の換算をする。比較対象となる実測摩耗車輪は、地下鉄線でおよそ 10 000 km 走行後 MiniProf を用いて計測したデータである。

5. 計算結果

(5・1) 対新品レール 対新品レール時には、SIMPACK の 2 点接触の設定である「Multipoint Contact」を使った場合 (図 6) と 1 点接触の設定である「Onepoint Contact」の場合 (図 7) の両方を計算した。2 点接触にすると、定常曲線通過中外軌側で、フランジ側接触点として $Y=35$ mm 付近、そして踏面側接触点として $Y=45$ mm 付近での 2 点接触となる。しかし、この 2 つの接触位置は近く、本来の「Multipoint Contact」の目的である踏面とフランジの 2 点接触という状態ではなく、フランジ根元での面接触のような状態が生じているとも考えられる。2 点接触時外軌側フランジ側接触点と 1 点接触時外軌側接触点の位置はどちらも $Y=35$ mm 付近でほぼ同じであり、 $Y=45$ mm 付近での摩耗厚さの違いが接触設定による違いである。

接触点の設定に関わらず、Archard 則、Lewis 則両方で既存の係数を使った場合では摩耗量が非常に大きくなってしまふ。また、Archard 則と Lewis 則を比較すると Lewis 則の方が大きく摩耗量が予測される。文献等で Lewis 則は多く用いられているが、本シミュレーション予測では実測値と比べて過大な摩耗量の評価となった。そして、試験結果に相当する係数を用いた Archard 則 (図中、Archard-test)、Lewis 則

(Lewis-test) では既存係数を用いた場合に比べ摩耗量は小さくなり、実測摩耗厚さに近づいている。特に Archard 則では実測値とかなり近づいている。しかし、 $Y=77$ mm の踏面勾配変化点付近では摩耗厚さが実測値より大きな値となっているなどのずれも認められる。また、フランジ側での摩耗分布位置が実測の場合よりも踏面側のフランジ根元部に集まっている。これは対新品レールの際に起きる接触であると考えられ、この場合フランジ根元周辺から摩耗が進むと思われる。つまり、摩耗が進むに従いフランジの「直立摩耗」につながるものと考えられる。しかし、実測形状でそのような特徴は見られていない。この理由としては、実軌道における摩耗レールの分布状況が影響しているものと考えられる。

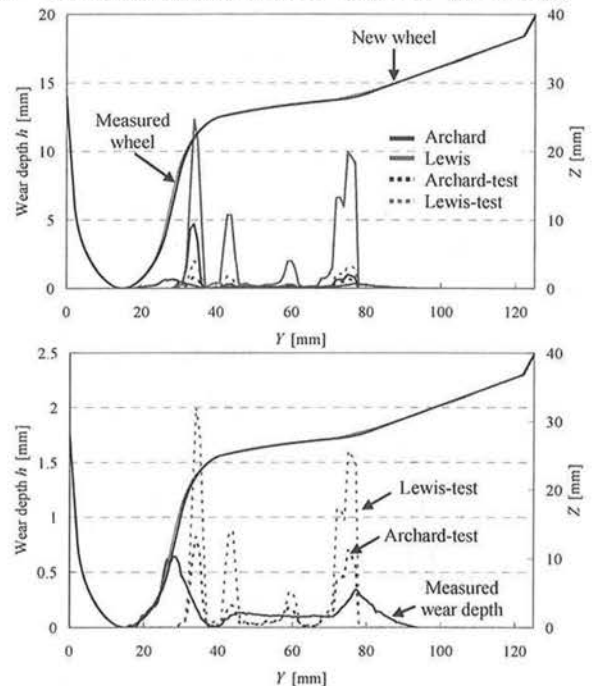


Fig. 6. Wear depth: vs. new rail, Multipoint Contact

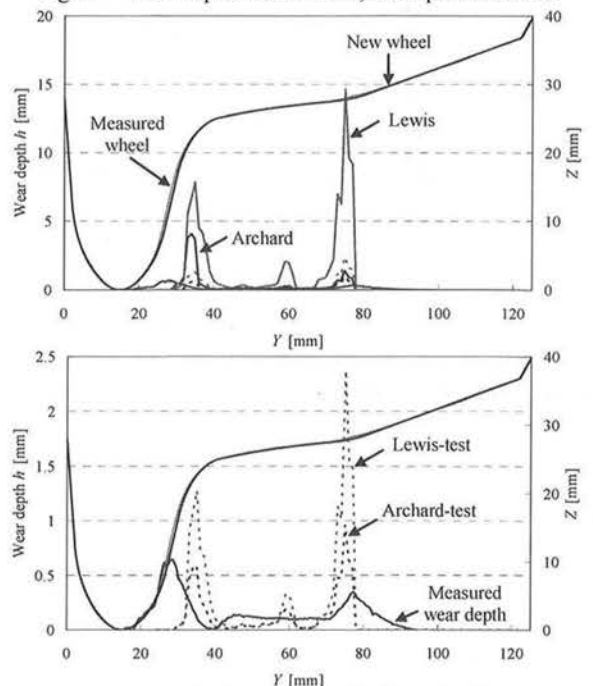


Fig. 7. Wear depth: vs. new rail, Onepoint Contact

〈5・2〉 対摩耗レール 対摩耗レール曲線通過の場合ではフランジ直線部での接触が外軌側で生じ、そこではすべり率、クリープ力が増大し、摩耗量も増大する。また、接触楕円形状も細長くなり、接触する面積は減少する⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾。図 8 に摩耗厚さの比較を示す。既存の係数を用いた Archard 則では、急曲線走行で領域 k_3 に入り係数が急増するので、 $Y = 30$ mm 付近のフランジ直線部で約 30 mm という大きな摩耗厚さが得られている。また、Lewis 則でも対新品レール時同様、摩耗量が非常に大きく計算される。一方、試験結果に相当する係数を用いた Archard 則 (Archard-test) では、対新品レール時同様、もっとも実測値に近いものとなる。しかし、フランジ直線部では 3 mm を超える大きな摩耗厚さが予測されている。本シミュレーション予測ではフランジ部も踏面部と同じ摩擦係数で計算しており、このような大きな摩耗量につながったと考えられる。また、車輪・レール間の接触状態はレールの形状に依存する。実際の軌道では、様々なレールの摩耗形状が存在しており、それが予測値と実測値のずれの理由の一つであると考えられる。また、踏面勾配変化点付近では摩耗レールの影響で対新品レール時に比べ摩耗分布範囲が $Y = 82$ mm ほどまで反フランジ側に拡大したものと予測される。

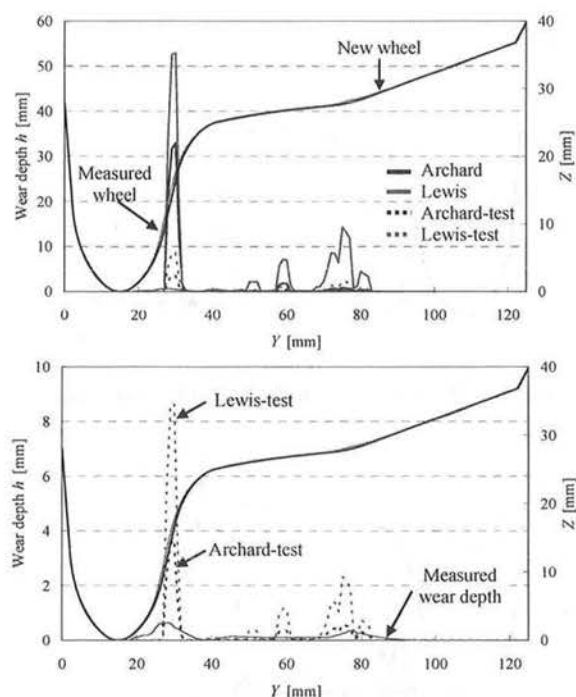


Fig. 8. Wear depth: vs. worn rail

〈5・3〉 摩耗形状の更新 〈5・2〉の試験結果に相当する係数を用いた Archard 則の場合の形状更新を行う。図 9 に予測形状と実測形状との比較を示す。フランジ部の摩耗厚さが大きく違うなど摩耗量には違いがあるが、根元部、踏面部の摩耗傾向に関しては予測できていると考えられる。

なお、ここでは求めた摩耗厚さを利用し踏面部、フランジ部それぞれ形状復元を行った⁽¹¹⁾⁽¹²⁾。踏面部では各区間の摩耗厚さを多項式近似により平滑化し形状を更新し、フランジ部に関しては、実測形状のように一定のフランジ角度で一様に

摩耗させた。フランジ根元部は円弧を用いて踏面部とフランジ部を連続させて作成した。

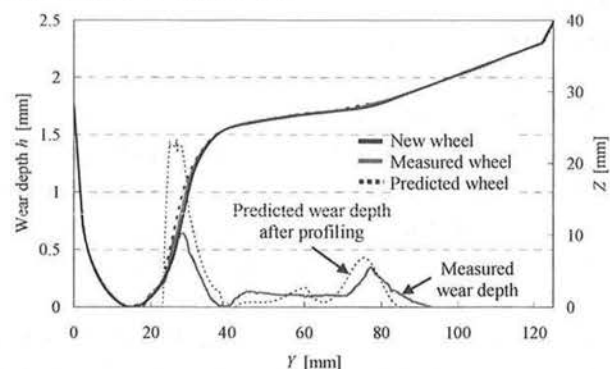


Fig. 9. Comparison of wheel profiles and of the wear depths

6. 結言

SIMPACK による数値計算により、Archard 則、Lewis 則、第 1 報の摩耗試験結果に基づいた摩耗係数を用いた Archard 則、Lewis 則の摩耗量比較を行った結果、以下が示された。

- (1) Archard 則、Lewis 則どちらの場合でも既存の係数を用いると実測値に比べて大きな摩耗量になる。
- (2) 試験結果に相当する摩耗係数を用いた摩耗則では、既存係数の場合よりも摩耗量は小さくなり、実測値に近づく。
- (3) 試験に基づいた摩耗係数を用いた摩耗則でもフランジの摩耗量は実測値より大きくなったが、ここでは実軌道上での潤滑等による摩擦係数変化の影響があると考えられる。
- (4) もっとも実測値に近い予測は、摩耗係数 $k = 3.9 \times 10^{-4}$ に固定した Archard 則であった。

文 献

- (1) Schupp, G., et al.: "The Manchester benchmarks for rail vehicle simulation", Vehicle System Dynamics, supplement to 31, pp.101-118, (1991)
- (2) 下川・亀甲・齋藤・岩本・荻野・鈴木・谷藤, 「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)」, 鉄道技術連合シンポジウム, (2010)
- (3) T.Jendel: "Prediction of wheel profile wear - comparisons with field measurements", Wear 253, pp.89-99, (2002)
- (4) A.Asadi: "Rail vehicle wheel wear prediction: a comparison between analytical and experimental approaches", Vehicle System Dynamics, Vol. 46, No.6, pp.543-551, (2008)
- (5) F.Braghin and R.Lewis, et al.: "A mathematical model to predict railway wheel profile evolution due to wear", Wear 261, pp.1253-1264, (2006)
- (6) M.Ansari, et al.: "Wear rate estimation of train wheels using dynamic simulations and field measurements", Vehicle System Dynamics, Vol.46, No.8, pp.739-759, (2008)
- (7) M.A.Rezvani, et al.: "The effect of worn profile on wear progress of rail vehicle steel wheels over curved tracks", Vehicle System Dynamics, Vol.47, No.3, pp.325-342, (2009)
- (8) 日本機械学会編, 「鉄道車両のダイナミクス」, pp.241-246, (1994)
- (9) 同上, pp.20-29, (1994)
- (10) Ahmed A. Shabana, et al.: "Railroad Vehicle Dynamics: A Computational Approach", pp.127-159, (2007)
- (11) 塚本直哉・谷藤克也, 「鉄道車輪の摩耗形状の進展」, 鉄道技術連合シンポジウム, pp.351-354, (2004)
- (12) 鈴木芳明・谷藤克也, 「鉄道車輪の摩耗進展モデルの構築」, 日本機械学会北陸信越支部第 47 期総会・講演会講演論文集, pp.191-192, (2010)