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）

下川　嘉之*　　亀甲　智（住友金属工業）
齋藤　拓也　　岩本　厚　　荻野　智久（東京地下鉄）
鈴木　芳明　　谷藤　克也（新潟大学）

A Study on Wear Prediction of Railway Wheel (1st report, Bench test)

Yoshiyuki Shimokawa*, Satoshi Kikko (Sumitomo Metal Industries,Ltd)
Takuya Saito, Atsushi Iwamoto, Tomohisa Ogino (Tokyo Metro Co.,Ltd)
Yoshiaki Suzuki, Katsuya Tanifuji (Niigata University)

Wear of railway wheel influences the riding comfort and the running safety of railway vehicles. Therefore, it is important to manage a wheel profile properly by turning or exchanging a wheel. On the other hand, the frequent maintenance is a burden to a train operation company. Then, Niigata University, Tokyo Metro Co., Ltd., and Sumitomo Metal Industries, Ltd. jointly researched the wear prediction of the wheel. In this report, the results of the wear test are indicated.

キーワード：鉄道車輪，レール，摩耗，摩耗則，摩耗試験，西原式摩耗試験，2円筒転がり摩耗試験
(railway wheel, rail, wear, wear law, wear test)

1. はじめに

鉄道車両の車輪の摩耗は，乗り心地や走行安全性に影響を与えるため，車輪転削や，それに伴う車輪交換を定期的に行い，踏面形状を適正に管理している。

地下鉄などの，曲線の多い路線を走行する車両では，車輪のフランジ部で摩耗量が多くなるが，車輪フランジ部の摩耗は，踏面部の摩耗と比較して，新製時の車輪踏面形状を保つための車輪転削量が非常に多くなるため，保守上の負担が大きいという課題がある。

そこで新潟大学，東京地下鉄株式会社，および住友金属工業株式会社が共同で，車輪の摩耗予測に関する研究を行った。そしてマルチボディソフトSIMPACKを用いて，走行中の車輪・レール間の状態を演算し，接触部の状態に応じ，摩耗則[1], [2]を適用することで摩耗量を演算し，それを逐次積分することで，車輪摩耗後の形状の予測を行う手法を開発した[3]。なお摩耗則は，2円筒転がり試験機（西原式摩耗試験機）を用いて，JIS材の車輪とレールでの摩耗試験を行って求めた。シミュレーション精度については，車輪フランジ部の摩耗状況を比較することで検証を行った。本報では，摩耗ベンチ試験結果について報告する。

2. ベンチ試験方法

ベンチ試験は，図1の模式図に示すような，2円筒転がり試験機（西原式摩耗試験機）を用いた。本試験機では，2円筒間の，回転を伝達する歯車装置の，歯数調整によって，転がり接触部に縦すべりを生じさせることができる。また歯数比変更では調整しきれない微小な縦すべりについては，試験片の半径調整により付加できる。

試験諸元を表1に示す。試験片への垂直荷重は，錘の質量調整により調整する。車輪側試験片は，車輪踏面近傍から切り出し，レール側試験片は，レール踏面近傍から切り出し，10パターンの試験を実施した。また試験片側面部の硬さを測定した。試験片形状は，レール側試験片はフラット，車輪側試験片はR40のクラウニング加工を行った。

試験体は，試験開始前にアセトンにより脱脂し，乾燥状態で試験を行った。なお比較のため，地上塗油装置に使用している，潤滑用グリス（商品名：アラジングリス）を塗布した場合の試験を1ケース実施した。なお塗油は，手動でブラシを用いて試験片の接触域に，油が切れないように塗布した。

試験環境は大気雰囲気であり，気温，相対湿度の管理は行っていない。

表 1　2 円筒転がり試験機（西原式摩耗試験機）の測定条件

回転数	10 万回		
回転速度	1000 r.p.m		
荷重	108 N（面圧 1028 MPa） および 265 N（面圧 1386 MPa）		
試験輪条件		車輪側	レール側
	材質 硬さ	SSW-Q3S Hv300	普通レール鋼 Hv350
	輪直径 表面粗さ	Φ 30 Ra 0.5～1.2	
測定項目	軸トルク，摩耗質量，試験片直径（試験前後）		

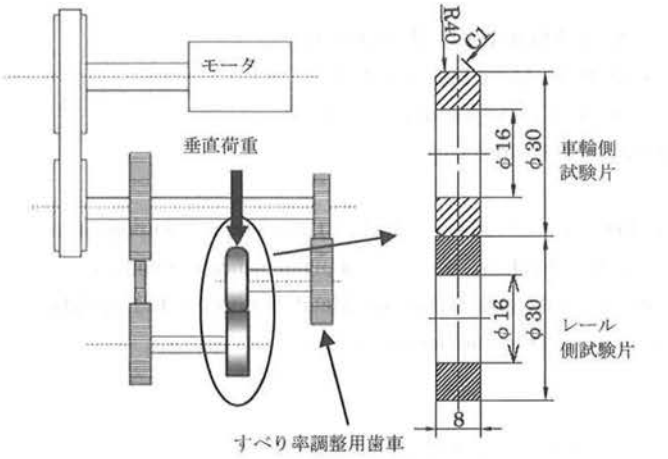

図 1　2 円筒転がり試験機（西原式摩耗試験機）と試験片形状

3.　ベンチ試験結果

〈3･1〉　**試験片の外観性状**　　接触面圧は 1028 MPa で，すべり率 50 ‰と，すべり率 200 ‰の，摩耗試験後の車輪側試験片の外観と，拡大写真を図 2 に示す。

すべり率大の場合，車輪試験片とレール試験片の転動接触面は，金属光沢が無くなり，ざらついた状態になった。表面の拡大写真から，すべり率小の場合，すべり方向にキズが入っているのに対し，すべり率大の場合，すべり直角方向にキズが入っており，摩耗形態が異なることが分かる。

〈3･2〉　**トルク測定結果**　　接触面圧 1028 MPa，すべり率 50 ‰の，乾燥条件と，グリス塗布した条件の，すべり距離と摩擦係数の関係を図 3 に示す。摩擦係数は，軸トルクから換算した接線力を，垂直荷重で割って求めた。

乾燥条件では，すべり距離が 33 m で，摩擦係数最大値 0.53 に達し，その後，徐々に低下し，摩擦係数が 0.4 で定常状態になった。同様にグリス条件では，すべり距離 76 m で摩擦係数ピーク値 0.13 に達し，その後，徐々に低下し，摩擦係数が 0.1 で定常状態になった。

他の文献と比較すると，陳，白，中原らの測定[4]では，試験片形状，接触圧力，すべり率が概ね筆者らの試験条件に近いが，すべり距離 6 m で摩擦係数がピークをつけ，摩擦係数は 0.3 である。松井，柿嶋らの測定[5]においても，同様であり，筆者らの試験結果と様相が異なる。

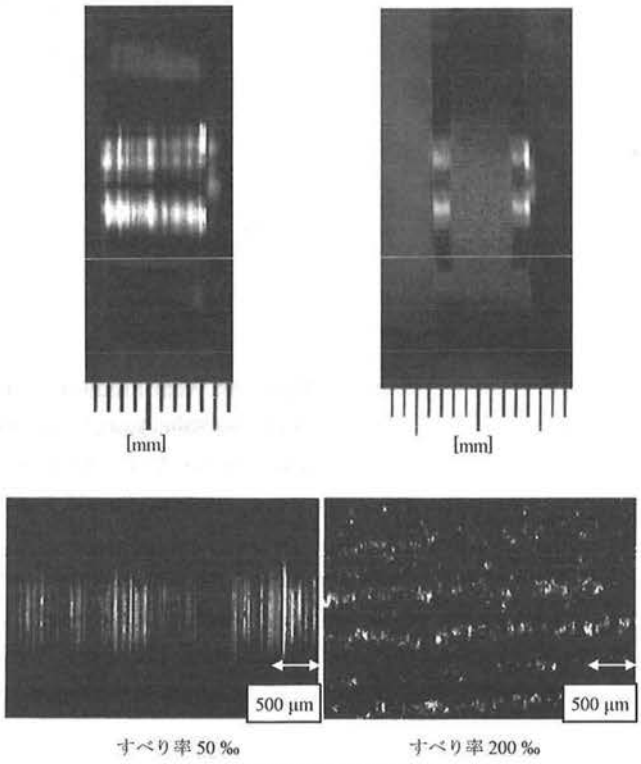

図 2　車輪側試験片の拡大写真

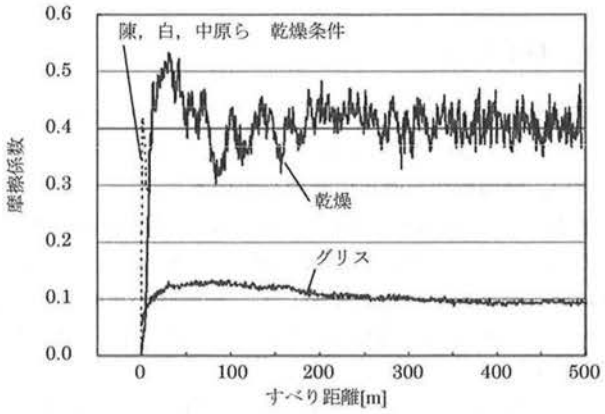

図 3　すべり距離と摩擦係数の関係

〈3･3〉　**摩耗試験結果考察**　　図 4 に，すべり率と摩耗質量の関係を示す。摩耗質量は，すべり率と比例関係にある。

接触面圧が大きい程，摩耗が多い傾向があるが，すべり率が 50 ‰以下の試験では，ばらつきが大きい。なお日本の鉄道車両の車輪・レール間の接触面圧の実使用領域は，1200MPa 以下であることから，筆者らの接触応力試験条件は，やや高めになっている。

潤滑用グリスを塗布した条件では，摩耗はほとんど生じなかった。グリス塗布方法が手動のため，定量的でないが，車輪フランジ摩耗抑制に，グリス塗布が有効であることが確認できた。よって急曲線区間に摩耗抑制の目的で設置す

る地上塗油や，車上からの塗油は，有効であると考える。

レール側試験片の摩耗質量は，車輪側よりも少ない傾向にあり，材料硬さの影響と考える。

図 5 に，すべり率と摩耗による直径の変化量の関係を示す。直径変化量についても，摩耗質量と同様の結果となった。

今回のベンチ試験では，すべり率 50 ‰以下の領域では，試験結果のばらつきが大きく，摩耗量，すべり率，および接触面圧の関係は不明瞭であった。

その要因として，試験体が小さいため，摩耗による試験片形状の変化が大きく，接触面圧が変化し，面圧の影響が分かりにくいことが考えられる。また同じく，試験片が小さいため，試験片設置時のわずかな取付け誤差が，摩耗に影響を及ぼしている可能性がある。

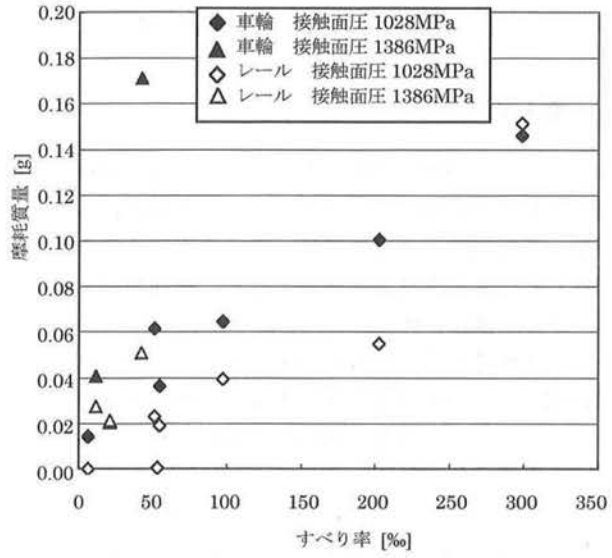

図 4　すべり率と摩耗質量の関係

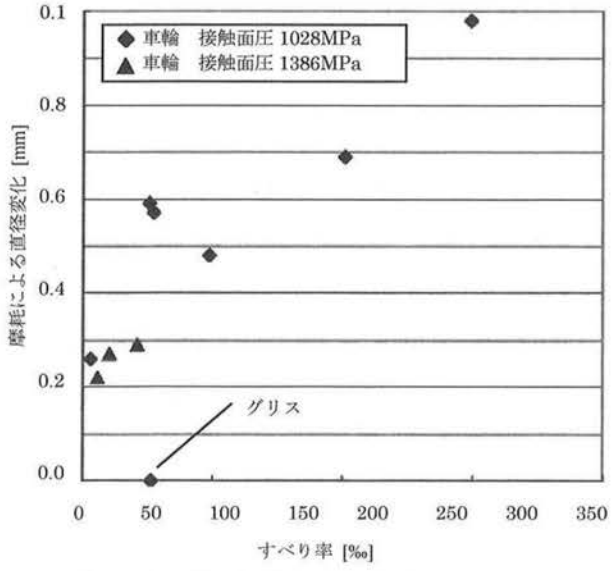

図 5　すべり率と摩耗による直径変化量の関係

4.　摩耗則の検討

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。

〈4･1〉　Archard **摩耗則**　　Archard の摩耗則は，式(1)で示される[1]。

$$V_w = k_i (v_s,\ p_z) \times N \cdot s / H \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (1)$$

V_w：摩耗量[m^3]　　N：垂直荷重[N]
H：Hv 硬さ[Pa]　　k_i：摩耗係数
v_s：すべり速度[m/s]　　p_z：接触圧力[Pa]
s：すべり距離[m]

摩耗係数 k_i は，図 6 で定義されるすべり速度と接触圧力の関数であり，係数自体は，レンジが大きくとられており，摩耗現象のばらつきに対応している。また図 6 中に，筆者らが行った試験条件を記載する。

筆者らが行った摩耗試験結果を式(1)に代入し，車輪材とレール材の摩耗係数 k_{test} を演算した。その結果，図 7 に示すように，すべり速度 0.0～0.2 m/s 間では，Archard 摩耗係数 k_2 の範囲内である。しかし 0.2～0.7 m/s 間は，筆者らのベンチ試験では，Archard 摩耗係数 k_3 の範囲外となった。

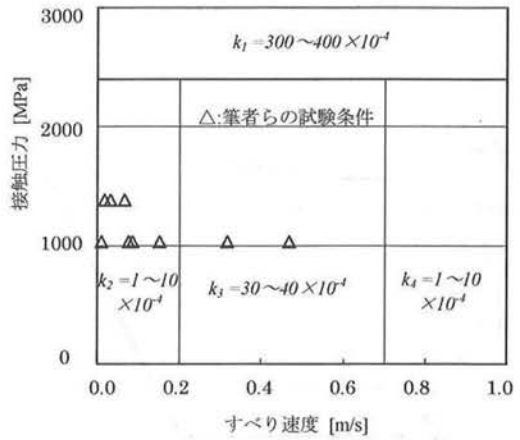

図 6　Archard 摩耗則における係数 k_i（乾燥条件）

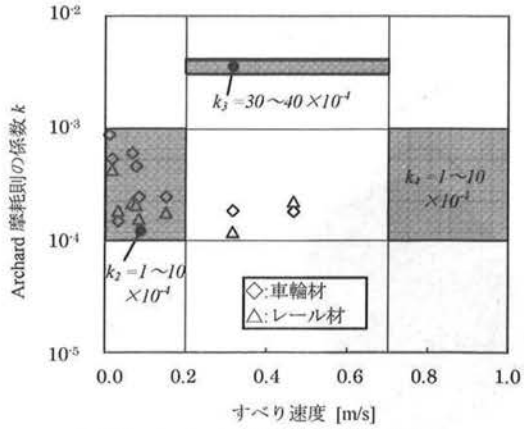

図 7　Archard 摩耗則での係数 k_i と
ベンチ試験結果から同定した k_{test}

筆者らのベンチ試験結果を平均して求めた摩耗係数は，車輪材は 3.9×10^{-4}，レール材は 2.1×10^{-4} であった。

今回のベンチ試験では，試験機の都合上，すべり速度の変化は，アタック角，回転速度を一定のまま，すべり率のみを変化させて調整した。アタック角，回転速度を変化させたデータを加えることで，摩耗試験の精度・信頼性をより高められると考える。

〈4･2〉 **Lewis 摩耗則**　Lewis の摩耗則は，図 8 に示すように，単位接触面積当りの摩耗量で定義される。ここで横軸は，単位接触面積当りの接線力，縦軸は，1 m 走行当りの，単位接触面積当りの摩耗質量である。

よってベンチ試験結果から Lewis 摩耗則に従って材料定数を整理する際には，ベンチ試験での，車輪試験片とレール試験片の接触面積を求める必要がある。今回の摩耗ベンチ試験では，接触部の曲率が摩耗によって変化することから，接触面積演算は，ヘルツの接触楕円ではなく，図 9 に示すように，試験前と試験後の試験片の直径変化から，幾何的に求めた。

ベンチ試験結果から Lewis の摩耗則に従って整理した結果を図 10 に示す。筆者らのベンチ試験結果を，Lewis の摩耗則に従って整理すると，Lewis 摩耗則 mild 領域の極一部の範囲に限られた。

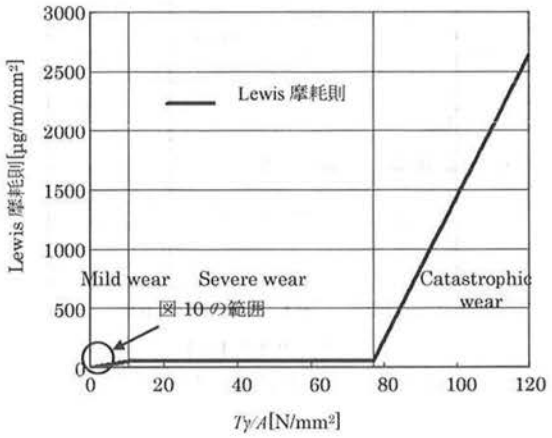

図 8　Lewis の摩耗則

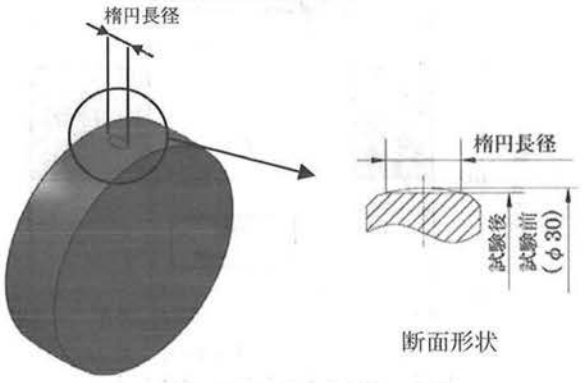

図 9　車輪・レール試験片の接触面積の定義

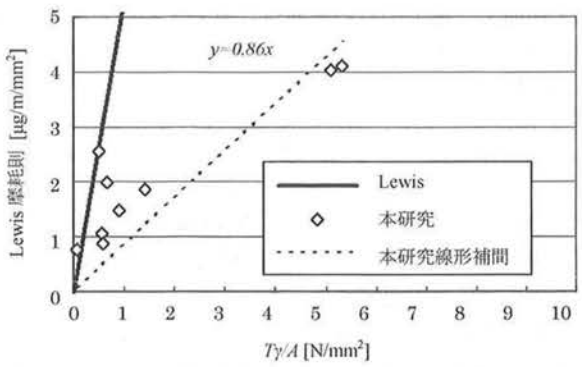

図 10　Lewis の摩耗則と摩耗ベンチ試験の比較

Lewis らは，実態輪軸を用いて 1500 MPa の高ヘルツ応力域で摩耗試験を行っており，筆者らの摩耗ベンチ試験と，試験片サイズ，接触圧力に大きな差がある。そのため筆者らのベンチ試験結果と相違が生じたと推定するが，両者の乖離が大きいことから，さらなる検証が必要と考える。

5. まとめ

車輪とレールの摩耗特性調査のため，2 円筒摩耗試験機（西原式摩耗試験機）を用いて，ベンチ試験を行った。その結果，車輪試験片の摩耗量は，すべり率に比例することを確認した。またグリスを塗布すると，摩耗がほとんど生じないことが確認された。

ベンチ試験結果を，Archard 摩耗則に従って整理すると，摩耗係数が，すべり速度が速い領域で，既存の値よりも小さくなった。そして既存の摩耗則の係数よりもばらつきの少ない一定値になった。

ベンチ試験結果を Lewis 摩耗則に対して適用すると，ベンチ試験結果は，Lewis 摩耗則よりも，摩耗量が少なくなった。また筆者らの摩耗試験パラメータ範囲は，Lewis の摩耗則範囲の，極一部に限られた。

今回の試験では，接触面圧，すべり方向，すべり速度が摩耗に与える影響調査が十分出来ておらず，今後の課題でとなった。

文　献

(1) R.Enblom, M.Berg: "Proposed procedure and trial simulation of rail profile evolution due to uniform wear", JRRT173c IMechE 2008, pp.15-25

(2) R.Lewis, U.Olofsson: Wheel-rail interface handbook, section 6

(3) 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･3)

(4) 陳樺，白官錫，中原綱光，「低速域における車輪/レールの粘着特性」，日本鉄道施設協会紙，pp. 996-999, (2009･12)

(5) 松井，中村，柿嶋，伴，深貝，久保，「表面改質法による車輪の摩耗低減に向けた基礎検討」，鉄道総研報告 RTRI REPORT Vol23, No.6, Jun.2009