

S2-2-4. レールゲージコーナ/車輪フランジの摩耗とその影響因子

金 鷹 (鉄道総研) 正[士]石田 誠 (鉄道総研)

Wear and Influential Factors of Rail Gauge Corner and Wheel Flange

Ying JIN (RTRI) Makoto ISHIDA(RTRI)

Abstract

When vehicles run in sharp curves, large stress and slip which take place on the contact surface between rail gauge corner and wheel flange cause wear. An actual worn rail installed in sharp curves was investigated focusing on residual stress and micro-hardness on worn surface. In this study, the laboratory wear simulation considering contact geometry and applied load was carried out using a large twin-disc test machine. The effects of attack angle and material hardness on rail gauge corner and wheel flange wear were evaluated. Also, the features of plastic flow on worn surfaces were obtained.

キーワード：レール側摩耗、室内摩耗試験、車輪フランジ摩耗、アタック角、レール硬さ
(rail gauge face wear, laboratory simulation of wear , wheel flange wear, attack angle, rail hardness)

1. はじめに

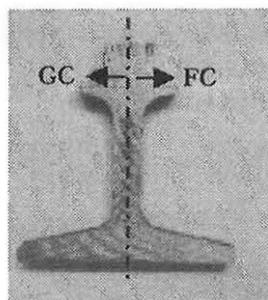
急曲線において外軌ゲージコーナと車輪フランジの接触におけるレールに大きな圧力とすべりにより激しい摩耗が生じ、車両や軌道の保守費を増大させる要因となっている。前報^{1,3)}では、新幹線を対象にレールと車輪の相互作用に着目して、横圧、アタック角、車輪踏面形状が摩耗に及ぼす影響を室内試験により定量的に評価した。本報告では、在来線軌道を対象に、実際に使用された摩耗レールの残留応力、表層の加工硬化および塑性流動を調査し、摩耗量との関係を検討した。また、室内摩耗試験を行い、レールゲージコーナと車輪フランジの摩耗に及ぼすアタック角、レール硬さの影響を調査し、さらに、塑性フローなどの金属組織を観察したので、これらの結果について述べる。

2. 実摩耗レールの特徴

レール/車輪の転がり接触に起因したレール側摩耗を表層の塑性変形による材質変化などの金属組織の面から把握するため、レールの断面形状、残留応力および硬さ分布を測定した。

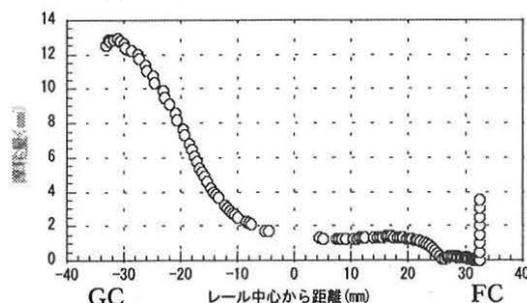
図1に、摩耗交換された実摩耗レールの外観とこのレール横断面の摩耗量の変化を示す。図1(b)より、新品断面からの離れと定義する摩耗量はレール中心からゲージコーナにわたって、徐々に増加し、レールの側部より約4mmの位置で最大値13mm程度となった。

図2に、レール頭部における残留応力の測定結果を示す。図より、レール頭頂部の残留応力は200~250MPaであり、従来の摩耗試験によるレール試験輪の測定値と同程度である²⁾。一方、レールゲージコーナ部の最大残留応力は500MPaを超え、既報²⁾で得られた摩耗試験による側摩耗量7mmの場合の測定結果410MPaより大きかった。



GC:ゲージコーナ
FC:フィールドコーナ

(a) 実摩耗レールの外観



(b) レール横断面における摩耗量の変化

図1 実摩耗レールの摩耗量

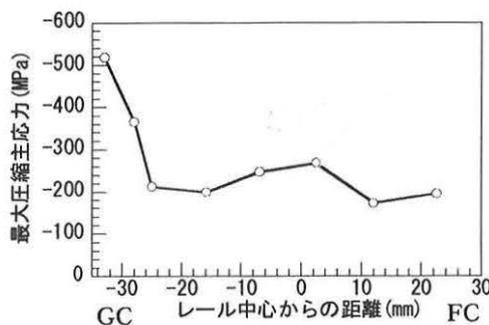


図2 レール頭部残留応力測定結果

図 3 に、レール頭部の各断面における深さ方向のビッカース硬さの分布を示す。ここでは、ゲージコーナからフィールドコーナに向かって 8、16、25、33 および 45mm に位置する 5 断面について表面から深さ方向の硬さを測定した。各測定位置において、約 0.1~0.2mm の深さの硬さが使用前の約 340Hv より増加しており、特に A0(8mm)、A1(16mm) のゲージコーナ側において、硬さが大きく増加しており、厳しい応力状態にあったものと考えられる。

図 4 に、レール頭部縦断面の図 3 の各位置における表

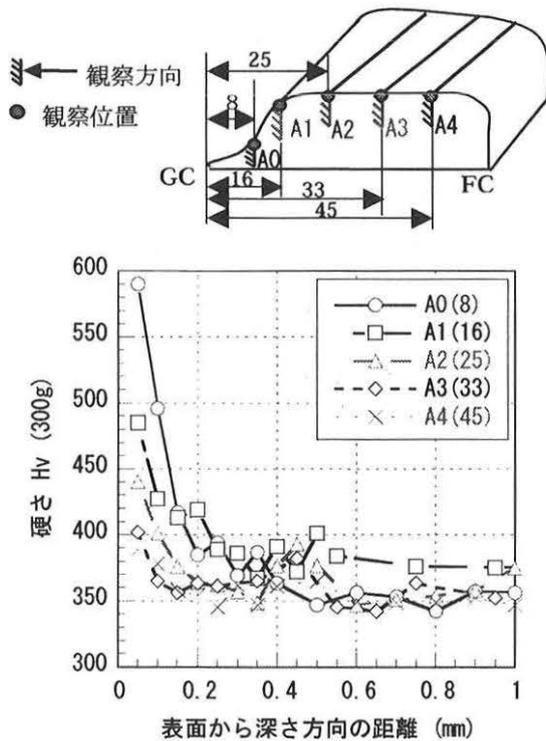


図 3 実摩耗レールの硬さ分布

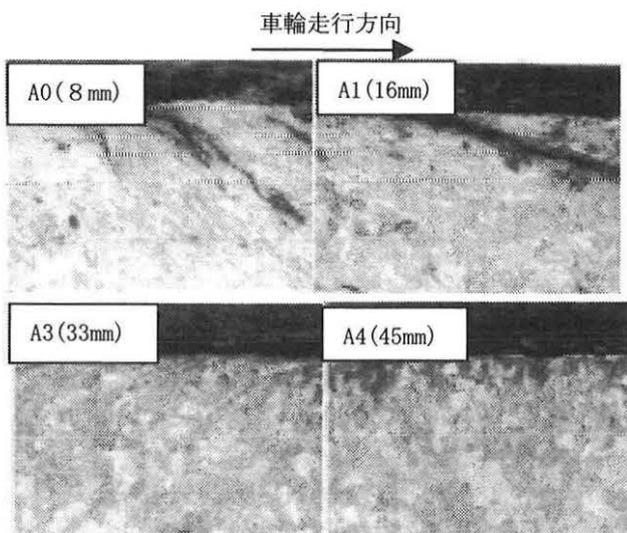


図 4 レール表面の塑性フロー

層部の金属組織を示す。図より、車輪との転がり接触による塑性フローが観察され、すべりが少ないレール中央部 A3(33mm) から離れるにつれて大きくなっている。また、レール中央部 A3(33mm) では塑性フローは列車の進行方向と同じ向き、一方、ゲージコーナ側の A0(8mm) と A1(16mm) では列車の進行方向と反対向きの塑性フローが観察された。これは、既報⁴⁾において、示したように急曲線外軌の頭頂部はむしろ走行方向の負荷を受け(車輪制動している状態)、ゲージコーナにかけて接触点の車輪径が大きくなり、走行方向とは逆の方向のすべりが大きくなり、フローの方向が逆転することが多いためである。さらに、レールゲージコーナでは多数のき裂が塑性流動の方向に沿って進展している様子が観察された。図 5 に、ゲージコーナ部の横断面の観察結果の 1 例を示す。図より、B2 の位置において、き裂が多く発生している。これは B1 の位置ではすべり率が大きいため摩耗が進み、B3 の位置ではすべり率が小さく、き裂が多く発生するほど厳しい接触ではなく、B2 の位置では発生したき裂が摩耗により消滅せずに成長する接触条件になっている可能性を示すものと考えられる。

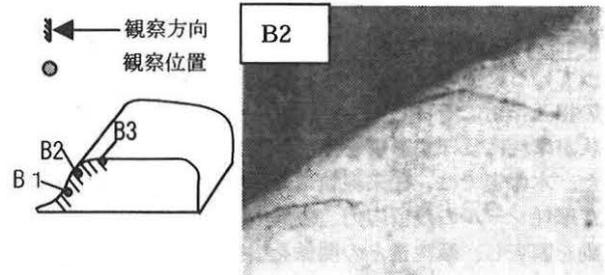


図 5 横断面における表面組織およびき裂

3. 室内試験結果

レールゲージコーナと車輪フランジの摩耗を模擬するため、図 6 に示すレール・車輪高速接触疲労試験装置を用いて室内摩耗試験を行った。なお、試験では、実寸法の約 1/2 に相当する直径 500mm の車輪試験輪と直径 350mm のレール試験輪を使用し、材質および断面形状はそれぞれ在来線修正円弧車輪と 50kgN レールと同じとした。試験輪に負荷するラジアル荷重とスラスト荷重は、前報¹⁾と同様に 3 次元弾性応力数値解析を用いて、試験輪間の最大圧縮主応力が実際のレール/車輪間のものと同しくなるように設定した。表 1 に、試験条件を示す。

試験 No.2 において、繰り返し数の増加に伴う断面形状の変化を図 7 に示す。ここで、レール試験輪が車輪試験輪との直径が違うことによりレール試験輪の 300 万回転(通トン約 5000 万トン相当)が車輪試験の 210 万回転(走行キロ約 3300km に相当)と対応している。図よりレール試験輪において、摩耗形状がゲージコーナ部か

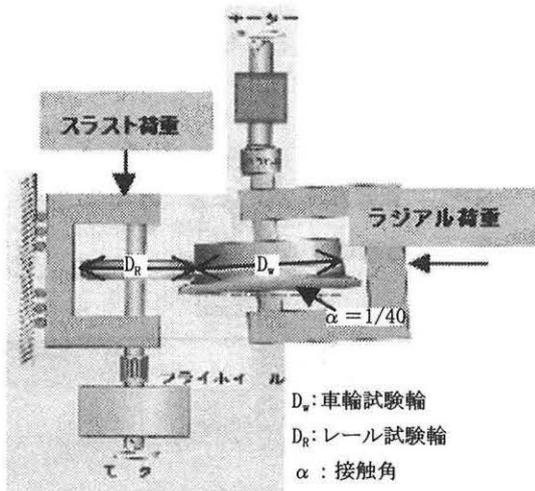


図 6 試験装置の概略図

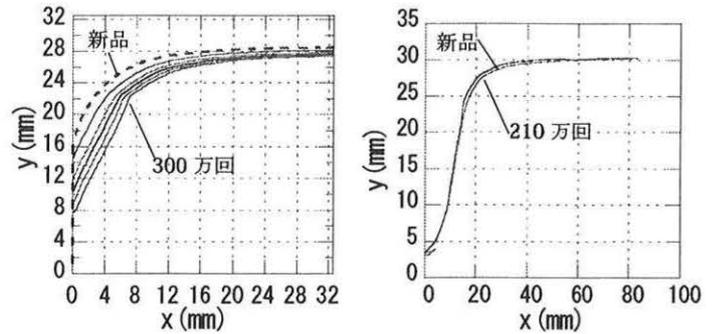
表 1 摩耗試験条件

試験 No.	アタック角 α (°)	車輪試験輪硬さ ^{*2} (Hv)	レール試験輪硬さ ^{*3} (Hv)	試験荷重 ^{*4} (kN)	
				ラジアル荷重	スラスト荷重
1	0	340~360	340	23.0	9.1
2	0.3		250		
3	0.3		340		
4	0.3		380		

- *1: アタック角 0.3° は R400 の曲線走行を想定した
- *2: 車輪試験輪の硬さは通常の熱処理車輪のものを設定した
- *3: レール試験輪の硬さは普通レール、熱処理レールを基本に設定した
- *4: 設計軸重 75kN、設計横圧 (平均値) 30kN を想定した

ら側部に変化し、その結果、ゲージコーナの側摩耗が頭頂部の水平摩耗より非常に大きかった。一方、車輪試験輪において、全体として摩耗による形状変化が小さいが、フランジの直立摩耗が踏面摩耗より大きかったことが分かる。これは、レールゲージコーナ/車輪フランジの接触において接触応力やすべり率もレール頭部と車輪踏面の接触より大きいためである。

図 8 に、レール試験輪の硬さおよびアタック角を変化させた場合のレールゲージコーナと車輪フランジの摩耗量を示す。ここではレール試験輪頭頂部および車輪試験輪踏面の 10mm 下の摩耗量を求めた。アタック角が 0° から 0.3° に増大すると、ゲージコーナとフランジの摩耗量がそれぞれ約 1.5 倍と 2 倍程度増加した。また、レール試験輪硬さの影響について、普通レールの硬さ 250Hv に相当するレール試験輪に比較して、熱処理によるゲージコーナの側摩耗が 1/2 ~ 3/5 に減少した。したがって、レール試験輪の耐摩耗性は新品の初期硬度の影響が大きいと考えられる。一方、車輪試験輪は、レール試験輪の硬さが大きいほど、フランジの摩耗量が約 2 倍 ~ 3 倍に



(a) レール試験輪 (b) 車輪試験輪
図 7 摩耗進展による断面形状の変化 (試験 No.2)

増加する傾向を示した。

図 9 に、試験 No.2 におけるレール試験輪横断面各位置の摩耗進展率を示す。図より、レールゲージ側より 2 ~ 4 mm の所では摩耗進展率が最大となり、摩耗進展と共にゲージコーナ側摩耗の進展率が減少する傾向にあるが、頭頂部と比較すると、著しく大きかった。この分布に着目すると、材料の変更なしに摩耗させることには、摩耗進展率の分布をいかに均一にするか重要である。

レール/車輪間に大きな接触応力により極表層では塑性変形して加工硬化が生じている。この表層の変化と摩耗進みとの関係を把握するため、試験 No.2 と試験 No.4 のレール試験輪において、試験終了後 (レール試験輪側: 累積繰り返し数 300 万回転) ゲージコーナより 4mm、10mm、20mm および 33mm の 4 カ所で縦一横

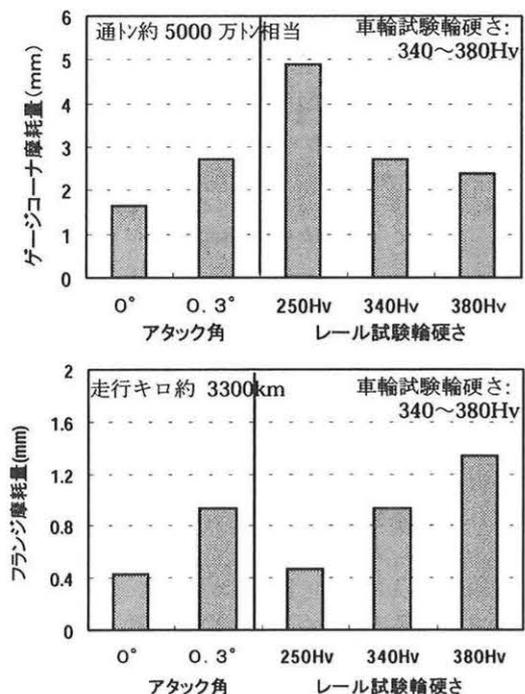


図 8 試験条件による摩耗量の違い

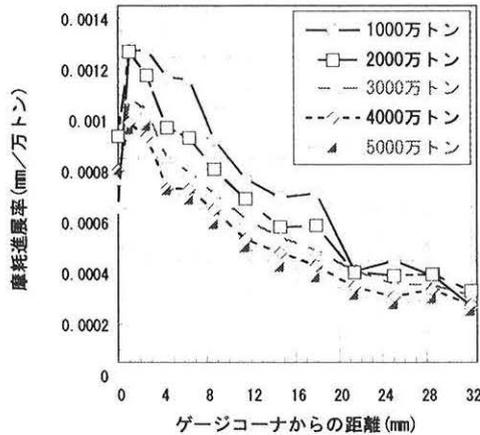


図9 横断面による摩耗進展率

断面塑性流動を観察し、表層の深さ方向の硬さも測定した。レール試験輪の熱処理による表面層の加工硬化の違いを図 10 に示す。図より、レール試験輪の場合、硬さ 250Hv の方が硬さ 380 Hv より表面層の加工硬化が大きかった。これより、測定点の接触状態が十分に把握できないため、単純には比較できないが、摩耗しながら加工硬化する場合に初期硬さの影響が大きいと考えられる。

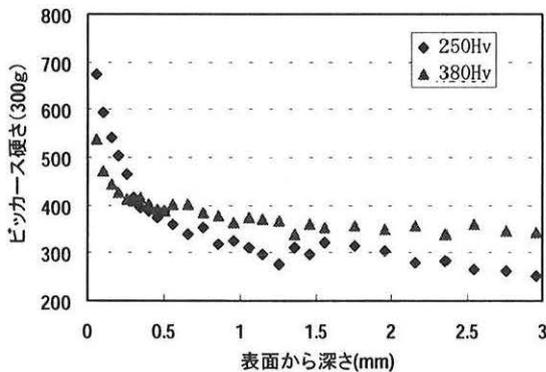


図 10 レール試験輪の硬さによる表面層の加工硬化の違い

次に、同じ縦断面の塑性フローの違いを図 11 に示す。図中に示す回転方向はレール試験輪の回転方向を指し、車輪の走行方向とは反対である。もちろん摩耗量の違い等により塑性流動層の厚さは異なるが、全体として試験輪の塑性フローが図 4 に示す実摩耗レールの塑性流動と同じ傾向であった。また、試験 No.2 のレール試験輪では、材質の柔らかいために塑性流動がより強く観察され、ゲージコーナ部における塑性流動層の深さは 0.3~0.5mm 程度であった。一方、試験 No.4 のレール試験輪は塑性流動の深さが 0.05~0.2mm 程度であり、ほぼ実際の熱処理レールと同程度となった。この結果、塑性フローの大きさと深さと加工硬化の関係をさらに調査し、

初期硬さとの関係を明らかにすることが摩耗メカニズムを理解する上で重要であると考えられる。

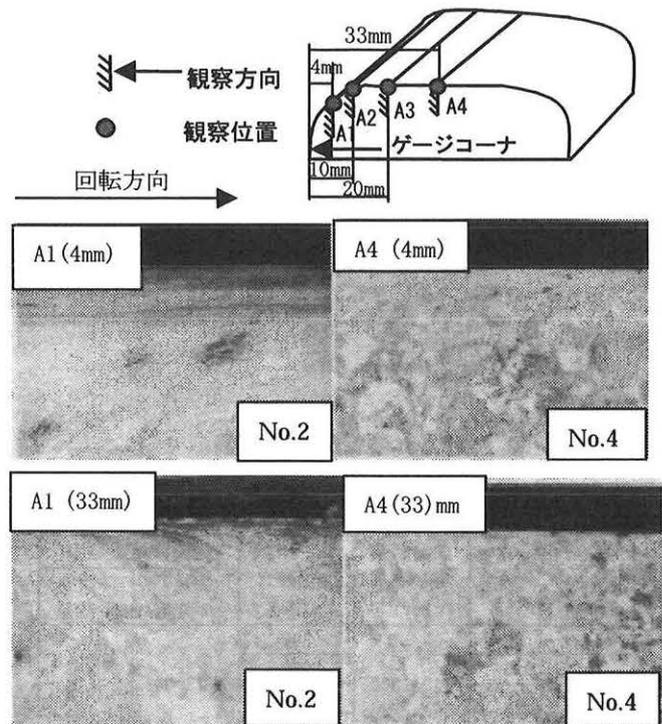


図 11 レール試験輪の硬さによる塑性フローの違い

4. まとめ

実摩耗レールにおいて、表層における残留応力、加工硬化および塑性フローが大きい位置ほど摩耗量も大きかった。また、室内摩耗試験より、アタック角が 0° から 0.3° に増大すると、ゲージコーナの側摩耗量が 1.5 倍程度、車輪フランジの摩耗量が 2 倍程度増加した。また、レール試験輪の耐摩耗性に対する熱処理の影響は大きく、340Hv~380Hv の熱処理によりゲージコーナの側摩耗が 1/2~3/5 倍に減少した。さらに、試験終了後にレール試験輪における摩耗断面の金属組織を観察し、その結果、硬さ 250 Hv のレール試験輪では塑性フローおよび加工硬化の程度が硬さ 380Hv のものより強かった。

参考文献

- (1) 金・石田・大野: 鉄道技術連合シンポジウム(J-rail99)、33.
- (2) 金・石田: 鉄道技術連合シンポジウム(J-rail200)95.
- (3) 藤本・金・瀧川・浅野・石田: 鉄道技術連合シンポジウム(J-rail2002)505.
- (4) 帝都高速度交通営団: 日比谷線中目黒駅構内列車脱線衝突事故に関する調査報告書、10 (2000) 68.