

レール開口部での車両の繰り返し通過による 軌道部材の損傷に関する実験

塩田 勝利* 西宮 裕騎*

Experiments on Damage to Track Components due to Repeated Passage of Vehicles on Rail Gaps

Katsutoshi SHIOTA Yuki NISHINOMIYA

In railways where wireless train control systems are employed, track circuits may be removed, so that it is difficult to detect rail broken in such cases. In railways without track circuit, vehicles are assumed to run repeatedly on rail gaps until rail broken is found by rail inspection or other means. Therefore, in order to evaluate the strength of track components due to repeated vehicle passage, we conducted a falling weight test in the laboratory, in which impact loads during vehicle passage were applied to the rail simulating the damage. This test clarified the plastic deformation of the rails and functional deterioration of the rail fastenings system in response to the impact loads.

キーワード：レール開口, 衝撃荷重, 重錘落下試験, 部材損傷, レール, レール締結装置

1. はじめに

鉄道において車両の位置の主な検知手法として軌道回路がある。これは、レールに電流を流し輪軸のレール上の有無により、レールの電流の流れ方が変わることを利用して、車両が特定の区間に位置していることを検知するものである¹⁾。また、軌道回路では、レールが破断し開口した場合に電流の流れ方が変わることから、レールの破断を即時に検知する機能も有する。なお、本研究では、レールが破断し開口した箇所のことをレール開口部と定義する。一方、近年では、無線式の車両位置検知手法（以下、「無線式列車制御システム」という）が海外では導入されており²⁾、国内の鉄道事業者でも一部導入が進められている³⁾。無線式列車制御システムは、車両の位置を車両に搭載された無線機を通じて検知していることから、軌道回路による区間毎の検知方法に比べ、運行管理の自由度を向上させることが可能となる。また、現行の軌道回路に用いられている地上設備をスリム化することが可能であり、メンテナンスコストを削減できるメリットも有する。しかしながら、無線式制御システムの導入により、軌道回路が撤去された場合、現行の方法によるレールの破断検知ができなくなる。そのため、代替のレール破断検知方法として、車上からの破断検知手法などの研究⁴⁾が進められているが、常時監視可能な軌道回路と異なり、レールが破断した後から検知するまでの間に、レール開口部を車両が通常の営業速度で繰り返し走行する可能性が考えられる。これまでの研究において、1車両がレール開口部を通過する際の走行安全性は

検討がなされている⁵⁾が、上述するレール開口部を車両が繰り返し通過する状況下を想定すると、レール開口部の軌道部材には、衝撃的な荷重が繰り返し生じ、部材損傷による走行安全性の低下が懸念される。

先行研究において、レール開口部での車両の繰り返し通過時の衝撃荷重による軌道部材の損傷については、600回程度の繰り返し载荷に対するレール損傷は検討がなされているものの⁶⁾、さらなる繰り返し载荷に対する損傷やその他の軌道部材の損傷については明らかにされていない。

そこで本研究では、レール開口部での車両の繰り返し通過時の衝撃荷重によるレールやレール締結装置等の軌道部材の損傷を明らかにすることを目的として、レール開口部通過時の衝撃荷重を模擬可能とする重錘落下試験装置を開発して試験を実施した。

2. 重錘落下試験装置の開発

2.1 試験装置開発の必要性

本研究では、レールが破断し開口した時点から検知するまでの間に、一定期間、車両がレール開口部を繰り返し通過する状況下を想定する。その具体的な状況として、都市近郊の線区を想定し、1編成10両（1両あたり4軸の車軸）の車両が毎時6本、1日あたり18時間運行したと仮定すると、レール開口部を1日で4,320軸通過する。さらに、レール開口を確実に検知する周期として、線路の徒歩巡回による検査の周期が7日間であると仮定すると、その間に、30,240軸通過するといった試算となる。したがって、このような状況下における軌道部材の損傷の発生および進行を確認する必要がある。ここ

* 軌道技術研究部 軌道構造研究室

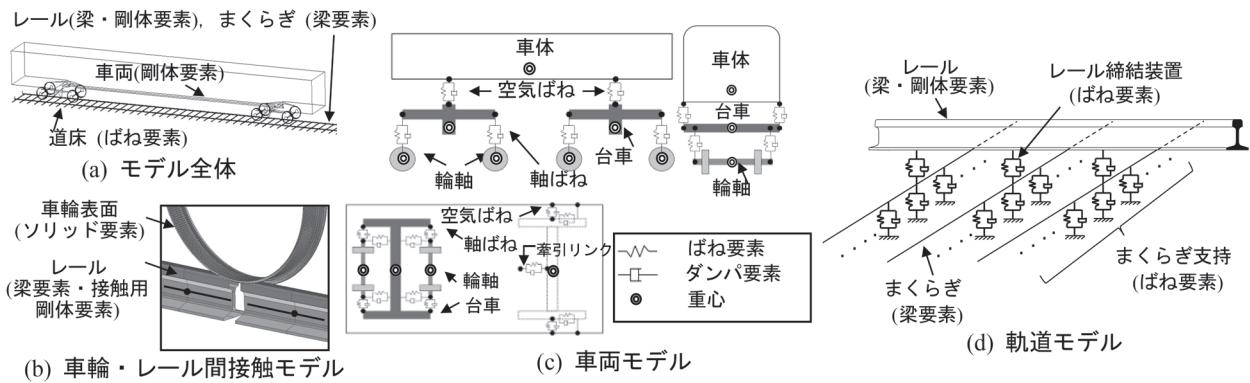


図1 解析モデルの概要

で、レール開口部の軌道部材の損傷を評価する方法としては、実車での試験走行や数値解析による繰り返し計算、衝撃荷重を模擬した要素試験などが考えられる。ただし、上述する繰り返し回数を想定すると、実車走行では安全性の観点で、数値解析では計算負荷の観点において現実的ではない。そのため、評価にあたっては、レール開口部通過時の衝撃荷重を繰り返し作用させる要素試験が現状では最も適していると考えられる。また、その要素試験に用いる装置には、衝撃荷重を繰り返し加えることが可能な重錘落下試験装置を用いることが挙げられる。

一方、レール開口部通過時の衝撃荷重を加えるためには大型の試験装置となることが想定される。大型の重錘落下試験装置は、重錘の持ち上げおよび落下方式が、チェーンやワイヤーなどを用いた巻上機による持ち上げでそこから重錘を切り離す自由落下方式の場合が多く、数万回程度の載荷回数を達成するためには長期間を要することが想定される。そこで本研究では、レール開口部通過時の衝撃荷重を数万回単位で繰り返し加えることを想定し、重錘の持ち上げ方式を回転機構のカム方式にすることで自動での繰り返し載荷を可能とするとともに、インバーターモータを用いて重錘の載荷間隔を短く設定できる重錘落下試験装置を新規に製作した。

2.2 レール開口部の走行解析による試験装置の必要能力の算定

試験装置に必要な載荷荷重を検討するために、車両がレール開口部を通過する際に生じる衝撃荷重を、動的FEMによるレール開口部の走行解析手法⁷⁾を用いて算定した。なお、本解析手法の妥当性については、過去に実車走行試験との比較により、確認されている⁸⁾。解析モデルを図1に示す。軌道は図1(a)および図1(d)に示すとおり、レールは梁および剛体要素、まくらぎは梁要素、道床はばねおよびダンパ要素でモデル化している。車両は図1(c)に示すとおり、車体・台車・輪軸を剛体でモデル化し、それらをばね要素・ダンパ要素で結合した三次元モデルである。表1に軌道モデルの主要

諸元と車両モデルの主要諸元を示す。本解析モデルを用いて、レール開口部通過時の衝撃荷重を算定し、その荷重を重錘落下試験装置に求められる必要能力とした。なお、衝撃荷重に対する部材の損傷は、衝撃荷重の値およびその作用時間、すなわち力積の影響を受けると考えられることから、各値をそれぞれ算定した。表2に、本検討で想定する軌道条件を示す。本検討では、在来線で良好に整備された直結系軌道でレールが開口する場合を想定し、そこで著大輪重が生じやすい条件として、レール開口部が受け側のまくらぎ端部に位置する状態を設定した。なお、「受け側」とは、図2に示すレール開口部において、車輪が乗り移る側を指し、後述する「去り側」とは車輪が来た側を指す。本条件を設定した理由は、3章にて後述する重錘落下試験の試番1～試番3の荷重条件算定において、直線でレール開口位置が受け側まくらぎ端部にある条件(試番1)の衝撃荷重が最も大きかったためである。具体的には、受け側のまくらぎ端部でレールが開口した状態では、図3に示すように、レール開口部を車輪が乗り移る際に、去り側レールと受け側レールで大きな段違いが生じ、その段違いの影響により受け側レールに大きな衝撃が発生することが想定されるためである。なお、レールについては広く一般的に用いられて

表1 解析諸元

(a) 軌道	
項目	諸元
軌間	1067mm
レール種別	50kgN レール
ヤング率(レール)	2.1×10^5 N/mm ²
レール締結装置鉛直ばね定数	110 kN/mm
まくらぎ鉛直ばね定数	3.3×10^5 N/mm
(b) 車両	
項目	諸元
車体質量	28.3t
ばね間質量	2.2t/台車
ばね下質量	1.52t/輪軸
軸距	2.1m
台車中心間距離	14.15m
車輪踏面形状	修正円弧踏面

いる 50kgN レール、60kg レールのうち、剛性の低い 50kgN レールを対象とした。レール締結装置については、多くの種類が存在するが、その中でも、線ばね形レール締結装置でレール押さえ力大きいものを用いることとした。これは、レールの損傷に着目した際に、レールの直下に敷設される弾性作用を持った軌道パッドのばね定数が同じであると仮定した場合に、レールの押さえ力大きいほど、列車荷重に対するレールの変位が小さくなり、衝撃荷重の分散効果が低くなると想定され、レール頭部の塑性変形が生じやすいと考えるためである。ま

表 2 想定する軌道条件

項目	諸元
線形	直線 (走行速度 100km/h)
まくらぎ支持構造	直結系軌道
レール締結装置	線ばね形レール締結装置
レール締結間隔	750mm
軌道パッド	110MN/m
レール開口量	70mm
レール開口部の位置	受け側まくらぎの端部

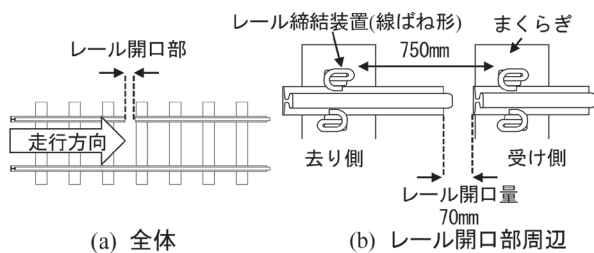


図 2 レール開口部の状況

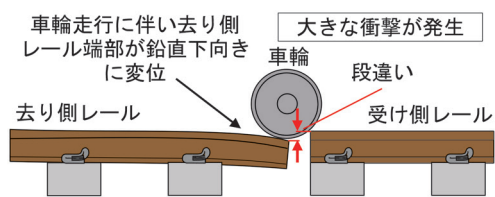


図 3 レール開口部が受け側まくらぎ端部にある場合のレールの段違い

た、レール締結装置間隔は、一般的な在来線の都市近郊の線区で用いられている軌道の中で最も大きい間隔の 750mm とした。

上記条件のもと走行解析を実施した結果を図 4 に示す。解析の結果、レール開口部通過時にレールに作用する衝撃荷重の最大値は 170kN、その作用時間は 8msec、力積は 537.4N・s であった。また、衝撃荷重は、受け側レールのみが生じた。この結果より、重錘落下試験で損傷の評価を行う部材は、受け側の軌道部材を対象とした。ただし、受け側の軌道部材のみを模擬した状態で、レール端部に重錘を落下させると、重錘落下時の重錘の挙動が不安定となり、载荷位置のばらつきや試験装置への負荷が大きくなる懸念される。そこで、図 5 に示すようにレール開口部を中心に、受け側の部材が対になるよう配置し、2本のレールに重錘を同時に落下させることで载荷挙動を安定させた。そのため、重錘落下試験装置には、170kN の 2 倍である 340kN の衝撃荷重を载荷する能力が必要であると算定した。これらの条件に基づき、試験装置を製作した。

2.3 試験装置の製作^{9) 10)}

前節までの検討を基に、製作した試験装置の外観を図 6 に、装置諸元を表 3 に示す。本試験装置では、重錘の持ち上げをカム方式とし、かつインバーターモータを用いて重錘の载荷周期を調整できる機構とし、安定して载荷できる最小载荷周期を 2.5秒/回にした。さらに、不安定なレール開口部への重錘落下挙動を安定させるため、重錘を 2本のガイドバーで誘導する構造とした。製作し

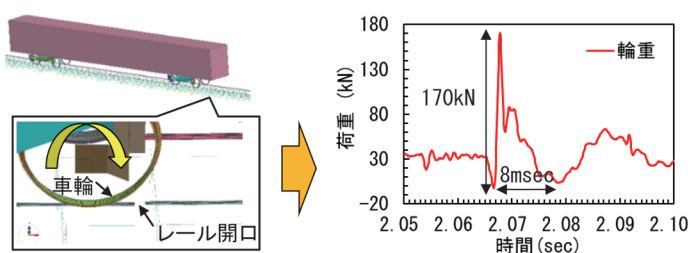


図 4 レール開口部通過時に生じる衝撃荷重

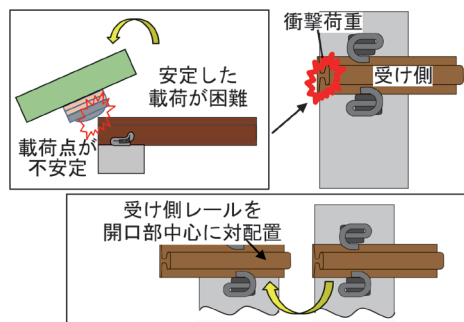


図 5 重錘挙動を安定させるための配置

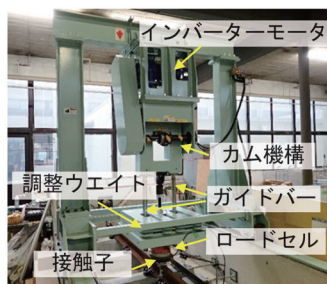


図 6 重錘落下試験装置の外観

表 3 試験装置諸元

項目	諸元
駆動源	インバーターモータ
駆動方式	カム方式
荷重測定方式	ロードセル
運転方式	手動/自動
操作方式	手元操作機/制御盤
载荷重量	6.3~12.2kN
落下高さ	25~80mm
载荷周期	2.5~12.5s/times

た試験装置を用いて、レール開口部を模擬した供試体に対し、性能検証試験を実施した結果、目標とする載荷荷重 340kN、作用時間 8msec、力積 1360N・s に対し、346kN、9msec、力積 1557N・s まで調整可能であることを確認した。また、最小載荷周期で連続運転した際の衝撃荷重が+1～+3%の範囲で安定して載荷できることを確認した。

3. レール開口部での車両の繰り返し通過を想定した重錘落下試験

3.1 試験条件

製作した重錘落下試験装置を用いて、レール開口部での車両の繰り返し通過を想定した軌道部材の損傷確認試験を実施した。試験条件を表4に示す。本試験ではレールおよびレール締結装置を評価対象とし、直線および曲線走行を想定した3試番の試験を設定した。なお、各試番では、レールおよびレール締結装置に対して負荷が大きくなるよう、レールの開口位置を図7に示すように、受け側のまくらぎ端部に配置した場合と去り側のまくらぎ端部に配置した場合を設定した。また、各試番の荷重条件は、2.2節で述べたレール開口部の車両走行解析手法を用いて、衝撃荷重、作用時間およびその力積を算定した。なお、試験の特性上、衝撃荷重および作用時間を目標値に対し完全に一致させることは困難であるため、力積が目標値を下回らないよう荷重調整を実施した。目標載荷回数は、2.1節で述べた繰り返し通過の状況に加え、それ以降のさらなる繰り返し通過の衝撃に対する部材損傷も確認するため、10万回とした。

供試体の設置例を図8に示す。本試験は、図5で述べたように重錘挙動を安定させるため、受け側の軌道部材がレール開口部を中心に対になるよう設置した。なお、評価にあたっては、図8に示す、レール開口部を中心に対称に配置した供試体のうち、北側のレールおよびレール締結装置を対象として各種測定を実施した。以

表4 試験条件

項目	諸元
レール	JIS 50kgN Rail
レール締結装置	線ばね形レール締結装置
軌道パッド	110MN/m
レール締結間隔	750mm
試番	1 直線・レールの損傷確認 (レール開口部が受け側まくらぎ端)
	2 直線・レール締結装置の損傷確認 (レール開口部が去り側まくらぎ端)
	3 曲線・レール締結装置の損傷確認 (レール開口部が去り側まくらぎ端)
試験荷重(ノ片レール) 載荷時間, 力積	試番 1: 170kN, 8msec, 680N・s
	試番 2: 100kN, 19msec, 950N・s
	試番 3: 98kN, 23msec, 1127N・s
載荷回数	100,000 回

下に、各試番の詳細条件を記載する。

3.1.1 試番1 (直線・レールの損傷確認試験)

試番1は、レールの損傷確認試験として、直線でレール開口部が受け側まくらぎ端部にある条件を設定した。これは、レール開口部が受け側まくらぎ端部にある場合(図7(a))には、去り側と受け側レールに段違いが生じ、受け側レールに大きな負荷がかかると考えられるためである。想定する走行速度は100km/hで、目標の試験荷重、作用時間、力積は170kN、8msec、680N・sとした。

3.1.2 試番2 (直線・レール締結装置の損傷確認試験)

試番2は、レール締結装置の損傷確認試験として、直線でレール開口部が去り側まくらぎ端部にある条件を設定した。これは、レール開口部が去り側まくらぎ端部にある場合(図7(b))には、受け側レールが片持ち梁のような状態となる。この状況下では、レール端部と支点となるレール締結装置の距離が長くなり、乗り移り時にレール締結装置に大きな負荷がかかると考えられるためである。想定する走行速度は100km/hで、目標の試験荷重、作用時間、力積は100kN、19msec、950N・sとした。

3.1.3 試番3 (曲線・レール締結装置の損傷確認試験)

試番3は、レール締結装置の損傷確認試験として、曲線でレール開口部が去り側まくらぎ端部にある条件を設定した。これは、曲線走行時には輪重のほか横圧も発生するため、これらが作用する影響を確認するためである。想定する曲線の諸元は、半径620m、カント50mm、走行速度は90km/hで、目標の試験荷重、作用時間、力積は98kN、23msec、1127N・sとした。なお、試験機の特性上、2方向から同時に荷重を加えることはできないため、曲線条件では輪重と横圧の合力を試験荷重とし、その合力の角度分だけ供試体を傾けて設定した。なお、曲

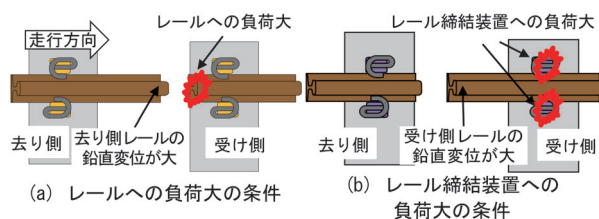


図7 レール開口部の配置に応じた試験条件設定

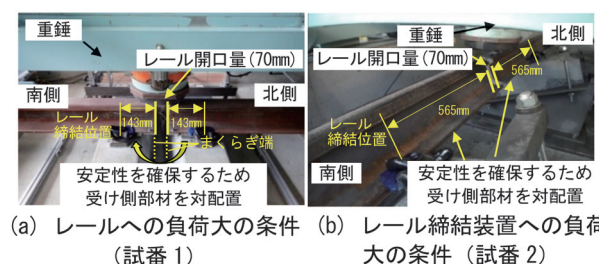


図8 供試体の設置例

線におけるレールの損傷確認試験については、曲線走行時に生じる車輪フランジとレールの接触状態を模擬することが困難であるため、本検討では対象外とした。ただし、3.2節で後述する試番1の結果より、曲線におけるレールの損傷状態も実験による推定式より概ね推定可能であると考えられる。

3.2 直線・レールの損傷確認試験（試番1）¹¹⁾

3.2.1 試験方法

試験の実施状況および試験荷重の例を図9に示す。荷重は、ロードセルでの測定値を2で除して片レールあたりに換算した。なお、2本のレールに均等に荷重が加わるように、事前に各レールの加速度を測定しその加速度が同等となるよう荷重位置を調整した。図9(b)に示す試験時の荷重を確認すると、目標とする衝撃荷重170kN、作用時間8msec、力積680N・sに対し、1波目の荷重では、衝撃荷重170.5kN、作用時間10msec、力積852.5N・sで目標とする荷重条件の力積を上回るものであった。なお、1波目のあとにも2波目、3波目が発生している。これは重錘が落下した後に跳ね上がり、その後再落下を繰り返した結果である。重錘の跳ね上りを制御することは困難であるが、2波目の衝撃荷重は65.1kN、作用時間は11msec、力積は358.1N・sで目標とする荷重条件の力積を大きく下回るものであったことから、本検討においては荷重回数としてカウントしないものとした。また、評価対象のレール頭頂面の塑性変形量を確認するため、レールの断面形状を測定した。測定箇所はレール端面からレール長手方向に5mmの位置とし、レール頭頂面中央の鉛直方向の落ち込み量を確認した。

所はレール端面からレール長手方向に5mmの位置とし、レール頭頂面中央の鉛直方向の落ち込み量を確認した。

3.2.2 試験結果

載荷回数10万回後のレール頭頂面の塑性変形量およびレール頭頂面付近の状況を図10に示す。レールの断面形状測定の結果、塑性変形によるレール頭頂面の落ち込み量は、10万回載荷後において1.2mmであり、レール継目部でレールの段違いが3mm程度までは発生している報告¹²⁾もあることも踏まえると、この変形量は小さく、ただちに走行安全上の問題が生じるものではないと考えられる。その他に、レールの欠損やき裂の発生などは認められなかった。また、塑性変形によるレール頭頂面の落ち込みは載荷回数5万回程度までに一定値に収束する傾向がみられた。この結果より、レール開口部通過時の衝撃荷重に対して、レールは一部塑性変形するものの、その変形量は一定値に漸近収束し、10万回程度の載荷では破壊に至るものではないことを確認した。

また、レール開口部の衝撃荷重に対するレール頭頂面の最大塑性変形量について、浦川ら⁶⁾は式(1)に示す実験に基づいた推定式を提案している。

$$Z_{pmax} = \frac{-\beta + \sqrt{\beta^2 + 4\alpha \frac{P_a}{\sigma_y}}}{2\alpha} \quad (1)$$

Z_{pmax} : レールの最大塑性変形量 (mm), P_a : 衝撃荷重 (kN), σ_y : レール降伏応力 (N/mm²) (参考値 450N/mm²), α, β : 幾何形状係数 (参考値 $\alpha = 121.14, \beta = 231.39$)

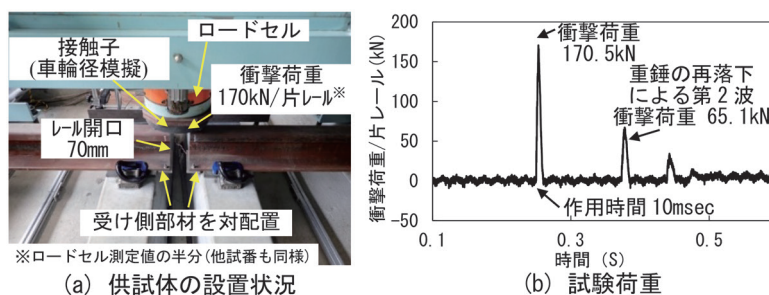


図9 試番1の実施状況および試験荷重

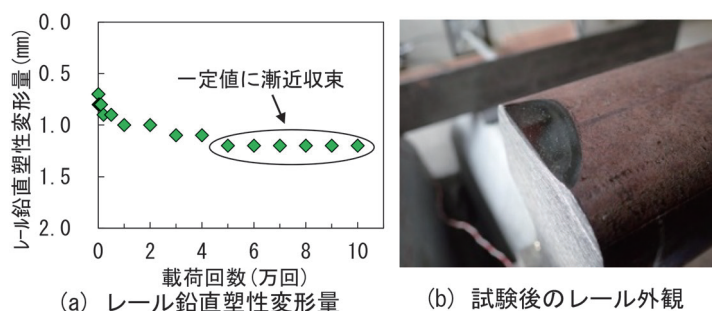


図10 試番1の試験結果

上記の実験式に、試験条件である衝撃荷重 170kN を適用し、最大塑性変形量を推定すると 1.05mm となり、試験結果の 1.2mm と比べ、87.5% の精度で一致するものであった。このことより、衝撃荷重によるレール頭頂面の塑性変形量については推定可能であると考えられる。

3.3 直線・レール締結装置の損傷確認試験（試番 2）¹³⁾

3.3.1 試験方法

試験の実施状況および試験荷重の例を図 11 に示す。図 11 (b) に示す試験時の荷重を確認すると、試番 1 に比べ繰り返し衝撃が多く発生していることがわかる。これは、レールが片持ち梁のような状況となっているため、重錘衝突時にレールに弾性的な曲げ変形が生じることで、重錘に対しばねで受けるような状態になるため、衝撃の回数が増えているものと考えられる。また、衝撃荷重の値は、目標とする衝撃荷重 100kN、作用時間 19msec、力積 950N・s に対して、1 波目は 117.7kN、21msec、1235.9N・s と目標とする荷重条件の力積を上回るものであった。また、2 波目の衝撃荷重、作用時間、力積は 80.2kN、28msec、1122.8N・s であり、2 波目も目標とする荷重条件の力積を上回るものであったことから、載荷回数としてカウントすることとした。ただし、3 波目の衝撃荷重、作用時間、力積は、57.9kN、21msec、608.0N・s であり、目標とする荷重条件の力積を下回るものであったことから、3 波目以降は載荷回数としてカウントしないものとした。なお、本試験では、衝撃荷重を繰り返し受けた後のレール締結装置の機能を確認するため、試験終了後にレール締結装置のレール押さえ力を測定した。

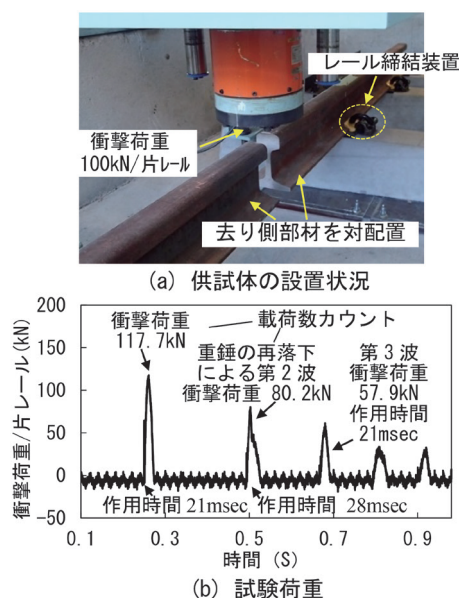


図 11 試番 2 の実施状況および試験荷重

3.3.2 試験結果

載荷回数 10 万回後のレール締結装置の外観を図 12 に示す。試験の結果、レール締結装置の外観上の損傷等は確認されなかったが、レール締結装置を構成するクリップが未使用品に比べ、鉛直上向きに 1.6mm 程度塑性変形していることが確認された。これは、受け側レールが片持ち梁のような状況でレール端部に衝撃荷重が加わり、その結果、支点となるレール締結装置のクリップにレール押さえ力を超える鉛直上向きの力が繰り返し作用したためと考えられる。なお、試験後のレール押さえ力は、クリップ 2 つあたりの押さえ力が 21.2kN で、クリップ 1 つあたりの押さえ力は平均して 10.6kN であった。これは、今回試験に用いた線ばね形レール締結装置のレール押さえ力の公称値である 12.0kN と比較して 11.7% 低下しているものであった。レール押さえ力が低下した状態におけるレール締結装置の性能については、過去に同種のレール締結装置で、クリップ 1 つあたりの押さえ力が 9.3kN まで低下した条件にて、列車荷重相当の試験荷重を 100 万回繰り返し載荷する性能確認試験が実施された。その結果、試験終了後のレール締結装置に異常はみられないことが報告されている¹⁴⁾。過去の検討では、レール開口部を対象としたものではないため、今回実施した重錘落下試験結果と直接対応するものではないが、過去の検討結果を考慮すると、本試験によるレール締結装置の機能低下がレールの保持機能を著しく低下させるものではないと考えられる。

3.4 曲線・レール締結装置の損傷確認試験（試番 3）¹⁵⁾

3.4.1 試験方法

試験の実施状況および試験荷重の例を図 13 に示す。本試験では、曲線通過中の輪重・横圧を模擬するため、図 13 (a) に示すように供試体を傾斜させ、輪重・横圧の合力を衝撃荷重として設定した。

図 13 (b) に示す試験時の荷重を確認すると、これまでの試番と同様に 1 波目の衝撃の後に繰り返し衝撃が生じている。また、衝撃荷重の値は、目標とする衝撃荷重 98kN、作用時間 23msec、力積 1127N・s に対して、1 波目は 102.9kN、27msec、力積 1389.2N・s と目標とする荷重条件の力積を上回るものであった。また、2 波目の衝

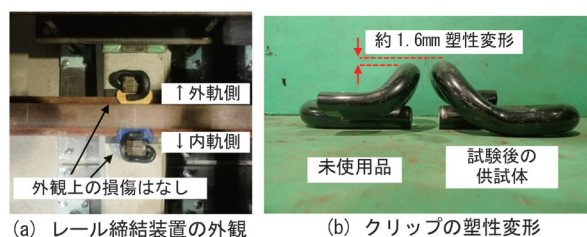


図 12 試番 2 における載荷後のレール締結装置の外観

撃荷重、作用時間、力積は47.7kN, 35msec, 834.8N・sであり、目標とする荷重条件の力積を下回るものであったことから載荷回数としてカウントしないものとした。なお、試験後のレール締結装置の機能確認のため、試番2と同様に試験後にレール締結装置のレール押さえ力を測定した。

3.4.2 試験結果

試験の結果、5.5万回載荷後にレール締結装置の樹脂部材であるインシュレーターが損傷した。5.5万回載荷後のレール締結装置の外観を図14に示す。損傷の過程としては、載荷回数3万回程度までは変状はみられなかったが、図15(a)に示すように3.2万回程度で軌間外側のレール締結装置の樹脂部材であるインシュレーターにき裂が生じ、最終的に5.5万回で損傷するものであった。これは、受け側のレールが片持ち梁のような状況で、曲線通過による衝撃的な横圧がレール端部に作用することで、支点となるレール締結装置には衝撃的な横方向の荷重が生じたためと考えられる。その荷重は、レール、インシュレーター、クリップを固定するショルダー部へと力が伝達されるが、その中で樹脂部材であるインシュレーターの強度が最も小さいため、き裂および損

傷に至ったものと考えられる。なお、重錘落下挙動が安定しなかったため、5.5万回載荷後に試験を終了した。

次に、試験後のレール締結装置のレール押さえ力を測定した。なお、インシュレーターが損傷した状態では、クリップのたわみ量が小さくなるため、レール押さえ力が低下する。そこで、インシュレーターが損傷した影響を排除した条件で、クリップ自体の塑性変形によるレール押さえ力の低下量を確認するため、新品のインシュレーターを用いて、レール押さえ力の測定を実施した。測定の結果、クリップ1つあたりのレール押さえ力は11.2kNであり、公称値のレール押さえ力12.0kNと比較すると6.7%低下していた。ただし、3.3節で述べたように、この低下量はレール保持機能を著しく低下させるものではないと考えられる。

続いて、インシュレーターの損傷を考慮し、片側のインシュレーターがない状態におけるレール押さえ力について検討を行った。ただし、片側のインシュレーターがない状態では、安定したレール押さえ力の測定試験が実施できない。そこで、図16に示す解析モデル¹⁶⁾を用いて、片側のインシュレーターがない状態におけるレール押さえ力の算定を行った。解析モデルは、構成部材を三次元ソリッド要素でモデル化しており、また、クリップは弾塑性材料とし、応力・ひずみ特性はクリップの直線部から材料試験片を切り出して引張試験を行って設定している。レールおよびインシュレーターは線形弾性体、軌道パッドは非線形弾性体とし、公称ばね定数が得られるよう弾性係数を設定している。本解析では、左右ともにインシュレーターを介した状態で締結された解析モデルから片側のインシュレーターを除外し、その状態におけるレール押さえ力を算定する解析を実施した。解析に用い

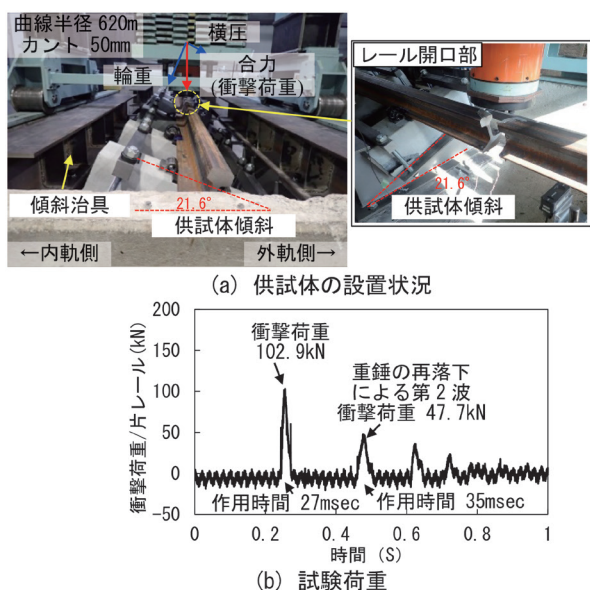
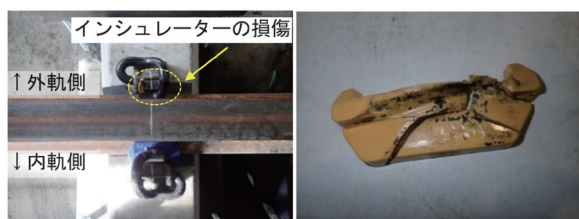


図13 試番3の実施状況および試験荷重



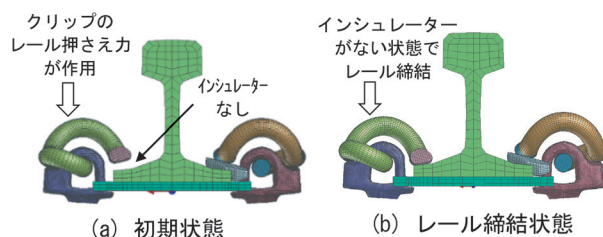
(a) き裂の発生初期 (b) インシュレーターの喪失直前



(a) レール締結装置の外観 (b) インシュレーターの損傷

図14 試番3における載荷のレール締結装置の外観

図15 インシュレーターの損傷推移



(a) 初期状態 (b) レール締結状態

図16 解析モデルの外観

た物性値を表5に示す。

解析の結果、インシュレーターがない側のクリップのレール押さえ力は3.5kNであった。一方、インシュレーターがある側のクリップのレール押さえ力は12.0kNで、左右2つのクリップの押さえ力は15.5kNであり、これは一般的な板ばね形のレール締結装置のレール押さえ力と同等程度の押さえ力を有している¹⁷⁾。このため、インシュレーターが損傷したのちも不完全なレール締結状態ではあるがレールの保持機能は保たれているものと考えられる。以上の結果より、曲線中のレール開口部での車両の繰り返し通過を想定した衝撃荷重に対しては、レール締結装置を構成する樹脂部材のインシュレーターの強度が重要であることが確認された。

3.5 考察

前節までの結果から、レール開口部の車両の繰り返し走行時における軌道部材の損傷について、実験的検討により明らかにした。具体的には、直線区間ではレールおよびレール締結装置は、レール開口部通過時の衝撃荷重に対し、レールでは頭頂面で約1.5mmの塑性変形が、レール締結装置ではクリップに約1.6mmの塑性変形がみられるものの、大きな損傷はみられないことを確認した。そのため、今回検討した条件下においては、直線区間の車両の繰り返し通過時におけるレールおよびレール締結装置の強度上の問題は生じないものと考えられる。曲線区間では、レール開口部通過時の横圧の影響により、レール締結装置を構成する樹脂部材のインシュレーターが損傷する可能性があることがわかった。しかしながら、ただちに損傷に至るものではなく、3万回程度までは問題がみられないことを確認した。そのため、今回検討した条件下において、曲線区間では3万軸程度の繰り返し通過であればレール締結装置の強度上の問題は小さいものと考えられる。なお、本結果は今回検討した限られた条件下におけるものであるが、その他の異なる軌道構造等においては、今回の荷重条件および試験結果を基に数値解析等により明らかにすることが可能であると考えられる。

4. おわりに

本研究では、レール開口部での車両の繰り返し通過時における軌道部材の損傷に関する基礎的な知見を得るため、レール開口部通過時の衝撃荷重を模擬可能とする重錘落下試験装置を開発し、繰り返しの重錘落下試験により軌道部材の損傷確認を実施した。主な結果は以下のとおりである。

- (1) 開発した重錘落下試験装置を用いることで、開口部通過時の衝撃荷重を繰り返して軌道部材に与えることが可能となった。
- (2) 直線でレールに負荷がかかる条件を想定した繰り返しの重錘落下試験を実施した結果、10万回の繰り返し载荷に対して、レール頭頂面の塑性変形量は1.2mm程度であった。レール継目部で継目落ちによる段違い量が3mm程度までは発生していることを考慮すると、この変形量は小さいものであった。
- (3) 直線でレール締結装置に負荷がかかる条件を想定した繰り返し重錘落下試験を実施した結果、10万回の繰り返し载荷に対して、レール締結装置の外観上の顕著な損傷はみられないことを確認した。また、試験後にレール締結装置の機能確認として、レール締結装置のレール押さえ力測定を実施した結果、繰り返しの衝撃荷重により押さえ力が11.7%低下するものの、レールを締結する機能は保持されていることを確認した。
- (4) 曲線でレール締結装置に負荷がかかる条件を想定した繰り返し重錘落下試験を実施した結果、5.5万回程度の繰り返し载荷において、樹脂部材であるインシュレーターが損傷する結果となった。ただし、3万回程度までは問題がみられなかったことから、ただちにレール締結装置に問題が生じるものではないことを確認した。

今後は、本研究で得られた知見を基に、異なる軌道構造での評価を進めていく予定である。

文献

- 1) 日本鉄道電気技術協会：鉄道電気技術者のための信号概論—軌道回路, 2015
- 2) M. Dhanasekar, Wirtu, L. Bayissa, M. Dhanasekar, High speed detection of broken rails, rail cracks and surface faults, CRC for Rail Innovation (An Australian Government Initiative), 2011.
- 3) 馬場裕一, 宮林直樹：無線式列車制御システムの技術動向と展望, 電気学会誌, 141巻, 7号, pp.407-410, 2021
- 4) 細田充, 相澤宏行, 山本隆一：軌道回路に代わる車上式

表5 解析諸元

部材	材料モデル	ヤング率	ポアソン比
レール	弾性体	2.06×10^5 N/mm ²	0.3
インシュレーター	弾性体	3.00×10^3 N/mm ²	0.35
ショルダー/ ベースプレート	剛体	-	-
軌道パッド	非線形 弾性体	*1	-
クリップ	弾塑性体	*2	0.3

*1 圧縮試験による実験値を使用

*2 材料試験により得られた応力-ひずみ曲線を使用

- レール破断検知システム, 鉄道総研報告, Vol.36, No.3, pp.17-22, 2022
- 5) 塩田勝利, 西宮裕騎: 軌道条件および車両条件を考慮したレール損傷箇所の走行安全性の体系的評価, 鉄道工学シンポジウム論文集, Vol.26, pp.225-232, 2022
 - 6) 浦川文寛, 西宮裕騎, 清水紗希, 太田晋一: 繰り返し重錘落下試験による開口部のレール塑性変形進み特性の把握, J-RAIL2018, No.18-83, 2018
 - 7) 片岡宏夫, 西宮裕騎, 平出社司: スラブ軌道におけるロングレールの敷設範囲拡大, 鉄道総研報告, Vol.29, No.8, pp.11-16, 2015
 - 8) 西宮裕騎: 動的陽解法有限要素法を用いた鉄道車両の走行解析手法の構築, 土木学会論文集 A2 (応用力学), 第 74 巻, 第 2 号, pp.649-660, 2018
 - 9) 安田新太郎, 塩田勝利, 西宮裕騎, 中野哲也: レール破断箇所の繰り返し通過を想定した重錘落下試験装置の製作, 土木学会第 76 回年次学術講演会, VI-322, 2021
 - 10) 安田新太郎, 塩田勝利, 西宮裕騎: レール損傷箇所通過時の繰り返し衝撃荷重を模擬可能な重錘落下試験装置の開発, 日本鉄道施設協会誌, Vol.60, No.6, pp.54-57, 2022
 - 11) 中野哲也, 西宮裕騎, 塩田勝利, 安田新太郎: 繰り返し重錘落下試験によるレール頭頂面端部の塑性変形進みの評価, 土木学会第 76 回年次学術講演会, VI-317, 2021
 - 12) 船山宣一, 小野寺孝行, 永井康裕: 継目部における段違い除去のためのレール削正手法の取り組み, 土木学会第 58 回年次学術講演会, IV-075, 2003
 - 13) 額額智也, 西宮裕騎, 塩田勝利, 安田新太郎: 直線区間のレール損傷箇所通過時の衝撃荷重がレール締結装置の耐久性に与える影響評価, 土木学会第 77 回年次学術講演会, VI-413, 2022
 - 14) 弟子丸将, 本野貴志, 片岡宏夫, 若月修: 急曲線部における線ばね形レール締結装置の適用区分の検討, 鉄道総研報告, Vol.26, No.2, pp.37-40, 2012
 - 15) 安田新太郎, 西宮裕騎, 塩田勝利, 額額智也: 曲線区間のレール損傷箇所通過時の衝撃荷重がレール締結装置の耐久性に与える影響評価, 土木学会第 77 回年次学術講演会, VI-414, 2022
 - 16) Nishinomiya, Y., A method for simulating stress of round bar rail clips using nonlinear elastic-plastic dynamic explicit FEA, Proc. of the 12 th Int. Conf. on Railway Engineering 2013, 2013.
 - 17) 田淵剛, 阿部則次, 若月修: 新形直結系軌道用レール締結装置の開発, 土木学会第 58 回年次学術講演会, IV-081, 2003