

継目部用レール締結装置 1 組に対する載荷試験方法の構築

玉川 新悟* 弟子丸 将* 山本 智之**

Test Method for Loading Tracks Composed of a Set of Rail Fastening Systems for Rail Joints

Shingo TAMAGAWA Tadashi DESHIMARU Tomoyuki YAMAMOTO

This study aims to establish a test method for loading test tracks composed of a set of rail fastenings for rail joints. The authors of this paper constructed FEM models for railway tracks which represent rail joint parts accurately and performed the FEM analysis. The FEM results are in good agreement with the results of a loading test on a test track composed of plural sets of rail fastenings. On the basis of the FEM model, the authors proposed the test method for loading test tracks composed of a set of rail fastenings and compared the test results of a set of rail fastenings and plural sets of rail fastenings. The results show that rail head displacement and rail tilting angles obtained from a single set of rail fastenings are in good agreement with those obtained from plural sets of rail fastenings. Therefore, the proposed method based on the FEM model is available to evaluate the performance of rail fastenings system for rail joints.

キーワード：レール継目部，レール締結装置，性能照査，載荷試験，FEM

1. はじめに

レールをまくらぎや軌道スラブに固定するレール締結装置には、列車からの繰り返し荷重に対して安全を確保するための性能（疲労破壊に関する安全性）が要求される。鉄道構造物等設計標準・同解説 軌道構造¹⁾では、レール締結装置の疲労破壊に関する安全性を照査するにあたり、列車荷重を模擬した載荷試験による方法を定めている。すなわち、次に示す2つの試験法の片方を選択し、車両や軌道の条件に応じた設計荷重に対して、レールの小返りによる締結ばねの応力やレール頭部の水平変位が許容限度内に収まることを照査している¹⁾。

(a) 試験軌道に対する載荷試験による方法

(b) レール締結装置 1 組に対する載荷試験による方法

図 1 に両方法による載荷試験の例を示す。(a)の方法は、複数組のレール締結装置で構成した試験軌道に対して載荷を行うものであり、(b)の方法と比較して、より実際の軌道に近い試験体を用いた試験である。本方法を採用した場合、レールに載荷する試験荷重は、表 1 に示す設計荷重が用いられる²⁾。一方、(b)の方法は、1組のレール締結装置で構成した試験体に対して載荷を行うものである。本方法は、(a)の方法と比較して使用する部材数、試験準備に要する労力や試験装置の制約が少ないため、標準的に用いられている。(b)の方法を用いる場合、レールに載荷する試験荷重は、軌道による設計荷重の分散効果を考慮する必要がある。すなわち、図 2 に

示すように、軌道に対して表 1 の設計荷重が作用した際に、本荷重を分散させたレール圧力、レール横圧力、小返りモーメントをレール締結装置 1 組に作用させる必要がある。なお、レール圧力とレール横圧力は、輪重と横圧が軌道に作用した際に、レール締結装置 1 組分に作用する鉛直方向と水平方向の分散力である。また、小返りモーメントは、レールの小返りによりレール締結装置 1 組に作用するモーメントである。これらの分散力は、レール締結装置の構造やばね特性に依存するため、レール締結装置の種類やまくらぎの支持状態に応じて算定す



(a) 試験軌道に対する載荷試験による方法 (b) レール締結装置 1 組に対する載荷試験による方法

図 1 レール締結装置の疲労破壊に関する安全性の照査における載荷試験法

表 1 レール締結装置の設計荷重（在来線の場合）

荷重種別	直線・曲線の区別 (R: 曲線半径)	A 荷重	B 荷重
輪重	直線および曲線	98kN	86kN
	R < 600m	60kN	30kN
横圧	600m ≤ R < 800m	45kN	22kN
	800m ≤ R	30kN	15kN

A 荷重：ごく稀に発生する極大荷重

B 荷重：しばしば発生する最大荷重

* 軌道技術研究部 軌道構造研究室

** 元 軌道技術研究部 軌道構造研究室

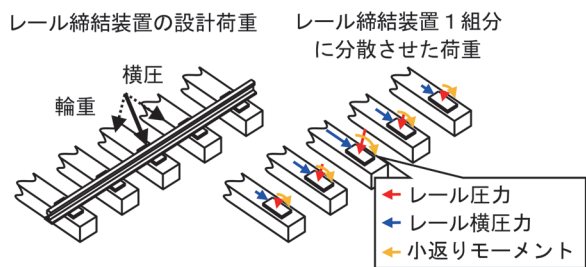


図2 レール締結装置1組に作用する力の概念図（簡単のためA荷重側のみで記載）

る必要がある。

従来、前述（b）の試験法を採用した際のレール圧力、レール横圧力、小返りモーメントの算定には、連続弾性床上の梁理論³⁾とレールの小返り理論⁴⁾が用いられていた。しかしながら、これらの理論解と軌道の载荷試験の結果には、乖離が生じることが報告されていた⁵⁾。これに対して著者らは、軌道のFEM解析モデルを構築し、本解析モデルを用いて分散力を算定することで、前述（b）の試験法の荷重条件を決定する方法を提案している⁶⁾。ただし、本解析モデルは、レール継目部を除く一般部のレール締結装置を対象としたものであり、レール継目部用のレール締結装置には適用できない。

そこで本研究では、レール継目部に対応した軌道のFEM解析モデルを構築し、上記の分散力を算定することで、継目部用レール締結装置1組に対する载荷試験の方法を確立することを目的とした。なお、本稿は、著者らが投稿した文献7の一部を抜粋し、編纂したものである。

2. レール継目部に対応したFEM解析モデル

本研究では、標準的な継目構造である普通継目を対象とした。図3に普通継目を模擬した軌道のFEM解析モデルを示す。本解析モデルでは、様々な種類のレール締結装置に対応するため、レール締結ばねや軌道パッド、まくらぎの形状を可能な限り簡略化した。レールは、曲げねじりと水平曲げ変形を考慮するため、ソリッド要素でモデル化した。継目板と継目板ボルトは、継目部の剛性を考慮するため、ソリッド要素でモデル化した。レールとの接触についてはギャップ要素でモデル化した。また、継目板ボルトによる継目板の締め付け効果は、継目板ボルトに温度低下を与えることによる圧縮軸力により考慮した。レール締結ばねによるレールの鉛直方向の支持効果は、先端ばねとして非線形弾性を考慮したばね要素でモデル化した。また、レール締結装置全体のレール水平方向の支持効果は横ばねとして、非線形弾性を考慮したばね要素でモデル化した。なお、横ばねは、レール締結ばねが継目板を支持する効果とタイププレートがレール底部を支持する効果に区分している。軌道パッドを想定し

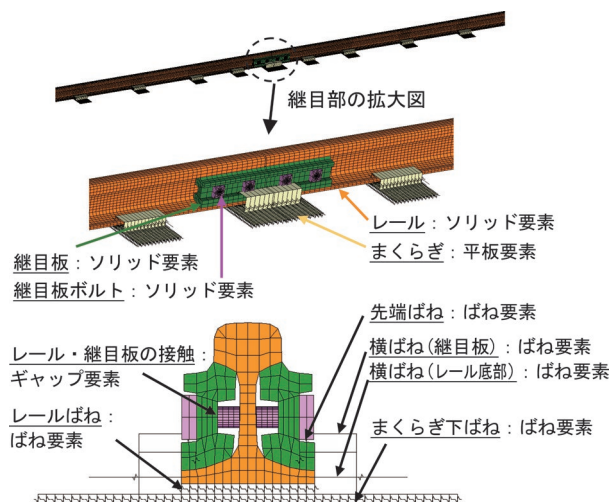


図3 普通継目部を模擬した軌道のFEM解析モデル（50kgNレールの場合）

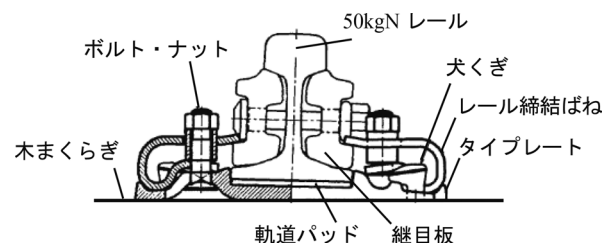


図4 H形レール締結装置（50kgNレール用）

たレール下ばねと、バラスト・路盤を想定したまくらぎ下ばねも、締結ばねと同様に非線形弾性を考慮したばね要素とした。また、まくらぎは平板要素でモデル化した。継目部とその前後の一般部の各ばねの特性やレールとの接続位置は、レール締結装置の種類に応じて任意に設定できるものとした。また、支え継ぎとかけ継ぎの違いとまくらぎの配置間隔および総数も任意に設定可能としている。継目部の遊間は、一般的な6mmとした。

本稿に示すFEM解析は、汎用ソフトウェアのNas-tranによる幾何学的非線形性を考慮した静的解析とした。

3. レール締結装置のばね特性の取得と解析モデルの妥当性検証

3.1 ばね特性の取得

本節では、レール締結装置のばね特性を前節の解析モデルに反映させるために、ばね特性の取得試験を実施した。本試験では、支え継ぎ構造の普通継目部で一般的に使用されているH形レール締結装置（図4）を対象とした。

図5にレール下ばね特性、先端ばね特性および横ばね特性の取得試験の状況を示す。本試験は、一般部用のレール締結装置のばね特性を把握する試験と同じ方法⁶⁾で実施している。

図6に各試験で得られた荷重と変位の関係を示す。図

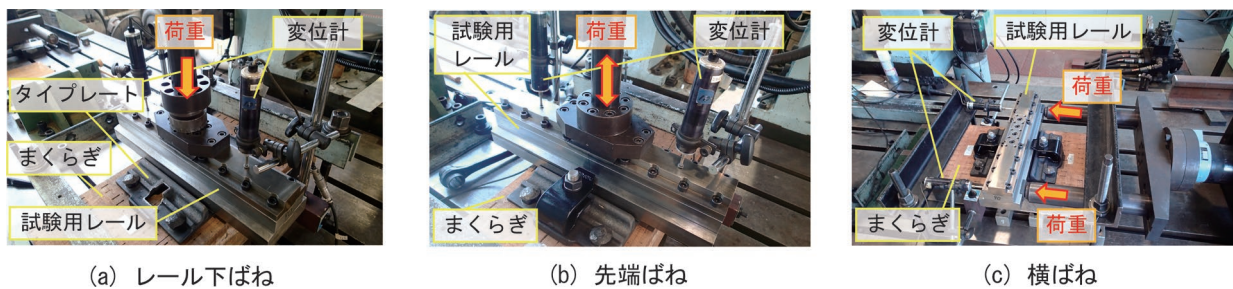


図5 レール締結装置のばね特性の取得試験

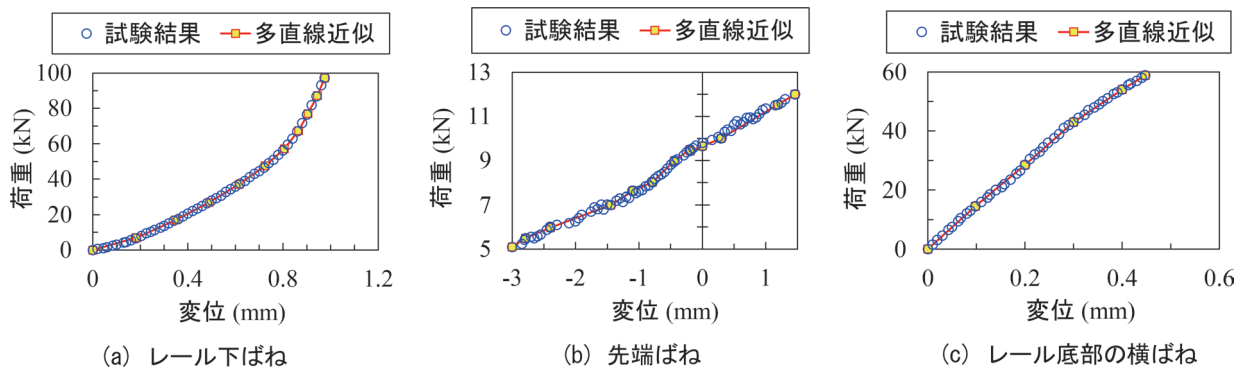


図6 ばね特性の試験結果

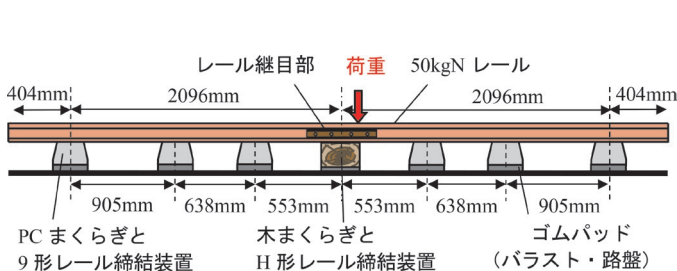


図7 試験軌道の構成図

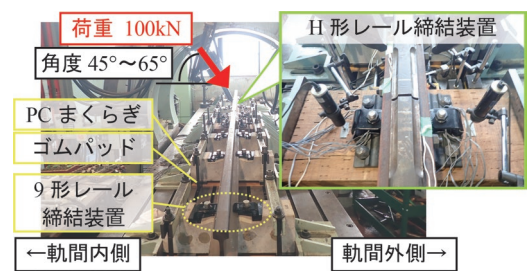


図8 载荷試験の状況

中には、FEM 解析モデルに反映させるために試験結果を多直線で近似した結果を併記している。これらの結果を FEM 解析モデルに導入する際には、図 6 の荷重をそれぞれレール下ばね、先端ばね、レール底部の横ばねの総数で除し、ばね 1 本あたりの値としている。また、レール締結ばねが継目板を横方向に支持する継目板の横ばねとして、継目板を押えるレール締結ばねの締結力 P_0 が先端ばねの取得試験より 9.7kN であったことを踏まえ、鉄鋼材料同士の接触において一般的な摩擦係数 0.3 を締結力 P_0 に乗じて摩擦力を考慮した。さらに、まくらぎ下ばねは、41.4kN/mm のばね定数とした。ここでは、次節に示す試験軌道による载荷試験と比較するため、道床と路盤を模擬したまくらぎ下ばねの一例として、まくらぎ下に設置したゴムパッドの公称ばね定数を用いている。

3.2 試験軌道の载荷試験と解析モデルの妥当性検証

本節では、2 章で示した FEM 解析モデルの妥当性を

検証するため、試験軌道による载荷試験を行い、試験結果と本試験を再現した解析結果を比較した。図 7 に普通継目部を有する試験軌道の構成を示す。試験軌道は、木まくらぎによる支え継目部を有する全長 5m の片側レール分とし、継目部の前後に一般部として計 6 体の PC まくらぎを配置している。

図 8 に载荷試験の状況を示す。本試験では、試験軌道のレール頭部に斜め方向の荷重 100kN を载荷し、荷重とレールの水平変位および小返り角の関係を把握した。

一方で、上記に示した試験軌道の载荷試験と比較するため、2 章に示した解析モデルを用いた FEM 解析を実施した。解析モデルの全長は 5m とし、試験軌道と同じ部材の構成とした。レール継目部の H 形レール締結装置のばね特性は、3.1 節で得られた結果を用いた。また、継目部の前後の 9 形レール締結装置のばね特性は、過去に実施したばね特性の試験結果⁶⁾を用いた。さらに、継目板の締め付け効果を模擬した継目板ボルトの温度低

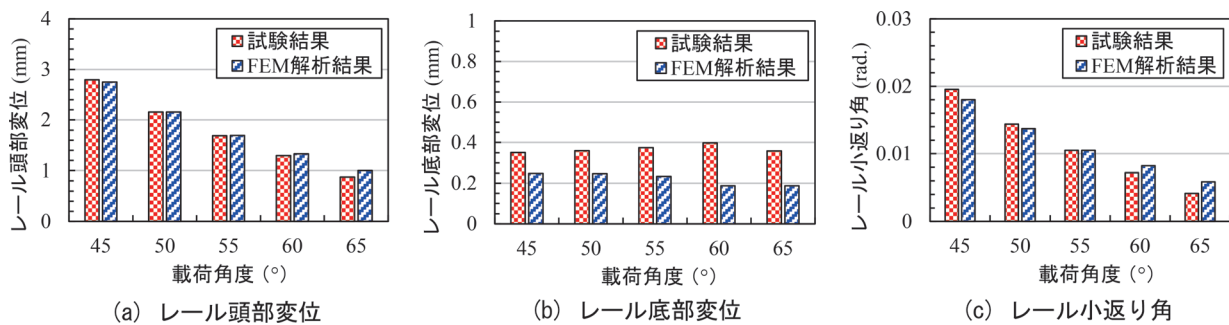


図9 試験軌道の荷重試験結果と FEM 解析結果の比較 (荷重 100kN 荷重時)

下量は -300.4°C とした。本値は、事前に温度低下量を変化させた FEM 解析を複数回行い、目標としたボルト軸力 127kN (緊締トルク 500N・m 相当) になるように決定している。

図9に試験軌道の荷重試験と FEM 解析で得られたレール頭部変位と底部変位、レール小返り角を比較して示す。図9より、レール頭部変位の解析値は、試験値の 0.98 倍~1.14 倍であり、概ね良好に一致している。また、レール小返り角の解析値は、荷重角度 65° で試験値の 1.41 倍となり若干の差がみられるものの、小返り角度が大きくなる荷重角度 $45^{\circ}\sim 60^{\circ}$ では試験値の 0.92 倍~1.14 倍と良好に一致している。一方で、レール底部変位の解析値は、試験値の 0.47 倍~0.71 倍であり、試験値と十分に一致しない結果であった。ただし、レール底部変位の解析値と試験値の差は最大でも 0.2mm 程度であり、両者の差がレールやレール締結装置の応答に及ぼす影響は小さいと考える。

以上のように、レール継目部に対応した FEM 解析モデルは、レール締結装置の性能を評価するうえで重要となるレール頭部変位およびレール小返り角の試験結果を概ね再現していることから、継目部用のレール締結装置の応答を推定するうえで妥当なものであると考える。

4. 継目部用レール締結装置 1 組に対する荷重試験方法の検討と妥当性の検証

4.1 レール締結装置 1 組に対する荷重試験方法の検討

継目部用レール締結装置の設計荷重のうち、A 荷重 (ごく稀に発生する極大荷重) は、継目部を通過する車両の衝撃荷重を考慮し、表 1 に示した A 荷重の各値に対して次式に示す速度衝撃係数 k を乗じるのが一般的である⁸⁾。なお、B 荷重 (しばしば発生する最大荷重) は一般部用レール締結装置と同様に表 1 の値としている。

$$k = (1 + 0.5 v / 100) / 1.3 \quad (1)$$

ここに、 v : 列車速度 (km/h) である。ただし、速度

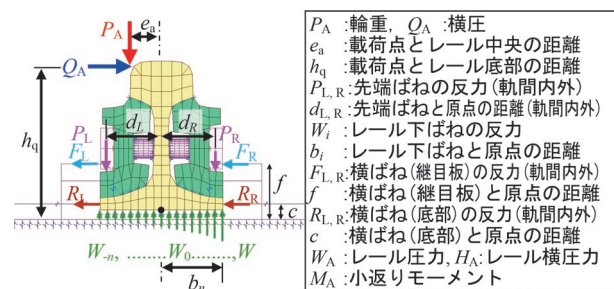


図 10 FEM 解析モデルの荷重点直下の力のつり合い

衝撃係数 k は 1.0 以上の値 ($v \geq 60\text{km/h}$) とする。

上記の設計荷重が軌道に作用した際に、レール締結装置 1 組分に作用する分散力 (レール圧力、レール横圧力、小返りモーメント) は、FEM 解析モデルを用いて算定できる。すなわち、FEM 解析モデルに A 荷重の輪重 P_A と横圧 Q_A が作用した場合、レール圧力 W_A 、レール横圧力 H_A 、小返りモーメント M_A は、次式に示すように、対象とするレール締結装置の各ばねの反力の総和を計算することで得られる。ここで、各式の記号は図 10 に示す通りである。なお、B 荷重についても同様である。

$$W_A = \sum_{i=-n}^n (W_i) - (P_L + P_R) \quad (2)$$

$$H_A = R_L + R_R + F_L + F_R \quad (3)$$

$$M_A = \sum_{i=1}^n (W_i \cdot b_i) - \sum_{i=-n}^{-1} (W_i \cdot b_i) + (P_L \cdot d_L - P_R \cdot d_R) + (R_L + R_R) \cdot c + (F_L + F_R) \cdot f \quad (4)$$

レール締結装置 1 組で荷重試験をする場合には、式 (2)~(4) で算定した分散力をレールに作用させればよい。ただし、通常のレールの高さで上記のレール圧力とレール横圧力を荷重した場合、小返りモーメントが過大となり、式 (4) を満足するモーメントは得られない。このため、荷重点高さが通常のレールよりも低い試験用

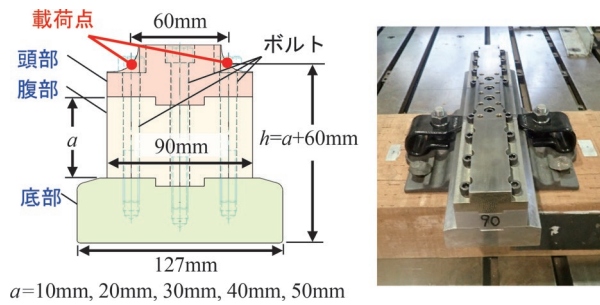


図 11 継目部の試験用レール (50kgN レール用)

レールを使用する必要がある。

そこで本研究では、図 11 に示す継目部の試験用レールを製作した。本レールは、頭部、腹部、底部の 3 つのパーツから構成され、頭部と底部を共通部材とし、腹部を調整部材とすることで高さ調整を図ったものである。

上記の試験用レールを用いて、式 (2)~(4) で得られた A 荷重と B 荷重の分散力を軌間内側と外側から交互に載荷する場合、力とモーメントのつり合いより、試験荷重 L_A 、 L_B 、載荷角度 θ_A 、 θ_B および載荷点高さ h は以下の式で表される。各式の記号は図 12 に示す通りである。なお、 L_0 は試験時の安定性を考慮し、 L_A もしくは L_B の載荷時に反対側から載荷する荷重であり、一般的に 5kN ~ 10kN 程度の値が用いられる。また、式中の載荷点までの水平距離 e は 30mm とし、載荷点高さ h は、製作した試験用レールの高さ 60mm ~ 110mm のなかで、式 (9)、(10) で得られる h に最も近いものを採用すればよい。

$$L_A = \sqrt{(W_A - L_0 \sin \theta_B)^2 + (H_A + L_0 \cos \theta_B)^2} \quad (5)$$

$$L_B = \sqrt{(W_B - L_0 \sin \theta_A)^2 + (H_B + L_0 \cos \theta_A)^2} \quad (6)$$

$$\theta_A = \tan^{-1} \left(\frac{W_A - L_0 \sin \theta_B}{H_A + L_0 \cos \theta_B} \right) \quad (7)$$

$$\theta_B = \tan^{-1} \left(\frac{W_B - L_0 \sin \theta_A}{H_B + L_0 \cos \theta_A} \right) \quad (8)$$

$$h = \frac{M_A + e(W_A - 2L_0 \sin \theta_B)}{H_A} \quad (9)$$

$$h = \frac{M_B + e(W_B - 2L_0 \sin \theta_A)}{H_B} \quad (10)$$

4.2 荷重条件の算定と妥当性の検証

前節に示した方法に基づき、レール締結装置 1 組で載荷試験をする場合の荷重条件を計算した。ここでは、軌

L_A : 試験荷重 (軌間内側), L_B : 試験荷重 (軌間外側)
 θ_A : 載荷角度 (軌間内側), θ_B : 載荷角度 (軌間外側)
 L_0 : 最小荷重, h : 載荷点高さ, e : 載荷点までの水平距離

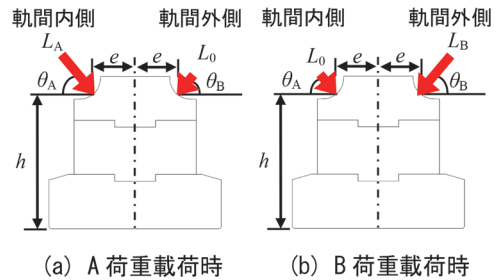


図 12 2 方向載荷の試験荷重

表 2 載荷試験の荷重条件の算定結果

項目		値
試験荷重 (軌間内側)	L_A	68.2 kN
載荷角度 (軌間内側)	θ_A	38.5 °
試験荷重 (軌間外側)	L_B	39.2 kN
載荷角度 (軌間外側)	θ_B	50.2 °
最小荷重	L_0	5 kN
載荷点高さ	h	70 mm
水平距離	e	30 mm

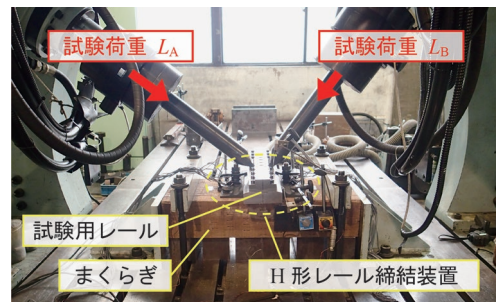


図 13 継目部用レール締結装置 1 組に対する載荷試験の状況

道の曲線半径が 600m 未満、列車速度 100km/h の場合を対象とし、表 1 と式 (1) から設計荷重の A 荷重の輪重 P_A を 112.5kN、横圧 Q_A を 69.2kN、B 荷重の輪重 P_B を 86kN、横圧 Q_B を 30kN とした。また、対象とする継目部用レール締結装置は、H 形レール締結装置とした。

まず、2 章に示した FEM 解析モデルに対して、上記の A 荷重と B 荷重を載荷し、式 (2)~(4) から分散力を算定した。つぎに、式 (5)~(10) より、載荷試験の荷重条件を算定した。表 2 に荷重条件の算定結果を示す。

表 2 の荷重条件に基づき、レール締結装置 1 組に対する載荷試験を実施した。図 13 に試験状況を示す。本試験では、まくらぎ上に試験用レールと H 形レール締結装置 1 組を組み立て、試験用レールの軌間内側と外側から交互に試験荷重 L_A 、 L_B を載荷することで、レールの水平変位と小返り角の関係を評価した。

一方で、レール締結装置 1 組の載荷試験との比較のため

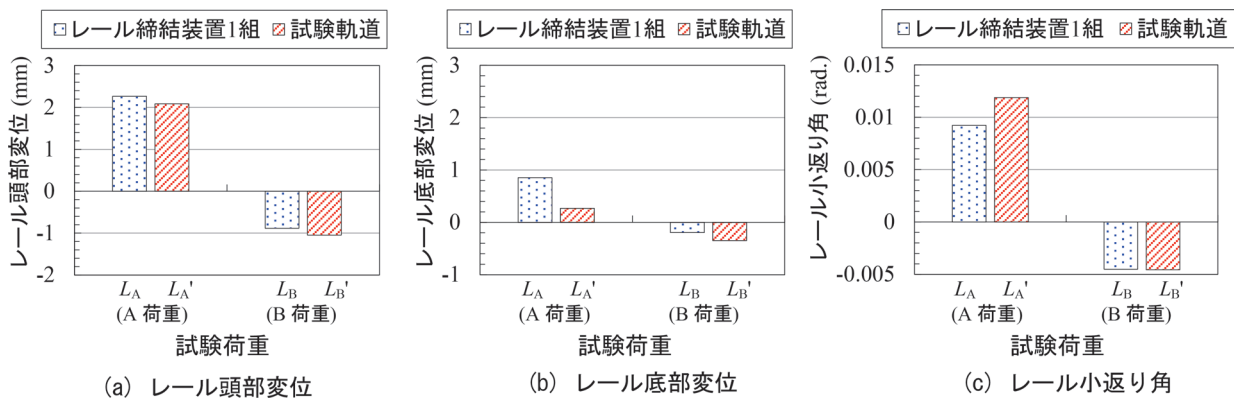


図 14 試験軌道に対する荷重試験結果とレール締結装置 1 組に対する荷重試験結果

め、複数組のレール締結装置で構成した試験軌道による荷重試験を実施した。試験軌道は、3.2 節に示した試験体と同じとし、試験軌道のレール頭部に A 荷重（輪重 $P_A = 112.5\text{kN}$ 、横圧 $Q_A = 69.2\text{kN}$ の合力 $L_{A'}$ ）と B 荷重（輪重 $P_B = 86\text{kN}$ 、横圧 $Q_B = 30\text{kN}$ の合力 $L_{B'}$ ）をそれぞれ荷重し、荷重とレールの水平変位と小返り角の関係を評価した。

図 14 にレール締結装置 1 組とレール締結装置複数組の試験軌道の荷重試験で得られたレール頭部変位と底部変位、レール小返り角を比較して示す。図 14 より、レール締結装置 1 組のレール頭部変位は、A 荷重に対応した試験荷重 L_A の荷重時で試験軌道の 1.08 倍、B 荷重に対応した試験荷重 L_B の荷重時で試験軌道の 0.85 倍であり、概ね良好に一致している。一方、レール締結装置 1 組のレール底部変位は、 L_A 荷重時で試験軌道の 3.15 倍、 L_B 荷重時で試験軌道の 0.54 倍であり、特に L_A 荷重時に両者の差が大きい結果であった。レール締結装置 1 組のレール小返り角は、 L_A 荷重時で試験軌道の 0.78 倍、 L_B 荷重時で試験軌道の 0.99 倍であり、概ね良好に一致する結果であった。

以上より、特に L_A 荷重時のレール底部の左右変位については精度の改善の余地があるものの、レール締結装置の性能を評価するうえで重要となるレール頭部変位およびレール小返り角については両者で概ね一致している。このため、提案した FEM 解析モデルに基づくレール締結装置 1 組の荷重試験の方法は、継目部用レール締結装置の疲労破壊に関する安全性の照査において妥当なものであると考えられる。

5. まとめ

レール継目部に対応した軌道の FEM 解析モデルを用いて、継目部用レール締結装置 1 組で疲労破壊に関する安全性を照査するための荷重試験を実施する方法について検討した。主な結果は以下のとおりである。

- (1) レール継目部を詳細にモデル化したうえで、様々な種類のレール締結装置に対応するために、レールの締結・支持構造を簡略化した軌道の FEM 解析モデルを構築した。
- (2) 継目部用レール締結装置のばね特性を反映させた FEM 解析モデルを用いて、複数組のレール締結装置で構成した試験軌道の荷重試験結果と比較した結果、レール頭部変位やレール小返り角の解析結果は、試験結果と良好に一致することを確認した。
- (3) FEM 解析モデルを用いて、レール締結装置 1 組に作用する分散力を算定することで、継目部用レール締結装置 1 組で荷重試験をする際の荷重条件の算定方法を提案した。また、レール締結装置 1 組で荷重試験をするうえで必要となる、荷重点高さを調整可能な継目部用の試験用レールを製作した。
- (4) 提案した方法に基づくレール締結装置 1 組の荷重試験とレール締結装置複数組による荷重試験を比較した結果、両者の試験結果は概ね一致し、FEM 解析モデルに基づくレール締結装置 1 組の荷重試験の方法は、継目部用レール締結装置の安全性の照査において妥当なものであることを確認した。

文献

- 1) 鉄道総合技術研究所編：鉄道構造物等設計標準・同解説—軌道構造、丸善出版、pp.31-78、2012
- 2) 新版軌道材料編集委員会編：新版 軌道材料、鉄道現業社、pp.283-284、2011
- 3) 加藤八洲夫：レール・RAIL、日本鉄道施設協会、pp.124-170、1987
- 4) Yamamoto, T., Umeda, S. and Kanamori, T., "Relationship between Spring Coefficient of Fastening Device and Rail Overturning Angle," Quarterly Reports, Vol.22, No.4, pp.153-156, 1981.
- 5) 弟子丸将, 庄野真也, 片岡宏夫, 古川敦：車両からの作用

- に対するレール締結装置の締結ばねの応答に関する実験的検討, 鉄道工学シンポジウム論文集, Vol.18, pp.95-102, 2014
- 6) 玉川新悟, 片岡宏夫, 弟子丸将: レールの小返り解析モデルの提案とレール締結装置の性能評価試験への応用, 土木学会論文集 A1, Vol.73, No.2, pp.330-343, 2017
- 7) 玉川新悟, 弟子丸将, 山本智之: レール継目部に対応した軌道の FEM 解析モデルの構築と継目部用レール締結装置 1 組に対する載荷試験方法の検討, 日本機械学会論文集, Vol.88, No.910, 2022
- 8) 弟子丸将: レール締結装置の性能確認に用いる荷重算定法の改良点, 施設研究ニュース, No.322, pp.3-4, 2017