

重錘落下試験による軌道パッドの衝撃応答特性評価

鈴木 実* 半坂 征則*
間々田 祥吾* 矢口 直幸*

Investigation on Rail Pad Impact Load Response Characterization by the Impact Load Test

Minoru SUZUKI Masanori HANSAKA
Shougo MAMADA Naoyuki YAGUCHI

The impact force due to surface irregularities such as rail joints and/or wheel flats is a cause of vibration, noise and track deterioration that is required to decrease. The rail pad is a major buffer component of the track. However, an adequate method has not been established as yet to evaluate a propagation mechanism of impact loads and the performance characteristics of rail pads under the impact load. In this paper, we describe the impact response characteristics of rail pads measured with the impact test method. In addition, we carried out a study on the propagation mechanism with nonlinear dynamic FEM analysis.

キーワード：軌道パッド，衝撃荷重，衝撃応答，重錘落下試験

1. はじめに

近年、軌道のメンテナンスに対して、省力化や効率化の要求が高度化している。その一方で、列車の高速化や沿線人口の増加に伴い振動・騒音対策へのニーズも増大している。こうした中で、レール継目や車輪フラットなどのレール/車輪間における不整（表面の凹凸）による著大輪重は、軌道破壊の進展や振動騒音の増加の大きな因子¹⁾の一つであり、今後一層の対策強化が求められる課題と言える。

軌道パッドは、レールの弾性支持による緩衝（減衰）や複数の締結装置への荷重分散の機能を有し、レール/車輪間に発生する接触力の構造物（路盤）への伝達を軽減するため、その有効性を高めることが著大輪重に伴い発生する衝撃振動の対策の一つと考えられる。

しかしながら、レール/車輪間の接触力は、路盤に至るまでの複雑な経路を伝達し、その間に多くのばねや質量が介在する他、締結装置の締結力やカント、軌道パッドやバラストの非線形ばね等によって、レール/車輪間の接触力自体が変化するなど、複雑な挙動を示す¹⁾。

このため、この問題を解決するためには、複雑な力学系に対して、短時間に大きな荷重変動が加えられるメカニズムを理解し、軌道パッドの有効性を定量的に評価する手法が必要となる。

本報告では、試作した衝撃試験装置を用いた軌道パ

ッドの衝撃荷重応答特性の評価と、非線形動的FEM解析手法を用いた衝撃荷重伝播特性の解析を行った結果について述べる。

2. 評価手法条件の検討

レール/車輪接触点に作用する著大輪重は、速度や車両（台車）のばね下質量の影響を強く受ける。車輪フラットの例では、軸箱の振動加速度が50gを上回り、作用時間が1～6msと非常に短い衝撃輪重の発生が確認されている²⁾。また、衝撃輪重の前後には、輪重抜けなどの特異な現象も報告されている^{3, 4)}。

ここでは、図1に示す重錘落下式の試験装置を試作し、衝撃荷重に対する軌道パッドの動的挙動の解明に資する動的応答評価を行った。本装置の主な仕様は表1のとおりである。レールによる荷重分散の影響も評価ができるように、レールを支持する締結装置数は変更可能とした。ここでは、単一締結装置と3締結装置による2つの支持条件における軌道パッドの動的応答評価について述べる。

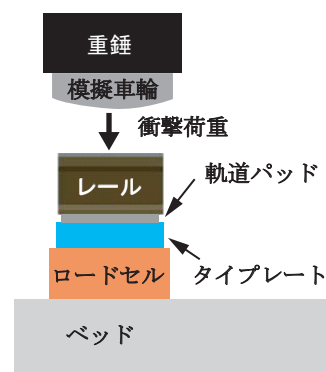


図1 衝撃試験装置の外略図

* 材料技術研究部（防振材料）

特集：材料技術

表1 衝撃試験装置の主な仕様

部位	材質形状等
車輪側	接触部 模擬車輪 (φ 860, 修正円弧踏面形状車輪より作成)
	重錘 鋼鉄製ウェイト, 最大総質量492kg (模擬車輪等含む)
	載荷方法 自由落下式 (最大高さ2m)
軌道側	レール JIS 60kgレール (変更可能)
	締結装置 直結8形 (1締結または625mm間隔で3締結装置支持)
	支持構造 H形鋼 (400×400mm, 板厚: フランジ部20mm, ウェブ部13mm, リブ22mm)
	床構造 鉄筋コンクリート製

3. 衝撃応答試験

3.1 供試体

表2に試験に用いた締結装置と防振材の構成を示す。軌道パッドは、ばね定数や形状の異なる3種の市販品を直結8形締結装置(汎用品)に組み込んで評価し、併せて、図2に示す直結8形弾性締結装置(以下、弾性締結装置という)との比較も行った。

表2 供試体

略称	締結装置	防振材	防振材の構成		
			ばね定数(公称値)	材質	構造
S60パッド	直結8形締結装置(汎用品)	汎用軌道パッド	60MN/m	スチレンブタジエンゴム	溝付
S30パッド		低ばね軌道パッド	30MN/m	スチレンブタジエンゴム	鋳付
U20パッド		低ばね軌道パッド	20MN/m	発泡ポリウレタンゴム	平板(独立発泡)
弾性締結装置	弾性締結装置	一体防振構造(軌道パッド無し)	20MN/m	天然ゴム	積層

※軌道パッドの外形寸法: 140×180×t10mm (t1.5mmのSUS板付)

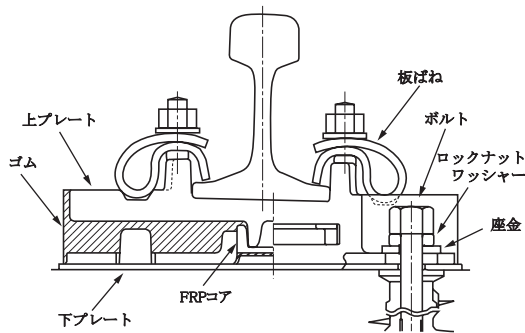


図2 弾性締結装置の構造

3.2 試験方法

3.2.1 1締結装置支持

レール/車輪接触点が直結8形締結装置(以下、締結装置という)の中心となる位置にレール(長さ0.2m, 質量12.0kg)を固定し、所定の高さより重錘(質量492kg)を落下させたときのレール鉛直荷重(レール腹部のひずみより計測する鉛直成分の荷重。以下、 P_R という)、締結装置下に伝播する伝達荷重(締結装置の直下に設置したロードセルにより検出する鉛直成分の荷重。以下、 P_T という)、およびレール/タイプレート間の相対変位から軌道パッドの応答変位(d)を求める。

3.2.2 3締結装置支持

レール/車輪接触点が、625mm間隔で設置した3組の締結装置の中心になるようレール(長さ1.6m, 質量95.9kg)を固定し、重錘(質量492kg)を自由落下させ、 P_R , P_T , d の他、隣接する締結装置下への伝達荷重(P_T' , P_T'')を求め、荷重分散性の評価に用いる。

3.3 結果と考察

3.3.1 1締結装置支持

(1) レール鉛直荷重

落下高さ16mm, S60パッドにおける P_R と応答変位 d の時間波形を図3に示す。 P_R の時間波形には、作用時間1ms程度の小さな荷重ピーク(P_1)と作用時間7ms程度の大きな荷重ピーク(P_2)の2つが出現する。これらのピークは、過去の研究知見¹⁾によれば、レール/車輪の接触による衝撃荷重波形の典型で、式(1), (2)の関係によって説明できる。

$$P_1 \propto V \sqrt{k_H m_{T1}} \quad (1)$$

$$P_2 \propto V \sqrt{k_{T2} m_u} \quad (2)$$

すなわち、 P_1 は、車輪(球体)とレール(平面)の弾性接触による荷重で、衝突速度 V の他、レールの有効質量 m_{T1} とヘルツ接触ばね k_H により、また、 P_2 は、同じく V の他、車両のばね下質量荷重 m_u と軌道の支持ばね k_{T2} によって支配されることを示す。

一方、応答変位 d の波形には、 P_1 に対応する明確なピークはなく、 P_2 に対応する1つのブロードなピークが出現するだけである。

次に、各供試体での落下高さ h と P_R の P_1 荷重(P_{1R})における最大値(P_{1Rmax})の関係を図4に示す。 P_{1Rmax} は、軌道パッドと弾性締結装置との差が明瞭であるのに対して、軌道パッド間の差は認められない。

これは、供試体によらず k_H と m_{T1} が一定であるためと考えられる。一方、弾性締結装置では、レール座面に設

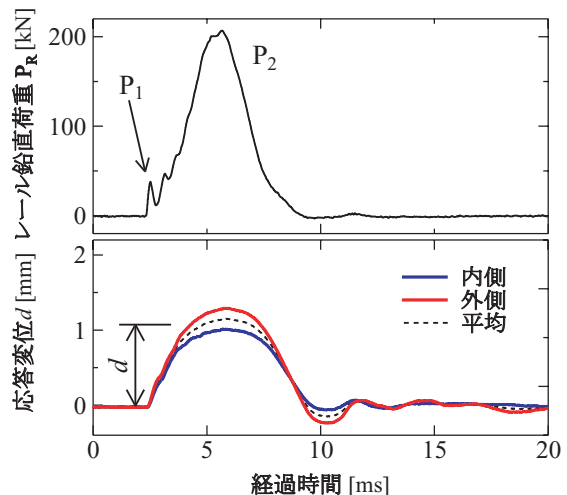


図3 衝撃応答の時間波形 (S60パッド)

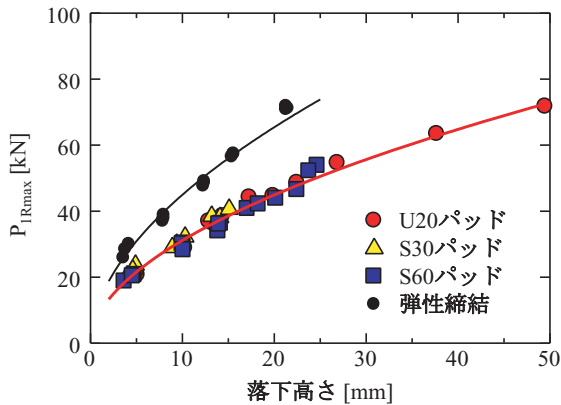


図4 レール鉛直荷重 P_{1Rmax} と落下高さの関係

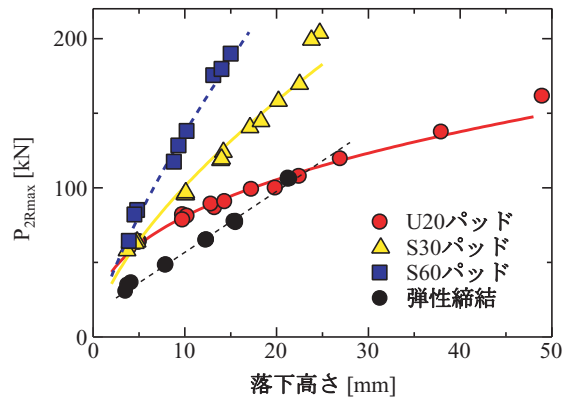


図5 レール鉛直荷重 P_{2Rmax} と落下高さの関係

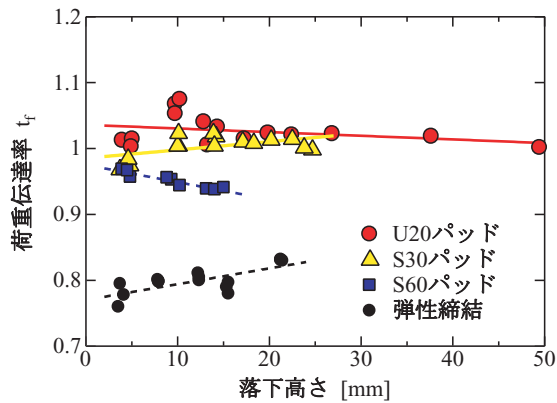


図6 荷重伝達率と落下高さの関係

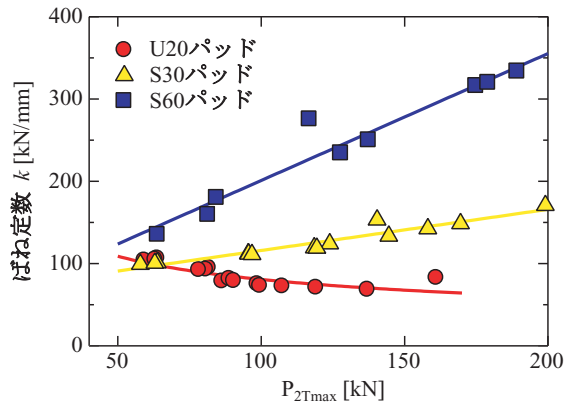


図7 伝達荷重 P_{2Tmax} とばね定数の関係

けられた上プレートの質量 (8.2kg) がレールの有効質量に加算され、 m_{T1} が約 1.7 倍となるのに対応し、 P_{1R} が約 1.3 倍になったと推定される。

P_2 荷重の最大値 (P_{2Rmax}) については、図 5 に示すように、 P_{2Rmax} の増加率が供試体によって大幅に異なる。U20 パッドでは、落下高さ、すなわち衝突速度が大きくなっても P_{2Rmax} が小さく、低弾性支持の供試体における緩衝性能の優位性が認められる。

同じ 20MN/m タイプの U20 パッドと弾性締結装置を比較すると、両者の挙動は異なり、締結装置の構造による違いが明確に現れている。

(2) 伝達荷重

図 6 に伝達荷重 (P_{2T}) の最大値 (P_{2Tmax}) と P_{2Rmax} から式(3)により求めた荷重伝達率 t_f と落下高さの関係を示す。

$$t_f = \frac{P_{2Tmax}}{P_{2Rmax}} \quad (3)$$

荷重伝達率は、 P_{2Rmax} (図 5) の場合とは異なり、3 種の軌道パッドの差は僅かで、ほぼ 1 であるのに対し、弾性締結装置では約 0.8 と最も小さく、鉛直荷重成分の減衰が認められた。この理由として、弾性締結装置では、上述のような締結装置の構造の違いに起因して、鉛直方向の荷重伝達率が減少すると考えられる。

図 7 は、3 種の軌道パッドの P_{2Tmax} と式 (4) から求めたばね定数 k の関係を示している。

$$k = \frac{P_{2Tmax}}{d_{max}} \quad (4)$$

ばね定数 k は、S60 と S30 パッドでは P_{2Tmax} に比例して増加するが、S30 パッドの増加率は小さい。また、U20 パッドでは微減するなど、低弾性の供試体では落下高さに応じた変化が少ないことがわかる。

3.3.2 3 締結装置支持

(1) レール鉛直荷重

図 8 に P_{1Rmax} と落下高さの関係を、前項で測定した 1 締結装置支持における P_{1Rmax} の回帰分析結果と共に示す。 P_{1Rmax} は、供試体によらず落下高さとともに増加するが、増加率は漸減する。また、1 締結装置支持の場合と比較すると、3 締結装置支持での P_{1Rmax} は 1.2 ~ 1.3 倍であることがわかる。式(1)によれば、この変化は、 P_{1Rmax} に影響する m_{T1} の高々 1.5 倍 (レール長 0.3m) に相当し、実際のレール長の増加に伴う質量変化 (8 倍) の 1/5 以下である。このため、ヘルツ接触に伴う P_{1Rmax} の発生に関与するレール長は、実際のレール長に関係なく、締結装置の近傍に限られると推量される。

(2) 伝達荷重

図 9 に示すように伝達荷重の最大値 (P_{2Tmax}) は、落下高さに応じて増加するが、汎用パッドと低ばねパッドで増加率が大きく異なる。S60 パッドでは落下高さほぼ比例して増加するのに対し、U20 や S30 パッドでは増加率

特集：材料技術

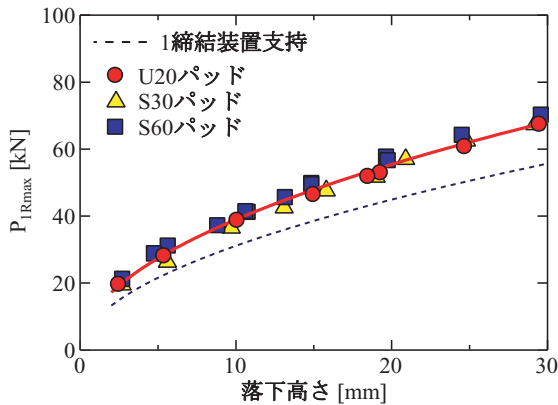


図8 レール鉛直荷重 P_{1Rmax} と落下高さの関係

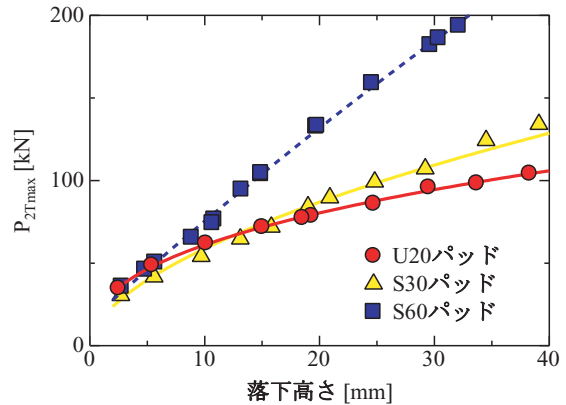


図9 伝達荷重 P_{2Tmax} と落下高さの関係

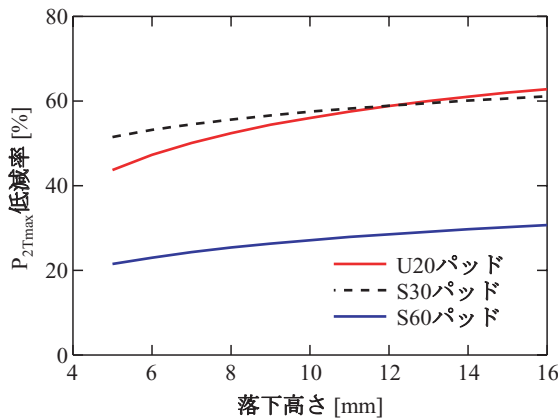


図10 P_{2Tmax} 低減率の比較

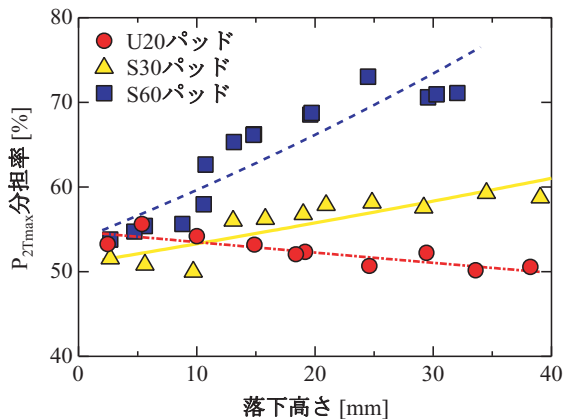


図11 P_{2Tmax} 分担率の比較

が漸減する。このため、S60パッドで伝達荷重が200kNに達する衝撃レベルにおいても、U20やS30パッドによる低弾性支持の場合では伝達荷重が半分程度に緩和される。

次に、伝達荷重を1締結装置支持の場合と比較するため、式(5)、(6)により、各供試体の P_{2Tmax} をS60パッドの1締結装置支持における P'_{2Tmax} で正規化した伝達荷重低減率（以下、低減率という）を定義し、落下高さとの関係を求めた。

$$P_{2Tmax} \text{ 低減率} = \left(1 - \frac{P_{2Tmax}}{P'_{2Tmax}} \right) \times 100 \quad (5)$$

$$1 \text{ 締結における } P'_{2Tmax} = e^{3.2+0.75 \ln x} \quad (6)$$

ここで、分子の P_{2Tmax} は3締結装置支持での各供試体の P_{2Tmax} 測定値の回帰分析結果、分母の P'_{2Tmax} はS60パッド1締結装置支持における P_{2Tmax} 測定値（最大約200kN）の回帰分析結果で、 x は落下高さである。

図10に示すように、3締結装置支持による P_{2Tmax} 低減率は、低弾性支持のU20やS30パッドで約50%と、S60パッド（約20%）を大幅に上回る結果が得られた。

(3) 荷重分担率

伝達荷重の分散性を考慮するため、3締結装置全ての伝達荷重の合計に占めるレール/車輪接触点直下の P_{2Tmax} の割合（ P_{2Tmax} 分担率）を式(7)から求めた。落下高さ x と P_{2Tmax} 分担率の関係は、図11に示すとおりである。

$$P_{2Tmax} \text{ 分担率} = \frac{P_{2Tmax}}{P_{2Tmax} + P'_T + P''_T} \times 100 \quad (7)$$

P_{2Tmax} 分担率についても、落下高さに伴う増加率は供試体により大幅に異なり、S60パッドで最も大きく、低弾性のパッドでは小さい（U20パッドではむしろ微減傾向）。したがって、落下高さが10mm以下の領域では、 P_{2Tmax} 分担率が約50～60%と供試体による大差はないが、落下高さの増加に伴って両者間の差は大きくなる。

以上の結果を踏まえると、衝撃荷重の伝播と軌道パッドなどの緩衝作用の関係は、次のように考察される。

まず、衝撃荷重は、2つの鉛直荷重（ P_1 と P_2 ）として、締結装置を介して下部構造に伝達する。このとき、伝達荷重 P_{2T} は軌道の支持ばね k_{r2} の平方根に比例して増加するため、低弾性支持の場合には P_{2T} 増加は小さい。

このことは、レールの低弾性支持が衝撃荷重に対しても緩衝性能を増大させる作用を有することを示すものである。同時に、低弾性支持は荷重分散性を高めるため、軌道における衝撃荷重の緩和に一層有利となることが示唆された。

4. 非線形動的応答解析

レール/車輪間の衝撃荷重に対する軌道パッドの動的

挙動モデルとして、衝撃試験装置をモデル化し、非線形動的構造解析ソフトウェアLS-DYNAを用いたS60パッドの衝撃応答荷重の伝播挙動に関する検討を行った。

4.1 解析モデル

4.1.1 解析モデル

3章の衝撃応答試験に用いた衝撃試験装置（1締結装置支持、ロードセルなし）を対象に、図12に示す解析モデルを構築し、レール／車輪間の接触荷重の伝播による各部応力と変位を時刻歴解析により求めた。実際の軌道パッドは、厚さ10mm（溝付）のSBR製硬質ゴム板と厚さ1.5mmのステンレス鋼板との積層体であるが、解析においてはゴム板に対して超弾性ゴム要素モデルを適用し、ステンレス鋼板は鉛直方向1分割の3次元ソリッド要素とした。また、締結装置の板ばねは、平面の剛体要素とし、レール底部との摩擦係数は0.25として、接触力を作用させるモデルとした。軌道パッドのメッシュサイズは1.2×1.0×3.0mmとした。解析モデル諸元は表3のとおりである。

なお、軌道パッドの圧縮特性は、ゴムの非線形性を考慮すると、より実際に即した値を用いる必要がある。そこで、ばね定数は、3章の衝撃応答試験に基づいて算出した値を用いた。

(1) 拘束条件

本解析では軌道パッドの変形挙動に着目するため、以下の拘束条件及び接触条件を用いた。

- ① H形鋼底面を接触条件として、剛体床間に固定とする。
- ② 衝撃時は軌道パッドの衝撃吸収による変形が顕著となるため、タイプレート底面とH形鋼上面間を一体としてモデル化する。
- ③ 軌道パッド底面とタイプレート間は接触要素としてモデル化し、両者間の摩擦係数を約0.8とする。

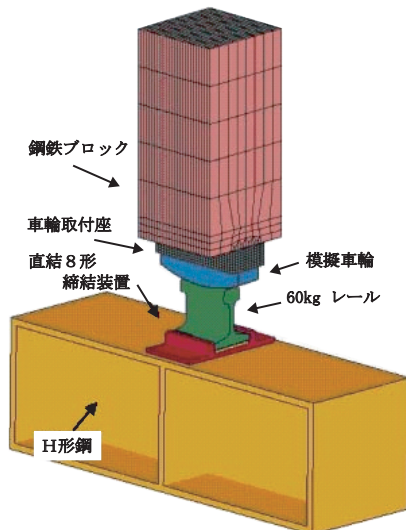


図12 解析モデル

表3 解析モデル諸元

車輪	路面形状	修正円弧踏面
	ヤング率	215GPa
	ポアソン比	0.3
	質量	13.2kg
レール	種別	JIS 60kg レール
	長さ	183mm
	ヤング率	215GPa
	ポアソン比	0.3
締結装置	種別	直結8形
板ばね	先端ばね定数 K_2	0.46MN/m
	先端ばね定数 K_1	1.48MN/m
軌道パッド	ばね定数 [*]	3章の衝撃応答試験に基づいて算出した値をベースに、動的粘弾性試験測定値などに基づき推定した非線形性を加味して適用。

*）ばね要素として、衝撃応答試験で得られた非線形ばねを使用。

- ④ レール底面と軌道パッドの上面のSUSプレート間は接触要素としてモデル化し、摩擦係数を約0.2とする。

なお、軌道パッドには、鉛直方向に締結力相当の荷重を予め作用させる。

4.1.2 解析

図13にレール締結装置の真上に質量108kg、落下高さ300mmで重錘を落下させたときの結果を示す。

4.2 結果と考察

4.2.1 解析値と実験値の比較

図13に応答荷重解析値、および同一条件（1締結装置、重錘質量108kg）における実験値の時間波形を示す。ここでは、衝撃荷重として、解析値はレール／車輪間接触荷重、実験値はレール鉛直荷重を用いている。解析値は、作用時間やピークの大きさに若干のずれがあり、解析精度の向上が課題であるが、実験値と同様にP₁やP₂などの特有の荷重ピークを有する衝撃荷重応答の再現波形であることがわかる。また、荷重値の大きさ自体も解析値と実験値が概ね一致している。

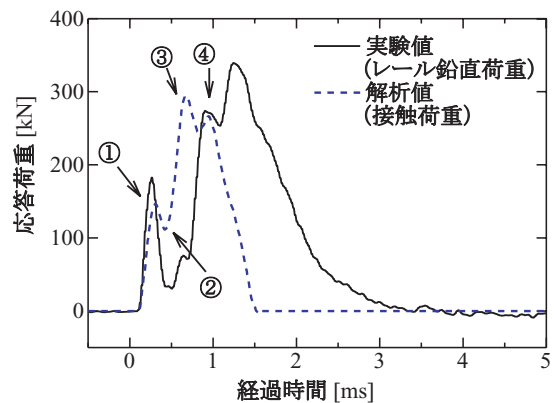


図13 解析値と実験値の比較

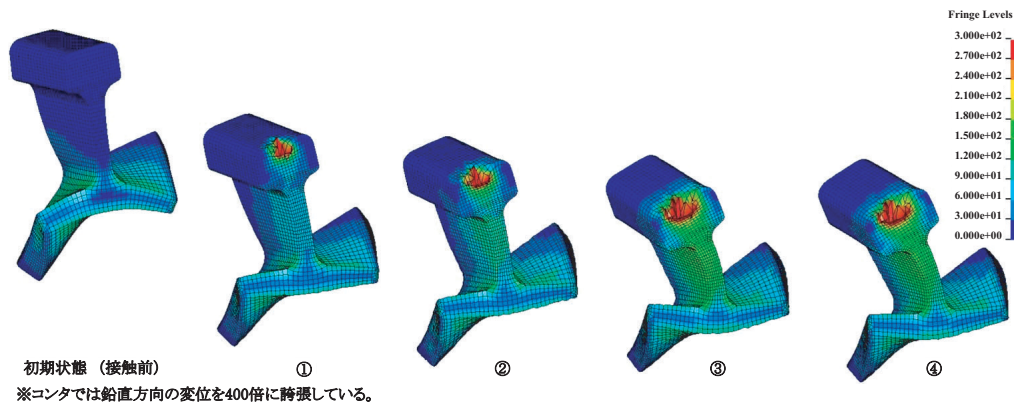


図14 レールモデルの変形と応力コンタ

4.2.2 荷重伝播メカニズム

図14は、レールモデルを荷重接触点（中央）で1/2に切断した相当応力コンタで、衝撃荷重による変位と変形を400倍に誇張して示している。左の初期状態から順に時系列で示しており、①から④の番号は図13中の解析波形に対応している。

なお、初期状態では、締結力（板ばね）の影響によるレール底部の変形がみられる。

以下に解析結果の考察に基づいて推定した衝撃荷重応答のメカニズムを述べる。

① レール／車輪の接触の瞬間

ヘルツ接触による接触点の集中応力（図中赤色）の発生と変形とともにレールの移動がみられ、レールの有効質量に依存する P_1 ピークが発生する。

② レール底部の変形

レール底部の中央が水平状態から下に凸状態へ移行し、応力の一部が解放され P_1 が減少する。

③ 最大荷重ピーク P_2 の発生

接触点ではヘルツ接触から面接触に移行し、応力が再び増加を始める。この時点でレール頭部には曲げモーメントが発生し、レール腹部の変形を伴いながら最大荷重に達した後、応力が低下する。

④ 荷重ピーク P_2' の発生

再び応力が増加し、ピークの後に応力が低下する。

以上のように、衝撃荷重は、レールの形状や締結装置の勾配などの影響の下で、レールの曲げ変形や軌道パッドの圧縮変形などの複雑な挙動を伴って、下部構造に伝播することが推定された。

5. まとめ

レール／車輪間に発生する衝撃輪重を模擬する衝撃試験装置を試作し、軌道パッドの動的応答を評価するとともに、非線形動的FEM解析を用いて、衝撃荷重の伝播挙動を検討した。

以下に、本研究において明らかとなった点を整理する。

- (1) 衝撃荷重は、レール／車輪接触点のヘルツ接触による P_1 と、その後の面接触による P_2 の2段階の過程を経て発生し、締結装置を介して下部構造に伝達する。
- (2) 伝達荷重 P_{2T} は、軌道の支持ばね k_{T2} の平方根に比例して増加するため、レールの低弾性支持の場合には P_{2T} の増加は小さい。すなわち、低弾性支持の場合には、衝撃荷重に対する緩衝性能が高い。
- (3) 低弾性支持の場合には、衝撃荷重に対する荷重分散性が高まる。このため、複数の締結装置に支持される系（実軌道）においては、衝撃荷重に対する低弾性支持の一層の緩衝効果が期待される。

6. おわりに

レール／車輪間の接触による衝撃輪重は、鉄道インフラのメンテナンスコストの増大に繋がる重大な因子であり、その低減や緩衝のための有効な手段が求められている。本研究では、衝撃荷重下における軌道パッドの緩衝性能や伝播特性の評価を試みた。今後は、軌道パッド等の弾性部材の高機能化を念頭に、動的応答評価や解析精度の向上に向けた取り組みを行いたい。

文献

- 1) 片岡宏夫, 阿部則次, 若月修, 及川裕也: レール継目部の動的応力解析と寿命予測, 鉄道総研報告, Vol. 19, No. 2, 2005年2月
- 2) 涌井一: 衝撃輪重に起因する車両／軌道構造系の課題, 鉄道総研報告, Vol. 17, No. 9, 2003年9月
- 3) 石田誠, 三浦重, 河野昭子: 車輪フラットによる軌道の動的応答特性, 鉄道総研報告, Vol.11, No.2, 1997年2月
- 4) 堀池高広, 桃谷尚嗣: 車輪走行によるレール継目部の衝撃荷重の評価, 鉄道総研報告, Vol. 19, No. 2, 2005年2月