

軌道パッドの衝撃荷重応答特性の評価

○鈴木 実 [機] 半坂 征則 [機] 間々田 祥吾 (鉄道総研)

Investigation on impact load response characteristics of tie pad

○Minoru Suzuki, Masanori Hansaka, Shogo Mamada (RTRI)

The contact force between rail and wheel causing noise and/or vibration is required to be decreased. A tie pad is a major buffer component of rail fastener, and in order to improve its performance, various levels of stiffness have been arranged by the modification of shapes, materials, etc.. However, the impact performance test is not generally used as a quantity evaluation method of tie pads. It is because the magnitude of impact force can change into several times of static wheel load in a few milliseconds. On the other hand, a quantity evaluation method is required to improve performance of tie pads. Therefore, we have newly developed an apparatus and a method for measurement of the impact performance of tie pads. In this paper, we describe characteristics of a few types of tie pads under the impact force. In addition, we clarified the propagation mechanism with nonlinear dynamic FEM analysis.

キーワード：軌道パッド，衝撃荷重，荷重応答，衝撃輪重，接触力，伝達荷重

Key Words : tie pad, impact force, force response, impact wheel load, contact force, force propagation

1. はじめに

鉄道沿線騒音に占める転動音の寄与は大きく、特に、レール継目部や車輪フラットでは、静的輪重の数倍にも相当する衝撃荷重が生じることもあり、大きな騒音が懸念される。この衝撃荷重は、騒音対策のみならず、軌道破壊を抑制する上でもその低減が求められている^{1,2)}。

この対策の一つとして、レール支持剛性の変更が有効であると考えられる。したがって、主要なレール支持部材である軌道パッドに関して、低ばね定数化などのレール支持剛性の調整が試みられている。軌道パッドに関しても材質や形状など、ばね定数が異なるものが各種開発されている。従来、これらの軌道パッドの緩衝性能については、静的ばね定数や動的ばね定数による間接的な評価が一般的で、衝撃荷重応答に関する評価は通常行われていない。これは、衝撃荷重応答がまくらぎ、道床などの多くのばねと質量の要素が複雑に関係する系において、静止輪重の数倍に相当する荷重変動が瞬時(1ms前後)に生じ、対応する計測が難しいことが一つの要因である。

一方で、緩衝性能を維持・向上する上で定量的な評価手法が重要と考えられることから、その性能評価法の一つとして、重錘落下式衝撃荷重試験機による応答特性評価法の検討を行った。本報はその結果について報告する。

2. 衝撃荷重応答評価法

2.1 重錘落下式衝撃試験機の概要

重錘落下式衝撃試験機の概略を図1、概略仕様を表1に示す。レールは供試体を組み入れた締結装置で支持し、レール頭頂面中央に所定高さ h から模擬車輪を自由落下させ、応答荷重 P_R (レールウェーブ中央のひずみゲージ)、応答荷重 P_T (締結装置直下のロードセル)、応答変位(d , レール底部と締結装置間の相対変位)を求める。

2.2 試験条件

主な試験条件は、以下のとおりである。

- ① 試験条件1：衝撃荷重1締結装置支持
レール長0.2m, 重錘質量108kg.
- ② 試験条件2：3締結装置支持

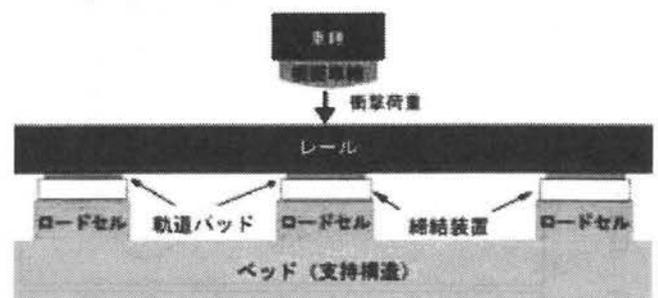


図1 重錘落下式衝撃試験機概略図 (締結装置3点支持)

表1 重錘落下式衝撃試験機の仕様 (概略)

部位	材質形状等
接触部	模擬車輪(φ860,修正円弧踏面形状車輪より作製)
重錘	鋼鉄製ウェイト、最大総質量492kg(模擬車輪含む)
レール	JIS 60kg レール(長さ1.6m)
締結装置	直結8形 締結装置1点支持または3点支持(625mm間隔)
支持構造	H形鋼(400×400mm,板厚:フランジ20mm,ウェブ13mm,リブ22mm)を鉄筋コンクリート床に設置

レール長 1.6m, 重錘質量 492kg.

なお, 締結装置間距離は 625mm とし, 中央のロードセルおよび隣接するロードセルにより応答荷重 P_R , P_R' , P_R'' を測定し, 荷重分散等の評価に用いる.

2. 3 供試体

表 2 に衝撃荷重応答特性試験に用いた軌道パッド供試体の略号と種別等を示す.

表 2 供試体

略号	種別	公称ばね定数	材質と構造
S60	汎用軌道パッド	60MN/m	スチレンブタジエンゴム溝付
S30	低ばね軌道パッド	30MN/m	スチレンブタジエンゴム鍍付
U20	低ばね軌道パッド	20MN/m	独立発砲ウレタン

※軌道パッド外形寸法: 140×180×t10mm (t1.5mm の SUS 板付).
 ※公称ばね定数は 10kN-50kN 間の静的ばね定数.

3. 試験結果と考察

3. 1 1 締結装置支持

(1) 応答波形

レール鉛直荷重 P_R と応答変位 d の時間波形一例を図 2 に示す. P_R の時間波形では, 作用時間 0.5ms 程度の小さなピーク P_1 と 2~3ms 程度の大きなピーク P_2 を有す.

過去の研究知見や後述する解析結果を考慮すると, 前者はレール/車輪衝突時のヘルツ接触の特徴を示し, 後者は車輪がレールに面接触することに伴うレール支持ばね系全体の応答に起因するものと考えられる(図 3).

これらについて, 前者は式(1), 後者は式(2)によって表すことができる³⁾.

$$P_1 \propto V \sqrt{k_H m_r} \quad \dots\dots\dots(1)$$

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

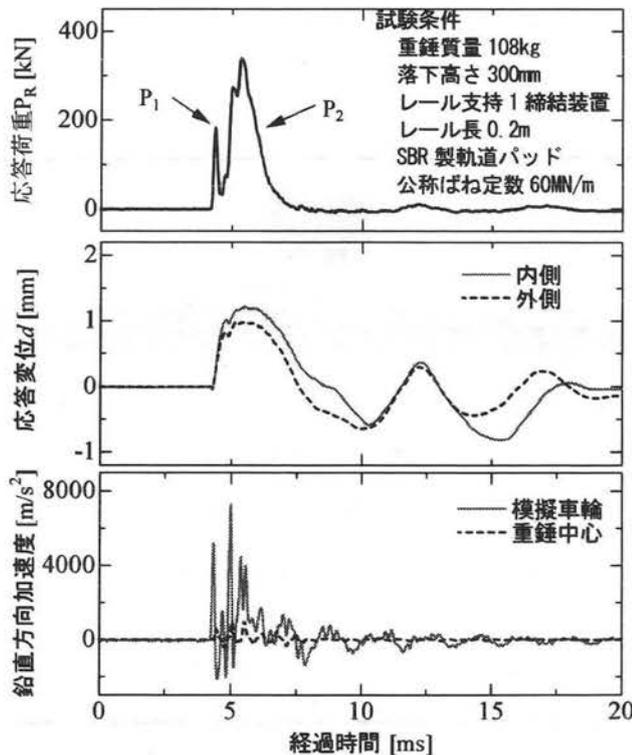


図 2 衝撃応答の時間波形の一例

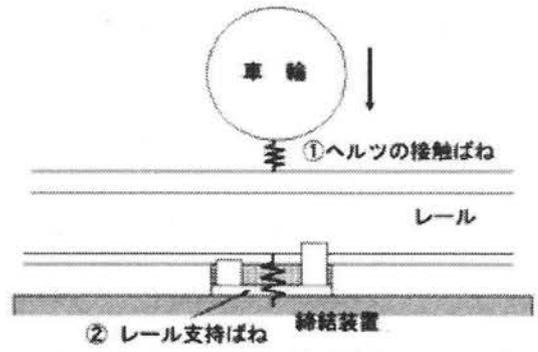


図 3 軌道の衝撃モデル

ここで, P_1 は車輪 (球体) とレール (平面) の弾性接触力, V は衝突速度, m_r はレールの有効質量, k_H はヘルツの接触ばね, P_2 は締結装置の反力, k_{T2} は軌道の支持ばね, m_u は軌道支持ばね系全体の質量をそれぞれ示す.

重錘先端の模擬車輪で観測される P_1 に対応する鉛直方向の振動加速度ピークが, 重錘中心では観測されないのは, このピークがレール/車輪間のヘルツ接触によるためと考えられる.

一方, 応答変位 d では, P_1 に対応する明確なピークはなく, ブロードな 1 つの合成ピークを示す.

(2) 応答評価

図 4 に各供試体の P_{1R} の落下高さ依存性を示す. このように, いずれの供試体においても落下高さの増加に伴って P_{1R} の増加がみられる. その依存性は高さの 1/2 乗オーダに類似し, 式(1)とも一致している. また, P_{1R} に関してはすべての供試体における結果がほぼ同一曲線にあり, 材料物性に対する依存性は認められない.

図 5 に各供試体の P_{2T} の落下高さ依存性を示す. このように, 各供試体とも落下高さの増加に伴って P_{2T} の増加がみられる. 荷重依存性についても P_{1R} と同様に落下高さの 1/2 乗のオーダであることが推察される. その一方で, P_{1R} と異なり, 荷重の落下高さ依存性は供試体により大きく異なる. これは, 上述のように P_{1R} が車輪/レール間の接触に伴う応答であるのに対し, P_{2T} はレール支持系に関わる応答であるためと考えられる.

次に, 応答荷重最大値 P_{2Tm} , 応答変位最大値 d_{2m} から式(3)により求めたばね定数 k との関係を図 6 に示す.

$$k = \frac{P_{2Tm}}{d_{2m}} \quad \dots\dots\dots(3)$$

図 6 より, ばね定数 k は一部の低応答荷重域を除き供試体のばね定数の増加に伴い増大している. また, ばね定数 k の値はいずれの供試体においても公称ばね定数より大きな値となっている. これより, 衝撃荷重に対するばね定数は, 静的応答時に比べて剛な挙動となることがわかる. さらに, S30 および S60 については応答荷重の増加に伴いばね定数が増加している. これはゴム材料に認められる一般的な特性といえる. その一方で S20 については応答荷重の増加に伴って減少している. S20 は S30 および S60 と異なり, 発泡ウレタン製である. 発泡材料では

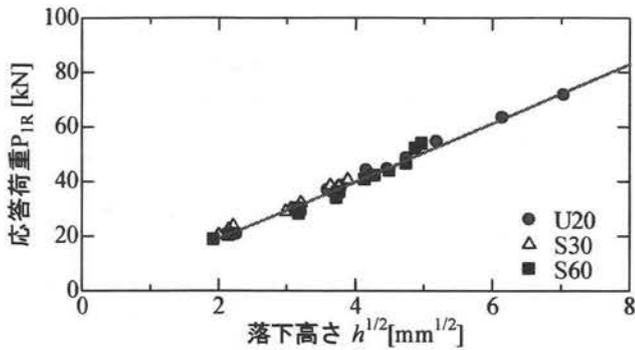


図 4 応答荷重最大値 P_{1R} と落下高さ \sqrt{h} の関係

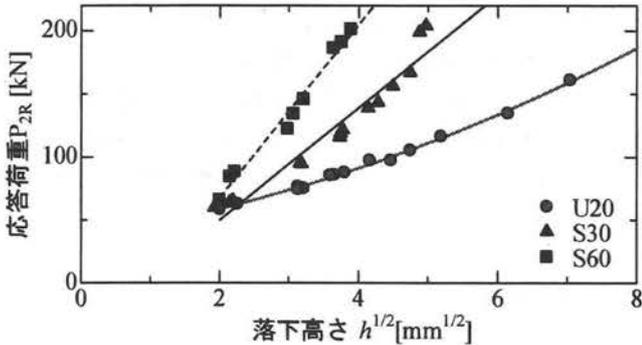


図 5 応答荷重 P_{2R} と落下高さ \sqrt{h} の関係

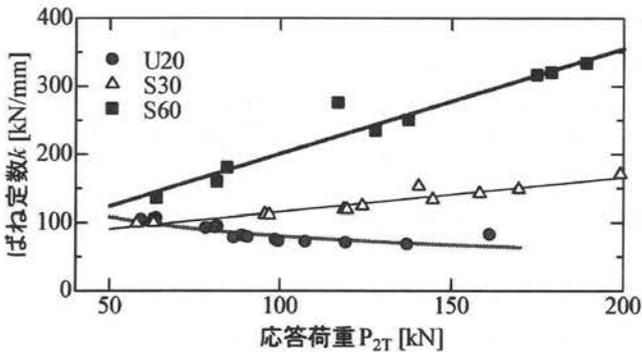


図 6 応答荷重最大値 P_{2T} とばね定数の関係

無発泡の加硫ゴム材とは異なる荷重特性を有することが考えられる。

3. 2 3 締結装置支持

(1) 応答波形

図 7 に各供試体の 3 締結装置支持条件での衝撃荷重応答として、レール応答荷重 P_R 、タイプレート直下の応答荷重 P_T 、応答変位 d の各時間波形を示した。

各供試体の波形を比較すると、ばね定数の低い供試体では P が小さく、作用時間が長くなる傾向があり、 P_T の波形では P_R に対する位相の遅れやパルス状ピークの減少など、衝撃荷重の緩衝効果が認められる。

(2) 応答荷重

図 8 に 3 締結装置支持条件における応答荷重値 P_{1R} の落下高さ依存性を示す。同図には前述した 1 締結装置支持の結果を点線で示す。このように、3 締結装置支持においても、 P_{1R} 荷重は 1 締結装置支持の場合と同様の落下高さ依存性を示したが、値自体は 1 締結装置の場合より大きい。これは式(1)に示すように、 P_{1R} がレールの有効質量に関係

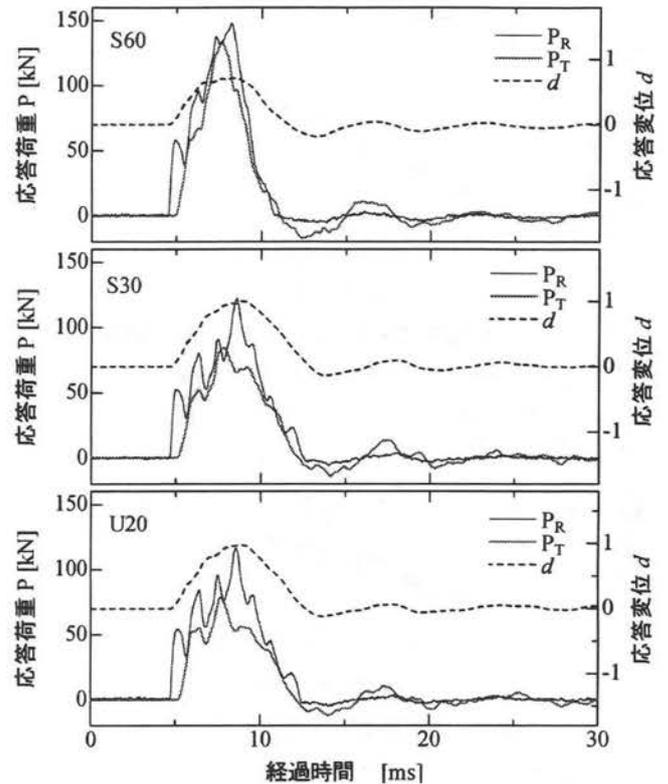


図 7 応答荷重 P と応答変位の時間波形

するためと考えられる。即ち、3 締結装置支持の方が 1 締結装置支持よりレール質量は大きい。ただし、3 締結装置支持においてレールそのものの質量は 1 締結装置支持の場合の 8 倍で、これがすべて P_{1R} の大きさに関わっていると仮定すると、その大きさは 1 締結装置支持時の $\sqrt{8}$ 倍となる。しかしながら、実測された大きさは 1.2 倍であり、計算値より小さくなる。この理由として、3 締結装置支持において、レール全体が P_{1R} の発生に関わったのではなく、一部しか寄与していないことが考えられる。

図 9 に 3 締結装置支持条件における応答荷重値 P_{2T} の落下高さ依存性を示す。このように、 P_{1R} とは対称的に、 P_{2T} は衝撃力(落下高さ)が大きくなると、供試体の影響が明確になる。S60 に比すと、 P_{2T} は落下高さにはほぼ比例して増加するのに対し、U20 や S30 の方が荷重値の増加程度が減少している。このため、例えば、落下高さ 30mm において S60 の応答荷重が 200kN に達したのに対する衝撃レベルでは、U20 と S30 の応答荷重が半分程度に緩和されていることがわかる。

(3) 荷重分散の影響

次に、低弾性の供試体における荷重分散性を考慮するため、3 つの締結装置の応答荷重の合計に占める P_{2T} の割合(P_{2T} 分担率)を式(4)から求めた(図 10)。

$$P_{2T}\text{分担率} = \frac{P_{2T}}{P_{2T} + P'_T + P''_T} \times 100 \quad \dots\dots\dots(4)$$

P_{2T} 分担率は、落下高さの増加に伴って供試体間の差が大きくなり、低ばねの供試体では分担率の低下が認められる。即ち、低ばね定数の供試体では荷重分散による衝撃荷

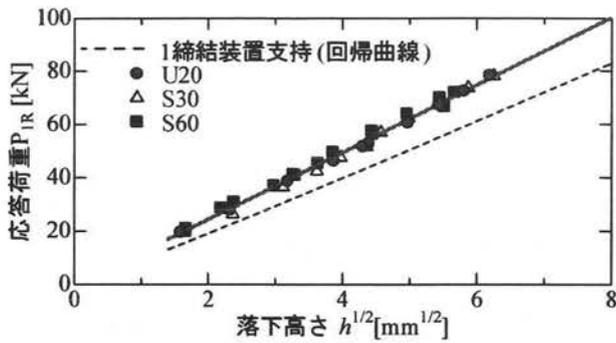


図 8 応答荷重最大値 P_R と落下高さの関係

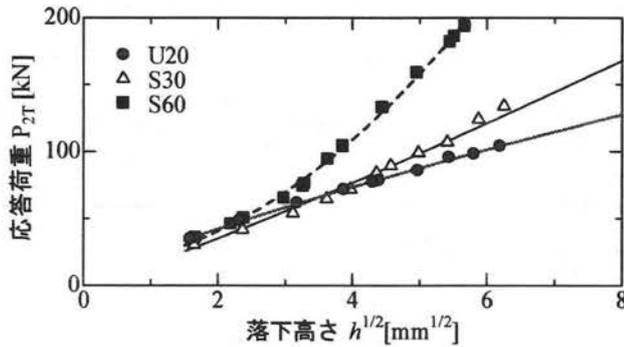


図 9 応答荷重 P_{2T} と落下高さの関係

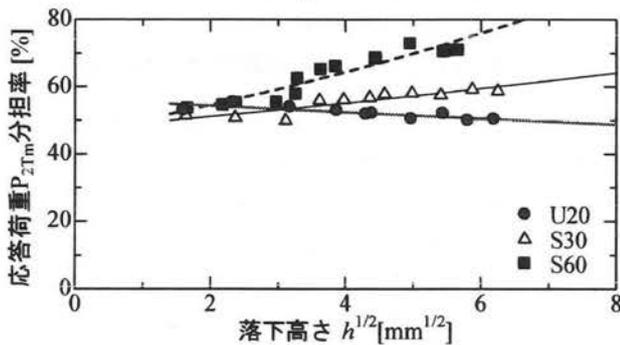


図 10 伝達荷重 P_{2Tm} 分担率の比較

重の緩和に有利となることがわかる。

4. 非線形動的応答解析

4.1 解析モデル

軌道パッドの機能向上を図る上で、衝撃荷重の伝播機構等を明らかにすることが重要である。しかしながら、衝撃試験からのみでその機構を理解することは困難である。そこで、衝撃試験装置（1 締結装置支持条件）をモデル化し、非線形動的構造解析ソフト LS-DYNR 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。

4.2 解析値と実験値の比較

図 10 に 1 締結装置支持、重錘質量 108kg、落下高さ 300mm における S60 の衝撃応答の解析値と実験値の比較結果を示す。図中の実線は P_R 、破線は解析におけるレール/車輪間の接触面の発生応力の積算荷重である。

解析の結果、実験と同様に P_1 、 P_2 の 2 つの荷重ピークが確認された。即ち、解析による軌道パッドの衝撃応答挙動からも P_1 がレール/車輪間のヘルツ接触に関わるもので、 P_2 が車輪の面接触に伴うレール支持系全体の運動に関わるものであることが推察される。また、 P_1 波形に関して

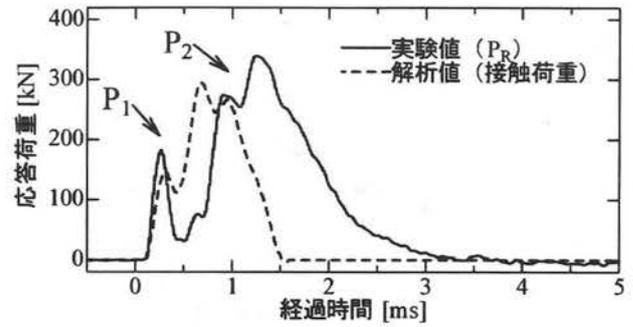


図 10 解析値と実験値の比較

は作用時間や値自体とも実験値に近い結果を示した。

一方、 P_2 の荷重値に関しては顕著な違いがないものの、作用時間には違いがみられた。 P_2 の応答に関しては、軌道パッドの粘弾性や締結装置の支持構造などが影響していることも考えられることから、今後、解析精度の向上にむけた詳細な検討が必要と考えられる。

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、軌道パッドの衝撃荷重応答特性の評価試験を行い、以下の知見を得た。

- ① 衝撃荷重応答では、レール/車輪間のヘルツ接触による P_1 、面接触に伴うレール支持系全体の運動に関わる P_2 の 2 段階の荷重応答ピークをもつ。
- ② P_1 は供試体の剛性に依存せず、レールの有効質量に依存する。
- ③ P_2 は供試体の剛性に依存し、剛性が低い場合では応答荷重は小さく、作用時間が増加する。
- ④ 非線形動的応答解析では、概ね実験結果が再現できるが、解析精度の向上に向け、軌道パッドの粘弾性の影響等の検証が必要である。

6. おわりに

レール/車輪間の接触力は、複数のばね、質量系からなる軌道と車両の相互作用であり、その挙動は極めて複雑なものといえる。衝撃荷重の低減に向けた 1 つのアプローチが軌道パッドの緩衝性能の維持・向上である。本研究による性能評価技術の開発と特性の把握がその一助となるよう、今後さらなる評価技術の向上をめざしたい。

参考文献

- 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.
- 2) 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.
- 3) 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.