

レール継目部で生じる輪重変動に関する一考察

鈴木貴洋¹・石田 誠²・阿部和久³・紅露一寛⁴

¹正会員 工修 (財)鉄道総合技術研究所 鉄道力学研究部 軌道力学 (〒185-8540 国分寺市光町 2-8-38)
E-mail:suzutaka@rtri.or.jp

²正会員 (財)鉄道総合技術研究所 鉄道力学研究部 軌道力学 (同上)

³正会員 工博 新潟大学助教授 工学部建設学科 (〒950-2181 新潟市五十嵐二の町 8050 番地)

⁴正会員 博(工) 新潟大学大学院助手 自然科学研究科 (〒950-2181 新潟市五十嵐二の町 8050 番地)

レール継目落ち形状を調査し、いくつかの典型的な端部形状を明らかにした。また、走行速度70km/hまでのレール継目部における実車走行試験を行い、車上輪重およびレール圧力の最大値と速度の関係を抽出した。一方、継目部の不連続性と車輪の遊間部乗り移りを考慮したレール継目部動的解析モデルを構築し、測定された車上輪重とレール圧力との比較によりモデルの妥当性を検証した。さらに、解析モデルを用いて遊間量やレール継目落ちが輪重変動に及ぼす影響を検討した。

Key Words : rail dip joint, track site measurements, vehicle/track interaction, wheel load variation, partial head hardened rail

1. はじめに

有道床軌道における継目部は代表的な保守量の大きい軌道弱点箇所の一つである。その原因として、継目部で生じる衝撃輪重とそれに伴う振動による軌道沈下が挙げられる。ここで、衝撃輪重の要因として遊間が存在することと折れ角が生じることやレール継目落ちが挙げられる¹⁾。レール継目落ちは大別すると①道床沈下、②レールくせ曲がり(以下、①、②を合わせて「レール曲がりくせ等」と表記)、③レール端部のバッテリー・摩耗(以下、「レール端部形状」と表記)に分類される²⁾。ここで、衝撃輪重の程度と道床沈下やレール頭頂面のバッテリー・摩耗の進みは相互に影響するものであり、双方が進展することで軌道劣化が著しく進むものと考えられる。

本報告では、継目部における軌道沈下の要因である輪重変動に着目し、その輪重変動を励起するレール端部形状の実態調査を行った。また、レール継目部における実車走行試験を実施し、車上で測定された輪重(以下、「車上輪重」と表記)およびレール圧力の最大値と速度との関係を抽出した。次に、継目部で生じる道床沈下進みの予測を目的として、継目部の不連続性と車輪の遊間部乗り移りを考慮したレール継目部動的解析モデルを構築し、測定された

車上輪重、レール圧力と比較することで解析モデルの妥当性を検証した。さらに、本解析モデルを用いて、遊間量とレール継目落ちが輪重変動に及ぼす影響を検討した。

2. 継目部におけるレール端部形状の実態調査

在来線有道床軌道における単線・直線区間継目部のレール端部形状の実態調査を行った。測定箇所数は28箇所であり、レール端部形状を算出するために用いたサンプル数は1継目にレール端部が2つあるため合計56データである。レール長手方向のレール継目落ちはレール踏面測定器(1m弦)を用い、継目を挟んで測定された。測定波形例を図-1に示す。測定に用いたレール踏面測定器の出力波形は長手方向を1/10倍に、上下方向を10倍にしたアナログ連続波形で記録紙に描かれている。そのため、ここでは記録紙のアナログ波形を0.127mm間隔でデジタル化し、1m弦の両端点における値が0となるよう補正を行った後に得られたレール継目落ちからレール端部位置を推測することとした。測定されたレール継目落ちには、レール曲がりくせ等の形状とレール端部形状とが混在しているものと考え、レールの進入側と去り側の各々で、レール曲がりくせ等の形状を測

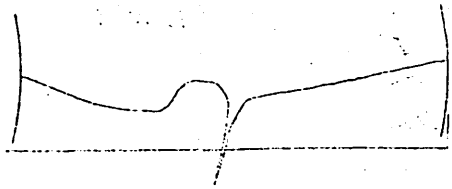


図-1 レール踏面測定器により測定された
レール継目落ちの波形例

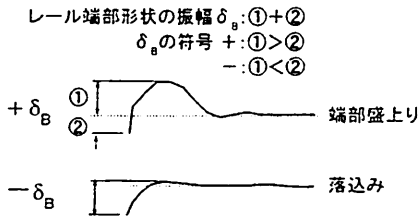


図-2 レール端部形状の振幅 δ_B および符号の定義

測定データに基づいた指数関数によるカーブフィッティングで推定し、得られた回帰曲線 y_E と測定データ y_i との差をレール端部形状として算出することとした²⁾。なお、レール曲がりくせ等の形状を表現する回帰曲線は、 $y_E(x) = a + be^{cx}$ で表し、係数 a 、 b 、 c を測定データより推定することとした。レール端部形状の振幅 δ_B と落込みまたは盛り上りとして区別するための符号は、図-2 に示すように定義した。抽出されたレール端部形状の波形例と端部形状より読み取った振幅 δ_B のヒストグラムを図-3、図-4 に示す。図-3 より、レール端部形状には落込みと盛り上の2種類があり、特に盛り上りの場合は、盛り上り範囲の長さから、端部熱処理の熱影響による軟化部と熱処理による硬化部との硬さの違いにより生じたものであることが確認できた。図-4 より、レール端部形状の振幅は盛り上り、落込みのどちらも1mm以内の範囲に多く分布している。

3. レール継目部における実車走行試験

(1) 測定概要

車両が継目部を走行する際に発生する輪重変動を把握するため、実車による走行試験を行った。測定箇所は曲線半径500m、カント105mmの線形であり、継目部の支持構造は支え継ぎである。測点配置図は図-5、測定項目、測定方法および測定周波数帯域は表-1 に示す通りであるが、本論文では車上輪重および継目部レール圧力を検討することとした。測定データのサンプリング時間は1/6000sである。なお、測定時の車両の静止輪重は46.1kNであり、地上測定は内軌を対象に行った。そのため、以下に示す車上輪重測定結果は内軌側のものである。

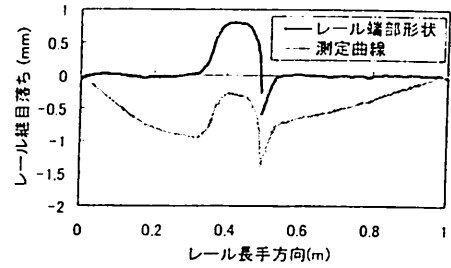


図-3 測定曲線と推定したレール端部形状の波形例

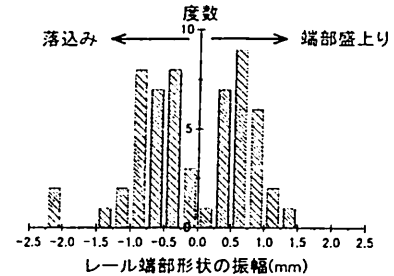


図-4 レール端部形状の振幅 δ_B のヒストグラム

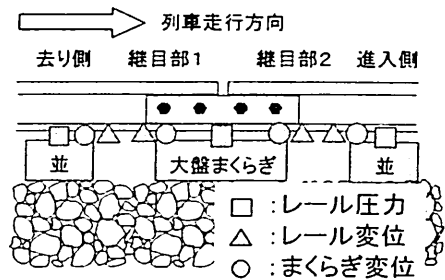


図-5 測点配置図

表-1 測定項目、測定方法と測定周波数帯域

測定項目	測定方法	測定周波数帯域
車上輪重	新連続法	100Hz
レール変位	非接触式変位計	0-3kHz
まくらぎ変位	非接触式変位計	0-3kHz
レール圧力	圧カパッド (ひずみゲージ)	1kHz(動ひずみ測定器)
レール継目落ち	接触式(デジタル出力)	長手方向: 1mm 凹凸振幅: 1/1000mm

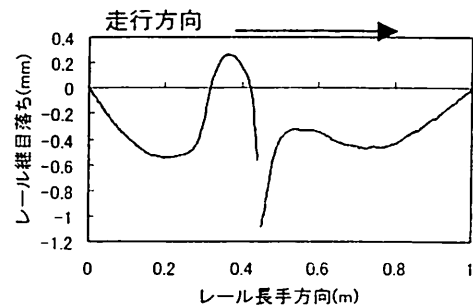
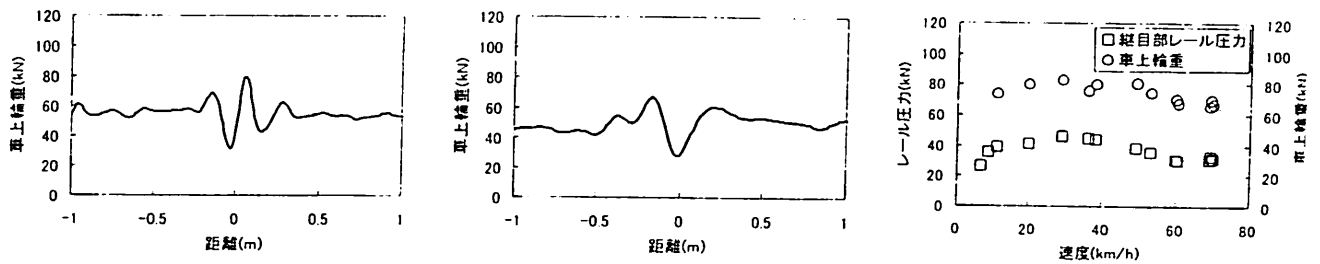


図-6 レール継目落ち (端部盛り)

(2) 測定結果

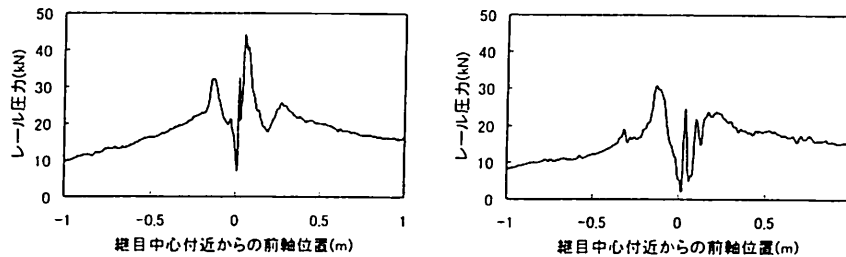
測定箇所のレール継目落ちを測定した結果、端部熱処理の影響で端部盛り上りとなっていた (図-6)。なお、遊間量は11mmであった。

継目部付近で生じた速度38.5km/hおよび69.8km/hに対する車上輪重の測定波形 (ローパスフィルタ、



(a) 速度 38.5km/h (b) 速度 69.8km/h
 図-7 継目付近における車輪重の測定波形 (LPF: 100Hz)

図-8 速度に対する車輪重と継目部レール圧力の最大値



(a) 速度 38.5km/h (b) 速度 69.8km/h
 図-9 継目部におけるレール圧力の測定波形 (LPF: 800Hz)

以下「LPF」と表記: 100Hz) をそれぞれ図-7 に示す。図より、速度38.5km/hの場合は継目部手前のレール凸部でやや輪重が大きくなり、一旦これが減少した後、車輪が隣接レールに乗り移った際に輪重が最大となる。一方で、速度69.8km/hの場合は車輪が隣接レールに乗り移った後のピークが明確ではない。速度に対する車輪重と継目部レール圧力 (LPF: 800Hz) の最大値を図-8 に示す。継目部レール圧力と車輪重との相関係数は0.89と高かった。車輪重および継目部レール圧力ともに速度増加に伴い単調増加するのではなく、ある速度で最大となり、それ以上では小さくなる傾向にあった。この理由については5節(1)において検討する。

次に、速度38.5km/hおよび69.8km/hに対する継目部のレール圧力測定波形 (LPF: 800Hz) を図-9 に示す。図より、速度に対する波形変化の傾向が車輪重と同様であることがわかる。また、図の継目中心付近で、LPF100Hzのために車輪重では捉えられない高周波の現象が生じていることがわかる。

4. レール継目部動的解析モデルの構築と検証

(1) レール継目部動的解析モデルの構築

これまで、佐藤³⁾、Jenkinsら⁴⁾は車両・軌道系をばね・質点モデルで表現した理論解析により、車両通過時に継目部で生じる衝撃輪重を評価した。しかし、本研究では継目部で生じる道床沈下進み予測を最終目的としているため、道床沈下に伴った浮きまくらぎの影響を考慮する必要がある。そのためにはレールが長手方向で離散支持され、さらに継目欠線部を

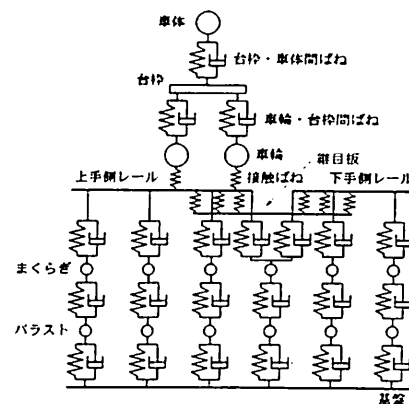


図-10 レール継目部動的応答解析モデル
 車輪が乗り移る現象が考慮できる解析モデルの構築が必要となる。そこで、本論文では片岡らが提案した継目部の解析モデル⁵⁾を参考に、図-10 に示すレール継目部動的応答解析モデルを構築した^{6,7)}。

本解析モデルは、車両と軌道の構成要素をはり、質点、ばね、ダッシュポットを用いて表現している。車両は半車体を考慮し、質点とVoigtユニットでモデル化した。レールと継目板はTimoshenkoはりモデル化し、有限要素法によって離散化した。なお、両者は継目板ボルト位置で線形ばねによって連結されている。レールより下部の構成要素については、軌道パッドをVoigtユニット、まくらぎ、バラストを質点でモデル化し、まくらぎとバラストの支持はVoigtユニットで表現するものとした。また、車輪・レールの接触はHertzの弾性接触理論に基づきモデル化した。ただし、車輪がレール端部に到達した状態では、レール端の存在によってHertz接触における半無限体近似に矛盾が生じる。そのため、レール

端近傍では接触ばね定数 k_c の低減率 κ と食い込み量の定数 α をパラメータとして加えた修正式を通常の接触力評価式に代えて使用することとした⁹⁾。

なお、片岡らの解析モデルと本解析モデルとの主な相違点は、Timoshenkoはりの離散化に用いる有限要素にあるが詳細は文献 [6] を参照されたい。

(2) 解析モデルの検証

3章で示した車上輪重と継目部レール圧力の測定値を対象に、本解析モデルによる解析値との比較を行った。レール継目落ちとして図-6を用い、その他の解析諸元は表-2に示す通りである。表-2のバラスト支持ばね係数はバラストのみの設計値⁹⁾であるが、実際にはバラスト粒子の摩耗程度や路盤条件等の影響で箇所毎にばらつくものと考えられる。測定値との比較においては、車上輪重測定値を対象に検討した結果、路盤ばねも含めたバラスト支持ばね係数を30MN/mに設定した。この条件下での、速度40km/h、70km/hに対する動的輪重および継目部レール圧力の解析結果をそれぞれ図-11、12に示す。なお、測定値との比較を行うため、解析値の動的輪重にはLPF100Hz、レール圧力にはLPF800Hzの処理を施している。

図-11に示す動的輪重より、速度に対する波形変化や最大値の傾向を概ね再現することができた。ただし、継目部手前で生じたピーク後の輪重抜けが、解析値の方が測定値よりも大きかった。これはモデルでは考慮していない浮きまくらぎ等の影響と考えられる。図-11(c)に示す動的輪重の最大値が速度に対して単調に増加しない理由として、動的輪重波形の解析値と測定値が概ね同様であることから、レール継目落ちの凹凸波長、およびばね下質量と軌道支持ばね係数の振動系による固有周波数が影響しているものと考えられる⁹⁾。表-2に示した解析諸元(路盤ばねも含めたバラスト支持ばね係数は30MN/m)により検討を行うと、ばね下質量と軌道支持ばね係数¹⁰⁾から求まる固有周波数 f は約42Hzとなる。図-6に示したレール継目落ちの端部盛り部分の波長 λ を端部熱処理レールの熱処理部の長さの規格値上限0.15m⁹⁾とすると、共振速度 V は $3.6 \times f \times \lambda$ より約23km/hとなる。この共振速度が図-11(c)で最大輪重が生じている低速度域にあることから、上記理由が概ね妥当であるものとする。

図-12に示す継目部レール圧力についても動的輪重と同様に、速度に対する波形変化や最大値の傾向を概ね再現することができた。また、継目通過後のピーク手前で見られる高周波変動を解析でも表現で

表-2 解析諸元

車体質量		kg	6698.6	
台車枠質量		kg	1015	
ばね下質量		kg	842.5	
台車枠ピッチング慣性モーメント		tm ²	1.04	
静止輪重		kN	46.1	
車体/台車枠間	ばね係数	MN/m	0.337	
	減衰係数	kNs/m	14	
台車枠/車体間	ばね係数	MN/m	0.5394	
	減衰係数	kNs/m	40	
軸距		m	2.1	
レール種別	50N			
継目板の連結ばね		GN/m	10	
軌道パッド	ばね係数	MN/m	110	
	減衰係数	kNs/m	98	
まくらぎ	質量	大盤木まくらぎ	kg	31
		並まくらぎ	kg	21
	支持ばね係数	支持ばね係数	MN/m	100
		支持減衰係数	kNs/m	98
バラスト	質量	kg	122.2	
	支持ばね係数	MN/m	200	
	支持減衰係数	kNs/m	245	
時間増分		s	1/20000	

きた。なお、図-12(c)では速度50km/h以下において測定値との良好な一致がみられるが、これは最大値のみの比較であり、波形レベルではまだ完全に一致していない部分もあるため、さらに検討を進める予定である。

以上より、本解析モデルで継目部におけるレール継目落ちを考慮することで、動的輪重と継目部レール圧力の解析値が概ね測定値と一致することを確認した。

5. 遊間とレール継目落ちが輪重変動に及ぼす影響

前章までにおいて、継目部には端部盛りや落込みのあるレール継目落ちが存在し、そのために継目部で大きな輪重変動が生じることを測定値と解析値との比較により示し、また解析モデルの妥当性を得た。そこで本章では、解析モデルを用いて継目部遊間やレール継目落ちパターン毎に生じる輪重変動を検討した。なお、解析諸元には表-2(バラスト支持ばね係数は路盤を剛としたバラストのみの設計値200MN/m)を用い、実際に継目部で生じている可能性のある高周波輪重変動(時間増分の設定により10kHzまで)について検討するため、解析値にはLPFを施さないこととした。レール継目落ち無しで遊間のみの場合および図-6に示すレール継目落ちを考慮した場合の解析値を、速度40km/h時の輪重波形と速度に対する動的輪重の最大値の関係で示す(図-13)。図-13(a)より、レール継目落ちが無い場合は遊間の影響で車輪乗り移り時に高周波輪重変動が生じている。しかし、レール継目落ちを考慮した方が動的輪重の最大値は大きいことから、継目部の輪重変動には主として端部摩耗により生じるレー

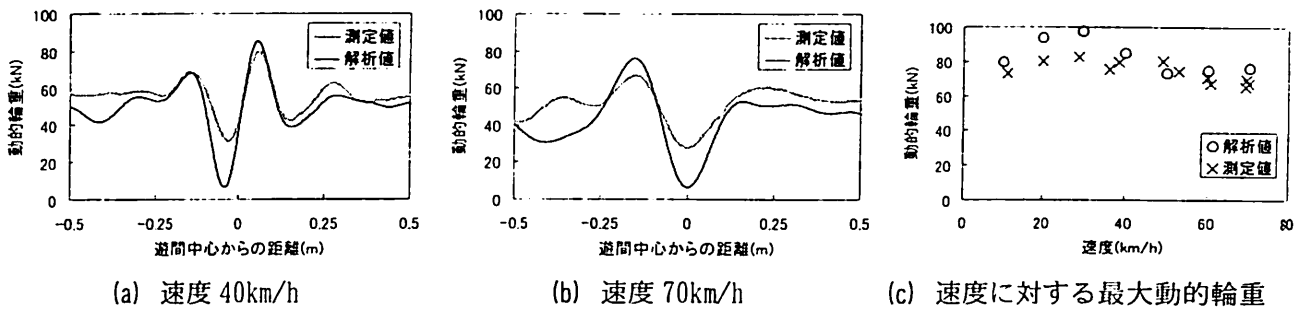


図-11 動的輪重の解析値と測定値の比較 (遊間 11mm、レール継目落ちを考慮、LPF : 100Hz)

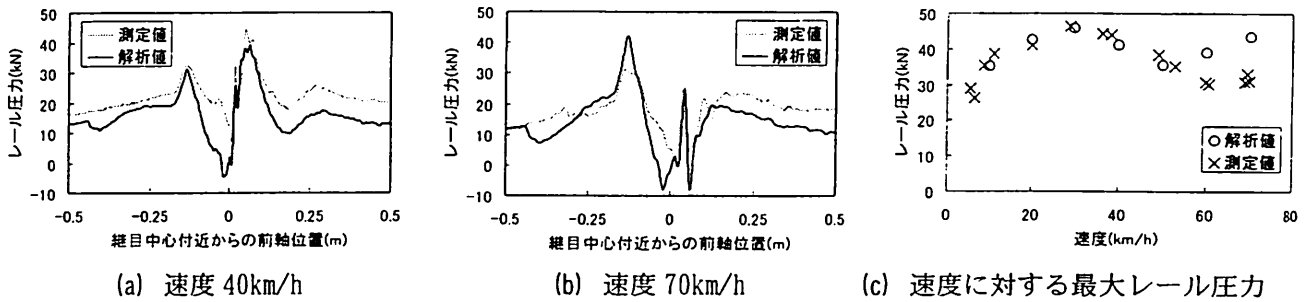


図-12 継目部レール圧力の解析値と測定値の比較 (遊間 11mm、レール継目落ちを考慮、LPF : 800Hz)

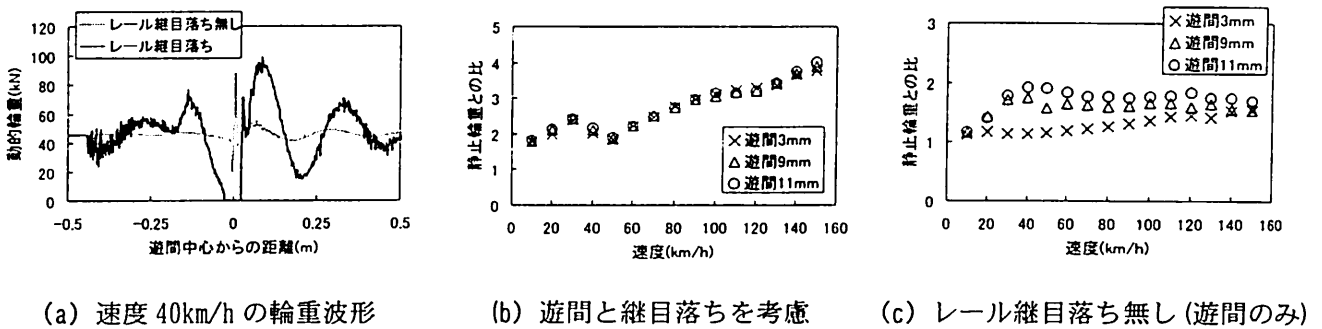


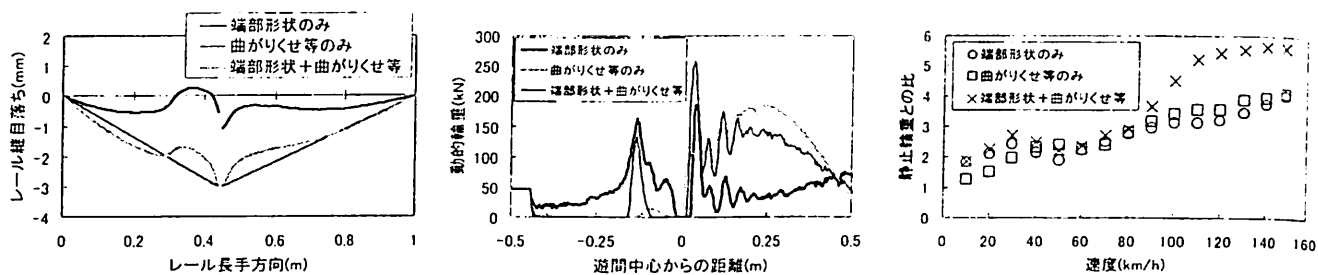
図-13 遊間量をパラメータとした場合の動的輪重の解析結果 (LPF : 無し)

ル端部形状を含めたレール継目落ちの影響が大きいと考えられる。

図-13 (b) に示す遊間量をパラメータとした場合の速度と動的輪重の最大値との関係より、レール継目落ちを考慮した場合には、遊間量が変わっても動的輪重の最大値はほとんど変化しない。また、レール継目落ちの端部盛上りに依存した動的輪重の最大値は速度に対して単調増加せず、速度30km/hで最大となった後に低下し、60km/hからは単調増加している。一方、図-13 (c) に示すレール継目落ちを考慮していない遊間のみの場合では、遊間量の増加に伴って動的輪重の最大値が大きくなった。動的輪重の最大値の速度効果は、遊間量が3mmの場合は速度に対して単調増加しているが、遊間量が9および11mmの場合は速度40km/h付近で最大となり、それ以上の速度になると速度に依らずほぼ一定となった。

レール継目落ちのパターン毎の動的輪重の解析結果を図-14 に示す。なお、動的輪重にはLPFを施していない。レール継目落ちパターンは、図-14 (a) に示すレール端部形状のみ (端部盛上り)、レール

曲がりくせ等のみおよび両者を複合した形状の3種類を考えた。ここで、レール曲がりくせ等は道床沈下で生じるレールの落込みを想定したものであるが、解析では道床沈下による浮きまくらぎは考慮していない。図-14 (b) に示す速度150km/h時の動的輪重波形より、レール端部形状のみの場合は遊間付近で輪重が最大となり、レール曲がりくせ等のみの場合は遊間通過後に最大となる。これより、レール継目落ちのパターンによって最大輪重の周波数成分が異なることがわかる。レール端部形状と曲がりくせ等が複合した場合は、遊間付近のピークは端部形状の影響、遊間通過後のピークは曲がりくせ等の影響であると考えられる。図-14 (c) の速度に対する動的輪重の最大値より、レール端部形状のみの場合は速度に対して単調増加せず、レール曲がりくせ等のみの場合はほぼ単調増加している。レール端部形状と曲がりくせ等が複合する場合は、低速度域で端部形状の影響がみられ、速度100km/h付近以上では端部形状もしくは曲がりくせ等が単独で存在する場合よりも動的輪重の最大値が大きくなった。ただし、最大



(a) レール継目落ち (b) 動的輪重波形 (150km/h) (c) 速度に対する最大動的輪重

図-14 レール継目落ちパターン毎の動的輪重の解析結果
(遊間 11mm、曲がりくせ等は 1m 弦で 3mm の落込み、LPF 無し)

動的輪重の周波数は速度やレール継目落ちパターン毎に異なっていた。

参考文献

6. まとめ

継目部における軌道沈下の要因である輪重変動に関する検討を行った。レール端部形状の実態調査から、端部熱処理レールの硬化部が盛上る形状となっていることがわかった。また、継目部で生じる車上輪重とレール圧力の測定値から現象を把握するとともに、構築したレール継目部動的応答解析モデルが測定値と概ね一致することを確認した。一方、本解析モデルは遊間部を車輪が乗り移る現象を考慮しているため、これを用いた継目部で生じる高周波成分も含めた輪重変動について検討を行い、その傾向を把握した。

今後は、道床沈下に直接影響するまくらぎ/道床間作用力についても検討し、本解析モデルの道床沈下予測への適用を検討する予定である。

謝辞：地上測定試験にあたりご指導とご協力を頂いた鉄道総研 軌道構造研究室 阿部室長，同軌道・路盤研究室 堀池主任研究員，同軌道構造研究室 片岡主任研究員，及川研究員および関係者の方々に深くお礼を申し上げます。

- 1) 佐藤 吉彦：新軌道力学，鉄道現業社，pp.71，1997.
- 2) 松山 晋作，赤間 誠：頭部熱処理レール敷設試験結果の再検討，鉄道技術研究所速報，pp.2，pp.8-11，1985.
- 3) 佐藤 裕：軌道に加わる垂直衝撃圧力，鉄道技術研究報告，No.16，1958.
- 4) H H Jenkins, J E Stephenson, G A Clayton, Q W Morland and D Lyon : The Effect of Track and Vehicle Parameters on Wheel/Rail Vertical Dynamic Forces, REJ, 1974. 1.
- 5) 片岡 宏夫，阿部 則次，若月 修，及川 祐也：レール継目部の梁モデルによる動的応力解析，土木学会第57回年次学術講演会概要集，pp.283-284，2002.
- 6) 紅露 一寛，阿部 和久，石田 誠，鈴木 貴洋：車両・軌道系の振動解析に適したTimoshenkoばり有限要素の提案，第10回鉄道技術連合シンポジウム論文集，pp.533-536，2003.
- 7) 紅露 一寛，阿部 和久，石田 誠，鈴木 貴洋：レール継目を考慮した振動解析モデルによる軌道系の衝撃応答の評価，第31回土木学会関東支部技術研究発表会講演概要集 (CD-ROM)，2003.
- 8) 運輸省鉄道局監修：鉄道構造物等設計標準・同解説 [有道床軌道(案)]，pp.26-27，1997.
- 9) 新しい線路，(社)日本鉄道施設協会，pp.63，pp.336-339，1997.
- 10) 佐藤 吉彦：軌道高周波振動の理論解析，鉄道技術研究報告，pp.89-92，1976.

(2004. 5. 31 受付)

STUDY ON WHEEL LOAD VARIATION EXCITED AT RAIL JOINTS

Takahiro SUZUKI, Makoto ISHIDA, Kazuhisa ABE and Kazuhiro KORO

The longitudinal profiles of rail dip joints were investigated and some typical profiles of dip joints were obtained. Also, track dynamic behaviors such as dynamic wheel loads, rail seat forces, rail and sleeper displacements excited by vehicles running at a rail joint at the speed up to 70km/h were measured. On the other hand, the authors established a track dynamic model considering the excitation caused by wheels transferring at the discontinuity of fish plate rail joints. Then the measured and analytical results were compared and a good agreement was obtained. Finally the influence of rail surface irregularity, longitudinal profile of dip joint and the gap of fish plate joint on dynamic wheel loads was studied.