

IV-282

急曲線外軌側のレール波状摩耗と輪重変動解析

鉄道総合技術研究所 正会員 長戸 正二
 四国旅客鉄道 正会員 東矢 英二
 鉄道総合技術研究所 小倉 英章

1. はじめに

J R四国管内の振子車両導入線区において、急曲線部の外軌側レールに発生している波状摩耗に関して、輪重変動解析シミュレーション¹⁾により波状摩耗の発生要因の一つと考えられる輪重変動に関する解析を行うとともに、8000系振子電車の性能確認試験時の車上測定横圧及び軸箱振動加速度の測定結果とレール頭頂面凹凸形状の対応について検討した結果について述べる。

2. 輪重変動解析シミュレーションによる検討結果

(1) 解析に用いた各数値諸元

今回の解析に用いたモデルを図1に、各数値パラメータ表1示す。軌道支持ばね係数については、表1に示した軌道条件に加えて、路盤の $K_{so}=70\text{MN/m}^3$ を想定した $K=36\text{MN/m}$ を考慮して、 30MN/m 、 60MN/m 、 100MN/m の3ケースを設定した。

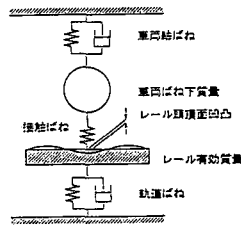


図1 解析モデル

表1 輪重変動シミュレーションに用いた諸係数

軌道関係	車両関係	2000系	8000系
軌道支持ばね係数(MN/m)	車輪ばね上下ばね係数(MN/m)	2.8	1.2
レール有効質量(kg)	車両のばね下質量(kg)	622	863
軌道減衰係数(MN・s/m)	車輪ばね上下減衰係数(MN・s/m)	0.0211	0.0211
レール/車輪接触ばね(MN/m)	輪重(kN)(計算値)	64.4	62.5
記事	記事		
Nレール:50N PC(左):39本/25m 道床厚:約200mm の軌道構造を考慮	R:半径 C:カント V:速度 h:重心高さ	R=600m C=105mm V=120km/h h=1105mm	R=600m C=105mm V=120km/h h=1089mm

(2) 継目落箇所での輪重変動

図2は、継目部の形状として継目落(L=25cmで0.5mm)と遊間(L=2cmで0.2mm)を想定したレール形状において、2000系車両に相当する車両が走行した場合の輪重変動の計算結果である。図2は、軌道支持ばね係数を 100MN/m と大きくした場合の解析結果であり、継目衝撃によって接触ばねによる輪重の高周波振動(480Hz～550Hz)の後に、軌道支持ばねにより約60Hzに相当する波長60cm程度の輪重変動の発生傾向がうかがわれる。

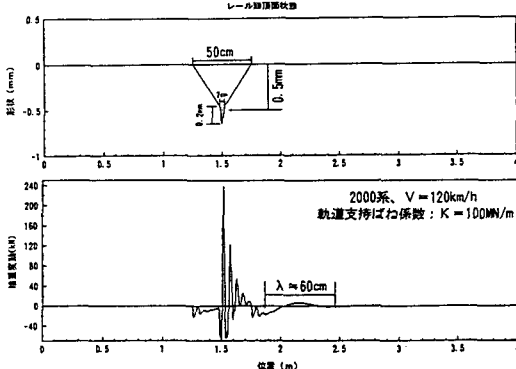


図2 継目落箇所での輪重変動

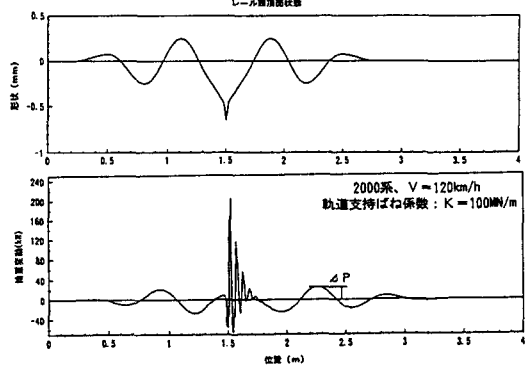


図3 波状摩耗発生箇所での輪重変動

(3) 波状摩耗発生箇所での輪重変動

図3は、波状摩耗の進行について検討するため、前述の継目部の形状に加えて1波程度の波状摩耗(波長:

$\lambda = 60\text{cm}$ 、波高： $h = 0.5\text{mm}$ 、 $R = 600\text{m}$ の区間を想定）が形成されている状況を想定したレール形状において、2000系車両に相当する車両が走行した場合の輪重変動シミュレーション結果である。この図3によると、概ね波状摩耗の周期(60Hz)に相当する輪重変動が広がっており、軌道支持ばね係数 $K = 100\text{MN/m}$ の条件下においては、車両の走行により、この周期の波状摩耗が広がっていくことが推定される。

(4) 軌道支持ばね係数と輪重変動の関係

図4は、図3に ΔP で示される、レール継目部を通過後最初に通過する波状摩耗の凸部で発生する輪重変動を、2000系、8000系別に軌道支持ばね係数 K をパラメータとして示したものである。図4によると、軌道支持ばね係数が大きくなるにつれて輪重変動 ΔP も大きくなる傾向がうかがえる。なお、車両ばね下質量の増加は、5~7cmの波長の凹凸による輪重変動にはほとんど影響を与えないが、50cm~1m程度の波長領域で輪重変動を大きく増大させることが示されており¹⁾、2000系に比べて8000系の方が車両ばね下質量が大きいため、8000系の方が輪重変動 ΔP が大きいものと考えられる。

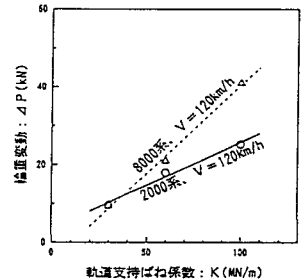


図4 軌道支持ばね係数と輪重変動

4. 8000系車両の軸箱振動加速度、変動横圧とレール凹凸の関係

8000系車両の量産車確認試験時に測定された外軌側の軸箱振動加速度、横圧波形(300Hzのローパスフィルターで処理)とレール頭頂面あらさ測定器を用いて測定されたレール頭頂面凹凸波形を対応させた結果、レール頭頂面凹凸に起因した軸箱振動加速度及び横圧の変動状況が確認できる(図5左)。そこで、列車進行方向に対する凹凸量(Peak-Peak値)に対応した軸箱振動加速度(0-Peak値)及び変動横圧をそれぞれ読み取り整理した(図5右)。これより、レール頭頂面の凹凸量が大きくなれば軸箱振動加速度が大きくなる傾向が把握でき、概ね一次比例関係にあることが確認された。よって、8000系車両の軸箱振動加速度から波状摩耗の有無の確認及びレール頭頂面凹凸量の推定がある程度可能であることがわかった。また、レール頭頂面の凹凸に起因した変動横圧が顕著に認められ、凹凸量に応じて変動横圧が大きくなる傾向がわかれた。

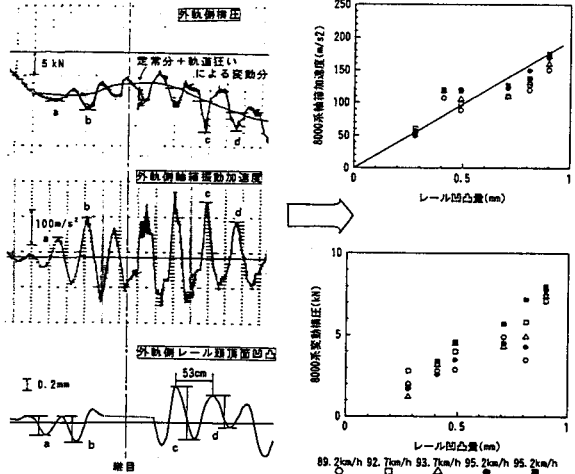


図5 波形対応例及びレール頭頂面凹凸量と軸箱振動加速度、変動横圧の関係

5. まとめ

- (1) 輪重変動解析シミュレーションの結果、外軌側波状摩耗の発生箇所では軌道支持ばね係数が $K = 100\text{MN/m}$ 程度と大きく、また、発生した波状摩耗によりさらに波状摩耗が広がることが推定された。
- (2) 8000系車両の軸箱振動加速度から波状摩耗の有無の確認及びレール頭頂面凹凸量の推定がある程度可能であることがわかった。また、レール頭頂面の凹凸に起因した変動横圧が顕著に認められた。

〔参考文献〕

- 1) Miura, S., Abe, N. and Ishida, M. : "Dynamic Load on Rail Welding Joint", Proceedings of the International Conference on Speedup Technology for Railway and Maglev Vehicles", Nov. 1993, The Japan Society of Mechanical Engineers