

車輪・レール転がり接触シミュレーション手法を用いた車輪フラットの影響評価

Influence of Wheel-flat Evaluated from Analysis Method on Wheel/Rail Rolling Contact

齋藤理沙¹⁾, 坂井宏隆²⁾

Risa Saito and Hirotaka Sakai

- 1) 鉄道総合技術研究所 (〒185-8540 東京都国分寺市光町2-8-38, E-mail: saito.risa.51@rtri.or.jp)
 2) 博(工) 鉄道総合技術研究所 (〒185-8540 東京都国分寺市光町2-8-38, E-mail: sakai.hirotaka.75@rtri.or.jp)

Wheel-flat is a defect in railway wheels and causes collision impact between the wheel and rail. To evaluate the effect of wheel-flat on the vehicle and rail, we conducted running simulations using a one-bogie model having a wheel-flat with the wheel/rail rolling contact analysis method, which have been developed based on FrontISTR. Using the proposed method, the experimentally obtained relationship between the running velocity and maximum vertical acceleration of axlebox can be reproduced. Furthermore, the contact location on the running surface during wheel-rail collision can be specified and the rail vibration characteristics for various collision positions on the rail can be investigated.

Key Words : Dynamic analysis, Finite element method, Wheel, Rail

1. はじめに

鉄道車輪の損傷の1つに車輪フラット（図-1参照）があり、駆動力が車輪・レール間の粘着限界を上回り滑走状態となり、特に車輪固着に至った際に形成される。フラット損傷を有する場合、走行時にレールとの接触で繰り返し衝撃力が発生し、車両及び軌道への損傷や部品の脱落に繋がる恐れがある。このようなフラットによる影響を予測する数値解析手法がこれまで多く提案されているが（例えば石田ら[1]、真木ら[2]），その多くはマルチボデ



図-1 車輪フラット

フラット

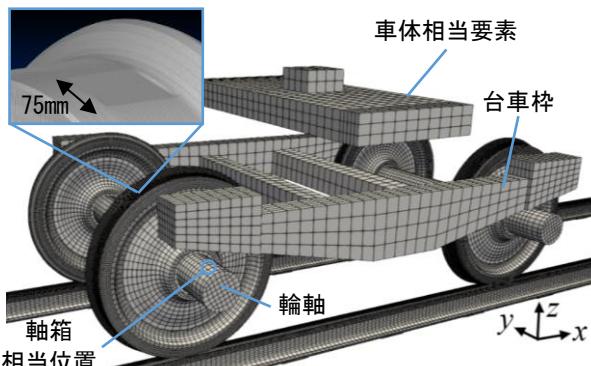


図-2 1台車モデル

ィダイナミクス等の簡易的な手法を用いたものである。しかし、フラット衝突のような複雑な接触状態をより精緻に再現するためには、有限要素解析を用いる必要があると考えられる。

ここで、坂井ら[3]はFrontISTR[4]を拡張し、車輪・レール接触問題に特化した3次元大規模並列有限要素解析プログラムである「車輪・レール転がり接触シミュレータ」（以降、本ツール）を開発した。本研究では本ツールを利用し、フラット損傷を有する1台車モデルの走行シミュレーションを行い車輪フラットが車両および軌道に及ぼす影響について調査した。

2. 解析手法・解析モデル

(1) 解析条件

これまで有限要素解析によりフラット衝突の解析を行った既往研究[5,6]では、動的解析手法として陽解法を採用し、車輪1回転分にも満たない非常に短いスパンの計算を行ったものがほとんどであった。しかし、本ツールではNewmark- β 法による陰解法を適用しており、ある程度長いスパンの走行解析も行えるため、連続的に発生するフラット衝突が再現可能である。また、接触解析手法としては法線方向についてLagrange未定乗数法、接線方向についてPenalty法を採用した。空間離散化手法としては、大回転を伴う幾何学的非線形問題を解くためにUpdate Lagrange法を適用した。

(2) 解析モデル

フラット車輪を有する1台車モデルは図-2に示すとおりである。進行方向はx座標の正方向となる。本解析手法の妥当性検証として真木ら[2]の実験結果との比較を行うために、フラット形状は長手方向の長さ75mmの人工フラ

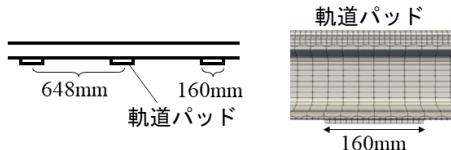


図-3 軌道モデルの概略図

表-1 材料定数

ヤング率 [N/mm ²]	209820	レール
	18	軌道パッド
	206000	輪軸・台車枠・車体
ポアソン比	0.29	レール
	0.49	軌道パッド
	0.3	輪軸・台車枠・車体
密度 [kg/mm ³]	7.81×10^{-6}	レール・輪軸
	1×10^{-6}	軌道パッド
	10.45×10^{-6}	台車枠
ばね定数 [N/mm]	$x:10780\ y:9800\ z:1030$	軸ばね
	$x,y,z:55$	空気ばね
減衰定数 [N/mm・s]	$x:10.78\ y:9.8\ z:5.6$	軸ばね
	$x,y,z:0.8$	空気ばね
摩擦係数	0.3	

ット形状を模すものとし、フラット設置位置は進行方向に向かって右側の後方車輪とした。車体相当要素（車体の1/2の質量をもつ要素）・台車枠間、および台車枠・輪軸間はばねとダッシュポットによって連結した。軌道は図-3に示す通り、軌道パッドによって間欠支持された構造とし、軌道パッド底面は完全拘束とした。材料定数とばね・ダッシュポットの定数は表-1に示すとおりである。

本ツールはモデル規模の削減のために、軌道モデルを長手方向に一定の長さのブロックに区分けし、台車が通過した後のブロックを先頭に連結する「キャタピラメッシュ機能[3]」を搭載している。本研究では当該機能を利用して走行解析を行った。ただし、軌道の端部が存在することにより、軌道内部で伝搬した弾性波が反射し衝撃力の評価に影響を及ぼす可能性があるため、軌道端部には弾性波の反射を低減するためのレイリー減衰を設定した。

(3) 荷重条件

本研究では走行速度が40km/h, 100km/h, 130km/hの場合のケースについて、フラットによる影響の評価を行った。台車モデルがこれらの目標走行速度に到達するまでの計算時間を短縮するために、加速段階においてはトルク荷重の値を通常の50倍とした。その間、計算結果の発散を防ぐため軸箱相当位置に-z方向に150kNの荷重を与え、空気ばねの剛性を通常時の1000倍とした。

3. 解析結果

(1) 軸箱相当上下加速度

走行解析から得られた軸箱に相当する位置（図-2参照）の上下加速度を図-4に示す。図中の点線は車輪1回転ごとにプロットを行っている。車輪1回転ごとに著大な上下加

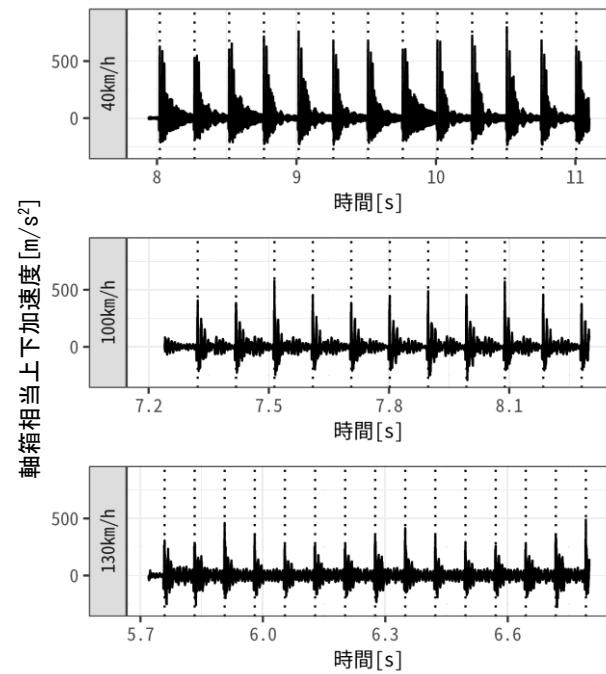


図-4 右後方車輪上の軸箱相当上下加速度

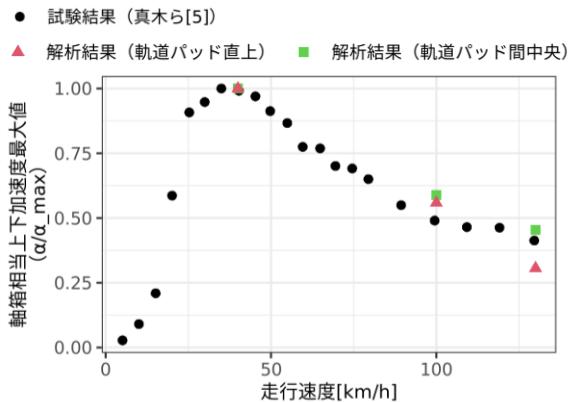


図-5 走行速度による軸箱上下加速度最大値の変化

速度の変動が生じており、フラット衝突による衝撃荷重の連続的な発生が再現できていることがわかる。また、走行速度により軸箱相当上下加速度のピーク値が大きく異なり、40km/hの場合に最もピーク値が大きく、走行速度が大きくなるごとにピーク値は小さくなっている。このような走行速度に対するフラット衝撃力の変化は真木らが行った試験結果[2]からも同様の傾向として得られている。また、図-5に走行速度と軸箱相当上下加速度の最大値の関係について、真木らの試験結果と本解析結果を比較した結果を示す。なお、本図では得られた結果について最大値で正規化した値を示しており、解析結果については軌道上においてフラットが衝突した位置ごとに整理を行った。解析結果と真木らの試験結果は概ね一致し、本ツールによって走行速度によるフラット衝撃力の変化が再現可能であることが確認できた。

(2) 接触応力分布

車輪踏面上において実際にフラット衝突が起こる位置

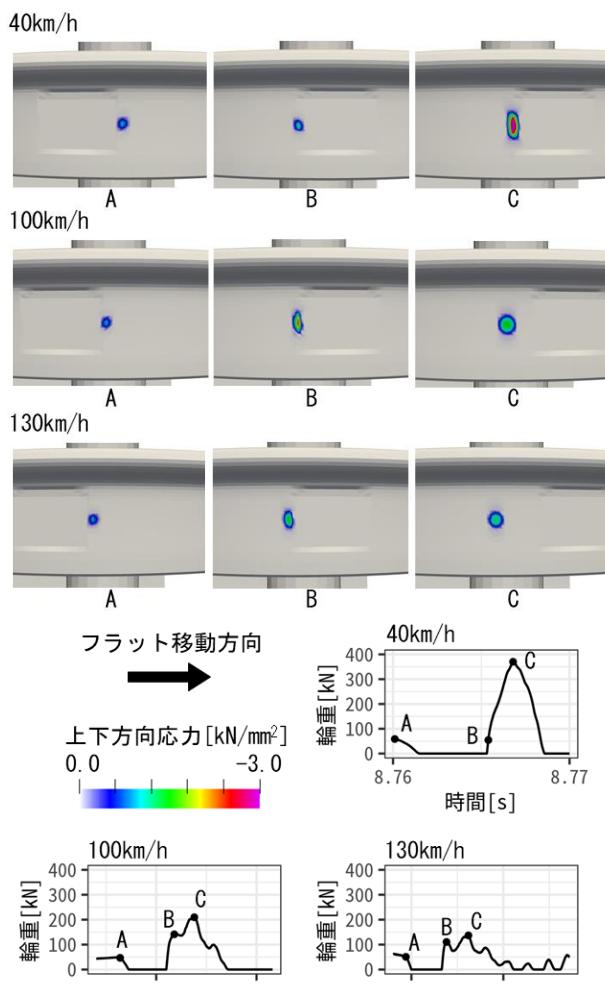


図-6 フラット衝突時における車輪踏面の上下方向応力分布

を調査するために、衝撃力発生時の上下方向の接触応力分布を可視化した結果を図-6に示す。参考として、輪重の時刻歴を合わせて示す。いずれの走行速度においても、輪重の値はいったんゼロになった後にピーク値をとるが、輪重がゼロになる直前（A）においてはフラットの端部がレールと接触し、再び輪重が載荷される時点（B）では反対側のフラット端部が接触する。したがって、遅くとも走行速度40km/h以上の場合、フラット端部に差し掛かった後に車輪はレールから浮遊し、フラット表面部はレールと接触することなく反対側のフラット端部で再びレールと接触し、衝撃力が発生することがわかる。輪重がピーク値をとる時点（C）における接触箇所は走行速度によって異なり、速度が大きいほどフラット端部より後方の健常部に及ぶ。

(3) 軌道の上下変位

フラット衝突が軌道に及ぼす影響の一例として、衝撃発生時に進行方向右側の軌道に生じる上下方向の変位を図-7に示す。ここで、本図の上下方向変位はレール底面の外側肩部の節点で生じた値を示している。また、点線は軌道パッドの位置を示す。軌道方向位置3300mm付近で下方

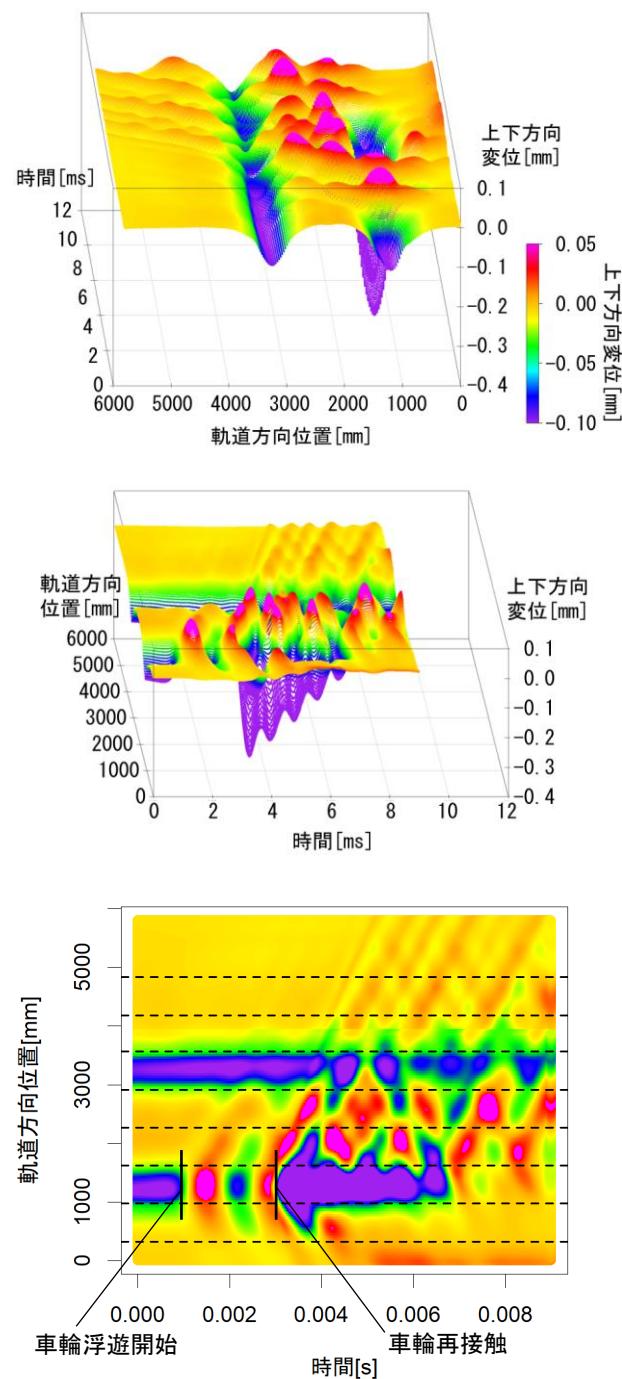


図-7 フラット衝突時における軌道の上下変位
(走行速度 100km/h の場合)

に向かって大きく変位した帯状の領域は、右前方車輪が接触した位置に該当する。一方で、フラットを有する右後方車輪が接触した位置に該当する軌道方向位置1200mm付近は複雑な挙動を示している。具体的には、フラット端部にさしかかり車輪が浮遊する約0.001秒時点までは右前方車輪接触位置と同様に下方向に大きく変位しているが、車輪の浮遊後は反動で上方向の変位が発生している。その後、軌道パッド間での振動が生じる一方で、前後方向に伝搬していく波動も見られる。さらに、伝搬した波が右側前方車輪の接触位置に到達した後、透過及び反射する様子も伺える。約0.003秒時点からは降下した車輪と再び再接触

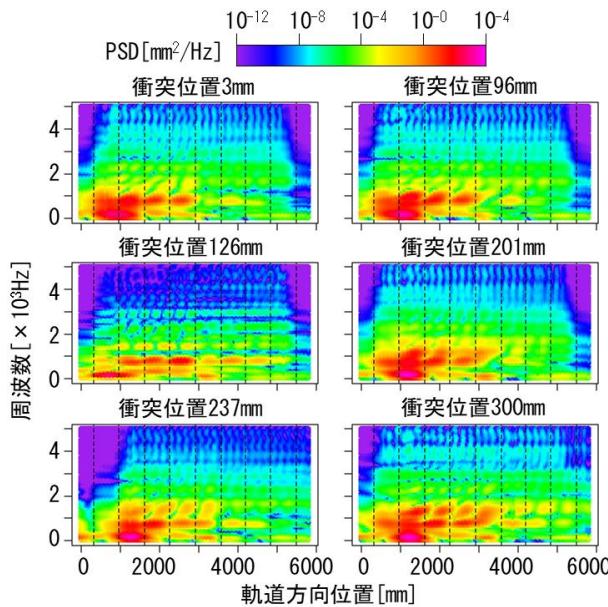


図-8 軌道の上下変位のFFT解析結果
(走行速度 100km/h の場合)

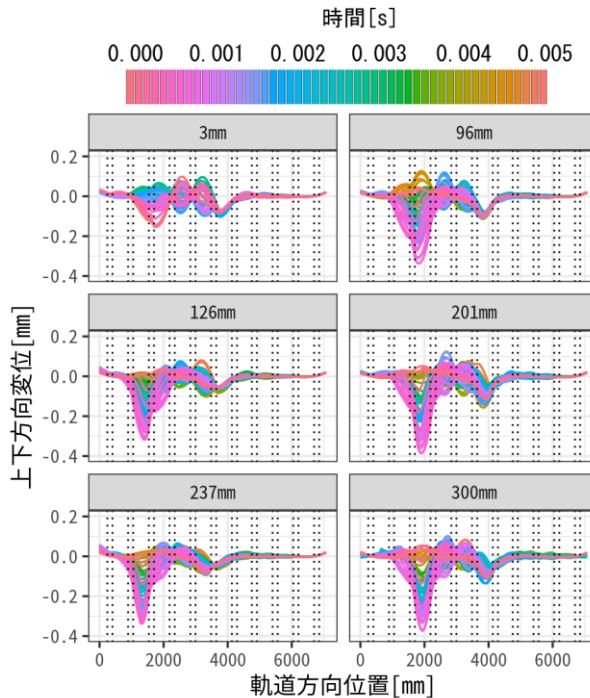


図-9 フラット衝突時における軌道の変形形状
(走行速度 100km/h の場合)

して大きく下方向に変位し、軌道パッドを節とする振動と前後方向に伝搬する波動が同様に発生している。したがって、フラット接触開始時（0.001秒～）から車輪と接触しない位置にもかかわらず前輪と後輪の間（軌道方向位置1200～3300mm）で振動が生じているが、これは軌道パッドを節とするレールの共振モードに当たる振動と、前輪・後輪間での波動の重複反射が混在して発生した結果であると考えられる。

軌道モデルは軌道パッドにより間欠支持された構造であるため、フラットの衝突位置と軌道パッドの位置の関

係が衝突挙動に何らかの影響を及ぼしている可能性がある。軌道の振動が受ける影響について調査するため、衝突位置が異なる場合の軌道の上下方向変位を位置ごとにFFT解析した結果を図-8に示す。ここで、衝突位置は輪重ピーク値に最大接着力が発生した節点から最も近傍の軌道パッドの中央までの距離を示す。また、時間刻み幅とデータ点数はそれぞれ1×10⁻⁴秒、87～100点であり、窓関数としてハニング窓を適用した。本図を参照すると、衝突位置126mmの場合は全体的に最もPSDが小さく、次いで衝突位置3mm、96mm、237mmの場合は0～1000Hzの領域のPSDがやや大きくなる。衝突位置201mm、300mmの場合は1000～1500Hzの領域にも高いPSDが現れる。

フラットの衝突位置によるPSDの変化が現れる原因として、図-9に示す軌道の変形形状が影響していると考えられる。軌道パッドの有無により、支持剛性が位置によって異なる結果として変形形状に差が生じている。具体的には、衝突位置300mmの場合は支持剛性の比較的小さい軌道パッド間中央で衝突しているため変形量が小さい一方で、衝突位置3mmの場合は支持剛性の大きい軌道パッド直下で衝突しているため変形量が小さい。さらに、衝突位置が軌道パッドから遠い場合は隣り合った軌道パッド同士を節とするように急峻にたわんだ変形形状をしている一方で、軌道パッドに近い場合は一つ離れた軌道パッド同士を節とするようになだらかにたわんだ形状をしている。したがって、フラット衝突位置が軌道パッドから遠いほどより急峻な変形形状になり高周波成分が卓越し、図-8では衝突位置3mm、96mmの場合より201mm、300mmの場合の方が高周波な領域に高いPSDが現れたと考えられる。しかし、衝突位置126mm、237mmの場合は近い衝突位置のケースと比較しても変形量が小さく、図-8でも比較的PSDが小さい。これは、衝突位置96mm、201mm、300mmの場合は衝突位置から最も近傍にある軌道パッドが車輪の進行方向後方に存在した一方で、126mm、237mmの場合は前方に存在し、図-10のように変形がなだらかになったからであると考えられる。

(4) 軌道の上下変位と輪重の関係

軌道上におけるフラット衝突位置ごとの輪重の時刻歴が図-11のように示される。衝突位置ごとに異なる点として、700～1200Hz程度の振動の現れ方に違いが生じている。具体的には、衝突位置126mmの場合は輪重の作用時間よ

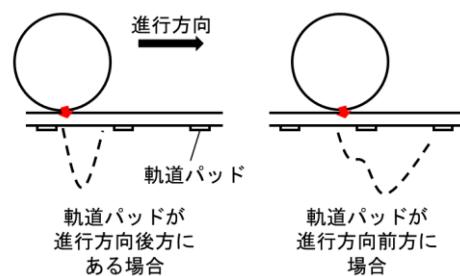


図-10 衝突位置ごとの軌道の変形形状の概略図

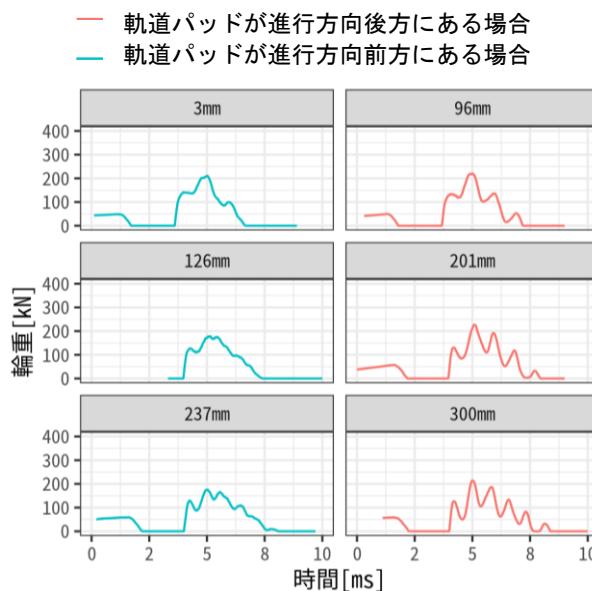


図-11 フラット衝突時の輪重
(走行速度 100km/h の場合)

り短い周期の振動はほとんど発生しておらず、3mm, 96mm, 237mmの場合は700～900Hz程度の振動が表れている。201mm, 300mmの場合はさらに細かい1000～1200Hz程度の振動が顕著に表れている。

このような、衝突位置によって異なる輪重の振動の特徴は、図-8に示す軌道の振動特性と合致している。具体的には、衝突位置126mmの場合の輪重は700～1200Hz程度の細かい振動が小さく、図-8に示す軌道のFFT結果を見ても700～1200Hzの範囲のPSDは他のケースと比較して小さい。衝突位置3mm, 96mm, 237mmの場合は輪重に700～900Hzの振動が生じ、軌道のFFT解析結果においても700～900Hzの範囲に高いPSDが表れている。衝突位置201mm, 300mmの場合はさらに高周波な1000～1200Hzの振動が輪重および軌道のFFT解析結果に顕著に表れている。以上を踏まえると、フラットの衝突位置ごとに異なって生じる軌道の振動特性が輪重に影響を及ぼし、図-11に示すように衝突位置ごとに700～1200Hz程度の振動の大きさに違いが表れたと考えられる。さらに、高周波成分が大きいと

輪重の最大値も高い傾向にあり、衝撃力のピーク値も軌道上における衝突位置が影響していると考えられる。したがって、図-4で示す軸箱相当上下加速度の時刻歴に衝突ごとのピーク値のばらつきが生じているのは、間欠支持された軌道構造の影響を受けた結果であることが予想される。

4. おわりに

本研究では車輪・レール転がり接触シミュレーション手法を用いて車輪フラットを有する1台車モデルの走行解析を行い、フラットが及ぼす影響について調査した。本解析手法によって、走行速度による軸箱相当上下加速度のピーク値の変化を概ね再現することができた。また、フラット衝突時における車輪踏面上の接触位置の特定や、衝突位置によって異なる軌道の振動特性の調査を実施した。

参考文献

- [1] 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, pp.27-32, 1997.
- [2] 真木康隆, 瞑道佳明: 車輪フラット端部形状が回転車輪と軌条輪との接触状態および衝突挙動に与える影響評価, 日本機械学会論文集, Vol.84, DOI: 10.1299/transjsme.19-00003, 2019.
- [3] 坂井宏隆, 高垣昌和, 林雅江, 相川明, 奥田洋司, 殷峻: 大規模並列計算による車輪／レール間の転がり接触挙動の解析, 鉄道総研報告, Vol.27, pp.29-34, 2013.
- [4] FrontISTR Commons: <https://www.frontistr.com/>
- [5] Bian, J. et al.: A dynamic wheel-rail impact analysis of railway track under wheel flat by finite element analysis, *Veh. Syst. Dyn.*, Vol.51, pp.784-797, 2013.
- [6] Han, L. et al.: Finite element analysis of the wheel-rail impact behavior induced by a wheel flat for high-speed trains: The influence of strain rate, *J. Rail Rapid Transit*, Vol.232, pp.990-1004, 2018