

MBDツールを活用した外軌波状摩耗の発生メカニズム検証ツールの構築

鉄道総合技術研究所 正会員 ○田中博文

鉄道総合技術研究所 正会員 細田 充

1. はじめに

レール波状摩耗の発生メカニズムの一因として、軌道の支持剛性が寄与している可能性がある。著者らは、レール波状摩耗の一つの形態である曲線外軌のゲージコーナー部に発生する波状摩耗について研究を行っている。その結果、軌道の上下方向の支持剛性がその上を走行する車両の荷重変動に影響し、この荷重変動が外軌波状摩耗の発生に密接に影響していると考えており、営業線においてそれを裏付ける複数の事例を確認している¹⁾。

そこで、本研究では、汎用のマルチボディダイナミクス(MBD)ツールを活用して、軌道の支持剛性の違いを再現可能な軌道モデルと、その上を走行する車両モデルからなるシミュレーションモデルを構築し、軌道の支持剛性が軌道・車両間の動的相互作用に与える影響について検討した。

2. 構築したシミュレーションモデルの概要

シミュレーションモデルは、汎用のMBDツール「SIMPACK」を用いて構築した。図1に、構築したシミュレーションモデルの概要を示す。車両は、一般的な在来線の通勤型車両の1車体をモデル化した。軌道は、軌道支持剛性が異なる2種類の直結系軌道(モデルA、B)をモデル化した。一つは、まくらぎ直下に弾性材が配置されており、まくらぎが弾性支持されている軌道構造(モデルA)である。もう一つは、まくらぎはスラブ盤に剛結されており、そのスラブ盤がコイルばねによって弾性支持されている軌道構造(モデルB)である。

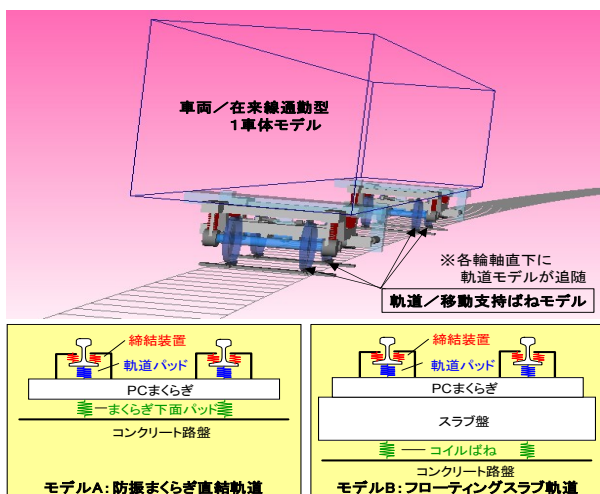


図1 構築したシミュレーションモデルの概要

本シミュレーションモデルでは、車両モデルの各輪軸の直下に前述の軌道モデルが追従する「移動支持ばねモデル」を採用しており、これによって、支持剛性の異なる軌道とその上を走行する車両との間の動的相互作用の評価を可能としている。

ここで、軌道・車両間の動的相互作用の評価には、輪重・横圧変動と相関が高いとされる軸箱加速度を用いることとし、車両モデルの台車前後軸の輪軸端に観測点を配置した。

3. 解析条件

表1に、車両モデルおよび軌道モデルの代表的なパラメータを示す。また、図2に、検討した軌道の曲線諸元を示す。この曲線上を、車両が40km/hで走行するものとした。

表1 代表的な解析パラメータ

(a) 車両モデル

項目	諸元
軸距	2.1m
台車中心間隔	13.8m
軸重	62.75kN
車体質量	14300kg
台車質量	2800kg
輪軸質量	1300kg
車輪断面形状	修正円弧踏面
左右軸ばね間隔	1.76m
左右空気ばね間隔	1.76m

(b) 軌道モデル

項目	モデルA	モデルB
レール断面形状	60kgレール	
タイプレート角	1/40	
軌間	1067mm	
軌道パッド	50MN/m	
締結装置の小返り抵抗	200MN・m/rad	
まくらぎ下面パッド	5MN/m	(剛として設定)
コイルばね	(剛として設定)	5MN/m
締結装置間隔	0.658m	

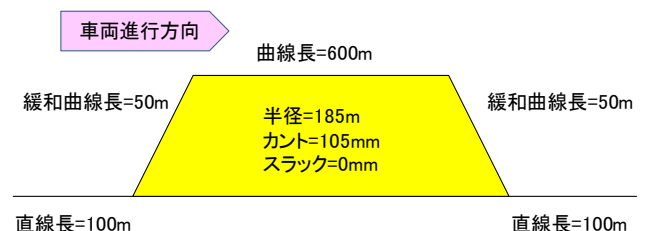
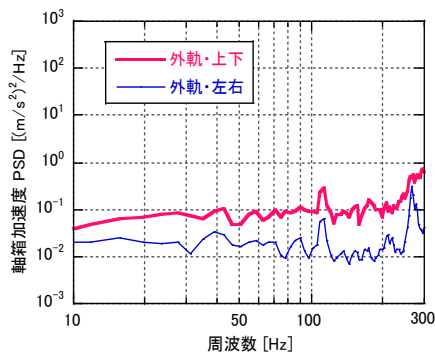


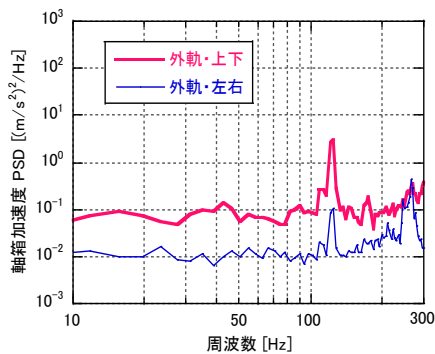
図2 曲線諸元

キーワード：マルチボディダイナミクス，外軌波状摩耗，軌道支持剛性，動的相互作用，レール凹凸

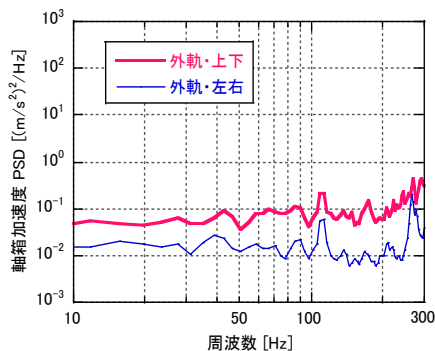
連絡先：〒185-8540 東京都国分寺市光町2-8-38 (公財) 鉄道総合技術研究所 軌道管理 TEL042-573-7278



(a) モデル A

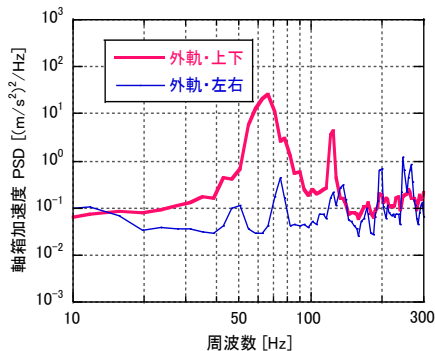


(a) モデル A



(b) モデル B

図3 レール凹凸無しの場合の軸箱加速度の PSD



(b) モデル B

図4 内軌に周期的なレール凹凸がある場合の軸箱加速度の PSD

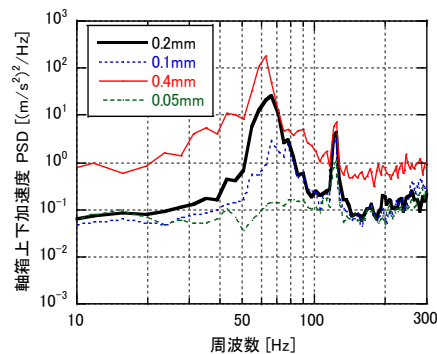


図5 内軌凹凸の振幅を変化させた際の軸箱上下加速度の PSD (モデル B)

で内軌に波状摩耗が存在する状態で、営業車両で測定した軸箱加速度において、モデル B の軌道構造を走行した際に、60Hz 帯域で軸箱上下加速度が著しく振動していたことと一致していた。また、この周波数は、外軌交換前に発生していた外軌波状摩耗状を車両が走行した際に励起される振動の周波数に概ね一致していた。

図-5 に、モデル B において、内軌凹凸の振幅を変化させた際の台車前

軸の外軌側で観測された軸箱上下加速度の PSD を示す。同図より、内軌凹凸を平滑化することによって、軸箱上下加速度に見られた 60Hz 帯域のピークが低減し、振幅 0.05mm ではピークが消滅した。

以上の解析結果から、外軌波状摩耗は、まくらぎ直下に弾性が付与されていない軌道構造において、内軌にある程度の振幅の波状摩耗が存在する際に励起される 60Hz 帯域の輪重変動によって発生している可能性が高いことがわかった。

5. まとめ

本研究では、レール波状摩耗の発生メカニズムを検証するために、汎用の MBD ツールを活用して軌道の支持剛性の違いを再現可能な軌道と、その上を走行する車両間の動的相互作用を考慮可能なシミュレーションモデルを構築した。また、そのシミュレーションモデルを用いて、軌道支持剛性が異なる 2 種類の軌道構造をモデル化して解析を行った結果、まくらぎ直下に弾性が付与されていない軌道構造において、内軌にある程度の振幅の波状摩耗が存在する際に励起される 60Hz 帯域の輪重変動によって外軌波状摩耗が発生している可能性が高いことを確認した。

参考文献

- 1) 田中博文他：振動特性に着目した直結系軌道における急曲線外軌波状摩耗の発生要因の推定，鉄道工学シンポジウム論文集，Vol.15，pp.140-147，2011。

4. 解析結果

(1) レール凹凸無し

内外軌ともにレール交換直後で顕著なレール凹凸が存在しないケースを想定して解析を行った。その際、内外軌ともに、レール凹凸として微小なホワイトノイズを付与した。

図 3 に、台車前軸の外軌側で観測された軸箱加速度のパワースペクトル (PSD) を示す。同図より、内外軌ともに、周期的なレール凹凸が存在しない場合、軸箱加速度の PSD においては、何れの軌道モデルにおいても 110Hz 付近に小さなピークが観測されたが、両者の PSD に明確な差は見られなかった。

(2) 内軌波状摩耗を考慮

外軌はレール交換直後で顕著なレール凹凸が存在せず、内軌には波状摩耗が存在するケースを想定して解析を行った。その際、外軌には微小なホワイトノイズと、内軌には波長 90mm、振幅 0.2mm の周期的なレール凹凸を付与した。

図 4 に、台車前軸の外軌側で観測された軸箱加速度の PSD を示す。同図より、内軌のみに周期的なレール凹凸が存在する場合、モデル A の軌道においては、その波長に対応する 125Hz 付近にのみ明確なピークが観測された。一方で、モデル B の軌道においては、125Hz のピークに加え、軸箱上下加速度の 60Hz 帯域に著しいピークが観測された。なお、台車後軸では、このような顕著な振動は観測されなかった。

この結果は、営業線において外軌のみ交換した直後