

## フローティング・ラダー軌道の輪重変動特性

（財）鉄道総合技術研究所 正会員 奥田 広之，正会員 曾我部 正道  
正会員 松本 信之，フェロー会員 涌井 一

### 1. はじめに

車両と軌道の動的相互作用により生じる車輪/レール間の輪重変動は、軌道破壊の要因となるもので軌道構造の性能を評価する上で重要なパラメータとなる。本論文では、軌道構造により異なるレール支持剛性が輪重変動に及ぼす影響について基礎的検討を行った。ここでは、軌道構造としてフローティング・ラダー軌道およびPCマクラギ直結軌道を用いて、レール溶接部凹凸を考慮した場合について、列車速度および軌道パッドの鉛直バネ係数をパラメータとした動的解析を行い、輪重変動に着目して検討を行った。

### 2. 軌道構造の解析モデル

ここで検討した軌道構造は、フローティング・ラダー軌道とPCマクラギ直結軌道の2種類とした。フローティング・ラダー軌道は、縦梁とレールから構成される「複合レール」を防振材（1.25m 間隔）によりコンクリート路盤から低支持バネ係数で浮かせた構造である。フローティング・ラダー軌道の解析モデルを図1に示す。解析モデルは、長さ6.25mのラダーマクラギ（縦梁の梁幅46cm、梁高18.5cm）を4本用いて軌道延長を25mとした。また、PCマクラギ直結軌道の解析モデルを図2に示す。解析モデルは、3Tマクラギを41本用い、軌道延長を25mとした。いずれの解析モデルも、レールは60kgレール、締結装置間隔は0.625m、防振材間隔は1.25mとした。レール、縦梁、継材およびマクラギは梁要素（チモシェンコ梁）、軌道パッド、防振材およびマクラギパッドにはバネ要素を用いた。なお、レールの節点間隔を6.25cmと細かくすることにより、節点間隔が粗い場合に生じる折れ角による輪重変動を生じないようにした。レール溶接部凹凸を考慮する場合は、レール溶接部凹凸中心が、第2番目ラダーマクラギ中央近傍の軌道パッド直上にくるように設定した。定常解を得るため、レール両端部を制約条件で連結して、レール両端部の変位および回転角を等しくするループ構造を構成し、1車両を周回させて解析を行った。

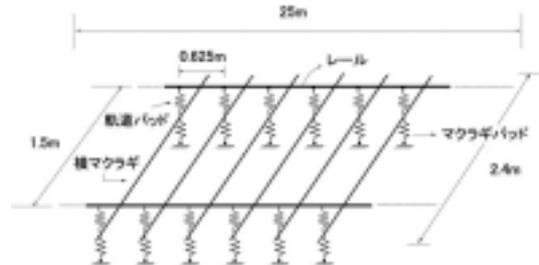
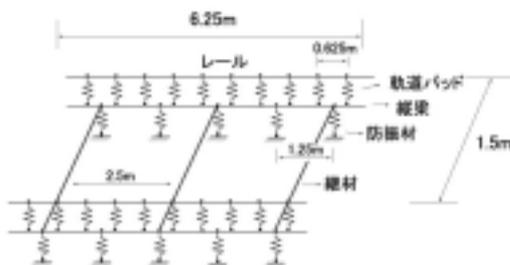


図1 フローティング・ラダー軌道の解析モデル

図2 PCマクラギ直結軌道の解析モデル

また、表1, 2に各軌道の解析に用いた材料定数をそれぞれ示す。

表1 材料定数（フローティング・ラダー軌道）

	ヤング係数 (MPa)	断面積 (cm <sup>2</sup> )	ポアソン比	断面2次モーメント (m <sup>4</sup> )
60kg レール	$2.1 \times 10^5$	77.5	0.3	$3.09 \times 10^{-5}$
縦梁	$4 \times 10^4$	843	0.17	$2.41 \times 10^{-4}$
継材	$4 \times 10^4$	127	0.17	$6.32 \times 10^{-6}$
防振材 (一箇所当たり)	鉛直バネ係数 15MN/m 減衰係数 20 または 80kNs/m			
軌道パッド (一箇所当たり)	鉛直バネ係数 300 または 500 MN/m 減衰係数 60kNs/m			

表2 材料定数（PCマクラギ直結軌道）

	ヤング係数 (MPa)	断面積 (cm <sup>2</sup> )	ポアソン比	断面2次モーメント (m <sup>4</sup> )
60kg レール	$2.1 \times 10^5$	77.5	0.3	$3.09 \times 10^{-5}$
マクラギ	$4 \times 10^4$	461	0.17	$1.34 \times 10^{-4}$
マクラギパッド (1 締結当たり)	鉛直バネ係数 20 または 500MN/m 減衰係数 80kNs/m			
軌道パッド (1 締結当たり)	鉛直バネ係数 300 または 500MN/m 減衰係数 60kNs/m			

キーワード：フローティング・ラダー軌道，輪重変動，相互作用解析

連絡先：東京都国分寺市光町 2-8-38 Tel：042-573-7290 Fax：042-573-7320

### 3. 解析方法

#### (1) 解析ツール

時刻歴応答を求める車両と軌道の動的相互作用解析には、有限要素法を用いた動的相互作用シミュレータ（DIASTARS）を用いた。

#### (2) 解析に用いたレール溶接部凹凸

図3に解析に用いたレール溶接部凹凸を示す。

レール溶接部凹凸量は、 $L=1\text{m}$ 、 $\delta_1=0.8\text{mm}$ 、 $\delta_2=0.6\text{mm}$ 、 $\delta_3=0.1\text{mm}$ とした。この凹凸量は実態をかなり上回る大きな設定である。

#### (3) 解析に用いたヘルツの非線形接触バネ

解析に用いたヘルツの非線形接触バネの接触力と弾性圧縮量の関係を図4に示す。ヘルツの非線形接触力は、次式の仮定により求めた。 $P=(1/G \cdot Z_c)^{3/2}$

ここで、 $P$ は接触力、 $Z_c$ は弾性圧縮量であり、 $G$ は次式により示される。図4 ヘルツの非線形接触バネ  
なお、 $R$ は車輪半径である。 $G=4.57 \times 10^{-8} \times R^{-0.149} (\text{m}/\text{N}^{2/3})$ （車輪踏面が平滑な場合）

#### (4) 車両モデル

車両モデルには、東北上越新幹線モデル（200系）の1車両分を使用し、静的輪重は78.4kNとした。

### 4. レール溶接部凹凸による輪重変動

レール頭頂面にレール溶接部凹凸を設けた場合におけるレール支持剛性と輪重変動の関係を検討した。列車速度は350km/hとした。車両の周回数は、編成車両の影響が検討できることと解析に要する計算時間を考慮して設定した。

図5に、PCマクラギ直結軌道における輪重変動（先頭台車の第1車輪）の時系列波形およびその拡大波形を示す。軌道パッドの鉛直バネ係数はかなり固めの設定として500MN/mとし、減衰係数は60kNs/m<sup>1</sup>とした。マクラギパッドの鉛直バネ係数もかなり固めのものを想定して500MN/mとし、減衰係数は80kNs/mとした。これより、車輪にはジャンピングが発生し、輪重は最大400kN程度となり、拡大波形によると、いわゆるP1力（レール/車輪間により生じる高周波の動的荷重）よりもP2力（軌道剛性による低周波の動的荷重）が卓越していることが見てとれる。また、P2力は1回ではなく、比較的大きな輪重を数回発生させながら減衰していくことがわかる。また、フローティング・ラダー軌道における、変動（先頭台車の第1車輪）の時系列波形とその拡大波形を図6に示す。軌道パッドの鉛直バネ係数は同様に500MN/m、減衰係数は60kNs/mとし、防振材の鉛直バネ係数は15MN/m、減衰係数は80kNs/mとした。これより、車輪にはジャンピングが発生し、輪重は最大で500kN程度であるが、1回の輪重発生ですぐに減衰することがわかる。

### 5. まとめ

PCマクラギ直結軌道において、軌道パッドおよびマクラギパッドの鉛直バネ係数をかなり固めの500MN/mとした場合、実績よりもかなり大きく設定したレール溶接部凹凸により、車輪にはジャンピングが発生し、輪重は最大400kNとなり、P1力よりもP2力が卓越し、P2は比較的大きな輪重を数回発生させながら減衰していく様子が明らかにされた。一方、防振材の鉛直バネ係数が小さいフローティング・ラダー軌道では、車輪にはジャンピングが発生し、輪重は最大500kN程度となるが、1回の輪重発生ですぐに減衰する様子が明らかにされた。なお、PCマクラギ直結軌道においても、マクラギパッドの鉛直バネ係数を20MN/mとした場合、フローティング・ラダー軌道と同程度になる。

#### 参考文献

1) Knothe, K.L., Grassie, S.L.: Modeling of Railway Track and Vehicle/Track Interaction at High Frequency, Vehicle System Dynamics, 22(1993), pp.209-262

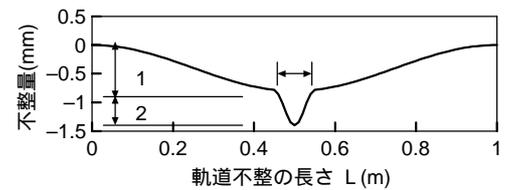


図3 解析に用いたレール溶接部凹凸

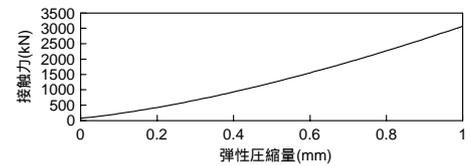


図4 ヘルツの非線形接触バネ

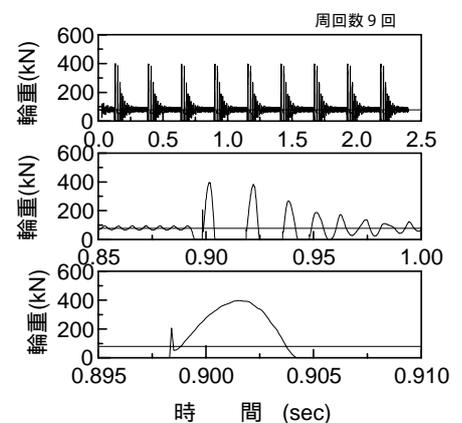


図5 輪重変動の時系列波形

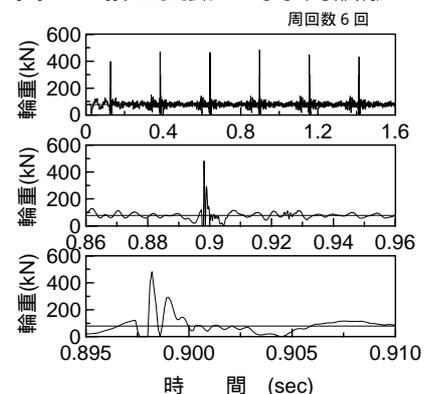


図6 輪重変動の時系列波形