

# まくらぎ間隔の拡大が軌道・走行台車連成系の動的力学特性に及ぼす影響

新潟大学大学院自然科学研究科 学生会員 笠原 滉太  
 新潟大学工学部 正会員 阿部 和久  
 新潟大学工学部 正会員 紅露 一寛

## 1 はじめに

現在, コストや手間, 供用年数の観点から, 木まくらぎから PC まくらぎへの交換が進められつつある. その交換工事の際, 工事費用の抑制を図るため, まくらぎの交換を2本に1本程度にするという試みが検討されている. これは PC まくらぎの間隔が事実上拡大することを意味している. そこで本研究では, 本研究室で構築してきた台車・軌道連成応答解析法<sup>1)</sup>を用い, まくらぎ間隔の拡大が軌道の動的力学特性に及ぼす影響について検討する.

## 2 解析対象のモデル化

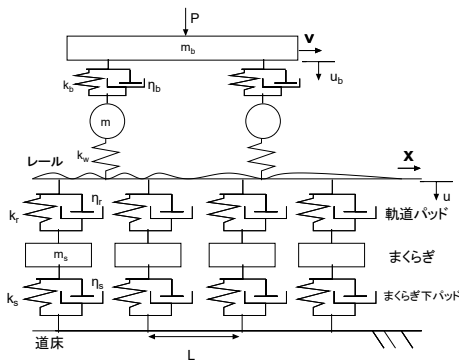


図-1 台車・無限長軌道連成系モデル

図-1 に示すような, 定常ランダムなレール凹凸  $r(x)$  を設けた台車・無限長軌道連成系モデルを対象とする. レールは一定の間隔で, まくらぎにより離散支持された Timoshenko ばりにより与える.

## 3 解析手法の導出<sup>1)</sup>

台車・無限長軌道連成系モデルにおける運動方程式に, Floquet 変換と, Fourier 変換を適用して, 次の無限連立方程式 (行列表記) を得る.

$$[A(\kappa)]\{f(\kappa)\} = [B(\kappa)]\{r(\kappa)\} - k_w \gamma \left(1 + \frac{\mu_2}{\mu_1}\right) \{P(\kappa)\} \quad (1)$$

ここで,  $\{f(\kappa)\}$  は各車輪の接触力の Fourier 展開係数を並べたベクトル,  $\{r(\kappa)\}$  はレール凹凸の展開係数を

成分にもつベクトル,  $[A(\kappa)], [B(\kappa)]$  は式 (2) より得られる係数行列,  $\{P(\kappa)\}$  は台車枠に作用する静的荷重の展開係数に関するベクトルである.

式 (1) を解き, レール変位  $u$  を Fourier 変換した  $\hat{u}$  からレール変位エネルギースペクトル密度の期待値  $E(|\hat{u}^2|)$  を求めると, 次式のようなになる.

$$E(|\hat{u}^2|) = \frac{1}{2\pi} \sum_n \int_0^{\frac{2\pi}{L}} |\alpha_n(\kappa)|^2 G\left(\frac{2n\pi}{L} + \kappa\right) d\kappa + P|\beta(\omega)|^2 \quad (2)$$

ここで,  $G$  はレール凹凸パワースペクトル密度 (PSD) である.

車輪加速度 PSD は次式で与えられる.

$$S_a = S_r + S_p, \quad (3)$$

$$S_r = \sum_k |CA^{-1}B_0k\left(\frac{\omega}{V}\right)|G\left(\frac{2}{L} + \frac{\omega}{V}\right)\frac{1}{V},$$

$$S_p = 2\pi(k_w P)^2 \sum_k \delta\left(\frac{2\pi k}{L}V - \omega\right)|h_n(0)|^2$$

式 (2),(3) より, レール凹凸起因の成分とパラメータ加振成分とに分離して, まくらぎ間隔の拡大が振動特性に及ぼす影響を検討することができる.

## 4 動的力学特性の評価

### 4.1 解析条件の概要

レールは 50kgN レールとし, 軌道パッドとまくらぎ下パッドを 80,30MN/m, 台車走行速度を 20m/s, 静的荷重を 140kN, まくらぎ質量を 100kg(レール1本分), 台車枠質量を 1500kg, 車輪質量を 600kg, 車輪間距離を 2.1m とする.

### 4.2 解析精度に関する検討

車輪加速度 PSD の解析において, 図-2 のように文献<sup>1)</sup>の解析条件下では見受けられない卓越したスペクトルが 300~1000Hz の周波数域全体にわたって認められた.

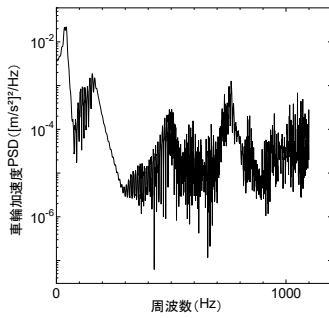


図-2 車輪加速度 PSD の例

そこで、解析条件を精査したところ、解析過程の逆 Fourier 変換における計算精度不足がその原因であることがわかった。当該精度を改善して求めた結果を図-3 に示す。

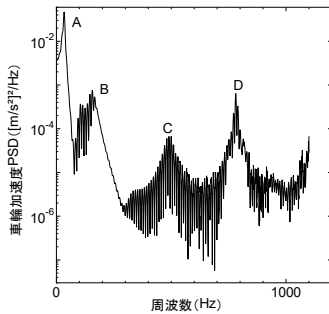


図-3 計算精度を改善した場合の車輪加速度 PSD

図-3 の卓越応答で、A は車輪・軌道連成共振、B は軌道のパスバンド端の定在波の共振、C と D は台車前後車輪間のレール共振によるものである。

#### 4.3 解析結果

レール加速度エネルギースペクトル密度 (ESD) と車輪加速度 PSD に基づき、まくらぎ間隔を拡大したときの影響を評価する。まくらぎ間隔が 0.6m と 1.2m の場合を例に、レール加速度 ESD の期待値と、車輪加速度 PSD の結果を、それぞれ図-4 と図-5 に示す。

まくらぎ間隔の拡大により、図-4 のレール加速度 ESD で、950Hz 付近に存在していたピン-ピン共振が、300Hz 付近で発生していることがわかる。また図-5 の車輪加速度 PSD では、まくらぎ間隔の拡大に伴う分散曲線の低周波数側への移動の影響が 100~500Hz 付近に認められる。また、単位長さ当りの支持剛性低下により、前後台車間のレール共振周波数が低下する様子も確認できる。

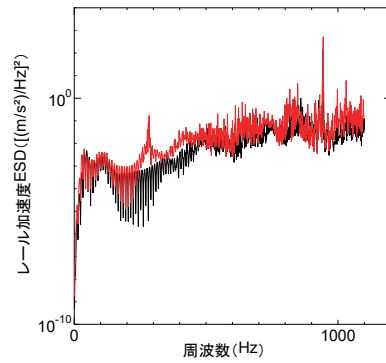


図-4 まくらぎ間隔が 0.6m, 1.2m のときのレール加速度 ESD (黒:0.6m, 赤:1.2m)

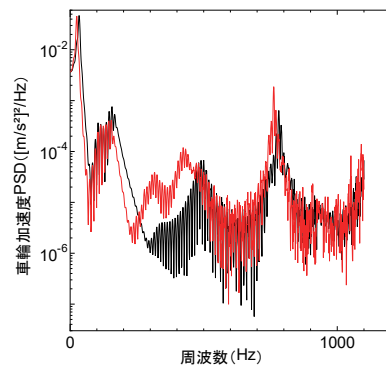


図-5 まくらぎ間隔が 0.6m, 1.2m のときの車輪加速度 PSD (黒:0.6m, 赤:1.2m)

## 5 おわりに

本研究では、まくらぎ間隔の拡大が台車・軌道系の動的力学特性に及ぼす影響について検討した。その結果、軌道・台車系の応答に少なからず影響を及ぼし得ることがわかった。解析結果をみると、低周波数帯でピン-ピン共振が発生するようになり、振動レベルが大きくなることが分かった。これは、まくらぎ間隔の拡大によって、バンド特性が低周波数側へ移動したことによるものと考えられる。これらの結果より、まくらぎ間隔の拡大によって、低周波数域の騒音や地盤振動に関する応答特性が大きく変化し、ひいては騒音や地盤振動などにも何らかの影響を及ぼし得ることがわかった。

### 参考文献

- 1) Shun YOSHINO, Kazuhisa ABE and Kazuhiro KORO, An analytic solution of mathematical expectation for bogie-track interaction problems, Bulletin of the JSME, Vol.10, No.3, 2023.