

車輪加速度応答によるパッド類剛性の推定可能性の検討

新潟大学大学院自然科学研究科 学生会員 由野 舜
 新潟大学工学部社会基盤工学プログラム 正会員 阿部 和久
 新潟大学工学部社会基盤工学プログラム 正会員 紅露 一寛

1 はじめに

列車走行に伴って軌道に生じる振動や騒音を抑制し、軌道部材に伝わる衝撃を緩和するため、レール下には軌道パッド、まくらぎ下にはまくらぎ下パッドが敷設されている。これらのパッドは劣化により緩衝性能が低下することから、定期的にレールとともに交換がなされているが、メンテナンスの省力化に向けてパッドの劣化評価を目的とした研究も行われている¹⁾。

鉄道振動に起因するレール・車輪間の凹凸は定常ランダムな波形とみなすことで車輪の加速度パワースペクトル密度 (PSD) により確率的に評価できる。さらに、軌道条件が車輪加速度 PSD に及ぼす影響を把握できれば、列車走行によるモニタリングで軌道状態の推定が期待できる。本研究ではランダムな凹凸を有した無限周期軌道と走行台車との連成系を対象に、車輪加速度 PSD の周波数特性を用いた軌道パッドとまくらぎ下パッド剛性の推定可能性について検討する。

2 解析モデル

図-1 に示すような軌道と走行台車との連成系を解析対象とする。台車は一定速度 V で走行し、台車枠には車体重量に相当する静的荷重 P が作用するものとする。台車枠は剛体で与え、車輪軸距 x_w で配置した前後車輪は質点でモデル化する。台車枠・車輪間は台車枠の振動低減効果を考慮して Voigt モデルで、車輪・レール間はばねにより表現する。頭頂面に定常ランダムな凹凸 $r(x)$ を設けたレールは間隔 L でまくらぎにより離散支持された無限長の Timoshenko ばりで表現する。まくらぎは質点で表し、まくらぎを支持する軌道パッドとまくらぎ下パッドは周波数域の定式化において複素剛性で与える。

3 解析手法

レールの運動方程式を時間について Fourier 変換する。さらに、この運動方程式やレール凹凸、台車枠・

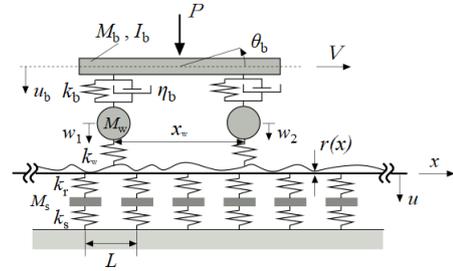


図-1 解析モデル

車輪間および車輪・レール間の接触力、台車枠と車輪の運動方程式を位置 x の関数で表し、 x についてまくらぎ間隔 L の下で Floquet 変換²⁾ する。Floquet 変換した運動方程式の各項は次式のように Fourier 級数で表せる。

$$\tilde{\mathbf{g}}\left(\frac{\tilde{x}}{V}; \kappa\right) = \sum_n g_i(\kappa) e^{-iZ_n \tilde{x}}, \quad Z_n = \frac{2n\pi}{L} + \kappa \quad (1)$$

ここで、 \tilde{x} は $(0, L)$ 間の実数、 κ は Floquet 波数である。

上述の諸方程式より、レール・車輪間の接触力、レール凹凸、静的荷重の展開係数を並べた各ベクトル $\{\mathbf{f}(\kappa)\}$, $\{\mathbf{r}(\kappa)\}$, $\{\mathbf{P}(\kappa)\}$ に関する無限連立方程式は次式のように行列表記できる。

$$[\mathbf{A}(\kappa)]\{\mathbf{f}(\kappa)\} = [\mathbf{B}(\kappa)]\{\mathbf{r}(\kappa)\} - K\{\mathbf{P}(\kappa)\} \quad (2)$$

ここで、 K はレール・車輪間のばねや台車構成により定まる係数である。

式(2)を $\{\mathbf{f}\}$ について解き、車輪加速度の展開係数に代入する。さらに、レール凹凸を期待値ゼロの定常ランダムな波形と仮定すると、車輪の加速度 PSD (E_w) が導出できる。

$$E_w = \frac{1}{V} \sum_n |\alpha_n(\frac{\omega}{V})|^2 S_r(\frac{2\pi n}{L} + \frac{\omega}{V}) + 2\pi P^2 \sum_{n \neq 0} |\beta_n|^2 \delta(\frac{2n\pi}{L} V - \omega) \quad (3)$$

ここで、 ω は角振動数、 α_n , β_n は式(2)や車輪加速度に関する係数、 S_r はレール凹凸 PSD、 δ はデルタ関数である。

4 解析条件

レールはまくらぎ間隔 $L=0.6\text{m}$ で離散支持された 50kgN レールとする。レール1本当たりのまくらぎ質量は 100kg 、台車枠質量と回転慣性および車輪質量はそれぞれ 1500kg 、 $500\text{kg}\cdot\text{m}^2$ 、 600kg とする。車輪軸距 $x_w=2.1\text{m}$ の台車は一定速度 30m/s で走行するものとし、作用する静的荷重を 140kN と設定した。各種ばね定数については $k_b=1\text{MN/m}$ 、 $k_w=1.5\text{GN/m}$ とし、軌道パッドとまくらぎ下パッドの loss factor は 0.2 とする。

5 解析結果

5.1 パッド類の剛性が車輪加速度 PSD に及ぼす影響

パッド類の剛性が後輪の車輪加速度 PSD に及ぼす影響を図-2 に示す。

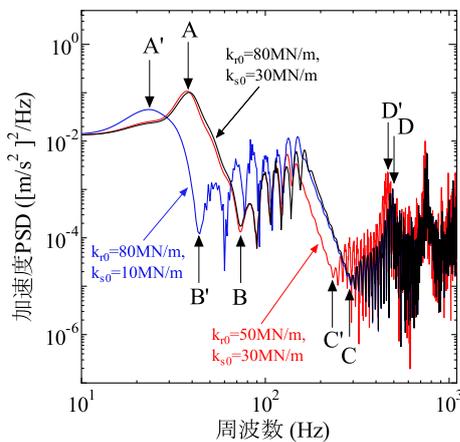


図-2 パッド剛性が後輪の車輪加速度 PSD に及ぼす影響

図 2 より、まくらぎ下パッドの剛性は約 150Hz 以下の周波数域で、軌道パッドの剛性は約 200Hz 以上の周波数域で影響していることが確認できる。このパッド剛性による周波数特性の差異と軌道パッドとまくらぎ下パッドとで影響する周波数域が重複しないことを利用して、各パッド剛性の推定を検討する。

5.2 車輪加速度 PSD を用いた最小二乗法によるパッド剛性の推定

まくらぎ下パッドの剛性は図-2 の A 点と B 点、軌道パッドの剛性は C 点と D 点に該当する周波数により推定を行う。まくらぎ下パッドは 10MN/m から 30MN/m 、軌道パッドは 50MN/m から 100MN/m の範囲内で動的等価ばね定数の組み合わせをランダムに 50 組設定する。そして、各組ごとにパッド剛性を変えて車輪加速度 PSD を計算し、相当する周波数とパッド剛性との関係をグラフ上にプロットする。また、プ

ロット点を最小二乗法によって直線近似し、設定したばね定数と直線との関係から当該直線による推定誤差を調べた。図-3、図-4 にまくらぎ下パッド剛性の推定結果を、図-5、図-6 に軌道パッド剛性の推定結果をそれぞれ示す。

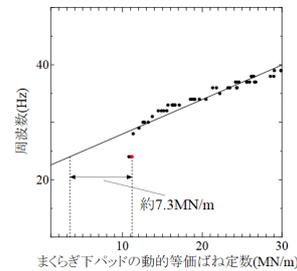


図-3 A 点での推定結果

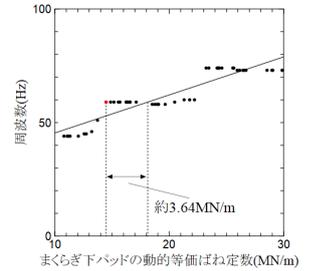


図-4 B 点での推定結果

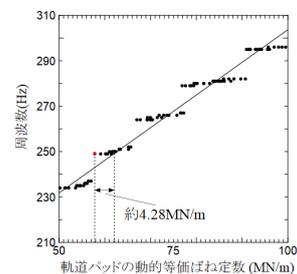


図-5 C 点での推定結果

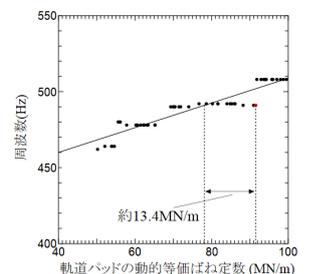


図-6 D 点での推定結果

図 4、図-5、図-6 において、プロット点が階段状に離散分布していることがわかる。これは周波数の間隔と V/x_w で与えられる周波数とが 14Hz でほぼ一致することから、前輪と後輪の振動波の重ね合わせが車輪の加速度 PSD に影響しているためだと考えられる。本ケースでは、軌道パッド剛性は B 点、まくらぎ下パッド剛性は C 点における推定で誤差が小さくなることが分かった。

6 おわりに

本研究では、軌道と走行台車との連成系を対象に車輪加速度 PSD の周波数特性を用いたパッド剛性の推定について検討した。導出した車輪加速度 PSD は前輪と後輪の振動波の重ね合わせによって周期的に加速度 PSD が増加する周波数が存在し、パッド剛性の推定精度はその影響を受けることが分かった。

参考文献

- 1) 半坂征則, 鈴木実, 佐藤大悟, 間々田祥吾: 軌道パッドの劣化を評価する, *Railway Research Review*, 2011.
- 2) 阿部和久, 古屋卓稔, 紅露一寛: まくらぎ支持された無限長レールの波動伝播解析, *応用力学論文集 Vol.10*, pp.1029-1036, 2007.