

I-A77

軌道振動解析におけるレール頭頂面の凹凸形状の推定

新潟大学大学院 学生会員 鈴木 貴洋
 新潟大学 正会員 阿部 和久
 東京都交通局 正会員 古田 勝

1. はじめに

軌道系の振動特性の予測に、車両・軌道系からなる連成モデルを用いた数値シミュレーションの適用が試みられるようになってきている。しかし、解析において設定される加震源のレール頭頂面の凹凸形状は測定することが困難であり、実測に合うように適宜設定せざるを得ないのが現状である。そこで、本研究ではレール頭頂面の凹凸の設定手法の確立を試みる。なお、実現象では、列車走行中に車輪とレールとが接触し、その下でレールは弾塑性変位を受けている。また、レールの凹凸だけではなく、車輪のフラット、軌道部材の各物性値のばらつき、軌道狂いなどのノイズも加震源となり得る。そこで全てのノイズを反映した等価な凹凸形状の同定を行う。具体的にはレール上の一点で得た加速度時刻歴に基づき、それを再現し得るレール頭頂面の凹凸の同定を試みる。

2. 解析手法

(1) 解析モデル

軌道系連成振動解析には、図-1 に示す解析モデルを用いる¹⁾。ここで図-2 に示すように、レール上を一定速度 c で車輪が走行している場合を考える。時間増分 Δt で解析すると、車輪は1ステップ間に $c\Delta t$ だけ移動する。解析では、レールの凹凸を $c\Delta t$ 間隔にとった離散点で与える。

ここで、 $2n+1$ ステップ間の振動解析結果を考える。レールの振動加速度は中央点 n でのものを考える。中央点 n でのレールの振動加速度時刻歴を $\hat{y}^k$ とすると、 $\hat{y}^k$ はレールの凹凸の存在によって発生するレールの振動成分 y^k と凹凸のないレール上を車輪が走行して生ずる振動成分 δ^k の2成分に分離できる。なお、一般に $y^k \gg \delta^k$ である。系を線形、または線形と考えても差し支えないものと仮定し、 y^k をレールの凹凸の一次結合で与える。

$$y^k = \sum_j H_j^k X_j \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 H_j^k は点 j における凹凸が第 k ステップでのレールの加速度に及ぼす影響度を与える係数、 X_j は点 j におけるレールの凹凸の高さである。なお、 H_j^k は解析により別途求めておく。式 (1) の適切な解 X を求めるため、以下2つの方法を検討する。

(2) カルマンフィルタによる同定²⁾

$k \geq 0$ に対して定義される線形・有限次元の離散時間システムを、平均値0のガウス過程に従うノイズ V^k の下で、以下の状態方程式と観測方程式で与え、カルマンフィルタを導入し最小分散推定値 $\hat{X}_{k|k}$ を求める。

$$\left. \begin{array}{l} \text{状態方程式} \quad X_j^{k+1} = X_j^k \\ \text{観測方程式} \quad y^k = \sum_j H_j^k X_j + V^k \end{array} \right\} \dots\dots\dots (2)$$

(3) Tikhonov の方法による同定^{3) 4)}

式 (1) に残差を導入し、次式の E を最小にする解 X を求める。

$$E = \mathbf{r}^T \mathbf{r} + \alpha \mathbf{X}^T \mathbf{X} \quad \alpha > 0 \dots\dots\dots (3)$$

式 (3) は、 α が大きいほど右辺第2項の制約が重み付きで厳しく課される形になっており、 $\|\mathbf{X}\|$ は小さくなる。

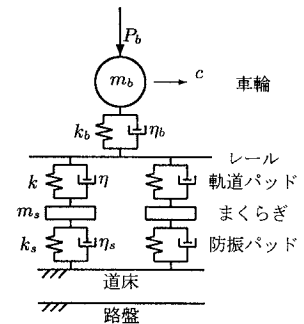


図-1 車輪・軌道・地盤系の解析モデル

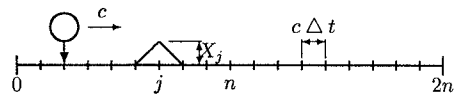


図-2 レール頭頂面の解析モデル

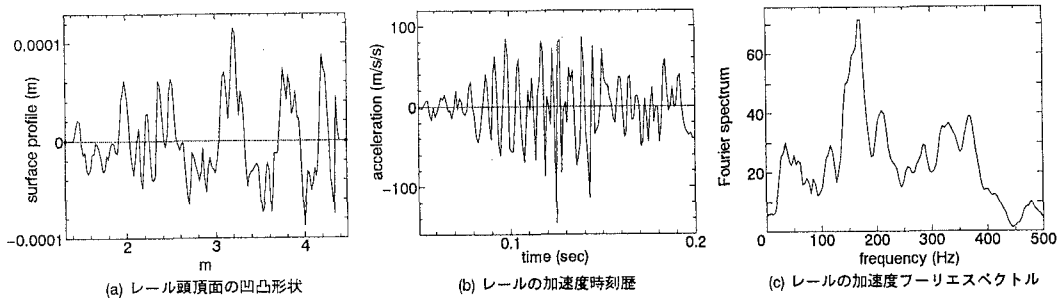


図-3 モデル値による解析（実線：計算値，点線：モデル値）

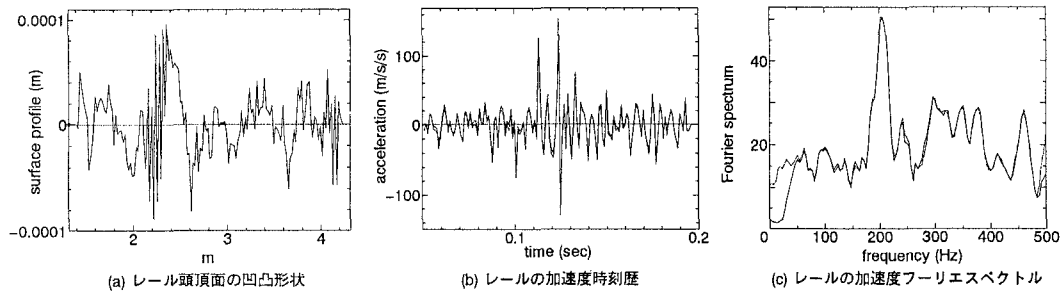


図-4 実測値による解析（実線：計算値，点線：実測値）

3. 解析結果

図-1 に示す振動解析モデルによる順解析結果（モデル値）を対象に，レールの凹凸を本手法により同定する．振動解析において，まくらぎは無限長ばりの 5.8 m 区間に 11 本等間隔に配置し， $t = 0$ sec で車輪を左端まくらぎから 0.4 m の位置におき， $t = 0.25$ sec まで解析する．その他の諸条件を表-1 に示す．図-3 に同定されたレールの凹凸，また，それを用いて振動解析を行った場合のレールの振動加速度とそのフーリエスペクトルを示す．同定されたレールの凹凸はモデル値と完全に一致しており，再現される振動加速度，フーリエスペクトルもモデル値と良く一致していることがわかる．なお検討の結果，カルマンフィルタ，Tikhonov の方法のどちらでもレールの凹凸を同定できることがわかった．

以上より，本手法が有効であると考え，次に，平成 8 年度に行われた地下鉄都営新宿線の防振まくらぎ交換工事に際し測定されたレールの振動加速度を対象にレールの凹凸の同定を試みた．解析手法には Tikhonov の方法を用いた．なお，検討の結果，現実的な振幅を有するレールの凹凸を得るためには Tikhonov の方法におけるパラメータを $\alpha = 10^{10}$ 程度のオーダーに設定する必要があった．図-4(a) に得られたレールの凹凸を示す．次に，同定されたレールの凹凸を用いて振動解析を行った場合のレールの振動加速度（図-4(b)）について見ると，両者はほぼ完全に一致していることがわかる．しかし，加速度フーリエスペクトル（図-4(c)）について見ると，50 Hz 以下と 500 Hz 付近において本手法による結果が小さくなっており，この周波数域では実測値の再現が難しいことがわかる．原因としては解析モデルが二次元モデルであることなど，実現象の再現性における不備が考えられる．なお，これらの問題が改善されれば，本手法によるレールの凹凸の同定は有効に機能するものと思われる．

参考文献

- 1) 須田 雅樹：車輪・軌道・路盤系の動的連成解析，新潟大学大学院 自然科学研究科 平成 9 年度修士論文
- 2) 西山 清：パソコンで解くカルマンフィルタ，丸善，1993.
- 3) 日本機械学会 編：逆問題のコンピュータアナリシス，コロナ社，1991.
- 4) チャールズ・W・グロエッチェ：数理科学における逆問題，サイエンス社，1996.

表-1 解析条件

車輪の走行速度	c (m/s)	20
時間増分	Δt (sec)	0.001
上載荷重	P_b (KN)	36.75
輪重	m_b (Kg)	350
接触ばね定数	k_b (MN/m)	2000
接触減衰係数	η_b (KN-s/m)	0
レール曲げ剛性	EI (MN-m ²)	4
レール質量	ρA (Kg/m)	50
軌道	ばね定数 k (MN/m)	公称 110
パッド	減衰係数 η (KN-s/m)	157
まくらぎ質量	m_s (Kg)	102.5
防振	ばね定数 k_s (MN/m)	公称 9
パッド	減衰係数 η_s (KN-s/m)	30