

IV-419

まくら木支持部のモデル化が軌道振動に及ぼす影響

 新潟大学大学院 学生会員 須田 雅樹*
 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

列車走行に伴い発生する振動・騒音は近年重要な問題となっている。振動源として考えられる軌道振動の直接的原因のひとつとして、レール頭頂面に発生する波状摩耗が挙げられる。しかし、その発生機構には未解明な部分が多く、解明には系の適切なモデル化が重要である。従来、まくら木支持部の道床や路盤は簡単な Voigt ユニットや、多層バネ質点モデルなどによりモデル化されている。多層モデルの採用により系のより複雑な振動モードが再現でき、現実に近い結果が期待できるが、高自由度での解析例はあまりない。

本研究では、まくら木支持部を一次元半無限連続体で表し、モデル化の違いが振動系に及ぼす影響について調べた。

2. 解析手法

図-1に示す車輪・レール・まくら木・道床・路盤系の解析モデルを考える。図-1において、A)はバラスト部分を Voigt ユニット、路盤を剛体でモデル化したもの、B)はバラスト・路盤共に一次元連続弾性体でモデル化した本手法を表している。なお、レールについては文献1)に示した Euler ばりの積分表現式を用いた。まくら木支持部の弾性連続体は積分方程式によった。例えば、バラスト層の上端(u_0, τ_0)、下端(u_1, τ_1)における積分方程式は次式で与えられる。

$$\frac{\hat{E}_0}{c_{L0}}[u_0(t) - u_1(t - \alpha)] = \int_0^t \tau_0(t) dt - \int_0^{t-\alpha} \tau_1(t) dt \quad (1)$$

$$\frac{\hat{E}_0}{c_{L0}}[-u_0(t - \alpha) + u_1(t)] = \int_0^{t-\alpha} \tau_0(t) dt - \int_0^t \tau_1(t) dt \quad (2)$$

ここで、 u :変位 τ :等価応力 $\hat{E}$:等価弾性係数

c_L :縦波の伝播速度 h :層厚 $\alpha = h/c_L$

3. 解析

解析において車輪は単一とし、車輪には一定荷重 $P=60\text{KN}$ が載荷されているものとした。また、まくら木は無限ばりの 6.25m 区間に 11 本等間隔に配置し、 $t=0$ で車輪を左端まくら木から 0.625m の位置においた。車輪の走行速度は $c=10\text{m/s}$ とし、時間増分は $\Delta t=2.5 \times 10^{-4}\text{sec}$ とした。また、載荷直後の過渡応答を抑えるため、 $t=0.05\text{sec}$ までは上載荷重 P と重力加速度を規定値まで漸増させた。その他の解析条件は表-1に示すとおりである。なお、レール頭頂面にはランダムな波状摩耗を考慮した。走行速度に対応したレール頭頂面の凹凸の Fourier スペクトルを図-2に示す。区間中央に位置するまくら木直上におけるレールの加速度に基づく比較を以下に示す。

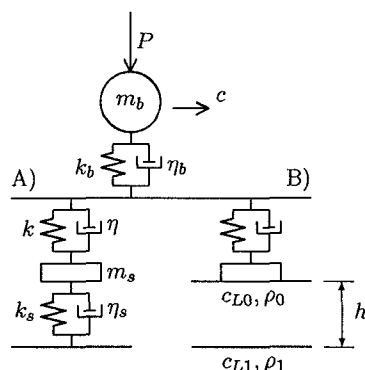


図-1 車輪・レール・まくら木・地盤系の解析モデル

表-1 解析条件

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)	51
レール曲げ剛性	EI (MN·m ²)	4
レール質量	ρA (Kg/m)	50
パッドばね定数	k (MN/m)	440
パッド減衰係数	η (KN·s/m)	2800
まくら木質量	m_s (Kg)	80
A) バラストばね定数	k_s (MN/m)	180
バラスト減衰係数	η_s (KN·s/m)	1152
B) バラストの層厚	h (m)	0.25

* 〒950-21 新潟市五十嵐二の町8050番地 TEL (025) 262-7028 FAX (025) 262-7021
 † 〒950-21 新潟市五十嵐二の町8050番地 TEL (025) 262-7028 FAX (025) 262-7021
 ‡ 〒163-01 東京都新宿区西新宿二丁目8番1号 TEL (03) 5320-6146 FAX (03) 5388-1655

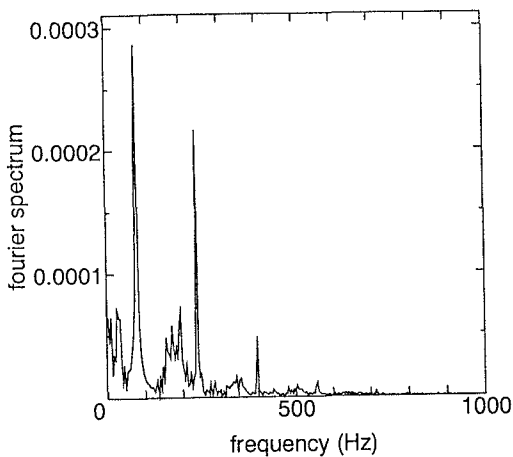


図-2 レール頭頂面の凹凸の Fourier スペクトル

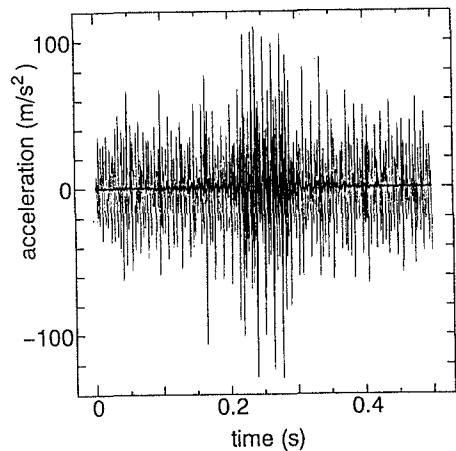


図-3 A-1,A-2の加速度時刻歴（太線:A-1,細線:A-2）

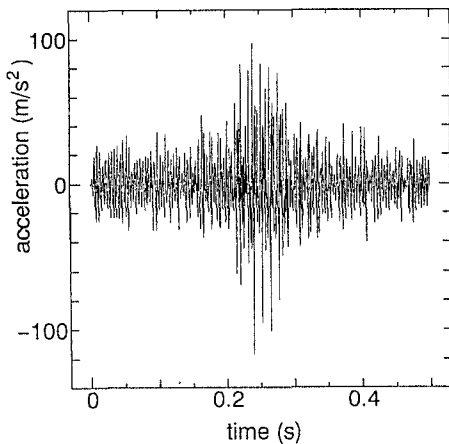


図-4 B-1 の加速度時刻歴

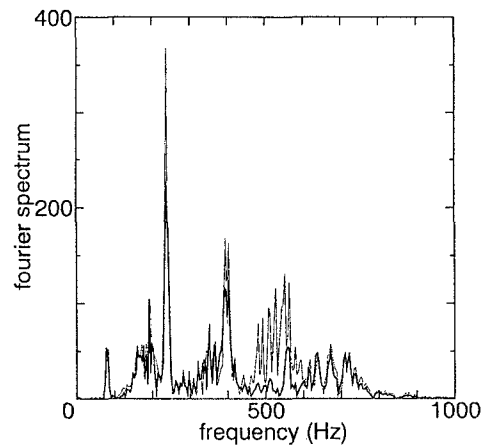


図-5 B-1,A-2 の Fourier スペクトル（太線:B-1,細線:A-2）

まず、A) の k_s , η_s を表のとおりとしたもの[A-1] と、B) のバラスト部の静的等価弾性係数をそれと等しくとり、 $c_{L0} = 250\text{m/s}$ とし、路盤を $c_{L1} = 1000\text{m/s}$ 、等価質量密度: $\rho_1 = 1800\text{kg/m}$ としたもの[B-1] とをそれぞれ図-3 太線、図-4 に示す。B-1 の方が全体に大きな加速度を示している。これは、モデルB) においてバラスト部を完全弾性体とし、無減衰としているためである。そこで、A) で $\eta_s = 0$ としたもの[A-2]（図-3 細線）と比較すると、時刻歴についてはB-1、A-2 で概ね一致した傾向が認められた。また、B-1、A-2 の Fourier スペクトルの比較を図-5 に示す。全体にほぼ一致しているが、230Hz のピークと 500Hz 付近で A-2 が高い値を示しており、まくら木支持部のモデル化による違いが認められる。なお、B) で路盤を剛体としたもの[B-2] と B-1 とを比較すると時刻歴、Fourier スペクトル共に両者はほぼ一致しており、路盤のモデル化は少なくともレール振動へはほとんど影響を及ぼしていないことがわかる。

以上より、レールの振動応答に関しては、道床の適切なモデル化が重要であることが確認できた。なお、まくら木や支持部の応答においては、より現実に近いモデル化がさらに必要であり、今後そのような検討を行ってきたい。

参考文献

- 1) 阿部和久・古田勝：時間域積分表現式による軌道振動解析法，構造工学論文集，Vol.43A,1997-3.