

IV-477

道床・路盤部に二次元半無限波動場を適用した軌道系連成振動解析

新潟県 正会員 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

近年、列車走行に伴い発生する振動騒音の周辺地域への影響が問題になっており、それに対する様々な対策が講じられている。振動特性の予測には、車両・軌道系の適切なモデル化と具体的な数値解析手法の構成とが有効であり、レールを弾性床土または離散支持されたはりで表わし、列車を移動荷重として扱うモデル^{1)~5)}が提案されている。また、道床部分は多層バネ質点でモデル化されることが多いが、路盤部分までモデル化された例は少ない。本研究でも、従来、はりを無限長の Euler ばりとし、車輪・まくらぎを質点で、道床を Voigt ユニットでモデル化して、解析を行った。その際、路盤は剛としたが、より現実的な挙動を表すためには路盤も考慮することが望ましいと思われ、従来モデルの道床・路盤部分に二次元半無限弾性体を適用したモデル化を行った⁶⁾。その結果、路盤での応答レベルの評価が可能となったが、一次元モデルであるため隣接するまくらぎでの振動の影響を受けず、不自然なものとなった。

以上より、本研究では、車輪・軌道・路盤系の振動解析において、まくらぎ下部でのレール長手方向への波動の伝播をもさらに考慮するため、道床・路盤部分を二次元半無限波動場でモデル化する。また、地下鉄都営新宿線の防振まくらぎ交換工事における測定データを対象に、本手法による解析結果と実測値との比較を行う。さらに、振動低減の目的で用いられた防振パッドの有効性についても検討する。

1. 車輪、軌道、路盤系の連成解析

本論文では、図-1に示すような、車輪・レール・まくらぎ・道床・路盤系の解析モデルを考える。車輪やまくらぎは質点でモデル化し、Euler ばりで表されたレールと結合し、軌道パッドおよび防振パッドを Voigt ユニットで表し、従来、Voigt ユニットで表していた道床部と剛体としていた路盤部分を有限要素と境界要素により二次元的に離散化する。そして、有限要素と境界要素の結合解法を道床・路盤部分に適用することで、各まくらぎ位置における道床上端での変位式が得られ、まくらぎの変位式と連立してまとめると、レールのたわみと道床上端の変位に関する式を得る。また、レールの反力式をレールのたわみ式へ代入して得られた式に、さらにまくらぎの変位式を代入する。これらの式と車輪の接触力の式および車輪の変位式を連立することで、まくらぎ直上でのレールのたわみ u^M 、車輪の変位 u_b^M 、車輪直下のレールのたわみ $\bar{u}_b^M$ 、車輪・レール間の接触力 P^M および道床上端の変位 u_0^M を未知量とした非線形連立方程式を得る。

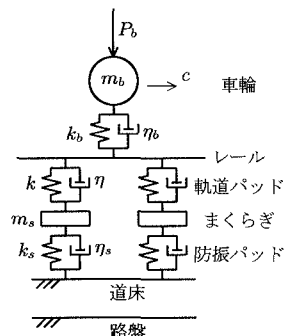


図-1 車輪・軌道・路盤系の解析モデル

2. 解析

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・まくらぎ・基盤（地下鉄での路盤の呼称）での振動加速度データとの比較を行うため、PC まくらぎを用いたモデル（case1：工事前に相当）、防振まくらぎを用いたモデル（case2：工事後に相当）の解析を行った。

解析においてまくらぎは無限ばりの 5.8m 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 0.4m の位置におき、 $t = 0.25$ sec まで解析した。解析条件は表-1に示すとおりであり、レール頭頂面にはランダムな不整を考慮した。

表-1 解析条件

		case1	case2
車輪の走行速度	c (m/s)	20	
時間増分	Δt (sec)	0.000125	
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 70	公称 110
パッド	減衰係数 η (KN-s/m)	50	157
まくらぎ質量	m_a (Kg)	87.68	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

Key Words : 車輪・軌道連成, 地盤振動, 有限要素・境界要素結合法

連絡先 : 〒948-0037 新潟県十日町市妻有町西2-1 TEL (0257) 57-5522 FAX (0257) 52-5329

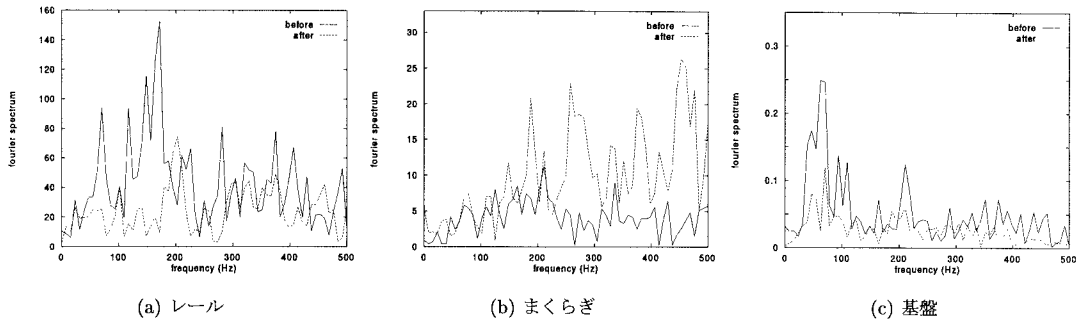


図-2 加速度のフーリエスペクトル(実線:工事前, 点線:工事後)

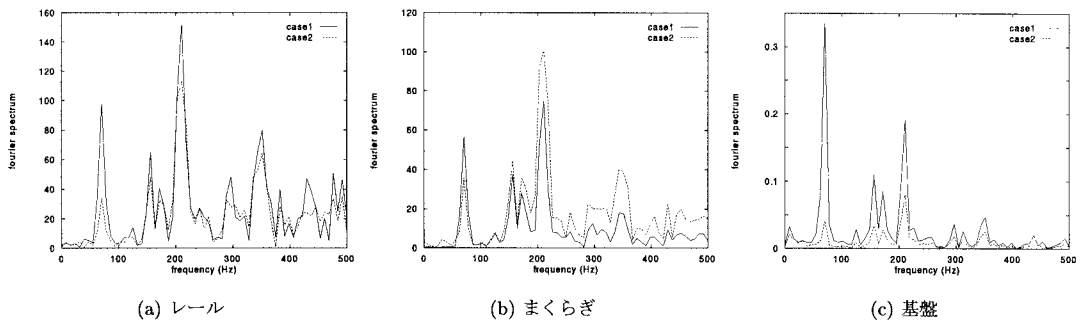


図-3 加速度のフーリエスペクトル(実線:case1, 点線:case2)

レール頭頂面の凹凸の大きさや減衰に関する各物性値については区間中央でのまくらぎ位置におけるレール・まくらぎ・基盤の加速度レベルが実測値に近くなるように決定した。図-2, 図-3 にそれぞれ実測値, 計算値(case1, case2)の各加速度のフーリエスペクトルを示す。レールの凹凸を実測に合わせることは不可能であるので, 周波数の分布を完全に一致させることはできないが, 工事前後で比較すると概ね似た傾向が再現されている。

以上より, 本手法のモデル化が概ね有効であると考え, 次に防振パッドの有効性について検討した。表-1 より工事前後の差は防振パッドの有無だけでなく, 軌道パッドの剛性・まくらぎ質量も異なっている。これは締結装置の差によるものである。そこで case1 の軌道パッド・まくらぎ質量のままで, 防振パッドを導入したもの(case3)の解析を行った。レール・まくらぎでは高周波数域では case1 と類似し, 低周波数域では case2 と類似した。また, 基盤では case2 と同程度の値を示した。このことより, 現在は防振まくらぎを交換する際, 従来の PC まくらぎは無駄になっていたが, PC まくらぎに防振パッドを貼ることができれば, 同様の効果を期待できるだけでなく材料の有効利用, コストの低減にもつながるものと推測される。なお, 解析結果等の詳細については当日発表の予定である。

3. おわりに

道床・路盤を二次元半無限領域でモデル化し, 車輪・軌道・路盤系の連成解析を試みた。その結果, 各パラメーターを適切に設定することにより実測値と概ね一致した結果を得ることができた。また, 道床・路盤の適切なモデル化により, 軌道下部における振動を評価することが可能となり, 防振パッドの振動低減効果の評価・予測がある程度可能となった。

参考文献

- 1) Grassie, S.L. and Gregory, R.W.: The dynamic response of railway track to high frequency vertical excitation, *Jour. Mech. Eng. Sci.*, 24, pp.77-90, 1982.
- 2) 吉村彰芳・神山雅子: 移動荷重による軌道の振動の解析, 鉄道総研報告, Vol.8, No.9, pp.31-36, 1994.9.
- 3) 柳充善 他: 移動質量-接触ばね系と弾性支持梁の連成振動解析, 生産研究, 47 巻 10 号, pp.72-75, 1995.
- 4) 三浦重: 軌道構造の動特性モデルの構築, 鉄道総研報告, Vol.9, No.12, pp.7-12, 1995.12.
- 5) Knothe, K.L and Grassie, S.L.: Modelling of railway track and vehicle/track interaction at high frequencies, *Vehicle System Dyn.*, 22, pp.209-262, 1993.
- 6) 阿部和久・須田雅樹・古田勝: 積分方程式法による車輪・軌道系の連成振動解析, BTEC 論文集, Vol.7, pp.53-58, 1997.7.