

まくらぎ配置が列車・軌道連成応答に及ぼす影響

新潟大学大学院自然科学研究科	学生員	木村 隆二
新潟大学工学部建設学科 (研究当時)		矢島 岳
新潟大学工学部建設学科	正会員	阿部 和久
新潟大学自然科学研究科	正会員	紅露 一寛

1. はじめに

レールのまくらぎ間隔は一定ではなく、バラツキを有していることが知られている。既往の研究ではまくらぎ間隔の不均一性が軌道の動的挙動に与える影響が検討されており、まくらぎ間隔が均一な軌道よりバラツキがある軌道の方が共振周波数と振幅が小さくなることがわかって¹⁾いる。また、波動透過率に有効なまくらぎのバラツキも検討されており、まくらぎ間隔の最適化が図られている²⁾。本研究ではこれらを踏まえ、最適化されたまくらぎ間隔を有する軌道と、均一なまくらぎ間隔を有する軌道の列車走行下での動的挙動を比較し、その有効性を検討する。

2. 走行車輪を考慮した走行車輪・軌道連成モデル

本研究で対象とする走行車輪・軌道連成モデルを図1に表す。走行車輪を質点、走行車輪とレールの接触をバネで表し、レールとまくらぎ間を軌道パッド、まくらぎと道床間を防振パッドで構成する。なお、道床は剛体とし、レールはまくらぎによって離散支持されているものとする。図1において、 P は上乗荷重、 m_w は車輪質量、 u_w は縦方向の車輪変位、 k_w 、 η_w はそれぞれ接触バネのバネ定数と減衰係数、 u_b は車輪直下のレール変位、 k_r 、 η_r は軌道パッドのバネ定数と減衰係数、 m_s はまくらぎ質量、 u_s はまくらぎ変位、 k_s 、 η_s は防振パッドのバネ定数と減衰係数となっている。

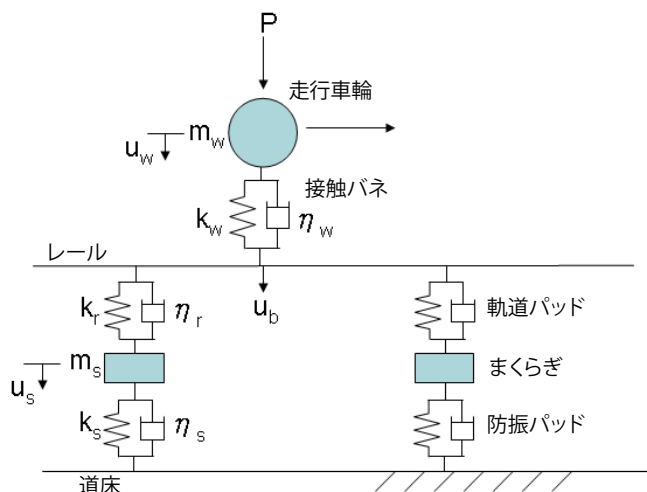


図1 走行車輪・軌道連成モデル

3. 解析手法

レールの運動方程式は次式で与えられる。

$$[K]\{u\} + [M]\{\ddot{u}\} = F_w\{N(x_w)\} - \{F_r\} \quad (1)$$

ここで N はレールたわみの補間関数、 x_w は車輪位置、 F_w は車輪とレールの接触力、 F_r は軌道パッドの作用力である。

車輪とまくらぎの運動方程式はそれぞれ次式で与えられる。

$$m_w \ddot{u}_w + F_w = P \quad (2)$$

$$m_s \ddot{u}_s - F_r = 0 \quad (3)$$

また、車輪直下のレール変位 u_b は、レールたわみ u により次式で与えられる。

$$u_b = [N(x_w)]\{u\} \quad (4)$$

車輪とレールの接触力 F_w 、軌道パッドの作用力 F_r 、防振パッドの作用力 F_s は、それぞれ次式で与えられる。

$$F_w = k_w(u_w + r - u_b) + \eta_w(\dot{u}_w + \dot{r} - \dot{u}_b) \quad (5)$$

$$F_r = k_s(u - u_s) + \eta_s(\dot{u} - \dot{u}_s) \quad (6)$$

$$F_s = k_s u_s + \eta_s \dot{u}_s \quad (7)$$

ここで、 r はレール表面の凹凸である。

上記の式に Newmark 法による時間積分を適用して時刻歴応答を求める。

4. 解析条件

解析での各種物性値を表1に示す。まくらぎ本数は200本とし、全長約120mの軌道で解析を行った。解析は均一なまくらぎ間隔のものと最適化されたまくらぎ間隔²⁾のものについて行う。最適化軌道では0.65mのまくらぎ間隔を5区間、0.55mのまくらぎ間隔を5区間の計10区間のまくらぎ間隔を1サイクルとし、199区間分繰り返している。均一な場合、まくらぎ間隔は0.6mとする。以下では、199区間あるまくらぎスパンのうち96～105区間での応答について検討する。なお、最適化した軌道において、96～100区間は0.65mのまくらぎ間隔、101～105区間は0.55mのまくらぎ間隔となっている。また、レール表面の凹凸はレール表面凹凸スペクトルを逆Fourier変換して作成した。本解析では、走行速度が30km/sの下、10パターンのレール表面凹凸で応答を求め、それらの平均値を解析結果とした。

Key Words: まくらぎ配置, 振動応答, 連成解析

連絡先: 950-2181 新潟市西区五十嵐二の町 8050 番地 TEL 025 (262) 7028 FAX 025 (262) 7021

表 1 物性値

まくらぎ本数	200
曲げ剛性 [$\text{N} \cdot \text{m}^2$]	4.04×10^6
車輪質量 [kg]	350
まくらぎ質量 [kg]	100
接触バネ定数 [N/m]	2000×10^6
軌道パッドバネ定数 [N/m]	110×10^6
軌道パッド減衰係数 [$\text{N/m} \cdot \text{s}$]	100×10^3
防振パッドバネ定数 [N/m]	50×10^6
防振パッド減衰係数 [$\text{N/m} \cdot \text{s}$]	50×10^3
上載荷重 [kg]	68600
車輪走行速度 [m/s]	30

5. 解析結果

輪重応答の解析結果を図 2 に示す。輪重応答は、均一な軌道に比べ最適化した軌道では 1000Hz 付近で減少しており、まくらぎ間隔の変化が走行車輪に影響を与えていることがわかる。次に、まくらぎスパン中央におけるレール変位加速度応答の解析結果を図 3～5 に示す。図 3 は 96 区間目 (0.65m のまくらぎ間隔) の応答、図 4 は最適化したまくらぎ間隔 1 サイクルの中央にあたる 100 区間目の応答、図 5 は 104 区間目 (0.55m のまくらぎ間隔) の応答となっている。いずれの結果も、最適化した軌道の応答は均一な軌道の応答よりも低減されていることが確認できる。図 3 と図 5 ではそれぞれ周波数 1000Hz より少しずれた点で振幅が卓越している。これは長いまくらぎ間隔では共振周波数が低くなり、短いまくらぎ間隔では共振周波数が高くなるためで、図 3 では 0.65m のまくらぎ間隔の応答が、図 5 では 0.55m のまくらぎ間隔の応答特性が支配的になっているものと考えられる。

6. おわりに

本研究ではまくらぎ配置が走行車輪・軌道連成系の応答に及ぼす影響について調べた。最適化したまくらぎ間隔を有する軌道では、均一なまくらぎ間隔の軌道よりも応答振幅が小さくなることがわかり、最適化したまくらぎ間隔の有効性が認められた。なお、実際の軌道ではまくらぎ間隔は均一ではなく、ランダムなバラツキを有している。よって、ランダムなまくらぎ間隔を有する軌道の連成応答についても検討する必要がある。

参考文献

- 1) Abe, K., Shimizu, S., Aikawa, A. and Koro, K.: Theoretical study on a measuring method of rail axial stress via vibration modes of periodic track, WCCR2011
- 2) Batjargal, S., Abe, K. and Koro, K.: Optimization of sleeper spacing for reduction of wave transmission, STECH2012

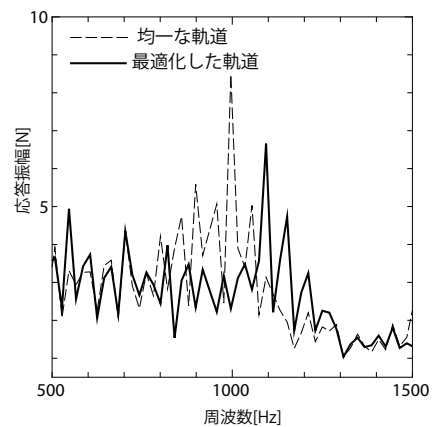


図 2 輪重応答

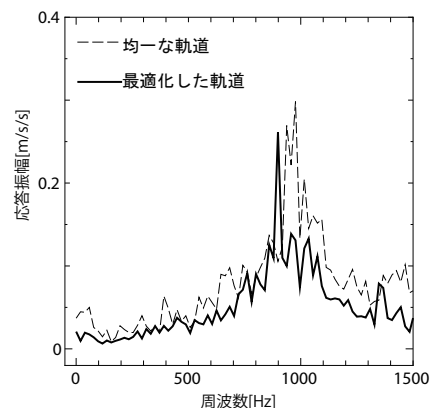


図 3 96 区間目 (まくらぎ間隔 0.65m) の応答

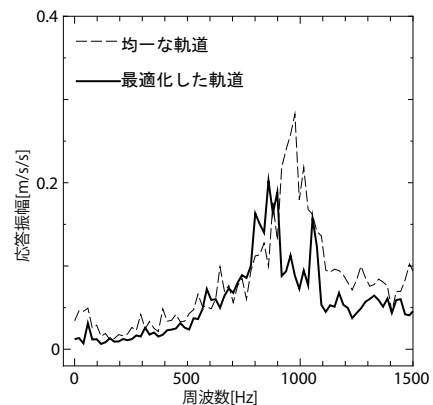


図 4 100 区間目の応答

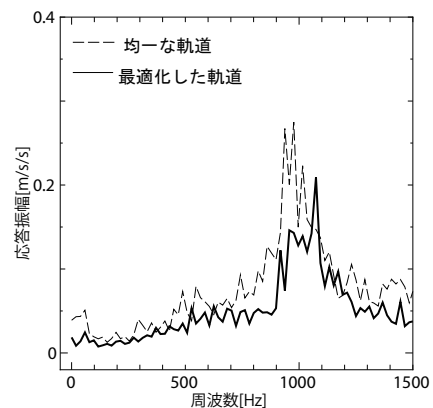


図 5 104 区間目 (まくらぎ間隔 0.55m) の応答