

論文 まくらぎ配置がレールの振動・騒音特性 に及ぼす影響

Batjargal Sodbilig¹・阿部和久²・紅露一寛³

¹学生会員 新潟大学大学院自然科学研究科 博士前期課程 (〒 950-2181 新潟市西区五十嵐二の町 8050 番地)
E-mail: f12e021k@mail.cc.niigata-u.ac.jp

²正会員 工博 新潟大学教授 工学部建設学科 (〒 950-2181 新潟市西区五十嵐二の町 8050 番地)
E-mail: abe@eng.niigata-u.ac.jp

³正会員 博士(工学) 新潟大学准教授 大学院自然科学研究科 (〒 950-2181 新潟市西区五十嵐二の町 8050 番地)
E-mail: kouro@eng.niigata-u.ac.jp

まくらぎ配置がレールの振動およびそれに起因して発生する騒音に及ぼす影響について検討した。具体的には、レールの定点調和加振と走行車輪・軌道連成解析を通し、まくらぎ間隔の不均一性によるレール振動・放射音の低減効果を調べた。等間隔のまくらぎ配置の他に、実軌道におけるバラツキを設定した場合、および既往の研究で得られた最適なまくらぎ配置とした場合を対象として、1000Hz以下の周波数域での応答にまくらぎ配置が及ぼす影響を検討した。

Key Words: sleeper spacing, wheel/track interaction, vibration reduction, noise reduction

1. はじめに

ロングレールとまくらぎとから構成される軌道は、長区間にわたりまくらぎがほぼ等間隔に配置されているため、無限周期構造と見なすことができる。そのため、軌道は周期構造特有の振動・波動特性を有する。中でも、軌道に沿って伝播する波動モードが一切存在しない周波数帯(ストップバンド)の分布は、周期場特有の性質として知られている¹⁾。ストップバンド端の波動モードは、左右に進行する波動の全反射により形成され、定在波モードを与える。当該モードはレール加振により比較的容易に励起され、そのため軌道の振動特性を把握する上で重要となる。とりわけ、各まくらぎ位置を節としてまくらぎ間中央を腹とするレール振動(pinned-pinnedモード)は、軌道の振動特性を支配する主要なモードの1つである。よって、軌道を無限周期構造と見なしてなされる波動分散解析は、その動特性を理解する上で有用となる²⁾。

なお、軌道は概ね周期構造として捉えることができるものの、実際のまくらぎ配置にはある程度のバラツキが存在している。この不均一性は、厳密な意味での定在波モードを消滅させる。Wu & Thompson³⁾は、数値解析を通してまくらぎ間隔のバラツキがpinned-pinnedモードの共振振幅を低減させることを示した。また、Heckl⁴⁾は、騒音低減の観点からまくらぎ間隔のバラツキの影響を調べ、1200Hz以下の周波数域における車輪転動音

の抑制にバラツキが有効に作用することを見出している。さらに著者ら⁵⁾は、レール内を伝播する波動エネルギー透過率を目的関数、まくらぎ配置を設計変数として、最適化問題の解を求めた。その結果、最適なまくらぎ配置の下で、レールの定点加振に対する共振応答が大幅に低減されることを確認した。

周期性の欠如は、波動エネルギーの伝播・漏出を許容するため、必然的に共振振幅を低下させるように一見思われる。しかし、その一方で波動エネルギーの局在化を招き、ひいては振動増幅に至る恐れをも内在している⁶⁾。例えばNordborg⁷⁾は、まくらぎ間隔と軌道パッド剛性におけるバラツキを考慮し、比較的低い周波数域で振動レベルが増大し得ることを指摘している。

以上のことより、まくらぎ配置のバラツキが軌道振動特性に及ぼす影響は個々の配置に依存し、振動を低下させる場合も逆に増幅させる場合もあり得る。よって、その客観的評価は統計的になされることが望ましい。そのため著者ら⁸⁾は、まくらぎ配置がランダムなバラツキを有する場合を含め、様々なまくらぎ間隔の確率分布下での加振応答解析を行い、その振動低減効果を統計的に調べた。その結果、pinned-pinnedモードに対応する共振応答の振幅の期待値は、まくらぎ間隔のバラツキの導入により一般に減少することがわかった。特に、前述の最適なまくらぎ配置に対して、最も顕著な効果が認められた。

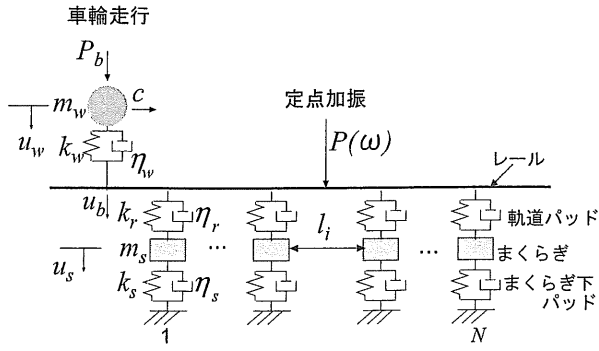


図-1 軌道解析モデル

上述のとおり，まくらぎ間隔が非周期性を有する場合，軌道の共振振幅の期待値は低減される．よって，まくらぎ間隔の不均一性の積極的導入が軌道系の振動・騒音低減に対して有効に作用することが期待される．なお，文献 8) では共振周波数下での振動振幅低減効果について主に検討した．しかし振動や騒音特性は，ある範囲の周波数域全体にわたり評価することが望ましい．そこで本論文では，pinned-pinned モード周波数を含む概ね 1000Hz 以下の周波数域を対象に加振応答解析を実施し，まくらぎ配置の違いが振動応答の周波数特性に及ぼす影響について調べる．その際に，実軌道で測定したまくらぎ間隔をバラツキとして設定し，等間隔および最適配置の両ケースと合わせ，振動低減効果を比較検討する．また，実際の軌道では，レールとその上を走行する車輪との連成により振動が発生する．そのため，定点加振に加え走行車輪・軌道連成解析を行い，その下でまくらぎ配置がレールの振動特性に及ぼす影響を調べる．さらに，レールを音源とする騒音成分についても評価し，音圧レベルの低減に有効なまくらぎ配置について検討する．

2. 軌道振動解析におけるモデル化

(1) 解析モデルの概要

軌道を図-1 のような N 本のまくらぎによりレールが離散支持された有限長モデルで与える．レール支持構造は，軌道パッド・まくらぎ・まくらぎ下パッド(または道床)より構成されるものとする．パッド類にはダッシュポットを設け減衰を考慮している．また，走行車輪とまくらぎは質点，レールは Timoshenko ばりでモデル化している．図-1 において， P_b は車輪上載荷重， c は車輪走行速度， m_w は車輪質量， u_w は鉛直方向の車輪変位， k_w, η_w はそれぞれ車輪・レール間接触点における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 はまくらぎ下パッド

のバネ定数と減衰係数である．

定点加振応答解析の場合は，走行車輪は考慮せず，軌道中央を一定振動数 ω で調和加振し，加振力 P の作用点におけるレールの定常振動応答を求める．一方，走行車輪・軌道連成解析では，レール上に固定された観測点における時刻歴応答を時間域解析により求める．また，レール振動に起因する騒音の評価の際には，レール全域より放射される音圧を軌道近傍の観測点 1 点で評価する．

(2) 求解方程式の構成

ここでは，走行車輪・軌道連成解析を対象に，具体的解析過程の概要を述べる．2.(1) に述べたレールの鉛直たわみの運動方程式は，離散化の後次式のように与えられる．

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

ここで， \mathbf{K} は剛性行列， \mathbf{M} は質量行列， \mathbf{u} はレールたわみに関する節点ベクトル， \mathbf{N} はレールたわみの補間関数を成分に持つベクトル， x_w は車輪位置， F_w は車輪とレールの接触力， \mathbf{F}_r は各軌道パッド作用力から成るベクトルである．また， (\cdot) は時間微分を表している．

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．

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

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

ここで， F_s はまくらぎ下パッドの作用力である．

車輪直下のレール変位 u_b は，レールたわみにより次式で与えられる．

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

車輪とレールの接触力 F_w ，軌道パッドの作用力 F_r ，まくらぎ下パッドの作用力 F_s は，それぞれ次式で与えられる．

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

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

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

ここで， r はレール頭頂面の凹凸であり， $r' = dr/dx$ である．

式 (1)~(3)，(5)~(7) は時間微分項を未知量として含んでいる．本解析では，それらの時間積分スキームとして Newmark 法⁹⁾を用いる．当該時間積分法で $\gamma = 1/2, \beta = 1/4$ とした場合は台形公式を与え，ある量 f について次の関係を得る．

$$\begin{aligned} \dot{f}^{n+1} &= \frac{2}{\Delta t}(f^{n+1} - f^n) - \dot{f}^n \\ \ddot{f}^{n+1} &= \frac{4}{\Delta t^2}(f^{n+1} - f^n) - \frac{4}{\Delta t}\dot{f}^n - \ddot{f}^n \end{aligned} \quad (8)$$

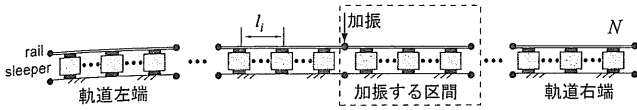


図-2 定点調和加振における軌道モデル

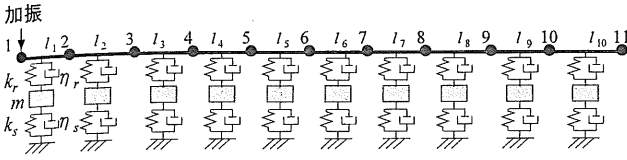


図-3 軌道中央付近の加振点

ここで、 Δt は時間増分であり、 $()^n$ は第 n step の値であることを意味する。

これらを式 (1)~(3), (5)~(7) に適用すると次式を得る。

$$[\mathbf{K} + \frac{4}{\Delta t^2} \mathbf{M}]\{\mathbf{u}^{n+1}\} + \{\mathbf{F}_r^{n+1}\} - F_w^{n+1}\{\mathbf{N}(x_w^{n+1})\} = [\mathbf{M}]\{\frac{4}{\Delta t^2} \mathbf{u}^n + \frac{4}{\Delta t} \dot{\mathbf{u}}^n + \ddot{\mathbf{u}}^n\} \quad (9)$$

$$\frac{4}{\Delta t^2} m_w u_w^{n+1} + F_w^{n+1} = P_b + m_w \left(\frac{4}{\Delta t^2} u_w^n + \frac{4}{\Delta t} \dot{u}_w^n + \ddot{u}_w^n \right) \quad (10)$$

$$\frac{4}{\Delta t^2} m_s u_s^{n+1} - F_r^{n+1} + F_s^{n+1} = m_s \left(\frac{4}{\Delta t^2} u_s^n + \frac{4}{\Delta t} \dot{u}_s^n + \ddot{u}_s^n \right) \quad (11)$$

$$\begin{aligned} (k_w + \frac{2}{\Delta t} \eta_w)(u_b^{n+1} - u_w^{n+1}) + F_w^{n+1} \\ = \eta_w \left\{ \frac{2}{\Delta t} (u_b^n - u_w^n) + (\dot{u}_b^n - \dot{u}_w^n) \right\} \\ + k_w r^n + \eta_w \dot{r}^n \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} (k_r + \frac{2}{\Delta t} \eta_r)(u_s^{n+1} - u_r^{n+1}) + F_r^{n+1} \\ = \eta_r \left\{ \frac{2}{\Delta t} (u_s^n - u_r^n) + (\dot{u}_s^n - \dot{u}_r^n) \right\} \end{aligned} \quad (13)$$

$$-(k_s - \frac{2}{\Delta t} \eta_s)u_s^{n+1} + F_s^{n+1} = -\eta_s \left\{ \frac{2}{\Delta t} u_s^n + \dot{u}_s^n \right\} \quad (14)$$

これらを式 (4) と連立して解き、第 $n+1$ step の解を求める。

3. 定点加振定常応答解析

(1) 解析条件

図-2 のように十分に長い軌道モデルの中央付近におけるレールのまくらぎ支持点間中央を調和加振し、加振点のたわみ定常応答振幅を求める。ここで対象とするまくらぎ間隔は不均一であるため、加振位置によって応答が異なる。そこで図-3 に示すように、軌道中央付近の 11 区間のレールスパンに対して加振点を各々設定し、これらの加振点におけるレール振動応答振幅の最大値を周波数毎に求める。レールは 50kgN レールを想定し、まくらぎ質量はレール 1 本当たり 100kg とし、軌道パッド、まくらぎ下パッドのバネ定数をそれぞれ

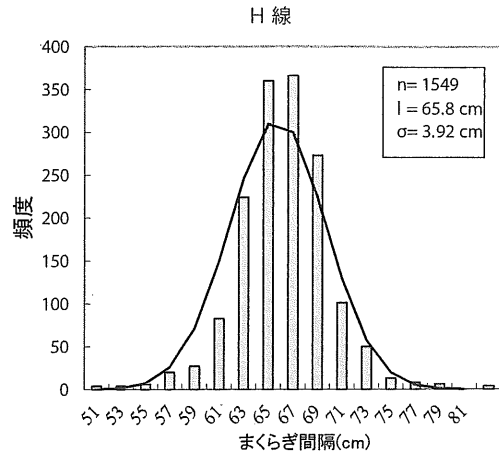


図-4 まくらぎ間隔の分布 (H-線)

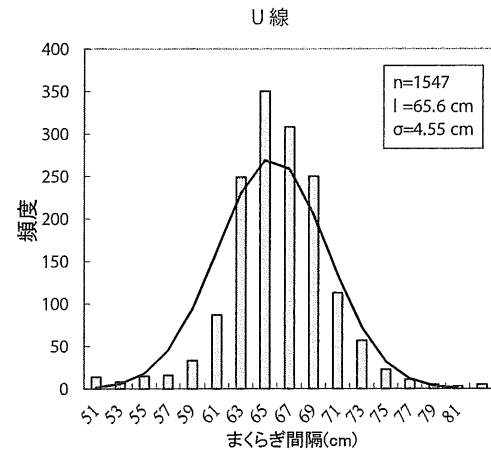


図-5 まくらぎ間隔の分布 (U-線)

110, 30MN/m と設定した。レール端からの反射波が無視でき無限長レールと同じ振動特性が得られるよう、軌道モデルの長さは応答を確認の上 234m(360 ユニット)とした。また、パッド類は次式のように複素剛性により与えた。

$$k'_R = k_R(1 + i\omega g) \quad (15)$$

$$k'_S = k_S(1 + i\omega g)$$

ここで、 $i = \sqrt{-1}$ 、 g は減衰に関する定数である。周波数域における上式の設定は、パッドを Voigt ユニットでモデル化したことに相当する。なお、文献 3) では複素剛性の虚部を周波数に依存しないかたちで設定している。以下の解析例では、pinned-pinned モード周波数前後で文献 3) の減衰性と概ね一致するように、 $g=0.0002$ とした。

まくらぎ配置は、等間隔 ($l = 65\text{cm}$)、2 箇所の線区における実測データに基づいて生成した 10 ケース (まくらぎ 360 区間より成る H1~5, U1~5)、および波動透過率の低減に有効な最適配置⁵⁾ の合計 12 ケースを対象とした。なお、最適なまくらぎ配置は、pinned-pinned モード周波数近傍における軌道内波動透過率低減を目的に得られたもので、まくらぎ 10 区間中 $l_1 \sim l_5 = 60\text{cm}$ 、

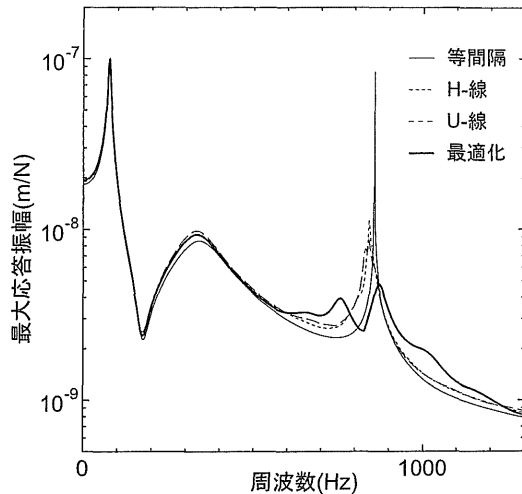


図-6 周波数-最大応答振幅

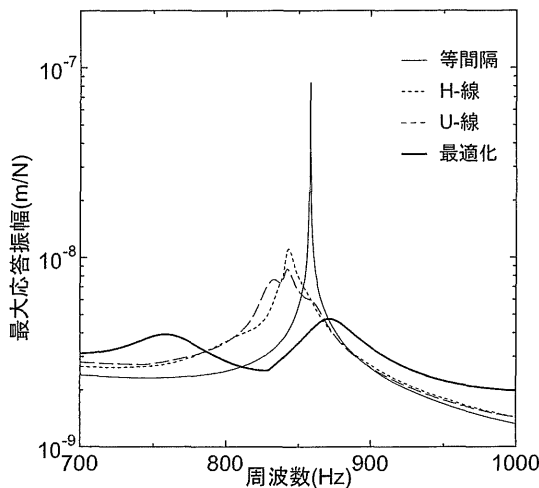


図-7 周波数-最大応答振幅(高周波数域を拡大)

$l_6 \sim l_{10} = 70\text{cm}$ と配置したものである。全軌道域はこれを 36 ユニット繰返し配置して与えている。また測定データは、実際に敷設されている直線ロングレール区間(H-線およびU-線)でのまくらぎ間隔を約 1km にわたって測定したものである。両線区のまくらぎ間隔の分布を図-4、図-5 に示す。何れも平均まくらぎ間隔は概ね 65cm となっている。

(2) 解析結果

まくらぎを等間隔に配置した場合、最適配置の場合、H-線およびU-線を対象として、周波数-最大応答振幅関係を求めた。結果を図-6、図-7(高周波数域を拡大)に示す。なお、H-線およびU-線の結果は、各々5ケース(5種類のバラツキ)における最大応答振幅の平均値を示したものである。

等間隔にまくらぎ配置した場合、70, 320, 850Hz 付近において共振応答の卓越が認められる。70Hz の共振は、レールとまくらぎが大きく振動するモードに対応している²⁾。また、170Hz 付近で逆共振が認められる。これは、70Hz における定在波モード周波数を下端とする

分散曲線のバンド上端における定在波モードに対応している。一方、320 と 850Hz は主にレールが振動する波動モードの上下バンド端における定在波モードに対応するものであり、後者は pinned-pinned モードに相当する。

図-6 より、低周波数域では、すべての軌道ケースで応答に大差ないことが確認できる。これに対して、図-7 より、H-線およびU-線の両ケースにおける pinned-pinned 共振振幅が、等間隔の場合に比べ約 1/10 に減少していることがわかる。さらに最適化軌道において、共振振幅の低減効果が最も顕著に現れている。

pinned-pinned モードにおけるレールたわみ形状は、まくらぎ 1 区間を半波長とするものであり、まくらぎ間隔の変化に鋭敏であると考えられる。一方、それより低い周波数域における定在波モードは、より長い波長で特徴付けられ、まくらぎ間隔の影響をそれ程受けず、以上のような結果になったものと思われる。

なお、各ケースの振動形状について見ると、最適配置でまくらぎ間隔の変化点前後のスパンを加振した場合に振幅のピーク位置が加振点より多少ずれるものの、波形自体に顕著な差は認められない。

4. 車輪走行時の振動応答特性

(1) 解析条件

対象とする走行車輪・軌道連成モデルを図-8 に示す。図中 u_{R1} はまくらぎスパン中央部のレールに設けた観測点 R_1 での応答変位であり、解析では軌道中央付近の観測点(図-8:軌道中心の左側 $L_1 - L_{11}$, 右側 $R_1 - R_{11}$)での時刻歴加速度応答を求めた。時刻歴解析の際に設定した各種条件を表-1 に示す。なお、車輪走行速度 c は一定とし、車輪・レール間接触は無減衰としている。応答を確認の上、まくらぎ本数は 200 本とし 130m の軌道を設定して解析を行った。まくらぎ配置は定点加振同様に、等間隔 ($l = 65\text{cm}$), H-線, U-線での測定結果に基づき設定した H1~5, U1~5, および最適配置の合計 12 ケースを対象とした。またレール頭頂面の凹凸は、過去に得られた振動測定データに基づき逆推定して求めた凹凸振幅スペクトル^{10),11)}を逆 Fourier 変換して作成した。ただし、位相スペクトルは乱数により設定している。レール凹凸の一例を図-9 に示す。

(2) 周波数-応答変位加速度の関係

各観測点におけるレールたわみ時刻歴応答加速度をフーリエ変換し、周波数-応答変位加速度の関係を求めた。例として、走行速度 30m/s の場合における観測点 R_1 と L_1 での結果をそれぞれ図-10、図-11 に示す。なお、図は 1/3 オクターブバンドで平滑化した結果である。また、H-線およびU-線の結果は、まくらぎ配置 5

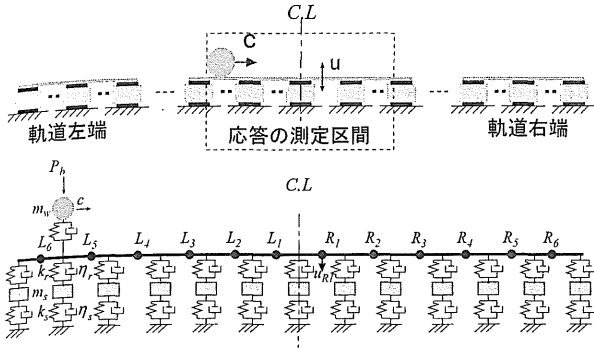


図-8 車輪・軌道連成解析モデル

表-1 車輪・軌道連成時刻歴応答の解析条件

軌道パッドバネ定数, k_r [N/m]	110×10^6
軌道パッド減衰係数, η_r [N·s/m]	30×10^3
まくらぎ下バネ定数, k_s [N/m]	50×10^6
まくらぎ下減衰係数, η_s [N·s/m]	50×10^3
上載荷重, P_b [N]	68600
車輪質量, m_w [kg]	700
車輪・レール接触バネ, k_w [N/m]	2×10^9

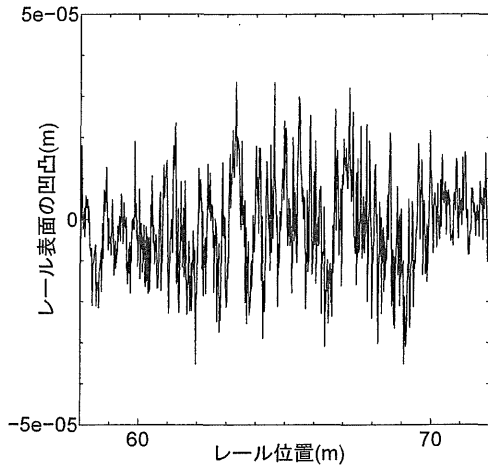


図-9 レール頭頂面凹凸の設定例

ケースの平均値となっている。

低周波数帯においては、何れのケースにおいても応答に大差が見られない。なお、50Hz 付近に共振応答が存在しているが、定点加振(図-6)の様な軌道振動モード周波数(70Hz)との一致は認められない。この共振応答については4.(3)で述べる。一方、800Hz 付近の共振周波数においては、等間隔配置に対する応答が最大値を示している。H-線およびU-線の両ケースでは、等間隔の場合より応答が小さくなってはいるものの、その低下量は比較的小さい。特に L_1 の観測点においては等間隔の場合と大差ない。一方、最適配置の場合は、何れの観測点においても他ケースと比較してピーク低下が明瞭に現れており、定点加振の場合と同様に pinned-pinned 共振の低減に対する有効性が認められる。なお、ここでは R_1 と L_1 の2つの観測点での結果のみ示したが、

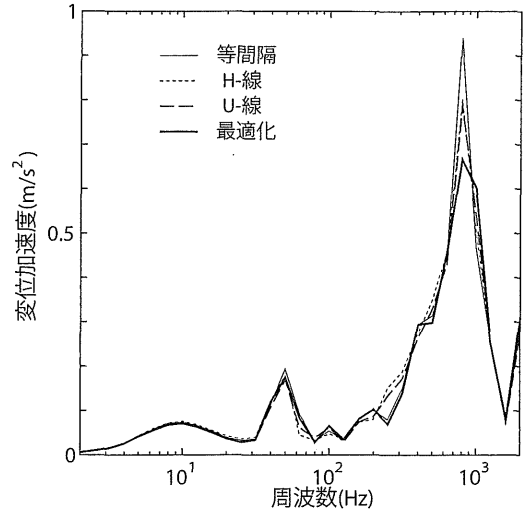


図-10 周波数-応答変位加速度 (R_1)

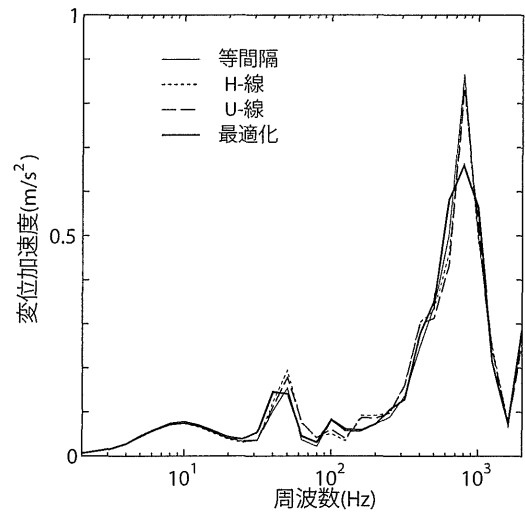


図-11 周波数-応答変位加速度 (L_1)

他の観測点においても同様の傾向が得られた。

なお、上述の結果を理論的に説明付けることは容易でないが、個々のまくらぎ位置のずれが応答に及ぼす影響や、それらを総合した統計的評価については文献8)で検討した。その結果、まくらぎ間隔にばらつきを導入することで、pinned-pinned 共振における振幅の期待値が減少することを確認した。また、pinned-pinned モードの様な定在波は、まくらぎ位置からの波動の全反射による現象と解釈できる。文献5)で求めた最適まくらぎ配置は、当該モードを与える周波数近傍の波動透過率を低減することで、明瞭な全反射の抑制を実現したものである。

(3) 車輪走行速度が振動特性に及ぼす影響

車輪走行速度が振動応答に及ぼす影響を確認するため、速度 $c=30\text{m/s}$ の場合に加え 20 および 60m/s の2ケースに対しても応答解析を行った。等間隔配置の場

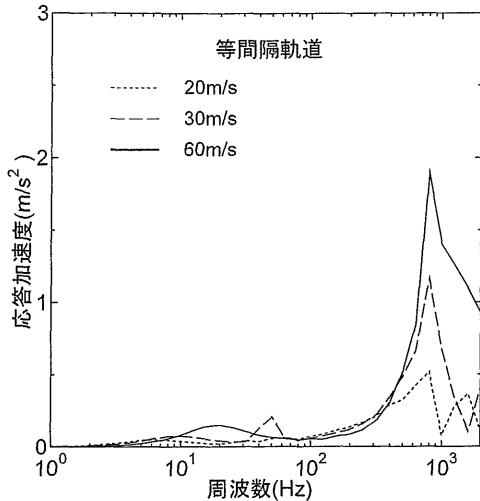


図-12 走行速度が振動応答加速度に及ぼす影響

合を対象に、周波数と図-8 に示した 12 の観測点における応答変位加速度の平均値との関係の走行速度による違いを図-12 に示す。

まず、800Hz 近傍における pinned-pinned 共振を見ると、共振周波数は走行速度によらず一定であることが確認できる。これは言うまでもなく、当該共振モードが軌道構造にのみ依存していることによる。ただし、共振振幅は走行速度と共に増大する傾向が認められる。

次に、100Hz 以下の低周波数域における共振応答について速度の影響を確認する。c=30m/s のケースのみ、50Hz 付近に明瞭な卓越応答が認められる。この周波数は走行車輪がまくらぎを通過する際の周波数(約 46Hz)に概ね一致している。図-6 に示したとおり、当該軌道の共振周波数は 70Hz 付近に存在する。ただし、これに車輪が付加された系では、連成下での共振周波数は幾分低下する。本解析条件において、車輪・軌道連成下の共振周波数は 50Hz 前後であり、30m/s での走行時においてのみこれが励起され、パラメータ共振⁷⁾が発生したものと考えられる。なお、静止車輪・軌道連成下の共振周波数は車輪位置により多少異なり、まくらぎ支持点直上の場合に最も高くなる¹²⁾。

ここではまくらぎを等間隔配置した場合のみ示したが、他のまくらぎ配置の場合においても同様の傾向が得られた。なお走行速度によらず、最適配置に対して pinned-pinned 共振振幅の低減効果が認められた。

5. 車輪走行時の騒音特性

列車走行時の騒音対策は重要な課題の一つである。以下では、前節と同じく走行車輪・軌道連成解析を通して、まくらぎ配置が列車走行時の騒音に及ぼす影響を検討する。なお、鉄道における騒音源は、車輪振動や列車空力音などの他に、レールやまくらぎ振動により

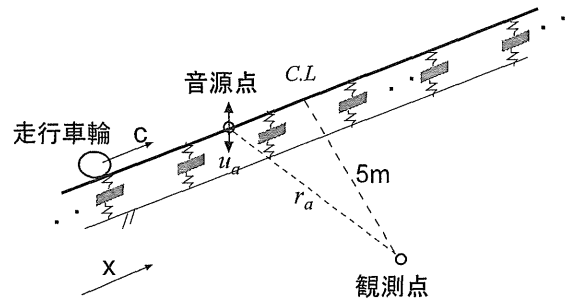


図-13 レール音源と観測点

発生するものなどがある^{13),14)}。本研究では、車輪走行下で発生するレール曲げ振動に起因するレールからの放射音に着目する。

(1) レール振動に起因する騒音の評価

受音位置で観測される音源(レール)全体からの音圧総量は、振動数 ω の成分について次式で与えられる^{13),15)}。

$$\langle \bar{p}^2 \rangle = \alpha \omega^3 \nu \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{|u_a|^2}{r^2} dx \quad (16)$$

ここで、 α は音速・空気密度に関する係数、 ν はレール断面形状に依存する放射音波に関する係数、 u_a はある音源位置 x におけるレールの振動振幅、 r は音源と観測点との距離である。上式において、レール長手方向 x に関する積分項を次式のように D とおく。

$$D := \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{|u_a|^2}{r^2} dx \quad (17)$$

式(16)の両辺の対数をとって次式を得る。

$$10 \log_{10} \langle \bar{p}^2 \rangle = 10 \log_{10} \alpha + 30 \log_{10} \omega + 10 \log_{10} \nu + 10 \log_{10} D \quad (18)$$

ここで振動応答に依存し、したがってまくらぎ配置の影響を受け得るのは右辺最後の項のみである。

本研究では、まくらぎ配置の違いがレール振動に関する騒音特性に及ぼす影響を相対音圧レベルにより評価する。等間隔のまくらぎ配置の場合を基準として、式(18)より各まくらぎ配置の下での相対音圧レベル L_B を次式で定義する。

$$L_B = 10 \log_{10} \left(\frac{D_{nc}}{D_c} \right) \quad (19)$$

ここで、 D_{nc} 、 D_c はそれぞれ不均一および均一なまくらぎ間隔を有する軌道に対する連成応答により求められるものである。

(2) 解析条件

各種物性値および軌道条件等は 4. と同様(表-1 参照)に設定した。観測点は軌道中央からレール直角方向に 5m の位置に設置されているものとする(図-13)。なお、

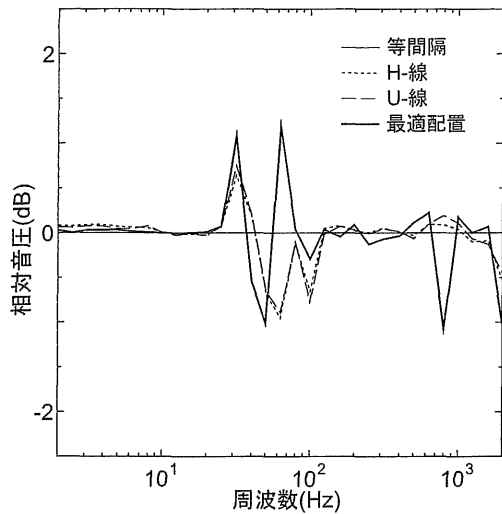


図-14 まくらぎ配置が相対音圧に及ぼす影響 (c=30m/s)

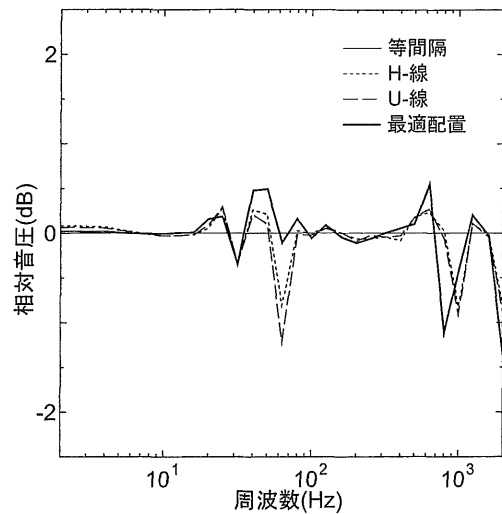


図-15 まくらぎ配置が相対音圧に及ぼす影響 (c=20m/s)

その高さはレールと同一とした。また音源に関する積分は、レールをはり要素により離散化した際の全節点における変位時刻歴応答の Fourier 変換より数値的に求めた。ちなみに、精度を確認の上、まくらぎ 1 区間におけるレール 1 スパンを 10 要素で分割した。軌道のまくらぎ配置は、等間隔 ($l = 65\text{cm}$)、実測データに基づいて生成した 28 ケース (H1~14, U1~14) および最適配置軌道の合計 30 ケースを対象とした。

なお、レール頭頂面の凹凸スペクトルはピークを持たず、特定の周波数が卓越するようなものとはなっていない。また、スペクトルには同一のものを用いているが、生成した凹凸形状は各ケースで異なっており、応答平均を求めた H-線と U-線では個々の凹凸の影響は排除されている。

(3) 周波数-相対音圧レベルの関係

まくらぎ配置が異なる軌道に対する周波数-相対音圧レベルの関係を図-14 に示す。なお、H-線および U-線の結果は、各々 14 ケースの平均値となっている。まくらぎ間隔がバラツキを有するケースでは、100Hz 以下の周波数域において相対音圧が増減している。4. に示したレール振動自体にはまくらぎ配置による顕著な影響は認められなかったが、騒音については文献 7) で指摘されているような低周波数域での増幅傾向が捉えられている。一方、800Hz 付近の pinned-pinned モード周波数近傍においては、特に最適配置の場合に音圧の低下傾向が認められ、当該共振周波数域で 1dB 程度の騒音低減効果が得られている。

前述のとおり、低周波数域の共振に起因する相対音圧レベルの変動は、車輪・軌道連成系の共振に関するものである。当該応答に対応する軌道振動モードは、レール・まくらぎの比較的大きな振動で特徴付けられ、パッド類

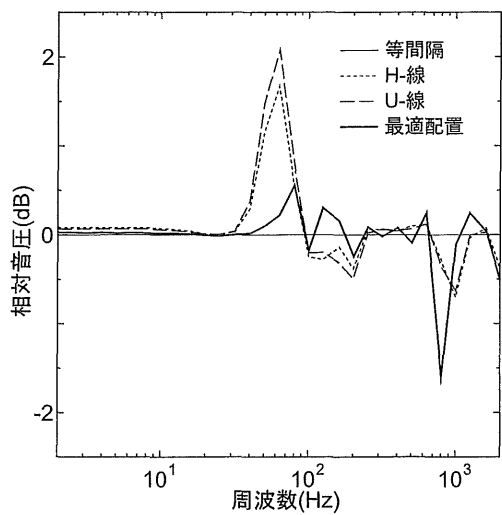


図-16 まくらぎ配置が相対音圧に及ぼす影響 (c=60m/s)

の伸縮を伴う。したがって、レール支持構造を調整することである程度低減可能と考えられる。一方、pinned-pinned モードに起因するものは、まくらぎ位置を節とするモードで与えられるため、まくらぎ間隔にのみ依存する。図より、当該音圧成分の低減には、4. に示したレール振動同様に最適配置が有効であることが分かる。

(4) 車輪走行速度が騒音特性に及ぼす影響

車輪が速度 20m/s および 60m/s で走行する場合の解析を行った。解析結果を図-15、図-16 に示す。c=30m/s の場合と同様に、まくらぎ間隔がバラツキを有するケースでは、低周波数域の相対音圧レベルにおいて等間隔配置の場合からの増減が認められる。

一方、800Hz 近傍の pinned-pinned モードにおいては、H-線、U-線および最適配置の何れのケースに対しても音圧レベルが低下している。特に最適配置の場合、車輪走行速度によらず 1~2dB 程度の低減効果が認められ、

その有効性が窺える。

最適配置の軌道では、低周波数域の相対音圧において、走行速度によらず2つのピークが認められる。ピーク周波数は走行速度の増加と共に高周波数側へ移動しており、最適化軌道を構成する短いまくらぎ間隔(60cm)の区間と長い間隔(70cm)の区間それぞれにおける共振によるものと考えられる。当該ピークは走行速度が30m/sの場合に特に大きな値を示しているが、これは前述のとおりパラメータ共振効果によるものである。なお、低周波数域は pinned-pinned モード周波数の様な高周波数域に比べ騒音への影響は小さく、そこでの増幅はそれ程重要とはならないと考えられる¹⁴⁾。

6. おわりに

本研究では、まくらぎ配置の違いがレール振動・騒音の周波数特性に及ぼす影響について調べた。まくらぎ配置には、等間隔のもの、実測データに基づいたバラツキを設定したもの、および最適配置のもの3ケースを検討対象とした。

まず、定点調和加振応答解析により振動応答特性を調べた。その結果、850Hz 近傍の pinned-pinned モードに対して、最適配置による明瞭な振動低減効果が認められた。

次に、走行車輪・軌道連成系を対象にまくらぎ配置が振動特性に及ぼす影響を検討した。低周波数域ではまくらぎ配置の違いによる差異はほとんど認められなかったものの、pinned-pinned モードについては定点加振の場合同様、最適配置において低減効果が確認された。また、低周波数域の共振応答が車輪走行速度依存性を有し、車輪のまくらぎ通過周波数が車輪・軌道連成系の共振周波数と一致した場合に励起されるパラメータ共振の発生を確認した。

最後に、車輪走行で惹き起こされるレール騒音にまくらぎ配置が及ぼす影響を検討した。その結果、低周波数域の共振に関する音圧成分はまくらぎ間隔にバラツ

キを導入することで増加し得るものの、pinned-pinned モードに関するものについては低減傾向が認められた。特に最適配置の場合、当該効果は車輪走行速度によらないことを確認した。以上より、まくらぎを最適配置した軌道が pinned-pinned モードに起因する振動・騒音の低減にある程度有効であることがわかった。

謝辞

本研究は科研費(24560578)の助成を受けたものである。ここに記して謝意を表する。

参考文献

- 1) Mead, D.J. : Free wave propagation in periodically supported infinite beam, *J. Sound Vib.*, **11**(2), 181-197, 1970.
- 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特性, 応用力学論文集, **10**, 1029-1036, 2007.
- 3) Wu, T.X. and Thompson, D.J. : The influence of random sleeper spacing and ballast stiffness on the vibration behaviour of railway track, *Acustica*, **86**, 313-321, 2000.
- 4) Heckl, M.A. : Railway noise-Can random sleeper spacings help?, *Acustica*, **81**, 559-564, 1995.
- 5) Batjargal, S., Abe, K. and Koro, K. : Sleeper spacing optimization for vibration reduction in rails, *COSEIK J. Comput. Struct. Eng.*, **25**(6), 569-577, 2012.
- 6) Li, F.-M. and Wang, Y.-S. : Study on wave localization in disordered periodic layered piezoelectric composite structures, *I. J. Solids Struct.*, **42**, 6457-6474, 2005.
- 7) Nordborg, A. : Parametrically excited rail/wheel vibrations due to track support irregularities, *Acustica*, **84**, 854-859, 1998.
- 8) Batjargal, S., 阿部和久, 紅露一寛: まくらぎ配置が軌道の共振挙動に及ぼす影響, *J-Rail*2013, 485-488, 2013.
- 9) Newmark, N.M. : A method of computation for structural dynamics, *Proc. of ASCE*, **EM3**, 67-94, 1959.
- 10) 阿部和久, 鈴木貴洋, 古田 勝: 軌道振動解析におけるレール頭頂面の凹凸形状の推定, 応用力学論文集, **3**, 107-114, 2000.
- 11) 阿部和久, 紅露一寛: レール継ぎ目部のモデル化と動的応答に関する研究, 鉄道総合技術研究所委託研究報告, 2005.
- 12) 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加振応答解析, 計算数理工学論文集, **7**(1), 25-30, 2007.
- 13) Thompson, D.J. : *Railway noise and vibration*, Elsevier Ltd., 2009.
- 14) 松浦義満, 梶 容郎: 車輪とレールの相互作用による振動と騒音に関する実験的研究, 土木学会論文報告集, 第278号, 97-111, 1978.
- 15) Remington, P.J. : Wheel/rail rolling noise, I: Theoretical analysis, *J. Acoust. Soc. Am.*, **81**, 1805-1823, 1987.

(2014.4.11 受付)

INFLUENCE OF SLEEPER SPACING ON THE VIBRATION AND NOISE PROPERTIES OF RAILWAY TRACK

Sodbilig BATJARGAL, Kazuhisa ABE and Kazuhiro KORO

The influence of sleeper arrangement on the rail vibration and the acoustic noise radiated from the rail is investigated. To this end, the stationary harmonic loading problem and the interaction between a moving wheel and a track are analyzed. As the sleeper arrangements, three cases of the regular spacing, stochastic distribution obtained by in-situ measurements and an optimal distribution are considered. Through these numerical experiments, the vibration and noise reductions by the introduction of the irregularity into the sleeper spacing are evaluated based on resonance modes at frequencies lower than 1000Hz.