

列車走行による地下鉄トンネルのランダム振動解析 Random Vibration Analysis of Subway Tunnel Excited by Running Train

阿部和久 (新潟大・工) 佐藤 和輝 (新潟大・院) 紅露一寛 (新潟大・工)

Kazuhisa ABE, Niigata University

Kazuiki SATO, Niigata University

Kazuhiro KORO, Niigata University

E-mail : abe@eng.niigata-u.ac.jp

This paper presents a semi-analytical method for bogie-track-tunnel-soil dynamic interaction problems. The railhead roughness is considered as a random process. To evaluate the mathematical expectation of dynamic response, the relation between the railhead roughness and the expected value of energy spectrum density of acceleration at observation points inside the tunnel is derived explicitly. Based on the developed method, influence of the track-tunnel coupling structure on the frequency spectra is investigated.

1. はじめに

地下鉄トンネル内を列車が走行すると、レール・車輪間のランダムな凹凸や、まくらぎ離散支持に起因するパラメータ加振等により振動が発生する。この振動はトンネル周辺の建物等へ影響を及ぼすため、トンネルや地盤の振動特性を把握することは重要であり、様々な研究が行われている。先行研究^{1),2)}では、走行車輪・軌道系と地下鉄系とを別に解く簡易な解法を構成した。当該研究では、時間域解析で求めたレール・車輪間接触力の周波数スペクトルを地下鉄軌道系に定点加振力として入力しており、荷重移動の効果が考慮されていない。また、レール・車輪連成応答は特定の凹凸に対して求めており、その不確実性も考慮されていない。

そこで本研究では、文献³⁾の手法を援用し、無限長トンネル・軌道とそれに沿って走行する台車との連成系を厳密に表現して、定常ランダムなレール凹凸に対するトンネル内定点における振動加速度エネルギースペクトル密度 (ESD) の期待値解析法を構築する。

2. 解析モデル

台車・軌道系のモデルを Fig.1 に示す。ランダムな凹凸を有する無限長レールは Timoshenko ばりで与え、等間隔 L でまくらぎにより離散支持されているものとする。また、レール・まくらぎ間には複素剛性 k_r の軌道パッドが、まくらぎ・道床間には複素剛性 k_s のまくらぎ下パッドが装着さ

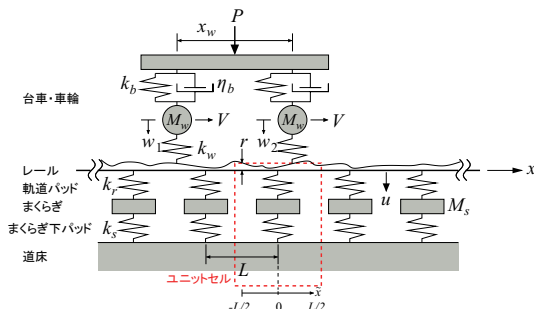


Fig. 1 台車・軌道モデル (防振まくらぎ軌道)

れているものとする。その上を無限遠方から台車が一定の速度 V で走行する問題を考える。トンネル・地盤のモデルを Fig.2 に示す。トンネル部は円形のコンクリートセグメント (外周) とコンクリート道床・インバートから構成されている。文献^{1,2)}では、これらの断面を有限要素で離散化した。セグメント部の曲げ振動の再現性に関して精度低下が懸念される。そこで、本研究ではセグメント部を円筒シェルでモデル化し、外部の無限地盤と合わせ、円周方向に Fourier 級数展開を適用する。

3. 解析手法

地盤・トンネル・軌道の長手方向に次の Floquet 変換を適用し、周期長 L の問題に帰着させる。

$$\tilde{f}(\tilde{x}, \kappa) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} f(\tilde{x} + nL) e^{in\kappa L} \quad (1)$$

ここで、 $\tilde{x}$ は Fig.1 のユニットセル内の座標、 κ は Floquet 波数である。なお、 $\tilde{x}$ 方向には、Floquet の周期条件を満たすように Fourier 級数展開する。

以上の操作の下、走行台車を含む全体系を解くと、トンネルの壁面応答 $\tilde{u}_T$ が、さらに逆 Floquet 変換を介して周波数応答 $\hat{u}_T$ が求まり、最終的にトンネル壁面での振動応答 ESD 期待値 $E(|\hat{u}_T|^2)$ が次式の様に与えられる³⁾。

$$E(|\hat{u}_T|^2) = \frac{1}{2\pi} \sum_{n=-\infty}^{\infty} \int_0^{2\pi} G \left(\frac{2n\pi}{L} + \kappa + \frac{\omega}{V} \right) \cdot |\tilde{\alpha}_n(\omega, \kappa)|^2 d\kappa + P^2 |\tilde{\beta}|^2 \quad (2)$$

ここで ω は円振動数、 G はレール凹凸のパワースペクトル密度、 $\tilde{\alpha}_n$ と $\tilde{\beta}$ は連成系の動特性を表す係数である。右辺第 1 項目はレール凹凸に、第 2 項目はパラメータ加振に起因する項である。なお、加速度成分は、式 (2) に ω^4 を乗ずることで評価できる。

4. 解析結果

4.1 解析条件

まくらぎ直結軌道、スラブ下に防振マットを設置する防振マット工法、まくらぎ下パッドを設置する防振まくらぎ軌道

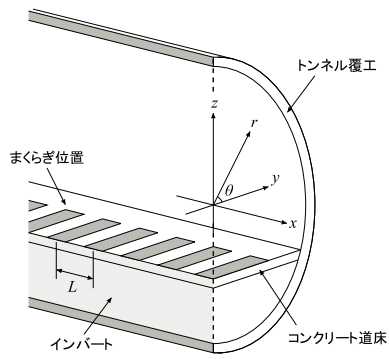


Fig. 2 トンネル・地盤モデル

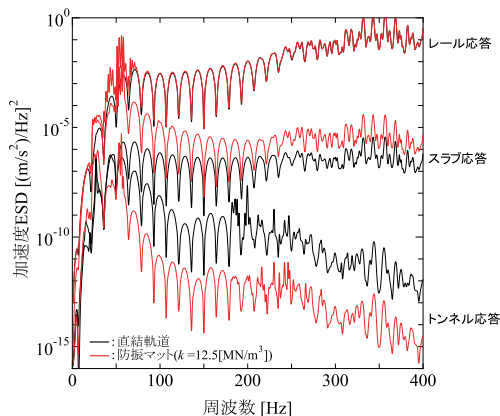


Fig. 3 レール凹凸起因の加速度 ESD 期待値 (防振マット)

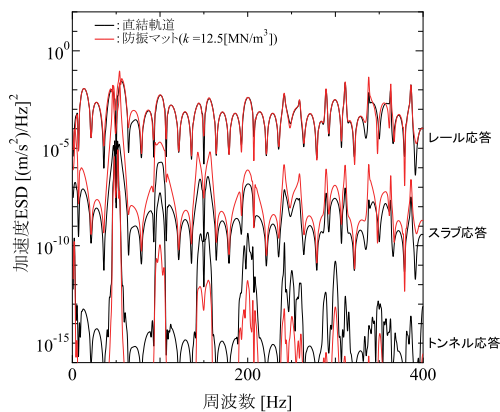


Fig. 4 パラメーター加振起因の加速度 ESD (防振マット)

の3種類を解析対象とする。また、トンネル半径は3.5 mとし、トンネル天端等の鉛直振動成分を評価する。走行速度 V は30 m/s、レールは50 kgN、まくらぎ間隔 L は0.6 mとする。軌道パッド剛性 k_r は50 MN/m、防振マットの剛性は12.5 MN/m³、防振まくらぎ軌道のまくらぎ下パッド剛性は $k_s = 10$ MN/m に設定した。

4.2 防振マット工法の防振効果

直結軌道と防振マット工法の解析結果を比較する。レール・スラブ・トンネルにおける鉛直加速度 ESD について、レール凹凸起因成分期待値を Fig. 3 に、またパラメーター加

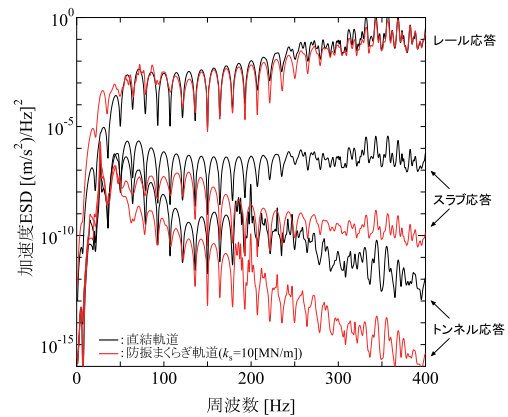


Fig. 5 レール凹凸起因の加速度 ESD 期待値 (防振まくらぎ)

振成分を Fig. 4 にそれぞれ示す。防振マットの導入により、スラブ振動はむしろ増大しているものの、広い周波数域にわたりトンネル振動が1/100程度まで低減されており、その効果が認められる。また、応答ピークは60 Hz付近にあり、車輪・軌道系の共振周波数が影響していると考えられる。パラメーター加振成分には、 V/L で与えられるまくらぎ通過周波数(50 Hz)とその高調波数域に励起が見られ、そのピークはトンネル応答において最も明瞭に現れている。

4.3 防振まくらぎの防振効果

直結軌道と防振まくらぎ軌道の解析結果を比較したものを Fig. 5 に示す。なお、紙面の制約上、ここではレール凹凸起因の応答のみ図示する。

振動低減効果は、まくらぎ下パッド直下のスラブ応答から認められる。200 Hz以降でトンネル振動に明瞭な振動低減効果が認められるが、100 Hz付近の応答については防振マット工法と比べその効果が小さい。これは、まくらぎが大きく振動するモードの周波数帯が120 Hz付近まで分布することによるものと思われる。応答のピークは30 Hz付近にあるが、防振マット軌道同様、これには車輪・軌道系の共振周波数が影響しているものと考えられる。

5. おわりに

列車走行によるトンネルの振動応答評価を行った。防振マットではスラブ・トンネル間で、防振まくらぎではレール・スラブ間で振動低減効果が認められた。また、当該効果が発現する周波数が防振マットと防振まくらぎとで異なり、後者は200 Hz以上の周波数域で顕著となる事を確認した。

参考文献

- 1) 阿部和久, 山田高也, 古田 勝, 末原美智子, 紅露一寛: 地下鉄トンネル・地盤連成計の三次元加振応答解析, 土木学会論文集 A2(応用力学), Vol74, No.2, 523-534, 2018.
- 2) 山田高也, 山田壮太, 阿部和久, 古田 勝, 末原美智子, 古武 翔, 紅露一寛: 地下鉄軌道構造が近接建物内の振動・騒音に及ぼす影響の解析的評価, 鉄道工学シンポジウム論文集, No.23, 275-282, 2019.
- 3) 阿部和久, 由野 舜, 紅露一寛: 軌道・台車連成系の動的応答期待値解析法, 第24回応用力学シンポジウム, S01C-06, 2021.