異なるモデル化や解法が地下鉄振動解析に及ぼす影響

新潟大学大学院自然科学研究科　学生会員　佐藤 和輝
新潟大学工学部社会基盤工学プログラム　正会員　阿部 和久
新潟大学工学部社会基盤工学プログラム　正会員　紅露 一寛

1　はじめに

列車走行により，軌道や地盤に発生する振動が周辺環境へ及ぼす影響を振動応答解析によって評価し，適切な低減策を講ずるための研究が行われている．文献1) で用いられた解法（以下，解法1）では，連成系を2つに分離した定式化に基づく，比較的簡易な評価法が提案された．一方，文献2) のもの (以下，解法2) では，系全体についての強連成解析を行うことによる精緻な解法が提案されたが，計算時間の増大が課題となった．

本研究では，両解法において異なるモデルを採用していた軌道やトンネルなどについて，これらの違いが連成解に及ぼす影響に関する比較を行い，効率性と精度の双方を考慮した実用的な解法の選択についての基礎的検討を行う．

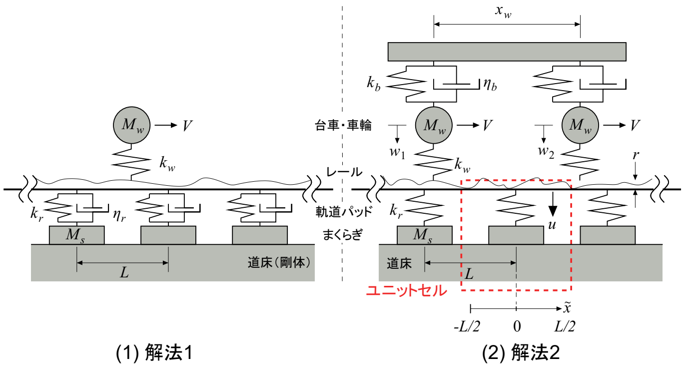
2　解法の概要

2.1　解法 1

連成系を2つの問題に分離して考えた．まず**図-1(1)** に示す有限長軌道・走行車輪連成解析を行い，頭頂部にランダムな凹凸を有するレール・車輪間接触力スペクトルを求めた．時間域解析を行うため，ここでは Voigt ユニットによりパッド類のモデル化がなされている．次に，無限軌道・トンネル・地盤連成問題について定点調和加振応答を求めた．なお，トンネルは3次元弾性体でモデル化し，断面を有限要素で離散化した．各系はまくらぎ間隔 L についての周期性を持つため，Floquet 変換[1] を適用して無限長の問題を長さ L のユニットセルの問題に帰着させる．この下で軌道長手方向の解を解析的に構成すると，まくらぎ支持点におけるレールたわみ振動の Floquet 変換は次式で与えられる．

$$\hat{u}(0,\omega,\kappa)=\frac{1}{L+k_e\sum\frac{1}{X_n}}\sum_n\frac{1}{X_n} \tag{1}$$

ここで，k_e はコンクリートスラブ上面動的等価剛性，X_n はレール振動に関する諸パラメータから決まる係数である．式 (1) に逆 Floquet 変換を適用することで，レール単位調和加振位置におけるたわみ応答を求めることが出来る．この結果とレール・車輪間接触力スペクトルとの積により連成解を近似的に求める．



図–1　軌道系モデル (直結系軌道)

2.2　解法 2

図-1(2) に示す走行台車・無限軌道系と，トンネル・地盤系との強連成問題を対象に周波数応答を求めた．トンネルは円筒シェルでモデル化し，Floquet 変換適用の下，まくらぎ間隔 L で与えられる1ユニットに対して，軌道長手方向 $\tilde{x}$ と円周方向 θ の両方に Fourier 級数展開して解を構成した．なお，ランダムなレール凹凸に対するトンネル壁面における振動エネルギースペクトル密度（ESD）期待値 $E(|\hat{u}_T|^2)$ は，次式により与えられる．

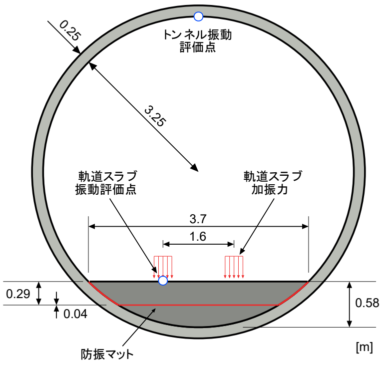
$$E(|\hat{u}_T|^2)=\frac{1}{2\pi}\sum_n\int_0^{\frac{2\pi}{L}}|\check{\alpha}_n(\kappa)|^2G\left(\frac{2n\pi}{L}+\kappa+\frac{\omega}{V}\right)d\kappa \tag{2}$$

ここで G はレール凹凸パワースペクトル密度，$\check{\alpha}_n$ は連成系の動特性を表す係数である．

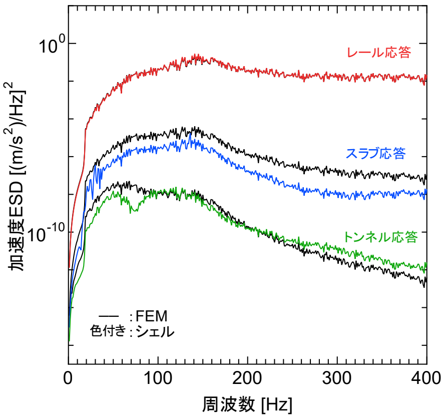
3　解析結果

3.1　解析条件

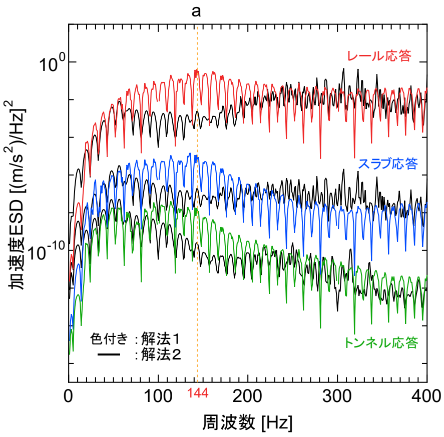
トンネルは**図-2** に示す単線シールドトンネルを，レールは UIC60 を想定した．車輪走行速度 V は 20 m/s，台車軸距 x_w は 2.1 m，まくらぎ間隔 L は 0.6 m で与えた．軌道パッド動的剛性は，防振まくらぎ



図–2 トンネル寸法図



図–3 トンネルモデル比較 (直結軌道)



図–4 解法比較 (直結軌道)

軌道では 83 MN/m，それ以外では 30 MN/m，防振まくらぎ軌道のまくらぎ下パッド動的剛性は 10 MN/m とした．

3.2 トンネルのモデル化に関する比較

解法 1 を対象に，トンネルを FEM モデルから円筒シェルに置換し，応答スペクトルの違いを比較した．直結系軌道における結果を**図-3** に示す．レール応答はトンネルのモデル化の影響をほとんど受けていない．コンクリートスラブとトンネルの応答においては，モデル化の影響が多少現れているが，ここに示した 400 Hz 以下の周波数域であれば，応答のオーダー自体に顕著な違いは認められなかった．また，円筒シェルでの 70 Hz 付近のトンネル応答の落ち込みは，定点加振による共振モードが関係しているものと考えられる [2)] が，FEM モデルではこれが捉えられていない．

3.3 解法 1 と解法 2 の比較

解法 1(円筒シェル) と解法 2 とによる応答を比較した．直結系軌道の結果を**図-4** に示す．ここで，解法 1 は 1 車輪問題を対象としており，2 車輪問題である解法 2 と比較するため，加速度応答を次式で変換し，車輪の重畳効果を表現した．

$$|\hat{u}'(\omega)|^2 = 2\left(1 + \cos\frac{x_w\omega}{V}\right)|\hat{u}(\omega)|^2 \tag{3}$$

50 Hz 以下と，250 Hz 以上の周波数域では良好な一致が認められる一方，直結系軌道においては 150 Hz 前後において両解法間の乖離が顕著となった．当該軌道のレール内を伝播する波動モードは 144 Hz 以上の周波数域に分布しており，その下端周波数である 144 Hz(図中 a) にて定在波が励起される．よって，解法 1 では定点加振により加振点近傍に振動エネルギーが局在し，当該周波数に共振による振動増幅が発生したと考えられる．

一方，台車走行に伴う振動を定点観測する解法 2 では，加振点の通過時以外では定在波による振動が観測点にまで到達することは無く，その結果，当該周波数において ESD の増幅は発生しない．この差が乖離の原因となっていると考えられる．また，振動特性の異なる防振まくらぎ軌道について解析した場合についても，同様の結果が得られることを確認した．

この他にも，軌道パッド減衰のモデル化や，レールのモデル化による比較も行ったが，それらの影響は今回対象とした範囲の周波数域に関する限り比較的軽微であったため，ここでは省略する．

4 おわりに

地下鉄の振動応答解析における各種のモデル化や近似が結果に及ぼす影響について調べた．軌道定点加振解析により応答を近似評価した解法 1 では，車輪走行による加振力の移動が再現されていない．そのため，本来は観測されない共振の発生により応答が大きめに評価されることが分かった．また，その他のモデル化の違いによる影響については，トンネルのモデル化による 70 Hz 付近での挙動を除けば，比較的軽微であることが分かった．

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) 阿部和久，佐藤和輝，紅露一寛：列車走行による地下鉄トンネルのランダム振動解析，土木学会論文集，Vol79，No.15，22-15020，2023.