

レール継目構造を考慮したレール小返り振動特性の研究

九州大学大学院	工学府	学生会員	○ 山口 泰
九州大学大学院	工学府	学生会員	弟子丸 将
(株) 松尾建設		正会員	佐々木 定
九州大学大学院	工学研究院	正会員	角 知憲

1. はじめに

近年、あらゆる軌道システムにおいて発生しているレール劣化現象の一つに波状摩耗がある。これは鉄道急曲線区間を中心に波高数ミリ、波長数十センチの正弦波状の摩耗がレール頭頂面に発生する現象であり、この発生要因としてレール小返り振動が有力視されている。この振動は車輪が遊間を通過後、レール端に接触した瞬間に発生し、車輪・レール間に生じた車輪の滑り速度や摩擦力の大きさによって助長されている可能性がある。

本研究では、レール小返り振動のモデル化を行い、軌道上の弱点であるレール継目部がレール小返り振動に与える影響を考慮するため、駆動点スティフネスを導入し距離軸方向に対するレール小返り振動特性の計算を行った。

2. レール小返り振動のモデル化

レール小返り振動とは、レールが列車通過時に伴う横圧によってレールベースを中心に回転する振動のことである。この現象は主に鉄道急曲線区間で発生し、列車走行速度・曲率半径・カントの状態により回転方向・変位量などの影響を受ける。本研究では、この振動をねじり振動モードと横曲げ振動モードに分けて扱い、これらを合成したものがレール小返り振動であると仮定した。

3. 継目部の影響を考慮したモデル化

(1) 継目部の不連続性の考慮

図-1のように遊間を境にし、進行方向に対して上手側レール、下手側レールに分け、上手側から来た車輪が継目部（継目板+レール）を通過する時、遊間部分で輪重ぬけが発生し、下手側にレール小返り振動が励起される状態を考える。

この時、継目部における不連続性を考慮するため駆動点スティフネスを求める。ここで駆動点スティ

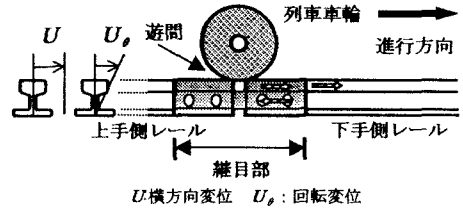


図-1 レール継目部における状況

フネスとは、不連続点の相手側（上手レール）の影響を反映するものである。具体的に駆動点スティフネスは、上手レールを長手方向に半無限長の弾性支承上の梁とし、端点が加振されたという状況での周波数応答関数により求まる。今回ねじり振動と横曲げ振動との合成振動であると仮定していることから、ねじり振動、横曲げ振動それぞれにおいて振動方程式を構築し数値計算を行うため、駆動点スティフネスも同様にそれぞれの状況に応じて求める。

ねじり振動によるレール応答値（回転変位）計算の際には、上手レールを弾性支承上のねじり梁とし、端点をねじり加振する振動方程式の周波数応答関数より、駆動点スティフネス (K_θ) を求める。また横曲げ振動による計算の際は、上手レールをせん断変形の影響を考慮したチモシェンコ梁とし、端点の境界条件が、せん断力加振時 ($Q=1, M=0$) とモーメント加振時 ($M=1, Q=0$) の場合を与え、それぞれ振動方程式の周波数応答関数を求め、駆動点スティフネス (K) マトリックスを作成する。

これより、 K_θ , K を下手レールの数値計算の際に下手レール端に拘束条件として導入し、継目部の不連続性をシミュレートするものである。

ここで計算する際、考慮すべき梁の挙動としてねじり波、曲げ波のレール伝播速度があるが、これらは鉄の疎密波の値にほぼ一致しており、これに対して連行車輪、締結装置からの反射速度は、伝播速度に比べ小さいことから、反射波の影響を無視しても差し支えないと判断する。

(2) 下手側レールの振動のモデル化

以上により求められた駆動点スティフネスを導入し、距離軸（ x 軸）方向に対する小返り振動特性を調べる。列車台車の前軸車輪を下手レール端からレール長手方向を移動させ、車輪真下のレールに振動が伝播する状況をシミュレートし、レール応答の計算を進める。ここで振動方程式を構築する際、車輪位置により与えられる境界条件が異なることから、図-2のようにケース別に理論展開を行う必要がある。継目部の領域はレール端から30cmに及ぶため、車輪位置 X を以下のように $X=0$ (Case1), $X=0\sim 30$ (Case2), $X=30$ (Case3), $X=30\sim$ (Case4) に場合分けをした上で計算を行う。計算方法は、レール遊間の輪重ぬけに相当するインパルス加重を入力した後、ねじり振動及び横曲げ振動による変位応答値をそれぞれ独立に数値計算を行い、合成することにより小返り振動の周波数応答関数とした。なおこの時、下手レールをねじり振動時にねじり梁とし、横曲げ振動時にチモシェンコ梁と設定し数値計算を行った。

4. 数値計算結果、考察

ねじり振動変位応答値の計算結果を図-3に、横曲げ振動変位応答値を図-4、レール小返り振動応答値を図-5に示す。図-3から、ねじり振動の場合、卓越周波数はほぼ100Hz付近に存在し、長手方向に進むにつれ減衰していることが分かる。しかし図-4から曲げ振動の場合も同様に100Hz付近に卓越周波数域が存在していることがわかるが、下手レール端（ $x=0$ ）より長手方向に進んだ車輪位置での応答値が大きい。これは、レールをチモシェンコ梁に設定したことによること、継目部の横曲げ剛性が大きく、また上手レールの影響を大きく受けているためと推測することができる。

5. 結論

本研究により継目部の影響が小返り振動に対し大きいことが確認された。しかし今回曲げ振動の数値計算の際に用いた横バネ剛性値を上下バネ剛性値の1/10を採用している。今後、より精度を上げるため、実測値による逆推定からこの値を決定し、解析を行うことが課題であると思われる。

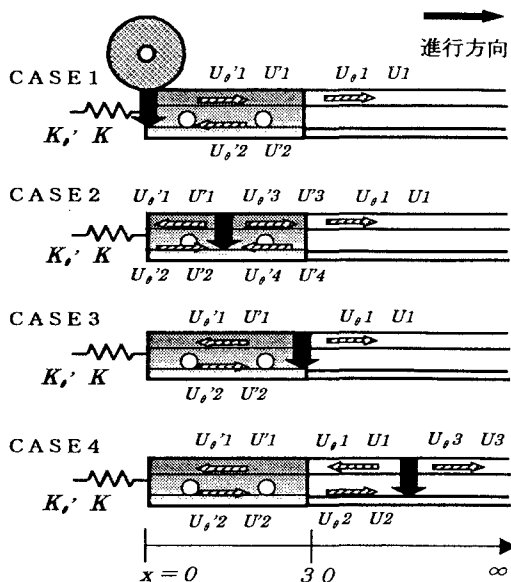


図-2 車輪位置における模式図

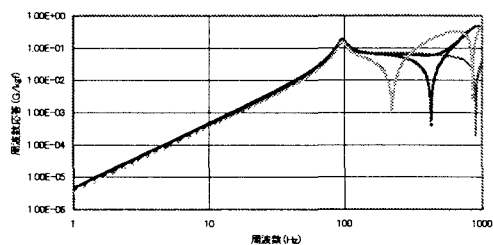


図-3 ねじり変位応答値

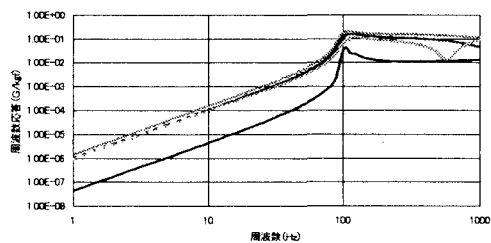


図-4 横曲げ変位応答値

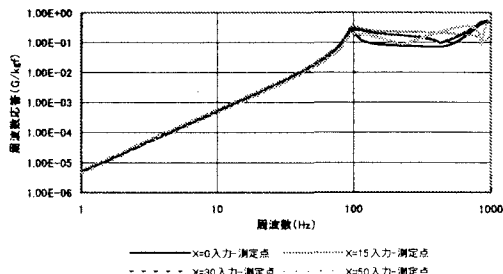


図-5 小返り振動応答値