

IV-414

緩和曲線走行時のカント逓減・軌道狂いによる輪重変動の推定

鉄道総合技術研究所 正会員 小林幹人

鉄道総合技術研究所 正会員 古川 敦

鉄道総合技術研究所 正会員 加藤 武

1. はじめに

緩和曲線では曲率やカントの変化による過渡応答が発生すること、またカント逓減により台車が3点支持の状態となることから、新線建設や、速度向上により曲線諸元を変更する場合には、緩和曲線中の走行安全性についても検討しなければならない。走行安全性の評価には通常脱線係数もしくは輪重減少率が用いられるが、いずれの場合も曲線中における輪重を精度良く推定することが必要となる。これに対し、本研究では実測データを基に、車両諸元、曲線諸元および軌道狂いから、緩和曲線走行中の輪重変動、特にカント逓減と軌道狂いによる輪重変動を推定する方法について検討した。

2. カント逓減による輪重変動の推定

速度向上試験で得られた測定輪重（アンチエイリアシング処理後に1m間隔で再サンプリング）に61点のメディアンフィルタ処理（測点の前後30点を含むデータの間中値を採用するフィルタ）を20回施したものを輪重定常分とし、この定常分から式(1)で求められる遠心力による成分を除いたものをカント逓減による成分とする。

$$\overline{P_{oi}} = \frac{W_0}{2} \left\{ \left(1 + \frac{v^2}{gR} \cdot \frac{C}{G} \right) \pm \frac{H_{G^*}}{G/2} \cdot \frac{C_d}{G} \right\} \dots (1)$$

$\overline{P_o}, \overline{P_i}$: 外軌, 内軌定常輪重(kN) W_0 : 軸重(kN) v : 走行速度(m/s)
 G : 軌間(1.067m) C : カント(m) R : 曲線半径 (m)
 g : 重力加速度 (9.8m/s²) C_d : カント不足量 (m)
 H_{G^*} : 車両有効重心高さ (m)

カント逓減による外軌側輪重変動の例を図1に示す。入口側緩和曲線では輪重が増し、出口側では輪重が抜ける現象が把握できる。出口側緩和曲線における輪重減少を読み取り、カント逓減倍率別にプロットした結果を図2に示す。同図にはカント逓減による2軸ボギー車の静的輪重減少の計算式¹⁾（式(2)）から求めた値を実線で示す。

$$\overline{\Delta P} = \frac{1}{8b^2} \left(\frac{\Delta t_{14}}{2} \cdot K_{\phi} + \Delta t_2 \cdot k'_{\phi 1} \right) \dots (2)$$

$$K_{\phi} = \left(\frac{1}{4k_1 b_1^2} + \frac{1}{2k_2 b_2^2} \right)^{-1} \quad k'_{\phi 1} = 2k_1 b_1^2$$

$\overline{\Delta P}$: 構造的平面性狂いによる静的輪重減少(kN)

Δt_{14} : 構造的14m平面性狂い（台車中心間平面性狂い）(mm)

Δt_2 : 構造的2m平面性狂い（軸距平面性狂い）(mm)

K_{ϕ} : 総合回転ばね定数 (kN・mm/rad) $k'_{\phi 1}$: 台車の総合回転ばね定数 (kN・mm/rad) $2b$: 左右接触点間隔(mm)

$2b_1$: 左右軸ばね間隔(mm) $2b_2$: 左右枕ばね間隔(mm) k_1 : 上下軸ばね定数/1軸箱 (kN/mm) k_2 : 上下枕ばね定数/台車片側 (kN/mm)

図2より、実測値は概ね静的計算値の周辺にばらついており、3点支持による静的な輪重減少の計算でカント逓減による輪重抜けの概略値を推定できることがわかる。

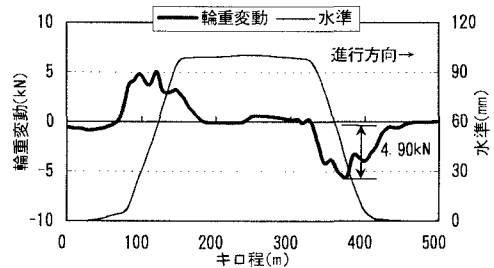


図1 カント逓減による輪重変動の例
 (特急型気動車R420, C100, V=85km/h)

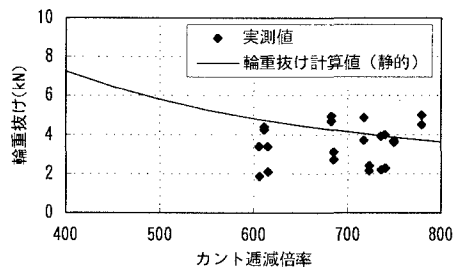


図2 カント逓減倍率と出口側緩和曲線の
 輪重抜けの関係

キーワード：輪重変動、カント逓減、軌道狂い

連絡先：〒185-8540 東京都国分寺市光町2-8-38 TEL 042-573-7278 FAX 042-573-7296

3. 軌道狂いによる輪重変動の推定

測定輪重からミディアンフィルタ処理で抽出した定常分を除いたものを軌道狂いによる輪重変動分とする。なお、今回はマヤ車で捉えられる軌道狂いと輪重変動の関係を見るため、短波長の影響は5 mローパスフィルタで除いている。

各種軌道狂いと外軌側輪重変動分についてチャートによる波形比較(図3)およびコヒーレンスの計算(図4)を行ったところ、2 m平面性狂いと輪重変動分の中波長成分に、外軌側通り狂いの長波長成分と輪重変動分の長波長成分に類似性がみられた。これは中波長域では平面性狂いによる台車内 3点支持の影響が、長波長域では通り狂いによるローリングの影響が寄与しているためと考えられる。また、同一区間で走行速度が異なる輪重変動分のパワースペクトル密度を比較すると(図5)、長波長域で速度依存性がみられた。そこで長波長通り狂いと輪重変動分の間に速度効果を加味し、2 m平面性狂いの速度依存性は無いものと仮定し、これらの関係を次のように定式化した。

$$\sigma_P = a \cdot \sigma_{t2} + b \cdot \sigma_{zL} \cdot V \quad \dots (3)$$

σ_P : 輪重変動分標準偏差 (kN)

σ_{t2} : 2 m平面性狂い標準偏差 (mm)

σ_{zL} : 長波長通り狂い(30mLPF)標準偏差 (mm)

V : 走行速度 (km/h) a, b : パラメータ

2車種のデータから曲線部について式(3)のパラメータを重回帰分析で求めた結果を表1に示す。いずれも高い重相関係数が得られており、これらの変数で輪重変動分を概ね説明できると考えられる。車種Aの輪重変動分標準偏差の実測値と推定値の関係を図6に示す。推定値は概ね実測値の平均的な値を捉えている。

4. おわりに

今回得られた輪重変動の推定式から、今後、曲線諸元・軌道狂いを変化させた場合の脱線係数・輪重減少率の推定値を求め、走行安全性に必要な線形諸元の検討を行っていく。

〔参考文献〕

1)小柳志郎：二軸ボギー車の静的輪重配分，鉄道技術研究報告No. 505, 1965. 11

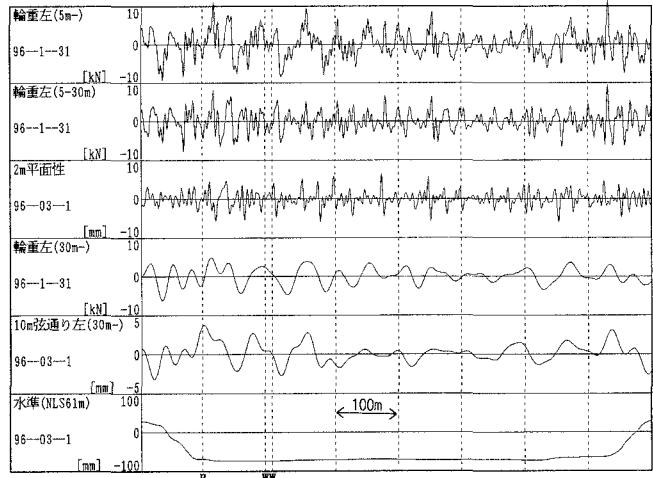


図3 軌道狂いと輪重変動分の関係

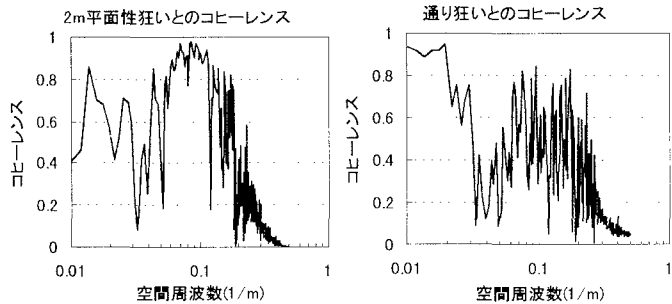


図4 軌道狂いと輪重変動分のコヒーレンス (V=110km/h, L=1600m)

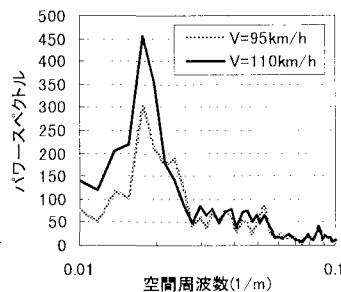


図5 輪重変動分パワースペクトルの比較 (L=1200m)

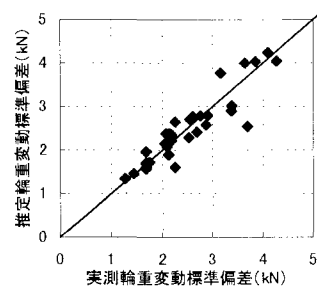


図6 輪重変動分標準偏差の推定値と実測値の比較

表1 重回帰分析結果（曲線部）

	a (t 値)	b (t 値)	重相関係数
車種A	1.30 (5.75)	0.0095 (4.61)	0.863
車種B	0.909 (5.88)	0.0211 (6.27)	0.795