

IV-320

883系振子電車の曲線通過時の輪重変動特性に関する考察

九州旅客鉄道 正員 金尾 稔
九州旅客鉄道 泉 健
鉄道総合技術研究所 正員 内田 雅夫

1. まえがき

高性能振子車両の投入による曲線部の高速化に伴う軌道側の検討は、許容カント不足量が大きいことによる横圧の増大や乗り心地の変化に関するものが主体的に行われている¹⁾。しかし、急曲線部の普通継目区間を高速で走行することによる輪重変動の増大や、内外軌の輪重差の拡大が、軌道狂い進み（高低、水準）の増大や軌道部材の劣化、損傷の促進につながることも懸念される。そこで本研究では、JR九州883系振子電車の走行試験データを用いて、曲線通過時の内外軌の輪重の平均値と標準偏差を求め、輪重変動特性の定量化を試みた。

2. 試験概要

試験は、平成6年9月から11月にかけて、鹿児島本線、長崎本線、日豊本線に設定された曲線半径250m～1600mの試験曲線で行われた。使用したデータは883系振子式電車で間欠法により測定された輪重値であり、試験曲線中の円曲線部約150mを抽出し、内外軌の輪重の平均値と標準偏差を求めた。

3. 曲線通過時の輪重の平均値

輪重の平均値は、(1)式により各曲線諸元と列車速度および車両諸元で得られる²⁾。

$$\bar{P}(\varphi) = \frac{W_0}{2} \left\{ \left[1 + \frac{V^2}{gR} \cdot \frac{C}{G} \right] \pm \frac{H_G^*}{G/2} \left[\frac{V^2}{gR} - \frac{C}{G} \right] \right\} \quad \dots (1)$$

$$y_B = m_B g \left[\frac{V^2}{gR} - \alpha \right] C' y \quad \dots (2)$$

$$H_G^* = H_G + \frac{m_B 2g}{m_B + m_T} \cdot C' y \quad \dots (3)$$

ここで、 P_0 ：外軌側輪重、 P_1 ：内軌側輪重、 C ：カント
 H_G^* ：有効車両重心高さ、 G ：軌間、 V ：走行速度
 g ：重力加速度、 R ：曲線半径、 W_0 ：軸重
 y_B ：重心の横移動量、 α ：カント角、 m_B ：車体重量
 $C' y$ ：横方向の作用力に対する変位、 m_T ：台車重量

H_G^* は現車試験直前に測定された値では1.45mであり、 W_0 は現車試験中の測定値で100.0kNであった。

この理論式と実測値との比較を曲線半径600mのデータで示すと図1のようになる。実測値と理論値（一点鎖線）には、若干の乖離があるため、 H_G^* と W_0 をパラメータとして実測値に合うように試算を繰返すと、 $H_G^*=1.8m$ 、 $W_0/2=52kN$ が得られた。同様にして、全ての曲線について、実測値と理論式とが一致するような H_G^* と W_0 を求めると、表1が得られた。これによると、曲線半径が小さいほど有効車両重心高さが高くなっていることがわかる。これは、力のつり合いから、振り角5°、振り子中心から車体重心までの距離0.87mとして試算すると半径250mでは、重心が76mm

表1 計算上の有効車両重心高さと静止輪重

曲線半径(m)	C(mm)	H_G^* (m)	$W_0/2$ (kN)
250 -1	105	2.1	51
250 -2	84	2.0	51
300	105	2.1	51
400	105	1.9	51
600 -1	104	1.9	51
600 -2	105	1.8	52
600 -3	105	1.8	52
800	91	1.9	52
1000	71	1.9	53
1200	58	1.45	53
1600	40	1.1	53

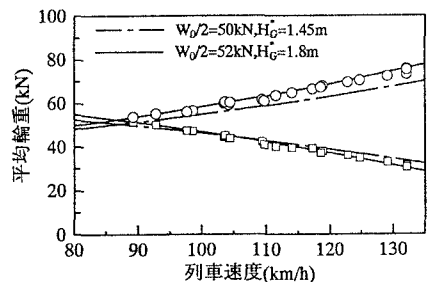


図1 平均輪重の実測値と理論値(R600)

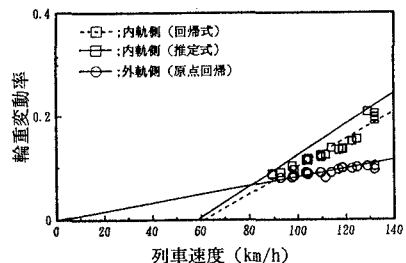


図2 輪重変動率（半径600m）

曲線外方へ移動し、有効重心高さは50cm程度高くなること
が理論式³⁾から求められ（式(2),(3)）、表1の値も概ね合致す
ることがわかった。

4. 曲線通過時の内外軌の輪重の標準偏差

輪重の変動成分の実態を把握するために、輪重変動率を求
めた(図2)。これは、試験曲線毎の各試番の内外軌の標準偏差
をそれぞれ内外軌の平均値で割ったものである。これらの結
果、外軌側については原点回帰を行うと、曲線半径の大小に
関わりなく式(4)で近似できた。なお、今回のデータでは、ロ
ングレールと定尺レールとの明確な差異はあらわれなかった。

$$\sigma P_o / \bar{P}_o = 0.1 V / 100 \quad \dots (4)$$

また、内軌側については図3に示すように曲線半径が大き
くると回帰線が右下へ移動する傾向が見られたため、曲線半
径Rと速度Vをパラメータとして式(5)のようにモデル化した。

$$\sigma P_i / \bar{P}_i = a \cdot V + \left[\frac{b}{R} - c \right] \quad \dots (5)$$

その結果、 $a=0.003$, $b=45$, $c=0.25$ が得られた。ただし、レ
ール波状摩耗等が発生している箇所では、輪重変動がかなり
大きくなるため注意を要する。

5. 曲線通過時の内外軌の輪重の極大値の推定

曲線通過時の内外軌輪重の極大値を（平均値 + 3 × 標準偏差）
の形で推定する。図4に、半径600mにおける極大値の計算例を
示す。各試験曲線の目標速度における極大値を推定すると図5
のような結果となった。また、文献4)に示された速度衝撃率
（ロングレールの場合）を適用した直線部の輪重の極大値を図4、
5の中に示す。これらにより、速度向上に伴う輪重変動の増大
が直線部より曲線部の外軌側の方が大きく、また内軌側との
差の拡大は水準狂いの促進をもたらすものと考えられる。

6. まとめ

振子車両の曲線通過時の輪重変動特性について考察した結
果、次のことがわかった。

- (1) 振子角を考慮した車体の有効重心高さをを用いることに
より、内外軌の平均輪重の実測値と推定値はよく合致する。
- (2) 内外軌の輪重変動率について、外軌側は原点を通る一次
回帰式で、内軌側は曲率に依存した一次式でモデル化できる。
- (3) 外軌側の輪重極大値は直線部よりも大きい。また、内外軌の輪重差の拡大は水準狂いの促進につながる
恐れがある。

参考文献

- 1)内田、長戸他；振子車両導入に伴う急曲線部軌道管理，鉄道技術連合シンポジウム（J-RAIL'94），'94. 12
- 2)小柳；横圧に関する軌道強度の研究，鉄道技術研究報告，1960. 2.
- 3)大塚；鉄道車両 - 研究資料 -，日刊工業新聞社，pp. 396, S. 32. 9.
- 4)佐藤他；線路工学，日本鉄道施設協会，pp. 205, S. 62. 11.

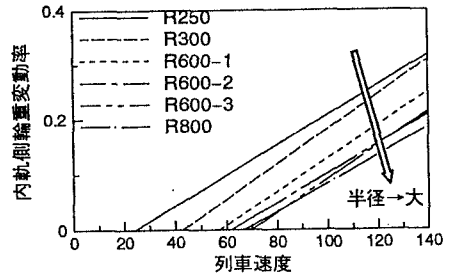


図3 曲線半径と内軌側輪重変動率

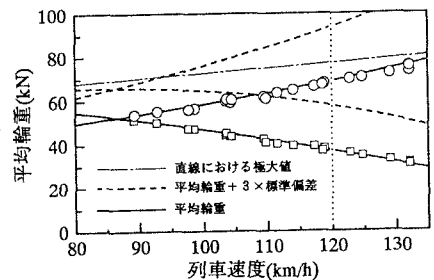


図4 速度と輪重極大値 (R600)

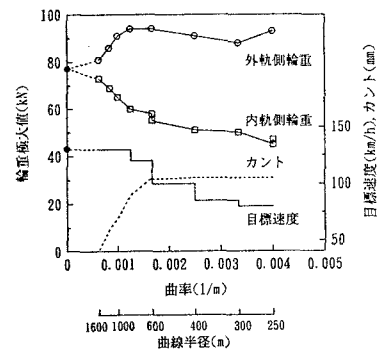


図5 目標速度における輪重極大値の推定