

台車のピッチング運動と輪重変動の関係について

東海旅客鉄道株式会社 正会員 ○川崎 祐征
 同上 正会員 三輪 昌弘

1. はじめに

輪重変動の抑制は、鉄道における走行安全性の確保や騒音・振動の低減，軌道保守量の低減を図るうえで重要な課題である．そして，輪重変動を抑制するためには，理論解析などによりそのメカニズムを明らかにしていく必要がある．

輪重変動のメカニズムを明らかにするためには，「・・・高低狂いによる軸重変化（筆者注：輪重変動のこと）を論ずるためには，台車中心変位，台車傾斜，輪軸の慣性を考えることが重要で，特に，従来考えられていなかった台車の傾斜振動については，今後十分検討する必要があるように思われる．」¹⁾と佐藤が指摘しているように，台車のピッチングを考慮した理論解析が重要であると思われる．しかし，輪重変動に関する既往の研究の多くは，台車のピッチングの影響が小さいと思われる高周波領域の輪重変動を理論解析の対象としており（文献^{2)~4)}など），台車のピッチングと輪重変動の関係について十分に議論されているとは言い難い状況である．

そこで本稿では，台車のピッチングを考慮した輪重変動の理論解析の方法および計算結果を示し，台車のピッチングと輪重変動の関係について考察する．

2. 理論解析モデルおよびその解

台車のピッチングを考慮した輪重変動の理論解析に用いるモデルを図1に示す．ここでは，車体質量を無視した1組の台車が上下方向に不整を有する軌道上を一定速度 v で走行するものとし，走行に伴う軌道の弾性変形については考慮しないものとする．なお， m_b は台車質量， I_b は台車の慣性モーメント， m_w は輪軸質量， k は軸ばねのばね定数， c は軸ダンパーの減衰係数， l は軸距の1/2， $y_b(t)$ は台車の上下変位， $\varphi_b(t)$ は台車のピッチング角， $y_1(t)$ および $y_2(t)$ は輪軸の上下変位（軌道の高低狂い量）， $p_1(t)$ およ

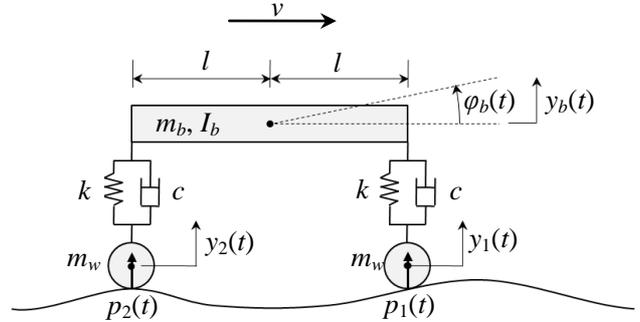


図1 1台車モデル

び $p_2(t)$ は輪重変動， t は時間を表す．

輪軸の上下運動，台車の上下運動および台車のピッチングに関する運動方程式および $y_1(t)$ と $y_2(t)$ の間の関係式

$$y_2(t) = y_1(t - 2l/v) \tag{1}$$

より， $y(0) = 0$ ， $\varphi(0) = 0$ ， $\dot{y}(0) = 0$ ， $\dot{\varphi}(0) = 0$ と仮定して各運動方程式および式(1)のラプラス変換を求めて式を整理すると，前軸および後軸の輪重変動，台車の上下運動および台車のピッチングに関する伝達関数は以下のようなになる．なお， s はラプラス変換のパラメータ， Y ， Φ および P はそれぞれ y ， φ ， p のラプラス変換を表す．

$$\frac{P_1(s)}{Y_1(s)} = m_w s^2 + (cs + k) - \frac{(cs + k)^2 (1 + e^{-\frac{2l}{v}s})}{m_b s^2 + 2cs + 2k} - \frac{l^2 (cs + k)^2 (1 - e^{-\frac{2l}{v}s})}{I_b s^2 + 2cl^2 s + 2kl^2} \tag{2}$$

$$\frac{P_2(s)}{Y_2(s)} = m_w s^2 + (cs + k) - \frac{(cs + k)^2 (e^{\frac{2l}{v}s} + 1)}{m_b s^2 + 2cs + 2k} + \frac{l^2 (cs + k)^2 (e^{\frac{2l}{v}s} - 1)}{I_b s^2 + 2cl^2 s + 2kl^2} \tag{3}$$

$$\frac{Y_b(s)}{Y_1(s)} = \frac{(cs + k)}{m_b s^2 + 2cs + 2k} (1 + e^{-\frac{2l}{v}s}) \tag{4}$$

キーワード：輪重変動，台車，ピッチング，理論解析

連絡先：〒485-0801 愛知県小牧市大山 1545 番 33 Tel. 0568-47-5371 FAX 0568-47-5364

表1 計算条件(軌道片側)

項目	記号	単位	数値
台車質量	m_b	kg	1570
台車の慣性モーメント	I_b	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	460
輪軸質量	m_w	kg	890
軸距の1/2	l	m	1.25
軸ばね定数	k	kN/m	1180
軸ダンパー減衰係数	c	$\text{kN}\cdot\text{s}/\text{m}$	40
走行速度	v	m/s	75

$$\frac{\Phi_b(s)}{Y_1(s)} = \frac{l(cs+k)}{I_b s^2 + 2cl^2 s + 2kl^2} \left(1 - e^{-\frac{2l}{v}s}\right) \quad (5)$$

前軸および後軸の輪重変動, 台車の上下運動および台車のピッチングの周波数応答関数は, 式(2)~(5)に $s = j \cdot (2\pi f)$ (j は虚数単位, f は周波数) を代入することにより求められる。

3. 計算結果および考察

1 台車モデルによる輪重変動の計算条件を表1に示す。この計算条件は現行の新幹線電車にほぼ相当しており, 走行速度は東海道新幹線の営業速度である75m/s (270km/h) とした。なお, 高低狂いの波長 λ と周波数 f の関係は, $f = v/\lambda$ となる。

60Hz 以下の領域における, 高低狂いに対する輪重変動, 台車上下変位, 台車ピッチング角の周波数応答関数を図2~4に示す。台車の上下運動またはピッチングの周波数応答関数が0となる周波数においては前軸および後軸の輪重変動は等しいことがわかる。これは, 例えば 15Hz ($\lambda=5\text{m}$) では台車の軌道狂い平均効果により台車の上下運動は発生しないが台車のピッチングが輪重変動に影響し, また 30Hz ($\lambda=2.5\text{m}$) では軸距と高低狂いの波長が等しいため台車のピッチングは発生しないが台車の上下運動が輪重変動に影響していることを示すものである。

しかし, それ以外の周波数では前軸と後軸の輪重変動の大きさが異なり, 図5に示すように低周波ほど前軸と後軸で輪重変動に大きな違いがあることがわかる。このことは, 低周波領域での輪重変動を議論するためには台車のピッチングを考慮する必要があることを意味している。

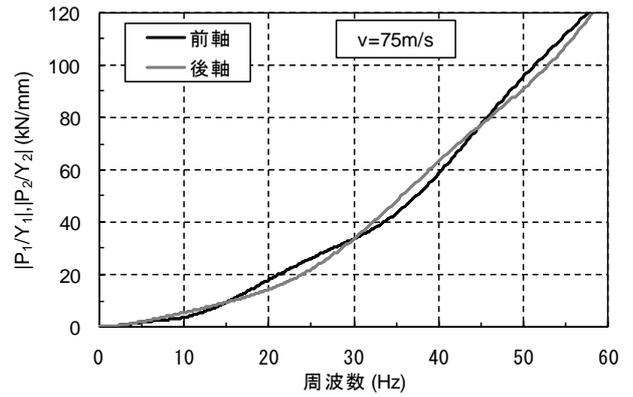


図2 輪重変動の周波数応答関数

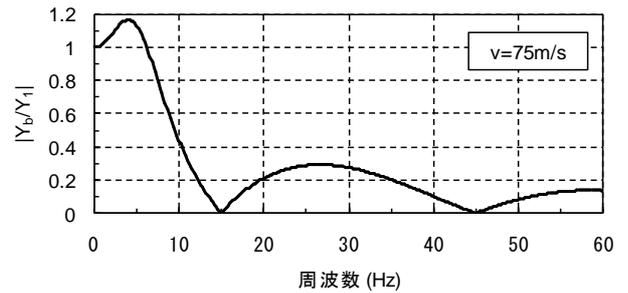


図3 台車上下変位の周波数応答関数

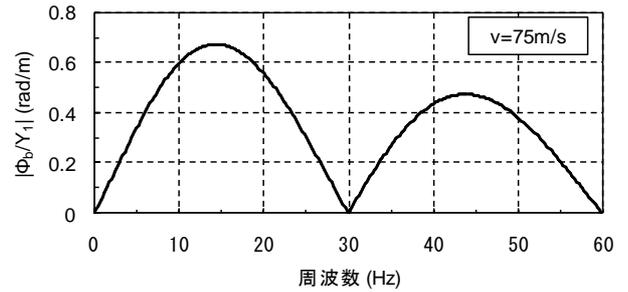


図4 台車ピッチング角の周波数応答関数

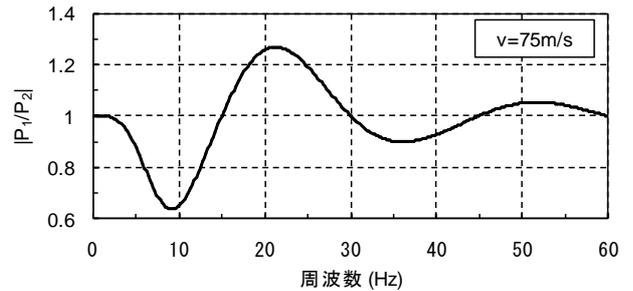


図5 輪重変動の比(前軸/後軸)

4. おわりに

台車のピッチングと輪重変動の関係をさらに深く議論するためには, 軌道の弾性変形を考慮する必要がある。この場合の1台車モデルでの輪重変動の理論解析については別の機会に報告する予定である。

参考文献 1) 佐藤吉彦:「乗心地の立場から見た軌道高低狂いの整備限度」, 鉄道技術研究報告 No.549, 1966年8月
 2) 佐藤吉彦:「東海道新幹線において951形式試験電車に発生した著大輪重の原因とその対策」, 鉄道技術研究報告 No.824, 1972年9月
 3) 佐藤吉彦:「軌道高周波振動の理論解析」, 鉄道技術研究報告 No.1013, 1976年8月
 4) S. L. Grassie ほか: "The Dynamic Response of Railway Track to High Frequency Vertical Excitation", Journal Mechanical Engineering Science, Vol. 24 No. 2, 1982