

台車挙動測定による走行安全性評価手法

飯田 忠史*

Method for Evaluating Running Safety of Railway Vehicle by Measuring Bogie Motion

Tadanobu IIDA

In order to evaluate a running safety of railway vehicles, measurement of wheel/rail contact force is generally carried out. However, measuring the force is troublesome and costly, because a specially designed wheelset need to be prepared and replaced with the normal one, as well as securing measurers. On the other hand, it is found that the bogie motion, which can be measured relatively easily by using an inertial measurement unit (IMU) or a displacement meter, is highly correlated with the lateral force and wheel load. In this paper, we investigate a simple method to evaluate running safety by estimating lateral force and wheel load from bogie motion data.

キーワード：走行安全性評価，台車挙動，横圧輪重測定，横圧推定式

1. はじめに

一般に、鉄道車両の走行安全性評価は輪重・横圧測定 (PQ 測定) により行われている。輪重と横圧はそれぞれ車輪／レール間に作用する鉛直方向と左右方向（まくらぎ方向）の力であり、車輪にひずみゲージを貼付した専用輪軸 (PQ 軸) を用いて測定される。PQ 測定は輪重や横圧を直接測定できるという利点があるものの、専用輪軸の準備や台車への装架などに大きな費用や労力を要することが課題である。

一方で、専用輪軸によらずに輪重・横圧を測定する方法として、営業車両における常時監視を目的とした PQ モニタリング台車が実用化されている¹⁾。また、PQ 測定によらない走行安全性評価手法として、車体振動加速度を用いる手法²⁾があるが、加速度と輪重や横圧に相関が認められないケースがある。

そこで本研究では、上記以外の方法で簡易に走行安全性を評価することを目的として、慣性測定装置 (IMU) や変位計により比較的容易に測定可能な台車挙動データを用いて輪重と横圧を推定する手法について検討した。そして、営業線で走行試験を実施し、PQ 軸で実測した輪重、横圧および脱線係数とそれらの推定結果を比較して、本推定手法の妥当性を検証した。

2. 台車挙動データを用いた輪重・横圧の推定

台車挙動データを用いた輪重 (P_{out} , P_{in}) と横圧 (Q_{out} , Q_{in}) の推定にあたっては、推定脱線係数比の算出に用いられる輪重横圧推定式³⁾や車両運動解析での考え方を基本とした。なお、記号の添え字の out と in はそれぞれ曲線の外軌側と内軌側を示す。

* 車両構造技術研究部 車両運動研究室

2.1 輪重の推定方法

図1に輪軸に作用する力の模式図を示す。この図における車輪／レール接触位置まわりのモーメントと、左右方向の力のつり合いから、輪重 P_{out} , P_{in} はそれぞれ式 (1), 式 (2) のように表すことができる。

$$P_{out} = \frac{(b_1 + b)FZ_{out} - (b_1 - b)FZ_{in} - r(Q_{out} - Q_{in})}{2b} + P_{0out} \quad (1)$$

$$P_{in} = \frac{(b_1 + b)FZ_{in} - (b_1 - b)FZ_{out} + r(Q_{out} - Q_{in})}{2b} + P_{0in} \quad (2)$$

ここで、 $2b$ は車輪／レール接触間隔、 $2b_1$ は軸ばね左右間隔、 r は車輪半径、 P_{0out} , P_{0in} は静止輪重である。 FZ_{out} , FZ_{in} は軸ばねの上下方向の力で、軸ばね上下変位 Z_{out} , Z_{in} と軸ばね上下剛性 k_{1z} を乗じて求める。従って、後述する推定横圧 Q_{out} , Q_{in} を用いれば、 Z_{out} , Z_{in} のみを測定することで輪重の推定が可能となる。

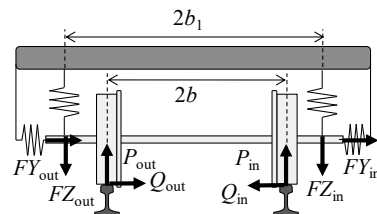


図1 輪軸に作用する力

2.2 横圧の推定方法

横圧の推定では、推定脱線係数比の算出に用いられる横圧推定式の考え方を基本とした。ここでは推定式の算出に用いられている転向横圧 ΔQ_1 、超過遠心力によって生じる輪軸横圧 ΔQ_2 、ボギー角により生じる輪軸横圧

ΔQ_3 の他に、レールの継目や軌道不整等により生じる輪軸横圧 ΔQ_4 を考慮することとした。また、車輪のレール接触位置が左右方向に変化することによって生じる横圧 ΔQ_5 についても推定式を導入した。

2.2.1 転向横圧 ΔQ_1

転向横圧 ΔQ_1 とは曲線走行時に作用する内軌側の車輪／レール間の抵抗力のことで、式 (3) で表される。

$$\Delta Q_1 = \kappa P_{in} \quad (3)$$

ここで、 P_{in} は内軌側の輪重で、式 (2) で推定した輪重を用いる。 κ は車輪／レール間の摩擦係数と等価な内軌側横圧輪重比で、図 2 に示す曲率の関数で与えられる。また、曲率 $1/R(1/m)$ はローパスフィルタ処理した台車枠ヨー角速度 $\dot{\psi}_{T_LPF}(\text{rad/s})$ と速度 $v(\text{m/s})$ により式 (4) で与えられる。

$$1/R = \dot{\psi}_{T_LPF} / v \quad (4)$$

従って、台車枠ヨー角速度と速度を測定することにより、 ΔQ_1 を推定することができる。

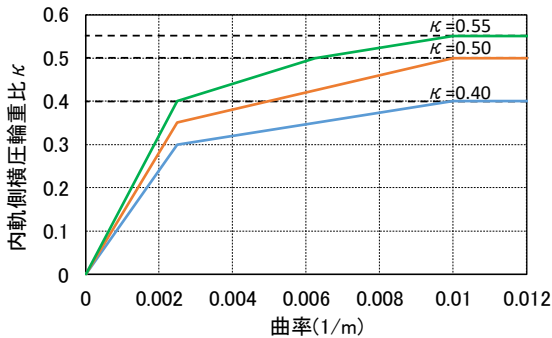


図 2 内軌側横圧輪重比 κ のモデル

2.2.2 超過遠心力による輪軸横圧 ΔQ_2

曲線通過中に作用する超過遠心力によって生じる横圧成分は、輪軸横圧として式 (5) で表される。なお、輪軸横圧とは横圧の向きを図 1 のように定義した場合、左右の横圧の差により求められる。

$$\Delta Q_2 = (P_{out} + P_{in}) \alpha_U / g \quad (5)$$

ここで、 α_U は超過遠心加速度であり、ローパスフィルタ処理した台車枠左右加速度を用いる。この式より、2.1 節で推定した P_{out} と P_{in} を用いることにより、実測した台車枠左右加速度から ΔQ_2 を推定することができる。

2.2.3 ボギー角により生じる輪軸横圧 ΔQ_3

車両が曲線区間を走行する場合、図 3 のように車体／台車間にボギー角と呼ばれる相対ヨー角が生じる。この

ねじれに対する空気ばねの復元力によって台車回転モーメント M が生じ、輪軸横圧 ΔQ_3 が生じる。式 (6) で与えられる前軸の負担率 β ($\kappa \leq 0.5$) を用いると、 ΔQ_3 は式 (7) で表される。

$$\beta = \begin{cases} 0.7 & : |R| \leq 200 \\ 0.7 \times \frac{380 - |R|}{180} & : 200 < |R| \leq 1000 \\ -2.4 & : 1000 < |R| \end{cases} \quad (6)$$

$$\Delta Q_3 = \beta M / \alpha_T = \beta \cdot 2k_{2X} b_2^2 L / (\alpha_T R) \quad (7)$$

ここで、 R は曲線半径、 $2a_T$ は軸距、 k_{2X} は空気ばね前後剛性、 $2b_2$ は空気ばね左右間隔、 $2L$ は台車中心間隔であり、全て既知の定数である。よって、 ΔQ_3 も ΔQ_1 と同様に台車枠ヨー角速度と速度のみを測定して R を算出すれば求めることができる。なお、式 (6) より、曲線半径 R の絶対値が 380m よりも大きいと β は負になる。このようなケースでは、 ΔQ_3 は内軌側の横圧を増加させるものとした。よって、 ΔQ_3 は式 (8) に示すように外軌側車輪に作用する ΔQ_{3out} と内軌側車輪に作用する ΔQ_{3in} に分けられる。

$$\begin{cases} \Delta Q_{3out} = \Delta Q_3, \Delta Q_{3in} = 0 & : \Delta Q_3 > 0 \\ \Delta Q_{3out} = 0, \Delta Q_{3in} = -\Delta Q_3 & : \Delta Q_3 < 0 \end{cases} \quad (8)$$

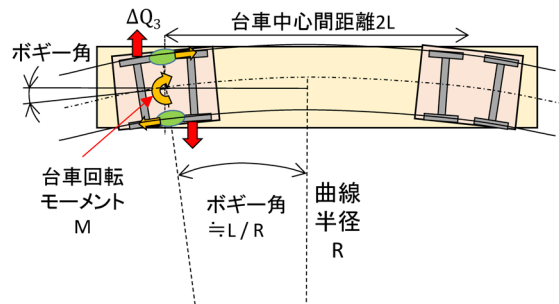


図 3 曲線通過時に生じる台車回転モーメント

2.2.4 軌道不整により生じる輪軸横圧 ΔQ_4

3 章で詳述する走行試験で得られた外軌側横圧、輪軸横圧および台車枠ヨー角速度の波形を図 4 に示す。外軌側横圧と輪軸横圧は同じ地点で著大値が発生しているが、16 秒付近で生じた横圧の変動成分の大きさや、25～33 秒付近の出口側緩和曲線にて違いが認められる。また、台車枠ヨー角速度と比較すると、緩和曲線での挙動は輪軸横圧に近いことがわかる。ここで、外軌側横圧および輪軸横圧と台車枠ヨー角速度とのコヒーレンスを図 5 に示す。この図より、台車枠ヨー角速度は外軌側横圧よりも輪軸横圧との相関が 10Hz 付近まで強いことが

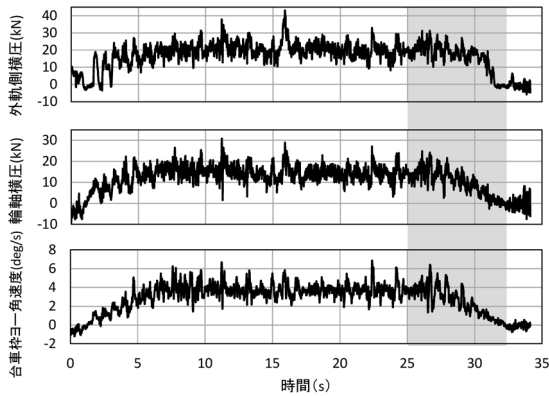


図4 横圧と台車枠ヨー角速度の波形例

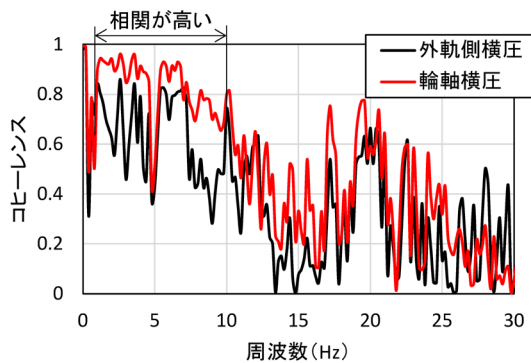


図5 台車枠ヨー角速度と各横圧のコヒーレンス

わかる。そこで、台車枠ヨー角速度から軌道不整やレール継目によって生じる輪軸横圧 ΔQ_4 を推定する。

まず、シミュレーションによって台車枠ヨー角速度と輪軸横圧の関係を調査した。検討に用いた車両走行シミュレーションは一車両モデルで、主な自由度として車体と台車枠は6自由度、輪軸はピッチングを除いた5自由度で、計38自由度である。空気ばねに作用する前後と左右方向の力はばねとダンパの線形モデルであるが、上下方向は空気ばねや高さ調整装置 (LV 装置) および差圧弁の空気の流れを考慮した非線形モデル⁴⁾を用いた。車輪/レール間のクリープ力の飽和特性は、指数を2.0とした Levi-Chartet の式⁵⁾に従うものとした。また、車両諸元は後述の走行試験の試験車両の値を用いた。

軌道不整として、波長5m以上の正弦波状の通り変位と、波長5m以下でレール継目部の角折れを模した通り変位を設定し、表1に示す条件で調査した。

図6に通り変位を与えた時の台車枠ヨー角速度と輪軸横圧の関係を示す。両者には正の相関関係があり、走行速度に応じて回帰式の傾きが異なっていた。同様に、角折れを設定した場合の結果を図7に示す。このケースでは走行速度によらず回帰式の傾きが一定であった。したがって、角折れのように波長が短い場合は速度の影響を受けにくいことがわかる。

表1 入力した軌道不整

	通り変位	角折れ
速度(km/h)	10、30、50、70	30、50、70
波長(m)	5～50	1～5

この波長の違いを考慮して軌道不整により生じる輪軸横圧 ΔQ_4 を式(9)で定義する。

$$\Delta Q_4 = C_1 \cdot \dot{\psi}_{T_BPF} + C_2 \cdot \dot{\psi}_{T_HPF} \quad (9)$$

ここで、 C_1 は図6に示すように速度に依存する変数、 C_2 は3.3とした。 $\dot{\psi}_{T_BPF}$ は波長5～50mの帯域の台車枠ヨー角速度、 $\dot{\psi}_{T_HPF}$ は波長5m以下の帯域の台車枠ヨー角速度である。

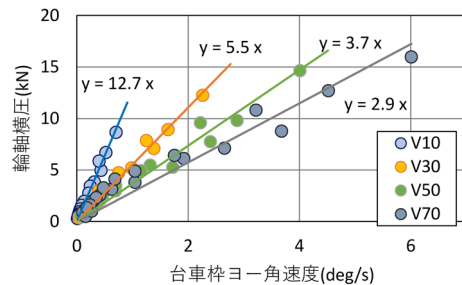


図6 台車枠ヨー角速度と輪軸横圧の関係 (通り変位)

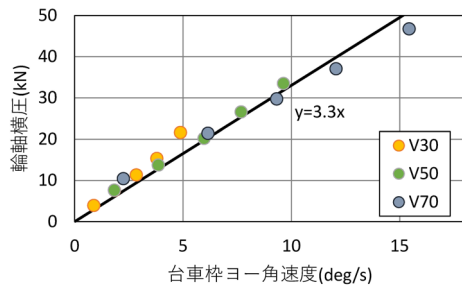


図7 台車枠ヨー角速度と輪軸横圧の関係 (角折れ)

2.2.5 車輪接触位置による横圧 ΔQ_5

PQ 軸による横圧測定では、車輪のレール接触位置が左右方向に移動することによって横圧が生じる。図8に輪重に相当する垂直荷重の付加位置を左右に移動したときの横圧出力の関係を示す。この車輪接触位置のずれによる横圧 ΔQ_{5out} 、 ΔQ_{5in} を新たに式(10)で定義する。

$$\begin{cases} \Delta Q_{5out} = 0.003x_{out} \cdot P_{out} \\ \Delta Q_{5in} = 0.003(x_{in} - s) \cdot P_{in} \end{cases} \quad (10)$$

ここで、 s はスラック量である。 x_{out} と x_{in} はそれぞれ外軌側と内軌側の車輪/レール接触位置で、図9のようにシミュレーションによって求めた曲率の関数として定義

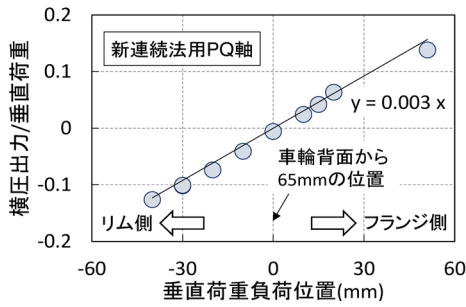


図8 垂直荷重荷重位置と横圧出力の関係

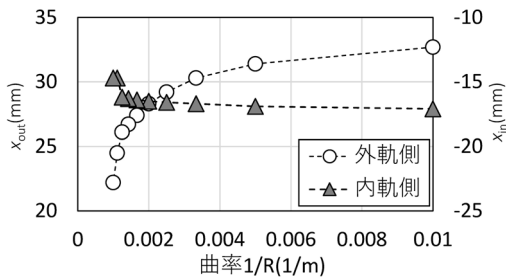


図9 曲線半径と車輪のレール接触位置の関係

した。例えば、半径300m スラック量10mmの曲線で、外軌側と内軌側の輪重がともに50kNの場合、 ΔQ_{5out} は約4.5kN、 ΔQ_{5in} は-4.0kNとなる。この関係は後述の試験車両の諸元で算出したものであるが、車両諸元の違いが図9の関係に及ぼす影響についても調査した。ここでは表2に示すように車両諸元を変更した。その結果、車両諸元による車輪/レール接触位置への影響は ± 4 mm程度であった。この4mmの違いによる横圧の差は輪重50kNの場合0.6kN程度であり、推定結果に与える影響は小さい。よって、曲線半径と車輪のレール接触位置の関係は図9によって一般化される。

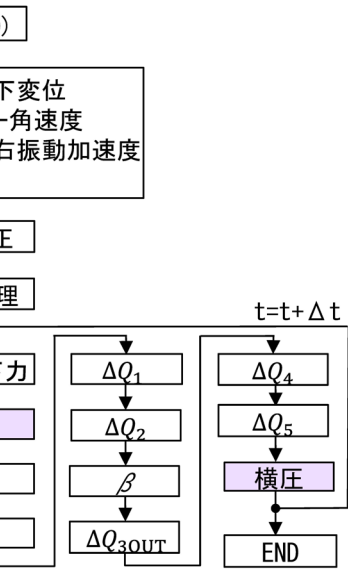
2.2.1～2.2.5項の結果をすべて足し合わせたものが外軌側横圧の推定式 Q_{out} であり、式(11)のように表される。また、内軌側横圧の推定式 Q_{in} は式(12)のように表される。

$$Q_{out} = \Delta Q_1 + \Delta Q_2 + \Delta Q_{3out} + \Delta Q_4 + \Delta Q_{5out} \quad (11)$$

$$Q_{in} = \Delta Q_1 + \Delta Q_{3in} + \Delta Q_{5in} \quad (12)$$

表2 各諸元の検討範囲

軸ばね前後剛性	試験車両の0.5～2.0倍
空気ばね前後剛性	試験車両の0～1.5倍
車体質量	試験車両に対し -16,000～+16,000kg



※ 1ステップ前の横圧を用いる。

図10 推定手順

2.3 輪重・横圧の推定手順

横圧と輪重の推定手順を図10に示す。測定データは直線区間のデータを用いてゼロ点を補正するとともに、曲率や超過遠心加速度の算出のために、台車枠のヨー角速度と左右振動加速度に適切なフィルタ処理を行う。また、式(1)、(2)で輪重を推定する際に用いる横圧は1ステップ前の値を用いることとした。推定に用いる車両諸元は設計値とした。このうち、空気ばね前後剛性 k_{2x} には静的値を用いた。また、図2において曲率 $1/R$ が $1/100$ 以上で飽和する κ の値は、一般的に晴天時では0.3以上、雨天時では0.1程度であるが、急曲線低速走行の場合は0.5以上になることもある。

3. 輪重・横圧推定手法の妥当性検証

提案した推定手法の妥当性を検証するために、営業線において横圧・輪重および台車挙動測定を実施した。本章では実測値と推定値の比較が目的であるため、内軌側横圧輪重比 κ は実測値を用いた。表3に検証対象とした曲線を示す。この中で曲線7は急曲線を低速で走行したときの走行安全性を確認するために、速度10km/hで走行した。

表3 検討対象曲線

曲線	1	2	3	4	5	6	7	8
R(m)	400	600	600	300	200	200	200	250
均衡速度(km/h)	60.8	58.9	45.6	56.8	48.1	48.1	48.1	49.2

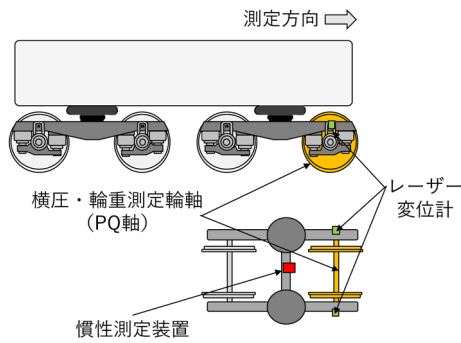


図 11 試験車両の概略

3.1 本線走行試験概要

試験車両の概略を図 11 に示す。この車両はボルスタレス台車の在来線車両である。先頭軸には新連続法の PQ 軸が装架されている。台車枠のヨー角速度と左右振動加速度は前台車の横はり中央部に取り付けた慣性測定装置 (Texense 社製 IB-6-CAN) で、軸ばね上下変位は第 1 軸の左右に取り付けたレーザー変位計 (キーエンス製 IL-S100) で測定した。なお、以下では PQ 軸で得られた輪重や横圧を実測値と呼ぶ。

3.2 実測値と推定値の比較

図 12 に例として曲線 6 と曲線 8 における時刻歴波形の比較を示す。両曲線ともに実測値と推定値はおおむね一致していると言える。特に、軌道不整によって生じた横圧や輪重の変動、緩和曲線区間の軌道の構造的なねじれによって生じる輪重の変動が良く再現できている。

一方で、推定できない箇所として、レール継目によって生じる衝撃的な成分およびレールの波状摩耗に起因する輪重変動が挙げられる。なお、これらの周波数はいずれも 20Hz 以上であった。

これらを推定できない要因として、レール継目で生じる衝撃成分の影響が軸ばね変位に現れにくく、台車枠に伝わりにくいことが挙げられる。このことから、本手法ではこのような衝撃的な横圧や輪重を推定できないと考えられる。一方、図 12(b) の 2 秒付近の著大な横圧は推定できていた。この横圧の周波数は約 13Hz であり、10Hz 程度までの周波数成分は推定できる可能性がある。

その他に推定できなかった箇所として、図 12(a) の 17 秒付近の横圧がある。この横圧には約 1Hz の成分に約 50Hz の成分が重畳している。既述のとおり約 50Hz の成分は推定できないが、約 1Hz の成分も 5kN ほど乖離していたことからその原因を調査した。同区間の内軌側車輪の横圧と輪重を図 13 に示す。1Hz の周波数成分に注目すると、輪重はおおむね推定できているが、横圧は実測値約 15kN に対して、推定値が約 10kN となっていた。この地点の内軌側横圧輪重比 κ は推定値では 0.15 であるのに対し、実測値では 0.23 であった。この区間

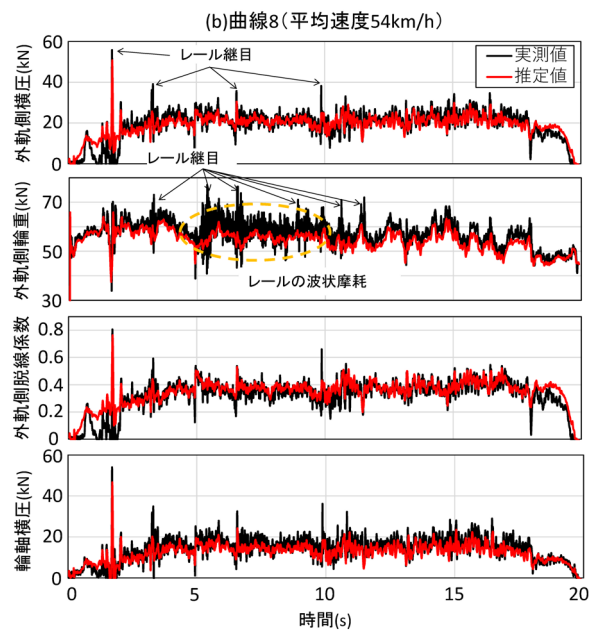
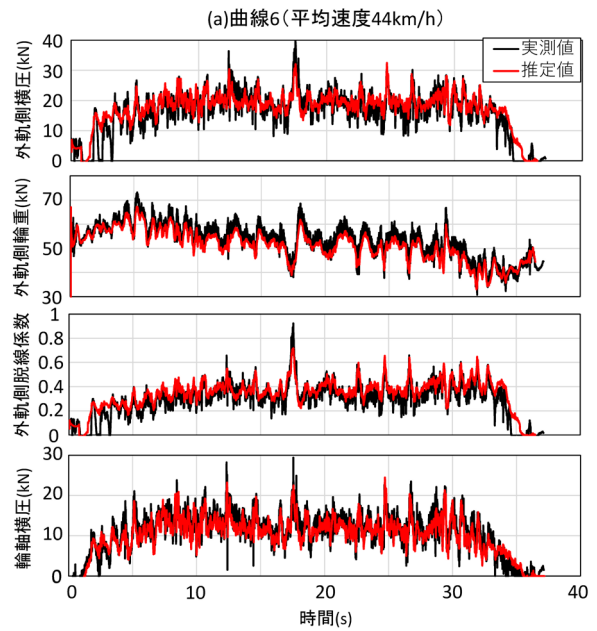


図 12 実測値と推定値の比較

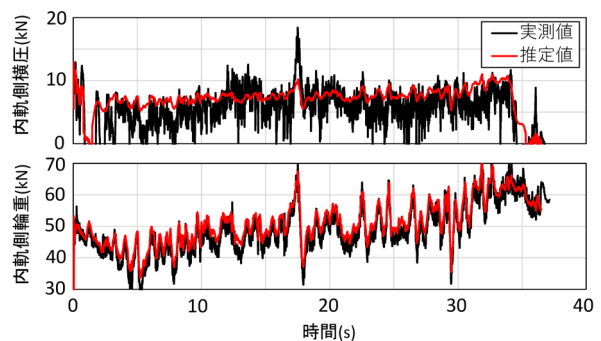


図 13 内軌側の横圧、輪重波形
(曲線 6、平均速度 44km/h)

には踏切があるため、車輪／レール間の摩擦係数が増加したか、レール形状が輪軸の自己操舵性が小さくなるような摩擦形状であった可能性が考えられる。

以上のことから、10Hz 程度までの周波数成分については、推定値はおおむね実測値と一致することが認められた。しかしながら、周波数の高い衝撃値については推定することが困難であることから、推定結果をそのまま PQ 測定 の代わりとして従来の走行安全性評価に用いることは難しいと考えられる。

4. 走行安全性評価適用への検討

本推定手法を走行安全性評価に用いるために、推定誤差に対する余裕の確保について検討する。

推定誤差の要因として、横圧や輪重の高周波の変動成分、横圧の軌道不整により生じる輪軸横圧 ΔQ_4 、転向横圧 ΔQ_1 が考えられる。このうち、高周波の変動成分は本手法では推定できないため、ローパスフィルタ処理によって取り除くことにする。図 12(b) のように 10Hz 以上の変動成分が推定できないことからカットオフ周波数を 10Hz とする。したがって、10Hz までの周波数成分の脱線係数を推定して走行安全性を評価する。軌道不整により生じる輪軸横圧 ΔQ_4 については、式 (9) の C_1 と C_2 を大きくすることによって推定誤差に対する余裕を確保する。ここでは、1.25 倍または 1.5 倍として検討する。最後に転向横圧 ΔQ_1 については内軌側横圧輪重比 κ を常に大きめの値とすることで推定誤差に対する余裕を確保する。ここでは κ を 0.4 と 0.5 として検討する。

表 4 に検討した C_1, C_2 の倍率と κ の組み合わせを示す。この中で、ケース 4 が最も厳しい条件（安全側）である。この組み合わせで推定を行い、脱線係数の目安値超過の有無を調査した。

表 4 検証条件

	C_1, C_2	κ
ケース 1	1.25 倍	0.4
ケース 2	1.25 倍	0.5
ケース 3	1.5 倍	0.4
ケース 4	1.5 倍	0.5

表 5 目安値超過の有無

	曲線							
	1	2	3	4	5	6	7	8
ケース 1	○	○	○	×	○	○	×	○
ケース 2	○	○	○	×	○	×	×	○
ケース 3	○	○	○	×	○	×	×	○
ケース 4	○	○	○	×	○	×	×	○
脱線係数の最大値 (実測値)	0.88	0.56	0.53	1.06	0.62	1.03	1.00	0.89

○：目安値超過無し，×：目安値超過有り

表 5 に推定値による目安値 (0.95) の超過の有無を試験曲線毎に示す。また、実測値の脱線係数の最大値も併せて示す。目安値超過がなかった曲線は、曲線 1, 2, 3, 5, 8 であり、走行安全性が高いと評価できる。一方で、その他の曲線では κ が 0.4 や 0.5 と大きければ脱線係数の目安値を超過する可能性があることを示している。なお、目安値を超過した 3 曲線は、本試番やその他の試番において、PQ 軸による測定によっても目安値超過が認められた曲線である。このことから、本手法による走行安全性評価が妥当であると考えられる。

5. まとめ

簡易に走行安全性を評価することを目的として、比較的容易に測定可能な台車挙動データを用いて輪重と横圧を推定する手法について検討した。結果は以下の通りである。

- (1) 台車挙動データとして、軸ばね上下変位、台車枠ヨー角速度、台車枠左右振動加速度および速度を測定することで、輪重と横圧を推定する方法を構築した。
- (2) レール継目等で生じる衝撃的な輪重や、高い周波数の横圧を推定できていないが、そのような成分を除けば、適切な内軌側横圧輪重比 κ を与えることによっておおむね推定できることがわかった。
- (3) 本推定手法を用いた走行安全性評価は、10Hz 以下の周波数成分を対象とすることが望ましい。
- (4) 走行安全性評価へ適用するために、軌道不整によって生じる輪軸横圧の定数 C_1, C_2 と内軌側横圧輪重比 κ を大きめの値にすることが望ましいことがわかった。

今後も台車挙動データと輪重・横圧データを蓄積していくことで、推定の精度や評価の精度を向上させていく予定である。

文献

- 1) 大野寛之ほか：PQ 輪軸を用いない車輪／レール接触力の測定方法，日本機械学会論文集（C 編），Vol.77, No.774, pp.147-155, 2011
- 2) 鉄道総合技術研究所編 運輸省鉄道局監修：在来鉄道運転速度向上試験マニュアル・解説，pp.117-124, 1993
- 3) 日本機械学会：鉄道車両のダイナミクスとモデリング，pp.70-83, 2017
- 4) 下澤一行：急曲線低速走行時に高さ調整弁等が車両挙動に与える影響，鉄道総研報告，Vol.23, No.11, 2009
- 5) 日本機械学会編：鉄道車両のダイナミクス，電気車研究会，p.28-29, 1994