

正 [土] ○西本 正人 (鉄道総研) 正 [土] 小木曾 清高 (鉄道総研)

正 [土] 三和 雅史 (鉄道総研)

The Statistical analyses of train load due to a lot of measured field data (Part 2)

Masahito NISHIMOTO, Railway Technical Research Institute, 2-8-38, Hikari-cho, Kokubunji-shi, Tokyo
 Kiyotaka OGISO, Railway Technical Research Institute
 Masashi MIWA, Railway Technical Research Institute

This article proposes the estimation method for the statistical properties of train loads, which vary with each combination of a train and a track, in order to serve the track design. The loads are estimated from the theoretical loads, which calculated from specifications of a train and a track, and from the actually measured loads with a running train. For example, the potential maximum load is estimated from the sums of the fluctuating loads computed from its distribution, and the theoretical loads. For another example, the potential maximum of the fluctuating stress imposed on a rail fastening device is also estimated.

Keywords : wheel load, lateral force, fluctuating stress imposed on a rail fastening device

1. はじめに

列車荷重(輪重、横圧)は、軌道形状(曲線諸元、軌道変位、継目形状等)及び走行速度に応じて発生し、車種毎に異なる特性を持つ。一方、軌道構造の設計・管理においては、発生する列車荷重に応じて軌道変位整備基準の設定や軌道材料の選定等を行っている。

本研究では、文献¹⁾で示された列車荷重推定手法を元に、実測された列車荷重を統計的に分析し、車種毎の特性及び軌道形状の列車荷重への影響度を明らかにすることで、適切な列車荷重を設定し軌道構造の設計に反映する手法について考察した。

2. 定常輪重

定常輪重は、静的輪重、カント輪重及び遠心輪重の和であり、式(1)により表わされる。

$$\bar{P}_{oi} = \frac{W_o}{2} \left\{ \left(1 + \frac{V^2 C}{gR G} \right) \pm \frac{H_G^*}{G/2} \left(\frac{V^2 - C}{gR - G} \right) \right\} \quad \cdot \cdot (1)$$

ここで、

- Po : 外軌側定常輪重 [kN] Pi : 内軌側定常輪重 [kN]
- Wo : 静的軸重 [kN] H_G* : 車両有効重心高さ [m]
- C : カント [m] G : 軌間 [m]
- V : 列車速度 [m/s] R : 曲線半径 [m]
- g : 重力加速度 [m/s²]

また、式(2)を用いて式(1)をカント不足量(以下: Cd)との関係で表わすと、式(3)となり、係数にカント(以下: C)が含まれる Cd の 1 次式で表わされる。

$$Cd = \frac{GV^2}{gR} - C \quad \cdot \cdot \cdot (2)$$

$$\bar{P}_{oi} = \frac{W_o(C \pm 2H_G^*)}{2G^2} Cd + \frac{W_o}{2} \left(1 + \frac{C^2}{G^2} \right) \quad \cdot \cdot (3)$$

ここで、 Cd : カント不足量 [m]

これより、CとCdの組み合わせによる定常輪重を計算すると、図1の通りとなり、実用的な範囲ではCによる差はほとんど無いため、車両有効重心高さ等の誤差を含む簡易的な推定方法として、Cdを説明変数とした単回帰分析により定常輪重を表わすことができる。

図2には、例として分析した車種Aの結果を示す。

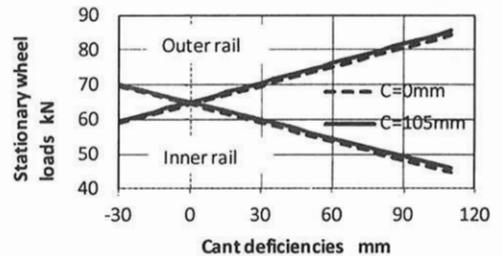


Fig.1 The relationship between the cant deficiencies and the estimated stationary wheel loads

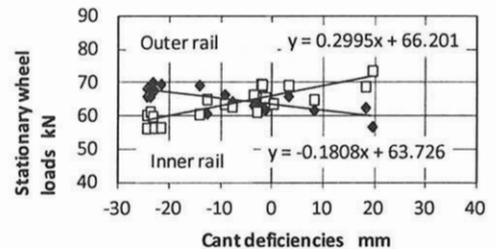


Fig.2 The relationship between the cant deficiencies and the measured stationary wheel loads

3. 定常横圧

3.1 定常横圧の推定

曲線通過時の定常横圧は、車輪横圧、カント横圧、遠心横圧、及びその他要因の和であり、各項については下記により表わされる。

3.2 車輪横圧

車輪横圧は、輪軸、台車が曲線を通過するときの転向力であり、曲線通過時の内軌側の横圧として発生し、式(4)により表わされる。

$$\bar{Q}_i = \kappa \cdot \bar{P}_i \quad \dots(4)$$

ここで、 \bar{Q}_i : 内軌側定常横圧 [kN]
 κ : 内軌側横圧輪重比

ただし、内軌側横圧輪重比については、気象条件等によるレール・車輪の状態が大きく変化するため、測定回数が少ない場合は、他列車での実績等から安全側を考慮し最大の κ を推定した値を用いる方が望ましい。ここでは、式(5)で表わされる文献¹⁾に示されている値を用いる。図3は、式(5)の値と車種Aの実測値を比較した例である。

$$R > 500 \text{ で } \kappa = 175/R \quad R \leq 500 \text{ で } \kappa = 0.35 \quad \dots(5)$$

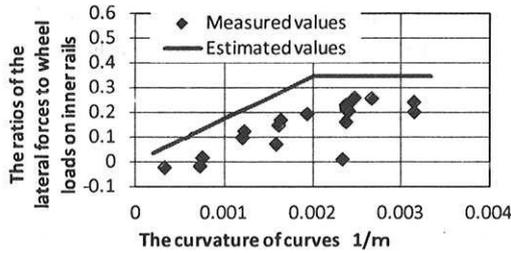


Fig.3 The ratios of the lateral forces to wheel loads on inner rails

3.3 カント横圧と遠心横圧

カント横圧は、カントによる横圧増減分であり、遠心横圧は曲線通過時の遠心力による横圧増減分である。それぞれ式(6)(7)で表わされる。また式(2)により、カント横圧と遠心応力の和は式(8)となり、Cdの1次式で表わされる。

$$\bar{Q}_{cant} = -\frac{W_o \cdot C}{G} \quad \dots(6) \quad \bar{Q}_{cf} = \frac{W_o \cdot V^2}{g \cdot R} \quad \dots(7)$$

$$\bar{Q}_{cant} + \bar{Q}_{cf} = \frac{W_o}{G} \cdot Cd \quad \dots(8)$$

ここで、 \bar{Q}_{cant} : カント横圧 [kN] \bar{Q}_{cf} : 遠心横圧 [kN]

3.4 その他の定常要因横圧

上記の他に発生する定常横圧は、ボルスタレス台車の場合の空気ばねのねじれ等により発生する。ここでは、車種毎の差異を考慮し、より実態に即した推定を行うために、実測値から統計的に算出する方法を検討した。

文献²⁾より、式(9)で表わす輪軸横圧の曲線区間均衡速度における発生横圧は式(10)で表わす曲率の1次式とし

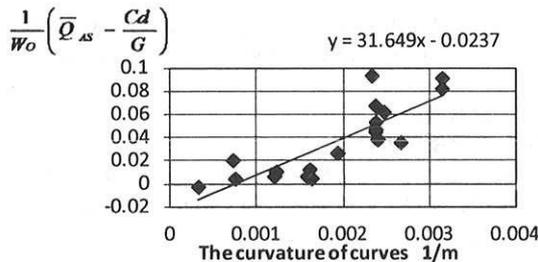


Fig.4 The example of the computed value of the coefficient α

て表わされる。

図4は、車種Aにおいて式(10)における係数 α を算出した例である。

$$\bar{Q}_{AS} = \bar{Q}_o - \bar{Q}_i \quad \dots(9) \quad \bar{Q}_{AS} = W_o \left(\frac{Cd}{G} + \frac{\alpha}{R} \right) \quad \dots(10)$$

ここで、 \bar{Q}_{AS} : 輪軸定常横圧 [kN]
 \bar{Q}_o : 外軌側定常横圧 [kN] α : 係数

3.5 ヨーダンパの影響

ヨーダンパは車両が高速走行する際の蛇行を抑制するものであるが、図5に示す通り、緩和曲線等で車体に対し台車が旋回する間は、発生する台車回転抵抗モーメントが前軸及び後軸に伝わり、入口側緩和曲線と円曲線の境界付近で外軌側方向にレールを押す力が発生し、曲線内で発生する最大横圧に影響する。

発生力は式(11)により簡易的に計算することができる。

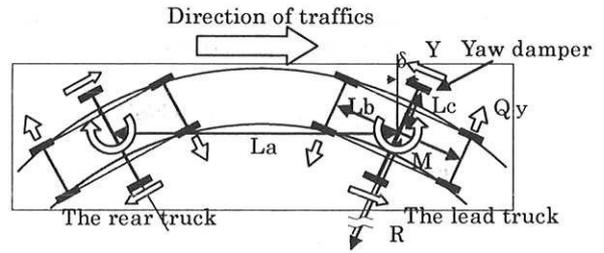


Fig.5 The lateral forces derived from the yaw dampers

$$\bar{Q}_y = \frac{2M}{Lb} \quad \dots(11)$$

$$M = N \cdot Y \cdot Lc \quad Y = a \cdot Vy + b$$

$$Vy = \frac{\delta \cdot Vt}{TCL} \quad \delta = \frac{La}{2R} \cdot Lc$$

ここで、

- \bar{Q}_y : ヨーダンパによる発生する横圧 [kN]
- R : 曲線半径 [m] TCL : 緩和曲線長 [m]
- Vt : 列車速度 [m/s] δ : ヨーダンパ伸び量 [m]
- Vy : ヨーダンパストローク速度 [m/s]
- Y : ヨーダンパ発生力 [kN]
- a, b : ヨーダンパ減衰力性能特性による係数
- M : 台車回転抵抗モーメント [kN]
- La : 台車中心距離 [m] Lb : 固定軸距 [m]
- Lc : 台車中心～ヨーダンパ距離 [m]

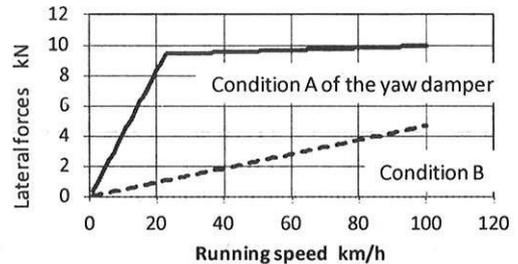


Fig.6 The example of the lateral forces derived from the yaw dampers

N : ヨーダンパ本数 (片側)

また、実測値による確認は、実測波形に対し波長50m以下をカットオフするローパスフィルタ処理をし、算出した長波長成分の入口側緩和曲線と円曲線の境界付近で

発生している横圧の増分をヨーダンパの影響が無いと思われる円曲線中心付近の横圧値と比較することでできる。

図6には、ヨーダンパ特性が異なる場合の前軸横圧例をR400m, TCL70mの例で示す。今回の例では、定常横圧の増分は大きい場合で10kN程度である。設置されているヨーダンパの特性によっては、定常横圧の増分として考慮することが望ましい。

3.6 推定値と実測値の比較

図7に外軌側横圧の推定値と車種Aの実測値を比較した。ただし、3.5で示したヨーダンパの影響については、車種Aの諸元は影響の無い範囲であったので、考慮して

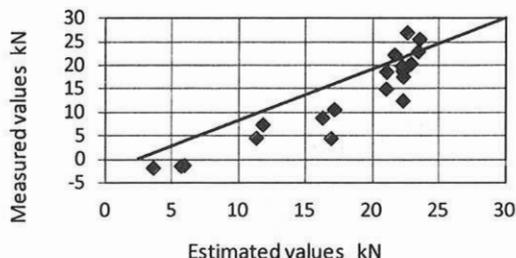


Fig.7 The relationship between the estimated and the measured stationary lateral forces on outer rails

いない。

これより、推定値は実測値をおおむね包絡していることが分かる。なお、実測値と推定値の乖離が大きい曲線は、車種Aで今回測定された内軌側横圧輪重比が式(5)より小さいことが影響している。

4. 列車荷重の著大値

4.1 ロジスティック分布の特性

3章までで示した、列車荷重の定常成分と変動成分(変動輪重及び変動横圧)を合わせ、列車荷重の著大値を推定する。なお、列車荷重の変動成分については、別に分析した結果^{文献(3)}、統計的特性としてロジスティック分布への適合度が最も高い結果となっており、ここでも、それに従い計算を行った。

ここで、変動成分の分布に用いるロジスティック分布の特性について考察する。式(12)はロジスティック分布の分布関数である。ロジスティック分布におけるデータのばらつき度は、式(13)で表わされる係数 β によるが、従来一般的に使われてきた正規分布とは、分布関数の特性により、係数の倍率に対する超過確率が異なる。これより、式(14)により、ロジスティック分布の片側超過確率と係数 β の倍率との関係を求め、正規分布における標準偏差の倍率と比較したものが図8である。

$$F(x) = \frac{1}{1 + \frac{\exp[-(x-\alpha)]}{\beta}} \quad \cdot (12)$$

$$\beta = \frac{\sqrt{3}\sigma}{\pi} \quad \cdot (13) \quad A = -\ln\left\{\beta\left[\frac{1}{(1-F)} - 1\right]\right\} \quad \cdot (14)$$

ここで、 σ : 標準偏差

α : ロジスティック分布係数 (平均)

β : ロジスティック分布係数 (標準偏差に対応)

F : 分布の片側超過確率

A : 片側超過確率に対応する係数 β の倍数

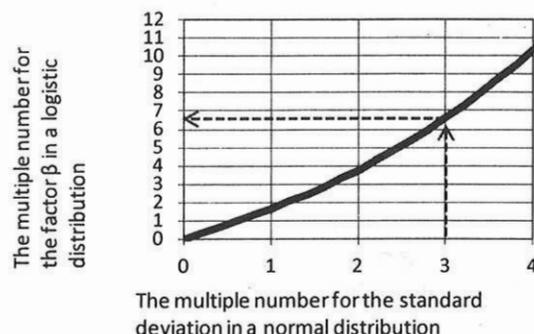


Fig.8 The one-sided probability of exceedance of a logistic distribution

例えば、レール締結装置の設計荷重においては、「ごくまれに発生する極大荷重」として、「平均+3×標準偏差」としており、これは正規分布における片側超過確率では、0.135%に該当するが、ロジスティック分布において、片側超過確率0.135%に該当するのは、係数 β の6.6倍に相当する値である。以上より、分布の著大値を算出するに当たり、今回の例では、従来の正規分布での分析結果との整合性を取るため、「平均+6.6×係数 β 」を、著大値とすることとした。なお、 β の6.6倍は式(12)から σ の3.6倍となり、今回ロジスティック分布にあてはめた著大値の推定は、正規分布にあてはめた場合よりもやや大きい推定となる。

4.2 列車荷重著大値の推定

変動成分の著大値推定は、車種Aで測定された列車荷重について波長成分を50m以下とし、軌道状態の一例としてR400~R3000の円曲線部を内外軌別に分析した(曲線数:20、データ数:各2,541)。なお、変動成分の速度依存性を考慮するため、列車荷重の変動成分が速度に比例するとして補正した。結果を表1に示す。図9は、推定した著大値と実測値の比較である。

Table.1 The example of an analysis of the fluctuating train loads

item	Outer rail		Inner rail	
	wheel load	lateral force	wheel load	lateral force
α : average	0.073	0.088	0.073	0.088
σ : standard deviation	6.821	6.092	6.821	6.092
β : coefficient	3.761	3.359	3.761	3.359

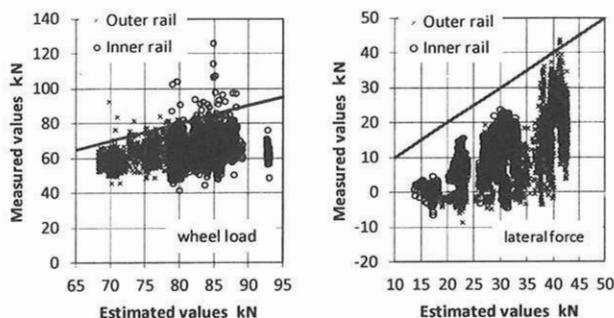


Fig.9 The estimated potential maximum values and measured values of train loads

これより、推定値はおおむね実測値を包絡する推定となっているが、推定値を越す実測値は輪重外軌 1.22%内軌 1.26%、横圧外軌 0.12%内軌 0%であり、特に輪重は統計から推定される率より高かった。これはレール継目部において著大な列車荷重が著大値として発生する状況は、ロジスティック分布のように裾が広がる分布では十分説明できない場合があるためと考えられる。

5. レール締結装置に発生する応力算出への適用例

5.1 レール締結装置に発生する応力

文献⁴⁾では、レール締結装置に発生する変動応力（以下：変動応力）を式(15)により算出することとしている。

$$y = a + b \cdot x_1 + c \cdot x_2 \quad \dots(15)$$

ここで、 y ：変動応力 [N/mm²]

x_1 ：輪重[kN] x_2 ：横圧[kN] a, b, c ：係数

式(15)により算出される変動応力の著大値を求める際、代入する輪重及び横圧の値は、安全側を考慮して設計荷重のA荷重（輪重 98 kN、横圧 60 kN）とすることもできるが、実際には、車両特性に応じて発生する列車荷重の著大値は異なる。今回は、車種毎の特性に応じた列車荷重著大値から算出することを検討した。

5.2 列車荷重の著大値

車種毎の特性に応じた列車荷重の著大値は4章までに示した手法により求めることができる。ここでは例として、車種Aの諸元と同等の車両がR=400m C=105mm V=0～100km/hで走行した場合を想定した。図10は、輪重と横圧の推定値を示す。

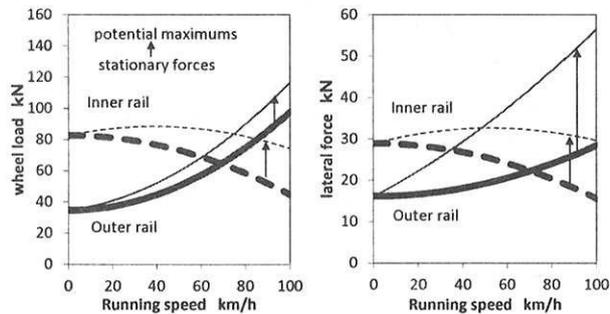


Fig.10 The estimated values of train loads

5.3 変動応力の著大値

次に列車荷重の著大値から、変動応力の著大値を算出した。表2に示す文献⁴⁾で示された係数を用い算出した結果を図11に示す。

また、実測値から測定点毎の輪重・横圧の組み合わせによる変動応力を算出し、列車荷重著大値から変動応力を算出した値と比較した結果を図12に示す。

これより、著大値からの変動応力の推定は、実測値から算出される値を包絡する推定となっているが、内軌側については、推定が大きく実測を上回っている。これは、今回の検討に用いた変動応力の計算式は横圧の影響が大きく、かつ内軌側横圧に関しては、内軌側横圧輪重比に設定した式(5)の値よりも、今回の測定値が大きい影響がある。内軌側輪重比を実測値に近い最大0.25としたのが図12の右図であり、推定値はより近い値で実測値から算出される値を包絡している。

Table.2 The coefficient for estimating the stress imposed on a rail fastening device

coefficient	a	b	c
Outer rail (Gauge inside)	-106.97	2.04	6.32
Inner rail (Gauge inside)	6.5	0.18	6.41

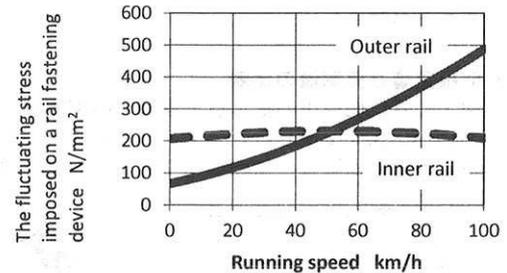


Fig.11 The fluctuating stress imposed on a rail fastening device

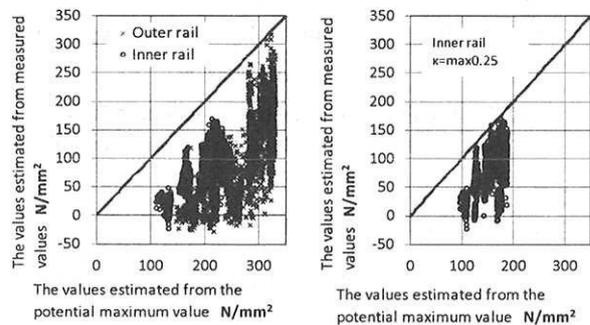


Fig.12 The estimated fluctuating stress imposed on a rail fastening device

6. まとめ

以上の結果をまとめると下記の通りである。

- ① 車両及び軌道の諸元から算出する列車荷重の推定値と実測値を組み合わせ統計的分析を行う手法を提案し、発生する列車荷重の特性を算出する例を示した。また、ヨーダンパの影響により発生する横圧について簡易的な計算式を示した。
- ② 列車荷重の変動成分について統計的特性から考察した著大値を算出し、定常成分と変動成分を合わせ列車荷重の著大値を算出する手法について示した。
- ③ 列車荷重著大値の算出結果から、レール締結装置に発生する変動応力の著大値を算出する手法について検討し、実例により算出した。

今後は、今回の検討をさらに深度化するとともに、多くの実例への適用を試みていきたい。

参考文献

- 1) 鉄道総合技術研究所編：鉄道構造物等設計標準・同解説 軌道構造，2012.1
- 2) 内田雅夫他：急曲線部における振子車両の走行特性と軌道管理手法，鉄道総研報告，vol12-No3, 1998.3
- 3) 小木曾清高他：列車荷重の統計的特性に関する分析結果（その1），J-Rail2012, 2012.12
- 4) 弟子丸将他：急曲線部における線ばね形レール締結装置の適用区分に関する研究，鉄道力学論文集-シンポジウム発表論文，2012.7