

鉄道車両特性が乗り上がり脱線に及ぼす影響

天谷 知司^{*1} 鈴木 大貴^{*1} 土屋 寛太郎^{*2} 小泉 隆一^{*1}

Characteristics of the Railway Vehicles for the Prevention of the Derailment

by

Satoshi AMATANI^{*1}, Hiroki SUZUKI^{*1}, Hirotarou TSUCHIYA^{*2} and Ryuichi KOIZUMI^{*1}

(Received on Sep. 30, 2019 and accepted on Jan. 9, 2020)

Abstract

Ordinarily, the causes of derailment are clear. However, there have been rare cases where derailment was caused by multiple conditions overlapping, even though safety was satisfied. One such derailment is flange climb derailment. To identify the factors causing flange climb derailment, various causes were considered. Since it would be necessary to conduct many actual vehicle tests to identify the root cause, it is more efficient to conduct simulations using parameters based on actual railway vehicles. In this study, we calculated the derailment coefficient using the wheel load and lateral pressure. Railway vehicles were simulated on sharp curves and at low speed that could cause flange climb derailment. Three types of railway vehicle model and three types of track were assumed and simulated. The cause of flange climb derailment was clarified by considering the derailment coefficient under various conditions. As a result, it was found that the derailment coefficient of the entire railway vehicle reached the maximum value immediately after exiting the stationary curve. In some cases, the derailment coefficient exceeded the dangerous value of 1.0. Suppressing this maximum value would be an effective way to prevent derailment accidents.

Keywords: Railway vehicles, Flange climb derailment, Bogie, Curve, Track

1. 諸言

鉄道の脱線は 1833 年のハイツタウン鉄道事故以降頻繁に発生し¹⁾, 2000 年代以降においても福知山脱線事故やアムトラック脱線事故など全世界で脱線事故により多くの人命が失われる例は後を絶たない²⁾. 脱線の要因は障害物との衝突, 列車の速度超過, 整備不良による軌間の拡大, 台車等車両の破損によるものなど多岐にわたる. これらは要因が明確であり, それぞれの事象に対応する確的な改善策をとれば脱線を防止することが可能である. ただし, すべて検査基準内に管理されているにも関わらず, ごくまれに車両, 軌道, 運転等の条件が重なり合い脱線する場合がある³⁾. そのため車両や路線の設計および計画段階にこれらの条件の重なり合いを十分に考慮する必要がある.

2000 年 3 月 8 日に帝都高速度交通営団の日比谷線中目黒駅構内で発生した列車衝突脱線事故は, 死者 5 名, 負傷者 63 名という日本における鉄道事故史上非常に大きな事故であり, 複合的要因による脱線事故の研究が始まる契機ともなった. この事故の要因は脱線した車両の車輪, 車軸等に折損等の異常が見られなかったことから, 比較的低速で走行中に車輪がレールに乗り上がって脱輪

に至る, いわゆる乗り上がり脱線と推定されている⁴⁾. このような複合的要因による脱線事故の個々の要因とその相互作用は未だ十分に解明されておらず, 今後も研究が必要である. 大野らはフランジ角の変化が乗り上がり脱線に与える影響を評価し, 車両を構成する各部分が乗り上がり脱線に与える影響を明らかにしている⁵⁾. 一方で, 実際に使用される車両および走行条件の下で脱線係数の検討を行い既存の設備の改良を目指そうとする報告は少ない. また, 乗り上がり脱線等の複合的要因による脱線は車両側, 軌道側ともに考慮すべき要因が多岐にわたり, 実際の軌道や車両の条件も様々であり, 膨大な回数の実車試験を行うことは効率的ではない. 近年自己操舵により車輪とレールの接触角を低減する自己操舵台車⁶⁾, スリーピース構造の台車枠により線路への追従性を改善する輪重減少抑制台車⁷⁾等の研究が進められている. しかしながら, すべての台車の取り替えには相当の時間を要し, 置き換えが完了するまでは既存の台車を改良した上で, 既存車両での安全性の評価も必要である. さらに, これらの台車の設計には脱線の要因となる各種パラメータを解明することが不可欠であるため, 実車試験に加え実車を構成する各部位のパラメータを利用し, 任意の条件を設定して安全性の検討を行うことができるシミュレーションが有効である.

^{*1} 工学部精密工学科

^{*2} 工学部精密工学科助教

本研究では急曲線部を低速で走行する鉄道車両の乗り上がり脱線に対する安全性を評価するために、推定脱線係数を算出した。輪重横圧測定式を用いて車両の先頭軸外軌側車輪の輪重と横圧を推定し、その後車両モデルを用いて推定脱線係数を算出し検討を行った⁸⁾。車両モデルは通勤型車両、特急型車両、単行運転用一般型車両（以下、一般型車両とする。）の3種類の汎用的な在来線車両を想定し、速度、曲線半径の各条件における推定脱線係数を算出した。この推定脱線係数により乗り上がり脱線に対する安全性への様々な影響を効率的かつ体系的に評価し、それぞれの推定脱線係数について検討することで脱線要因の解明を行った。

2. 解析方法及び条件

2.1 輪重横圧推定式⁸⁾

曲線走行時の先頭軸外軌側車輪において、横圧推定式から求めた横圧 Q N を輪重推定式から求めた輪重 P N で除することによって推定脱線係数(Q/P)を求める。この時 Q/P は輪重横圧推定式を示している。なお、推定脱線係数が1.2以下であることが、脱線を引き起こさない条件の目安とされている。実際には安全率20%をとり推定脱線係数比が1.0を超える場合には脱線防止ガードを設置するなどの対策が施される³⁾。

Fig. 1に輪軸に働く力の模式図を示す。外軌側車輪のフランジがレールと接触して釣り合っている状態の輪軸に各力が作用している。本論文では内軌側の値に対して' (ダッシュ)を記し、区別する。Fig. 1のように一定速度で回転する輪軸には、左右力 F_y ・上下力 F_z ・回転モーメント M が作用する。 F_y , F_z , M は一定方向への運動を維持しようとする台車枠と、左右・上下・回転の各方向へ変位する輪軸との間で発生する力である。各モーメントの釣り合い式は左右方向が式(1)、上下方向が式(2)、ロールモーメントが式(3)のように示される。

$$\text{左右方向の力} \quad -Q + Q' + F_y = 0 \quad (1)$$

$$\text{上下方向の力} \quad P + P' - F_z = 0 \quad (2)$$

$$\text{ロールモーメント} \quad bP - rQ - b'P' + r'Q' + M = 0 \quad (3)$$

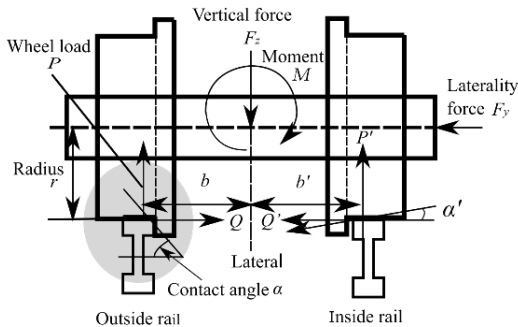


Fig. 1 Acting force for wheelset.

式(1)および式(2)の釣り合いによって式(4)、式(5)が求められる。

$$Q = Q' + F_y \quad (4)$$

$$P = F_z - P' \quad (5)$$

また、 $b \approx b'$, $r \approx r'$ とした場合、式(4)より式(6)が求められる。

$$P = P' + (rF_y - M)/b \quad (6)$$

準静的な釣り合いでは、上下力 F_z N は輪重に等しいため、輪軸重心に作用する左右力 F_y N と輪軸重心まわりのロールモーメント M Nm を推定することが出来る。また、式(5)、式(6)から内外軌側輪重を推定することができ、内軌側の横圧 Q' N が求められれば、式(4)により外軌側横圧を推定出来ることが分かる。

しかし、輪軸重心に働く左右力 F_y N は、外軌側横圧のみでなく、外軌側輪重 P N も増加させる。この時の車輪とレール間の関係について外軌側を Fig. 2, 内軌側を Fig. 3にそれぞれ示す。また、外軌側と内軌側の釣り合い式についてはそれぞれ以下のように示される。

<外軌側車輪（左側）>

$$Q = N \sin \alpha - f_y \cos \alpha \quad (7)$$

$$P = N \cos \alpha + f_y \sin \alpha \quad (8)$$

または、

$$f_y = P \sin \alpha - Q \cos \alpha \quad (9)$$

$$N = P \cos \alpha + Q \sin \alpha \quad (10)$$

<内軌側車輪（右側） ※ $\alpha = 1/20$ とする。>

$$Q' = N' \sin \alpha' + f_y' \cos \alpha' \approx N' \alpha' + f_y' \quad (11)$$

$$P' = N' \cos \alpha' + f_y' \sin \alpha' \approx N' - f_y' \alpha' \quad (12)$$

$$Q'/P' = \alpha' + (f_y'/N')/1 - \alpha' + (f_y'/N') \equiv \kappa \quad (13)$$

クリープ力とは、転送する車輪とレールの間の微小なすべりにより生じる接線力のことである。式(11)において内軌側車輪の横圧 Q' N は、主たる成分が横クリープ力 f_y' N である。なお、式(13)の κ を内軌側横圧輪重比と呼ぶ。輪軸への左右力 F_y による外軌側横圧の増分を ΔQ 、輪軸および法線力の増加に伴うフランジ部の横クリープ力 f_y の変化を無視すると、式(7)、式(8)、式(9)、式(10)において $\Delta f_y = 0$ と置くことにより式(14)、式(15)が求められる。

$$\Delta P = \Delta Q / \tan \alpha \quad (14)$$

$$\Delta N = \Delta Q / \sin \alpha = \Delta P \cos \alpha \quad (15)$$

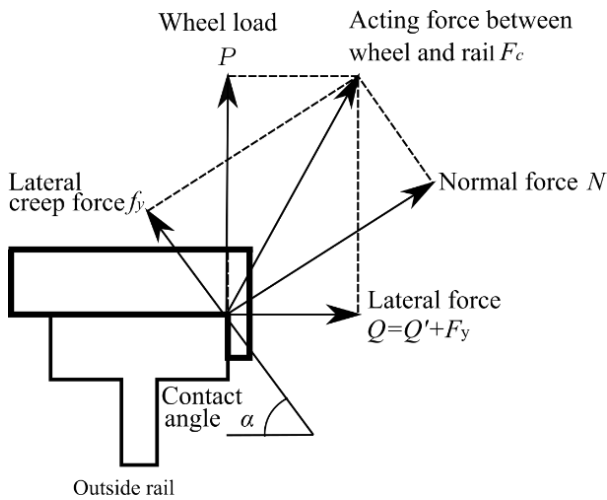


Fig. 2 Acting force between wheel and rail
(outside rail).

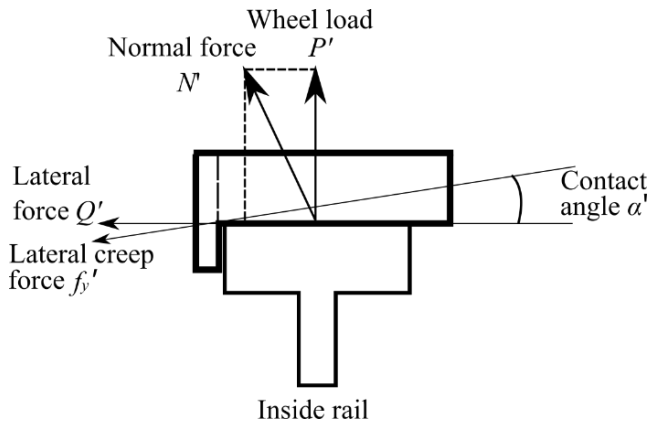


Fig. 3 Acting force between wheel and rail
(inside rail).

2.2 解析条件

本解析では、Matlab/Simulink を利用し、輪重横圧推定式の計算を行った。解析に用いたモデルは、7 剛体・42 自由度のモデルであり、各部品を剛体要素として定義し、これにバネ・ダンパ・ストッパ等の支持要素を加えた静的な車両モデルとした。解析に用いた車両モデルは通勤型車両、特急型車両、一般型車両の汎用的な車両モデルであり、輪重横圧推定式を用いてそれぞれの推定横圧、推定輪重、推定脱線係数を求めた。なお、車両のパラメータについては文献値⁸⁾を参照し、実際の鉄道車両の各数値⁹⁾を加え、各車両のモデルとした。使用した車両モデルの基本的な共通条件を Table 1、通勤型車両のパラメータを Table 2、特急型車両のパラメータを Table 3、一般型車両のパラメータを Table 4 に示し、Fig. 4 に車両モデルにおける部品配置の概略を記載した。Table 1 に記載した静止輪重比とは、 $P:P'$ を指す。

また、走行速度は一定として解析を行った。日比谷線脱線事故では走行速度 $V=15\text{ km/h}$ 以下において乗り上

Table 1 Common conditions⁸⁾.

Length of straight before curve [m]	30
Length of entrance transition curve [m]	45
Length of stationary curve [m]	90
Length of exist transition curve [m]	45
Length of straight before curve [m]	30
Radius of stationary curve [m]	100, 160, 200
Cant [m]	0.125
Gauge [m]	1.067
Level irregularity	0
Speed [km/h]	10, 15, 20
Ratio of stationary wheel load [-]	1
Tread center position wheel radius [m]	0.43
1/2 left and right contact point spacing [m]	0.56
Bogie frame mass [kg]	1600
Wheelset mass [kg]	1300
1/2 left and right primary suspension spacing [m]	2/2
1/2 left and right secondary suspension spacing [m]	2/2
x direction displacement of the center of gravity [m]	0
y direction displacement of the center of gravity [m]	0
Anti-roll bar rotation spring constant [Nm/rad]	0
Distance from bogie center to torsion bar [m]	0
Carbody equivalent torsional rigidity [Nm ² /rad]	inf(∞)
Bogie torsional rigidity [Nm ² /rad]	inf(∞)

Table 2 Commuter type railway vehicles parameter^{8, 9)}.

Inside pressure wheel weight ratio [-]	0.4
Flange angle [rad]	65
1/2 carbody mass [kg]	32900/2
Body center of gravity height on the rail surface [m]	1.8
Vertical primary suspension spring constant / axlebox [N/m]	1000×10^3
Vertical secondary suspension spring constant / one side bogie [N/m]	350×10^3
Secondary suspension longitudinal rigidity [N/m]	150×10^3
1/2 bogie center distance [m]	13.8/2
1/2 axle distance [m]	2.1/2

がり脱線が発生したことが大野の研究よりわかっている⁵⁾。そこで、本研究における推定横圧、推定輪重の解析では走行速度 $V=15\text{ km/h}$ の条件で解析を行った。さらに、推定脱線係数の解析のみ $V=10\text{ km/h}$, $V=15\text{ km/h}$, $V=20\text{ km/h}$ と段階的に変化させ、速度により変化する挙動の比較も行った。

Table 3 Express type railway vehicles parameter ^{8, 9)}.

Inside pressure wheel weight ratio [-]	0.4
Flange angle [rad]	65
1/2 carbody mass [kg]	42300/2
Body center of gravity height on the rail surface [m]	1.2
Vertical primary suspension spring constant / axlebox [N/m]	1000×10^3
Vertical secondary suspension spring constant / one side bogie [N/m]	350×10^3
Secondary suspension longitudinal rigidity [N/m]	150×10^3
1/2 bogie center distance [m]	13.8/2
1/2 axle distance [m]	2.1/2

Table 4 General type railway vehicles parameter ⁸⁻¹⁰⁾.

Inside pressure wheel weight ratio [-]	0.4
Flange angle [rad]	65
1/2 carbody mass [kg]	43000/2
Body center of gravity height on the rail surface [m]	1.8
Vertical primary suspension spring constant / axlebox [N/m]	1000×10^3
Vertical secondary suspension spring constant / one side bogie [N/m]	350×10^3
Secondary suspension longitudinal rigidity [N/m]	150×10^3
1/2 bogie center distance [m]	14.0 / 2
1/2 axle distance [m]	2.1/2

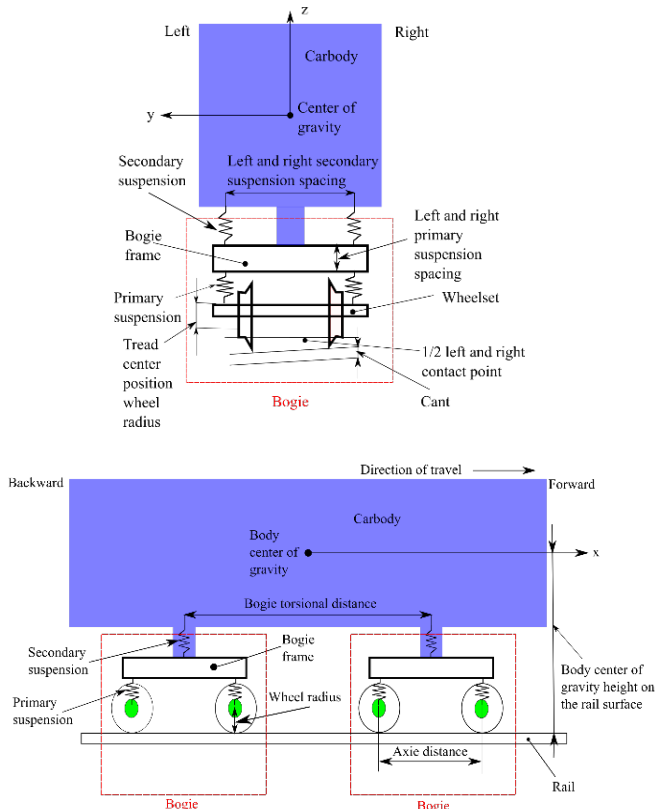


Fig. 4 Outline of model.

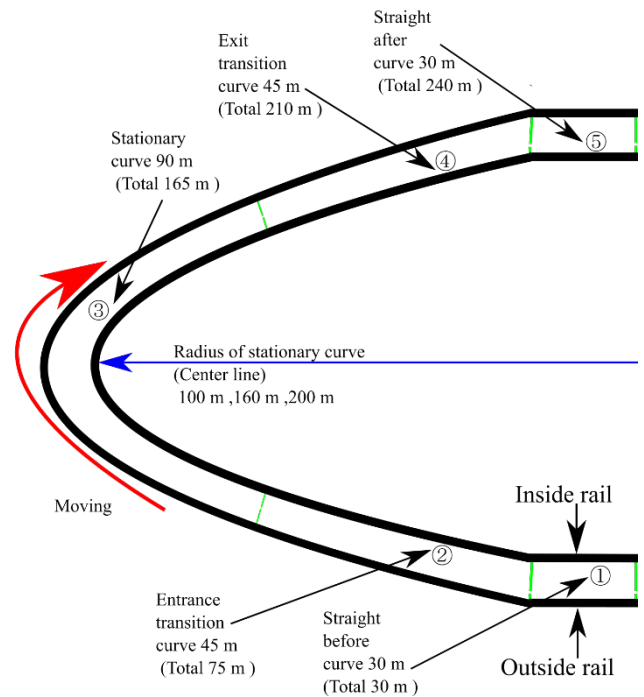


Fig. 5 Rail and track.

2.3 走行条件

2.3.1 軌道条件

Fig. 5 は解析で用いた軌道を示しており、各部の詳細を以下に示す。走行開始から 30 m 地点までの曲線に入る前の直線を曲線前直線とし、30 m から 75 m 地点までの直線から曲線に入るまでの緩やかな曲線を入口緩和曲線とする。次に、75 m から 165 m 地点までの軌道上の曲線を定常曲線とする。さらに、165 m から 210 m 地点までの緩やかな曲線から直線に入るまでの曲線を出口緩和曲線とし、210 m から 240 m 地点までの出口緩和曲線終了後の直線を曲線後直線とする。

2.3.2 曲線半径

推定横圧、推定輪重の解析では分岐附帯曲線を除く普通鉄道の最小曲線半径である 160 m の条件で解析を行った ¹¹⁾。また、推定脱線係数の解析のみ普通鉄道の分岐附帯曲線の最小曲線半径である 100 m ¹¹⁾、乗り上がり脱線への対策が必要とされている最大曲線半径 200 m ⁴⁾、以上 2 つの異なる定常曲線半径 R での解析も行い、定常曲線半径により変化する推定脱線係数の比較も行った。

3. 解析結果

3.1 推定横圧

Fig. 6 は通勤型車両、特急型車両、一般型車両の $V = 15$ km/h, $R = 160$ m における解析結果であり、縦軸は推定横圧、横軸は走行距離とし、推定横圧の経過を示している。推定横圧の傾向についてはいずれの車両においても以下

のように概ね同様であった。まず、入口緩和曲線の走行時において推定横圧は直線的に減少し、定常曲線（図中 *a*）に入ると瞬間的に増加し一定値で推移する。次に、出口緩和曲線に進入すると進入直後（図中 *b*）に推定横圧は最大値を示した後減少し、曲線後直線までに収束した。Fig. 7 に定常直線通過時の推定横圧（図中 *a*）と出口緩和曲線進入直後の推定横圧の最大値（図中 *b*）をまとめた。Fig. 7 より特急型車両と一般型車両の出口緩和曲線進入直後の推定横圧の絶対値を比較すると、いずれの横圧も一般型車両の方が約 0.4 kN 大きい。一方、通勤型車両と他の車両の推定横圧を比較すると、いずれも通勤型車両の方が約 3.3 kN 値が小さかった。Table 2, 3, 4 より車両のパラメータを比較すると、通勤型車両は特急型車両と比較して 9.4 t、一般型車両と比較して 10.1 t 車体重量が軽く、

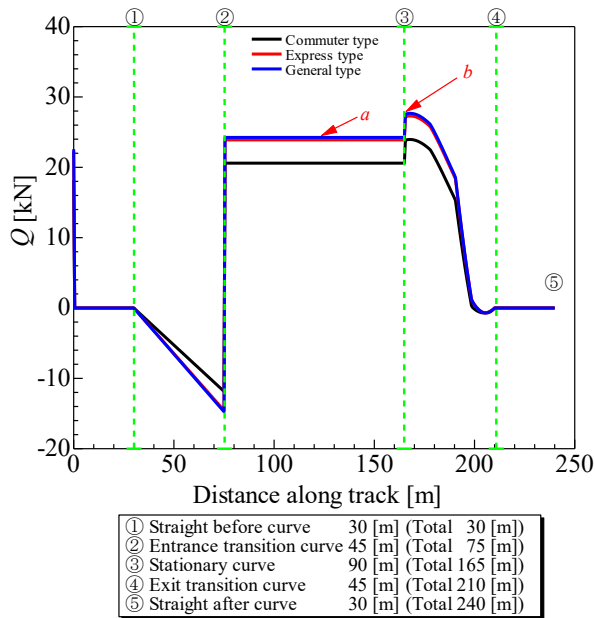


Fig. 6 Supposition lateral force
($V = 15$ [km/h], $R = 160$ [m]).

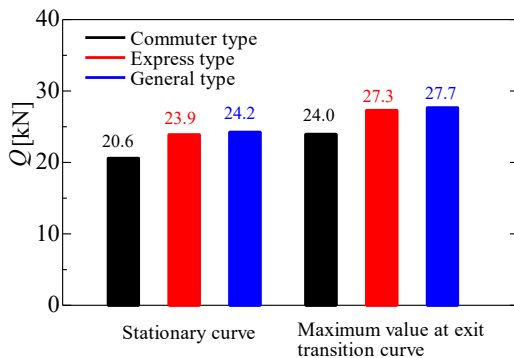


Fig. 7 Value of lateral force.

この車体重量の差が推定横圧の差をもたらす最大の要因として考えられる。車体重量の軽い通勤型車両は特急型車両および一般型車両と比較し、軌道に与える推定横圧が小さくなったと考えられる。また、一般型車両の推定横圧が特急型車両よりもやや大きい要因は、特急型車両よりも台車中心間距離が長く曲線進入時の接触角が大きいためと考えられる。以上のことにより、推定横圧を抑えるためには車体重量を軽くし、台車中心間距離を短縮することが効果的と考えられる。

3.2 推定輪重

Fig. 8 は通勤型車両、特急型車両、一般型車両の $V = 15$ km/h, $R = 160$ m における解析結果であり、縦軸は推定輪重、横軸は走行距離とし、推定輪重の経過を示している。推定輪重の傾向については以下のようにいずれの車両も概ね同様であった。まず、曲線前直線（図中 *c*）走行後、入口緩和曲線の進入時に最大値を取り、入口緩和曲線走行時は直線的に減少する。次に、定常曲線（図中 *d*）に

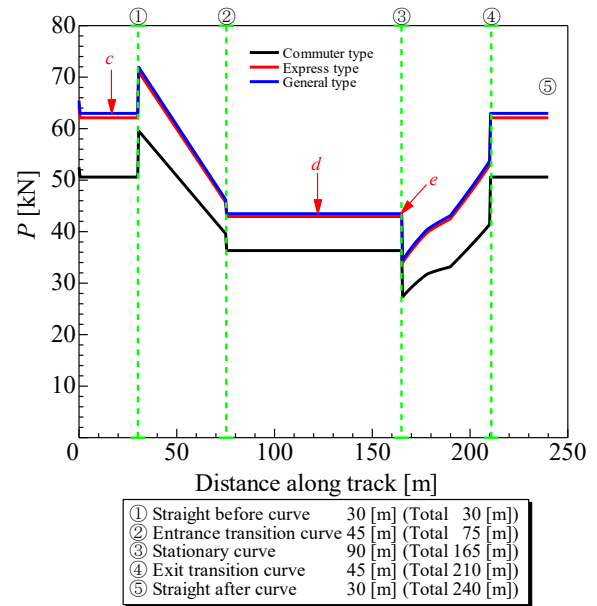


Fig. 8 Supposition wheel road
($V = 15$ [km/h], $R = 160$ [m]).

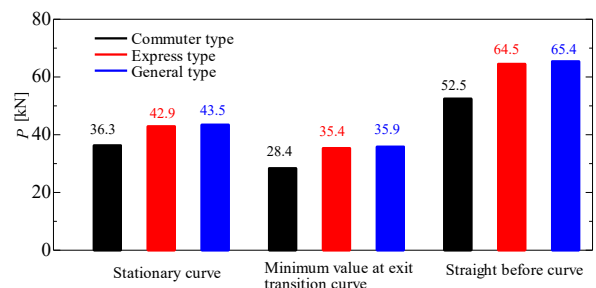


Fig. 9 Value of wheel road.

入ると一定値で推移する．続いて，出口緩和曲線進入直後（図中 *e*）に最も低い値をとり，出口緩和曲線走行中は徐々に増加し，曲線後直線では元の値に収束する．Fig. 9 に曲線前直線走行時（図中 *c*）の推定輪重，定常直線通過時（図中 *d*）の推定輪重，および出口緩和曲線進入直後（図中 *e*）の推定輪重の最小値をまとめた．推定輪重はいずれの地点でも通勤型車両，特急型車両，一般型車両の順に小さく，特に通勤型車両の推定輪重の小ささが顕著であった．通勤型車両の車体重量は他の車両と比較し軽いため，推定輪重も他の車両と比較し減少したと考えられる．

また，Fig. 9 より通勤型車両および特急型車両の推定輪重を比較すると，曲線前直線においては特急型車両の方が約 12 kN 推定輪重が大きいものの，定常曲線内では約 6.6 kN，出口緩和曲線進入直後で約 7.0 kN と直線走行時よりも差が縮小している．また，特急型車両および一般形車両の推定輪重を比較した場合も同様である．曲線前直線では一般型車両の方が約 0.9 kN 推定輪重が大きいものの，定常曲線内および出口緩和曲線進入直後では約 0.5 kN と直線走行時よりも差が縮小している．このような曲線で推定輪重値の差の縮小の原因は，曲線走行時のみ変化する上下力により輪重比に変化が生じて輪重が内軌側車輪に集中し外軌側車輪の輪重を低減させ，車体重量が重いほど曲線走行時のみに変化する上下力の影響を受けやすく曲線走行時の推定輪重が減少しづらいことであると考えられる．曲線走行時のみ変化する上下力として，カント量が車体を傾斜させることによる輪重比の変化，枕ばねによる台車への上下力，軸ばねによる輪軸への上下力等が考えられる．

3.3 推定脱線係数

Fig. 10 は通勤型車両，特急型車両，一般型車両の $V = 10$ km/h, $R = 160$ m の条件での解析結果である．Fig. 10 の出口緩和曲線進入直後（図中 *f*）の推定脱線係数の最大値は通勤型車両で約 0.90，特急型車両および一般型車両で約 0.82 であった．Fig. 11 は通勤型車両，特急型車両，一般型車両の $V = 15$ km/h, $R = 160$ m の条件での推定脱線係数の解析結果である．Fig. 11 の出口緩和曲線進入直後（図中 *g*）の推定脱線係数の最大値は通勤型車両で約 0.87，特急型車両および一般型車両で約 0.80 であった．Fig. 12 は通勤型車両，特急型車両，一般型車両の $V = 20$ km/h, $R = 160$ m の条件での推定脱線係数の解析結果である．Fig. 12 の出口緩和曲線進入直後（図中 *h*）の推定脱線係数の最大値は通勤型車両で約 0.84，特急型車両および一般型車両で約 0.77 であった．いずれも縦軸は推定脱線係数，横軸は走行距離とし，推定脱線係数の経過を示している．推定脱線係数の傾向はすべての解析で概ね同様で，入口緩和曲線で減少し定常曲線手前で最小となり，定常曲線走行時は一定値となった．その後，出口緩和曲線で最大値をとり，以降は減少し初期値に収束した．また，Fig. 13 に出口緩和曲線進入直後（図中 *f, g, h*）にお

ける推定脱線係数の最大値と速度との関係を車両別にまとめた．Fig. 13 より，出口緩和曲線での推定脱線係数の最大値は速度および定常曲線半径がともに等しい場合，通勤型車両が最も大きく，特急型車両および一般型車両はほぼ同様であった．この傾向は同一速度かつ同一定常曲線での解析であれば推定脱線係数の解析すべてにおいて同様であった．3.2 節に記したように通勤型車両の車体重量が他の車両よりも軽く推定輪重も小さくなるため，

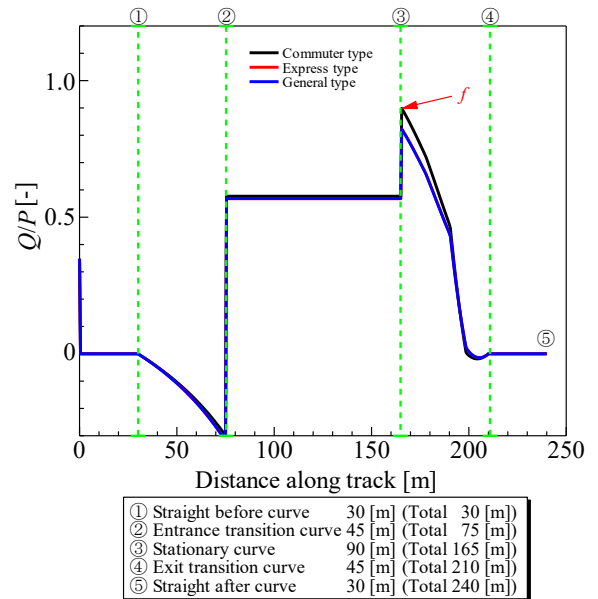


Fig. 10 Supposition derailment coefficient
($V = 10$ [km/h], $R = 160$ [m]).

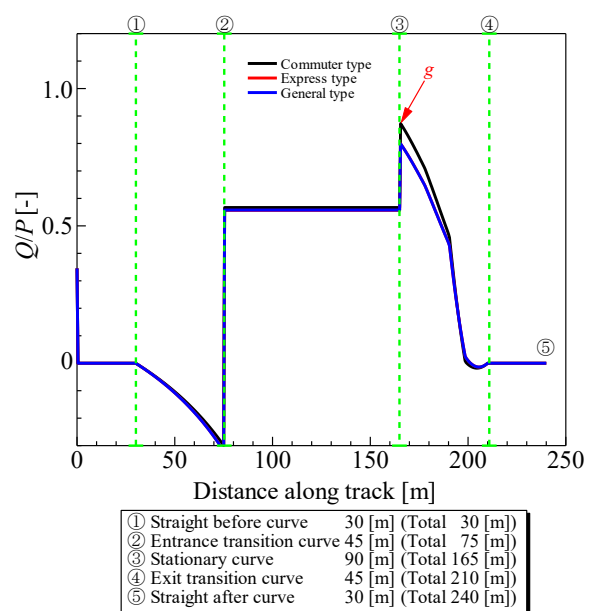


Fig. 11 Supposition derailment coefficient
($V = 15$ [km/h], $R = 160$ [m]).

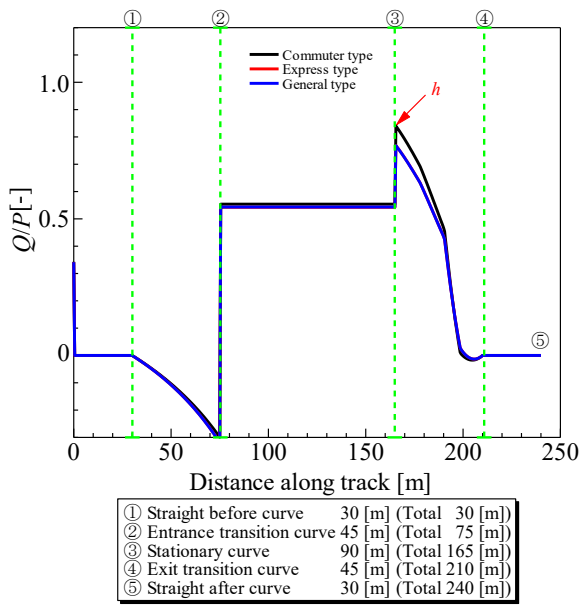


Fig. 12 Supposition derailment coefficient
($V = 20$ [km/h], $R = 160$ [m]).

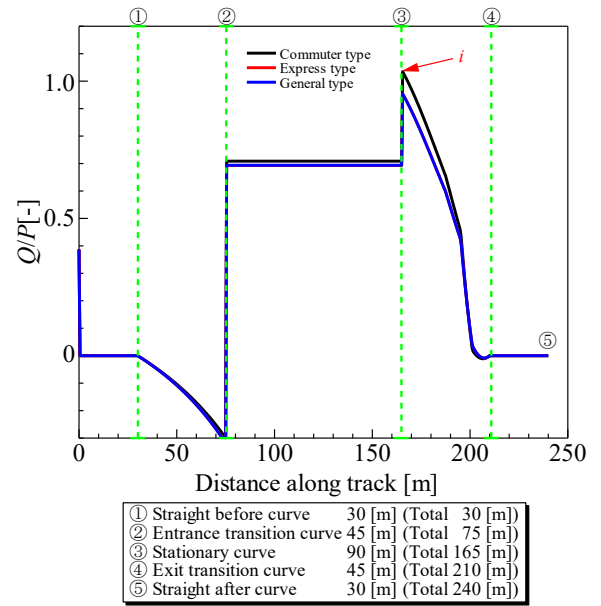


Fig. 14 Supposition derailment coefficient
($V = 15$ [km/h], $R = 100$ [m]).

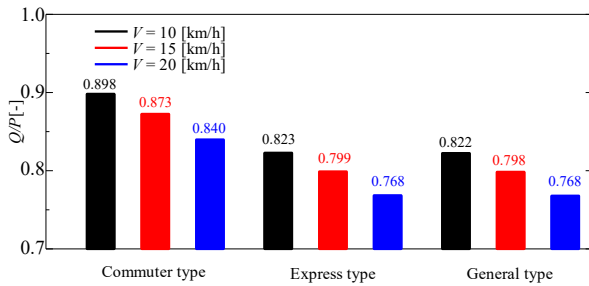


Fig. 13 Derailment coefficient Maximum value
($V = 10, 15, 20$ [km/h], $R = 160$ [m]).

推定脱線係数が大きくなると考えられる。Fig. 13 より、いずれの車両も $V = 10$ km/h において推定脱線係数が他の速度より大きい値を示し、 $V = 15$ km/h, $V = 20$ km/h の順に下がった。以上のことより、本解析条件で速度の影響のみ考慮した場合は、 $V = 10$ km/h 付近もしくはそれ以下の速度で推定脱線係数が最大になると考えられる。上記の場合に脱線係数が大きくなる原因として、走行速度が遅いほどカント量の影響を受けて内軌側に輪重が偏り、外軌側の輪重が減少することが考えられる。

Fig. 14 は通勤型車両、特急型車両、一般型車両の $V = 15$ km/h, $R = 100$ m の条件での推定脱線係数の解析結果である。Fig. 14 の出口緩和曲線進入直後（図中 i ）の推定脱線係数の最大値は通勤型車両で約 1.04、特急型車両および一般型車両で約 0.95 であった。Fig. 15 は通勤型車両、特急型車両、一般型車両の $V = 15$ km/h, $R = 200$ m の条件での推定脱線係数の解析結果である。Fig. 15 の出口緩和曲線進入直後（図中 j ）の推定脱線係数の最大値は

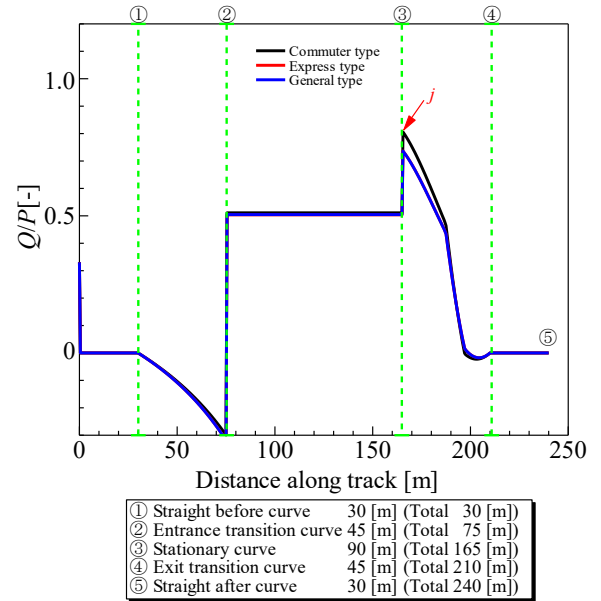


Fig. 15 Supposition derailment coefficient
($V = 15$ [km/h], $R = 200$ [m]).

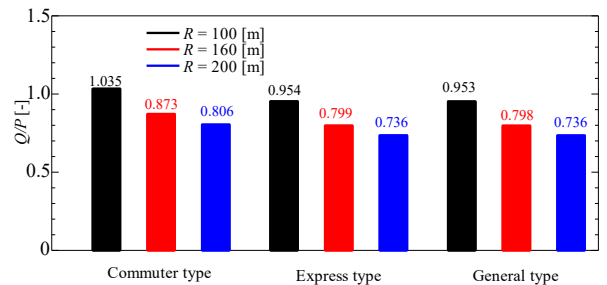


Fig. 16 Derailment coefficient Maximum value
($V = 15$ [km/h], $R = 100, 160, 200$ [m]).

通勤型車両で約 0.81, 特急型車両および一般型車両で約 0.74 であった。上記に Fig. 12 も加え、定常曲線半径を 100 m, 160 m, 200 m と変化させた場合、定常曲線半径が推定脱線係数に及ぼす影響を検討した。Fig. 16 に出口緩和曲線進入直後（図中 g, i, j ）における推定脱線係数の最大値と定常曲線半径の関係を車両別にまとめた。

以上の結果より、定常曲線半径が 100 m のときに推定脱線係数は最も大きい値を示し、160 m, 200 m の順に徐々に下がった。すなわち、定常曲線半径が小さいほど推定脱線係数が大きくなる傾向がみられた。定常曲線半径が小さいほど推定脱線係数が大きくなる要因として、曲線通過時の接触角増加による推定横圧増加が考えられる。定常曲線半径の推定脱線係数への影響が極めて大きい結果となった。このうち定常曲線半径 100 m のとき通勤型車両は推定脱線係数の最大値が瞬間的にではあるが 1.0 を上回っており、特に乗り上がり脱線のリスクが高い。また、特急型車両および一般形車両も 0.9 と高く、乗り上がり脱線のリスクが高いと考えられる。

4. 結言

本研究の解析結果により、想定した 3 種類の汎用的な在来線車両モデルの同一条件の解析においては、通勤型車両、特急型車両、一般型車両の順に脱線係数が大きな値となった。また、推定脱線係数はいずれの車両でも出口緩和曲線進入直後に最大値を示すことがわかった。特に、出口緩和曲線における最大値を抑えることが乗り上がり脱線事故防止に最も有効であり、具体的な対策として以下のことが考えられる。

- (1) 軌道側では、推定輪重の解析結果よりカント量を抑えること、推定脱線係数の解析結果より曲線半径の小さな軌道を可能な限り敷設しないことの二点が有効であると考えられる。定常曲線半径 100 m の定常曲線において高い推定脱線係数を示し、定常曲線半径 200 m の出口緩和曲線進入時には推定脱線係数が減少したことから、極めて効果的であるといえる。
- (2) 車両側では、まず推定横圧の解析結果より車体重量と台車中心間距離が推定脱線係数の最大値に大きな影響を与えることが確認できた。そのため、定常曲線半径の小さな区間では台車中心間距離の短い車両を導入し横圧を減少させることが有効であり、車体の小型化等

により車体重量を抑えることも乗り上がり脱線の対策となると考えられる。

- (3) 車両側では、推定輪重の解析結果より車体重量と輪重の増加が最大値の推定脱線係数に大きな影響を与えることが確認できた。そこで、推定脱線係数を抑えるためには、車体重量と台車間距離を抑えて横圧を低減させるだけではなく、曲線通過時の輪重の増加も抑制する必要があると考えられる。輪重の増加を抑制するために、今後は軸ばねおよび枕ばねの値を調整し、推定脱線係数を検討すべきであるとする。

参考文献

- 1) R. John Brockman: Commodore Robert F. Stockton 1795-1866, Cambria Press, pp.317 (2010).
- 2) PRELIMINARY REPORT RAILROAD Amtrak Passenger Train 501 Derailment, National Transportation Safety Board, December 18 (2017).
- 3) 石田弘明: 鉄道車両の乗り上がり脱線防止対策, 精密工学会誌, Vol.75, No.3, pp.337-340 (2009).
- 4) 事故調査検討会: 帝都高速度交通営団 日比谷線中目黒駅構内列車脱線衝突事故に関する調査報告 (2000).
- 5) 大野潔: 乗り上がり脱線事故撲滅に向けた研究開発, JR EAST Technical Review-No.3, pp.13-16 (2003).
- 6) Yoshiyuki Shimokawa and Masaaki Mizuno: Development of the New Concept Steering Bogie, NIPPON STEEL & SUMITOMO METAL TECHNICAL REPORT No.105, pp.41-47 (2013).
- 7) Hiroyuki Kato, Ken Iwanami, Hiroshi Arai and Koji Asano: Development of a High Speed Shinkansen Bogie, JR EAST Technical Review-No.8, pp.15-18 (2006).
- 8) 吉田秀久, 石田弘明, 鈴木晶弘, 富岡隆弘, 道辻洋平, 宮本岳史: 鉄道車両のダイナミクスとモデリング, 日本機械学会, pp.1-202 (2018).
- 9) 赤澤良久: 国鉄車両一覧, 日本交通公社出版事業部 pp.328-510 (1986).
- 10) 石津一正, 井上泰生: 車両技術 161 号, 一般社団法人日本鉄道車輛工業会, pp.24-35 (1983).
- 11) 国土交通省: 鉄道に関する技術上の基準を定める省令の解釈基準, p.3 (平成 14 年 3 月 8 日鉄道局長通達).