曲線を低速で走行する鉄道車両の脱線に及ぼす横風の影響*

細井 隆太^{*1}, 谷藤 克也^{*2}

Influence of Cross Wind on Derailment of Railway Vehicle Running on Curved Track at Low Speed

Takahiro HOSOI and Katsuya TANIFUJI^{*2}

^{*2} Graduate School of Science and Technology, Niigata University,
8050 Ikarashi 2-no-cho, Nishi-ku, Niigata-shi, Niigata, 950-2181 Japan

Due to the lightening of railway vehicles and the improvement of operation speeds, the reduction of running safety by cross winds is becoming an important problem. In particular, the running safety tends to reduce when the vehicles are running on curved sections. When a cross wind acts on the vehicle running on a curve from the outer side, a flange climbing phenomenon can occur. In this study, a full vehicle model was constructed using a multi-body software, SIMPACK, and the running simulation on a curve was carried out to examine the running safety under the condition that a cross wind acted on the vehicle from the outer side of the curve. As a result, it is verified that the derailment coefficient of the first wheelset becomes large in the exit transition curve and that of the third wheelset does in the entrance transition curve and this trend is pronounced by larger wind forces. Here, the derailment coefficients at the timing the derailment occurs are different between the first and third wheelsets, and those derailment coefficients are much larger than the critical derailment coefficients obtained by Nadal's formula. Then an equivalent friction coefficient which depends on an attack angle is introduced in Nadal's formula. Consequently, the critical derailment coefficient considering the equivalent friction coefficient came close to the actual derailment coefficient.

Key Words : Railway, Simulation, Derailment, Cross Wind, Multi-Body Software

1. 緒 言

鉄道車両の軽量化と走行速度の向上により、横風による車両の走行安全性の低下が懸念される。特に曲線走行中では、遠心力とカントの兼ね合いにより、その走行安全性は横風によっても大きな影響を受ける。横風によって引き起こされる転覆に関する解析は、1972 年に国枝が提案した静的解析式⁽¹⁾（いわゆる国枝の式）をはじめ、いくつかの研究が行われてきたが^{(2)~(4)}、横風による脱線を扱ったものは少ない。

最近では、2005 年に JR 羽越本線で強風が原因と推定される脱線転覆事故が発生している⁽⁵⁾。このような事故を未然に防ぐため、強風時にはその風速の大きさに応じた運転規制により、その走行速度の制限が行われている。その一方で、このような運転規制下では、曲線通過時には基本速度以下での走行となるため、横風による脱線を助長することがある⁽⁶⁾。その脱線は外軌側からの横風によるものであり、転覆よりも小さな風速で発生する。しかし、文献⁽⁶⁾では脱線現象については十分な考察がされていない。その脱線現象はまだ不明確な部分が多いため、横風が車両の脱線に及ぼす影響について検討することが望まれる。

そこで、本研究ではマルチボディソフト SIMPACK⁽⁷⁾を用いて 1 車両モデルを構築し、曲線走行中の車両に外軌側から横風を作用させ、走行シミュレーションを行う。その結果得られる脱線係数などの各パラメータにより脱線に至る車両の挙動の解析を行い、アニメーションでその様子を確認した。また、アタック角の影響を考慮した等価摩擦係数⁽⁸⁾を用いて脱線係数と Nadal の限界脱線係数⁽⁹⁾を求め、脱線係数と脱線挙動の対応関係を明らかにした。

*原稿受付 2010 年 6 月 21 日

^{*1} 学生員, 新潟大学大学院 自然科学研究科 (〒950-2181 新潟県新潟市西区五十嵐 2 の町 8050)

^{*2} 正員, フェロー, 新潟大学大学院 自然科学研究科

E-mail: tanifuji@eng.niigata-u.ac.jp

記号の説明

本報で用いる主な記号を以下に示す.

- v : 走行速度
- w : 自然風速
- u : 相対風速
- α : 自然風の風向角
- β : 相対風の風向角
- F_s : 横力
- F_L : 揚力
- C_s : 横力係数
- C_L : 揚力係数
- ρ : 空気密度
- S : 車体側面積
- F_M : 車体側面に作用する力
- F_F : 車体前面に作用する力
- P : 輪重
- Q : 横圧
- Q/P : 脱線係数
- $(Q/P)_{Nadal}$: Nadal の式による限界脱線係数
- $(Q/P)_{cri}$: 等価摩擦係数を用いた限界脱線係数
- γ : フランジ角
- μ : 摩擦係数
- μ_e : 等価摩擦係数
- ψ : アタック角
- κ : クリープ係数
- N : 垂直力
- ε : クリープ力の飽和特性を表す指標
- ϕ : 輪軸ロール角

2. 車両モデル

本研究では鉄道車両の走行挙動を数値シミュレーションにより検討する. そこで, 実態に即したシミュレーションが可能なマルチボディソフト **SIMPACK**⁷⁾ を使用し, 図 1 および図 2 に示す 1 車両モデルを構築した. この車両モデルはボルスタレス台車を使用する 2 軸ボギー車を想定している. 自由度は車体, 台車及び車輪軸でそれぞれ, 前後 x , 左右 y , 上下 z , ロール ϕ , ピッチ θ , ヨー ψ 方向の 6 自由度を有し, 1 車両で合計 42 自由度である. また本モデルでは, 車両が転覆する場合も考慮し, 台車に対する車体の過度の変位を抑制するために, 車体・台車間の左右動ストッパ, 上下動ストッパを考慮している (詳細は 4.1 節参照). 図 3 はその構造を模式的に示したものである. ストッパには遊間が存在するが, 車体・台車間の相対変位がある一定値を超えるとストッパ反力が生じ, その変位が抑制される. 左右動ストッパは前・後各台車中央の一つずつ計 2 箇所, 上下動ストッパは各台車左右の一つずつ計 4 箇所設置する.

Fig. 1 Construction of full vehicle model

Fig. 2 Suspension model

(a) For lateral motion (b) For vertical motion

Fig. 3 Mechanism of stopper

3. 空気力のモデル化

3・1 車両が受ける風と空気力⁽³⁾

走行速度 v の車両に風速 w ，風向角 α の自然風が吹きつけるとき，車両には，相対風速 u ，相対風の風向角 β の相対風が作用する（付図参照）．その速度ベクトルの関係から u ， β はそれぞれ式(1)，(2)で表される．

$$u = \sqrt{w^2 + v^2 + 2wv \cos \alpha} \quad (1)$$

$$\beta = \cos^{-1} \left((w \cos \alpha + v) / u \right) \quad (2)$$

また一般に空気力は横力 F_s および揚力 F_L で式(3)，(4)のように示される．

$$F_s = \frac{1}{2} \rho u^2 S C_s \quad (3)$$

$$F_L = \frac{1}{2} \rho u^2 S C_L \quad (4)$$

Fig. 4 Aerodynamic force coefficients quoted from Ref. 10

ここで、 ρ は空気密度、 S は車体側面積、 C_s および C_L はそれぞれ横力係数、揚力係数である。 C_s 、 C_L は相対風の風向角 β に依存して変化する。一様流による風洞実験によって得られる空気力係数は文献(10)を引用し、図4に示すものを用いる。図4のグラフは連結した列車を想定したものであり、図中の C_s 、 C_L に付けられた添え字の1は先頭車両、2は中間車両を表している。

3・2 先頭車両と後続車両に作用する空気力

先頭車両では横風が車体側面部だけでなく車体前面部にも吹き付けることを考え、式(3)で表される横力 F_s を図5のように車体側面に作用する力 F_M と車体前面に作用する力 F_F に分けて作用させる。2車両の列車を仮定すると、 F_M は先頭車両、後続車両ともに同じ大きさの力が作用し、 F_F は先頭車両にのみ作用するものとする。 F_M 、 F_F はそれぞれ風圧中心高さの一点に、 F_L は車体底面中心部の一点に作用する。そのため両車両に作用する F_s の差が F_F に相当するとし、 F_F と F_M の関係は図4の値を参照して式(5)で与えられる。

$$F_F = \frac{C_{s1} - C_{s2}}{C_{s2}} F_M = 0.23 F_M \quad (5)$$

ここでは C_{s1} が最大となる相対風の風向角 $\beta = 60^\circ$ の値を用いると、 C_{s1} と C_{s2} の値はそれぞれ 1.07, 0.87 である。 F_L と F_M の関係は、式(3)、(4)および(5)より求められ、以下のようになる。

$$F_L = \frac{C_{L1}}{C_{s2}} F_M = 0.69 F_M \quad (6)$$

ここで、揚力係数 C_{L1} は 0.60 である。

Fig. 5 Aerodynamic forces acting on leading car

Fig. 6 Full vehicle model in SIMPACK

4. シミュレーション

4・1 計算条件

先頭車両を想定した1車両モデルを用い、シミュレーションを行う。図6はそのシミュレーションの様子を示したものである。車両諸元は在来特急電車相当のものを使用しており（付録参照）、車輪踏面形状は在来線円弧踏面、レール頭頂面形状は50 kgN型レールである。車体・台車間に設置された左右動ストップ、上下動ストップによる反力はそれぞれ遊間を考慮し、図7のように設定する。ここでは、外軌側輪重の減少による乗り上がり脱線を想定し、図6のように曲線走行中の車両に外軌側から横風を模擬した外力を作用させる。特に基本速度以下の走行では、横風の影響に加え、カント超過により外軌側輪重の減少がより顕著になり、外軌側への乗り上がりが助長されると考えられる。衝撃的な作用を避けるため、図8のようにそれぞれの空気力は0からランプ状に増加していき20秒以降一定値となる形状を用いる。なお、シミュレーションごとに空気力の大きさが変更されるため、図8における縦軸の数値は記載していない。ここでは、最小曲線半径として規則で定められる曲線半径160 mの急曲線を想定する。緩和曲線長65 m、定常円曲線長100 m、カント量65 mmとし、カントおよび曲率は図9のように緩和曲線中で徐々に変化する。また、車輪・レール間の摩擦係数 μ は0.4とする。

また運転規制は自然風速 w の値によって、以下のように走行速度 v が定められている⁽¹⁾。

$25 \text{ m/s} \leq w < 30 \text{ m/s}$	:	徐行 (25 km/h)
$30 \text{ m/s} \leq w$	:	運転抑止

Fig. 7 Reaction force of stopper for relative motion

Fig. 8 Input of aerodynamic force

Fig. 9 Running condition

本研究では走行速度はこの曲線での基本速度である 40 km/h, および運転規制速度 25 km/h とする. また車両は空気が一定値に達した後, 入口緩和曲線に進入し, 脱線が最も起こりやすい状況を想定して曲線走行中においても相対風の風向角は $\beta = 60^\circ$ を維持するものとする.

4・2 脱線係数

脱線発生の可能性を評価する指標として横圧 Q を輪重 P で除した脱線係数 (Q/P) が用いられる. 特に外軌側脱線係数が大きくなる傾向にある 1 軸および 3 軸に着目して, その両軸の脱線係数の変化を示したものが図 10 である. 両軸とも空気が作用しない場合は定常円曲線中で最大値をとっている. しかし車両に空気が作用したとき, 脱線係数の値は空気が作用していないときより増加し, ここで 1 軸は出口緩和曲線中で, 3 軸は入口緩和曲線中でその値が大きくなっている.

脱線の評価指標である Nadal の式による限界脱線係数 $(Q/P)_{Nadal}^{(9)}$ は式(7)で求められる.

$$\left(\frac{Q}{P}\right)_{Nadal} = \frac{\tan \gamma - \mu}{1 + \mu \tan \gamma} \quad (7)$$

ここで, γ はフランジ角, μ は摩擦係数である. 本研究では $\gamma = 65^\circ$, $\mu = 0.4$ としており, この場合, $(Q/P)_{Nadal} = 0.94$ となる. しかし脱線係数が 0.94 を大きく超えても脱線していない. これは式(7)において脱線に

Fig. 10 Derailment coefficient of outer wheel
($V = 40$ km/h)

大きく影響を与えるアタック角 ψ が考慮されていないことが一因と考えられる。そこで、脱線に及ぼす ψ の影響を考慮するため、等価摩擦係数 μ_e ⁽⁸⁾ を導入する。

$$\mu_e = \mu \times \frac{\kappa / N \times \psi}{\left\{ \mu^e + (\kappa / N \times \psi)^e \right\}^{\frac{1}{e}}} \quad (8)$$

ここで、 κ はクリープ係数、 N は垂直力、 e は飽和特性を表わす指標であり、 $e = 1.5$ としている。 κ / N は車輪踏面形状とレール頭頂面形状により求まり、ここでは文献(8)を引用し、 $\kappa / N \cong 27.0$ と近似する。このとき、限界脱線係数は式(7)における μ を μ_e に置き換え、また輪軸ロール角 ϕ を考慮すると次式が得られる。

$$\left(\frac{Q}{P} \right)_{cri} = \frac{\tan(\gamma + \phi) - \mu_e}{1 + \mu_e \tan(\gamma + \phi)} \quad (9)$$

以降、単に限界脱線係数と表記する場合は式(9)を指すものとする。

4・3 脱線係数と限界脱線係数の比較

脱線する場合の例として1軸、3軸の外軌側脱線係数 (Q/P) と限界脱線係数 $(Q/P)_{cri}$ のシミュレーション波形を図11に示す。曲線中においては大きなアタック角が生じるため、等価摩擦係数 μ_e が大きくなり、その結果、限界脱線係数が小さくなっている。脱線係数が限界脱線係数に近づくほど脱線しやすくなると考え、ここでは両者の差 $\{(Q/P)_{cri} - (Q/P)\}$ が最小になる時刻における (Q/P) と $(Q/P)_{cri}$ の値を代表値として、両者の対応関係を検討する。脱線する場合には、この時刻近傍において車輪乗り上がりが始まると考えられる。

図12は脱線時の自然風速に対する脱線係数と限界脱線係数の代表値を示したものである。(a)は $V = 25 \text{ km/h}$ 、(b)は $V = 40 \text{ km/h}$ の場合であり、図中の■は脱線が発生した軸を示している。脱線が発生した軸に着目すると脱線係数が限界脱線係数に近い値をとっている。一方、 (Q/P) と $(Q/P)_{cri}$ の値が接近していても脱線が発生しない場合も認められる。また脱線発生軸によって代表値や (Q/P) と $(Q/P)_{cri}$ の大小関係が異なり、同一の発生軸でも風速が変化するに従い代表値も変化していく。

また、自然風速を変えながら車両の脱線が発生した位置を示すものが図13であり、その位置は縦軸で表される走行距離によって示される。ここでは運転抑止となる風速 35 m/s 以上で脱線が発生しており、強風による徐行速度の $V = 25 \text{ km/h}$ ではより低い風速で脱線することが示される。風速が大きくなるに従い、脱線位置は出口緩和曲線から定常円曲線、入口緩和曲線へと移動していく。風速がある値以上になると曲線部に進入する前に直線軌道で転覆が発生している。この傾向は $V = 25 \text{ km/h}$ 、 $V = 40 \text{ km/h}$ の場合で同様である。また脱線発生軸は1軸

Fig. 11 Example of simulation
($V = 40 \text{ km/h}$, $w = 37.3 \text{ m/s}$)

Fig. 12 Representative value of derailment coefficient and critical derailment coefficient

から始まって3軸に移り、さらに風速が大きくなると $V = 25 \text{ km/h}$ においては入口緩和曲線で1軸が脱線することが確認される。

図14は脱線時の脱線係数 (Q/P) と限界脱線係数 $(Q/P)_{cri}$ の波形を拡大したものである。図14(a)は出口緩和曲線で1軸が脱線する例であり、図13における $V = 40 \text{ km/h}$, $w = 37.0 \text{ m/s}$ の状況に対応するものである。図14(a)では (Q/P) と $(Q/P)_{cri}$ の差は3軸よりも1軸のほうが小さくなっており、そのため1軸で脱線が起こる。図14(b)は風速が $w = 40.1 \text{ m/s}$ まで増加したとき、入口緩和曲線で3軸が脱線する例を示す。3軸の脱線係数は入口緩和曲線で限界脱線係数に近づき、3軸が脱線する。これは3軸の $\{(Q/P)_{cri} - (Q/P)\}$ が1軸のものより早く小さくなるためである。

図15は $V = 25 \text{ km/h}$, $w = 40.8 \text{ m/s}$ の場合における入口緩和曲線での外軌側車輪上下変位と輪軸左右変位の波形を拡大したものである。1軸の外軌側車輪上下変位がフランジ高さ 30 mm に達した後、その値は減少しており、そのとき1軸の左右変位は単調に増加している。これは1軸が脱線していることを示している。一方、3軸の外軌側車輪上下変位は 30 mm を超えており、車輪浮き上がりが発生している。これは低速走行により遠心力が小さくなり、風速の増大によって輪重抜けが起りやすくなったことに加えて、入口緩和曲線中のカント増加に対応して後台車の輪重抜けが発生しやすいためと考えられる。

Fig. 13 Position where derailment occurs

Fig. 14 Waveforms of derailment coefficient and critical derailment coefficient

Fig. 15 Simulation results ($V = 25 \text{ km/h}$, $w = 40.8 \text{ m/s}$)

4・4 運転規制時の脱線係数と限界脱線係数

前節では運転抑止風速以上で発生する脱線について検討してきたが、運転規制が実施されときの脱線係数 (Q/P) と限界脱線係数 $(Q/P)_{cri}$ についても検討する。ここでは徐行速度 $V = 25 \text{ km/h}$ 、基本速度 $V = 40 \text{ km/h}$ において、運転抑止となる直前の $w = 30 \text{ m/s}$ の横風が車両に作用したときのシミュレーションを行う。各軸における $\{(Q/P)_{cri} - (Q/P)\}$ の最小値を示したものが表 1 である。4.3 節における脱線シミュレーションでは、 $\{(Q/P)_{cri} - (Q/P)\}$ は 0.05 以下に縮まらなければ脱線は発生しないという結果が得られた。しかし、表 1 の $\{(Q/P)_{cri} - (Q/P)\}$ の値はどれも 0.05 を大きく上回っており、運転抑止風速である $w = 30 \text{ m/s}$ の場合でも脱線係数は限界脱線係数を十分に下回る結果が得られた。

Table 1 Representative values under speed regulation

	Q/P	$(Q/P)_{cri}$	$(Q/P)_{cri} - (Q/P)$
First wheelset	1.18	1.35	0.17
Third wheelset	1.08	1.39	0.31

	Q/P	$(Q/P)_{cri}$	$(Q/P)_{cri} - (Q/P)$
First wheelset	1.16	1.37	0.21
Third wheelset	0.90	1.39	0.49

5. 結 言

マルチボディソフト **SIMPACK** を用いて、急曲線を走行中の車両に外軌側から横風を模擬した外力を作用させ、走行シミュレーションを実施した。そこでは、Nadal の式に対して等価摩擦係数を用いることにより限界脱線係数の精度向上を目的として、脱線係数を用いて車両の脱線挙動を考察した。その結果、以下のことが確認された。

- (1) 限界脱線係数の計算に κ (クリープ係数) / N (垂直力) を 27.0 として等価摩擦係数を用いると、脱線が発生する場合、限界脱線係数は脱線係数と近い値になり、車輪乗り上がり発生予測に有用である。
- (2) 風速が徐々に大きくなると、横風による外軌側の輪重減少に加え、前台車に出口緩和曲線中のカント減少による輪重減少が加わり、まず出口緩和曲線において 1 軸で脱線が生じる。
- (3) さらに風速が増加すると、後台車に入口緩和曲線中のカント増加による輪重減少が加わり、脱線の発生箇所は定常円曲線、次いで入口緩和曲線に移動し、そこでは 3 軸で脱線が生じる。
- (4) 徐行速度 25 km/h の速度規制の下では、風速が 30 m/s 未満であれば、脱線係数は限界脱線係数を十分に下回る。

なお、この結果は車両諸元を在来特急電車相当、曲線半径を 160 m、限界脱線係数の計算において κ / N を定数とした条件のものである。今回の検討では車輪乗り上がり時の脱線係数と限界脱線係数の値は接近することを確認できたが、両者の大小関係を論ずるまでには至っていない。 κ / N も含め、限界脱線係数の精度の更なる向上が今後の課題である。

付 録

車両に作用する自然風と相対風を以下に示す。

Fig. 16 Wind acting on running vehicle

また計算に用いた代表的な諸元値を以下に示す。

- 車体質量：30.446 t
- 台車枠質量：2.45 t
- 車輪軸質量：1.6 t
- 車輪平均半径：0.425 m
- 台車輪軸間距離：2.3 m
- 台車中心間距離：14.4 m
- 軸ばね左右間隔：1.64 m
- 空気ばね左右間隔：1.93 m
- レール面上台車枠重心高さ：0.50 m
- レール面上空気ばね中心高さ：0.777 m
- レール面上車体重心高さ：1.67 m
- 車体ローリング慣性半径：1.5 m

車体ピッチング慣性半径 : 6.5 m
 車体ヨーイング慣性半径 : 6.0 m
 台車枠ローリング慣性半径 : 0.53 m
 台車枠ピッチング慣性半径 : 0.80 m
 台車枠ヨーイング慣性半径 : 0.78 m
 車輪軸ローリング慣性半径 : 0.59 m
 車輪軸ピッチング慣性半径 : 0.25 m
 車輪軸ヨーイング慣性半径 : 0.59 m
 軸箱左右剛性 (1 軸あたり) : 11 180 kN/m
 軸箱前後剛性 (1 軸あたり) : 11 200 kN/m
 軸ばね上下剛性 (1 軸あたり) : 1 440 kN/m
 軸ダンパ上下減衰係数 : 39.2 kNs/m
 左右動ダンパ減衰係数 : 58.8 kNs/m
 空気ばね前後・左右剛性 : 219 kN/m
 空気ばね上下剛性 : 371 kN/m
 空気ばね上下減衰係数 : 17.5 kNs/m
 風圧中心高さ : 2.24 m

文 献

- (1) 国枝正春, 鉄道車両の転ぶくに関する力学的理論解析, 鉄道技術研究報告, No.793 (1972), pp. 1-15.
- (2) 福地合一, 林田千秋, 西沢生一, 土屋恂, 横風による列車転倒の静力学的検討, 鉄道技術研究報告, No.854 (1973), pp. 1-42.
- (3) 日比野有, 石田弘明, 車両の転覆限界風速に関する静的解析法, 鉄道総研報告, Vol.17, No.4 (2003), pp. 39-44.
- (4) 日比野有, 下村隆行, 谷藤克也, 鉄道車両の転覆限界風速に関する静的解析式の検証, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.75, No.758 (2009), pp. 2605-2612.
- (5) 航空・鉄道事故調査委員会, 東日本旅客鉄道株式会社羽越線砂越駅～北余目駅間列車脱線事故, (2008), pp. 1-98.
- (6) 島田晃一, 谷藤克也, 低速で曲線を走行する鉄道車両の走行安全性に及ぼす横風の影響, J-RAIL 2008, (2008-12), pp. 441-444.
- (7) Schupp, G., Netter, H., Mauer, L. and Gretzschel, M., Multibody System Simulation of Railway Vehicles with SIMPACK, *Vehicle System Dynamics*, Supplement to 31 (1999), pp. 101-118.
- (8) 石田弘明, 宮本岳史, 前橋栄一, 土井久代, 飯田浩平, 古川敦, 急曲線低速走行時の乗り上がり脱線に対する安全性評価手法, 鉄道総研報告, Vol.18, No.8 (2004), pp. 5-10.
- (9) Vijay K. Garg and Rao V. Dukkipati, *Dynamics of Railway Vehicle Systems*, (1984), pp. 76-78, Academic Press.
- (10) 文献(5)の p. 70.
- (11) 文献(5)の pp. 35-37.