



論文



各種作用力の不確かさを考慮した横風に対する鉄道車両の耐風性能評価

A Study of Crosswind Resistant Performance of Train Cars Considering Uncertainties of Acting Forces

南雲洋介*¹

石原 孟*²

Yosuke NAGUMO

Takeshi ISHIHARA

SUMMARY

In this study, uncertainties of aerodynamic force, gravitational force, excessive centrifugal force and lateral vibration induced inertial force acting on the train cars are investigated based on the measured data. A performance function is then proposed based on the reliability theory and the safety indexes are assessed when the train operation regulations are performed. The code calibration is carried out to obtain an acceptable safety index and a formula with partial factors is proposed to calculate critical wind speeds of overturning. Finally, the safety indexes for several train operation conditions are assessed based on the critical wind speed of overturning predicted by three formulas. It is found that the safety indexes obtained by the proposed formula are nearly constant values, while those by the conventional formula show different values for different train operation conditions.

key words: Crosswind resistance, Critical wind speed of overturning, Uncertainties of acting forces, Performance function, Safety index

1. はじめに

鉄道では、横風による車両の転覆防止や転覆時の被害軽減を目的として、強風時に速度規制や運転中止といった運転規制が行われる。運転規制の基本的な考え方は、車両の転覆に対する耐力が車両に作用する外力を上回る状態を担保することである。耐力と外力の関係は、風下側の車輪／レール接触点まわりのローリングモーメント

のつり合いにより評価される。そして、そのつり合いを自然風の風速について解くことによって、風上側の輪重がゼロと計算されるとき風速である転覆限界風速が求められる。転覆限界風速は、運転規制における基準風速の設定根拠となる重要な指標である。

転覆限界風速の評価方法は、静的解析と動的解析に大別され、本研究では前者を取り扱う。日本では、国枝¹⁾

* 1 東日本旅客鉄道株式会社 J R 東日本研究開発センター安全研究所 研究員
Researcher, Safety Research Laboratory, R&D Center of JR East Group, East Japan Railway Company

* 2 東京大学大学院工学系研究科社会基盤学専攻 教授
Professor, Department of Civil Engineering, School of Engineering, The University of Tokyo
(原稿受理年月日: 2019 年 11 月 26 日, 採用決定年月日: 2020 年 4 月 13 日)

により提案された静的解析式（以下、国枝式とする）が従来から使われてきた。その後、日比野・石田²⁾は、それを発展させた準静的解析式（以下、総研詳細式とする）を提案した。さらに、日比野ら³⁾は、実物車両を用いた横力負荷試験を実施し、停車時における実測値と総研詳細式による計算値との比較を行い、同式の妥当性を示した。現在では、転覆限界風速の評価に総研詳細式が広く使われている。一方、欧州では、横風に対する列車の走行安全性の評価規格である EN14067-6 (European committee for standardization⁴⁾)において、Simple method や Advanced quasi-static method（以下、欧州式とする）が規定されており、後者が主に使用されている。総研詳細式と欧州式を比較すると、基本的な構成は同様であるが、以下の2点の考え方が大きく異なる。

最初に、総研詳細式では左右振動慣性力を考慮するが、欧州式では考慮しない点異なる。これは、日本と欧州で、横風による列車の転覆を問題とする状況が異なるためであると考えられる。日本では、横風による列車の転覆が問題になるのは主に在来線である。これは、新幹線や世界の鉄道で広く採用されている標準軌（軌間 1435mm）に対して、日本の在来線が狭軌（軌間 1067mm）を採用しており、車両の自重による復元力が小さいためである。実際に、日本における過去の強風による列車の転覆事故は、いずれも在来線で発生している。事故事例やその概要については、餘部事故技術調査委員会（中村⁵⁾）、藤井ら⁶⁾、航空・鉄道事故調査委員会⁷⁾、島村⁸⁾、今井ら⁹⁾、荒木ら¹⁰⁾を参照されたい。在来線では、狭い軌間、大きな車輪路面勾配、急曲線などの影響により、高速鉄道に比べて左右振動が発生しやすい。そのため、総研詳細式では、左右振動慣性力を考慮して転覆限界風速を計算する。一方、欧州では、横風による列車の転覆を問題としているのは主に高速鉄道であり、EN14067-6 では最高速度 200km/h 以上の列車に対してのみ細かい評価方法が規定されている。高速鉄道では、日本の在来線のような条件と比べると大きな左右振動が発生しにくいと期待されるため、EN14067-6 では左右振動慣性力を考慮していないと考えられる。

次に、総研詳細式では公称値としての安全率を設けていないが、欧州式では設けている点異なる。総研詳細式では、外力である空気力、超過遠心力、左右振動慣性力の最大値が同時に同方向に作用するいわゆる最悪条件を想定している。特に、左右振動は平均値 0 で正と負の両振幅を持つ現象であるが、総研詳細式では左右振動慣性力の最大値を仮定したモデルを使っている。これによ

り、安全側の評価となることを見込んでおり、安全率は設けられていない。一方、欧州式では、静止輪重に対する風上側輪重の減少割合である輪重減少率が 90%となることを転覆と判定する。これには、見かけ上の転覆限界風速を小さくして安全側の評価を行う効果があり、構造設計における強度係数としての役割を果たしている。ただし、安全率の値は経験的に定められている。算定式の有する安全余裕が不足すると、転覆限界風速が過大に計算されるため、列車運行の安全性が損なわれる。逆に安全余裕が過剰だと、転覆限界風速が過小に計算されるため、運転規制が必要以上に発生して輸送サービスの安定性が損なわれる。したがって、安全率を必要量だけ合理的に定めることが重要である。しかし、総研詳細式、欧州式ともに転覆限界風速を導出するための各種作用力が確定値として取り扱われているため、安全性の大小を定量的に評価することができない。実際には、耐力と外力は不確かさを有するため、それらの不確かさを考慮して外力が耐力を上回る破壊確率を導出し、それに基づき安全率を適切に設定することが重要である。

鉄道分野において、力の不確かさを考慮した既往研究には次のようなものがある。Carrarini¹¹⁾は、空気力推定値の不確かさを仮定し、仮定した不確かさに基づき転覆限界風速の超過確率を評価する手法を提案した。Wetzel & Proppe^{12), 13)}は、風速と空気力係数の変動を考慮し、Carrarini の提案手法を用いて転覆限界風速の超過確率を評価した。Cheli et al.¹⁴⁾は、風速変動を考慮した動的解析を実施し、転覆限界風速の変動量を評価した。Baker¹⁵⁾は、空気力評価における車両の空間スケールの有無、軌道変位による左右振動慣性力の有無および車両のばね系の有無が輪重減少率に与える影響と感度を評価した。Yu et al.¹⁶⁾は、軌道変位による左右振動を考慮したうえで、瞬間風速と転覆限界風速の関係を平均風速と転覆限界風速の関係に置き換え、平均風速を用いた場合の転覆限界風速の超過確率を評価した。しかし、いずれの研究においても、空気力推定値の不確かさには仮定が用いられており、重力や超過遠心力の不確かさは考慮されていない。さらに、転覆の判定には欧州式で規定されている安全率（輪重減少率の限界基準値 90%）がそのまま用いられており、安全率そのものの議論は行われていない。これらの問題を解決するためには、鉄道車両に作用する各種作用力の不確かさを考慮して算定式の有する安全性を定量化し、さらには算定式に設ける適切な安全率を定める必要がある。そのための実用的な方法としては、機械工学や土木・建築の分野で構造設計に用いられる信頼性理論（例えば、

星谷・石井¹⁷⁾を鉄道車両の耐風性能評価に応用することにより、強風時の列車運行の安全性を定量評価できるようになる。

以上より、本研究では、信頼性理論を用いて列車の転覆に関わる各種作用力の不確かさを考慮し、鉄道車両の耐風性能評価を行う。2章では、車両に作用する各種作用力の不確かさを実測データに基づき評価する。3章では、性能関数を定式化し、その妥当性を実測データに基づき検証する。4章では、コードキャリブレーションにより部分係数を用いた転覆限界風速算定式を提案するとともに、各種算定式を安全性指標で評価する。5章では、本研究のまとめを述べる。

2. 車両に作用する各種作用力の不確かさの評価

本章では、実測データに基づき、鉄道車両に作用する各種作用力の不確かさを評価する。まず、瞬間空気力の実測値と推定値の関係を評価し、その不確かさを平均値



図1 現地観測の外観

Fig.1 Overview of field measurement

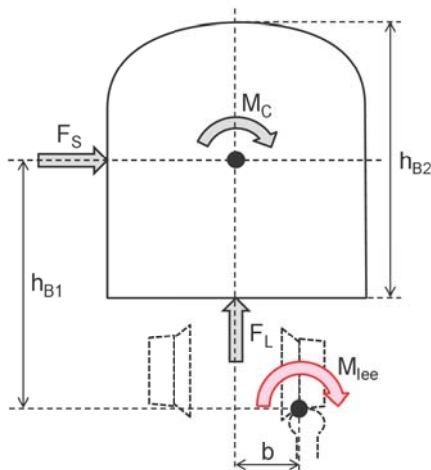


図2 鉄道車両に作用する空気力

Fig.2 Aerodynamic forces acting on a train car

と標準偏差として定量化する。さらに、重力、超過遠心力および左右振動慣性力の不確かさをそれぞれ定量化する。

2. 1 空気力の不確かさ

鉄道車両に作用する空気力は、風速から推定される。日本、欧州ともに推定する対象は瞬間空気力であり、そのために瞬間風速を観測もしくは予測することに主眼を置いている。南雲・石原¹⁸⁾は、鉄道車両に作用する瞬間空気力の実測値と推定値の関係を評価し、鉄道における瞬間風速の評価方法として、3秒平均値を用いることで風下側の車輪／レール接触点まわりのローリングモーメントの実測値と推定値が平均的に一致することを示した。本節では、参考文献18)の結果を用いて、空気力推定値の不確かさを定量化する。

解析には、日比野ら¹⁹⁾が実施した実物大車両模型による空気力・風向風速測定試験の測定データを用いた。図1には、現地観測の外観を示す。車両と軌道の間に設置されたロードセルで空気力を測定し、風車型風向風速計で風向風速を測定する。測定された風向風速と鈴木ら²⁰⁾の風洞実験で得られた空気力係数から空気力を推定する。図2には、車両に作用する空気力のイメージを示す。横力を F_S 、揚力を F_L 、車体中心まわりのローリングモーメントを M_C 、レール面からの車体中心高さを h_{B1} 、左右の車輪／レール接触点間距離の1/2を b とすると、風下側の車輪／レール接触点まわりのローリングモーメント M_{lee} は式(1)で表される。

$$M_{lee} = F_S \cdot h_{B1} + F_L \cdot b + M_C \quad (1)$$

M_{lee} について、ロードセルによる実測値と風向風速から

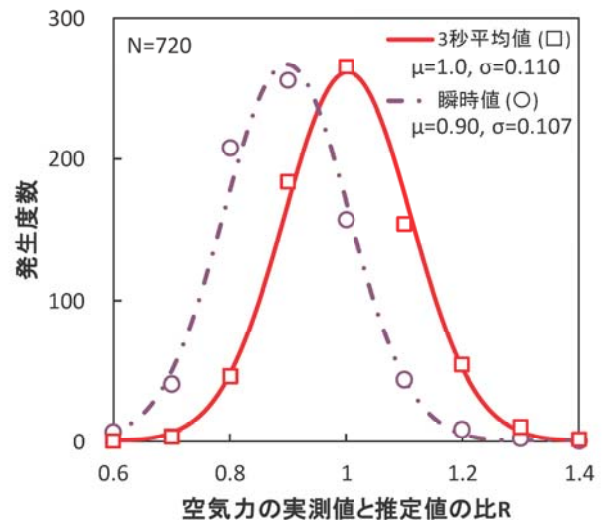


図3 空気力の実測値と推定値の比の頻度分布

Fig.3 Frequency distributions for the ratios of measured to predicted aerodynamic forces

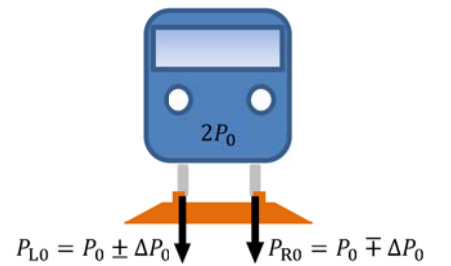


図4 静止輪重アンバランスのイメージ

Fig.4 Schematic of static wheel load unbalance

の推定値を比較することで、空気力の不確かさを評価する。解析では、サンプリング周波数 10Hz の測定データを 2Hz で区間平均した。その他、空気力の計算手順など解析方法の詳細は、参考文献 18) を参照されたい。

図 3 には、瞬間空気力の実測値と推定値の比 R を 0.1 刻みの階級に分けた頻度分布と正規分布による近似曲線を示す。データ数は $N=720$ である。 R の分布は、概ね正規分布に従っている。 $R = 1$ のときに空気力の実測値と推定値が一致し、 $R < 1$ では空気力を過大評価、逆に $R > 1$ では過小評価していることを表す。瞬間風速を 3 秒平均値で評価すると、実測値と推定値が平均的に一致する。 R の平均値を μ_R 、標準偏差を σ_R とすると、それぞれ式(2)、式(3)で表される。

$$\mu_R = 1.0 \quad (2)$$

$$\sigma_R = 0.110 \quad (3)$$

参考として、瞬間風速を瞬時値（評価時間 0.5 秒相当）で評価した場合は、平均値を 10% 程度過大評価する。

2. 2 重力の不確かさ

耐力である重力の不確かさの発生要因としては、車両質量の変動および左右静止輪重のアンバランスが挙げられる。車両質量の変動は、主に乗車人員の変動により生じる。通常、車両質量は空車状態で評価されるため、その変動は無視できる。これは、車両質量が減少すると重力、超過遠心力、左右振動慣性力のいずれも減少するが、これらの差し引きにより転覆限界風速が低下することから、空車状態が最も安全側の評価となるためである。その傾向と感度については、金元・日比野²¹⁾を参照されたい。左右静止輪重のアンバランスは、車両機器の配置やばね系の調整状態の影響により生じる。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（事故調査検討会²²⁾）を契機に、左右静止輪重のアンバランスの評価指標である静止輪重比の管理努力目標値が提言され、その値の偏差は $\pm 10\%$ 以内とされている。このように、静止輪重比は小さいことが望ましいが、ゼロにはできない。そこで、本節では、静止輪重比を重力の不確かさと

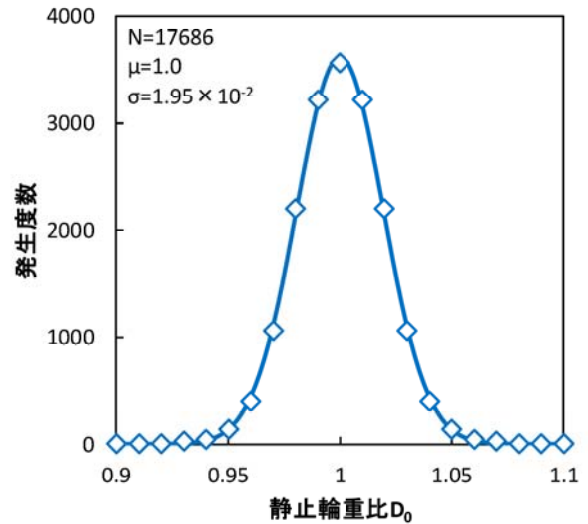


図5 静止輪重比の頻度分布

Fig.5 Frequency distribution for the ratios of static wheel load unbalance

して考慮する。

図 4 には、静止輪重アンバランスのイメージを示す。重量 $2P_0$ の車両が外力のない平坦地に停止している場合、車体中心からの左右の重量バランスがとれていれば、左側輪重 P_{L0} と右側輪重 P_{R0} はそれぞれ P_0 となる。逆にバランスがとれていない場合、左右輪重はそれぞれアンバランス量 ΔP_0 に応じて増加もしくは減少する。このような車両に起因する左右輪重のアンバランスを無次元量として表したものが静止輪重比 D_0 であり、式(4)で表される。

$$D_0 = 1 + \frac{\Delta P_0}{P_0} \quad (4)$$

静止輪重比の評価には、東日本旅客鉄道株式会社（以下、JR 東日本とする）の車両検査時の実測データを用いた。電車、気動車および客車を含むデータセットとし、評価車両数は 8843 両である。車両の転覆方向が逆になると、静止輪重比は 1 を中心として左右対称に値が入れ替わる。そのため、1 両につき、両方向の転覆を考慮し、 $N=17686$ のデータで評価を行った。図 5 には、静止輪重比 D_0 を 0.01 刻みの階級に分けた頻度分布と正規分布による近似曲線を示す。 D_0 の分布は、概ね正規分布に従っている。 D_0 の平均値を μ_{D0} 、標準偏差を σ_{D0} とすると、それぞれ式(5)、式(6)で表される。

$$\mu_{D0} = 1.0 \quad (5)$$

$$\sigma_{D0} = 1.95 \times 10^{-2} \quad (6)$$

2. 3 超過遠心力の不確かさ

車両が曲線を通過すると、車両質量、走行速度、曲線半径に応じて車両に遠心力が作用する。遠心力を緩和するために、曲線軌道では内軌と外軌の高低差であるカン

トが設定される（図 6）。超過遠心力は、カントの不足または超過により相殺されずに残った遠心力である。超過遠心力の不確かさの発生要因としては、車両質量の変動、走行速度の変動、曲線半径誤差およびカント誤差が挙げられる。車両質量については、前節で述べたとおり空車状態で評価するため、その変動は無視できる。走行速度は、安全性を評価するうえで重要な要素であるため、評価条件の一つとして取り扱い、不確かさには含めない。曲線半径は、レール敷設後の変化が小さいため、その誤差を無視することとする。カントは、時間経過と車両走行の累積に伴い徐々に変化する。そのため、カントの誤差を不確かさの要因として考慮し、本節で定量化する。

カント誤差 Δc の評価には、JR 東日本の営業路線における実軌道の検査時の実測データを用いた。幹線と地方交通線の両方を含むデータセットとし、そのデータ数は $N=568947$ である。図 7 には、 Δc を 1mm 刻みの階級に分けた頻度分布と正規分布による近似曲線を示す。 Δc の平均値を $\mu_{\Delta c}[\text{mm}]$ 、標準偏差を $\sigma_{\Delta c}[\text{mm}]$ とすると、それぞれ式(7)、式(8)で表される。

$$\mu_{\Delta c} = 0 \quad (7)$$

$$\sigma_{\Delta c} = 1.38 \times 10^{-3} \quad (8)$$

カント誤差による超過遠心力の変動係数は、曲線半径、カント、走行速度によって変動するが、2～10%程度の範囲である。また、車両への作用力全体に占める標準偏差の割合は、最大でも 0.2%程度である。カント誤差の分布は、正規分布からは若干外れているものの寄与割合が小さいため、本研究では正規分布で近似することとする。

2. 4 左右振動慣性力の不確かさ

左右振動慣性力は、車体に作用する左右振動加速度により生じる。左右振動加速度は、軌道変位、レール継目、分岐器などにより発生するが、空気力や超過遠心力のように理論的な推定式が得られない。そのため、左右振動加速度それ自体が不確かさとなる。そこで、本節では、実測データをもとに、走行速度と左右振動加速度の標準偏差の関係を求めてモデル化を行う。

左右振動加速度の評価には、大山ら²³⁾が実施した車両

走行試験の実測データを用いた。測定を実施した車両のうち、最も左右振動慣性力が大きかった JR 東日本の E257 系特急型電車のデータを用いた。左右振動加速度は、車体の前後方向中央部に設置した 1 軸型加速度計（共和電業製 AS-2GB）で測定した。走行速度は、GPS の速度情報から取得した。測定データのサンプリング周波数は 1kHz である。データ処理の方法は、次のとおりである。まず、時系列波形に 2Hz ローパスフィルターをかけ、転覆に影響を与えない高周波成分を除去した。次に、得られた時系列波形をその 3 秒移動平均値で減算し、曲線通過中の超過遠心加速度成分を除去した。最後に、その時系列波形の 2 秒区間ピーク値を抽出して加速度振幅を取得し、そのときの GPS 速度情報を加速度に対応する走行速度とした。車両の転覆方向が逆になると、左右振動加速度は符号が入れ替わる。そのため、両方向の転覆を考慮し、 $N=64186$ のデータで評価を行った。

図 8 には、走行速度による左右振動加速度の変化を示す。実測値から、走行速度の増加に伴い最大値が増加する傾向が確認される。同図には、総研詳細式の仮定式をあわせて示した。この仮定式は加速度の最大値を想定したモデルで、走行速度の一次関数として設定されている。重力加速度を g 、走行速度を V 、車両最高速度を $V_{\max}$ とすると、仮定式の左右振動加速度 a_{HBN} は式(9)で表される。

$$a_{\text{HBN}}(V) = 0.1g \frac{V}{V_{\max}} \quad (9)$$

実測値と総研詳細式の仮定式を比較すると、仮定式は実測値の最大値をほぼ内包している。走行速度が 30km/h 前後と 80km/h 前後において、仮定式を超過している点があるが、これらの割合は全データの 0.4%程度と非常に小さ

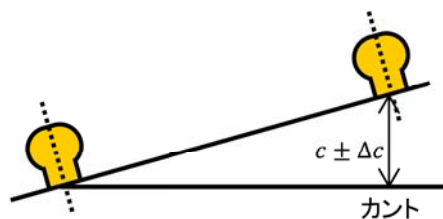


図 6 カントのイメージ
Fig.6 Schematic of cant of railway track

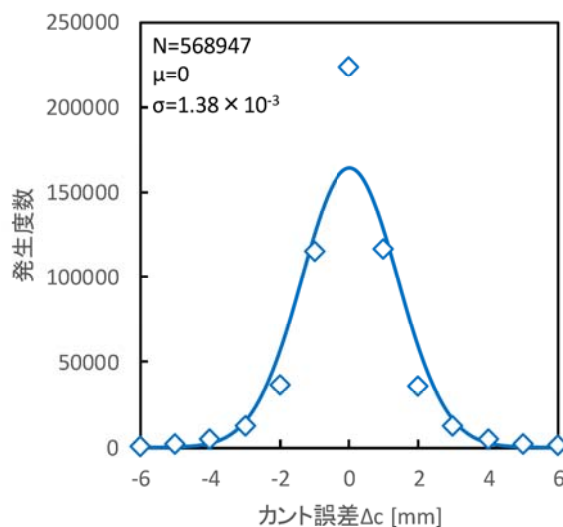


図 7 カント誤差の頻度分布
Fig.7 Frequency distribution for the errors of cant

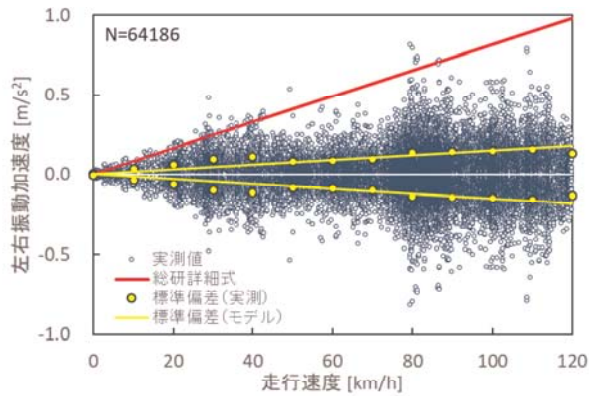


図 8 走行速度による左右振動加速度の変化

Fig.8 Variation of the lateral vibration acceleration with the running speed

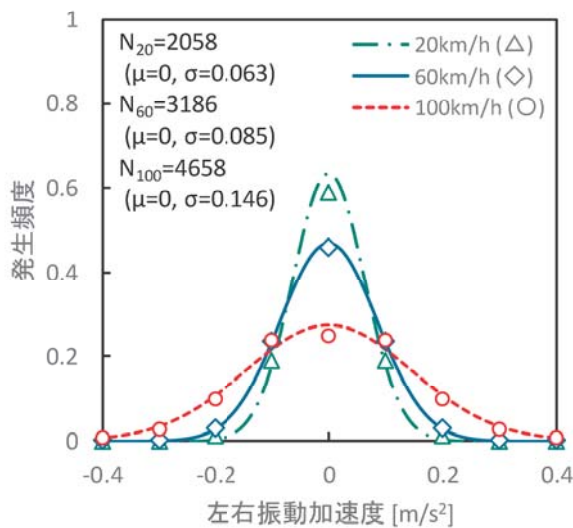


図 9 左右振動加速度の頻度分布の例

Fig.9 Frequency distributions of the lateral vibration acceleration

い。また、仮定式を超過している点は、いずれも分岐器通過時や橋梁、踏切のレール継目部で発生している。これに関して、日比野・金元²⁴⁾は、左右振動加速度の実測値から分岐器通過時のデータを除去して、走行速度と左右振動加速度の関係を評価した。その結果、分岐器通過時のデータを除去すると、低速域での仮定式の超過がなくなることを示した。これらより、通常走行時に発生する左右振動加速度の最大値は、総研詳細式の仮定式で十分に内包できるといえる。

一方、同図から明らかなように、左右振動加速度は平均値が 0 で正負両方向の振幅を持つ。そのため、実態に合わせて左右振動加速度をモデル化する場合には、左右振動加速度の標準偏差を定式化する必要がある。同図には、実測値を走行速度 10km/h 刻みの階級に分けて求めた標準偏差をあわせて示す。走行速度ごとのばらつきはあ

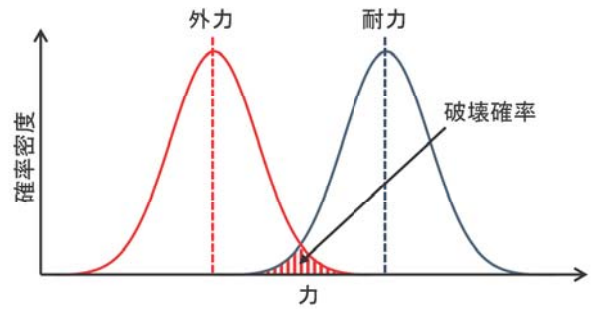


図 10 耐力と外力の分布および破壊確率のイメージ

Fig.10 Schematics of distributions of resistant and external forces and failure probability

るが、分岐器通過のデータが含まれている 30km/h 前後を除けば、概ね線形増加の傾向である。日比野・金元²⁴⁾によれば、分岐器通過のデータを除去した加速度の標準偏差は、低速域も含めて走行速度に比例している。そこで、本節では、走行速度の一次関数として左右振動加速度の標準偏差をモデル化する。左右振動加速度の平均値 μ_a [m/s²] は 0 として式(10)で設定し、標準偏差 σ_a [m/s²] は最小二乗法により切片 0 の一次関数として式(11)で設定した。

$$\mu_a = 0 \quad (10)$$

$$\sigma_a(V) = 0.178 \times \frac{V}{V_{\max}} \quad (11)$$

図 9 には、左右振動加速度の頻度分布の例を示す。左右振動加速度を 0.1[m/s²] 刻みの階級に分けた頻度分布と正規分布による近似曲線を示す。データ数は、走行速度 20km/h 階級で $N_{20}=2058$ 、60km/h 階級で $N_{60}=3186$ 、100km/h 階級で $N_{100}=4658$ である。左右振動加速度の分布は、いずれの速度階級においても正規分布に概ね従っている。

3. 性能関数の定式化と検証

本章では、信頼性理論に基づき性能関数を導出する。まず、前章で定量化した各種作用力の不確かさを考慮し、性能関数を定式化する。次に、実測データにより性能関数の妥当性を検証する。

3. 1 性能関数の定式化

信頼性理論では、耐力と外力の不確かさに基づき、外力が耐力を上回る確率である破壊確率を直接的または間接的に評価する(図 10)。評価水準には、破壊確率の値そのものを直接的に評価するレベル 3、安全性の余裕度を表す安全性指標(信頼性指標と同義)を用いて破壊確率を間接的に評価するレベル 2、それぞれの力に対する部分係数を定めて確定的に評価を行うレベル 1、の 3 つがある。本研究では、実用可能な耐風性能評価法を提供するため

に、レベル 1 の評価水準による転覆限界風速の算定式を提案することを目指す。そのため、耐風性能評価においては、レベル 1 に対応づけることが可能なレベル 2 の評価水準を採用する。

性能関数は、耐力と外力の差で定義される。鉄道車両の転覆は、風下側の車輪／レール接触点まわりのローリングモーメントで評価されるため、それぞれの力を同様のモーメントで評価することとする。耐力である重力を M_G 、外力である空気力を M_W 、超過遠心力を M_C 、左右振動慣性力を M_A とすると、性能関数 Z は式(12)で表される。

$$Z \equiv M_G - M_W - M_C - M_A \quad (12)$$

性能関数が $Z \leq 0$ となることは破壊を表し、その発生確率が破壊確率となる。次に、性能関数の平均値 μ_Z と標準偏差 σ_Z を求める。各項の平均値を μ_i (添字 i は各項の添字に対応) で表すと、平均値 μ_Z は式(13)で表される。

$$\mu_Z = \mu_G - \mu_W - \mu_C - \mu_A \quad (13)$$

各項の標準偏差を σ_i で表し、それぞれを独立と仮定すると、標準偏差 σ_Z は式(14)で表される。

$$\sigma_Z = \sqrt{\sigma_G^2 + \sigma_W^2 + \sigma_C^2 + \sigma_A^2} \quad (14)$$

重力と超過遠心力の不確かさは設備諸元に起因するものであり、他の作用力への相互作用はないため、独立であるといえる。また、空気力と左右振動慣性力の独立仮定の妥当性は 3. 2 節で検証する。レベル 2 の評価指標に用いられる安全性指標 β は、平均値 μ_Z と標準偏差 σ_Z の比で定義され、式(15)で表される。

$$\beta \equiv \frac{\mu_Z}{\sigma_Z} = \frac{\mu_G - \mu_W - \mu_C - \mu_A}{\sqrt{\sigma_G^2 + \sigma_W^2 + \sigma_C^2 + \sigma_A^2}} \quad (15)$$

安全性指標 β は、性能関数の平均値 μ_Z が破壊点 ($Z = 0$) から標準偏差 σ_Z の何倍離れているかを表す指標であり、その値が大きいほど安全性の余裕が大きいことを表す(図 11)。

性能関数の各項の導出にあたり、まず公称値を設定する。公称値は総研詳細式に基づき計算する。図 12 には、

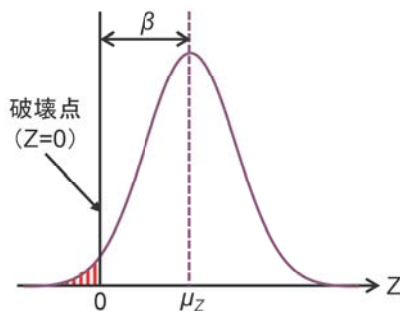


図 11 安全性指標のイメージ

Fig.11 Schematic of safety index

総研詳細式の概要(日比野・石田²⁾に一部追記・修正)を示す。重力の公称値 $M_{G,n}$ は、式(16)で求める。

$$M_{G,n} = m_B g \cdot (b - y_B) + m_T g \cdot b \quad (16)$$

ここで、 m_B は半車体質量、 m_T は台車質量、 b は左右の車輪／レール接触点間距離の 1/2、 y_B は車体重心の左右変位である。 y_B の導出方法は、参考文献 2) を参照されたい。

空気力の公称値 $M_{W,n}$ は、式(17)で求める。

$$M_{W,n} = \frac{1}{2} \rho U_r^2 (U, V) A_S \cdot \{C_S(\psi_r) h_{B1} + C_L(\psi_r)(b - y_B + e\phi_B) + C_M(\psi_r) h_{B2}\} \quad (17)$$

ここで、 U_r は自然風 U と走行風 V の相対風速、 ψ_r は相対風向角である(図 13)。相対風速 U_r と相対風向角 ψ_r は、それぞれ式(18)、式(19)で求める。

$$U_r = \sqrt{(U \cos \psi + V)^2 + (U \sin \psi)^2} \quad (18)$$

$$\psi_r = \arctan \frac{U \sin \psi}{U \cos \psi + V} \quad (19)$$

また、 ρ は空気密度、 A_S は半車体側面積、 C_S は横力係数、 C_L は揚力係数、 C_M は車体中心まわりのローリングモーメント係数、 h_{B1} はレール面からの車体中心高さ、 h_{B2} は車体の下端から上端までの高さ、 e は車体重心から風圧中心までの距離、 ϕ_B は車体重心まわりのロール変位である。 e と ϕ_B の導出方法は、参考文献 2) を参照されたい。

超過遠心力の公称値 $M_{C,n}$ は、式(20)で求める。

$$M_{C,n} = \left| (m_B \cdot h_{GB} + m_T \cdot h_{GT}) \left(\frac{V^2}{r} - \frac{c}{2b} g \right) \right| \quad (20)$$

ここで、 h_{GB} はレール面からの車体重心高さ、 h_{GT} はレール面からの台車重心高さ、 r は軌道の曲線半径、 c はカントである。超過遠心力は正負両方の値を取り得るが、軌道の内方側と外方側の両方向の転覆を考慮したうえで安全側の値を取るようにするために、式(20)のとおり絶対値

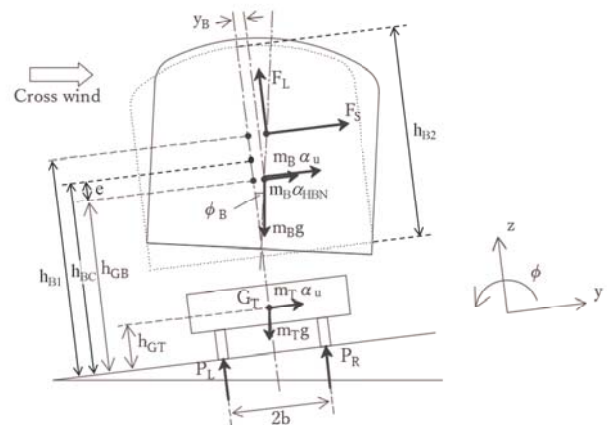


図 12 総研詳細式の概要

Fig.12 A summary of RTRI detailed equation

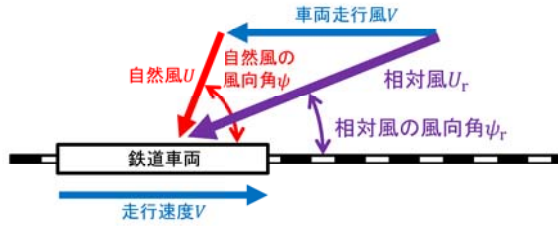


図 13 鉄道車両にあたる相対風のイメージ

Fig.13 Schematic of the relative wind acting on a train car

表 1 各種作用力の平均値、標準偏差と変動係数

Table 1 Average values, standard deviations and COV of acting forces

評価項 i	平均値 μ_i	標準偏差 σ_i	変動係数 V_i
重力 G	$M_{G,n}$ 式(16)	$1.95 \times 10^{-2} \times M_{G,n}$	1.95×10^{-2}
空気力 W	$M_{W,n}$ 式(17)	$0.110 \times M_{W,n}$	0.110
超過 遠心力 C	$M_{C,n}$ 式(20)	$(m_B \cdot h_{GB} + m_T \cdot h_{GT}) \frac{\sigma_{\Delta c}}{2b} g$ 式(28)	$\frac{\sigma_C}{M_{C,n}}$
左右振動 慣性力 A	0	$m_B \sigma_a \cdot h_{GB}$ 式(29)	0.181 *式(33)で 定義

で評価することとした。左右振動慣性力の公称値 $M_{A,n}$ は、式(21)で求める。

$$M_{A,n} = m_B a_{HBN} \cdot h_{GB} \quad (21)$$

次に、各項の平均値 μ_i 、標準偏差 σ_i および変動係数 V_i を求める。2章の評価結果に基づき、平均値は式(22)～(25)で、標準偏差は式(26)～(29)で求める。

$$\mu_G = \mu_{D0} M_{G,n} = M_{G,n} \quad (22)$$

$$\mu_W = \mu_R M_{W,n} = M_{W,n} \quad (23)$$

$$\mu_C = \left| (m_B \cdot h_{GB} + m_T \cdot h_{GT}) \left(\frac{V^2}{r} - \frac{c + \mu_{\Delta c}}{2b} g \right) \right| = M_{C,n} \quad (24)$$

$$\mu_A = m_B \mu_a \cdot h_{GB} = 0 \quad (25)$$

$$\sigma_G = \sigma_{D0} \mu_G = 1.95 \times 10^{-2} \times M_{G,n} \quad (26)$$

$$\sigma_W = \sigma_R \mu_W = 0.110 \times M_{W,n} \quad (27)$$

$$\sigma_C = (m_B \cdot h_{GB} + m_T \cdot h_{GT}) \frac{\sigma_{\Delta c}}{2b} g \quad (28)$$

$$\sigma_A = m_B \sigma_a \cdot h_{GB} \quad (29)$$

変動係数は、重力項、空気力項、超過遠心力項については、標準偏差と平均値から式(30)～(32)で求める。

$$V_G = \frac{\sigma_G}{\mu_G} = 1.95 \times 10^{-2} \quad (30)$$

$$V_W = \frac{\sigma_W}{\mu_W} = 0.110 \quad (31)$$



図 14 営業路線における輪重・風向風速測定試験の様子

Fig.14 Field measurement of wheel load, wind direction and wind speed on an operating railway

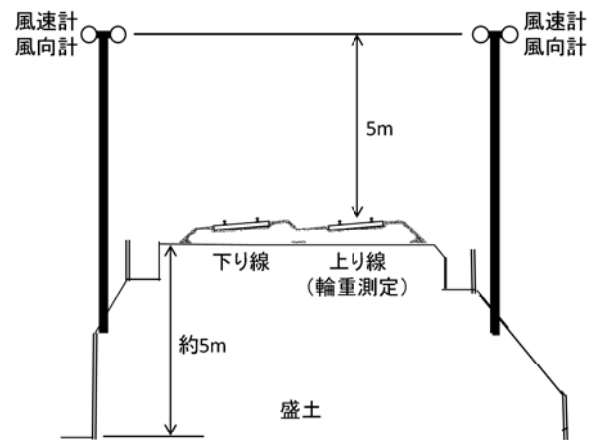


図 15 測定箇所の断面図

Fig.15 Cross section of measurement position

$$V_C = \frac{\sigma_C}{\mu_C} = \frac{\sigma_C}{M_{C,n}} \quad (32)$$

左右振動慣性力項は平均値が 0 のため、変動係数は標準偏差 σ_A を公称値 $M_{A,n}$ で除した値 V_A^* として、式(33)で公称的に定義する。

$$V_A^* \equiv \frac{\sigma_A}{M_{A,n}} = \frac{\sigma_a}{a_{HBN}} = 0.181 \quad (33)$$

以上をまとめたものを表 1 に示す。

鉄道車両の耐力は重力に依存し、その大きさを制御することはできない。一方、強風時には運転規制を実施することにより、空気力を主とした外力を制御することが可能である。この外力の制御精度が列車運行の安全性に直結する。外力を制御するための変数は、式(17)に入力する自然風の風速 U である。したがって、入力値となる転覆限界風速を適切に評価することが重要であり、その影響を本節で定式化した安全性指標により評価することができる。

3. 2 性能関数の実測による検証

前節で設定した性能関数の妥当性を、実測により検証する。検証には、JR 東日本の営業路線で実施した輪重および風向風速の測定試験データを用いた。図 14 には試験の様子を、図 15 には測定箇所の断面を示す。測定は、常磐緩行線の金町～松戸間の上り線の盛土上で実施した。測定点の曲線半径は 600m、カントは 85mm、曲線最高速度は 95km/h である。評価対象とした車両は、同区間を走行する E233 系通勤型電車の先頭車である。評価指標は森山²⁵⁾、²⁶⁾にならない、風上側の輪重減少率および輪重減少率の実測値と推定値の差とした。

輪重は、レールにひずみゲージ (NEC Avio 赤外線テクノロジー製 PMG-105) を貼り付け、定点で測定した。1 車両における 8 車輪と同間隔で 8 箇所にひずみゲージを貼り付け、車両通過時のピーク荷重を各車輪の輪重とした。サンプリング周波数は 2kHz である。風上側輪重 P_w と風下側輪重 P_l は、それぞれの側の各輪重 P_{ij} (添字 i は測定の側、添字 j は車輪番号) の合計値として、それぞれ式(34)、式(35)で求めた。

$$P_w = P_{w1} + P_{w2} + P_{w3} + P_{w4} \quad (34)$$

$$P_l = P_{l1} + P_{l2} + P_{l3} + P_{l4} \quad (35)$$

風上側の輪重減少率の実測値 D_M は、風上側輪重 P_w 、風下側輪重 P_l および測定車両ごとに調査した静止輪重比 D_0 (式(4)) から、式(36)で求めた。

$$D_M = D_0 - \frac{P_l - P_w}{P_l + P_w} \quad (36)$$

輪重減少率の推定値は、風向風速の実測値から求めた。風向風速は、輪重測定点の盛土上に設置した三杯型風速計・矢羽型風向計 (VAISALA 製 WA15) で測定した。風速計と風向計の設置高さは、レール面から 5m の位置で

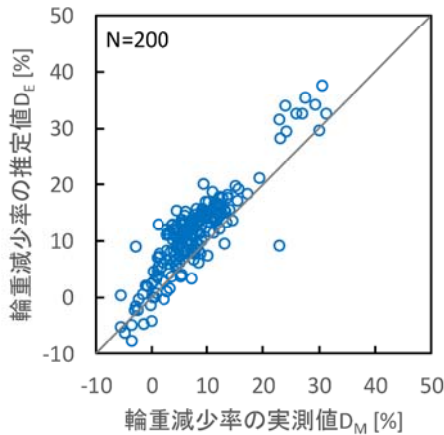


図 16 輪重減少率の実測値と推定値の関係

Fig.16 Relationship between measured and estimated wheel unloading ratios

ある。軌道の両側に風速計と風向計を設置することで、主風向によらず常に盛土に対して風上側の風向風速を観測できるようにした。サンプリング周波数は 2Hz である。輪重減少率の推定値 D_E は、実測値 D_M が測定された時刻に測定された瞬間風向風速 (3 秒移動平均値) を用いて式(37)で求めた。

$$D_E = 1 - \frac{\mu_G - \mu_W - \mu_C - \mu_A}{m'_B g \cdot b + m_T g \cdot b} \quad (37)$$

各項の計算方法は前節を基本とするが、以下に特記事項を示す。営業車両の半車体質量 m'_B は、乗車人員の影響を受けているため、輪重の実測値をもとに式(38)で補正した。

$$m'_B = \frac{P_l + P_w}{2g} + \frac{F_L}{g} - m_T \quad (38)$$

ここで、輪重の実測値は揚力と台車重量の影響を含んでいるため、半車両に作用する揚力の推定値 F_L を加算し、台車質量 m_T を減算することで補正した。風速計で測定された風速 U' は盛土による増速の影響を受けているため、斎藤ら²⁷⁾が風洞実験により測定した盛土上の風速分布をもとに U' を 1.25 で除して、 $U = U'/1.25$ として補正した。走行風 V は、輪重の時系列波形から求めた走行速度を用いた。空気力係数は、森山ら²⁸⁾の風洞実験結果を用いた。線路直交方向の盛土上の車両位置は風向によって異なるため、図 15 において左側からの風向の場合には、乙部ら²⁹⁾の風洞実験結果を参考にして、空気力係数に 0.7 を乗じて補正を行った。空気密度 ρ は、1.23 [kg/m³]とした。超過遠心力の計算では、空気力の作用方向がわかっているため、式(20)の絶対値記号を外して正負の符号を考慮した。

図 16 には、輪重減少率の実測値 D_M と推定値 D_E の関係を百分率で示す。データ数は N=200 である。両者の対応

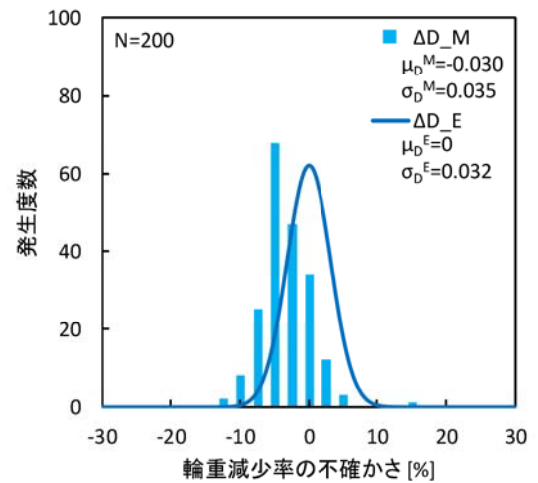


図 17 輪重減少率の不確かさの実測値と推定値の比較

Fig.17 Comparison of uncertainties of measured and estimated wheel load unloading ratios

は良好で、ばらつきはあるものの平均的には $y = x$ の直線上に乗っている。ばらつきの原因は、空気力推定値と左右振動慣性力の不確かさであると考えられる。このばらつきの妥当性を、前節の性能関数に基づき評価する。輪重減少率の実測値 D_M と推定値 D_E の差を、輪重減少率の実測値の不確かさ ΔD_M として式(39)で定義する。

$$\Delta D_M \equiv D_M - D_E \quad (39)$$

ΔD_M の平均値を μ_D^M 、標準偏差を σ_D^M とすると、 $\mu_D^M = -0.030$ 、 $\sigma_D^M = 0.035$ である。次に、性能関数から求めた輪重減少率の推定値の不確かさを評価する。本節の実測では静止輪重比とカントが既知であるため、重力と超過遠心力の不確かさは無視できる。したがって、輪重減少率の推定値の標準偏差 σ_D^E は式(40)で求められる。

$$\sigma_D^E = \frac{\sqrt{\sigma_W^2 + \sigma_A^2}}{\mu_G} \quad (40)$$

これをもとに輪重減少率の推定値の不確かさ ΔD_E を、平均値0、標準偏差 σ_D^E の正規分布として式(41)で定義する。

$$\Delta D_E \equiv N(0, \sigma_D^E) \quad (41)$$

実測における全200回の測定条件から σ_D^E を求めると、 $\sigma_D^E = 0.032$ である。図17には、輪重減少率の実測値の不確かさ ΔD_M と推定値の不確かさ ΔD_E の分布を示す。 ΔD_M については、2.5%刻みの階級に分けた頻度分布を示した。両者の分布は、平均値に3%の差があるものの概ね一致している。この結果から、前節で設定した性能関数は妥当であると考えられる。平均値の差の原因は、車両の動的挙動の影響を受けている実測値を準静的解析により推定しているためと考えられる。動的解析を実施することでこの差を定量的に評価できるが、推定値が若干安全側の評価となっているため、実用上問題は無い。

4. 部分係数を用いた転覆限界風速算定式の提案

本章では、定式化した性能関数に対して、日標とする許容安全性指標をもとにコードキャリブレーションを行い、部分係数を用いた転覆限界風速算定式を提案する。さらに、各種転覆限界風速算定式の評価を行い、提案式の有効性を示す。

4.1 コードキャリブレーション

部分係数を用いて転覆限界風速算定式を表現すると式(42)で表される。

$$\phi M_{G,n} = \gamma_W M_{W,n}(U) + \gamma_C M_{C,n} + \gamma_A M_{A,n} \quad (42)$$

各部分係数を定式化する。まず、式(15)を μ_G について解くと、式(43)が得られる。

$$\mu_G = \mu_W + \mu_C + \mu_A + \beta \sqrt{\sigma_G^2 + \sigma_W^2 + \sigma_C^2 + \sigma_A^2} \quad (43)$$

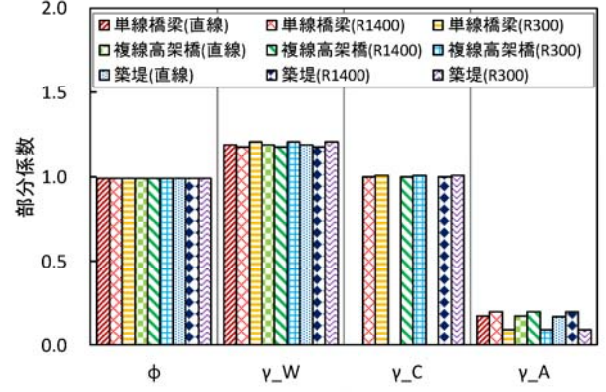


図18 各評価条件から導出した部分係数

Fig.18 Predicted partial factors for each assessment condition

次に、係数 α_i (添字 i は各項の添字に対応)を用いて平方根を分離すると、式(44)が得られる。

$$\mu_G = \mu_W + \mu_C + \mu_A$$

$$+ \alpha_G \beta \sigma_G + \alpha_C \beta \sigma_C + \alpha_A \beta \sigma_A + \alpha_W \beta \sigma_W \quad (44)$$

ここで、係数 α_i は参考文献17)より、一次ガウス近似法により求める。性能関数は線形の式であり、 α_i と σ_i の関係は式(45)のように求められる。

$$\alpha_i = \frac{\sigma_i}{\sqrt{\sigma_G^2 + \sigma_W^2 + \sigma_C^2 + \sigma_A^2}} \quad (45)$$

式(44)において、 μ_A は0であるため無視する。重力項を左辺に、その他の項を右辺にまとめ、各項を平均値(左右振動慣性力項は公称値)でくくると式(46)が得られる。

$$(1 - \alpha_G \beta V_G) \mu_G = (1 + \alpha_W \beta V_W) \mu_W + (1 + \alpha_C \beta V_C) \mu_C + (\alpha_A \beta V_A^*) M_{A,n} \quad (46)$$

平均値を公称値で表すと、式(47)が得られる。

$$(1 - \alpha_G \beta V_G) M_{G,n} = (1 + \alpha_W \beta V_W) M_{W,n} + (1 + \alpha_C \beta V_C) M_{C,n} + (\alpha_A \beta V_A^*) M_{A,n} \quad (47)$$

各項の部分係数は、式(48)～(51)により求められる。

$$\phi = 1 - \alpha_G \beta V_G \quad (48)$$

$$\gamma_W = 1 + \alpha_W \beta V_W \quad (49)$$

$$\gamma_C = 1 + \alpha_C \beta V_C \quad (50)$$

$$\gamma_A = \alpha_A \beta V_A^* \quad (51)$$

許容安全性指標 β_a を式(48)～(51)の β に代入することにより、 $\beta = \beta_a$ を満足する部分係数が得られる。

部分係数の値を決定し、転覆限界風速算定式を提案するためには、許容安全性指標 β_a を定める必要がある。本研究では、参考文献17)を参考にして $\beta_a = 2$ とした。図18には、4.2節に示す評価条件で導出した各部分係数を示す。条件の詳細については、4.2節を参照されたい。なお、軌道条件が直線の場合は超過遠心力が発生しないため、直線の条件では超過遠心力項の部分係数 γ_C を導出していない。項ごとに係数の傾向を見ると、重力項

の部分係数 ϕ と超過遠心力項の部分係数 γ_C は、評価条件によらずほぼ1である。これは、重力と超過遠心力の変動係数や性能関数に占めるこれらの標準偏差の割合が非常に小さく、安全率が実質的に不要であることを意味する。一方、空気力項の部分係数 γ_W は1.2程度であり、4つの係数の中では最も大きい。これは、性能関数に占める空気力の標準偏差の割合が最も大きいためであり、相対的に大きな安全率が必要になっている。左右振動慣性力項の部分係数 γ_A は0.1~0.2程度であり、1よりかなり小さい。これは、左右振動慣性力の平均値が0であるためである。しかし、性能関数に占める左右振動慣性力の標準偏差の割合が比較的大きいため、ある程度考慮する必要がある。本研究では、予め定めた公称値 $M_{A,n}$ に対して部分係数 γ_A 倍の値を見込むこととしている。図18に示す結果からは、総研詳細式に対して左右振動慣性力の公称値に0.1~0.2程度の部分係数を乗じることが適切であることを意味している。評価条件の違いによる部分係数への影響を見ると、いずれの部分係数も評価条件によらずほぼ一定の値となっている。

本研究では、各部分係数を各評価条件で求めた値の平均値として設定すると、それぞれ $\phi = 0.99$, $\gamma_W = 1.19$, $\gamma_C = 1.00$, $\gamma_A = 0.15$ となる。各部分係数の導出精度と実用性を考慮して、これらを少数第一位に丸め、本研究では転覆限界風速の算定式を式(52)のとおり提案する。

$$1.0M_{G,n} = 1.2M_{W,n}(U) + 1.0M_{C,n} + 0.2M_{A,n} \quad (52)$$

また、式(52)を空気力項の部分係数 γ_W で基準化して表すと、式(53)のようになる。

$$0.8M_{G,n} = M_{W,n}(U) + 0.8M_{C,n} + 0.1M_{A,n} \quad (53)$$

表2には、各種転覆限界風速算定式の部分係数を比較のためにまとめる。総研詳細式は、各種作用力の最大値を見込んだつり合い式であり、公称値に対して安全率を設けていないため、部分係数はいずれも1である。欧州式は、輪重減少率の限界基準値90%としており、重力に対する部分係数が $\phi = 0.9$ である。一方、左右振動慣性力は考慮しないため、 $\gamma_A = 0$ になる。同表には、参考として国枝式における部分係数をあわせて示した。国枝式は他の式とは公称値の計算方法が大きく異なるため同列で

表2 各種算定式の部分係数の比較

Table2 Comparison of partial factors of each formula

算定式	ϕ	γ_W	γ_C	γ_A
総研詳細式	1	1	1	1
欧州式	0.9	1	1	0
提案式	0.8	1	0.8	0.1
国枝式 (参考)	0.8	1	1	1

の比較はできないものの、部分係数で安全性を担保する考え方は欧州と同じであり、 $\phi = 0.8$ と設定している。

本提案式では、重力に対する部分係数 ϕ は0.8であり、国枝式における部分係数と同じである。また左右振動慣性力に対して公称値の10%程度の値を考慮している。国枝式の重力に対する部分係数が小さくなっているのは、欧州の鉄道が標準軌(軌間1435mm)を採用しているのに対して、日本の在来線が狭軌(軌間1067mm)を採用しており、車両の自重による復元力が小さいことを考慮するためと思われる。また日本の在来線が左右振動慣性力に対して公称値を考慮したのも同じ理由と思われる。

4. 2 各種転覆限界風速算定式の評価

本節では、総研詳細式、欧州式および提案式から得られる安全性指標を求め、比較する。まず、各算定式で転覆限界風速を計算する。計算手順と条件設定は、以下のとおりである。自然風の風速 U は、0から0.1m/s刻みで増加させながら計算を行う。風上側の輪重が0以下になった時点で計算を止め、その1回前の風速値を転覆限界風速とする。相対風の風向角 ψ_r は、自然風の風速 U と走行速度 V に応じて0.1度刻みで計算する。空気力係数 $C_s(\psi_r)$, $C_L(\psi_r)$, $C_M(\psi_r)$ は、種本ら³⁰⁾の風洞実験結果を用いる。車両形状と線路構造物に対応する空気力係数を選定し、相対風の風向角 ψ_r に応じて線形補間して適用する。空気密度 ρ は、1.23kg/m³とする。

車両は、近年の通勤型電車の先頭車を想定した。適用した主な車両諸元は、表3のとおりである。安全性指標の評価は、転覆限界風速が低くなる条件で行った。三須・石原³¹⁾を参考に、走行速度は車両最高速度の120km/h、自然風の風向角は70度とした。求められた転覆限界風速を式(17)の U に代入することで空気力の公称値を計算し、安全性指標を求めた。

表3 転覆限界風速の計算に用いた主な車両諸元

Table 3 Main specifications of a train car for calculating critical

wind speed of overturning

項目	記号	値
半車体質量	m_B	10600kg
台車質量	m_T	5230kg
レール面からの車体重心高さ	h_{GB}	1.82m
レール面からの台車重心高さ	h_{GT}	0.50m
レール面からの車体中心高さ	h_{B1}	2.29m
車体の下端から上端までの高さ	h_{B2}	2.67m
半車体側面積	A_S	26.1m
左右の車輪/レール接触点間距離	$2b$	1.12m
車両最高速度	$V_{\max}$	120km/h
車両形状 ³⁰⁾	—	103系

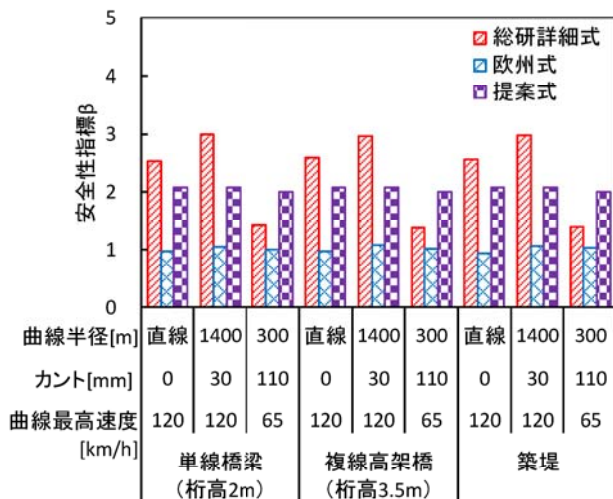


図 19 各種算定式から得られた安全性指標の比較

Fig.19 Comparison of safety indexes predicted by the formulas

評価条件は、3 軌道条件と参考文献 30)における 3 構造物を組み合わせた計 9 通りとした。軌道条件は、直線と曲線 2 種類の計 3 条件を選定した。曲線は、2 種類ともカント不足量が通勤型車両の許容最大値である 60mm となる条件として、曲線最高速度において超過遠心力が最大になるように設定した。一つめの曲線は、半径 1400m、カント 30mm で、車両最高速度の 120km/h で走行可能な条件である。二つめの曲線は、半径 300m、カント 110mm で、曲線最高速度が最低の 65km/h となる条件である。曲線半径は、本線における実質的な最小曲線半径であり、カントは狭軌で設定可能な最大値である。構造物は単線橋梁（桁高 2m）、複線高架橋（桁高 3.5m）、築堤の 3 条件を選定した。

図 19 には、各種転覆限界風速算定式から得られた安全性指標の比較を示す。総研詳細式では、線路構造物の違いによる安全性指標への影響はないものの、軌道条件によってそれが 1～3 の範囲で変動する。安全性指標が最も小さくなる軌道条件は、半径 300m の曲線である。これは、曲線最高速度が 65km/h と小さいことが原因である。総研詳細式では、いずれの項に対しても安全率を設定しない代わりに、それぞれの力の最大値が同時に空気力と同じ方向に作用する状況を想定している。そのため、平均値が 0 の振動現象である左右振動加速度を過大評価しており、これが実質的な安全率の役割を果たしている。同式において、左右振動加速度は走行速度に比例する関数（式 (9)）として設定されているため、走行速度が小さいときには安全率としての役割が小さくなる。これが、半径 300m の曲線条件で、総研詳細式での安全性指標が最小となる原因である。欧州式では、軌道条件や構造物

条件による安全性指標の変動は小さく、いずれの条件においても 1 前後と日本で使われている算定式と比較して低い値となっている。これは、欧州の鉄道の一般的な軌間が日本より広く、転覆限界風速が相対的に高くなるため、それを超過する強風に遭遇する頻度が低いことに起因すると考えられる。一方、本提案式（式(52)）では、どの条件においても一定の安全性指標を得られている。これは本提案式における空気力の部分係数を大きく設定し、かつ左右振動慣性力の部分係数を小さく設定したことによるものである。以上の結果から、本提案式を用いることにより、合理的な転覆限界風速の評価が可能であることを示した。

なお、本研究の安全性指標の評価では転覆限界風速と同じ値の風速が転覆限界風速を最小とする角度から常に吹き続ける状況を仮定しているため、実際の 1 年あたりの安全性指標の値よりずっと小さいことを注意されたい。

5. おわりに

本研究では、鉄道車両の転覆に関わる各種作用力の不確かさを評価した。また信頼性理論に基づき部分係数を用いた転覆限界風速算定式を提案するとともに、各種算定式を安全性指標で評価した。本研究から以下の結論を得た。

- (1) 空気力、重力、超過遠心力および左右振動慣性力の確率分布を実測データにより求めた。いずれの力も正規分布により近似できることを示し、その平均値と標準偏差を求めた。
- (2) 信頼性理論に基づき、鉄道車両の耐風性能を評価するための性能関数を示した。その妥当性を営業路線における実測データにより検証し、輪重減少率の推定値は実測値と概ね一致することを示した。
- (3) コードキャリブレーションを行い、転覆限界風速算定式における部分係数を求めた。本提案式を用いることにより、軌道や構造物によらず一定の安全性指標が得られることを示した。

謝辞

本研究の実施にあたり、公益財団法人鉄道総合技術研究所より試験データを提供いただいた。また、東日本旅客鉄道株式会社の三須弥生博士には各種データの収集と解析条件の整理に協力いただいた。ここに記して謝意を表す。

参考文献

- 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, pp.1-15, (1972)
- 2) 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, pp.39-44, (2003)
- 3) 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, pp.2605-2612, (2009)
- 4) European committee for standardization, “EN14067-6 Railway applications -Aerodynamics- Part 6: Requirements and test procedures for cross wind assessment”, (2010)
- 5) 中村 英男, 「餘部事故技術調査委員会報告書概要」, JREA, Vol.31, No.6, pp.17865-17869, (1988)
- 6) 藤井 昌隆, 藤井 俊茂, 村石 尚, 「強風時の運転規制の歴史」, 鉄道総研報告, Vol.9, No.3, pp.43-48, (1995)
- 7) 航空・鉄道事故調査委員会, 「鉄道事故調査報告書 (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)
- 8) 島村 誠, 「自然災害に対する列車運行安全基準の成立と改良」, 土木学会安全問題研究論文, Vol. 4, pp.1-9, (2009)
- 9) 今井 俊昭, 荒木 啓司, 福原 隆彰, 「規制区間で列車が強風に遭遇する確率の評価方法」, 鉄道総研報告, Vol.23, No.3, pp.5-10, (2009)
- 10) 荒木 啓司, 日比野 有, 鈴木 実, 「列車運行と強風規制」, 日本風工学会誌, Vol.40, No.1, pp.10-16, (2015)
- 11) Carrarini, A., “Reliability based analysis of the crosswind stability of railway vehicles”, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, Vol.95, pp.493-509, (2007)
- 12) Wetzel, P. and Proppe, C., “Crosswind stability of high-speed trains: A stochastic approach”, BBAA VI International Colloquium on Bluff Bodies Aerodynamics and Applications, pp.20-24, (2008)
- 13) Wetzel, P. and Proppe, C., “On reliability and sensitivity methods for vehicle systems under stochastic crosswind loads”, Vehicle System Dynamics, Vol.48, No.1, pp.79-95, (2010)
- 14) Cheli, F., Corradi, R. and Tomasini, G., “Crosswind action on rail vehicles: A methodology for the estimation of the characteristic wind curves”, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, Vol.104-106, pp.248-255, (2012)
- 15) Baker, C., “A framework for the consideration of the effects of crosswinds on trains”, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, Vol.123, pp.130-142, (2013)
- 16) Yu, M., Zhang, J., Zhang, K. and Zhang, W., “Crosswind stability analysis of a high-speed train based on fuzzy random reliability”, Journal of Rail and Rapid transit, Vol.229, No.8, pp.875-887, (2015)
- 17) 星谷 勝, 石井 清, 「構造物の信頼性設計法」, 鹿島出版会, (1986)
- 18) 南雲 洋介, 石原 孟, 「空気力推定値の不確かさを考慮した横風に対する鉄道車両の信頼性評価」, 風工学シンポジウム論文集, No.24, pp.361-366, (2016)
- 19) 日比野 有, 今井 俊昭, 種本 勝二, 「自然風下の実物大車両模型に働く空気力の観測」, 鉄道総研報告, Vol.18, No. 9, pp.11-16, (2004)
- 20) 鈴木 実, 種本 勝二, 斎藤 寛之, 今井 俊昭, 「自然風を模擬した車両に働く空気力に関する風洞試験法」, 鉄道総研報告, Vol.17, No.11, pp.47-52, (2003)
- 21) 金元 啓幸, 日比野 有, 「横風に対する車両の転覆耐力向上手法に関する一考察」, 鉄道技術連合シンポジウム講演論文集, No.23, pp.167-170, (2016)
- 22) 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調査報告書」, (2000)
- 23) 大山 安紀子, 鈴木 貞治, 三須 弥生, 安田 陽一, 堀岡 健司, 「車両の風に対する転覆耐力評価のための左右振動加速度の検証」, 鉄道技術連合シンポジウム講演論文集, No.22, 1123, pp.1-4, (2015)
- 24) 日比野 有, 金元 啓幸, 「左右振動加速度の実測値に基づく転覆限界風速評価に関する一考察」, 鉄道技術連合シンポジウム講演論文集, No.25, 1208, pp.1-4, (2018)
- 25) 森山 淳, 「フィールドデータに基づく鉄道車両の転覆限界風速に関する検証 (冬期日本海側路線での測定結果)」, 日本機械学会論文集(C 編), Vol.77, No.778, pp.2389-2399, (2011)
- 26) 森山 淳, 「フィールドデータに基づく鉄道車両の転覆限界風速に関する検証 (車体断面形状の影響)」, 日本機械学会論文集(C 編), Vol.78, No.791, pp.2536-2548, (2012)
- 27) 斎藤 寛之, 井門 敦志, 種本 勝二, 鈴木 実, 「風洞

実験による乱流境界層下の盛土上の風速分布特性」,
鉄道総研報告, Vol.22, No.5, (2008)

- 28) 森山 淳, 土井 賢一, 堀岡 健司, 「転覆限界風速向上を目指した車両開発のための風洞試験」, 鉄道技術連合シンポジウム講演論文集, No.18, pp.373-376, (2011)
- 29) 乙部 達志, 鈴木 実, 野口 雄平, 「強風時の車両に対する高欄等による遮風効果」, 鉄道総研報告, Vol.31, No.9, pp.5-10, (2017)
- 30) 種本 勝二, 鈴木 実, 斎藤 寛之, 井門 敦志, 「在来線車両の空気力係数に関する風洞試験結果」, 鉄道総研報告, Vol.27, No.1, (2013)
- 31) 三須 弥生, 石原 孟, 「走行速度を考慮した鉄道車両の空気力係数の推定」, 日本風工学会論文集, Vol.37, No.4, pp.117-123, (2012)