

# 鉄道総研報告

第38巻 第4号

2024年4月

## 論文

- 車両** **電気** 在来線パンタグラフの横風揚力特性に基づいた割り込み事故防止策  
..... 光用剛, 天野佑基, 阿部巧, 小林樹幸, 中出孝次, 野口雄平 (1)
- 施設** レール開口部での車両の繰り返し通過による軌道部材の損傷に関する実験  
..... 塩田勝利, 西宮裕騎 (9)
- 運転** 小規模遅延時を対象とした省エネ運転整理ダイヤ作成手法の構築  
..... 国崎愛子, 武内陽子 (19)

## 調査報告

- 車両** 片切片盛地形上の鉄道車両に関する横風風洞試験結果  
..... 乙部達志, 鈴木実 (27)



# 在来線パンタグラフの横風揚力特性に基づいた 割り込み事故防止策

光用 剛\* 天野 佑基\* 阿部 巧\*\*  
小林 樹幸\* 中出 孝次\*\* 野口 雄平\*\*\*

Countermeasures to Prevent Dewirement Incident of Conventional Railway Pantographs  
Based on Lift Force Characteristics Under Crosswind

Takeshi MITSUMOJI Yuki AMANO Takumi ABE  
Shigeyuki KOBAYASHI Koji NAKADE Yuhei NOGUCHI

Wind-induced pantograph dewirement, which occurs only occasionally, causes transport disruption. It has been considered that the increase in pantograph lift force due to crosswinds results in the dewirement, but the mechanism by which the dewirement occurs is not completely understood. In this study, we focused on the increase in pantograph lift force due to crosswinds, and analytically identified the causal relationship between the dewirement incident and the lift force increase. We then experimentally confirmed the amount of the lift force increase when pantographs are exposed to crosswinds. In addition, we used numerical simulations to identify the fluid-dynamic causes of the lift force increase and proposed countermeasures to prevent the lift force increase.

キーワード：割り込み事故，パンタグラフ揚力，横風，在来線

## 1. はじめに

輸送障害につながる架線・パンタグラフ事故のなかで、発生頻度は多くは無いものの、強風時に割り込み事故が発生する場合がある。図1に示すように、割り込み事故は強風で側方に孕んだトロリ線がパンタグラフの舟体に接触して押し上げられることで外方へ移動し、ホーンの先端部を超えた際に発生する。そのため、割り込み事故はトロリ線の孕み量が大きい場合や、架線とパンタグラフとの接触力が大きい場合、すなわちパンタグラフ揚力（ここでは、空気力によって生じる押上力の増分のことであり、以下、単に揚力と記す）が大きい場合に発生し得ることがわかっている。割り込み事故防止については、電車線の設計・施工時に静解析に基づいた検討がなされており<sup>1)</sup>、強風時に作用する揚力が静押上力と同程度の値であると仮定したうえで、割り込みが発生し得る電車線の左右偏位の限界値を算出し、強風時においてもトロリ線偏位がその限界値を超過しないように施工されている。しかしながら、それでもなお、稀に割り込み事故が発生する要因として横風による揚力増加が考えられているものの、その詳細についてはこれまで十分には解明さ

れていなかった。そこで、本研究では、横風による揚力増加に着目した割り込み事故防止策を提案することを目的として、はじめに、横風によるパンタグラフの揚力増加と割り込み事故との因果関係を定量的に明らかにしたうえで、横風による揚力増加量の把握およびその流体力学的なメカニズムの解明を行い、対策法を提案した<sup>2)</sup>。

本研究では、図2に示す一般的な在来線用シングルアーム型パンタグラフを対象とした。ここで、舟体の寸法諸元については、線区や車両形式によって様々なバリエーションが存在するため、国内の鉄道事業者において使用されている舟体の寸法諸元の調査結果（アンケート結果<sup>3)</sup>）を参考に選定した。図3は上記の調査結果を基に、各鉄道事業者で使用されている舟体のレール方向幅および前後の舟体間隔をプロットしたものである。本図より、舟体の寸法諸元は走行線区のみ電方式によって大別され、集電電流が小さい交流用パンタグラフでは舟体の



図1 割り込み事故の概要

\* 鉄道力学研究部 集電力学研究室  
\*\* 鉄道力学研究部 計算力学研究室  
\*\*\* 環境工学研究部 車両空力特性研究室

レール方向幅および前後の舟体のレール方向間隔がともに狭く、集電電流が大きい直流・交直流用パンタグラフではこれらの幅・間隔がともに広い特徴があることがわかる。また、それぞれの分類の中での詳細な寸法諸元には様々なバリエーションが存在することも確認できる。本研究では、舟体のレール方向幅が広いものほど大きな揚力が作用する可能性があることを考慮し、舟体のレール方向幅が広い直流・交直流用の舟体のなかで、代表的かつ最も多くの鉄道事業者で使用されている寸法である、舟体のレール方向幅 85mm、前後の舟体間隔 250mm のものを代表例として研究対象に選定した (図 2)。

## 2. 割り込みが発生し得る揚力の限界値

割り込みが発生し得る揚力の限界値 (以下、限界揚力) の検討については、電車線の設計・施工時の検討で広く用いられている静解析<sup>1)</sup>に基づいて検討を行った。図 4 に静解析のモデル図を示す。本解析では、舟体・ホーンを直線および円弧でモデル化し、偏位  $x_0$  (ただし、 $x_0$  は舟体の水平部分よりも外方の  $L_1 < x_0 < L$  にあるとする) においてホーンに接触したトロリ線が押し上げられて外方の平衡点  $x$  (ただし、 $x$  はホーンの傾斜部分  $L_2 < x < L$  にあるとする) に移動した場合の力のつりあい式を考える。

$$K(x - x_0) \cos \alpha = (F_0 + F_L) \sin \alpha \quad (1)$$

ここで、 $K$  はトロリ線の水平方向のばね定数、 $F_0$  はパンタグラフの静押上力、 $F_L$  は揚力を表す。このとき、

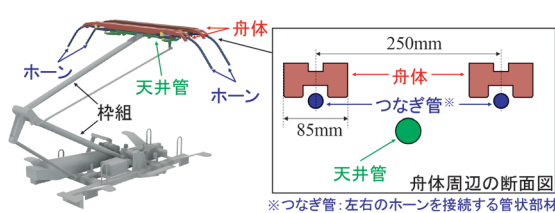


図 2 本研究で対象とした在来線用パンタグラフ

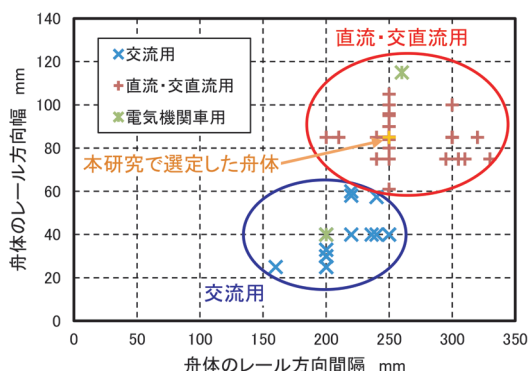


図 3 国内で使用されている舟体の寸法諸元

平衡点  $x$  がホーン先端部 (舟体中心からの距離  $L$ ) を超えた場合に割り込みが発生することから、割り込みが発生し得る条件を示す不等式として次式が導かれる。

$$F_L > K(L - x_0) / \tan \alpha - F_0 \quad (2)$$

この式は、任意の偏位量  $x_0$  に対する限界揚力  $F_L$  を与える式とみなすことができるほか、式 (2) を  $x_0$  について解くことで任意の揚力  $F_L$  に対する限界偏位量  $x_0$  を与える式としても使用することができる。なお、トロリ線が舟体の水平部分と接触する場合 ( $0 < x_0 < L_1$ ) には、理論上は割り込みが発生しないため、限界揚力は無限に大きな値となる。また、ホーンの内弧部分 (図 4 の  $L_1 \sim L_2$  の領域) については、傾斜部分よりもトロリ線が外方に移動し難いため、割り込みの発生条件を検討する際は、円弧部分を傾斜部分に置き換えて検討を行うことで安全側の評価となると考えられる。

図 5 は一般的な架線・パンタグラフの諸元を用いて式 (2) から限界揚力をプロットした図である。ここで、架線のばね定数  $K$  は径間長  $S$  (50m) と張力  $T$  (9.8kN) によって表される径間中央での最小値  $K = 4T/S$  を用いた。また、ホーンの傾斜角度  $\alpha$  は幾何学的な傾斜角度  $50^\circ$  に加えて、ホーンやつなぎ枠を含む舟体全体がばね機構によってロール方向に最大  $3^\circ$  程度傾斜すること<sup>1)</sup> を参考に  $\alpha = 53^\circ$  としたうえで、 $3^\circ$  傾斜した舟体の水平部分 ( $0 < x_0 < L_1$ ) からトロリ線が外方に移動して割り込みに至る場合も考慮して図を補正している。本図は任意の偏

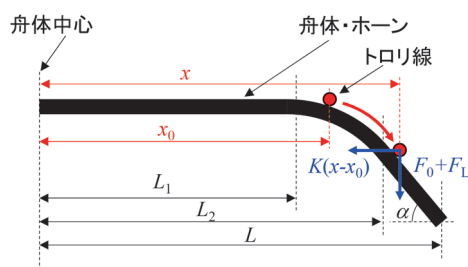


図 4 静解析のモデル図

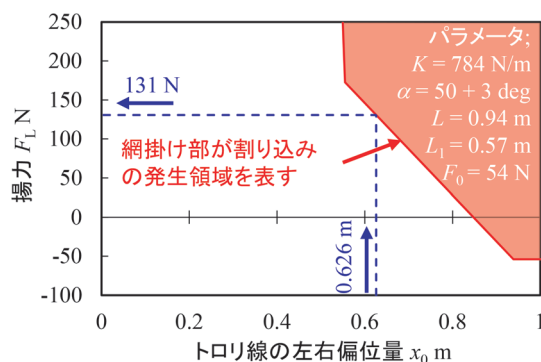


図 5 割り込みが発生し得る偏位量と揚力の関係



位置に対する限界揚力や任意の揚力に対する限界偏位量を表しており、架線側・パンタグラフ側の両面から割り込みが発生し得る限界値を把握することが可能である。本研究では、一般的な架線構成の直線区間を想定し、運転規制風速の上限値である風速30m/sにおけるトロリ線偏位量(表1)の総和0.626mを $x_0$ として図5に設定した場合の揚力131Nを限界揚力として設定し、次章以降の検討を行った。

### 3. 横風を受けた場合の揚力特性

#### 3.1 車両屋根上の風向・風速の検討

列車が走行中に横風を受けた場合には、屋根上のパンタグラフは図6に示すように対向風 $U$ と横風 $V$ の合成風に加えて、車両により流れが吹き上げられることによって生じる斜め下方からの吹上流れにさらされることになる。そのため、走行中に横風を受けた場合のパンタグラフの揚力特性(以下、横風揚力特性)を検討するうえで、ヨー方向の風向角 $\theta$ に加えて、側方からの吹上角 $\phi$ (以下、横吹上角)もまた重要なパラメータとなる。そこで、本研究では、過去に実施された流れの数値シミュレーション<sup>4)</sup>によって得られた流れ場を解析し、代表的な線路構造物形状および車両形状の組み合わせにおけるパンタグラフ近傍の風向・風速の検討を行った。

流れのシミュレーションの線路構造物形状を表2に、車両形状を表3に示す。このシミュレーションは、Ansys社製Fluent ver. 17.1を用いて、縮尺1/40、風速約30m/sの乱流流入下の風洞試験を再現したものであり、基礎方程式としてレイノルズ平均ナビエ・ストークス方程式(RANS)に $k\omega$ -SST乱流モデルを適用したものを使用した。線路構造物形状(表2)のうち「橋りょう(薄)」と「盛土(低)」は一般的な形状として、「橋りょう(厚)」と「盛土(高)」はやや極端な形状としてそれぞれ選定したものである。また、車両形状(表3)については、車両の屋根部や肩部の曲率半径が異なる代表的な3車種を選定している。シミュレーションで得られたパンタグラフの舟体位置(R.L.5100mm)近傍の横吹上角および無次元風速(舟体位置の風速を流入風速で除して無次元化したもの)を図7に示す。図7(a)を俯瞰すると、盛土高さや橋りょうの桁高が高い線路構造物形状ほど、横吹上角が大きくなる傾向があることがわかる。また、同じ線路構造物形状であれば、ヨー角が大きいくほど横吹上角が大きくなる場合が多いことも確認できる。車両形状の影響に関しては、車種Bにおいて他の車両形状よりも横吹上角がやや小さい傾向があるものの、肩部の曲率半径などの諸元に応じた明確な傾向があるわけではなく、車両形状による横吹上角の差異は線路構造物形状やヨー角の組み合わせによって異なることがわかる。これらの結果を総合すると、車両屋根上の横吹上角は一般的な線路構造物形状の場合でおよそ $10^{\circ}$ ~ $25^{\circ}$ の範囲を、極端な線路構造物形状を含めた場合でも最大で $35^{\circ}$ 程度を見込んでおけばよいことがわかる。次に、図7(b)より無次元風速を参照すると、大まかな傾向としては、ヨー角が大きくなるほど無次元風速が大きくなることや、車両形状による差異はほとんど見られないことがわかる。また、線路構造物形状に関しては、盛土よりも橋りょうの方が無次元風速が大きくなる傾向があり、それらのなかでは盛土高さや橋りょうの桁高が高い条件ほど無次元風速が大きくなることも確認できる。なお、無次元風速の値はおよそ0.8~1.6程度の値であり、舟体位置においても極端に流れが減速していることはなく、むしろ増速傾向になる場合もあることがわかる。

表1 トロリ線の偏位量(直線区間, 風速30m/s)

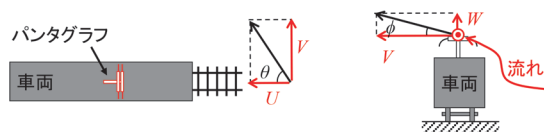
No.	項目	偏位量
1	風圧偏位	261 mm
2	車両動揺	235 mm
3	支持物のたわみ	100 mm
4	可動ブラケットの回転	30 mm
-	合計	626 mm

架線条件:

ちょう架線 : 線種 St90mm<sup>2</sup>, 張力 9.8kN

トロリ線 : 線種 GT110mm<sup>2</sup>, 張力 9.8kN

支持点偏位 : 200mm, 各柱振止, 1 径間半サイクル



(a) 上面図

(b) 側面図

図6 車両周りの流れの模式図

クス方程式(RANS)に $k\omega$ -SST乱流モデルを適用したものを使用した。線路構造物形状(表2)のうち「橋りょう(薄)」と「盛土(低)」は一般的な形状として、「橋りょう(厚)」と「盛土(高)」はやや極端な形状としてそれぞれ選定したものである。また、車両形状(表3)については、車両の屋根部や肩部の曲率半径が異なる代表的な3車種を選定している。シミュレーションで得られたパンタグラフの舟体位置(R.L.5100mm)近傍の横吹上角および無次元風速(舟体位置の風速を流入風速で除して無次元化したもの)を図7に示す。図7(a)を俯瞰すると、盛土高さや橋りょうの桁高が高い線路構造物形状ほど、横吹上角が大きくなる傾向があることがわかる。また、同じ線路構造物形状であれば、ヨー角が大きいくほど横吹上角が大きくなる場合が多いことも確認できる。車両形状の影響に関しては、車種Bにおいて他の車両形状よりも横吹上角がやや小さい傾向があるものの、肩部の曲率半径などの諸元に応じた明確な傾向があるわけではなく、車両形状による横吹上角の差異は線路構造物形状やヨー角の組み合わせによって異なることがわかる。これらの結果を総合すると、車両屋根上の横吹上角は一般的な線路構造物形状の場合でおよそ $10^{\circ}$ ~ $25^{\circ}$ の範囲を、極端な線路構造物形状を含めた場合でも最大で $35^{\circ}$ 程度を見込んでおけばよいことがわかる。次に、図7(b)より無次元風速を参照すると、大まかな傾向としては、ヨー角が大きくなるほど無次元風速が大きくなることや、車両形状による差異はほとんど見られないことがわかる。また、線路構造物形状に関しては、盛土よりも橋りょうの方が無次元風速が大きくなる傾向があり、それらのなかでは盛土高さや橋りょうの桁高が高い条件ほど無次元風速が大きくなることも確認できる。なお、無次元風速の値はおよそ0.8~1.6程度の値であり、舟体位置においても極端に流れが減速していることはなく、むしろ増速傾向になる場合もあることがわかる。

表2 流れのシミュレーションの線路構造物形状

呼称	軌道	線路構造物形状の概要
盛土(高)	単線	盛土高さ8m
盛土(低)	単線	盛土高さ2m
橋りょう(厚)	複線	橋りょう, R.L.桁高*6.72m
橋りょう(薄)	複線	橋りょう, R.L.桁高*1.72m

※R.L.桁高: 桁下面からレール上面までの高さ

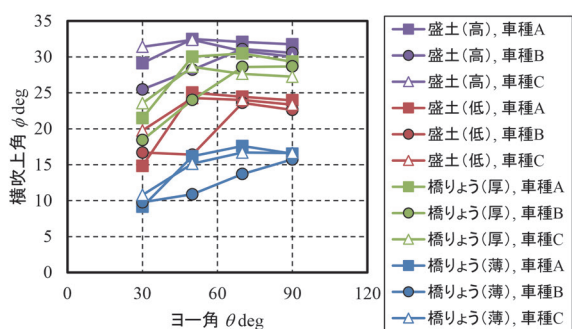
表3 流れのシミュレーションの車両形状

呼称	屋根部 曲率半径	肩部 曲率半径
車種A	5000 mm	250 mm
車種B	5000 mm	350 mm
車種C	8000 mm	1000 mm

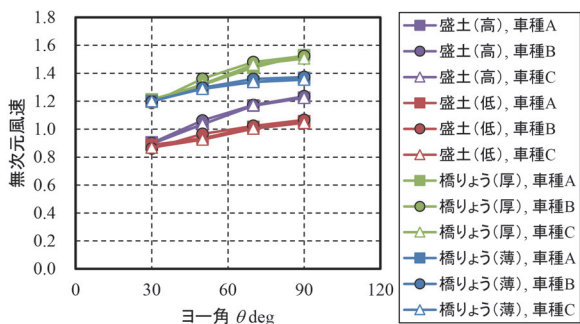
以上の結果から、本研究では一般的な線路構造物形状における無次元風速値0.8~1.2を参考に、車両屋根上の風速は流入風速と同等（無次元風速1）として以降の検討を行うこととした。なお、増速が見込まれる線路構造物形状の場合には、その増速率に応じて風洞試験結果等の風速を読み替えることで検討を行うことが可能である。

### 3.2 風洞試験による横風揚力特性の把握

本研究では、風洞試験においてパンタグラフが斜め下方からの吹上流れにさらされる状態を再現したうえで、パンタグラフの揚力測定を行った。具体的にはパンタグ



(a) 横吹上角



(b) 無次元風速

図7 流れのシミュレーションにより得られた車両屋根上の風向・風速

(R.L.5100mm 位置, 1/40 縮尺, 30m/s (乱流流入))

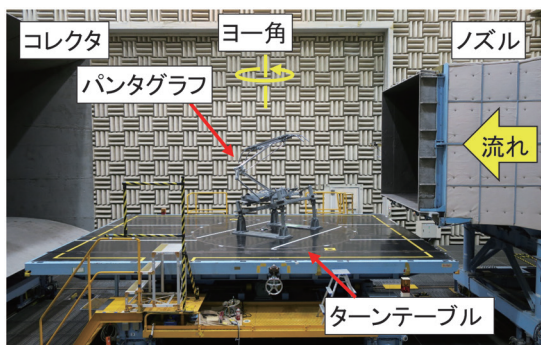


図8 風洞試験の実施状況

ラフにロール角  $\phi$  を設定可能な架台を用いて、床面のターンテーブル上に実機パンタグラフを設置し、様々なヨー角  $\theta$ ・ロール角  $\phi$  を設定して揚力測定を実施した。図8に風洞試験の実施状況を、図9に各風速の定義を示す。風洞試験は鉄道総研の大型低騒音風洞（開放型測定部、吹出口寸法 2.5m × 3m）において実施し、試験風速  $U_0$  は 16.7m/s~50m/s (60km/h~180km/h) とした。ロール角  $\phi$  は、前節の検討結果に基づき  $0^\circ \sim 35^\circ$  の範囲で設定した。また、揚力測定はパンタグラフの台枠に設置したロードセルと舟体周辺を直径 1mm のワイヤで接続し、無風時に対する送風時のワイヤ張力の増分を検出することにより実施した。

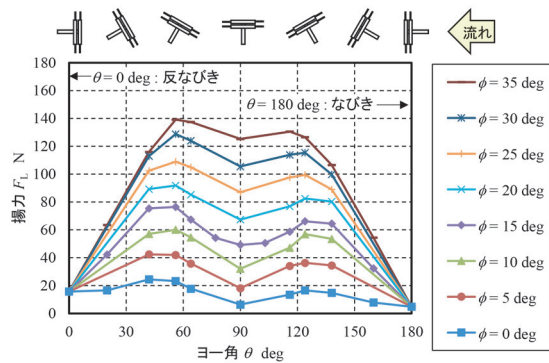
図10(a)は試験風速を 30m/s (108km/h) とした場合の揚力測定結果であり、ヨー角  $\theta = 0^\circ$  が横風なしの反なびき走行、 $180^\circ$  が横風なしのなびき走行にそれぞれ対応している。本図より、揚力はヨー角  $\theta = 90^\circ$  に対して非対称な分布となっており、なびき方向よりも反なびき方向の方が揚力大きいこと、および、ヨー角  $\theta = 56^\circ$  および  $124^\circ$  近傍において揚力が極大値をとることがわかる。

図10(b)は代表的なロール角  $\phi$  を設定した場合の揚力測定結果から、揚力が大きくなる反なびき条件において走行速度を 16.7m/s (60km/h) に固定した場合のデータを抽出し、横風風速に対して揚力をプロットした図である。本図より、横風が無い場合には揚力は 5N 程度と小さい値である一方で、横風を受けた場合には揚力が顕著に増加し、ロール角  $\phi$  が大きいほど揚力も大きくなることが確認できる。特に、ロール角  $\phi$  が  $25^\circ$  以上の場合には、運転規制風速の 30m/s 以下の横風風速においても限界揚力 131N を超過する場合があることがわかる。

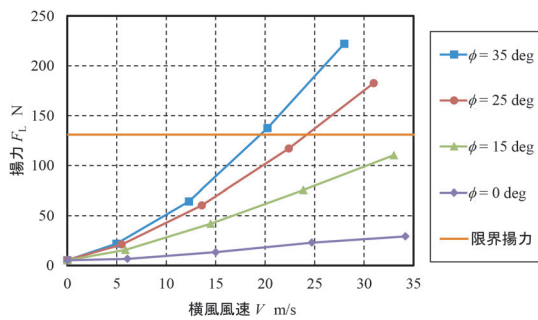
また、図10(c)は反なびき条件、ロール角  $\phi = 15^\circ$  において舟体（ホーン・つなぎ枠を含む）の有無により揚力特性を比較した図である。本図から、横風を受けた場合の揚力の約7割が舟体によって生じていることが確認でき、舟体が横風による揚力増加の主要因となっていることがわかる。



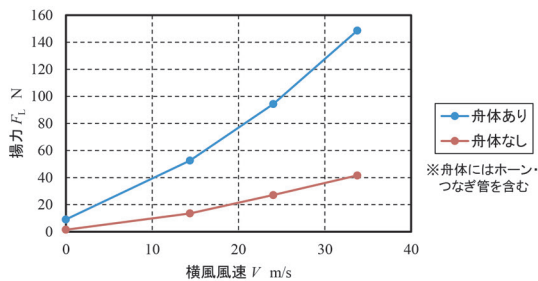
図9 各風速の定義



(a) ヨー角に対する揚力特性  
(試験風速  $U_0=30\text{m/s}$ )



(b) 横風風速に対する揚力特性  
(走行速度  $60\text{km/h}$ )



(c) 舟体（ホーン・つなぎ管含む）の影響  
(走行速度  $60\text{km/h}$ , ロール角  $\phi=15\text{deg}$ )

図 10 風洞試験による揚力測定結果

#### 4. 横風による揚力増加要因の解明

風洞試験の結果から、横風により揚力が大きく増加すること、また、横風による揚力増加は主として舟体の影響で生じていることを確認した。この結果を踏まえ、流れの数値シミュレーションにより、横風による揚力増加要因の解明を行った<sup>5)</sup>。

流れの数値シミュレーションは、鉄道総研で開発した直交格子法に基づく非圧縮流れの LES を行う流体解析コード（空気流シミュレータ<sup>6)</sup>）を用いて実施した。解析対象はパンタグラフの碍子取付面高さより上部に位置する下枠・上枠・舟体部分とし、縦  $23\text{m}$  × 横  $18\text{m}$  × 高さ  $8.5\text{m}$  の流体領域内部に、流入境界から  $8.5\text{m}$  位置の床面

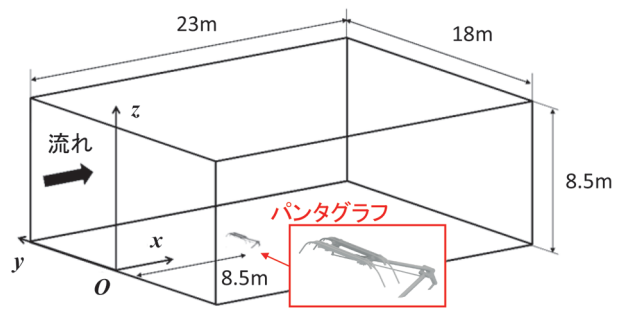
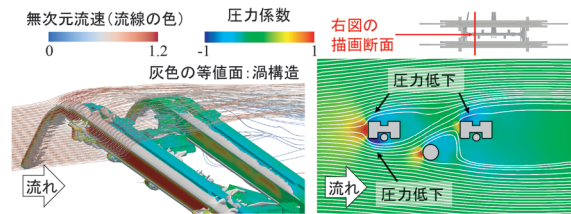
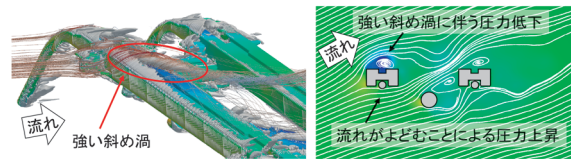


図 11 流れのシミュレーションの解析領域



(a) 横風なし

(ヨー角  $\theta=0\text{deg}$ , ロール角  $\phi=0\text{deg}$ )



(b) 横風あり

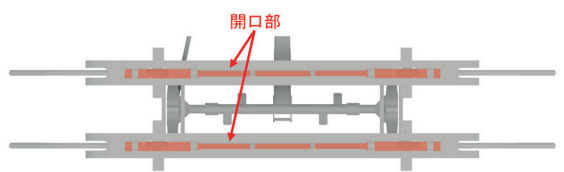
(ヨー角  $\theta=56\text{deg}$ , ロール角  $\phi=15\text{deg}$ )

図 12 流れのシミュレーション結果  
( $U_0=80\text{km/h}$ , 時間平均流れ場)

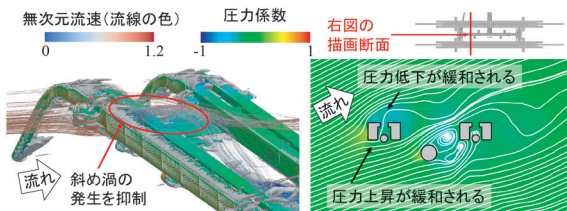
中央部にパンタグラフモデルを設置した（図 11）。計算格子は舟体周辺で最小格子間隔が  $2\text{mm}$  となるような不等間隔直交格子を生成し、格子点数は 10 億～12 億点とした。計算条件は、横風なしと横風ありの 2 条件とし、横風なしについては反なびき走行（ロール角  $0^\circ$ , ヨー角  $0^\circ$ ）を、横風ありについては、ロール角  $15^\circ$  の反なびき走行時に揚力が極大値となるヨー角  $56^\circ$  を設定した。どちらの条件についても流入流速は  $22.2\text{m/s}$  ( $80\text{km/h}$ ) とした。

図 12 に流れのシミュレーションにより得られた時間平均流れ場を示す。このうち、左図は流線（流速で着色）、渦構造（Q 値の等値面を灰色で描画）、物体表面の圧力を三次元的に描画し、流れ場を俯瞰して示したものである。また、右図は舟体中心からまくらぎ方向（風上側）に  $250\text{mm}$  偏位した位置の断面における流線および圧力分布を表している。これらの図より、横風が無い場合（図 12 (a)）には、上流側の舟体によって上下に流れが分流して流下し、上流・下流側の舟体上面および上流側の舟体底面においてそれぞれ圧力低下が生じており、これらの寄与が相殺することで大きな揚力が発生しない状況で



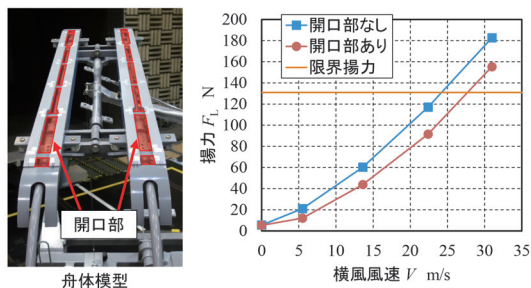


(a) 対策の概要



(b) 流れのシミュレーション結果

(ヨ一角  $\theta=56\text{deg}$ , ロール角  $\phi=15\text{deg}$ ,  $U_0=80\text{km/h}$ )



(c) 風洞試験による揚力測定結果

(走行速度  $60\text{km/h}$ , ロール角  $\phi=25\text{deg}$ )

図 13 横風による揚力増加抑制策とその効果

あることがわかる。一方で、横風がある場合（図 12 (b)）には、吹上流れによって舟体底面において流れがよどむことで圧力が上昇していることに加えて、上流側の舟体上面を乗り越えた流れによって斜め方向に流下する強い渦（以下、斜め渦）が発生し、この影響で舟体上面に局所的な圧力低下が生じており、これら 2つの要因が複合することで揚力増加が生じたことが確認できる。

## 5. 横風による揚力増加抑制策の検討

前章の検討結果を踏まえ、横風による舟体の揚力増加を抑制する方法として、舟体底面側の圧力上昇の緩和および舟体上面側での斜め渦の発生抑制を目的として、舟体の前後のすり板間に隙間部を設ける対策（図 13 (a)）を提案し、その効果を確認した<sup>2) 5)</sup>。

図 13 (b) は図 12 と同一の風向角における流れのシミュレーション結果であり、隙間部を設けることで舟体底面側から上面側へと貫通する流れが生じ、これにより舟体底面側の圧力上昇が緩和されるとともに、舟体上面側における強い斜め渦の発生が抑制され、局所的な圧力低下が緩和されており、横風を受けた場合の揚力増加を

抑制する効果が期待できることが確認できる。

この結果を踏まえ、風洞試験において隙間部を設けた実物大舟体模型を用いて揚力特性の確認を行った。図 13 (c) は代表例として反なびき条件、ロール角  $25^\circ$  における風洞試験結果を示している。本図より、本対策を適用することで、横風を受けない通常走行時の揚力には影響を及ぼすことなく、横風を受けた場合の揚力を低減可能であることが確認でき、特にこの例では風速  $25\text{m/s}$  において揚力を限界揚力以下に低減できることがわかる。

以上より、すり板間に隙間を設ける対策により、通常走行時の揚力特性に影響を与えることなく横風を受けた場合の揚力を効果的に低減することができ、割り込み事故の防止策として有効な対策となり得ることを確認した。

## 6. まとめ

本研究では、横風による揚力増加に着目した割り込み事故防止策を提案することを目的として、はじめに、横風によるパンタグラフの揚力増加と割り込み事故との因果関係を定量的に明らかにしたうえで、横風による揚力増加量の把握およびその流体力学的なメカニズムを解明し、対策提案を行った。その結果、以下のことがわかった。

- (1) 割り込みが発生し得る揚力と偏位量の関係を図示することで、揚力の限界値の考え方を整理した。
- (2) パンタグラフが横風を受けた場合の揚力特性を把握し、横風の風速や側方からの吹上角によっては揚力が大幅に増加する場合があることを確認した。
- (3) 横風による揚力増加は、舟体底面側で流れがよどむことによる圧力上昇に加え、舟体上面側に発生する強い斜め渦による圧力低下によって生じることを解明した。
- (4) 横風揚力の低減策として、舟体の前後のすり板間に隙間部を設ける対策を提案し、その有効性を確認した。

本研究で得られた成果に基づき、実用化に向けた詳細検討を行うことが今後の課題である。

## 文献

- 1) 鉄道技術者のための電気概論 電車線路シリーズ 5 支持物 [1] (第五版), 日本鉄道電気技術協会, 1999
- 2) 光用剛, 天野佑基, 阿部巧, 小林樹幸, 磯野達志, 中出孝次, 野口雄平: 在来線パンタグラフの横風揚力特性に着目した割り込み事故防止策, 第 29 回鉄道技術連合シンポジウム (J-RAIL2022), 2022
- 3) 電気学会 最近の集電技術動向に関する調査専門委員会: 最近の集電技術動向に関する調査報告, 電気学会技術報告, 第 984 号, pp.55-141, 2004

- 4) 乙部達志, 鈴木実, 野口雄平, 金元啓幸, 中出孝次, 中野宏章: 空気力係数算出方法の違いによる転覆限界風速の差異, 鉄道総研報告, Vol.37, No.1, pp.37-43, 2023
- 5) 阿部巧, 中出孝次, 光用剛: 横風を受ける在来線パンタグラフの揚力増加メカニズムと対策に関する数値解析, 鉄道総研報告, Vol.38, No.3, pp.9-15, 2024
- 6) 中出孝次, 光用剛: 複雑形状に対応した空気流・空力音シミュレーション, RRR, Vol.72, No.12, pp.22-25, 2015



# レール開口部での車両の繰り返し通過による 軌道部材の損傷に関する実験

塩田 勝利\* 西宮 裕騎\*

Experiments on Damage to Track Components due to Repeated Passage of Vehicles on Rail Gaps

Katsutoshi SHIOTA Yuki NISHINOMIYA

In railways where wireless train control systems are employed, track circuits may be removed, so that it is difficult to detect rail broken in such cases. In railways without track circuit, vehicles are assumed to run repeatedly on rail gaps until rail broken is found by rail inspection or other means. Therefore, in order to evaluate the strength of track components due to repeated vehicle passage, we conducted a falling weight test in the laboratory, in which impact loads during vehicle passage were applied to the rail simulating the damage. This test clarified the plastic deformation of the rails and functional deterioration of the rail fastenings system in response to the impact loads.

キーワード：レール開口, 衝撃荷重, 重錘落下試験, 部材損傷, レール, レール締結装置

## 1. はじめに

鉄道において車両の位置の主な検知手法として軌道回路がある。これは、レールに電流を流し輪軸のレール上の有無により、レールの電流の流れ方が変わることを利用して、車両が特定の区間に位置していることを検知するものである<sup>1)</sup>。また、軌道回路では、レールが破断し開口した場合に電流の流れ方が変わることから、レールの破断を即時に検知する機能も有する。なお、本研究では、レールが破断し開口した箇所のことをレール開口部と定義する。一方、近年では、無線式の車両位置検知手法（以下、「無線式列車制御システム」という）が海外では導入されており<sup>2)</sup>、国内の鉄道事業者でも一部導入が進められている<sup>3)</sup>。無線式列車制御システムは、車両の位置を車両に搭載された無線機を通じて検知していることから、軌道回路による区間毎の検知方法に比べ、運行管理の自由度を向上させることが可能となる。また、現行の軌道回路に用いられている地上設備をスリム化することが可能であり、メンテナンスコストを削減できるメリットも有する。しかしながら、無線式制御システムの導入により、軌道回路が撤去された場合、現行の方法によるレールの破断検知ができなくなる。そのため、代替のレール破断検知方法として、車上からの破断検知手法などの研究<sup>4)</sup>が進められているが、常時監視可能な軌道回路と異なり、レールが破断した後から検知するまでの間に、レール開口部を車両が通常の営業速度で繰り返し走行する可能性が考えられる。これまでの研究において、1車両がレール開口部を通過する際の走行安全性は

検討がなされている<sup>5)</sup>が、上述するレール開口部を車両が繰り返し通過する状況下を想定すると、レール開口部の軌道部材には、衝撃的な荷重が繰り返し生じ、部材損傷による走行安全性の低下が懸念される。

先行研究において、レール開口部での車両の繰り返し通過時の衝撃荷重による軌道部材の損傷については、600回程度の繰り返し载荷に対するレール損傷は検討がなされているものの<sup>6)</sup>、さらなる繰り返し载荷に対する損傷やその他の軌道部材の損傷については明らかにされていない。

そこで本研究では、レール開口部での車両の繰り返し通過時の衝撃荷重によるレールやレール締結装置等の軌道部材の損傷を明らかにすることを目的として、レール開口部通過時の衝撃荷重を模擬可能とする重錘落下試験装置を開発して試験を実施した。

## 2. 重錘落下試験装置の開発

### 2.1 試験装置開発の必要性

本研究では、レールが破断し開口した時点から検知するまでの間に、一定期間、車両がレール開口部を繰り返し通過する状況下を想定する。その具体的な状況として、都市近郊の線区を想定し、1編成10両（1両あたり4軸の車軸）の車両が毎時6本、1日あたり18時間運行したと仮定すると、レール開口部を1日で4,320軸通過する。さらに、レール開口を確実に検知する周期として、線路の徒歩巡回による検査の周期が7日間であると仮定すると、その間に、30,240軸通過するといった試算となる。したがって、このような状況下における軌道部材の損傷の発生および進行を確認する必要がある。ここ

\* 軌道技術研究部 軌道構造研究室



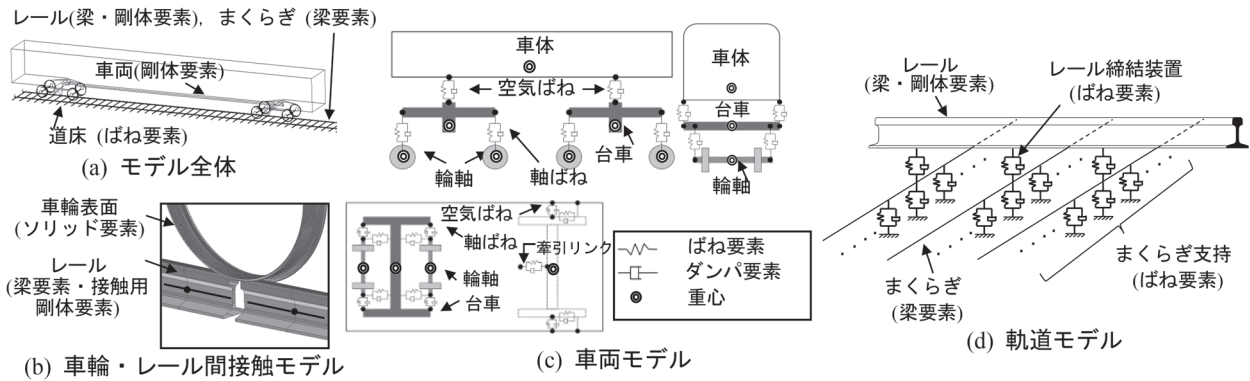


図1 解析モデルの概要

で、レール開口部の軌道部材の損傷を評価する方法としては、実車での試験走行や数値解析による繰り返し計算、衝撃荷重を模擬した要素試験などが考えられる。ただし、上述する繰り返し回数を想定すると、実車走行では安全性の観点で、数値解析では計算負荷の観点において現実的ではない。そのため、評価にあたっては、レール開口部通過時の衝撃荷重を繰り返し作用させる要素試験が現状では最も適していると考えられる。また、その要素試験に用いる装置には、衝撃荷重を繰り返し加えることが可能な重錘落下試験装置を用いることが挙げられる。

一方、レール開口部通過時の衝撃荷重を加えるためには大型の試験装置となることが想定される。大型の重錘落下試験装置は、重錘の持ち上げおよび落下方式が、チェーンやワイヤーなどを用いた巻上機による持ち上げでそこから重錘を切り離す自由落下方式の場合が多く、数万回程度の載荷回数を達成するためには長期間を要することが想定される。そこで本研究では、レール開口部通過時の衝撃荷重を数万回単位で繰り返し加えることを想定し、重錘の持ち上げ方式を回転機構のカム方式にすることで自動での繰り返し載荷を可能とするとともに、インバーターモータを用いて重錘の載荷間隔を短く設定できる重錘落下試験装置を新規に製作した。

## 2.2 レール開口部の走行解析による試験装置の必要能力の算定

試験装置に必要な載荷荷重を検討するために、車両がレール開口部を通過する際に生じる衝撃荷重を、動的FEMによるレール開口部の走行解析手法<sup>7)</sup>を用いて算定した。なお、本解析手法の妥当性については、過去に実車走行試験との比較により、確認されている<sup>8)</sup>。解析モデルを図1に示す。軌道は図1(a)および図1(d)に示すとおり、レールは梁および剛体要素、まくらぎは梁要素、道床はばねおよびダンパ要素でモデル化している。車両は図1(c)に示すとおり、車体・台車・輪軸を剛体でモデル化し、それらをばね要素・ダンパ要素で結合した三次元モデルである。表1に軌道モデルの主要

諸元と車両モデルの主要諸元を示す。本解析モデルを用いて、レール開口部通過時の衝撃荷重を算定し、その荷重を重錘落下試験装置に求められる必要能力とした。なお、衝撃荷重に対する部材の損傷は、衝撃荷重の値およびその作用時間、すなわち力積の影響を受けると考えられることから、各値をそれぞれ算定した。表2に、本検討で想定する軌道条件を示す。本検討では、在来線で良好に整備された直結系軌道でレールが開口する場合を想定し、そこで著大輪重が生じやすい条件として、レール開口部が受け側のまくらぎ端部に位置する状態を設定した。なお、「受け側」とは、図2に示すレール開口部において、車輪が乗り移る側を指し、後述する「去り側」とは車輪が来た側を指す。本条件を設定した理由は、3章にて後述する重錘落下試験の試番1～試番3の荷重条件算定において、直線でレール開口位置が受け側まくらぎ端部にある条件(試番1)の衝撃荷重が最も大きかったためである。具体的には、受け側のまくらぎ端部でレールが開口した状態では、図3に示すように、レール開口部を車輪が乗り移る際に、去り側レールと受け側レールで大きな段違いが生じ、その段違いの影響により受け側レールに大きな衝撃が発生することが想定されるためである。なお、レールについては広く一般的に用いられて

表1 解析諸元

(a) 軌道	
項目	諸元
軌間	1067mm
レール種別	50kgN レール
ヤング率(レール)	$2.1 \times 10^5$ N/mm <sup>2</sup>
レール締結装置鉛直ばね定数	110 kN/mm
まくらぎ鉛直ばね定数	$3.3 \times 10^5$ N/mm
(b) 車両	
項目	諸元
車体質量	28.3t
ばね間質量	2.2t/台車
ばね下質量	1.52t/輪軸
軸距	2.1m
台車中心間距離	14.15m
車輪踏面形状	修正円弧踏面

いる 50kgN レール、60kg レールのうち、剛性の低い 50kgN レールを対象とした。レール締結装置については、多くの種類が存在するが、その中でも、線ばね形レール締結装置でレール押さえ力が大きいものを用いることとした。これは、レールの損傷に着目した際に、レールの直下に敷設される弾性作用を持った軌道パッドのばね定数が同じであると仮定した場合に、レールの押さえ力が大きいほど、列車荷重に対するレールの変位が小さくなり、衝撃荷重の分散効果が低くなると想定され、レール頭部の塑性変形が生じやすいと考えるためである。ま

表 2 想定する軌道条件

項目	諸元
線形	直線 (走行速度 100km/h)
まくらぎ支持構造	直結系軌道
レール締結装置	線ばね形レール締結装置
レール締結間隔	750mm
軌道パッド	110MN/m
レール開口量	70mm
レール開口部の位置	受け側まくらぎの端部

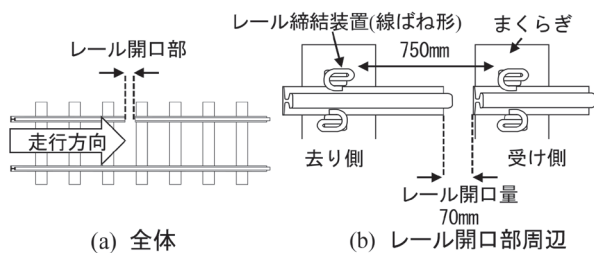


図 2 レール開口部の状況

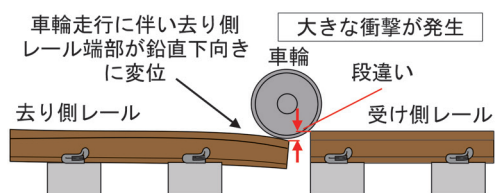


図 3 レール開口部が受け側まくらぎ端部にある場合のレールの段違い

た、レール締結装置間隔は、一般的な在来線の都市近郊の線区で用いられている軌道の中で最も大きい間隔の 750mm とした。

上記条件のもと走行解析を実施した結果を図 4 に示す。解析の結果、レール開口部通過時にレールに作用する衝撃荷重の最大値は 170kN、その作用時間は 8msec、力積は 537.4N・s であった。また、衝撃荷重は、受け側レールのみが生じた。この結果より、重錘落下試験で損傷の評価を行う部材は、受け側の軌道部材を対象とした。ただし、受け側の軌道部材のみを模擬した状態で、レール端部に重錘を落下させると、重錘落下時の重錘の挙動が不安定となり、载荷位置のばらつきや試験装置への負荷が大きくなる懸念される。そこで、図 5 に示すようにレール開口部を中心に、受け側の部材が対になるよう配置し、2本のレールに重錘を同時に落下させることで载荷挙動を安定させた。そのため、重錘落下試験装置には、170kN の 2 倍である 340kN の衝撃荷重を载荷する能力が必要であると算定した。これらの条件に基づき、試験装置を製作した。

### 2.3 試験装置の製作<sup>9) 10)</sup>

前節までの検討を基に、製作した試験装置の外観を図 6 に、装置諸元を表 3 に示す。本試験装置では、重錘の持ち上げをカム方式とし、かつインバーターモータを用いて重錘の载荷周期を調整できる機構とし、安定して载荷できる最小载荷周期を 2.5秒/回にした。さらに、不安定なレール開口部への重錘落下挙動を安定させるため、重錘を 2本のガイドバーで誘導する構造とした。製作し

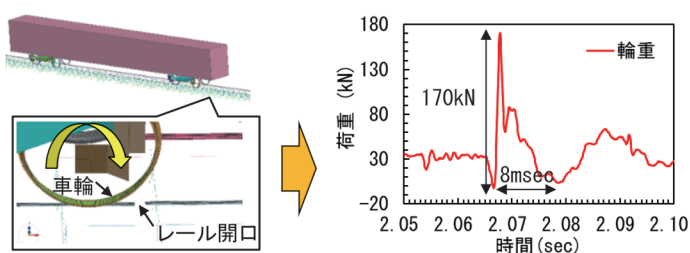


図 4 レール開口部通過時に生じる衝撃荷重

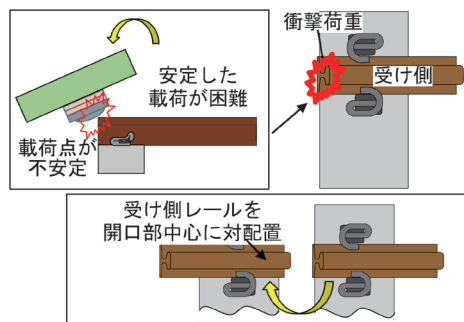


図 5 重錘挙動を安定させるための配置

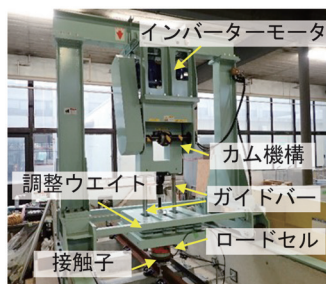


図 6 重錘落下試験装置の外観

表 3 試験装置諸元

項目	諸元
駆動源	インバーターモータ
駆動方式	カム方式
荷重測定方式	ロードセル
運転方式	手動/自動
操作方式	手元操作機/制御盤
载荷重量	6.3~12.2kN
落下高さ	25~80mm
载荷周期	2.5~12.5s/times

た試験装置を用いて、レール開口部を模擬した供試体に対し、性能検証試験を実施した結果、目標とする載荷荷重 340kN、作用時間 8msec、力積 1360N・s に対し、346kN、9msec、力積 1557N・s まで調整可能であることを確認した。また、最小載荷周期で連続運転した際の衝撃荷重が+1～+3%の範囲で安定して載荷できることを確認した。

### 3. レール開口部での車両の繰り返し通過を想定した重錘落下試験

#### 3.1 試験条件

製作した重錘落下試験装置を用いて、レール開口部での車両の繰り返し通過を想定した軌道部材の損傷確認試験を実施した。試験条件を表4に示す。本試験ではレールおよびレール締結装置を評価対象とし、直線および曲線走行を想定した3試番の試験を設定した。なお、各試番では、レールおよびレール締結装置に対して負荷が大きくなるよう、レールの開口位置を図7に示すように、受け側のまくらぎ端部に配置した場合と去り側のまくらぎ端部に配置した場合を設定した。また、各試番の荷重条件は、2.2節で述べたレール開口部の車両走行解析手法を用いて、衝撃荷重、作用時間およびその力積を算定した。なお、試験の特性上、衝撃荷重および作用時間を目標値に対し完全に一致させることは困難であるため、力積が目標値を下回らないよう荷重調整を実施した。目標載荷回数は、2.1節で述べた繰り返し通過の状況に加え、それ以降のさらなる繰り返し通過の衝撃に対する部材損傷も確認するため、10万回とした。

供試体の設置例を図8に示す。本試験は、図5で述べたように重錘挙動を安定させるため、受け側の軌道部材がレール開口部を中心に対になるよう設置した。なお、評価にあたっては、図8に示す、レール開口部を中心に対称に配置した供試体のうち、北側のレールおよびレール締結装置を対象として各種測定を実施した。以

表4 試験条件

項目	諸元
レール	JIS 50kgN Rail
レール締結装置	線ばね形レール締結装置
軌道パッド	110MN/m
レール締結間隔	750mm
試番	1 直線・レールの損傷確認 (レール開口部が受け側まくらぎ端)
	2 直線・レール締結装置の損傷確認 (レール開口部が去り側まくらぎ端)
	3 曲線・レール締結装置の損傷確認 (レール開口部が去り側まくらぎ端)
試験荷重(ノ片レール) 載荷時間, 力積	試番 1: 170kN, 8msec, 680N・s
	試番 2: 100kN, 19msec, 950N・s
	試番 3: 98kN, 23msec, 1127N・s
載荷回数	100,000 回

下に、各試番の詳細条件を記載する。

#### 3.1.1 試番1 (直線・レールの損傷確認試験)

試番1は、レールの損傷確認試験として、直線でレール開口部が受け側まくらぎ端部にある条件を設定した。これは、レール開口部が受け側まくらぎ端部にある場合(図7(a))には、去り側と受け側レールに段違いが生じ、受け側レールに大きな負荷がかかると考えられるためである。想定する走行速度は100km/hで、目標の試験荷重、作用時間、力積は170kN、8msec、680N・sとした。

#### 3.1.2 試番2 (直線・レール締結装置の損傷確認試験)

試番2は、レール締結装置の損傷確認試験として、直線でレール開口部が去り側まくらぎ端部にある条件を設定した。これは、レール開口部が去り側まくらぎ端部にある場合(図7(b))には、受け側レールが片持ち梁のような状態となる。この状況下では、レール端部と支点となるレール締結装置の距離が長くなり、乗り移り時にレール締結装置に大きな負荷がかかると考えられるためである。想定する走行速度は100km/hで、目標の試験荷重、作用時間、力積は100kN、19msec、950N・sとした。

#### 3.1.3 試番3 (曲線・レール締結装置の損傷確認試験)

試番3は、レール締結装置の損傷確認試験として、曲線でレール開口部が去り側まくらぎ端部にある条件を設定した。これは、曲線走行時には輪重のほか横圧も発生するため、これらが作用する影響を確認するためである。想定する曲線の諸元は、半径620m、カント50mm、走行速度は90km/hで、目標の試験荷重、作用時間、力積は98kN、23msec、1127N・sとした。なお、試験機の特性上、2方向から同時に荷重を加えることはできないため、曲線条件では輪重と横圧の合力を試験荷重とし、その合力の角度分だけ供試体を傾けて設定した。なお、曲

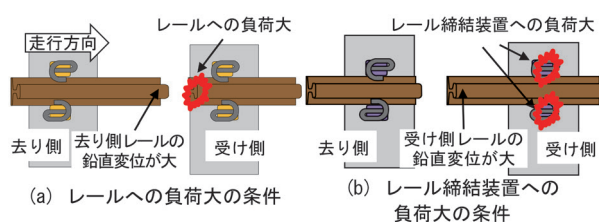


図7 レール開口部の配置に応じた試験条件設定

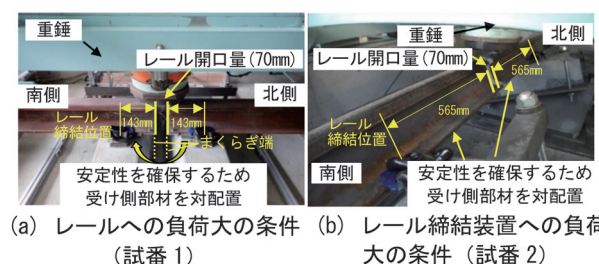


図8 供試体の設置例



線におけるレールの損傷確認試験については、曲線走行時に生じる車輪フランジとレールの接触状態を模擬することが困難であるため、本検討では対象外とした。ただし、3.2節で後述する試番1の結果より、曲線におけるレールの損傷状態も実験による推定式より概ね推定可能であると考えられる。

### 3.2 直線・レールの損傷確認試験（試番1）<sup>11)</sup>

#### 3.2.1 試験方法

試験の実施状況および試験荷重の例を図9に示す。荷重は、ロードセルでの測定値を2で除して片レールあたりに換算した。なお、2本のレールに均等に荷重が加わるように、事前に各レールの加速度を測定しその加速度が同等となるよう荷重位置を調整した。図9(b)に示す試験時の荷重を確認すると、目標とする衝撃荷重170kN、作用時間8msec、力積680N・sに対し、1波目の荷重では、衝撃荷重170.5kN、作用時間10msec、力積852.5N・sで目標とする荷重条件の力積を上回るものであった。なお、1波目のあとにも2波目、3波目が発生している。これは重錘が落下した後に跳ね上がり、その後再落下を繰り返した結果である。重錘の跳ね上りを制御することは困難であるが、2波目の衝撃荷重は65.1kN、作用時間は11msec、力積は358.1N・sで目標とする荷重条件の力積を大きく下回るものであったことから、本検討においては荷重回数としてカウントしないものとした。また、評価対象のレール頭頂面の塑性変形量を確認するため、レールの断面形状を測定した。測定箇

所はレール端面からレール長手方向に5mmの位置とし、レール頭頂面中央の鉛直方向の落ち込み量を確認した。

#### 3.2.2 試験結果

載荷回数10万回後のレール頭頂面の塑性変形量およびレール頭頂面付近の状況を図10に示す。レールの断面形状測定の結果、塑性変形によるレール頭頂面の落ち込み量は、10万回載荷後において1.2mmであり、レール継目部でレールの段違いが3mm程度までは発生している報告<sup>12)</sup>もあることも踏まえると、この変形量は小さく、ただちに走行安全上の問題が生じるものではないと考えられる。その他に、レールの欠損やき裂の発生などは認められなかった。また、塑性変形によるレール頭頂面の落ち込みは載荷回数5万回程度までに一定値に収束する傾向がみられた。この結果より、レール開口部通過時の衝撃荷重に対して、レールは一部塑性変形するものの、その変形量は一定値に漸近収束し、10万回程度の載荷では破壊に至るものではないことを確認した。

また、レール開口部の衝撃荷重に対するレール頭頂面の最大塑性変形量について、浦川ら<sup>6)</sup>は式(1)に示す実験に基づいた推定式を提案している。

$$Z_{pmax} = \frac{-\beta + \sqrt{\beta^2 + 4\alpha \frac{P_a}{\sigma_y}}}{2\alpha} \quad (1)$$

$Z_{pmax}$ : レールの最大塑性変形量 (mm),  $P_a$ : 衝撃荷重 (kN),  $\sigma_y$ : レール降伏応力 (N/mm<sup>2</sup>) (参考値 450N/mm<sup>2</sup>),  $\alpha, \beta$ : 幾何形状係数 (参考値  $\alpha = 121.14, \beta = 231.39$ )

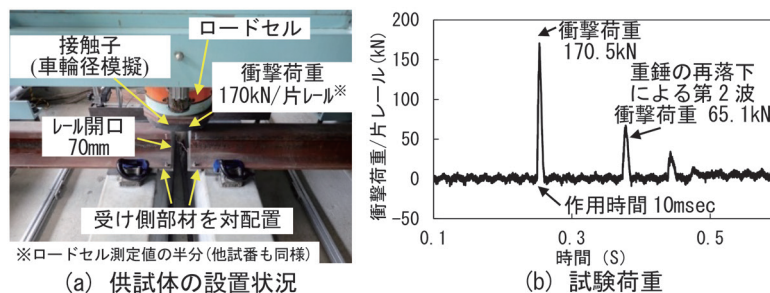


図9 試番1の実施状況および試験荷重

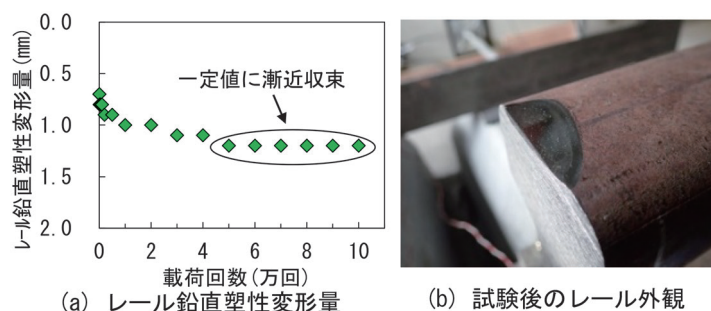


図10 試番1の試験結果

上記の実験式に、試験条件である衝撃荷重 170kN を適用し、最大塑性変形量を推定すると 1.05mm となり、試験結果の 1.2mm と比べ、87.5% の精度で一致するものであった。このことより、衝撃荷重によるレール頭頂面の塑性変形量については推定可能であると考えられる。

### 3.3 直線・レール締結装置の損傷確認試験（試番 2）<sup>13)</sup>

#### 3.3.1 試験方法

試験の実施状況および試験荷重の例を図 11 に示す。図 11 (b) に示す試験時の荷重を確認すると、試番 1 に比べ繰り返し衝撃が多く発生していることがわかる。これは、レールが片持ち梁のような状況となっているため、重錘衝突時にレールに弾性的な曲げ変形が生じることで、重錘に対しばねで受けるような状態になるため、衝撃の回数が増えているものと考えられる。また、衝撃荷重の値は、目標とする衝撃荷重 100kN、作用時間 19msec、力積 950N・s に対して、1 波目は 117.7kN、21msec、1235.9N・s と目標とする荷重条件の力積を上回るものであった。また、2 波目の衝撃荷重、作用時間、力積は 80.2kN、28msec、1122.8N・s であり、2 波目も目標とする荷重条件の力積を上回るものであったことから、載荷回数としてカウントすることとした。ただし、3 波目の衝撃荷重、作用時間、力積は、57.9kN、21msec、608.0N・s であり、目標とする荷重条件の力積を下回るものであったことから、3 波目以降は載荷回数としてカウントしないものとした。なお、本試験では、衝撃荷重を繰り返し受けた後のレール締結装置の機能を確認するため、試験終了後にレール締結装置のレール押さえ力を測定した。

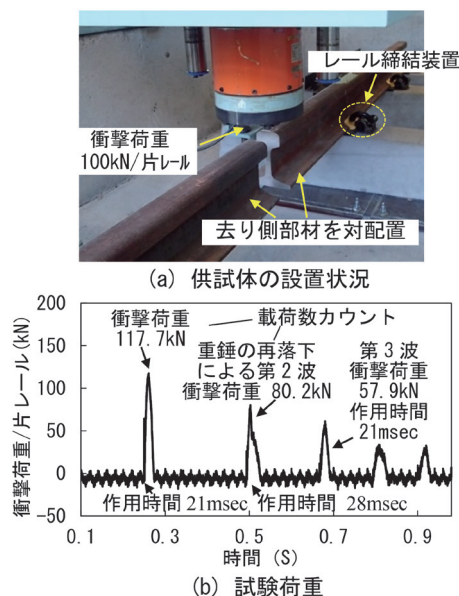


図 11 試番 2 の実施状況および試験荷重

#### 3.3.2 試験結果

載荷回数 10 万回後のレール締結装置の外観を図 12 に示す。試験の結果、レール締結装置の外観上の損傷等は確認されなかったが、レール締結装置を構成するクリップが未使用品に比べ、鉛直上向きに 1.6mm 程度塑性変形していることが確認された。これは、受け側レールが片持ち梁のような状況でレール端部に衝撃荷重が加わり、その結果、支点となるレール締結装置のクリップにレール押さえ力を超える鉛直上向きの力が繰り返し作用したためと考えられる。なお、試験後のレール押さえ力は、クリップ 2 つあたりの押さえ力が 21.2kN で、クリップ 1 つあたりの押さえ力は平均して 10.6kN であった。これは、今回試験に用いた線ばね形レール締結装置のレール押さえ力の公称値である 12.0kN と比較して 11.7% 低下しているものであった。レール押さえ力が低下した状態におけるレール締結装置の性能については、過去に同種のレール締結装置で、クリップ 1 つあたりの押さえ力が 9.3kN まで低下した条件にて、列車荷重相当の試験荷重を 100 万回繰り返し載荷する性能確認試験が実施された。その結果、試験終了後のレール締結装置に異常はみられないことが報告されている<sup>14)</sup>。過去の検討では、レール開口部を対象としたものではないため、今回実施した重錘落下試験結果と直接対応するものではないが、過去の検討結果を考慮すると、本試験によるレール締結装置の機能低下がレールの保持機能を著しく低下させるものではないと考えられる。

### 3.4 曲線・レール締結装置の損傷確認試験（試番 3）<sup>15)</sup>

#### 3.4.1 試験方法

試験の実施状況および試験荷重の例を図 13 に示す。本試験では、曲線通過中の輪重・横圧を模擬するため、図 13 (a) に示すように供試体を傾斜させ、輪重・横圧の合力を衝撃荷重として設定した。

図 13 (b) に示す試験時の荷重を確認すると、これまでの試番と同様に 1 波目の衝撃の後に繰り返し衝撃が生じている。また、衝撃荷重の値は、目標とする衝撃荷重 98kN、作用時間 23msec、力積 1127N・s に対して、1 波目は 102.9kN、27msec、力積 1389.2N・s と目標とする荷重条件の力積を上回るものであった。また、2 波目の衝

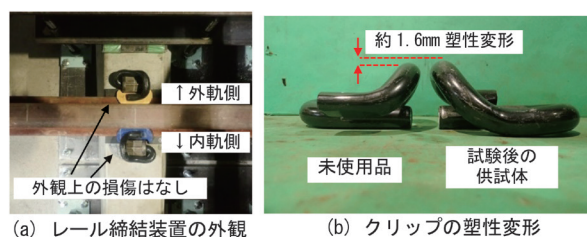


図 12 試番 2 における載荷後のレール締結装置の外観



撃荷重、作用時間、力積は47.7kN, 35msec, 834.8N・sであり、目標とする荷重条件の力積を下回るものであったことから載荷回数としてカウントしないものとした。なお、試験後のレール締結装置の機能確認のため、試番2と同様に試験後にレール締結装置のレール押さえ力を測定した。

### 3.4.2 試験結果

試験の結果、5.5万回載荷後にレール締結装置の樹脂部材であるインシュレーターが損傷した。5.5万回載荷後のレール締結装置の外観を図14に示す。損傷の過程としては、載荷回数3万回程度までは変状はみられなかったが、図15(a)に示すように3.2万回程度で軌間外側のレール締結装置の樹脂部材であるインシュレーターにき裂が生じ、最終的に5.5万回で損傷するものであった。これは、受け側のレールが片持ち梁のような状況で、曲線通過による衝撃的な横圧がレール端部に作用することで、支点となるレール締結装置には衝撃的な横方向の荷重が生じたためと考えられる。その荷重は、レール、インシュレーター、クリップを固定するショルダー部へと力が伝達されるが、その中で樹脂部材であるインシュレーターの強度が最も小さいため、き裂および損

傷に至ったものと考えられる。なお、重錘落下挙動が安定しなかったため、5.5万回載荷後に試験を終了した。

次に、試験後のレール締結装置のレール押さえ力を測定した。なお、インシュレーターが損傷した状態では、クリップのたわみ量が小さくなるため、レール押さえ力が低下する。そこで、インシュレーターが損傷した影響を排除した条件で、クリップ自体の塑性変形によるレール押さえ力の低下量を確認するため、新品のインシュレーターを用いて、レール押さえ力の測定を実施した。測定の結果、クリップ1つあたりのレール押さえ力は11.2kNであり、公称値のレール押さえ力12.0kNと比較すると6.7%低下していた。ただし、3.3節で述べたように、この低下量はレール保持機能を著しく低下させるものではないと考えられる。

続いて、インシュレーターの損傷を考慮し、片側のインシュレーターがない状態におけるレール押さえ力について検討を行った。ただし、片側のインシュレーターがない状態では、安定したレール押さえ力の測定試験が実施できない。そこで、図16に示す解析モデル<sup>16)</sup>を用いて、片側のインシュレーターがない状態におけるレール押さえ力の算定を行った。解析モデルは、構成部材を三次元ソリッド要素でモデル化しており、また、クリップは弾塑性材料とし、応力・ひずみ特性はクリップの直線部から材料試験片を切り出して引張試験を行って設定している。レールおよびインシュレーターは線形弾性体、軌道パッドは非線形弾性体とし、公称ばね定数が得られるよう弾性係数を設定している。本解析では、左右ともにインシュレーターを介した状態で締結された解析モデルから片側のインシュレーターを除外し、その状態におけるレール押さえ力を算定する解析を実施した。解析に用い

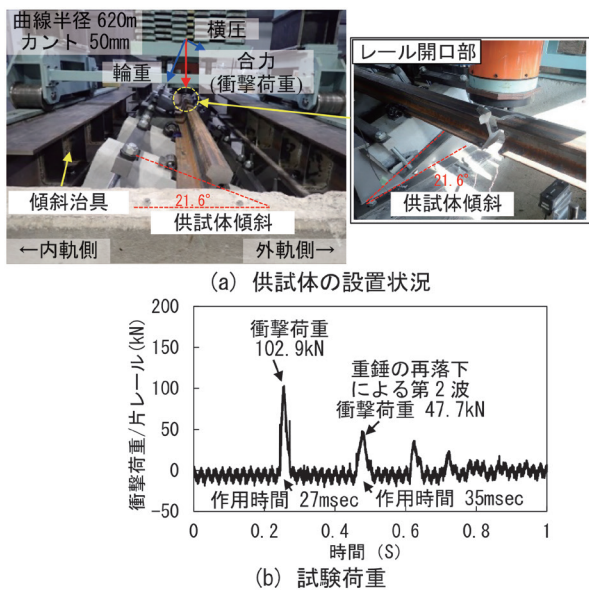
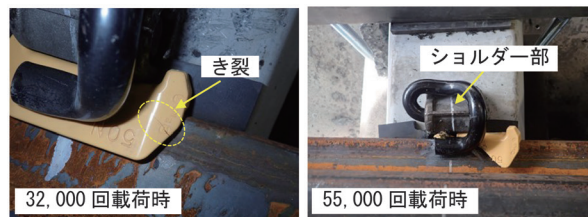
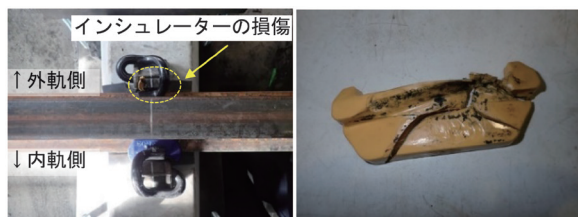


図13 試番3の実施状況および試験荷重



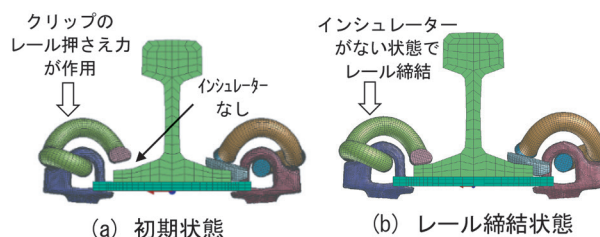
(a) き裂の発生初期 (b) インシュレーターの喪失直前



(a) レール締結装置の外観 (b) インシュレーターの損傷

図14 試番3における載荷のレール締結装置の外観

図15 インシュレーターの損傷推移



(a) 初期状態 (b) レール締結状態

図16 解析モデルの外観

た物性値を表5に示す。

解析の結果、インシュレーターがない側のクリップのレール押さえ力は3.5kNであった。一方、インシュレーターがある側のクリップのレール押さえ力は12.0kNで、左右2つのクリップの押さえ力は15.5kNであり、これは一般的な板ばね形のレール締結装置のレール押さえ力と同等程度の押さえ力を有している<sup>17)</sup>。このため、インシュレーターが損傷したのちも不完全なレール締結状態ではあるがレールの保持機能は保たれているものと考えられる。以上の結果より、曲線中のレール開口部での車両の繰り返し通過を想定した衝撃荷重に対しては、レール締結装置を構成する樹脂部材のインシュレーターの強度が重要であることが確認された。

### 3.5 考察

前節までの結果から、レール開口部の車両の繰り返し走行時における軌道部材の損傷について、実験的検討により明らかにした。具体的には、直線区間ではレールおよびレール締結装置は、レール開口部通過時の衝撃荷重に対し、レールでは頭頂面で約1.5mmの塑性変形が、レール締結装置ではクリップに約1.6mmの塑性変形がみられるものの、大きな損傷はみられないことを確認した。そのため、今回検討した条件下においては、直線区間の車両の繰り返し通過時におけるレールおよびレール締結装置の強度上の問題は生じないものと考えられる。曲線区間では、レール開口部通過時の横圧の影響により、レール締結装置を構成する樹脂部材のインシュレーターが損傷する可能性があることがわかった。しかしながら、ただちに損傷に至るものではなく、3万回程度までは問題がみられないことを確認した。そのため、今回検討した条件下において、曲線区間では3万軸程度の繰り返し通過であればレール締結装置の強度上の問題は小さいものと考えられる。なお、本結果は今回検討した限られた条件下におけるものであるが、その他の異なる軌道構造等においては、今回の荷重条件および試験結果を基に数値解析等により明らかにすることが可能であると考えられる。

## 4. おわりに

本研究では、レール開口部での車両の繰り返し通過時における軌道部材の損傷に関する基礎的な知見を得るため、レール開口部通過時の衝撃荷重を模擬可能とする重錘落下試験装置を開発し、繰り返しの重錘落下試験により軌道部材の損傷確認を実施した。主な結果は以下のとおりである。

- (1) 開発した重錘落下試験装置を用いることで、開口部通過時の衝撃荷重を繰り返して軌道部材に与えることが可能となった。
- (2) 直線でレールに負荷がかかる条件を想定した繰り返しの重錘落下試験を実施した結果、10万回の繰り返し载荷に対して、レール頭頂面の塑性変形量は1.2mm程度であった。レール継目部で継目落ちによる段違い量が3mm程度までは発生していることを考慮すると、この変形量は小さいものであった。
- (3) 直線でレール締結装置に負荷がかかる条件を想定した繰り返し重錘落下試験を実施した結果、10万回の繰り返し载荷に対して、レール締結装置の外観上の顕著な損傷はみられないことを確認した。また、試験後にレール締結装置の機能確認として、レール締結装置のレール押さえ力測定を実施した結果、繰り返しの衝撃荷重により押さえ力が11.7%低下するものの、レールを締結する機能は保持されていることを確認した。
- (4) 曲線でレール締結装置に負荷がかかる条件を想定した繰り返し重錘落下試験を実施した結果、5.5万回程度の繰り返し载荷において、樹脂部材であるインシュレーターが損傷する結果となった。ただし、3万回程度までは問題がみられなかったことから、ただちにレール締結装置に問題が生じるものではないことを確認した。

今後は、本研究で得られた知見を基に、異なる軌道構造での評価を進めていく予定である。

## 文献

- 1) 日本鉄道電気技術協会：鉄道電気技術者のための信号概論—軌道回路, 2015
- 2) M. Dhanasekar, Wirtu, L. Bayissa, M. Dhanasekar, High speed detection of broken rails, rail cracks and surface faults, CRC for Rail Innovation (An Australian Government Initiative), 2011.
- 3) 馬場裕一, 宮林直樹：無線式列車制御システムの技術動向と展望, 電気学会誌, 141巻, 7号, pp.407-410, 2021
- 4) 細田充, 相澤宏行, 山本隆一：軌道回路に代わる車上式

表5 解析諸元

部材	材料モデル	ヤング率	ポアソン比
レール	弾性体	$2.06 \times 10^5$ N/mm <sup>2</sup>	0.3
インシュレーター	弾性体	$3.00 \times 10^3$ N/mm <sup>2</sup>	0.35
ショルダー/ ベースプレート	剛体	-	-
軌道パッド	非線形 弾性体	*1	-
クリップ	弾塑性体	*2	0.3

\*1 圧縮試験による実験値を使用

\*2 材料試験により得られた応力-ひずみ曲線を使用



- レール破断検知システム, 鉄道総研報告, Vol.36, No.3, pp.17-22, 2022
- 5) 塩田勝利, 西宮裕騎: 軌道条件および車両条件を考慮したレール損傷箇所の走行安全性の体系的評価, 鉄道工学シンポジウム論文集, Vol.26, pp.225-232, 2022
  - 6) 浦川文寛, 西宮裕騎, 清水紗希, 太田晋一: 繰り返し重錘落下試験による開口部のレール塑性変形進み特性の把握, J-RAIL2018, No.18-83, 2018
  - 7) 片岡宏夫, 西宮裕騎, 平出社司: スラブ軌道におけるロングレールの敷設範囲拡大, 鉄道総研報告, Vol.29, No.8, pp.11-16, 2015
  - 8) 西宮裕騎: 動的陽解法有限要素法を用いた鉄道車両の走行解析手法の構築, 土木学会論文集 A2 (応用力学), 第 74 巻, 第 2 号, pp.649-660, 2018
  - 9) 安田新太郎, 塩田勝利, 西宮裕騎, 中野哲也: レール破断箇所の繰り返し通過を想定した重錘落下試験装置の製作, 土木学会第 76 回年次学術講演会, VI-322, 2021
  - 10) 安田新太郎, 塩田勝利, 西宮裕騎: レール損傷箇所通過時の繰り返し衝撃荷重を模擬可能な重錘落下試験装置の開発, 日本鉄道施設協会誌, Vol.60, No.6, pp.54-57, 2022
  - 11) 中野哲也, 西宮裕騎, 塩田勝利, 安田新太郎: 繰り返し重錘落下試験によるレール頭頂面端部の塑性変形進みの評価, 土木学会第 76 回年次学術講演会, VI-317, 2021
  - 12) 船山宣一, 小野寺孝行, 永井康裕: 継目部における段違い除去のためのレール削正手法の取り組み, 土木学会第 58 回年次学術講演会, IV-075, 2003
  - 13) 額野智也, 西宮裕騎, 塩田勝利, 安田新太郎: 直線区間のレール損傷箇所通過時の衝撃荷重がレール締結装置の耐久性に与える影響評価, 土木学会第 77 回年次学術講演会, VI-413, 2022
  - 14) 弟子丸将, 本野貴志, 片岡宏夫, 若月修: 急曲線部における線ばね形レール締結装置の適用区分の検討, 鉄道総研報告, Vol.26, No.2, pp.37-40, 2012
  - 15) 安田新太郎, 西宮裕騎, 塩田勝利, 額野智也: 曲線区間のレール損傷箇所通過時の衝撃荷重がレール締結装置の耐久性に与える影響評価, 土木学会第 77 回年次学術講演会, VI-414, 2022
  - 16) Nishinomiya, Y., A method for simulating stress of round bar rail clips using nonlinear elastic-plastic dynamic explicit FEA, Proc. of the 12 th Int. Conf. on Railway Engineering 2013, 2013.
  - 17) 田淵剛, 阿部則次, 若月修: 新形直結系軌道用レール締結装置の開発, 土木学会第 58 回年次学術講演会, IV-081, 2003



# 小規模遅延時を対象とした 省エネ運転整理ダイヤ作成手法の構築

国崎 愛子\* 武内 陽子\*

Construction of Method for Creating Energy-saving Rescheduling Timetable for Small-scale Delays

Aiko KUNISAKI Yoko TAKEUCHI

We constructed a method for creating energy-saving rescheduling timetables for small-scale delays using mathematical optimization. In the constructed algorithm, the rescheduling timetable is converted into an energy-saving rescheduling timetable by reducing the powering energy and increasing the regenerative energy. We considered passenger convenience under the condition that the total time from the starting station to the terminal station of each train does not change. This paper describes the details of the method for creating energy-saving rescheduling timetables and reports the results of a case study using real line data.

キーワード：省エネ，運転整理，小規模遅延，力行電力量，回生電力量，利便性，数理最適化

## 1. はじめに

世界的にエネルギー消費量が増大している中、化石燃料の安定供給に対する不安などの課題があり、エネルギー事情は大きく注目されている。また、世界的に地球環境問題への関心が高まっており、各種産業分野において持続可能な開発目標（SDGs）やカーボンニュートラルを目指した取り組みが進んでいる。鉄道においても、省エネのために、電力貯蔵装置や回生インバータなどの地上設備の導入<sup>1)</sup>や、省エネ車両の導入<sup>2)</sup>、省エネ運転が検討されてきた<sup>3)</sup>。

運行管理・運転手法に関する省エネ化のアプローチには、大きく2つの方法がある。1つ目は運転操縦に関する検討であり、複数の運転操縦方法から、列車運行エネルギーを最小化する組み合わせを求める手法<sup>4)</sup>などがある。2つ目はダイヤに関する検討であり、消費電力量に着目して走行時分を最適化したダイヤを作成する手法<sup>5) 6)</sup>などがある。これらの研究は、計画ダイヤ通りの走行ができる前提での省エネ化の検討であり、列車の遅延を想定していない。

そこで、数分程度の小規模遅延時に列車間隔調整のために駅で抑止する場合を想定し、省エネ効果が得られるような運転整理ダイヤ案（以下、「省エネ運転整理ダイヤ案」）を作成する手法を開発した<sup>7)</sup>。具体的には、従来の省エネを考慮しない列車間隔調整による運転整理ダイヤ案（以下、「基本運転整理ダイヤ案」）をもとに、1分程度の短時間の計算で省エネ運転整理ダイヤ案を作成する。そして、遅延状況に応じてその都度作成する省エ

ネ運転整理ダイヤ案をもとに、運転士に対して運転指示を伝達することで、省エネとなる列車運行を実現するものである。省エネ運転整理ダイヤ案作成においては、力行電力量を削減しつつ、回生電力を融通しやすくするために力行とブレーキのタイミングを合わせるような着発時刻調整方法を、数理最適化手法を用いて定式化した。

本論文では、省エネ運転整理ダイヤ作成手法について、構築した手法の詳細を紹介するとともに、実路線データに提案手法を適用したケーススタディの結果を報告する。ケーススタディでは、鉄道総研で開発した列車運行電力シミュレータ<sup>8)</sup>上で、省エネ運転整理ダイヤを再現し、消費電力量を求め、省エネ効果を試算した。

## 2. 省エネ運転整理ダイヤ作成手法

### 2.1 省エネ運転を実現するための基本的な考え方

一般に、走行時分を延長すると、列車の力行時間を短縮して最高速度を抑えることができるため、列車運行エネルギーを削減することができる。また、列車がブレーキをかけるときに回生電力を架線に返すが、近くを走行する力行列車に電力を融通することができれば、回生電力を有効活用することができ、変電所から供給する電力量を削減することができる。この2点に着目し、低速で走行することと、力行とブレーキのタイミングを合わせることで、列車運行エネルギーの削減を図る。

また、省エネ運転整理ダイヤ作成にあたって、遅延状況に応じてその都度ダイヤを更新するために、計算時間を1分以内とすることを目標とした。

なお、本論文で使用する用語のうち、「力行電力量」は列車が架線から取得する電力量から補機電力量を除い

\* 信号技術研究部 運転システム研究室

た電力量、「補機電力量」は照明や空調など列車走行以外に使用する電力量、「回生電力量」は列車が架線に返す電力量、「回生絞り込み量」は架線電圧が高くて回生融通されなかった電力量、「消費電力量」は力行電力量から回生電力量を引き、補機電力を加えた値とする。列車運行電力シミュレータ<sup>8)</sup>では、き電回路、車両性能、運転操縦を統合した計算を行うことで、実際の運行状況に近い状況を再現できるため、消費電力量等を高精度に算出することができる。

## 2.2 省エネ運転整理ダイヤの概要

省エネ運転整理ダイヤ作成イメージを図1に示す。図1(a)に示すような小規模遅延が発生する状況を対象とする。図1(b)に示す通り、遅延発生時に、乗車率の平準化のための列車の間隔調整や、信号による駅間での減速、機外停止を避けるために駅での停車時分をのばす運転整理が実施されることを想定する。これが、基本運転整理ダイヤ案である。

ここで、図1(b)の紫色の丸で囲ったような、駅での停車時分の延長時間（以下、「抑止時分」）に注目した。この抑止時分を、図1(c)の赤い丸と紫の丸で囲った部分で示すように、可能な範囲で走行時分と停車時分とに割り振ることで、走行時分延長による力行電力量の削減と、力行、ブレーキのタイミング合わせによる回生電力の有効活用によって、省エネ化を図る。これが省エネ運転整理ダイヤ案である。

## 2.3 利便性の考慮

一般的に列車運行エネルギーと利便性はトレードオフの関係にあり、利便性を極力損なわないように省エネ運転の方法を検討する必要がある。

図1にイメージを示した通り、基本運転整理ダイヤ案の抑止時分を、走行時分と停車時分に再分配して省エネ化を図る方法では、列車の本数や停車駅、編成数が計画ダイヤ時点から変わらないため、旅客への影響を抑えることができる。また、基本運転整理ダイヤ案で抑止手配を行った列車、駅間のみを調整対象とするため、各列車

の始終着駅の発着時刻は変えずに、中間駅間の発着時刻のみを調整する。このように基本運転整理ダイヤ案と省エネ運転整理ダイヤ案で、合計所要時間を変えないことで、利便性を低下させないよう考慮した。

なお、乗降人数が多い主要駅や他路線への乗継駅などにおいては、低速で運行して省エネ化するよりも、駅での停車時分を確保する方がのぞましい場合がある。そのような駅については、発着時刻や停車時分が基本運転整理ダイヤ案と同じとなるように固定することで対応する。

## 2.4 力行電力量削減アルゴリズム

走行時分を延長して、低速で走行することで力行電力量を削減する。列車、駅間によって、走行距離や勾配、曲線などの線路条件が異なり、走行時分延長時間に対する力行電力量の減少量は異なるため、走行時分を延長した際に省エネ効果が高い列車、駅間と、そうでない列車、駅間がある。そこで、数理最適化手法を用いて、省エネ効果が最大となるように効率よく、各列車、各駅間の走行時分延長時間を求めるアルゴリズムを構築した。

まず、列車、駅間ごとに走行時分延長時間と力行電力量の減少量のデータを準備する。走行時分延長時間と力行電力量の関係を図示した例（以下、「WTプロット」）を図2に示す。図2に示す通り、ある程度走行時分を延長すると、力行電力量の減少幅は飽和する傾向がある。そのため、特定の列車、駅間の走行時分を長時間延長するよりも、複数の列車、駅間の走行時分を少しずつ延長

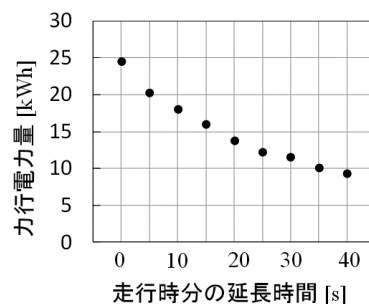


図2 WTプロットの例

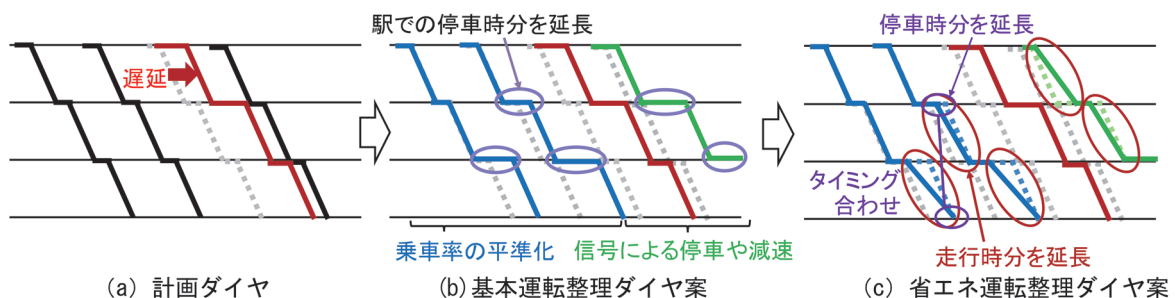


図1 省エネ運転整理ダイヤ作成イメージ

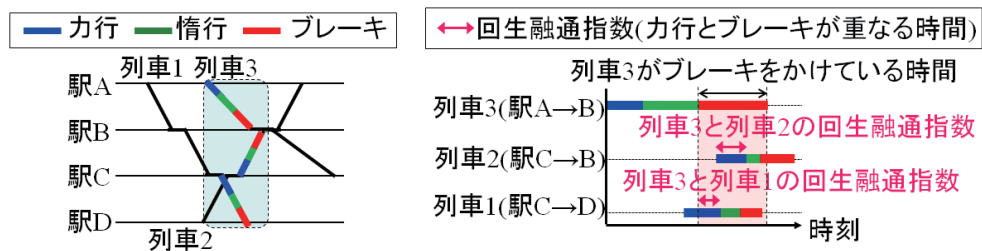


図3 回生融通指数の概念

する方が、省エネ効果は高くなると考えられる。

次に、基本運転整理ダイヤ案をもとに、抑止時分の合計値を列車ごとに算出し、走行時分と停車時分へ再分配できる合計時間を求める。そしてWTプロットをもとに、力行電力量の減少量の合計値が最大となるように、列車、駅間ごとに走行時分延長時間の組み合わせを求める最適化計算を行う。なお、走行時分の延長時間は、列車ダイヤを作成する単位時間（例：5秒）の倍数とする。数理最適化手法による定式化は3章で後述する。

## 2.5 回生電力の有効活用アルゴリズム

力行、ブレーキのタイミングを合わせることで、回生融通しやすい状況をつくり、回生絞り込み量を削減して回生電力を有効活用させるアルゴリズムを構築した。

まず、ある列車がブレーキをかけるときに、周辺を走行する列車が力行している場合の、2列車間の力行、ブレーキのタイミングが重なる時間を「回生融通指数」と定義した。回生融通指数の例を、図3に示す。

2列車間の回生融通指数を考えると、ブレーキをかける時間を  $o_{start} \sim o_{end}$ 、力行する時間を  $c_{start} \sim c_{end}$  としたとき、5通りの場合分けが考えられる。各場合分けを図4に示す。力行、ブレーキのタイミングが重ならない場合は、回生融通指数は0となり、それ以外の場合は、ブレーキ終了時刻  $o_{end}$  と力行終了時刻  $c_{end}$  のうち早い時刻  $z_{end}$  から、ブレーキ開始時刻  $o_{start}$  と力行開始時刻  $c_{start}$  のうち遅い時刻  $z_{start}$  の差分が回生融通指数となる。すなわち、回生融通指数  $z$  は式(1)で表される。

$$z = \max\{0, z_{end} - z_{start}\} \quad (1)$$

回生融通指数を考える上で回生電力の潮流が発生する2列車の組み合わせについて、1つの回生列車に対して全ての他列車との組み合わせを考えた場合、計算時間が増大する懸念がある。また、着目するブレーキに対して、複数の列車の力行時間が重なるように調整したとしても、列車間距離や架線の電圧条件等によって、実際に回生融通できる力行列車は限られる。そこで、距離的区切りと時間的区切りによって、力行とブレーキのタイミングを合わせる2列車の組み合わせを限定する。概念図

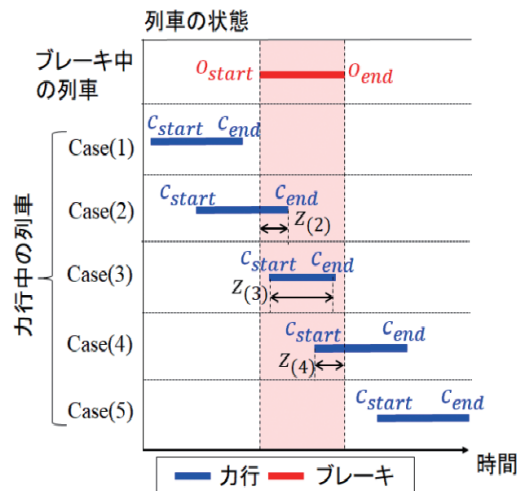


図4 列車ごとの運転状態に応じた回生融通指数の場合分け

を、図5に示す。直流き電方式では一般に回生列車の近傍の力行列車との間でのみ回生電力の潮流が起こることから、変電所の位置で線区をブロックに分割し（距離的区切り）、同じブロック内に在線する列車同士の組み合わせに限定することとした。さらに、着目するブレーキが操作される列車、駅間と、そのブレーキ動作の前後一定時間（時間的区切り）以内に力行する列車、駅間との組み合わせに限定した。

このように選定された2列車について求めた回生融通指数の合計値が最大となるように、列車、駅間ごとに、走行時分と停車時分へ再分配する時間の組み合わせを求める最適化計算を行う。数理最適化手法による定式化は3章で後述する。

なお、走行時分を延長するとランカーブが変わり、力行、ブレーキのタイミングも変化する。よって、各走行時分延長時間に対する力行、ブレーキのタイミングのデータを準備する必要がある。

## 2.6 力行と回生の両立

回生電力を有効活用する調整によって、力行電力量が受ける影響の例を図6に示す。図6では、列車3の時刻が調整可能で、列車1、2の発着時刻は固定とする。



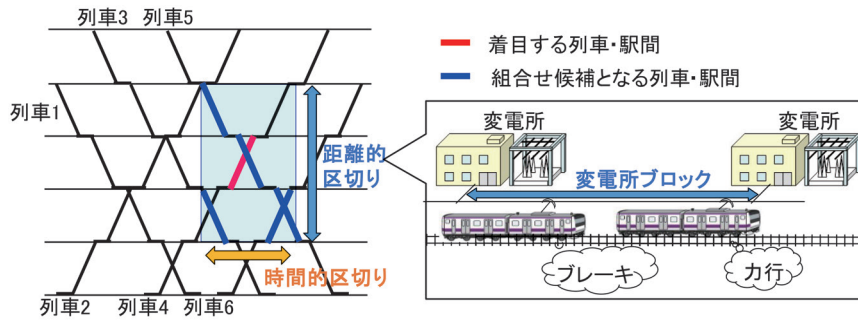


図5 力行とブレーキのタイミングを合わせる2列車の組み合わせ方法

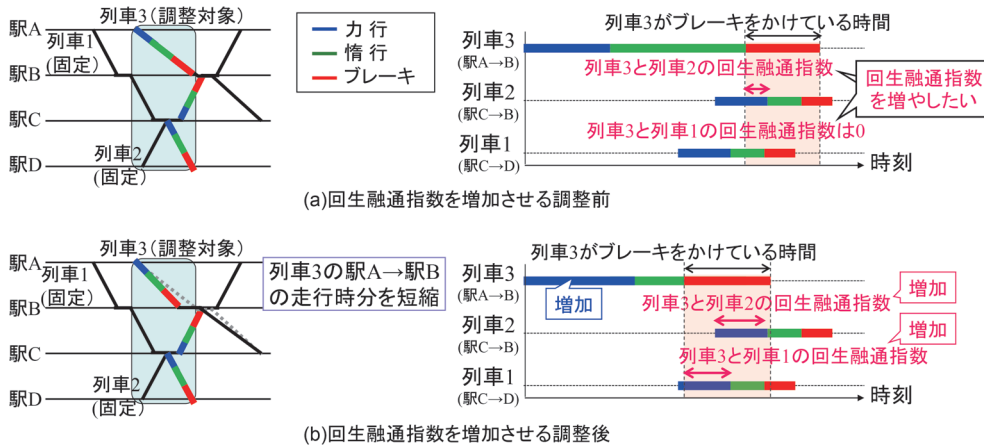


図6 回生と力行を両立させるための課題

図6 (a) で回生融通指数の合計値を増加させるため、図6 (b) のように列車3の駅Aから駅Bへ向かう走行時分を短縮するような調整をしたとする。その結果、回生融通指数の合計値は増加するが、力行電力量も増加することとなる。この例のように、回生電力を有効活用するための調整によって、力行電力量も増加してしまう可能性があり、力行電力量削減アルゴリズムと回生電力の有効活用アルゴリズムをできる限り両立する必要がある。

そこで、力行と回生のバランスを調整するための重みパラメータ  $W[\text{kWh/s}]$  を導入した。重みパラメータは、回生融通指数1秒あたりの回生電力量の期待値を表しており、回生融通指数に重みパラメータを乗じてその和をとった値は、回生電力量と正の相関があると考えられる。そこで、2.4節、2.5節のアルゴリズムを組み合わせ、力行電力量の減少量の合計値と、 $W$  を乗じた回生融通指数の合計値の和を最大化する目的関数を設定し、力行電力量の削減と回生電力の有効活用の両立を目指すこととした。重みパラメータの値を大きくすれば、力行電力量の変化量に対して、回生融通指数をより優先的に増加させることができる。 $W$  を用いて力行と回生を両立できる最適なバランスを見つけることで、省エネ効果の最大化を検討することが可能となる。

### 3. 数理最適化問題としての定式化

2.4節、2.5節のアルゴリズムを組み合わせ、力行と回生のバランスを調整できるように、数理最適化問題としての定式化を行った。本章では、その定式化について、目的関数の詳細と、制約条件の概要を記載する。これらの定式化をもとに、数理最適化ソルバーGurobi Optimizer (ver. 9.5.1) を使って、計算を行った。

#### 集合の表記

- $\mathcal{A}^{adjust}$  : 走行時分、停車時分を調整する対象列車の集合 (要素を  $a^{adjust}$  で表す)
- $\mathcal{S}^{adjust}(a^{adjust})$  : 走行時分、停車時分を調整する対象列車  $a^{adjust}$  の調整対象駅間の集合 (要素を  $s^{adjust}$  で表す)
- $\mathcal{D}(a^{adjust}, s^{adjust})$  : 走行時分、停車時分を調整する列車、駅間における、走行時分延長時間 [s] の集合 (要素を  $\Delta d$  で表す)
- $\mathcal{M}(a^{adjust}, s^{adjust})$  : 走行時分、停車時分を調整する列車、駅間における、停車時分延長時間 [s] の集合 (要素を  $\Delta m$  で表す)
- $\mathcal{B}^{power}(a^{adjust}, s^{adjust})$  : 走行時分、停車時分を調整する対象列車が、調整対象駅間でブレーキをかけたときに、力行、ブレーキのタイミング合わせを図る力行列車の

集合（要素を  $b^{power}$  で表す）

- ・  $S^{power}(a^{adjust}, s^{adjust}, b^{power})$  : 力行, ブレーキのタイミング合わせを図る力行列車  $b^{power}$  が在線している駅間の集合（要素を  $s^{power}$  で表す）

**入力データの表記**

- ・  $\Delta e(a^{adjust}, s^{adjust}, \Delta d)$  : 走行時分, 停車時分を調整する列車, 駅間において, 走行時分を  $\Delta d$  だけ延長した際の力行電力量の減少量 [kWh]
- ・  $W (> 0)$  : 回生融通指数の合計値を目的関数に加えるときの重みパラメータ [kWh/s]

**決定変数の表記**

- ・  $x(a^{adjust}, s^{adjust}, \Delta d) =$   
 $\begin{cases} 1 & \text{列車 } a^{adjust} \text{ の駅間 } s^{adjust} \text{ で延長する走行時分が } \Delta d \\ 0 & \text{それ以外} \end{cases}$
- ・  $y(a^{adjust}, s^{adjust}, \Delta m) =$   
 $\begin{cases} 1 & \text{列車 } a^{adjust} \text{ の駅間 } s^{adjust} \text{ で延長する停車時分が } \Delta m \\ 0 & \text{それ以外} \end{cases}$

**その他の変数の表記**

- ・  $z(a^{adjust}, s^{adjust}, b^{power}, s^{power})$  : 駅間  $s^{adjust}$  でブレーキ中の列車  $a^{adjust}$  と, 駅間  $s^{power}$  で力行中の列車  $b^{power}$  の回生融通指数

**目的関数**

力行電力量の減少量の合計値と,  $W$  を乗じた回生融通指数の合計値の和を最大化する (式 (2))。

$$\begin{aligned} & \sum_{a^{adjust}} \sum_{s^{adjust}} \sum_{\Delta d} (\Delta e(a^{adjust}, s^{adjust}, \Delta d) \\ & \quad \times x(a^{adjust}, s^{adjust}, \Delta d)) \\ \text{Max} & \quad + W \times \sum_{a^{adjust}} \sum_{s^{adjust}} \sum_{b^{power}} \sum_{s^{power}} \\ & \quad z(a^{adjust}, s^{adjust}, b^{power}, s^{power}) \end{aligned} \quad (2)$$

**制約条件**

下記の制約条件を考慮した。

- (1) 基本運転整理ダイヤ案の抑止時分だけ, 走行時分, 停車時分に再分配する
- (2) 省エネ運転整理ダイヤ案の出発時刻は, 計画ダイヤよりも早くしない

**4. 実路線データを用いたケーススタディ**

2章, 3章で前述した省エネ運転整理ダイヤ作成手法について, 実路線データでのケーススタディを行った。

**4.1 計算条件**

試算する線区は, 38 駅, 約 69km の規模で, タラッシュの約 1 時間分の列車ダイヤ (62 列車, 612 停車駅間) を計算対象とした。補機電力は外気温 15°C 相当に設定した。試算対象とした計画ダイヤを図 7 (a) に示す。過去の列車遅延の実績データを参考に, 遅延初列車の初期遅延を 290 [s] に設定し, 赤線で示した。なお, ダイヤ図では, 線区全体のうち, 遅延による影響があり調整対象となる駅間が含まれる範囲を抜粋して示す。

遅延発生時刻以降の各列車に対して, 各駅で必要となる時隔と最小停車時分を設定して, 計画ダイヤ時の駅間走行時分で運転した場合の遅延伝搬を計算し, 抑止手配のみを想定して作成した基本運転整理ダイヤ案を図 7 (b) に示す。抑止が手配された列車, 駅間を太線で示す。遅延初列車より先行する 4 列車については, 乗車率平準化のための抑止, 遅延初列車より後発する 3 列車については, 駅間での減速や機外停止を避けるための抑止を想定した。このように抑止手配を行った 7 列車, 50 駅間を調整対象として, 省エネ運転整理ダイヤ案を作成した。なお, 各列車の抑止時分は 30~195 秒であり, 全列車合計で 745 秒であった。

力行電力量削減アルゴリズムで用いる列車, 駅間ごと

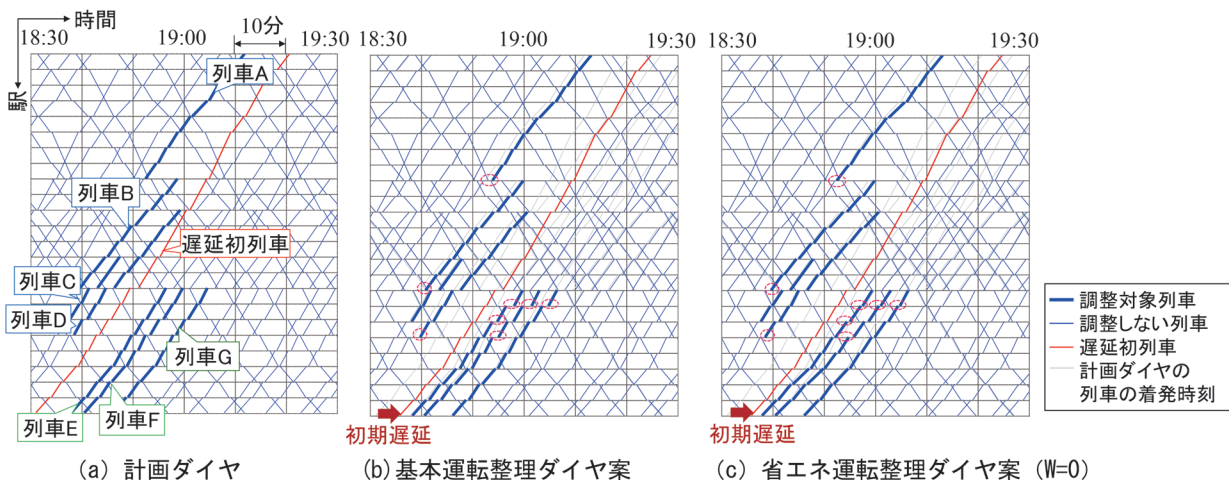


図 7 作成した省エネ運転整理ダイヤ案



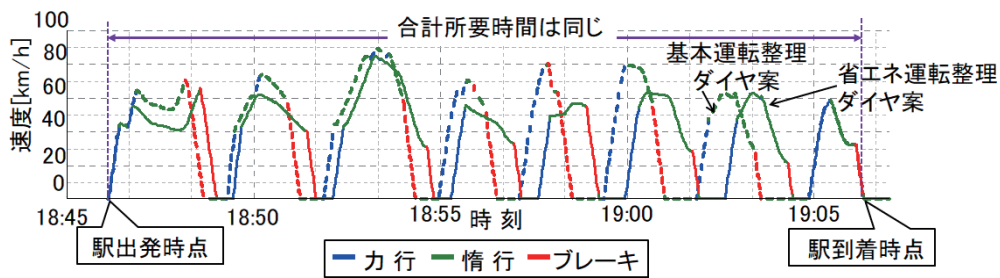


図8 列車Gの運転曲線の比較 (W = 0)

の走行時分延長時間と力行電力量の減少量のデータ (WTプロット), および, 回生電力の有効活用アルゴリズムで用いる各走行時分延長時間に対する力行, プレーキのタイミングのデータは, 列車運行電力シミュレータ<sup>8)</sup>を活用して準備した。

省エネ運転整理ダイヤ案を作成する際の計算条件について記す。延長可能な駅間に再分配する走行時分延長時間 (3章の $\Delta d$ ) と, 駅での停車時分延長時間 (3章の $\Delta m$ ) は, すべての列車において, 0, 5, 10, 15, …40秒のいずれかとした。力行と回生のバランスを調整するためのパラメータ  $W$  は, 0, 0.05, 0.1, 0.15, 0.2, 0.25 [kWh/s] とした。

#### 4.2 提案手法で作成した省エネ運転整理ダイヤ案

4.1節で設定した計算条件で, 省エネ運転整理ダイヤ案を作成した。力行電力量削減量アルゴリズムによる走行時分の延長を確認するために,  $W$  が0 [kWh/s] のときに得られた省エネ運転整理ダイヤ案を図7(c)に示す。図7(b)の基本運転整理ダイヤ案と, (c)省エネ運転整理ダイヤ案を比較すると, 赤い点線の丸で示すように, 駅での抑止時分が減少し, 走行時分が延長している駅間があることが確認できる。

#### 4.3 シミュレーションによる省エネ効果の試算

基本運転整理ダイヤ案と省エネ運転整理ダイヤ案を, 列車運行電力シミュレータ<sup>8)</sup>で再現し, 計算対象である1時間 (図7の18:30~19:30) 分の消費電力量等を求めた。

まず,  $W$  が0 [kWh/s] のときの列車Gの運転曲線の比較を, 図8に示す。合計所要時間に変更はなく, 力行時間を短縮し, 最高速度が低下していることがわかり, 力行電力量を効率的に削減できていることを確認した。

次に, 各  $W$  に対する, 走行時分, 停車時分の調整対象列車, 駅間 (7列車50駅間) の力行電力量, 回生電力量を図9に示す。 $W$  が大きいほど, 回生電力の融通を優先することを意味するが, 確かに回生電力量が増加し, 力行電力量も増加する。すなわち,  $W$  によって, 力行と回生のバランスが調整可能であることを確認した。

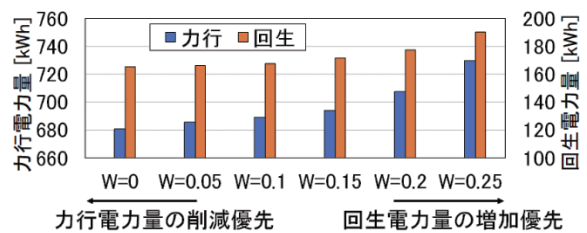


図9 力行電力量と回生電力量

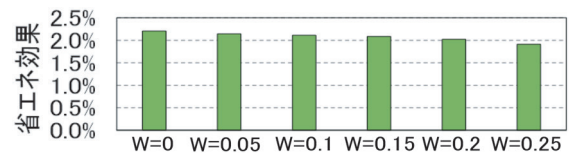


図10 省エネ効果

表1 省エネ運転整理ダイヤ作成にかかる計算時間

W[kWh/s]	0	0.05	0.1	0.15	0.2	0.25
計算時間[s]	0.1	13.0	59.9	101.2	459.8	479.7

また, 各  $W$  について, ダイヤ全体の消費電力量をもとに算出した省エネ効果を図10に示す。図10では, 基本運転整理ダイヤ案の消費電力量を基準として省エネ効果を算出した。本ケーススタディの条件では,  $W$  の値による省エネ効果の差はほとんどなく, 最大で2.2%, 最小でも1.9%の省エネ効果が得られた。

省エネ運転整理ダイヤ案作成にかかった時間を表1に示す。 $W$  が0~0.1 [kWh/s] の範囲では, 計算時間が目標である1分以内であった。

## 5. まとめ

本研究では, 小規模遅延時に, 列車間隔調整のために駅で抑止する場合を想定し, 省エネ効果が得られるような運転整理ダイヤを作成する手法を構築した。各列車, 各駅間の発着時刻を調整することで, 利便性を考慮しながら, 力行電力量の削減と回生電力の有効活用を両立を図った。

ケーススタディの結果, 1分以内に省エネ運転整理ダ

ダイヤを作成でき、省エネ効果として最大2.2%が得られることを確認した。このように作成した省エネ運転整理ダイヤをもとに、運転指示を行うことで、列車運行の省エネ化の実現が可能である。

今後は、提案手法を計画ダイヤ作成時に適用し、力行電力量削減と回生電力の有効活用の両立を図った省エネダイヤ作成を試行する予定である。

本研究の一部は、国土交通省の鉄道技術開発費補助金を受けて実施した。

## 文 献

- 1) 伊藤努：地上電力設備における省エネ施策の現状，2018年電気学会産業応用部門大会，5-S1-2，2018
- 2) 富川英朝，若林良明，篠宮健志：鉄道車両における省エネの現状，2018年電気学会産業応用部門大会，5-S1-3，2018
- 3) 渡邊翔一郎，宮武昌史：電気鉄道における運転と運行計画の省エネルギー技術の現状，2018年電気学会産業応用部門大会，5-S1-4，2018
- 4) 武内陽子，田口東，小川知行，森本大観：き電回路の簡易模擬とブレーキパターン選択による列車運行エネルギーの最小化，電気学会研究会資料，VT-20-077/TER-20-073，2020
- 5) 宮武昌史：節電に貢献する鉄道の省エネ運転・省エネダイヤに関する理論的検討，電気学会研究会資料，TER-11-68/ITS-11-43，2011
- 6) 明石太輔，仲野淳，佐藤拓哉，宮武昌史，渡邊翔一郎，武内陽子，小川知行：モデル線区での省エネルギー列車ダイヤの作成と列車運行電力シミュレータでの評価，令和2年電気学会全国大会，5-205，pp.337-339，2020
- 7) 国崎愛子，武内陽子：小規模遅延時の省エネ運転整理ダイヤ作成手法における力行とブレーキのタイミング合わせの検討，電気学会研究会資料，TER-23-038/MSS-23-004，2023
- 8) 小川知行，武内陽子，森本大観，影山真佐富，美濃部晋吾：列車運行電力シミュレータによる消費エネルギー予測手法，電気学会論文誌D（産業応用部門），Vol.141，No.5，2021



# 片切片盛地形上の鉄道車両に関する横風風洞試験結果

乙部 達志\* 鈴木 実\*

Wind Tunnel Test Results of Railway Vehicles under Cross Winds in Half-bank Half-cut Line Sections

Tatsushi OTOBE Minoru SUZUKI

The evaluation of the running safety of railway vehicles in high cross winds is carried out using an aerodynamic coefficient obtained from wind-tunnel tests. In a previous study, wind tunnel tests were carried out on commuter-type vehicles in a half-bank half-cut section, to obtain aerodynamic coefficients. However, studies have not been carried out on the influence of different vehicle shapes on the aerodynamic coefficients. Therefore, wind tunnel tests were carried out on double-decker-type vehicles and freight-type vehicles as a follow-up to the previous study.

キーワード：風洞試験，片切片盛，二階建て，貨物，空気力係数

## 1. はじめに

これまで鉄道総研では、強風に対する鉄道車両の安全性を高い精度で評価するため、風洞試験により空気力係数を求めてきた。文献1には、既往の研究で得られた5車種と7種類の線路構造物に対する空気力係数の一覧を掲載している。また、文献1の5車種と類似形状車両の空気力係数の推定に関する研究としては文献2がある。また、盛土高さが異なる場合の空気力係数への影響も研究しているが、海岸地形によくみられる海岸側が盛土、内陸側が切取（片切片盛と呼ぶ）のような7線路構造物とは形状が大きく異なる場合の空気力係数の推定は困難である。片切片盛地形に対するこれまでの風洞試験結果は文献3、4にまとめられているが、通勤型車両を対象としている。

片切片盛地形上の車両の空気力係数は、車両で剥離した流れと切取高さの関係に大きく影響を受けると考えられるため、車両形状（車両高さや車両屋根部の形状）が異なると文献3、4で得られた傾向と異なる可能性がある。そこで、本報告では文献4の続報として、片切片盛地形上の二階建て型車両および貨物型車両に対して実施した風洞試験結果を報告する。

## 2. 風洞試験方法

### 2.1 風洞設備

風洞試験は、鉄道総研所有の大型低騒音風洞密閉型測定部で実施した。測定部の大きさは幅5m、高さ3m、長さ20mで、測定部上流端より16.8m下流の床面にターンテーブル（中心）が設置されている。このターン

テーブル上に模型を設置し、空気力を測定する。また、自然風を模擬するために、ターンテーブルの上流側にバリア、スパイア、ラフネスブロックを設置し、乱流境界層（べき指数0.26）を生成する<sup>5)</sup>。座標系は、密閉型測定部上流端の床面の幅方向中心を原点とし、主流方向をX、幅方向をY、鉛直上方向をZとする右手系の直交座標系である。密閉型測定部を図1に示す。

風洞試験状況を図2に示す。また、風洞風速を制御するピトー管を  $X=11,800\text{mm}$ ,  $Y=1,504\text{mm}$ ,  $Z=1,800\text{mm}$

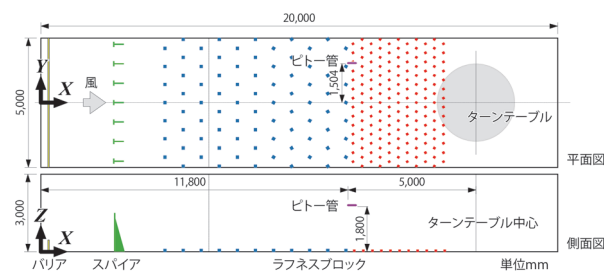


図1 密閉型測定部内の乱流境界層生成装置の配置 (べき指数0.26)

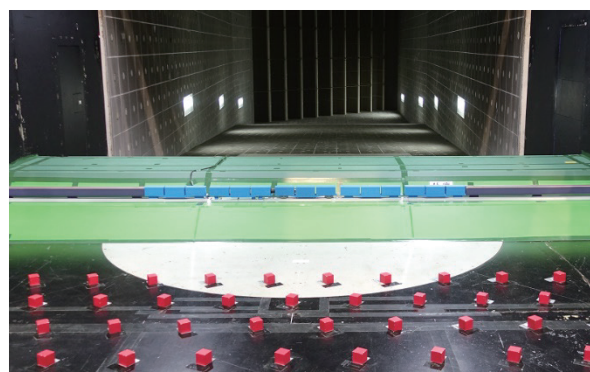


図2 風洞試験状況（上流側から望む）

\* 環境工学研究部 車両空力特性研究室

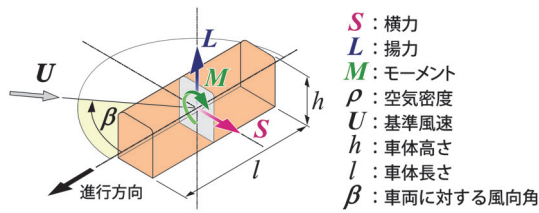


図3 車両模型に働く空気力

の位置に設置し、このピトー管による風速指示値を試験風速  $U_0$  と呼ぶ。試験風速は 30m/s である。

## 2.2 空気力の評価方法

強風に対する安全性評価に必要な空気力は、横力  $S$ 、揚力  $L$ 、ローリングモーメント  $M$  (以下、モーメントと呼ぶ) であり、それぞれの正の方向を図3に示す。空気力の座標軸は車体に固定した軸 (車体軸) であり、風洞試験においてターンテーブルを回転して風向角  $\beta$  を変化させた際には、座標軸も車体とともに変化する。

空気力係数 (横力係数  $C_S$ 、揚力係数  $C_L$ 、モーメント係数  $C_M$ ) を算出する際に用いた車両模型の諸元を表1に示す。空気力係数は、平均空気力を平均動圧と車体高さ  $h \times$  車体長さ  $l$  で表す車体側面積  $A$  (投影面積ではない) で除した値、モーメント係数については代表長さとして車体高さ  $h$  で更に除した値であり、式(1)から式(3)で算出した。平均空気力は、サンプリング周波数 100Hz、収録時間 42 秒のデータから求められた値である。また、平均動圧は、空気力係数算出の基準位置  $Z_V$  における、模型がない条件での風速の時間平均値  $U_{BL}(Z_V)$  を用いて算出された値である (図4)。モーメント中心は車体高さの 1/2 (車体中心) にあり、モーメント係数は風上側から風下側に転倒する向きが正である。

$$C_S = \frac{S}{\frac{1}{2}\rho(U_{BL}(Z_V))^2 A} \quad (1)$$

$$C_L = \frac{L}{\frac{1}{2}\rho(U_{BL}(Z_V))^2 A} \quad (2)$$

$$C_M = \frac{M}{\frac{1}{2}\rho(U_{BL}(Z_V))^2 Ah} \quad (3)$$

空気力係数の内、転覆に最も影響の大きいものは横力係数であるが、揚力係数とモーメント係数の影響も加味し、転覆に関して総合的に評価できる指標である風下レール周りのモーメント係数  $C_{M\_lee}$  は、

$$C_{M\_lee} = \frac{C_S h_V}{h} + \frac{C_L l_R}{2h} + C_M \quad (4)$$

で求められる。式(4)中の  $l_R$  (車輪とレールの接触点間

表1 空気力係数の算出に用いた値 (模型寸法)

項目	記号	単位	車両模型	
			二階建て型	貨物型
代表長さ (車体高さ)	$h$	[m]	0.0973	0.0723
代表面積 (車体高さ×車体長さ)	$A$	[m <sup>2</sup> ]	0.0506	0.0342
R.L.車体中心高さ	$h_V$	[m]	0.0531	0.0578
片切片盛の地上R.L.高さ (風洞床面からR.L.までの距離)	$Z_{RL}$	[m]	0.2180	0.2180
地上からの車体中心高さ (風洞床面から車体中心までの距離)	$Z_V$	[m]	0.2711	0.2758
在来線軌道における車輪とレールの 接触点間距離	$l_R$	[m]	0.0280	0.0280

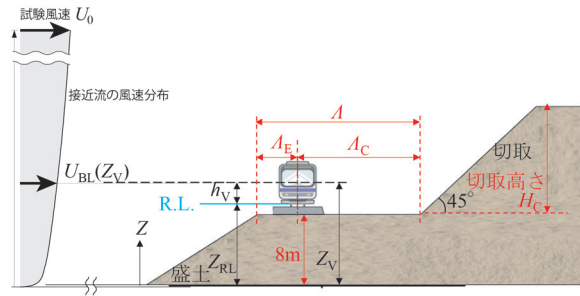


図4 乱流境界層分布と車両、片切片盛の関係

距離)、 $h$  (車体高さ) および  $h_V$  (R.L. 車体中心高さ) は表1に示す通りである。

## 2.3 風洞試験模型

風洞試験に用いた片切片盛模型は、文献4で用いた模型と同じであり、縮尺は 1/40 である。地形の断面形状は、図4に示すような形状であり、図中に風洞試験のパラメータを示す (以降、図中の 8m も含め、赤字で示した盛土および片切片盛に関する寸法は実物大で示す)。盛土部分はのり面勾配 1 : 1.5 (33.7 度)、高さ 8m に固定、切取部分は切取傾斜角 45 度に固定しており、風洞試験のパラメータは、切取高さ  $H_C$ 、切取端 (のり尻) と軌道中心の距離  $A_C$ 、盛土端 (のり肩) と軌道中心の距離  $A_E$ 、盛土端 (のり肩) と切取端 (のり尻) の距離  $A (= A_E + A_C)$  である。添え字の C は Cutting (切取)、E は Embankment (盛土) の頭文字である。なお、切取高さ  $H_C$  が高くなると密閉型測定部に対する閉塞率が大きくなる。今回の試験で  $H_C$  が最も高い条件 (10m) の時の閉塞率は 15% である。

風洞試験に用いた車両模型 (図5) は、二階建て型車両と貨物型車両である。二階建て型車両、貨物型車両として、それぞれ文献6で用いた 285 系とコキ 50000 を用いた。風洞試験条件を表2に示す。

風洞試験は、中間車の条件で実施し、風向角は 90 度のみで実施した。測定車の左右隣 2 両ずつ (測定車と合わせて計 5 両) は測定車と同一断面形状の車両模型、それ以外の (ダミー) 車両模型は文献4で使用した通勤型 (R5000 車両) の断面形状であり、風洞側壁まで模型を延長して試験を実施した (図2)。



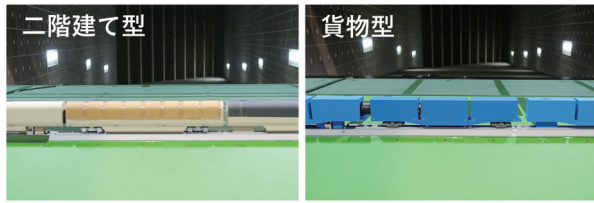


図5 車両模型

表2 風洞試験条件

$H_C$	$A=6m$		$A=10m$		$A=20m$	
	$A_E$		$A_E$		$A_E$	
	2.84m	2.84m	6.84m	2.84m	16.84m	
1m	●■	-	-	-	-	-
2m	●	-	-	●	●	-
3m	●■	-	-	-	-	-
4m	●■	-	-	-	-	-
5m	●■	●■	●■	●■	●■	●■
6m	●	-	-	-	-	-
7m	●■	●■	●■	●■	●■	●■
8m	-	-	-	-	-	-
9m	-	-	-	-	-	-
10m	●■	-	-	-	-	●■

凡例

●: 二階建て型、中間車、風向角90度

■: 貨物型、中間車、風向角90度

### 3. 風洞試験結果

本章では、風洞試験結果の中から、車両の転覆に対して影響の大きい横力係数  $C_S$  および風下レール周りのモーメント係数  $C_{M\_lee}$  に関して述べる。

片切片盛上の車両と単線盛土上の車両の各条件における空気力係数を比較するため、単線盛土上の車両に対する風洞試験も実施した。「片切片盛上の車両の各風洞試験条件に対して得られた空気力係数」を「単線盛土（高さ8m）上の同じ車両・風向角条件に対して得られた空気力係数」で除した空気力係数比（ $C_S$  比、 $C_{M\_lee}$  比）

$$C_S \text{ 比} = \frac{\text{片切片盛上の車両の } C_S}{\text{単線盛土上の車両の } C_S} \quad (5)$$

$$C_{M\_lee} \text{ 比} = \frac{\text{片切片盛上の車両の } C_{M\_lee}}{\text{単線盛土上の車両の } C_{M\_lee}} \quad (6)$$

を考える。 $C_S$  比、 $C_{M\_lee}$  比が1よりも大きければ、単線盛土上の車両の  $C_S$ 、 $C_{M\_lee}$  よりも大きい。

#### 3.1 単線盛土上の車両の空気力係数

片切片盛上の車両に対する風洞試験結果を述べる前に単線盛土上の二階建て型車両と貨物型車両の空気力係数を図6に示す。

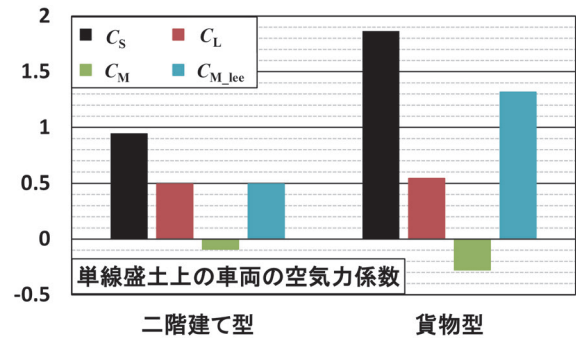


図6 単線盛土上の車両の空気力係数（風向角90°）

#### 3.2 切取高さ $H_C$ と $C_S$ 比、 $C_{M\_lee}$ 比

のり肩とのり尻の距離  $A$  およびのり肩と軌道中心の距離  $A_E$  を固定した条件下で、切取高さ  $H_C$  が変化した場合の  $C_S$  比、 $C_{M\_lee}$  比に対する影響について述べる。

図7、8に切取高さ  $H_C$  と  $C_S$  比、 $C_{M\_lee}$  比の関係を示す。車両種別によらず、切取高さ  $H_C$  が1mから3~5m程度に増加した時には  $C_S$  比、 $C_{M\_lee}$  比は概ね増加か変化なし、切取高さ  $H_C$  が3~5m程度から10mに増加した時には  $C_S$  比、 $C_{M\_lee}$  比は減少傾向となっている。

#### 3.3 のり肩から軌道中心の距離 $A_E$ と $C_S$ 比、 $C_{M\_lee}$ 比

のり肩とのり尻の距離  $A$  および切取高さ  $H_C$  を固定した条件下で、のり肩と軌道中心の距離  $A_E$  が変化した場合の  $C_S$  比、 $C_{M\_lee}$  比に対する影響について述べる。

図7、8において  $H_C$  を固定した条件で●と▲、●と■を比べると、全ての  $H_C$  で●および●が大きい。従って、のり肩と軌道中心の距離  $A_E$  が増加した時には  $C_S$  比、 $C_{M\_lee}$  比は減少することが分かる。

#### 3.4 のり肩からのり尻の距離 $A$ と $C_S$ 比、 $C_{M\_lee}$ 比

切取高さ  $H_C$  およびのり肩と軌道中心の距離  $A_E$  を固定した条件下で、のり肩とのり尻の距離  $A$  が変化した場合の  $C_S$  比、 $C_{M\_lee}$  比に対する影響について述べる。

図7、8において  $H_C$  を固定した条件で●と●と●を比べると、全ての  $H_C$  で●が大きい。従って、のり肩とのり尻の距離  $A$  が増加した時には  $C_S$  比、 $C_{M\_lee}$  比は減少することが分かる。

#### 3.5 $C_S$ 比、 $C_{M\_lee}$ 比が最大となる条件

図7、8から  $C_S$  比、 $C_{M\_lee}$  比が最大となる条件は、二階建て型で  $(H_C, A, A_E) = (4m, 6m, 2.84m)$ 、貨物型で  $(H_C, A, A_E) = (5m, 6m, 2.84m)$  であることが分かる。しかしながら、二階建て型および貨物型の両方で、 $(H_C, A, A_E) = (3m, 6m, 2.84m)$ 、 $(4m, 6m, 2.84m)$ 、 $(5m, 6m, 2.84m)$  における  $C_S$  比、 $C_{M\_lee}$  比の差は0.02以下である。そのため、 $C_S$  比、 $C_{M\_lee}$  比

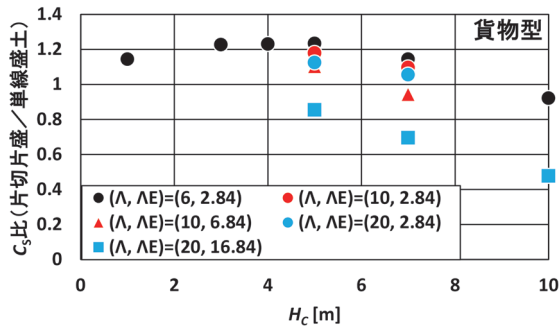
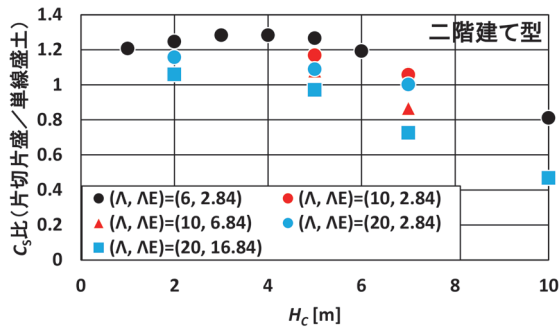


図7 切取高さ  $H_C$  と  $C_S$  比（風向角  $90^\circ$ ）の関係

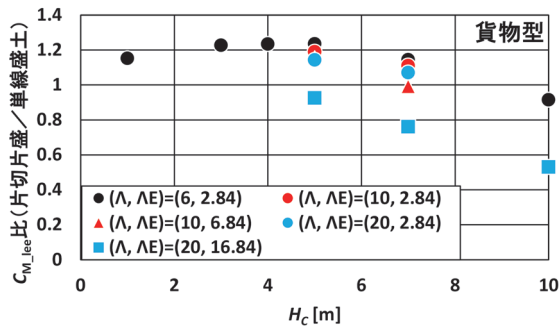
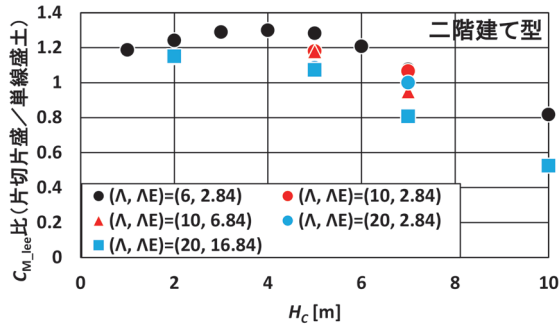


図8 切取高さ  $H_C$  と  $C_{M\_lee}$  比（風向角  $90^\circ$ ）の関係

が最大となる  $H_C$  の条件は、3～5m と言っても差し支えない。

また、本報告では中間車の風向角  $90^\circ$  の条件のみ扱っているが、通勤型に関しては文献4で先頭車および中間車、風向角  $90\sim 30^\circ$  の条件を扱っている。文献4の表2で、通勤型の場合  $C_S$  比が最大となる  $H_C$  の条件

は3、4mと示されている。また、文献4における  $C_{M\_lee}$  比が最大となる  $H_C$  の条件も  $C_S$  比が最大となる  $H_C$  の条件と同じ3、4mであった。

以上より、これまで実施した風洞試験の範囲（表2および文献2の表2）においては、車両形状（車両高さや車両屋根部の形状）によらず  $C_S$  比、 $C_{M\_lee}$  比を最大とする  $H_C$  の条件は3～5mであった。

#### 4. まとめ

本報告では、片切片盛地形上の二階建て型（中間車）、貨物型（中間車）に対して、切取高さ  $H_C$ 、のり肩と軌道中心の距離  $A_E$ 、のり肩とのり尻の距離  $A$  をパラメータとして（風向角  $90^\circ$  のみの）風洞試験により空気力係数を求めた。風洞試験により得られた空気力係数を「単線盛土（高さ8m）上の同じ車両・風向角条件に対して得られた空気力係数」で除した空気力係数比（ $C_S$  比、 $C_{M\_lee}$  比）によって整理した結果、二階建て型（中間車）、貨物型（中間車）に対して、以下の（1）～（5）のことが分かった。

- (1)  $A$ 、 $A_E$  が一定の条件では、 $H_C$  が1mから3～5m程度に増加した時、 $C_S$  比、 $C_{M\_lee}$  比は概ね増加か変化なし、 $H_C$  が3～5m程度から10mに増加した時、 $C_S$  比、 $C_{M\_lee}$  比は減少傾向となった。
- (2)  $A$ 、 $H_C$  が一定の条件では、 $A_E$  が増加した時、 $C_S$  比、 $C_{M\_lee}$  比は減少した。
- (3)  $H_C$ 、 $A_E$  が一定の条件では、 $A$  が増加した時、 $C_S$  比、 $C_{M\_lee}$  比は減少した。
- (4) 単線盛土上の車両の  $C_S$ 、 $C_{M\_lee}$  よりも片切片盛土上の車両の  $C_S$ 、 $C_{M\_lee}$  の方が大きくなる（ $H_C$ 、 $A$ 、 $A_E$ ）の条件が存在することが分かった。
- (5)  $H_C$  が4m辺り（3～5m）で  $C_S$  比、 $C_{M\_lee}$  比が最大となった。

また、3章の最後にも述べたが、これまで実施した風洞試験の範囲（表2および文献2の表2）においては、車両形状（車両高さや車両屋根部の形状）によらず  $C_S$  比、 $C_{M\_lee}$  比を最大とする  $H_C$  の条件は3～5mであった。

#### 文 献

- 1) 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、pp.47-50、2013
- 2) 乙部達志、鈴木実、野口雄平、金元啓幸、中出孝次、中野宏章：空気力係数算出方法の違いによる転覆限界風速の差異、鉄道総研報告、Vol.37、No.1、pp.37-43、2023
- 3) 井澤信明、鈴木実、大山安紀子、鈴木貞治、三須弥生：海岸地形上の鉄道車両に作用する空気力の検討、日本機械学



- 会 2015 年度年次大会, G0500703, 2015
- 4) 乙部達志, 立松知紘, 井澤信明, 鈴木実, 野口雄平: 片切片盛地形上の鉄道車両に作用する空気力の評価, 鉄道総研報告, Vol.32, No.11, pp.5-10, 2018
- 5) 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
- 6) 野口雄平, 鈴木実, 乙部達志: 防風柵設置による空気力低減量に関する風洞試験結果, 鉄道総研報告, Vol.36, No.9, pp.55-60, 2022



鉄道総研報告 監修スタッフ

■監修責任者

芦谷公稔

■編集責任者

谷村幸裕

■企画・監修

川崎邦弘	長倉 清	日比野有	高橋紀之
仁平達也	石毛 真	神田政幸	重枝秀紀
桃谷尚嗣	布川 修	新井英樹	福田光芳
松井元英	上半文昭	斉藤実俊	水上直樹
富田 優	小島謙一		

鉄道総研報告 第38巻 第4号

2024年4月1日 発行

監修・発行所：公益財団法人 鉄道総合技術研究所

〒185-8540 東京都国分寺市光町2-8-38

©2024 Railway Technical Research Institute

本誌に関するお問い合わせ先  
総務部広報 電話 042-573-7219

# RTRI REPORT

Vol. 38 No. 4

Apr. 2024

## PAPERS

- Countermeasures to Prevent Dewirement Incident of Conventional Railway Pantographs Based on Lift Force Characteristics Under Crosswind  
.....T.MITSUMOJI, Y.AMANO, T.ABE, S.KOBAYASHI, K.NAKADE, Y.NOBUCHI (1)
- Experiments on Damage to Track Components due to Repeated Passage of Vehicles on Rail Gaps  
.....K.SHIOTA, Y.NISHINOMIYA (9)
- Construction of Method for Creating Energy-saving Rescheduling Timetable for Small-scale Delays  
.....A.KUNISAKI, Y.TAKEUCHI (19)

## RESEARCH REPORT

- Wind Tunnel Test Results of Railway Vehicles under Cross Winds in Half-bank Half-cut Line Sections  
.....T.TOBE, M.SUZUKI (27)

