

# 鉄道総研報告

## ▶ 特集：車両技術 ◀

第36巻 第10号

2022年10月

### 展望解説

- 車両技術に関する研究開発の動向  
.....石毛真（1）

### 特集論文

- 車体弾性振動低減に向けた新幹線用台車前後加振力伝達抑制デバイスの開発  
.....相田健一郎，瀧上唯夫，秋山裕喜，槇田耕伸（5）
- 連結装置の破壊モードに着目した編成車両の衝突シミュレーション  
.....佐藤裕之，沖野友洋（13）
- ハイブリッドシミュレータを用いた滑走制御アルゴリズムの性能評価手法  
.....土方大輔，木崎裕太，中澤伸一（19）
- 定速運転を用いた貨物列車の省エネ運転方法の提案  
.....小川知行（25）
- 運転曲線作成システムと汎用シミュレータとの連携による主電動機の性能評価  
.....横内俊秀，岡本侑己，近藤稔（33）
- 高速度カメラを用いた車両部品の取付状態診断手法  
.....風戸昭人，城取岳夫，高橋悠，野本武志（39）





特集：車両技術

# 車両技術に関する研究開発の動向

石毛 真\*

Research and Development Trends Related to Vehicle Technology at RTRI

Makoto ISHIGE

In the organizational reform of RTRI on April 1, 2022, Vehicle Structure Technology Division and Vehicle Control Technology Division were merged to restart as Vehicle Technology Division. The aim is to respond efficiently and promptly to the increasing sophistication and diversification of needs, such as the application of digital technology in vehicle technology, response to decarbonization, and overseas expansion including international standards. Accordingly, to attain the aim of the organization reform, the new division, Vehicle Technology Division, is working on research and development by integrating mechanical and electrical systems. This paper gives an overview of the status of recent activities related to vehicle technology at RTRI.

キーワード：車両技術，走行安全性，脱炭素，異常検知，乗り心地

## 1. はじめに

鉄道総研は2022年4月1日に組織改正を行い、従来車両関係の研究開発を担当していた車両構造技術研究部と車両制御技術研究部を統合し、車両技術研究部を新設した。車両技術におけるデジタル技術の適用、脱炭素化への対応、国際規格をはじめとする海外への展開等、ニーズの高度化・多様化に効率的かつ迅速に対応するため、従来二つの研究部に分かれていた機械系と電機系が今後は一体となって研究開発を実施していく。

本稿では、基本計画RESEARCH 2025の研究開発の4つの目標である、安全性の向上、低コスト化、環境との調和、利便性の向上それぞれについて、車両技術に関する取り組み状況を概観する。

## 2. 安全性の向上

### 2.1 走行安全性評価

新線あるいは新形式車両の脱線に対する走行安全性の評価は、専用の車輪にひずみゲージを貼付し、輪重および横圧を測定して脱線係数（横圧÷輪重）を用いて行われるが、輪軸の準備や台車への装架など、費用や労力を要することから簡易な走行安全性評価手法の実現が望まれる。一手法として、慣性測定装置や変位計により測定可能な台車挙動データを用いて輪重と横圧を推定する手法の検討を進めている<sup>1)</sup>。

従来の輪重、横圧測定法においては、輪重作用位置が左右方向にシフトした場合に、横圧測定精度が低下し得るという課題がある。そこで、車輪板部側面の曲げひず

みを用いて横圧を測定する従来手法に代えて、輪重測定用の孔内部のせん断ひずみを横圧の尺度とすることで、輪重の影響が小さくなる手法を提案している<sup>2)</sup>。

走行安全性の評価に際しては、脱線係数が目安値を超過する場合があるが、直ちに脱線に結びつくとは限らない。そこで、脱線係数の時系列履歴を考慮した「脱線係数の距離累積値」を新たな走行安全性の評価指標として提案している。これにより、乗り上がり脱線に対する安全余裕度をより精度よく評価できる可能性がある<sup>3)</sup>。また、脱線係数と車輪上昇量を併せて評価する乗り上がり脱線評価手法も提案している<sup>4)</sup>。

さらに、ひずみゲージ出力に演算処理を施し連続的な測定を行う新連続輪重横圧測定法の装置の老朽化、陳腐化が著しいため、新しい処理装置およびスリップリング装置の開発を進めている<sup>5)</sup>。

### 2.2 走行安定性評価<sup>6)7)</sup>

車両の高速走行安定性を評価する際、車両試験装置を用いてだ行動限界速度を求めるいわゆるだ行動試験が実施される。試験において外乱として与える加振条件が異なると、だ行動限界速度も変わることが経験的に知られており、加振方法の差異がだ行動限界速度に与える影響の評価を行った結果、加振後の輪軸初期振幅とだ行動発生速度の関係を表すだ行動限界曲線が存在することを明らかにした。解析により効率的にだ行動限界曲線を求める手法の開発を進めている。

### 2.3 編成前後振動<sup>8)</sup>

編成車両間の連結器に作用する力（自連力）は、列車座屈に関する主要なパラメータである。一方で、連結器を介した車体前後振動の伝達が乗り心地にも影響するこ

\* 車両技術研究部長

とから、自連力の数値解析手法を拡張し、空転制御などにより変動する駆動力を与えた場合の車体前後振動加速度の解析モデルを作成した。この解析モデルは、トルク変動に起因する車体前後振動を考慮した主電動機制御系の設計などへの活用が考えられる。

## 2.4 非破壊検査

超音波探傷に関して、探傷結果を可視化した断面画像として得られるフェーズドアレイ法の適用を検討した。フェーズドアレイ法を鋼板に適用した場合のきず検出性能について検証し、従来の探傷法に比べて、傾斜したきずの検出について優位性があることを示した<sup>9)</sup>。

## 2.5 衝突安全性

国内では衝突条件や車両の衝突安全性を評価するための指標が明示されていない。そこで、過去の踏切衝突事故事例に基づいて衝突条件を設定し、衝突解析および乗客の傷害度解析を行って車体減速度と乗客傷害度の相関を検証し、車両の衝突安全性に関する評価指標とその目安値を提案している<sup>10)</sup>。

## 2.6 火災

鉄道車両火災発生時の乗客の安全な避難誘導や車両構造面での対策を検討するためには、車両における火災性状の把握が重要である。その基礎検討として、車両客室内の火災を想定し、可燃物の燃焼性状と火源の規模の把握を目的とした燃焼試験および汎用火災解析コードFDSを用いた燃焼試験の再現解析を実施している<sup>11)</sup>。

## 2.7 ブレーキ制御

ブレーキ距離の安定化を目的として、現状のブレーキシステムに列車の減速度をフィードバックして一定の目標値に追従させる「減速度制御」をさらに改良し、ブレーキ距離に基づいて減速度の目標値を逐次更新する機能を追加した「距離基準減速度制御」を提案した。走行試験の結果、意図的にブレーキ力を低下させる条件においても高いブレーキ距離の精度を確認した。今後、速度の精度が制御性能に及ぼす営業を把握するとともに制御の安定化を図り、実用に向けた検討を進めていく<sup>12)</sup>。

## 3. 環境との調和

### 3.1 脱炭素化

持続可能なエネルギー社会に寄与するため、鉄道車両のエネルギー源の多様化が求められており、燃料電池ハイブリッド電車の研究開発を行っている。電車相当の加速性能に向上させ、客室空間を確保するため、燃料電池および蓄電池の出力向上と主回路系装置の小型化を行っ

た。今後、パワーフロー制御の高度化や、車両試験台を用いた模擬路線走行による燃費や効率などのエネルギー評価などを行っていく<sup>13)</sup>。

### 3.2 EMC

信号装置とインバータ装置の組み合わせは多数に及び、鉄道車両の完成検査の一つである直達ノイズ試験の結果を予測しにくくしている。そこで、直達ノイズが信号装置へ与える影響について定量的なモデル化を行い、車両完成前のインバータとモータの組み合わせ試験において漏れ電流上限値を測定、比較することで、直達ノイズ試験の事前確認を可能とする手法を構築した<sup>14)</sup>。

### 3.3 騒音

駆動装置の歯車騒音の主たる加振源と考えられる歯車のかみ合いによる変動力の低減策として歯接触面形状の適正化があるが、加工コストが増加する欠点がある。そこで、減衰性能が高く歯面のなじみ性も良好な高強度球状黒鉛鋳鉄を用い、製作コストの多くを占める最終歯研工程を省略可能とする歯車の開発を進めており、実機歯車により大幅な騒音低下を確認した<sup>15)</sup>。

## 4. 低コスト化

### 4.1 蓄電池劣化予測手法<sup>16)</sup>

鉄道車両の駆動用あるいは制御回路用として採用されるリチウムイオン電池の信頼性を確保するためには、劣化を的確に予測し、適切なタイミングで交換を行う必要がある。高精度な劣化予測のために実使用条件での電池温度変動を考慮した容量予測式を提案し、実際の電池を用いた加速劣化試験により、電池容量と内部抵抗を長期間高精度に予測可能であることを確認した。今後は、駆動用途において無視できないサイクル劣化に関する予測手法について検討していく。

### 4.2 異常検知手法

車両搭載機器の異常検知に関する取り組みが盛んに行われている。異常検知のためには何らかの物理量を捉える必要があり、機器の動作、制御のための既設センサがある場合はそのデータを活用できる。取り組みの一例として、ディープラーニング手法を用いて、車両機器のモニタデータから異常を自動的に判断する手法を提案している。気動車の機関停止事象および機関オーバーヒート事象に適用を試みた結果、いずれも事象発生以前に異常を把握することが可能であった<sup>17)</sup>。

物理量を取得するためのセンサを追設あるいは仮設して異常検知を行う取り組みとして、振動のオクターブバンド分析と機械学習を組み合わせた状態監視手法の開発

を行っている。一つは気動車変速機中に異物が混入し内部の異常摩耗による異常振動の発生を検知するものである。異常模擬試験の結果、異物の濃度に関わらず高周波数帯で異常が検知されること、振動の測定箇所に関わらず異常検知が可能であることを確認した<sup>18)</sup>。もう一つは主電動機軸受の異常診断であり、一般的な軸受振動ではなく、主電動機の漏洩電流に適用し、定置試験により無負荷の特定条件下で軸受の異常を検知できることを確認した<sup>19)</sup>。

#### 4.3 摩擦材特性評価

ブレーキ摩擦材の最終的な性能評価においては、実物大台上試験の実施が必要不可欠であるが、高温時の摩擦材の評価に着目すると、膨大な時間と労力を費やす試験となる。そこで、簡易に摩擦材を評価する手法として、摩擦材に含まれる固体潤滑剤の熱的変化と摩擦係数の関係を実験的に調査・分析し、基材耐熱性の評価手法を提案した<sup>20)</sup>。今後、ブレーキ摩擦材の開発プロセスにおいて、摩擦材選択の基礎試験として活用していく。

### 5. 利便性の向上

#### 5.1 乗り心地向上

##### 5.1.1 車体傾斜制御

制御付き自然振子車両の乗り物酔い低減のため、従来のステップ状の指令に代わり実際の曲線の形状に合わせた傾斜制御指令と、それを実現可能な振子制御アクチュエータの開発を行ってきた<sup>21)</sup>。さらに、従来のATS地上子と速発累積距離による位置補正に代わり、線路曲率照合による自車位置検出検知システムを開発<sup>22)</sup>し、これらを組み合わせて振子制御システムを構築した。今後実車への搭載が予定されており、振子車両の乗り心地向上が期待される。

また、新たな車体傾斜方式として、アクティブトーションバー式車体傾斜システムを開発した。振子台車並みの傾斜性能を、一般の台車とほぼ同等の台車構成で実現するもので、良好な傾斜制御性能と、アクチュエータフェール時の安全性について、ベンチ試験にて検証を実施済である。現車での性能確認の実施が期待される<sup>23)</sup>。

##### 5.1.2 上下制振制御システム

新幹線は、以前と比べて左右方向の乗り心地が大幅に向上し、乗客は左右よりも上下方向の振動を感じやすい傾向にある。現状以上に乗り心地を向上するためには、車体上下振動の低減が効果的であると考えられる。そこで、可変減衰軸ダンパおよび可変減衰上下動ダンパを組み合わせた上下制振制御システムを開発している。1車両の試験台試験により、車体上下剛体モード、上下1次曲げモードおよびロールモードの振動を同時に減減させ

る効果が高く乗り心地を向上できることを確認した<sup>24)</sup>。

##### 5.1.3 車体振動低減

鉄道車両のさらなる乗り心地向上のため、車体弾性振動の低減が求められている。振動低減手法を効率的に検討するために、車体の三次元的な変形状を伴う弾性振動を扱うことができる拡張箱形モデルと、そのパラメータを粒子群最適化を用いて機械的に効率よく決定する方法を提案している<sup>25)</sup>。

具体的な振動低減手法としては、前述の上下制振制御システムの他に、アクティブマスダンパを用いた手法<sup>26)</sup>や、床下機器を弾性支持することによって動吸振器として用いる手法<sup>27)</sup>の検討を進めている。

##### 5.1.4 車内騒音低減

鉄道車両の車内騒音は固体伝搬音や透過音によって発生する。固体伝搬音については、床板振動を低減させるため浮き床構造が実用化されているが、低周波域については課題がある。そこで、床板を振動の少ない側構体から吊り下げる構造（吊り床構造）を開発し、定置加振試験により、数百 Hz 以下の周波数域における床板の振動低減効果を確認した<sup>28)</sup>。

#### 5.2 高速化

##### 5.2.1 ボギー角操舵システム

高速走行安定性と曲線通過性能を両立させるため、高速走行時はヨーダンパとして機能し、急曲線走行時はアクチュエータとして車体台車間に操舵モーメントを発生させるボギー角操舵システムの開発を行った。所内試験線において横圧低減効果と、試験台試験において高速走行安定性に影響しないことを確認した<sup>29)</sup>。

##### 5.2.2 ブレーキディスク

鍛鋼製ブレーキディスクの耐熱性向上のため、強固な肉盛層形成が可能なレーザ粉体肉盛溶接法を摩擦面に適用した。実物大ディスクの台上試験により、現用ディスク材に比べて高温強度が高いこと、耐摩耗性が向上することを確認した<sup>30)</sup>。

### 6. まとめ

本稿では鉄道総研における最近の車両関係の研究開発の取り組み状況を紹介した。今後は機械系と電機系の研究開発を融合させ、より安全でより快適な鉄道車両の実現、さらに効率的な鉄道システムによる脱炭素化の実現、デジタル技術の適用による保守省力化の実現を目指していく。

### 文献

1) 飯田忠史：台車挙動測定による走行安全性評価手法，鉄道

- 総研報告, Vol.34, No.5, pp.23-28,2020
- 2) 本堂貴敏, 國行翔哉, 田中隆之, 鈴木貢: 輪重測定用孔内部のせん断ひずみを活用したPQ輪軸による横圧測定法, 鉄道総研報告, Vol.35, No.9, pp.11-16,2021
  - 3) 土井久代, 石田弘明, 宮本岳史: 脱線係数と車輪上昇量に基づく低速走行時の乗り上がり脱線の走行安全性評価, 鉄道総研報告, Vol.34, No.8, pp.29-34, 2020
  - 4) 中橋順一, 三宮大輝, 福村将彦: 車輪上昇量を勘案した乗り上がり脱線評価手法, 鉄道総研報告, Vol.33, No.3, pp.5-10, 2019
  - 5) 鈴木貢, 遠竹隆行, 本堂貴敏, 國行翔哉: 汎用計測機器を用いた省力化連続PQ測定システムの開発, 鉄道総研報告, Vol.33, No.8, pp.17-22, 2019
  - 6) 山長雄亮, 木戸和哉: 蛇行動限界速度評価における加振条件の影響, 鉄道総研報告, Vol.32, No.8, pp.35-40, 2018
  - 7) 山長雄亮: 周期解計算手法を用いた蛇行動安定性解析, 鉄道総研報告, Vol.36, No.2, pp.5-10, 2022
  - 8) 坂本裕一郎, 山下道寛: 編成電車の駆動力変動試験に基づく車体前後振動解析, 日本機械学会論文集, Vol.87, No.895, 2021
  - 9) 牧野一成: 鋼材表面に対して傾斜したきずに応用する超音波探傷について-従来UTとPAUTとの比較-, 溶接技術, Vol.41, No.10, 2021
  - 10) 沖野友洋, 永田恵輔, 中井一馬, 小林秀敏: 乗客傷害度と相関が高い車体減速度積分値を用いた衝突安全性評価法, 鉄道総研報告, Vol.34, No.12, pp.29-34, 2020
  - 11) 高野純一, 石突光隆, 山内雄記, 山中翔, 豊原匡志: 鉄道用腰掛燃焼試験とFDSによる再現解析の実施, 第26回鉄道技術連合シンポジウム講演論文集, S6-4-4, 2019
  - 12) 中澤伸一: 減速度フィードバックの機能追加によるブレーキ距離精度の向上, 鉄道総研報告, Vol.34, No.12, pp.11-16, 2020
  - 13) 小川賢一, 米山崇, 須藤貴幸, 柏木隆行, 山本貴光: 燃料電池ハイブリッド試験電車の高性能化, 鉄道総研報告, Vol.34, No.5, pp.5-10, 2020
  - 14) 廿日出悟: 鉄道車両の直達ノイズ事前確認試験の開発, 鉄道総研報告, Vol.35, No.8, pp.41-46, 2021
  - 15) 笹倉実: 高強度球状黒鉛鋳鉄を適用した低騒音型歯車の性能評価, 鉄道総研報告, Vol.34, No.5, pp.17-22, 2020
  - 16) 田口義晃, 門脇悟志, 吉川岳: 温度変動に対応した鉄道車両用リチウムイオン電池の劣化予測手法, 鉄道総研報告, Vol.36, No.2, pp.29-34, 2022
  - 17) 横内俊秀, 高重達郎, 近藤稔: 鉄道車両におけるモニタータを用いた機器の異常検知, 鉄道総研報告, Vol.36, No.2, pp.23-28, 2022
  - 18) 高重達郎, 堺谷洋, 山本真, 横内俊秀: 変速機の振動を用いた異常摩耗状態監視手法の検証, 鉄道総研報告, Vol.34, No.12, pp.17-22, 2020
  - 19) 堺谷洋, 近藤稔, 高橋研: 主電動機軸受の漏洩電流を用いた異常検知手法, 鉄道総研報告, Vol.33, No.3, pp.29-34, 2019
  - 20) 西森久宜, 狩野泰, 阪井章悟, 辻貴史: 銅系焼結合金摩擦材の基材耐熱性が摩擦係数に与える影響評価手法, 鉄道総研報告, Vol.35, No.8, pp.5-10, 2021
  - 21) 石栗航太郎, 風戸昭人, 下条智洋, 味岡将広, 久保秀夫: 応答性と安定性を両立する振り車両制御用空気圧アクチュエータ, 2022年春季フルードパワーシステム講演会, 2022
  - 22) 原田康平, 真木康隆, 風戸昭人, 石栗航太郎: 空間フィルタを用いた線路曲率照合による自車位置検出システムの開発, 鉄道総研報告, Vol.33, No.10, pp.5-10, 2019
  - 23) 風戸昭人, 小島崇, 石栗航太郎, 井出知良: フェールセーフ性を向上したアクティブトーションバー式車体傾斜システム, 鉄道総研報告, Vol.35, No.8, pp.23-28, 2021
  - 24) 菅原能生, 三宮大輝, 宮原宏平, 天野歩: 1次および2次ばねの変減衰ダンパを用いた鉄道車両の上下振動低減, 第28回鉄道技術連合シンポジウム講演論文集, SS1-3-3, No.21-72, 2021
  - 25) 秋山裕喜, 瀧上唯夫, 相田健一郎: 車体の三次元弾性振動解析モデルのパラメータ決定手法, 鉄道総研報告, Vol.34, No.5, pp.29-34, 2020
  - 26) 秋山裕喜, 瀧上唯夫, 横田耕伸: アクティブマスダンパを用いた鉄道車体の回転機振動低減手法の提案, 鉄道総研報告, Vol.35, No.8, pp.29-34, 2021
  - 27) 相田健一郎, 瀧上唯夫, 秋山裕喜: 床下機器弾性支持質量の違いによる車体弾性振動低減効果の検証, 鉄道総研報告, Vol.36, No.2, pp.11-16, 2022
  - 28) 後藤友伯, 山本克也, 朝比奈峰之: 車内騒音の固体伝搬音低減のための吊り床構造の開発, 鉄道総研報告, Vol.31, No.6, pp.41-46, 2017
  - 29) 小島崇, 梅原康宏, 鴨下庄吾, 本堂貴敏: 曲線通過性能を向上するボギー角操舵システムの開発, 鉄道総研報告, Vol.35, No.8, pp.17-22, 2021
  - 30) 嵯峨信一, 高見創, 坂本泰明: 新幹線速度向上対応ブレーキシステムの開発, 鉄道総研報告, Vol.35, No.8, pp.11-16, 2021

# 車体弾性振動低減に向けた 新幹線用台車前後加振力伝達抑制デバイスの開発

相田 健一郎\* 瀧上 唯夫\* 秋山 裕喜\*\* 槇田 耕伸\*

Development of Longitudinal Excitation Suppression Devices for Reducing Elastic Vibration of Shinkansen Car-body

Ken-ichiro AIDA Tadao TAKIGAMI Yuki AKIYAMA Yasunobu MAKITA

This paper proposes a method to reduce the elastic vibration of Shinkansen car-body caused by the longitudinal excitation via traction devices and yaw dampers. We developed two types of vibration reduction devices, which are called “displacement-dependent rubber bushes” and “mesh springs”. To examine the running stability and the car-body vibration suppression performance of the developed devices, we conducted excitation tests using a Shinkansen test vehicle in a rolling stock testing plant. As a result of the tests, we confirmed that the developed devices meet the required performance for running stability, and also having the effect of reducing the elastic vibration of car-body.

キーワード：新幹線，車体弾性振動，けん引装置，一本リンク，ヨーダンパ，緩衝ゴム

## 1. はじめに

鉄道車両が走行する際に発生する車体振動は、乗り心地に影響を与えるため、その低減が必要となる場合がある。振動低減に向けた車両側での対策としては、アクティブ・セミアクティブサスペンション<sup>1)</sup>に代表される制振策や、振動伝達経路における絶縁策などが挙げられる。このうち、振動絶縁策としては、空気ばねによる振動絶縁<sup>2)</sup>に加え、車両の前後方向の結合要素であるけん引装置やヨーダンパに着目した対策も検討されており、これまでに、一本リンクやヨーダンパにおける緩衝ゴムのばね特性変更策（例えば、変位依存性緩衝ゴム<sup>3)4)5)</sup>や、ヨーダンパの減衰特性変更策<sup>6)</sup>などが提案されている。

本研究では新幹線の乗り心地向上を目的とし、振動絶縁による車体弾性振動低減手法として、台車から車体に伝達される前後加振力を抑制するためのデバイスを提案する。具体的には、著者が提案し、また、複数の在来線車両の走行試験において乗り心地向上効果を確認している変位依存性緩衝ゴムについて、新たに新幹線車両への適用を検討<sup>7)</sup>するとともに、これとは別のデバイスとして、一本リンクおよびヨーダンパの車両取付部に金属系ばねの一種であるメッシュばねを適用することを検討した<sup>8)</sup>。新幹線の本リンクやヨーダンパに適用可能な変位依存性緩衝ゴムおよびメッシュばねを試作し、鉄道総研所有の試験車両にそれらを取付けた条件で加振

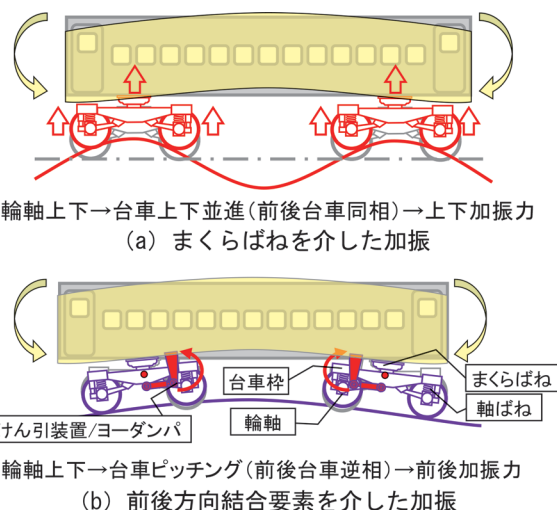


図1 台車振動の伝達による車体弾性振動の励起

試験を行い、走行安定性および車体弾性振動低減効果を検証した結果について報告する。

## 2. 車体弾性振動の励起メカニズム

軌道上下変位に起因する車体弾性振動について、振動伝達経路を模式的に表したものを図1に示す。なお、図1では、便宜上、車体が弾性はりの一次曲げ変形の形状で振動している状況を示しているが、実際にはこれ以外を含む様々な形状で車体は振動している。

図1(a)は、軌道上下変位により発生した輪軸の上下方向の振動が軸ばねを介して台車枠に、さらにまくらばねを介して車体に伝達することで車体が上下に振動する

\* 車両技術研究部 車両振動研究室

\*\* 旧車両構造技術研究部 車両振動研究室

ものであり、伝達経路は上下系のみによるものである。これに対し図1(b)は、軌道上下変位による輪軸の上下振動が、軸ばねを介して台車枠のピッチング振動を引き起こし、けん引装置やヨーダンパなどを介して、前後方向の加振力として車体に伝達し、車体に振動を発生させるものである。このとき、前後の台車のピッチングが逆位相（逆の方向）であれば車体を強制的に曲げる力が働くため、上下方向の車体弾性振動が発生する。

図1のメカニズムによる車体振動を低減するには、図1(a)については、上下系のサスペンションの改良などによる対策が考えられ、現在、新幹線用の可変減衰ダンパ<sup>9)</sup>などの開発が進められている。これに対し本研究は、図1(b)のメカニズムを対象とするものであり、前後系の加振力の伝達抑制を図ることとした。なお、図1(a)に示す「前後台車の同相上下並進」と、図1(b)に示す「前後台車の逆相ピッチング」では、極大となる周波数が台車中心間距離と走行速度に応じて決まることが知られている<sup>10)</sup>。両者は相反関係にあり、一方の成分が極大の場合は他方が極小となる。例として、一般的な新幹線車両の台車中心間距離である17.5mの場合に、両成分が極大となる周波数を走行速度に対して計算した結果を図2に示す。青色線は前後台車の同相上下並進成分、赤色線は前後台車の逆相ピッチング成分が極大となる周波数を表しており、例えば速度240km/hでは、青色丸印の11.4Hzなどにおいて上下並進成分が極大となること、また、赤色丸印の13.3Hzなどにおいてピッチング成分が極大となることを表している。

本研究で提案するデバイスにより車体振動低減が期待できるのは、図2の赤色線に近い周波数帯域である。図2では、特定の走行速度に着目した場合でも複数の周波数で極大を示すが、このうち車体の固有振動数にこれらの周波数が近接する条件において車体振動が大きくなる傾向があるため、提案するデバイスの適用による車体振動低減効果が大きくなることが期待される。

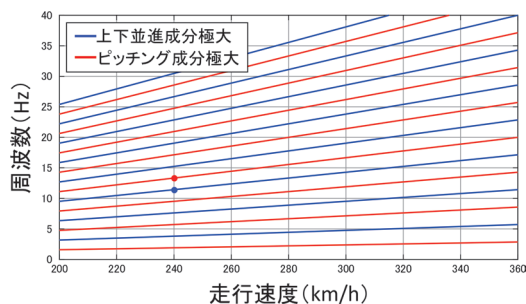


図2 台車中心間距離と走行速度に基づく台車振動の極大条件

### 3. 前後加振力伝達抑制デバイスの製作

新幹線用の台車・車体間の前後加振力伝達抑制デバイスとして、変位依存性緩衝ゴムとメッシュばねを提案する。本章ではその構造や試作品の特性を調査した結果を示す。

#### 3.1 変位依存性緩衝ゴム

変位依存性緩衝ゴムは、在来線の輪軸質量アンバランスに起因した車体弾性振動の低減を目的に開発を始めたものであり、ばね特性（剛性）が営業車両使用品（以下、通常品）とは異なる特性を有する一本リンクおよびヨーダンパ用の緩衝ゴムである<sup>3)4)</sup>。変位依存性緩衝ゴムの構造を図3に示す。通常品は、心棒（車両取付け用金具）とゴムを加硫接着しているが、本開発品では接着を省略することで両者間に微小な隙間を設ける構造としている。これによって、台車・車体間の相対変位が小さい領域では振動伝達が絶縁されるとともに、大振幅の相対変位に対しては隙間が消失することで通常品と同等の剛性となり、一本リンクおよびヨーダンパが本来の特性を発揮する。なお、車両偏い時などにおいて心棒とゴムが分離することを防止するため、ピン中央部に貫通孔を設けてゴムを充填する構造としている。

図3に示す構造の変位依存性緩衝ゴムでは、製造コストが通常品と同等であることなどを踏まえ、新幹線用の変位依存性緩衝ゴムについても、これと同じ構造を採用することにし、一本リンク用の試作品を製作した。図4に試作品の外観および一本リンクに組み込んだ状態を示す。

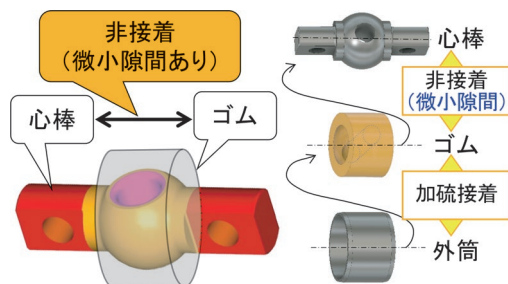


図3 変位依存性緩衝ゴムの構造

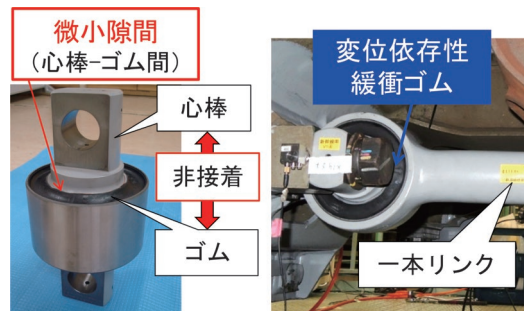


図4 変位依存性緩衝ゴム（新幹線用試作品）



す。一般に新幹線の緩衝ゴムの剛性は、在来線よりも高く設定されている。これに対応するため、試作品では、在来線用の既開発品の設計をベースとした上で、ゴムの配合変更および心棒の形状変更を行い、通常品と同等の静剛性を確保した。なお、試作品の車両取付け寸法は通常品と同じであるため、車両装荷にあたり、車両側の改造は不要であり、既存車両にも適用可能である。

ここで、試作品の剛性を確認するため、緩衝ゴム単体で加振試験を行い、軸直角方向（車両装着時の前後方向）の荷重と変位の関係を求めた。測定結果を図5に示す。図5における傾きが剛性に相当する。試作品では、中立位置（変位0）付近では傾きが小さいのに対し、変位が大きくなるにつれて、傾きが大きくなるのがわかる。なお、図5よりもさらに大きい変位では、通常品と同等の傾きとなることも確認した。この結果から、試作品の剛性が変位依存性を有することが示されたといえる。

次に、車両に取付けて使用する場合の検証項目の一つとして、車両偏い時などにおいて、台車と車体間に相対変位が生じた際、試作品ではゴムと心棒が分離するなどの不具合が懸念されることから、台車・車体間の最大左右変位を想定した条件における復元性を調査した。

試作品を一本リンクに組み込み、鉄道総研のダンパ試験装置により、緩衝ゴムの軸方向（車両装着時の左右方向）に変位を付与する試験を行い、緩衝ゴムの外観状態を観察するとともにゴムの変形量を測定した。付与する変位は、台車設計時の最大左右変位とボギー角の条件をもとに算出した51mmとした。図6に変位付与時の状

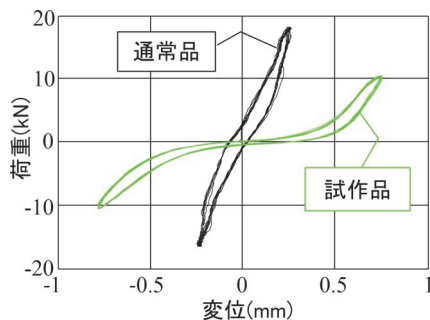


図5 荷重・変位特性（変位依存性緩衝ゴム）

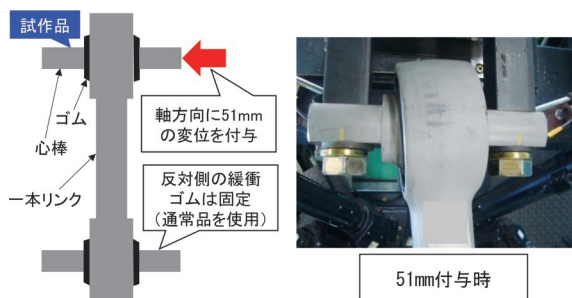


図6 車両偏いに対する復元性の確認

況を示す。試験の結果、ゴムと心棒が分離しないことやゴムの異常変形が認められなかったことから、車両偏いに対する復元性に問題はないと判断した。

### 3.2 メッシュばね

緩衝ゴムの特性変更によらない加振力伝達抑制デバイスとして、一本リンクおよびヨーダンパの車両取付け部に図7に示すメッシュばねを適用することを検討し、車両取付け用ボルトに貫通可能な形状の試作品を製作した。図7にはヨーダンパへの適用状況を示している。なお、試作品は厚さ（自然長）を10mmとし、一本リンク用の外径は49mm、内径は35mm、ヨーダンパ用の外径は45mm、内径は34mmとした。メッシュばねは、繊維状のステンレス鋼のワイヤを編みこみ、圧縮成型加工や波付け加工したものであり、防振ゴムなどにみられる硬化劣化がなく、さびにくいほか、繊維間の摩擦により一定の減衰を持つなど、通常の板状の金属にはない特徴を有する。このメッシュばねを取付け面に垂直に圧縮すると、変位が小さい領域では繊維間に隙間があるため剛性が低く、変位が大きくなるにつれて隙間が減少して徐々に剛性が高くなるため、図5に示す変位依存性緩衝ゴムと同様の特性を示すことが期待される。

ここで、実車両に適用する場合、メッシュばねは予め圧縮した状態で使用することになるが、その時の剛性は圧縮量によって変化すると考えられる。そこで、メッシュばねを一本リンクに適用することを想定した条件で、図5と同様の加振試験を行い、緩衝ゴムの軸直角方向の荷重と変位の関係を求めた。測定結果を図8に示す。なお加振試験では、図8に示す初期寸法を82.8mmから0.5mmずつ変更して測定を行った。試験の結果、初期寸法が大きい（予圧縮量が小さい）場合は、傾きが小さいのに対し、初期変位が小さくなるにつれて徐々に傾きが大きくなっていることなどがわかる。初期寸法が83.3mmや83.8mmでは、変位0付近の傾きは小さいが、変位が大きくなるにつれて傾きが大きくなる変位依存性が確認できる。この結果を踏まえ、後述する実車両による試験での初期寸法は、図8のうち紫色線に近い84.0mmとしてメッシュばねを使用した。



図7 メッシュばね（新幹線用試作品）

#### 4. 半車体条件による性能調査

試作品のうち、変位依存性緩衝ゴムについて、実車による検証試験に先立ち、半車体条件において台車装荷時の走行安定性を検証することにした。新幹線台車に試作品を組み込んだ一本リンクを取付けた状態で鉄道総研の車両試験台において蛇行動試験を行った。図9に試験の実施状況を示す。台車上には、半車体相当の荷重枠を載荷し、荷重枠にデッドウェイトを設けることで、台車を含めた質量を22.9tとした。また、蛇行動試験に加え、車体振動低減の可能性を調査するための加振試験も行い、車体に相当する荷重枠に3軸加速度センサを仮設し、振動加速度を測定した。

##### 4.1 走行安定性

試作品適用時において、400km/hまでの速度域で蛇行動が発生しないことを目標とし、蛇行動試験を行った。蛇行動試験では、車両試験台の軌条輪の回転速度を徐々に上げていき、5km/hまたは10km/hごとに軌条輪を左右方向に振幅±3mm、周波数1Hz、連続3波の正弦波により強制変位させ、その後の台車軸箱の左右変位により、蛇行動限界速度を判定した。

試験の結果、ヨーダンパを2本（台車の左右に1本ずつ）装荷した条件では、試験最高速度400km/hまでの速度域において、左右変位の発散による蛇行動の発生

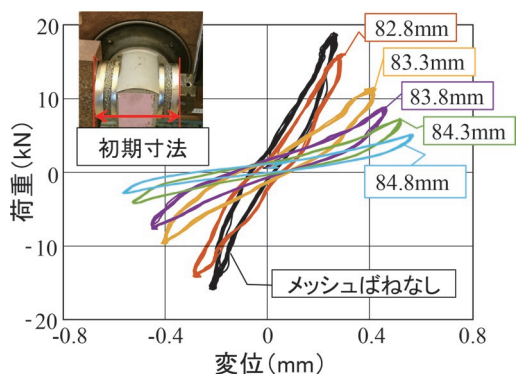


図8 荷重・変位特性（メッシュばね適用時）

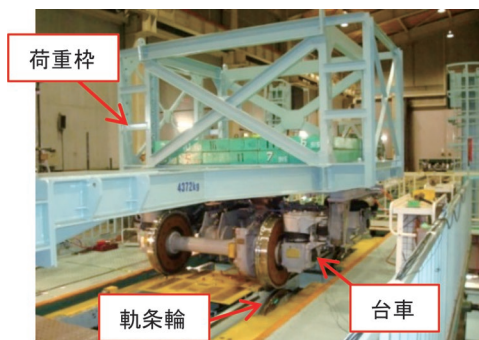


図9 半車体条件による車両試験台試験

がみられないことを確認した。

##### 4.2 振動低減効果

供試台車の一本リンクの緩衝ゴムについて、通常品を使用した場合と試作品を適用した場合を対象とし、実走行時の軸箱加速度を再現した波形による加振試験（以下、実走行模擬加振）を行い、荷重枠における前後、左右、上下方向の加速度を比較した。なお、車両試験台の軌条輪を上下と左右方向に同時変位する加振を行った。

図10に荷重枠における前後、左右、上下方向の加速度パワースペクトル密度（以下、PSD）を示す。通常品と比較すると、試作品では前後方向と上下方向において、5Hz以上の周波数域の加速度PSDが小さいことがわかる。変位依存性緩衝ゴムによって実現を目指す前後および上下方向の弾性振動低減の可能性が示されたといえる。なお、緩衝ゴムの軸方向に相当する左右方向については、通常品との差異はみられず、試作品適用による左右振動の増大は認められなかった。

#### 5. 試験車両による走行安定性の検証

4章の試験結果から、走行安定性の確保と、車体弾性振動低減の可能性が示されたことから、次に図11に示すダブルスキン構体の新幹線型試験車両に試作品を適用した条件で車両試験台試験を行った。

本章では、後位台車の一本リンクを対象とし、台車側と車体側の緩衝ゴムを変位依存性緩衝ゴムにした条件と、メッシュばねを車体側緩衝ゴムに適用した条件を設け、4.1節と同様の試験方法による蛇行動試験を行い、走行安定性を検証した。なお、本章の試験では、ヨーダンパ1本を故障状態とし、試験最高速度は360km/hとした。故障状態としたヨーダンパについては、ダンパ内に故意に空気を混入させ、減衰力が規格値の1/20程度であることを確認した上で蛇行動試験に使用した。

試験の結果、変位依存性緩衝ゴムを適用した条件とメッシュばねを適用した条件ではともに、試験最高速度とした360km/hまでの速度域において、台車軸箱の左右方向変位の発散は認められなかった。以上、実車による検証の結果、試作した変位依存性緩衝ゴムおよびメッシュばねを適用した場合の走行安定性については実用上問題ないものと判断した。

#### 6. 試験車両による振動低減効果の検証

試験車両に変位依存性緩衝ゴム、またはメッシュばねを適用した条件で、車両試験台による加振試験を行い、車体床面の上下振動加速度などを測定し、車体弾性振動低減効果を検証した。なお、変位依存性緩衝ゴムを適用

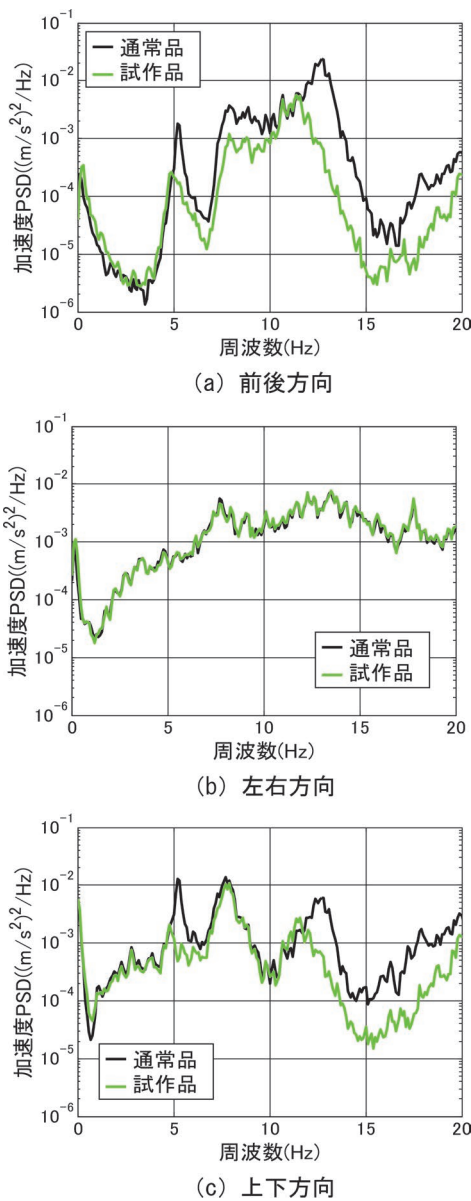


図 10 荷重枠の加速度 PSD (実走行模擬加振, 変位依存性緩衝ゴム適用条件)



図 11 新幹線型試験車両による車両試験台試験

した条件では、前位台車と後位台車の一本リンクの台車側と車体側の両方の緩衝ゴムを試作品にした。また、メッシュばねについては、前位台車と後位台車の一本リンク

の台車側と車体側の両方に試作品を適用した条件と、ヨーダンパの車体側のみに試作品を適用した条件を対象とした。

複数の加振条件で試験を実施したが、本報告では前後台車逆相ピッチング加振と走行速度 240km/h 相当時の実走行模擬加振の結果を示す。なお、前後台車逆相ピッチング加振は、前後方向の加振力による影響が大きく、試作品による車体振動低減効果が大きいと想定される条件であり、ランダム波を用いて 1 位と 4 位、2 位と 3 位の輪軸をそれぞれ同位相、1 位 (4 位) と 2 位 (3 位) は逆位相となるように車両を上下に加振した。

### 6.1 変位依存性緩衝ゴム適用条件

本節では、一本リンクの緩衝ゴムが通常品の場合と、変位依存性緩衝ゴムを適用した条件の比較結果を示す。

#### 6.1.1 前後台車逆相ピッチング加振

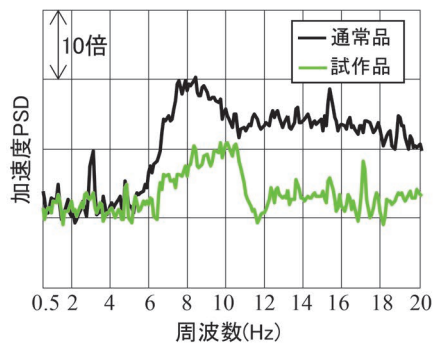
前後台車逆相ピッチング加振における中心ピン (一本リンクの車体側取付け部) の前後加速度の PSD と、前位台車上の車体床面における上下加速度の PSD を図 12 に示す。また、図 12(b) の凡例において dB を付した数字は、通常品と試作品適用時の乗り心地レベルの差を表し、負の値は試作品によって乗り心地が改善 (向上) したことを意味する。

図 12 より、試作品では通常品と比較した場合、中心ピンの前後方向において、広い周波数にわたり加速度 PSD が低減していることがわかる。車体床面の上下振動についても、7Hz 程度以上の周波数において加速度 PSD の低減がみられるとともに、乗り心地レベルについては 3dB 以上の低減を観測した。これより、変位依存性緩衝ゴムによって、台車から車体に伝達する前後加振力を抑制し、車体弾性振動が低減することを実車で確認した。

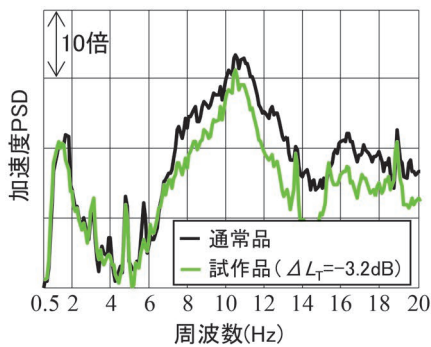
#### 6.1.2 実走行模擬加振

実走行模擬加振の結果として、図 12(b) と同じ、前位台車上における車体床面の上下加速度 PSD を図 13 に示す。また、図 13 の凡例には通常品と試作品の乗り心地レベルの差をあわせて示す。

図 13 では、試作品によって 13.3Hz 付近にみられるピーク値が低減していることがわかる。この周波数は、図 2 において赤色丸印で示した前後台車の逆相ピッチング成分が極大となる周波数に一致することから、試作品がこれに起因する加振伝達の抑制に有効であることが示されたといえる。なお、乗り心地レベルによる評価では、改善効果は限定的であった。これは、10.7Hz 付近のピーク値が、試作品において微増したことによる影響と考えられ、車体上下振動と台車前後振動系の共振点に近い場合に成立する台車枠質量による動吸振器効果<sup>11)</sup>が関係していると推察する。通常品では、両共振点が近



(a) 中心ピン（一本リンク車体側取付け部）前後



(b) 床面上下（前位台車上）

図 12 加速度 PSD（前後台車逆相ピッチング加振，変位依存性緩衝ゴム適用条件）

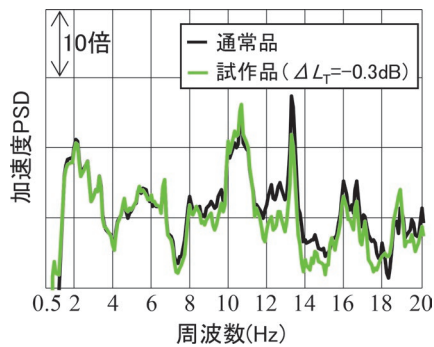


図 13 床面上下加速度 PSD（前位台車上，実走行模擬加振，変位依存性緩衝ゴム適用条件）

接した条件となり，それによって車体上下振動が低減していたと考えられる。それに対し，試作品では，両共振点の差が大きくなり，通常品において構成されていた動吸振器効果による影響が減少し，結果として通常品よりも車体上下振動が大きくなったものと考えている。

## 6.2 メッシュばね適用条件

本節では，一本リンクまたはヨーダンパにメッシュばねを適用した条件と，通常条件（メッシュばね無し）を比較した結果を示す。

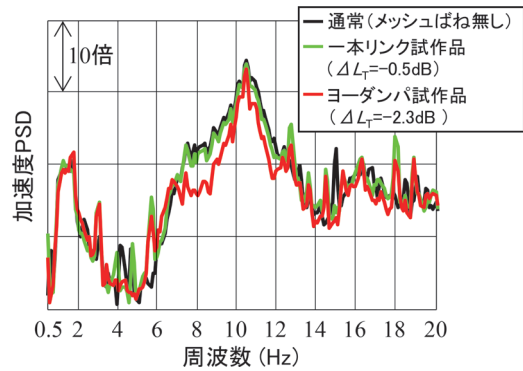


図 14 床面上下加速度 PSD（前位台車，前後台車逆相ピッチング加振，メッシュばね適用条件）

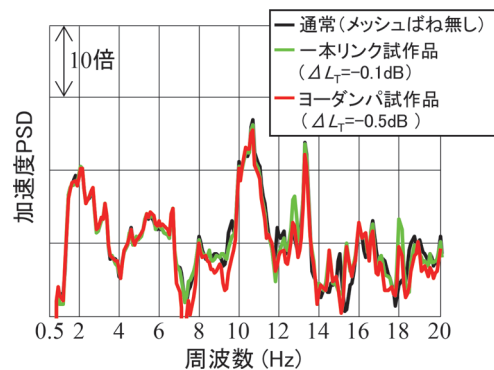


図 15 床面上下加速度 PSD（前位台車上，実走行模擬加振，メッシュばね適用条件）

### 6.2.1 前後台車逆相ピッチング加振

前後台車逆相ピッチング加振の結果として，前位台車上の車体床面における上下加速度 PSD を図 14 に示す。また，図 14 の凡例には通常条件と試作品適用時の乗り心地レベルの差をあわせて示す。

通常条件と比較すると，試作品をヨーダンパに適用した条件では，7～15Hz 付近において加速度 PSD の低減がみられ，乗り心地レベルでは 2dB 以上の低減を観測した。なお，試作品を一本リンクに適用した条件では，乗り心地レベルの低減量も 0.5dB に留まり，ヨーダンパに適用した条件と比べて効果が小さい結果であった。試作品を一本リンクまたはヨーダンパに適用した場合の振動低減効果の大小関係については，車両や加振条件によっても変化するため，この点については，今後引き続き検証を進め，メカニズムの解明を目指す考えである。

### 6.2.2 実走行模擬加振

実走行模擬加振の結果として，前位台車上の車体床面における上下加速度 PSD を図 15 に示す。また，図 15 の凡例には，通常条件と試作品適用時の乗り心地レベルの差をあわせて示す。

図 13 に示した変位依存性緩衝ゴム適用時と同様，試作品適用による広い周波数域にわたる大幅な振動低減効

果はみられないが、前後台車の逆相ピッチング成分が極大となる 13.3Hz 付近のピークに着目すると、通常条件よりもヨーダンパに試作品を適用した条件の方が、ピーク高さが小さいことがわかる。これより、メッシュばねについても変位依存性緩衝ゴムと同様、前後加振力の伝達抑制効果を有することを確認した。なお、広い周波数域にわたって振動低減効果が得られていないのは、2 章で説明した通り、一本リンクやヨーダンパ以外にも振動伝達経路が存在し、図 1(a) のメカニズムに起因する振動に対しては試作品適用による低減効果は期待できないことなどによるものと推察する。

## 7. おわりに

車体弾性振動低減を目的とした台車・車体間の前後加振力伝達抑制デバイスとして、在来線用に開発を進めていた変位依存性緩衝ゴムを新たに新幹線に適用することを提案し、一本リンク用の試作品を製作した。また、緩衝ゴムの特性変更によらない手法として、金属系ばねの一種であるメッシュばねを提案し、新幹線の本一リンクとヨーダンパに適用可能な試作品を製作した。走行安定性を検証するため、鉄道総研所有の新幹線型試験車両に試作品を適用し、ヨーダンパの故障を模擬した条件で蛇行動試験を行った結果、試験最高速度とした 360km/h までの速度域において、走行安定性に問題がないことを確認した。また、車体振動低減効果を検証した結果、台車からの前後加振力の影響が大きい加振条件において、車体弾性振動の加速度パワーが低減することを確認した。

以上、実車適用時の測定結果より、提案した前後加振力伝達抑制デバイスの有効性が示されたが、実走行を模擬した加振条件における乗り心地レベルによる評価では改善効果が限定的であったことから、デバイスの剛性などの適値について、今後検討を進める考えである。

## 文献

1) 谷藤克也：鉄道車両とアクティブ制振技術，精密工学会誌，

Vol.73, No.4, pp.426-429, 2007

- 2) Koyanagi, S., "A Design Method for the Vibration Isolation System of an Air Spring Suspended Vehicle," Quarterly Report of RTRI, Vol.32, No.1, pp.2-7, 1991.
- 3) 富岡隆弘, 瀧上唯夫, 山之口学, 東義之, 鈴木和馬：輪軸の質量アンバランスに起因する鉄道車両の車体振動抑制, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.77, No.780, pp.3078-3093, 2011
- 4) Aida, K., Tomioka, T., Akiyama, Y., Takigami, T., "Development of Displacement-dependent Rubber Bush for Yaw Damper to Prevent Carbody Vertical Vibration," Quarterly Report of RTRI, Vol.58, No.3, pp.182-188, 2017.
- 5) 瀧上唯夫, 秋山裕喜, 相田健一郎：変位依存性緩衝ゴムによる車体振動低減効果（振子式特急電車走行試験結果）, 第 27 回鉄道技術・政策連合シンポジウム (J-RAIL2020), No.S4-1-2, 2020
- 6) 青野絵里奈, 松岡太一, 富岡隆弘, 瀧上唯夫：高振動数の振動絶縁機能を付与したヨーダンパの開発（ピストンヘッドにプラスチックを用いた場合）, 日本機械学会機械力学・計測制御講演論文集 (D&D2015), No.329, 2015
- 7) 相田健一郎, 瀧上唯夫, 秋山裕喜, 横田耕伸：乗り心地向上に向けた新幹線向け変位依存性緩衝ゴム, 第 28 回鉄道技術連合シンポジウム (J-RAIL2021), No.SS4-1-3, 2021
- 8) 瀧上唯夫, 秋山裕喜, 横田耕伸, 佐藤康頼, 朝比奈峰之：メッシュばねを用いた前後加振力伝達抑制による車体弾性振動低減, 第 26 回鉄道技術連合シンポジウム (J-RAIL2019), No.S4-1-4, 2019
- 9) 菅原能生, 三宮大輝, 宮原宏平, 天野歩：1 次および 2 次ばねの可変減衰ダンパを用いた鉄道車両の上下振動低減, 第 28 回鉄道技術連合シンポジウム (J-RAIL2021), No.SS1-3-3, 2021
- 10) 日本機械学会編：鉄道車両のダイナミクスとモデリング, 日本機械学会, pp.122-126, 2017
- 11) 富岡隆弘, 瀧上唯夫：台車との相互作用を利用した鉄道車両の車体上下曲げ振動低減法, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.70, No.696, pp.2419-2426, 2004



# 連結装置の破壊モードに着目した編成車両の衝突シミュレーション

佐藤 裕之\* 沖野 友洋\*

Collision Analysis of a Train Set Focusing on Fracture Mode of a Coupler

Hiroyuki SATO Tomohiro OKINO

In a collision accident of a train set, if a coupler fails, it may not be possible to maintain a constant spacing between adjacent vehicles. In such cases, a collision between ends of those adjacent vehicles may occur. Therefore, it is important to understand fracture behaviors of a coupler in order to study the crashworthiness of a train set. We conducted quasi-static compressive fracture tests to obtain deformation characteristics and fracture modes for each coupler angle. Furthermore, we used Finite Element (FE) model to study improvement of the crashworthiness of a train set without requiring major changes to a carbody structure. As a result, we confirmed that reinforcing an under support plate and adopting a coupler with energy absorbing element will contribute to prevention of fracture of a coupler and improvement of the crashworthiness of a train set.

キーワード：衝突安全，FEモデル，編成車両，破壊モード，連結装置

## 1. はじめに

編成状態の鉄道車両の衝突事故において、連結装置が損傷すると、車両間隔を一定に保つことができず、車端部同士の衝突を引き起こす可能性がある。実際に、車両間の連結装置が損傷し、車端部同士が衝突した事故が国内で発生している<sup>1)2)</sup>。2002年に鹿児島線で発生した衝突事故<sup>1)</sup>のように、車端部同士が上下オフセットして衝突した場合、車体下部の台枠と呼ばれる頑丈な部位が隣接車両の台枠上部に接触する（いわゆる「乗り上がる」）ことで、車体の損傷が甚大になる可能性がある。そのため、衝突時の連結装置の破壊を抑制することができれば、車端部同士の衝突のリスクを低減し、編成車両の衝突安全性向上につながると考えられる。

本研究では、車体の上下相対変位で生じる連結器角度を考慮した連結装置の破壊特性に着目し、準静的圧縮試験を実施し、連結器角度ごとの変形特性および破壊モードの取得を行った。その結果、連結器角度により2つの破壊モードが存在することを明らかにした。さらに、準静的圧縮試験を再現する連結装置のFEモデルを構築し、これを車体モデルに拡張することで、編成車両の衝突解析モデルを作成した。基礎的な検討として踏切事故を想定した衝突解析を実施し、連結装置の破壊を抑制して車端部同士の衝突を防ぐ方策について、車体構造の大幅な変更を必要としない範囲で検討を行った。その結果、連結装置まわりの強化および衝撃吸収構造付きの連結器

を採用することで、連結装置の破壊を抑止し、編成の衝突安全性が高まることを確認した<sup>3)</sup>。

## 2. 連結装置まわりの準静的圧縮試験

図1に示す連結装置は各車両端部に取付けられ、車両同士を連結（または解放）し、車両間隔を一定に保つための装置である。連結装置は車両の結合と分離を行う連結器と、連結器を介して車両間に働く荷重を緩和するための緩衝装置などから成る。一般的な連結装置の構成を図2に示す。連結器および緩衝装置が継手で接続され、伴板守、上枠受けおよび下枠受けで中はりに固定されている。緩衝装置の構成を図3に示す。緩衝器、枠、伴板から成る。

図4に準静的圧縮試験で使用した実物大部分台枠試験体を示す。台枠は車体底面に位置する主要構造部であり、端ばり、中はり、まくらばりなどから成る。連結装置まわりを含む台枠を車体長手方向に約3.4m、まくらぎ方向に約1.6mのサイズに切り出して製作した。1980年代以降に量産された標準的なステンレス鋼製先頭車両の廃車から切り出して製作した。試験体を上下反転して、端ばりの両端およびまくらばり全体を固定し、油圧

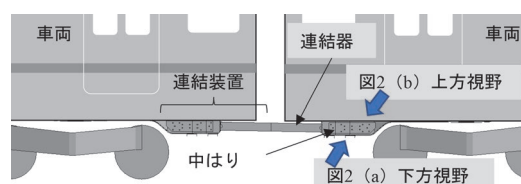


図1 連結装置の取付位置

\* 車両技術研究部 車両強度研究室

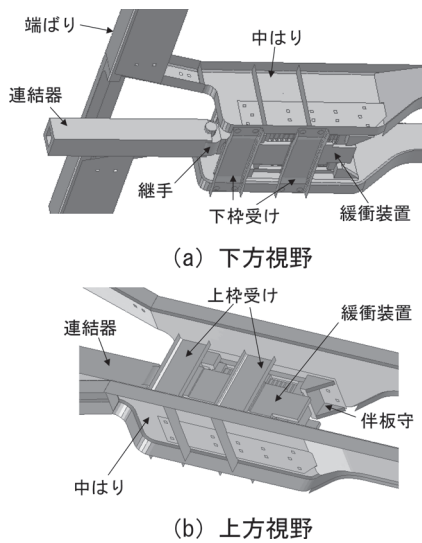


図2 連結装置の構造

ジャッキにて連結器を押し込むことで荷重を負荷した。連結器の角度を水平(0°)、車体に近づく方に1°、3°、6°に傾けた合計4条件で試験を行った。油圧ジャッキの押し込み速度は10mm/min程度とした。

図5に各条件の荷重-変位曲線結果を示す。約30mmまでは連結器角度によらず同様な荷重-変位曲線となった。約30mmまでは緩衝装置の圧縮特性と一致しており、以降の変位は中はりの変形や連結器および緩衝装置の上下方向変位などが始まったため、各条件で荷重-変位曲

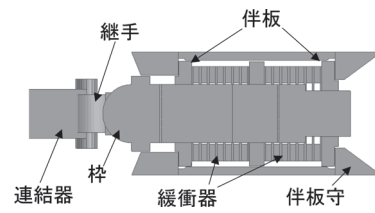


図3 緩衝装置の構造

線に差が生じたと考えられる。連結器角度0°(以下、0°)では図6(a)に示すように中はりが開口するように変形し、変位76mmで最大荷重1275kNとなり、その後94mm(図5に示す三角印)で伴板の一部が伴板守からはずれ、荷重が著しく低下した。106mmにおいて、伴板が伴板守から完全にはずれ、荷重が0kNとなった。一方、連結器角度1°、3°、6°(以下、1°、3°、6°)では、図5に示す丸印で連結器と緩衝装置が継手を中心に急激に座屈し、荷重が低下した。最大荷重値はそれぞれ1136kN、564kN、438kNであり、連結器角度が増加するに従い、低い荷重で急激な座屈が発生した。その後、座屈が進行し、端ばり寄りの下枠受けを押し上げ、伴板が伴板守からはずれ、荷重0kNとなった。1°および3°では端ばり寄りの下枠受けが取付ボルト近傍で破断し(図5に示す四角印)、3°では下枠受けの破断より先に取り付ボルト1本が破断した。1°では下枠受けの破断と伴板が伴板守からはずれた変位は同じであったが、3°では下枠受けが破断した後も変位し、他の条件より大きい変位

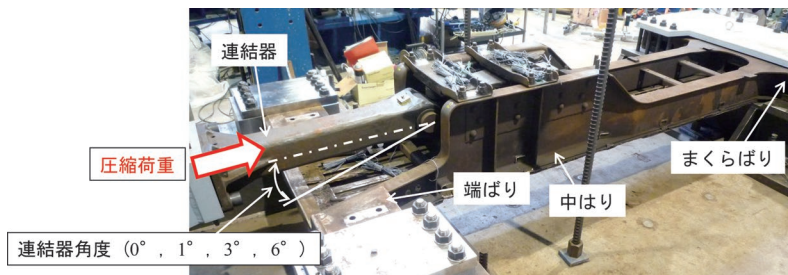


図4 実物大部分台枠試験体

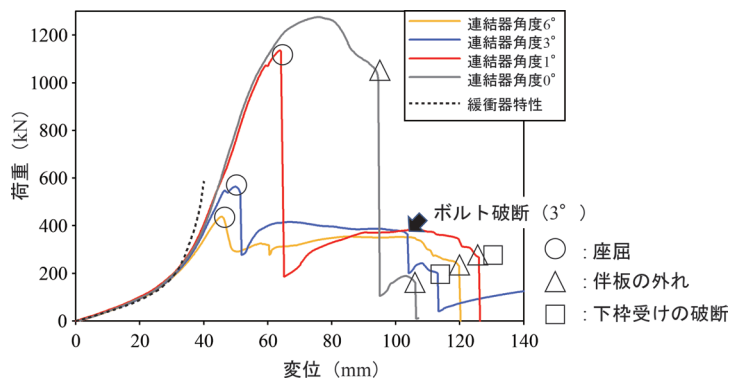


図5 連結器角度ごとの荷重-変位曲線結果



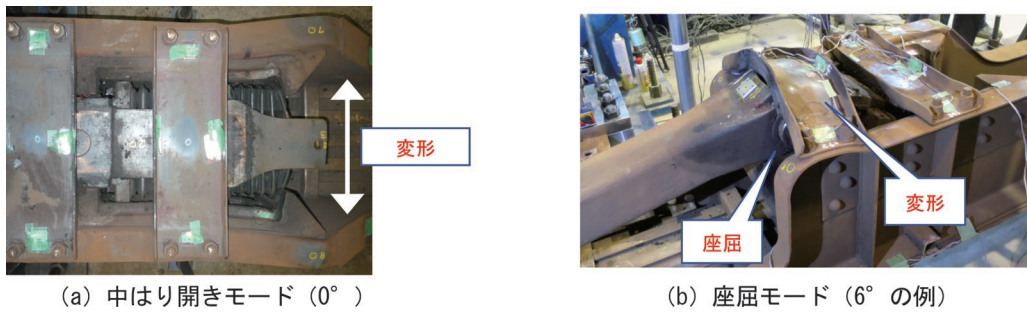


図6 連結装置の破壊モード

表1 連結器角度ごとの最大荷重値および吸収エネルギー

連結器角度	0°	1°	3°	6°
最大荷重値 [kN]	1275	1136	564	438
吸収エネルギー [kJ]	64	46	39	31

(165mm)で伴板が伴板守からはずれた。3°では下枠受けが早期に破断したことで、継手の上方向変位が増加し、伴板を伴板守から押し下げる挙動が進行しにくくなったため、他の条件より大きい変位(165mm)で伴板が外れたと考えられる。0°および6°の伴板がはずれた後の変形状態を図6に示す。準静的圧縮試験により、0°において中はりが開口するように変形する破壊モードおよび1°、3°、6°において連結器と緩衝装置が継手で座屈する破壊モードが確認された。本稿ではそれぞれの破壊モードを中はり開きモード、座屈モードと呼ぶこととする。

表1に最大荷重値と吸収エネルギーを示す。吸収エネルギーは荷重を変位で積分して求めた。連結器角度が増加するにつれて最大荷重値および吸収エネルギーが低下した。これは連結器角度が増加するにつれて連結装置が低い荷重で座屈し、中はりなど各部位の変形による吸収エネルギーが低下するためである。そのため、座屈モードは中はり開きモードと比較し、耐荷重および吸収エネルギーが低下することが明らかとなった。

### 3. 連結装置の準静的圧縮試験の再現解析

2章の連結装置まわりの準静的圧縮試験の再現解析を実施した。解析には汎用の陽解法有限要素解析プログラムPAMCRASH(Ver 2013.0, Ver 2014.0)を使用した。金属材料においては、ひずみ速度依存性を考慮している。押込み速度は安定した解析精度を確保できる0.05m/sとした。

図7に数値解析で得られた連結装置の破壊モードを示す。前述の試験結果と同様に連結器角度0°で中はり開きモード、連結器角度1°、3°、6°で座屈モードが確認された。耐荷重および吸収エネルギーは中はり開きモー

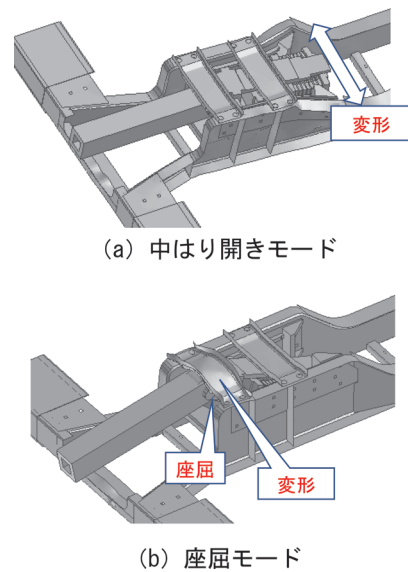


図7 数値解析における連結装置の破壊モード

表2 試験結果に対する解析結果の誤差の割合

連結器角度	0°	1°	3°	6°
最大荷重値	5.8%	0.6%	4.6%	10.7%
吸収エネルギー	27.0%	-4.1%	10.8%	21.6%

ドである0°が最も大きく、座屈モードである1°、3°、6°においては連結器角度が増加するにつれて値は小さくなっており、試験結果と一致した。試験結果に対する解析結果の誤差の割合を表2に示す。吸収エネルギーの誤差が0°で27.0%、6°で21.6%と比較的大きくなった。0°においては、緩衝器の詳細な構造をモデル化していなかったため、伴板守の一部が外れた際の緩衝器の挙動で差異が生じたためと考えられる。6°においては、試験結果では座屈発生後に枠が上枠受けを押し下げ、上枠受けを中はりに取り付ける溶接部が破断していた。一方、解析モデルは当該箇所の溶接部のモデル化を行っていないため、溶接部の破断による荷重低下が再現できず、解析モデルの吸収エネルギーを増加させたと考えられる。相異なる挙動は若干あるものの、連結装置の破壊モードの

特徴は再現しているため、後述する編成車両の衝突解析モデルに本モデルを用いた。

## 4. 編成車両の衝突解析

### 4.1 編成車両の衝突解析モデル

図8に編成車両の衝突解析モデルを示す。1980年代以降に量産された標準的なステンレス鋼製車両を対象とした。普通列車編成両数表より<sup>4)</sup>、同様な車体構造を有する車種において、一般的な編成両数である4両を選定した。車体を構成する主構造部である構体を対象として、要素サイズ25mmを基本とするシェル要素でモデル化した。スポット溶接部やアーク溶接部の破断特性は準静的なせん断および十字引張試験を実施することで得られた破断特性を再現するよう、材料特性のパラメータ調整を実施した。本章で実施する解析条件では、衝突により生じる変形の多くは先頭部前面、連結装置、中はりが占めることを確認しており、本研究の着目点である連結装置周囲の破壊と繰り返し計算のコストを考慮した結果、先頭車前面および車端部を弾塑性体とし、それ以外は剛体としてモデル化した。金属材料においては、ひずみ速度依存性を考慮している。連結装置まわりは3章で使用した解析モデルを適用した。図9に台車のモデルを示す。まくらばりと台車枠間、および台車枠と輪軸間をばね-ダンパ要素で結合した。各車両の質量、慣性モーメント、ばね-ダンパ特性などは在来線の通勤近郊車両を想定し

設定している。

衝突時の車両間の上下相対変位に伴う連結装置の破壊特性に着目しているため、車体剛体部は進行方向および上下方向の並進運動、ピッチング方向の回転運動の3自由度のみ許容した。輪軸は進行方向の並進運動の1自由度のみ許容した。1987年～2010年度に発生した踏切重大事故の統計的調査結果よりダンプトラックとの衝突件数が多いことから<sup>5)</sup>、衝突対象物はダンプトラックとした。ダンプトラックモデルは総質量22t(積荷11tを含む)であり、主構造部を対象として、要素サイズ50mmを基本とするシェル要素でモデル化した。積荷は土砂を想定し、150mm角のソリッド要素で構築した。主構造部および積荷は弾塑性体とした。

### 4.2 解析条件

解析時間は300ms、衝突速度は54km/hとした。衝突速度は踏切重大事故を調査した衝突速度の平均値を採用した<sup>5)</sup>。各車両の質量は、1両目36.0t、2両目34.4t、3両目23.4t、4両目26.8tである。非常ブレーキにより発生する車体の傾斜姿勢(ピッチング)を想定し、図10に示す通り各車両間に上下相対変位30mm(後方車両の連結器角度1°に相当)を初期条件として解析を行った(以下、基本条件)。さらに、連結装置の破壊を抑制して車端部同士の衝突を防ぐ方策について、車体構造の大幅な変更を必要としない範囲で検討を行った。2章より座屈モードは中はり開きモードと比較し、耐荷重および吸収エネ

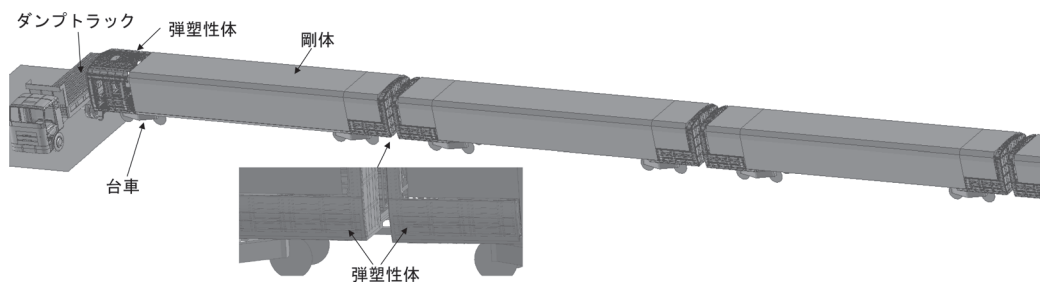


図8 編成車両の衝突解析モデル

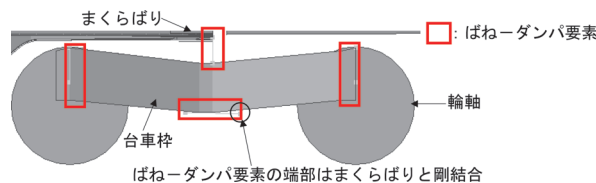


図9 台車モデル



図10 各車両間の上下相対変位

ルギーを低下させることから、座屈防止を目的とし、下枠受けの強化を行った。図11に示すように下枠受けの板厚を6mmから10mmに変更するとともに、下枠受けの端面および長手方向に10mm厚の補強板を加えた。また、連結装置が吸収できるエネルギーの向上を図るため、連結器に衝撃吸収構造を採用した。衝撃吸収構造を取付けた連結器の模式図を図12に示す。所定の荷重が負荷された際に衝撃吸収構造が圧縮変形することで、衝撃エネルギーを吸収する。衝撃吸収構造を取付けた連結器は一部車両で実用化されている<sup>6)</sup>。解析モデルには連結器に図13に示す非線形ばね要素を挿入し、衝撃吸収特性を入力した。衝撃吸収特性は一定荷重値1000kNで塑性変形が進行するものとし、最大ストロークは190mm、最大吸収エネルギーは195kJである。なお、この特性は海外では実用化されているレベルである。下枠受けの強化は1-2両目および2-3両目間を対象とし、端ばり側の下枠受けのみ適用した。連結器の衝撃吸収構造は1-2両目間のみ適用した。下枠受けの強化および連結器に衝撃吸収

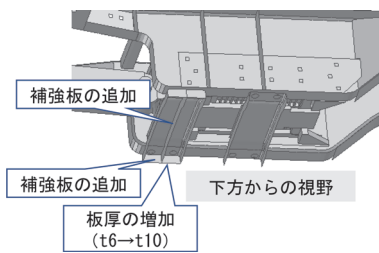


図11 強化した下枠受け

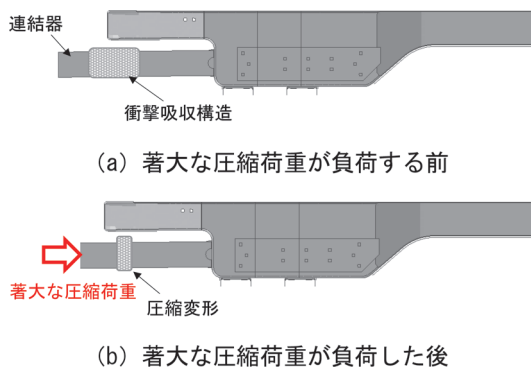


図12 衝撃吸収構造付き連結器の模式図

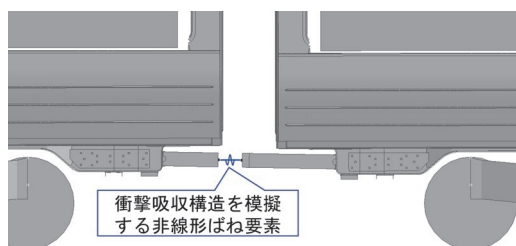


図13 衝撃吸収構造を模擬する非線形ばね要素

構造を採用した条件を強化衝撃吸収条件とする。

### 4.3 解析結果

#### 4.3.1 基本条件

基本条件における各車両間の連結器に負荷される荷重（以下、自連力）の時刻歴解析結果を図14に示す。先頭車両とダンプトラックの衝突時の時刻を0msとしている。以下、強化衝撃吸収条件でも同様である。図14より1-2両目間の自連力は12ms時で立ち上がり始め、90msで最大値1211kNとなった。その後、図15に示すように2両目前位の連結装置で座屈モードが発生することで、荷重が急激に低下した。90msまでの押し込み速度の平均値は0.9m/sであり、最大荷重値が発生した際の連結器角度は2.7°であった。約180msで伴板が伴板守から外れ、荷重が50kN未満となった。伴板外れ後、荷重が完全に0kNとならなかったのは、緩衝装置の杵がまくらばり側の下枠受けおよび上枠受けと接触することで荷重を伝達したためである。2-3両目間の自連力は218msで最大値799kNが発生し、3-4両目間の自連力は239msで最大値761kNが発生した。いずれも自連力の最大値は1-2両目間より低く、連結装置の破壊は発生しなかった。連結装置が破壊した1-2両目間では、262msで車端部同士の衝突が発生した。

#### 4.3.2 強化衝撃吸収条件

強化衝撃吸収条件における各車両間の連結器に負荷される自連力の時刻歴解析結果を図16に示す。1-2両目

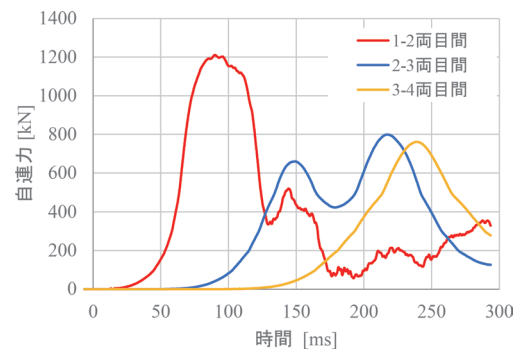


図14 基本条件における自連力時刻歴解析結果

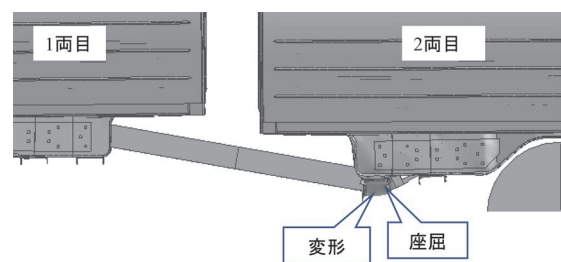


図15 2両目前位連結装置で発生した座屈モード (134ms時点)

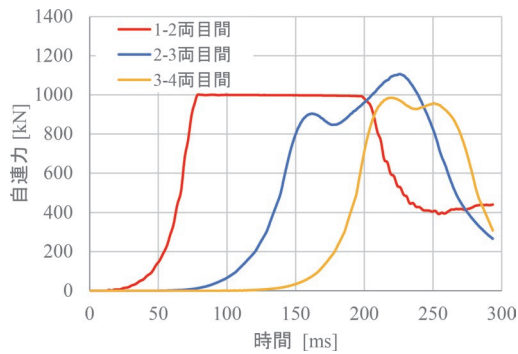


図 16 強化衝撃吸収条件における自連力時刻歴解析結果

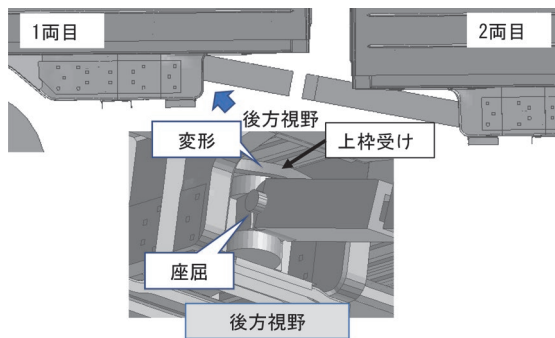


図 17 1両目後位の連結装置の状態 (214ms 時点)

間の自連力が 1000kN を超えた時点で衝撃吸収構造が作用し、79ms から 201ms まで塑性変形が進行し、一定荷重 1000kN を維持している。衝撃吸収構造で 151kJ のエネルギーを吸収した後、自連力は低下した。214ms 時での 1 両目後位の連結装置の状態を図 17 に示す。上枠受けの変形を伴いながら座屈が発生している。しかし、これ以上の変形や座屈は発生せず、連結装置の破壊には至らなかった。2-3 両目間の自連力は 226ms で最大値 1106kN が発生し、3-4 両目間の自連力は 220ms で最大値 985kN が発生した。すべての箇所では連結装置の破壊および車端部同士の衝突は発生しなかった。

#### 4.3.3 解析結果まとめ

連結装置の破壊モードを考慮できる編成車両モデルを構築することで、連結装置の破壊モードに合わせた衝突安全対策を検討することが可能となった。本章では、基礎的な検討として、踏切事故を想定し、ダンプトラックに編成車両が 54km/h で衝突する条件で解析を行った(基本条件)。基本条件では座屈モードが発生した。強化衝撃吸収条件で示した連結装置まわりの強化および連結器への衝撃吸収構造の採用により、連結装置の破壊を抑制し、編成車両の衝突安全性を高めることを確認した。一方、強化衝撃吸収条件において、2-3 両目間で連結装置の破壊は発生しなかったものの、基本条件と比較し、大きな自連力が発生した。そのため、想定する衝突条件に応じて、2-3 両目間においても衝撃吸収構造を採用す

ることで、編成車両の衝突安全性をより高めることができると考えられる。なお、連結装置まわりの過度な強化を行うと、連結装置まわりではなく、それを固定する中はより自体が変形し、客室の変形を引き起こす恐れがある。さらに、図 10 に示すような編成内での上下方向座屈(三角座屈)を促進させ、脱線などの 2 次被害を発生させる可能性があり、慎重な検討が必要である。

## 5. まとめ

連結装置の連結器角度ごとの破壊特性を把握するとともに、編成車両の衝突解析により、連結装置の破壊を抑制し、編成の衝突安全性を高める方策を検討した。準静的圧縮試験において、連結器角度により、破壊モードが異なることが明らかとなった。座屈モードは中はり開きモードと比較し、耐荷重および吸収エネルギーが低下することが明らかとなった。連結装置の破壊モードを考慮できる編成車両モデルを構築することで、連結装置の破壊を抑制する衝突安全対策を検討することを可能にした。検討事例として、ダンプトラックに編成車両が 54km/h で衝突する条件で解析を行った結果、本解析条件では、下枠受けを強化し、吸収エネルギー 195kJ の衝撃吸収構造を搭載することで連結装置の破壊を防止することを確認した。

## 文献

- 1) 航空・鉄道事故調査委員会：鉄道事故調査報告書 九州旅客鉄道株式会社鹿児島線海老津駅～教育大前駅間 列車衝突事故, 2003-4B-1, 2003  
<https://www.mlit.go.jp/jtsb/railway/rep-acci/2003-4B-1.pdf> (参照日：2021 年 10 月 7 日)
- 2) 運輸安全委員会：鉄道事故調査報告書 北海道旅客鉄道株式会社 函館線深川駅～妹背牛駅間 列車脱線事故, RA2011-3-2, 2011  
<https://www.mlit.go.jp/jtsb/railway/rep-acci/RA2011-3-2.pdf> (参照日：2021 年 10 月 7 日)
- 3) 佐藤裕之, 沖野友洋：連結装置の破壊モードを考慮した編成鉄道車両の衝突解析, 日本機械学会論文集, Vol.88, No.911, DOI: 10.1299/transjsme.22-00008, 2022
- 4) ジュー・アール・アール編：普通列車編成両数表, Vol.40, 交通新聞社, 2019
- 5) 沖野友洋, 山本勝太, 高野純一, 宇治田寧：列車乗務員の傷害度を指標とした踏切事故時の車両の衝突安全性評価, 第 19 回鉄道技術連合シンポジウム講演論文集, pp.557-560, 2012
- 6) 間輝之, 西見裕介, 上西道雄, 山口篤典, 山本剛：鉄道製品のみ歩みと将来展望, 日本製鋼所技報, No.66, pp.43-49, 2015

# ハイブリッドシミュレータを用いた 滑走制御アルゴリズムの性能評価手法

土方 大輔\* 木崎 裕太\* 中澤 伸一\*

A Method for Evaluating Performance of Wheel Slide Protection Algorithm Using a Hybrid Simulator

Daisuke HIJIKATA Yuta KIZAKI Shin-ichi NAKAZAWA

In performance evaluation of Wheel Slide Protection (WSP) system, adjustment of control algorithm by an on-track test is the most important process. However, since it is not easy to stably reproduce low adhesion condition between wheels and rails in the on-track test, the control algorithm must be adjusted under different adhesion conditions for each run. Therefore, to solve this issue, we have developed a hybrid simulator that combines a real-time computer and pneumatic brake device. The developed simulator can specify arbitrary adhesion conditions, vehicle models, and control algorithms. This paper describes a method for evaluating the performance of the control algorithm for WSP using the hybrid simulator.

キーワード：ブレーキ，滑走制御，粘着，シミュレータ，性能評価

## 1. はじめに

鋼鉄製の車輪とレールの接触面に作用する力で加減速を行う鉄道車両は、転がり抵抗が小さく省エネルギー性に優れる一方、すべりやすいという性質がある。このため、レール湿潤時などのブレーキでは車輪が滑走し、停止距離が延伸する恐れや、固着による車輪フラットの発生が懸念される。停止距離の延伸は安全上の大きなリスクとなる。また、車輪フラットは騒音および振動の発生源となるため、車輪フラットが発見された車両では計画外の車輪転削（踏面形状を元に戻す作業）が必要となり、メンテナンス計画における影響も大きい。これらを防止するため、近年の鉄道車両の多くはブレーキシステムに滑走制御の機能を備えている。

空気ブレーキの滑走制御は、ブレーキ中に滑走を検知し、ブレーキシリンダ（以下、BCとする）圧力を下げることで車輪周速度を車両速度に迅速に戻して再粘着させた後、BC圧力を所定の値に復帰させる。ただし、BC圧力を下げることはブレーキを緩めることであるため、ブレーキ性能の確保と車輪フラットの防止をいかに両立させるかが肝要となる。これらの両立をはかり、様々な特徴を持つ滑走制御アルゴリズムが提案されてきた<sup>1)2)3)</sup>。

一般に滑走制御の性能確認は、現車試験において意図的に滑走を発生させて行う。車上から車輪／レール間の接触面をめがけて散水することで低粘着条件をつくり、滑走制御が有効に機能したかを停止距離および車輪フラット発生状況を測定して判断する。

空気ブレーキは非常ブレーキにも使用される極めて重要なブレーキであり、現車試験による性能確認は安全を担保するために不可欠であるものの、すべりやすさに関わる影響因子（例えば、散水の量・位置・温度、車輪およびレールの表面状態）が非常に多く、全く同じ条件で試験を繰り返すことは極めて困難である。さらに、現車試験には膨大な時間と労力を要し、現実的には限られた試験回数の中で滑走制御アルゴリズムの違いによる性能差の判断などが必要となる。

そこで筆者らは、実機と計算機の長所を組み合わせた滑走制御用ハイブリッドシミュレータの開発に取り組んでいる<sup>4)5)6)</sup>。これは、空気ブレーキの応答性を実物で再現し、それ以外の部分を計算機で模擬した台上試験環境である。低粘着条件を試験者が任意に設定でき、かつ容易に多数の試験が可能である。現車試験の事前に滑走制御アルゴリズムの比較検証を行うことで、現車試験の試番数の削減が期待できる。

本稿では、開発したシミュレータの仕組みを説明するとともに、その機能を活用した滑走制御アルゴリズムの性能評価手法について述べる。

## 2. 滑走制御用ハイブリッドシミュレータ

### 2.1 全体構成

滑走制御用ハイブリッドシミュレータ（以下、ハイブリッドシミュレータとする）の全体図を図1に、ブロック図を図2に示す。ハイブリッドシミュレータは、実機部と計算機部で構成される。

実機部は現車の圧縮空気の流れを再現する部分であり、空気タンクからBCを模擬した定容積容器まで現車

\* 車両技術研究部 ブレーキシステム研究室

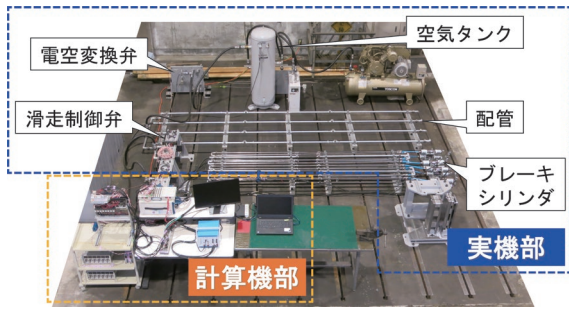


図1 ハイブリッドシミュレータ全体図

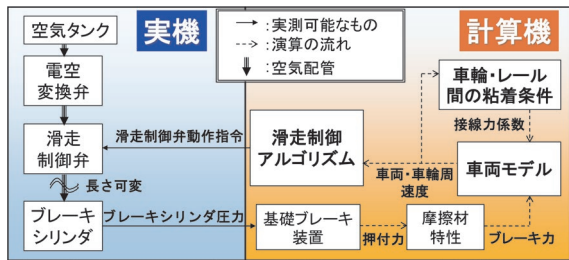


図2 ハイブリッドシミュレータブロック図

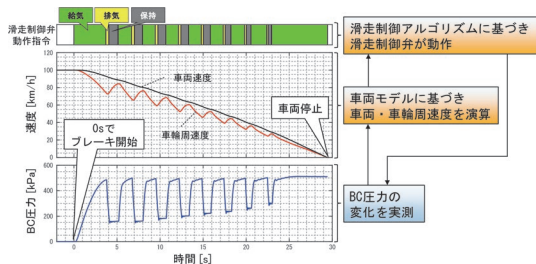


図3 計算ループの流れ

と同じ空気ブレーキ機器で構成している。機器間を接続する空気配管の長さを可変とすることで応答性を変化させることができる。空気ブレーキ機器は独立した4軸分（車両1両分）を備える。

計算機部は実機部以外の要素を模擬する部分であり、リアルタイム計算機、操作用PC、BC圧力センサで構成している。リアルタイム計算機の内部では、車両モデル・滑走制御アルゴリズム・車輪／レール間の粘着条件（以下、粘着条件とする）を試験者がそれぞれ任意に設定できる。実測したBC圧力センサの値に基づいて基礎ブレーキ装置の諸元を考慮したブレーキ力を計算し、その値を車両モデルに適用する。車両モデルでは、想定する車両諸元に基づいて減速運動を計算する。減速運動の計算には、予め設定した粘着条件と滑走制御アルゴリズムが反映される。例えば、計算機内部で減速中の軸が滑走制御アルゴリズムで設定した滑走検知条件を満たしたとき、即座にその軸に対応する実機部の滑走制御弁へ動作指令が出力されてBC内の空気が排気される。BC圧力の変化を常に次の計算ステップに反映し再び減速運動を計算す

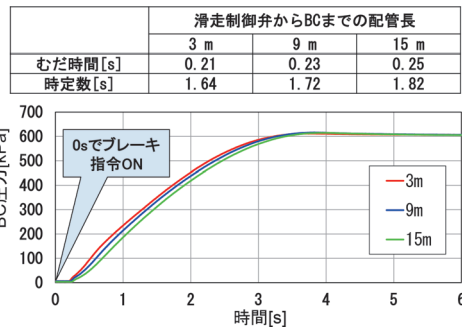


図4 配管長とBC圧力の関係

る。この計算ループが車両停止まで繰り返される（図3）。

## 2.2 空気ブレーキ機器の応答性

ブレーキ指令に対するBC圧力の応答性、および滑走制御中に排気・保持・給気が頻繁に切り替わる際のBC圧力の応答性は、圧縮空気の経路である配管の長さや容積によって大きく異なる。これを計算機内部でモデル化することは困難なため、実物の空気ブレーキ機器を使用し、配管長を可変とすることで応答性を調整できる構造とした。滑走制御弁からBCまでの配管長とBC圧力応答性の関係を図4に示す。配管が長くなるにつれてむだ時間および時定数が大きくなっており、配管長で応答性を調整可能であることが確認できる。

## 2.3 車両モデル

本稿における車両モデルとは、走行中の車両にブレーキ力を与え、車輪／レール間に接線力が発生することで、車両速度と車輪周速度が減速する運動を規定するモデルである。平坦なレール上で車両前後方向の運動のみを考慮し、車両上下方向とまくらぎ方向の運動は考慮しない。ブレーキ力はBC圧力センサの実測値と基礎ブレーキ装置の諸元および摩擦材特性から算出し、車輪／レール間の接線力係数は後述する粘着条件から算出する。

車両モデル（1両）の模式図を図5に、各記号の意味を表1に示す。減速運動に関わる数式を式(1)～式(4)で定義した。ここで、添字*i*は軸位を表す。式(1)は車両の並進運動を、式(2)は各輪軸の回転運動を表す。式(3)は接線力が接線力係数と軸重の積であること、式(4)はすべり率を表す。

4軸はそれぞれ独立した回転自由度を有し、4軸の接線力の合力で車両が減速する。このとき、車両の端部に自進力を付与すれば、隣接車両から受ける力を考慮した減速運動を表現できる。

$$(M + m_1 + m_2 + m_3 + m_4) \frac{dV_c}{dt} = - (F_{t1} + F_{t2} + F_{t3} + F_{t4}) - (F_f + F_r) \quad (1)$$

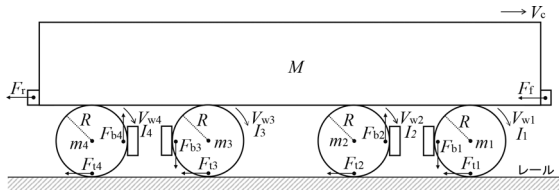


図5 車両モデルの模式図

表1 各記号の意味

記号	意味	記号	意味
$V_c$	車両速度	$g$	重力加速度
$V_{wi}$	車輪周速度	$\mu_i$	接線力係数
$M$	車体質量	$F_{ti}$	接線力
$m_i$	輪軸質量	$F_{bi}$	ブレーキ力
$I_i$	輪軸慣性モーメント	$\eta_i$	すべり率
$R$	車輪半径	$F_r, F_r$	自進力

※添字  $i$  は軸位を表す

$$\frac{I_i}{R} \frac{dV_{wi}}{dt} = F_{ti}R - F_{bi}R \quad (2)$$

$$F_{ti} = \mu_i \left( \frac{M}{4} + m_i \right) g \quad (3)$$

$$\eta_i = \frac{V_c - V_{wi}}{V_c} \cdot 100 \quad (4)$$

## 2.4 滑走制御アルゴリズム

滑走制御アルゴリズムは、BC圧力の排気・保持・給気の3つの動作から、車輪の減速状態に応じていずれか一つを選択するアルゴリズムである。これらの動作は、滑走制御弁へのAV（供給停止電磁弁指令）とRV（排気電磁弁指令）の組合せで指示される。滑走制御アルゴリズムには様々な特徴を持つものが提案されており<sup>1)2)3)</sup>、車輪の減速状態の検知方法として、すべり率検知、速度差検知、減速度検知などがあり、さらにこれらの組合せも用いられる。一例として、すべり率滑走制御の動作と判定条件の例を図6に示す。

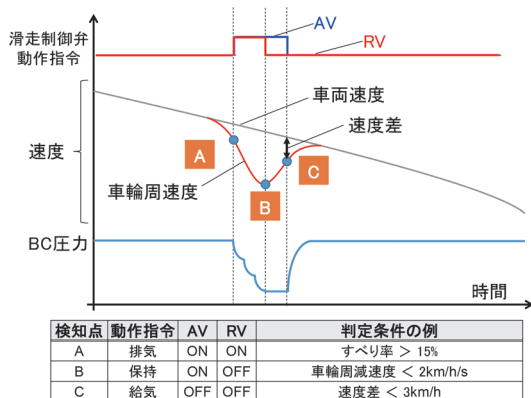


図6 すべり率滑走制御の動作と条件の例

## 2.5 粘着条件

本稿における粘着条件とは、複数の関係式から導出される接線力係数の与え方のことである。図7に示すように、一般にすべり率と接線力係数の関係は、微小すべり領域においてすべり率にほぼ比例するが、巨視すべり領域においては不安定な挙動を示すことが知られている。実物では不安定で再現性が低い現象を、計算機では経験則に基づき既知量で再現できる利点がある。

本節では、すべり率・速度・走行地点の3つの関係式から導出される接線力係数とその設定方法について述べる。

### 2.5.1 すべり率と接線力係数の関係

すべり率と接線力係数の関係は、レール表面が乾燥状態であるか湿潤状態であるかといった、粘着条件の最も基本的な性質を規定するものである。具体的には、図7における粘着係数（接線力係数の極大値）、その粘着係数をとるすべり率、巨視すべり領域における挙動などを指定することに相当する。本稿では、取り扱いが簡便で幅広い関係を表現できることから、文献7を参考に式(5)で表される関係を用いた。

$$\mu_\eta = C \sin \left( B \tan^{-1} \left( A \frac{\eta}{100} \right) \right) \quad (5)$$

ここで、 $\eta$ はすべり率であり、 $A, B, C$ は任意の定数である。基本的な性質として、 $A$ が大きいほど微小すべり領域が狭くなり（極大値をとるすべり率が小さくなる）、 $B$ が大きいほど巨視すべり領域での減衰が大きくなる。 $C$ は粘着係数の値である。特徴的な定数 $A, B, C$ の組合せと波形例を図8に示す。

### 2.5.2 速度と粘着係数の関係

速度と粘着係数の関係は、車両速度の上昇に伴って粘着係数が低下していく性質を規定するものである。本研究では、既往の研究<sup>8)</sup>により実験的に得られた結果として、新幹線には式(6)を、在来線には式(7)を用いた。ここで、 $v$ は車両速度（km/h）である。

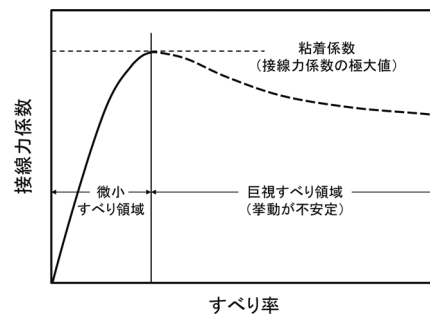


図7 すべり率と接線力係数の関係

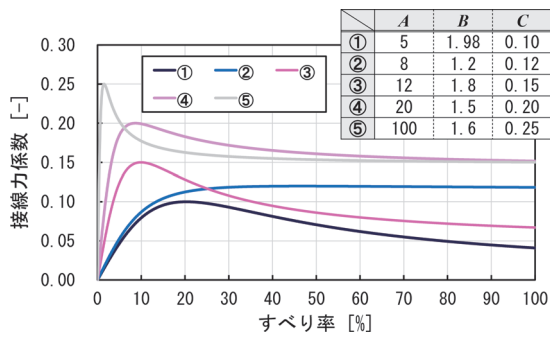


図8 接線力係数の特徴的な波形例

$$\mu_v = \frac{13.6}{(v + 85)} \quad (6)$$

$$\mu_x = \frac{32.74}{(v + 187)} \quad (7)$$

### 2.5.3 走行地点と粘着係数の関係

現車環境においては、水や落ち葉の介在、レールの継ぎ目や表面粗さなど、走行地点に起因する変化要因がある。このため、粘着係数も走行地点毎に変化すると考えられる。この変動を考慮することで、現車環境により近い条件の模擬を試みる。例えば、走行地点に対する周期的な変動を式(8)で表現する。

$$\mu_x = D \sin\left(\frac{2\pi fx}{X}\right) + E \quad (8)$$

ここで、 $x$ は走行地点、 $D$ は変動の振幅、 $E$ は基準値(変動がないときの値)、 $f$ は距離 $X$ あたりの周期の数である。現車試験で想定される変動を与えることが望ましいが、現車試験の結果から地点に依存した粘着係数の変化を独立して抽出するのは極めて難しい。そのため、想定する走行環境に応じて試験者が走行地点と粘着係数の関係を任意に指定することとした。ここでは、簡素な例として走行地点に対する周期的な変動を扱うが、一定の範囲内で振幅と周期をランダムに変化させた変動を与える手法の検討例<sup>9)</sup>もある。

### 2.5.4 最終的な接線力係数

2.5.1~2.5.3の3つの関係を統合した最終的な接線力係数の概念図を図9に示す。具体的な接線力係数は式(9)で表現される。

$$\mu = \mu_\eta \frac{\mu_v}{\mu_v(0)} \frac{\mu_x}{E} \quad (9)$$

$\mu_v(0)$ は車両速度 $v=0$ のときの値、 $\mu_x$ は基準値 $E$ でそれぞれ除し、正規化したうえで積をとっている。取りう

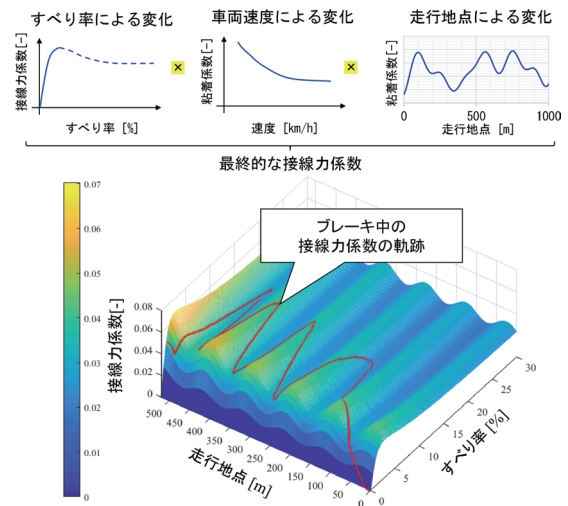


図9 最終的な接線力係数の概念図

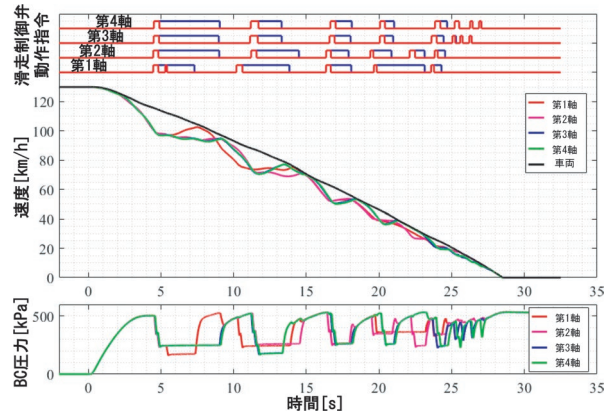


図10 ハイブリッドシミュレータの試験結果例

る $\mu$ の値を、すべり率と走行地点を軸とした三次元空間上の点として表すと、図9下部の様な図が描ける。このとき、あるブレーキ動作によって得られる接線力係数は、図の表面を三次的に移動する点の軌跡として捉えることができる。設定した粘着条件に対して、滑走がどのように進展・収束したか、接線力係数がどのように利用されたかを視覚的に把握するのに役立つ。

以上に述べた接線力係数の設定方法に基づき、実際にハイブリッドシミュレータで試験した際の結果例を図10に示す。図中の上から、滑走制御弁動作指令、速度、BC圧力であり、実測値と計算機内部モデルが連動した複雑な滑走制御動作が再現されている。速度に着目すると、車両速度が高速域にあるほど滑走しやすい性質が反映されていることがわかる。

## 3. 滑走制御アルゴリズムの性能評価手法

ここまで述べてきたように、ハイブリッドシミュレータは、実機部で空気ブレーキ機器の応答特性を再現し、



計算機部で車両モデル・滑走制御アルゴリズム・粘着条件を任意に指定できる。また、現車試験に比較して試験の負担が極めて小さく、容易に多数の試験を実施できる。この特長を利用し、多数の試験結果を統計的に分析することで、滑走制御アルゴリズムの性能評価を行う手法について述べる。

### 3.1 試験条件

空気ブレーキ機器の応答性は図4中の配管長15mの設定とし、車両モデルは自連力の作用しない1両モデルで、車両諸元は表2の通りとした。すべり率と接線力係数の関係は、式(5)における定数を  $A=100$ ,  $B=1.6$ ,  $C=0.25$  とし、速度と粘着係数の関係は在来線の式(7)を用いた。ブレーキ初速度は130km/hとした。

走行地点と粘着係数の関係は、走行地点に対して周期的に粘着係数が増減するものとして、式(8)における定数を  $D=0.2$ ,  $E=1$ ,  $X=100$  とした。これは1を基準に、振幅0.2で100mあたり  $f$  個の周期を持つ正弦波を意味する。ここで、 $f$  の値を0から10まで0.1刻みで与えることで、それぞれ周期の異なる粘着条件が101パターン生成される。 $f=0, 0.1, 0.5, 1, 5, 10$  としたときの波形を図11に示す。

試験対象とする滑走制御アルゴリズムは比較のため2つ用意し、それぞれ2.4で述べたすべり率滑走制御にお

表2 車両諸元

項目	数値	単位
車体質量	20000	kg
輪軸質量(4軸共通)	1200	kg
輪軸慣性モーメント(4軸共通)	165	kgm <sup>2</sup>
車輪半径	0.43	m
所定BC圧力	520	kPa
BC圧力からブレーキ力への 変換係数	36	N/kPa

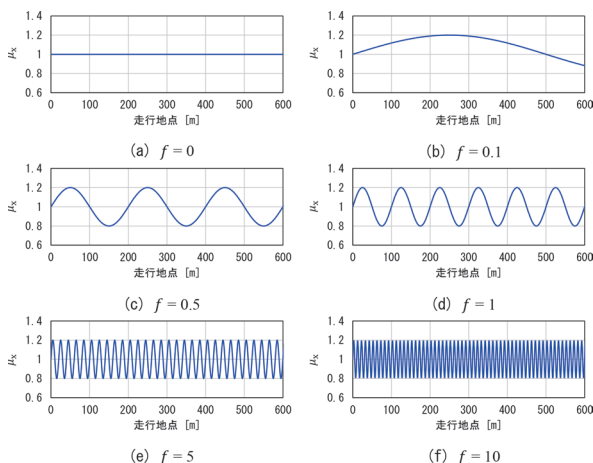


図11  $f$  と  $\mu_x$  の関係

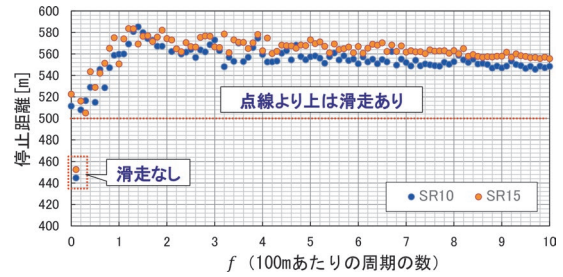


図12  $f$  と停止距離の関係

いて、検知点Aのすべり率の値を10%としたものと15%としたものである。両者をそれぞれSR10およびSR15と表記する。

### 3.2 試験結果

101パターンの粘着条件のそれぞれに対して2つの滑走制御アルゴリズムを個別に適用して試験を実施し、計202個の停止距離の結果を得た。各滑走制御アルゴリズムにおける  $f$  と停止距離の関係を図12に示す。SR10, SR15ともに、一定のばらつきを持ちながら、 $f=0$  (走行地点による粘着係数変動なし) から  $f=1.5$  付近まで停止距離は増加し、その後、緩やかに減少していくという同様の傾向を示した。同条件下で比較すると、SR10の方が全体を通してより短い停止距離をとりやすい傾向にあった。なお、 $f=0.1$  のときは、SR10, SR15ともに著しく短い停止距離を示している。これは図11に示すように、 $\mu_x$  が500mまで基準値である1を超える条件であり、高い粘着係数を与えられたことにより、滑走が発生しなかったためである。

### 3.3 統計量による評価

滑走が発生しなかった  $f=0.1$  を除いたうえで、それぞれの滑走制御アルゴリズムにおいて停止距離100個の結果をヒストグラムにしたものを図13に、統計量を表3に示す。

両アルゴリズムによる停止距離の最大値および最小値に大きな差異はなく、最頻区間から最大値にかけて段階的に頻度が低下していく傾向、および最頻区間から最小値にかけて著しく頻度が低下する傾向も両者同様であった。一方で、平均値および最頻区間では、SR10の停止距離の方が約10m短く、本試験結果においては、相対的に短い距離で停止するのはSR10だと言える。これは図14に示すように、式(5)における定数を  $A=100$ ,  $B=1.6$ ,  $C=0.25$  と置いた粘着条件下では、すべり率10%で滑走を検知してすべりの進展を抑制した方が、すべり率15%で同じ制御動作を行うよりも、接線力係数の高い領域を利用できたためであると考えられる。

このように、多数の試験結果から統計的な分析を行う

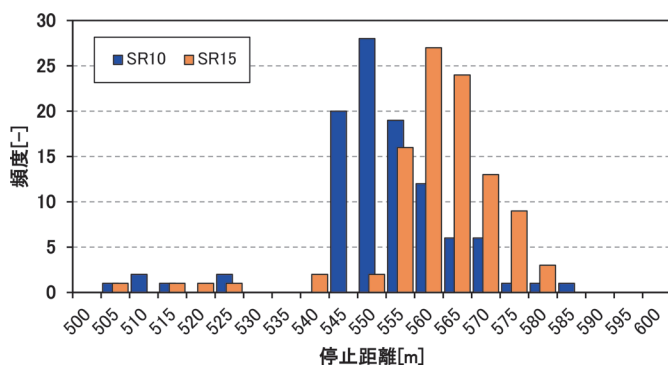


図 13 停止距離ヒストグラム

表 3 ヒストグラムの統計量

	滑走制御アルゴリズム	
	SR10	SR15
最大値 [m]	585.2	583.7
平均 [m]	554.7	563.4
最小値 [m]	507.9	505.0
最頻区間 [m]	550~555	560~565
分散	159.6	146.9
575m以上となる割合	3%	12%

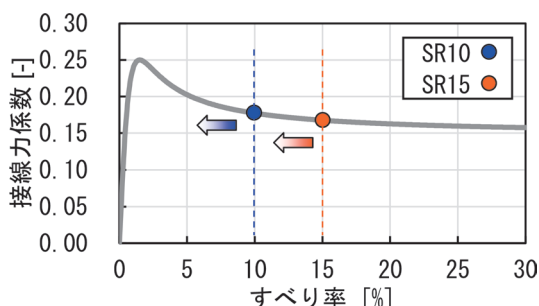


図 14 滑走検知すべり率と接線力係数の関係

ことで、取りうる値の幅、頻度およびその分布がわかり、滑走制御アルゴリズムがもつ性質を従来よりも把握しやすくなる。例えば、停止距離が575m以上となる割合はSR10で3%、SR15で12%であるなど、特定の条件に当てはまる可能性を定量的に捉えることや、単に停止距離が短いだけでなく、分散の小ささ、すなわち安定性も両立されているかという視点を取り入れることができる。以上が、任意の粘着条件を指定でき、多数の試験を容易に実施できるハイブリッドシミュレータの特長を利用した、滑走制御アルゴリズムの新たな性能評価手法である。

#### 4. まとめ

実物の空気ブレーキ機器とリアルタイム計算機を組み合わせた滑走制御用ハイブリッドシミュレータについてその仕組みを紹介した。開発したシミュレータは、低粘着条件を試験者が任意の量に指定でき、かつ容易に多数の試験が可能である。この特長を利用し、試験対象の滑走制御アルゴリズムの停止距離の分布傾向を示す評価手法を示した。新たな滑走制御アルゴリズムの開発ツールとして、また、現車試験の事前に滑走制御アルゴリズムの性能確認を行い、現車試験時の試番数を削減する方法としての活用が考えられる。

本稿では、粘着条件は走行地点に応じて周期的に変化

するものとして扱ったが、現車環境はその限りではなく、より複雑な変化を伴うはずである。車輪／レール間の物理現象をより詳しく知るための基礎的研究や、現車環境における実態を把握し、それらを反映した評価手法としていくことも重要であり、今後検討を行っていく。また、実機部の機能拡張と計算機部のモデル化精度向上を図り、本手法をブレーキシステムの安全性向上に向けた研究開発に活用していく。

#### 文 献

- 1) 熊谷則道, 長谷川泉, 内田清五, 渡辺一範: 同期化パルス速度演算を用いた新幹線用すべり率滑走制御システム, 日本機械学会論文集 (C編), Vol.70, No.689, 2004
- 2) 塩見省吾, 板野康晴: FUZZY 制御応用 ANTI-SKID 制御装置, 日本機械学会第3回交通・物流部門大会 (J-RAIL'94) 講演論文集 (鉄道シンポジウム編), pp.237-240, 1994
- 3) 中澤伸一, 津留崎淳: 新しい検知方式を用いた滑走制御方法の開発, 鉄道総研報告, Vol.25, No.1, pp.43-48, 2011
- 4) 土方大輔, 木崎裕太, 中澤伸一: 実物の空制ブレーキ機器とリアルタイム計算機を組み合わせた滑走制御用ハイブリッドシミュレータ, 第28回鉄道技術連合シンポジウム (J-RAIL2021) 講演論文集, 2021
- 5) 土方大輔: 列車ブレーキ時の滑走制御性能を評価する, RRR, Vol.79, No.1, pp.16-19, 2022
- 6) 土方大輔: 任意の粘着を模擬する滑走制御シミュレータ, JREA, Vol.65, No.5, pp.42-45, 2022
- 7) M. Christof, K. Karsten, S. Stefan, "Dynamic Braking with an Electric Parking Brake System," EuroBrake 2019 Conference Proceedings, 2019.
- 8) 大山忠夫: 車輪／レール接触面性状からみた高速域における粘着力の挙動—乾燥状態における基礎実験と二次元弾性接触理論との対応—, 鉄道技術研究報告, No.1261, 1984
- 9) 土方大輔, Peter Spiess: シミュレーションによる停止距離分布傾向を用いた滑走制御性能評価, 鉄道総研報告, Vol.33, No.10, pp.29-34, 2019

# 定速運転を用いた貨物列車の省エネ運転方法の提案

小川 知行\*

Proposal for Energy-Saving Driving Method of Freight Trains Using Constant-Speed Operation

Tomoyuki OGAWA

This paper presents driving methods for energy-saving of freight trains. First, we discuss a driving strategy that conserves energy considering running resistance and motor efficiency. Secondary, we confirm energy consumption and driving maneuverability, conducting running tests on several energy-saving driving methods. We also establish an energy simulation method by reproducing running tests. Finally, we verify the proposed driving method for energy-saving conducting energy simulation. This paper proposes a driving method using a constant-speed operation, which is expected to reduce energy consumption in terms of running resistance and motor efficiency.

キーワード：消費エネルギー，定速運転，のこぎり運転，走行抵抗特性，モータ効率特性

## 1. はじめに

鉄道運行に関わる消費エネルギーを削減するための様々な研究開発が進められている。それらの研究開発は大きく分けると、電力設備や車両機器などに省エネ技術を導入する方法と、列車の運行方法を工夫する省エネ手法に分けられる。このうち後者の手法である省エネ運転は、運転操縦という人間による業務での実現性を考慮しなければいけないという難しさがある。このため多くの理論検討がなされるものの実践に至る事例は限られており、今後の実現により大きな省エネ効果が期待できる手法でもある。

省エネ運転方法として、最大力行、定速走行、惰行、最大制動の運転（図1）が、理論的に消費エネルギーが最小となるということは、古くより知られている<sup>1)2)3)</sup>。しかしながら、この理論の適用に関しても、実際の運転士の運転操縦に落とし込んで考えないと省エネ運転は実現できない。その一例としては、最大制動が省エネになるとは言え、停止位置調整ができるような制動でなければ実運転には適用できないため、車両性能上の最大制動でなく、実運転操縦上の最大制動を想定して考える必要があることが挙げられる。また、衝動防止の観点からは、ノッチを瞬間的に切り替えるのではなく、引張力やブレーキ力を徐々に変化させることが望ましいことはよく知られている。これらの事例に代表されるように、省エネ運転の実運転への適用には様々な課題があり、理論と実験を適切に併用して取り組む必要がある。そこで、本報告では、省エネ運転方法を理論的に検討した上で、実運転操縦に落とし込んで適用の可能性を検討し、定速運

転を用いた貨物列車の省エネ運転方法を提案する。

## 2. 背景

### 2.1 貨物列車の運転扱い上の特徴

貨物列車の走行は、駅停車が少ない、パターンダイヤが組まれていない、編成質量が日によって大きく変動する、電力回生を行う機関車はごく限られているなど、旅客列車と大きく異なる特徴を有する。また、機関車けん引による動力集中方式であるため力行ノッチが多段に分かれており衝動防止や空転防止などの観点から段階的に力行ノッチを投入する運転が一般的である、貨車の両数や質量が日によって大きく変動することや自動ブレーキであることなどのためブレーキ減速度の変動が大きく慎重なブレーキ操作が求められるなど、運転操縦においても旅客列車と大きく異なる特徴を有する。このため、旅客列車と同様の手法にて省エネ運転を実践することや、その結果を評価することは困難である。また、他列車と

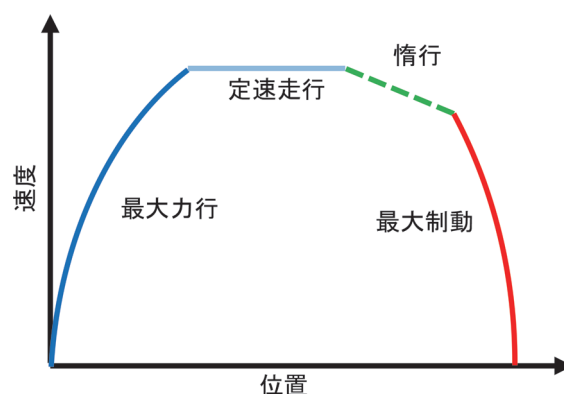


図1 省エネ運転の基本理論

\* 車両技術研究部 水素・エネルギー研究室

線路を共有する線区や時間帯に走行する貨物列車は、余裕時分が多く設定され、最高速度や速度制限に近い速度で走る場合に比べて、運転方法の自由度が高いことが多い。この場合には、省エネ運転方法を検討するにあたっては選択肢が多くなり、理論検討における難易度が高くなる。貨物列車における省エネ運転方法は様々なものが考えられるが、貨物列車の走行の多くを占めるのは巡航走行である。この巡航走行において、信号現示や駅通過時刻の制約を受ける時を除けば、貨物列車はブレーキを扱う機会は少なく、単位距離当たりや単位質量当たりで考えた場合に消費エネルギー効率の良い運転が元来より行われていると考えられる。このように、巡航走行において既に消費エネルギーの少ない運転が行われていると考えられるが、より消費エネルギーの少ない省エネ運転を実施するには、実際の貨物列車の各種パラメータに合わせた検討が必要となる。そこで、貨物列車の巡航走行に着目し、近年の貨物列車及び機関車を対象に測定された走行抵抗特性とモータ効率特性を踏まえて、走行試験とエネルギーシミュレーションにより省エネ運転方法を検討した。これらの結果から、定速運転と惰行を併用した走行を貨物列車の省エネ運転方法として提案する。

## 2.2 省エネ運転の基本理論

貨物列車の省エネ運転方法を理論的に検討する。電力回生を行わない貨物列車は、定速走行も含めた力行時の消費電力の積算値が消費エネルギーとなり、これを小さくすることが求められる。貨物列車においても、省エネ運転を実現する基本的な考え方は図1に示す最大力行、定速走行、惰行、最大制動の運転であると考えられる。本報告ではこれを省エネ運転の基本理論と呼ぶ。この省エネ運転の基本理論では、最大力行、定速運転、惰行、最大制動が消費エネルギーを最小にすることが理論計算によって確認されている<sup>1)2)3)</sup>。この省エネ運転の基本理論は、走行抵抗は速度に対する二次式で表されることを前提とし、車両の機器効率は一定であることを仮定している。このため、速度や出力に応じた車両の機器効率を考慮した場合には、この省エネ運転の基本理論とは異なる運転方法により、消費エネルギーが小さくなる可能性がある。

## 2.3 巡航走行の運転方法

貨物列車は、通過駅のうちの多くが採時駅として通過時刻が指定されており、通過となる採時駅間を運転時分に合わせて走行することが大半となる。この際の運転時分にはある程度の余裕が付与されており、線区最高速度よりも低い速度で巡航走行する機会が多い。本報告では、その際の運転方法について着目する。

巡航走行の際には、大きく分けてのこぎり運転と定速

運転が考えられる。のこぎり運転と定速運転の運転方法の概念図をそれぞれ図2、図3に示す。のこぎり運転は、力行と惰行を繰り返すものであり、ある程度の速度幅をもって運転される。力行時には、インバータ制御の電気機関車では10段以上の多くのノッチが選べるが、その際には列車抵抗（走行抵抗、勾配抵抗、曲線抵抗等の和）を超える大きなノッチが使用される。一方、定速運転は、採時駅間の運転時分と駅間距離から算出される平均速度で走行するものであり、列車抵抗に均衡する力行ノッチを使用するか、主変換装置の定速運転機能を使用することによって実現可能である。近年のインバータ制御の電気機関車は、定速運転機能を有するため、適用が容易になってきている。

## 3. 評価対象列車

### 3.1 評価対象列車の運行概要

対象列車は、インバータ制御の直流電気機関車が、タンク車及びタンクコンテナを積載したコンテナ車をけん引する貨物列車（以下、評価対象列車）とした。評価対象列車は、編成の質量が比較的高い精度で把握できることから、測定結果の比較だけでなく、走行抵抗の把握やシミュレーション条件の設定において、高い信頼度が期待できる。

評価対象列車は、約70[km]の区間を無停車で走行する。途中20駅程度の採時駅が設定されており、通過時分及び速度制限を遵守した運転が求められる。対象路線は、一部には最大12.0[%]の上り勾配も含まれるが、全線を平均すると1.0[%]の上り勾配となる緩い上り勾配が多い路線である（図4）。

### 3.2 走行抵抗特性の推定

貨物列車は、様々な編成があり、走行試験によって求

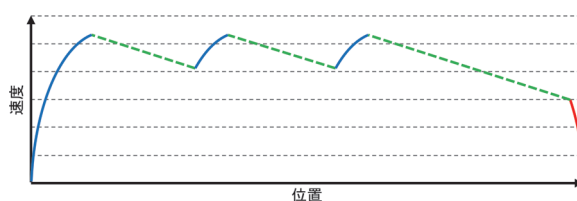


図2 のこぎり運転の概念図

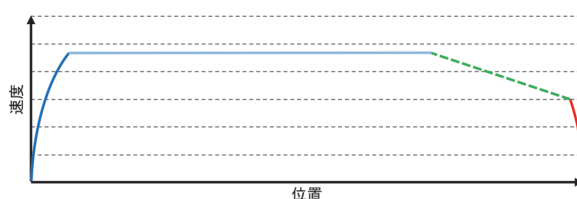


図3 定速運転の概念図

めることができる走行抵抗は限られている。このため、編成構成に応じた走行抵抗の推定が望まれる。そこで、評価対象列車の走行データを収集した<sup>4)</sup>。評価対象列車の走行抵抗特性を図5に示す。

### 3.3 モータ効率特性の推定

モータ効率を推定するために当該主電動機の型式試験結果を用いた。評価対象列車の機関車の力行ノッチ毎のモータ効率を算出し、シミュレーションのモータ効率モデルとした<sup>4)</sup>。当該機関車の力行ノッチ毎のモータ効率を計算した結果を図6に示す。力行ノッチが8N~9Nの時にモータ効率は特に高く、力行ノッチが6Nを下回ると、モータ効率が大きく低下する。

## 4. 省エネ運転の理論検討

### 4.1 検討概要

貨物列車の省エネ運転方法を検討するため省エネ運転試験を実施した。省エネ運転試験は図7に示すような運転方法を採用した。これらについて本章にて理論的な根拠を示す。本報告で主題となる巡航走行については、走行抵抗とモータ効率の観点から消費エネルギーが小さくなると考える小刻みのこぎり運転や定速運転を採用する。具体的には、小刻みのこぎり運転、定速運転主体、定速運転併用の3通りの運転方法を採用するに当たっての理論検討を示す。また、省エネ運転試験に当たっては、巡航走行以外の運転となる区間も存在するため、それについては、速やかな加速運転、速度制限下の定速運転、速度制限に向けた惰行を実施する。これらを実施するに当たっての理論検討も示す。

### 4.2 巡航走行時の理論検討

巡航走行時について、走行抵抗とモータ効率を検討する。

#### 4.2.1 走行抵抗

走行抵抗の観点からは、高速域での走行抵抗を下げることで省エネ運転に寄与する。これは、走行抵抗が速度の二乗に比例して大きくなるため、ある区間を同じ走行

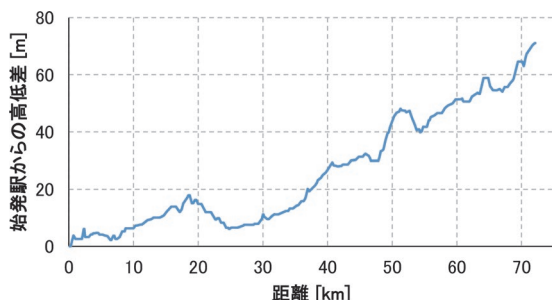


図4 走行線路概要

時分で走行する際に、速度の変化が少ない方が走行抵抗による損失が小さくなり、一定の速度で走行する場合に走行抵抗による損失が最小となる<sup>6)</sup>。よって、走行抵抗の観点からは、定速運転が省エネ運転において有利であるとえられる。

#### 4.2.2 モータ効率

モータ効率の観点からは、効率の高い大きなモータ出力で運転することが省エネ運転に寄与する。一定の速度に保つ定速運転は、列車抵抗と同じだけの引張力を出力することで実現される。定速運転時のモータ効率特性を図8に示す。定速運転によって一定に保つ速度によってモータ効率は異なってくるが、定速運転は勾配が小さくなると、モータ効率が低くなる。これに対して、のこぎり運転はモータ出力が大きいため、モータ効率が高くなる。よって、モータ効率の観点からは、のこぎり運転が省エネ運転において有利であるとえられる。

### 4.3 小刻みのこぎり運転の検討

走行抵抗特性とモータ効率特性を考慮すると、のこぎり運転も定速運転も省エネの観点では一長一短があることがわかる。そこで、一定の速度に近づけつつ、力行と惰行を繰り返す小刻みのこぎり運転が消費エネルギーの小さい運転方法の候補として挙げられる。小刻みのこぎり運転の運転方法の概念図を図9に示す。小刻みのこぎり運転は、換言すれば速度幅の小さなこぎり運転と言える。

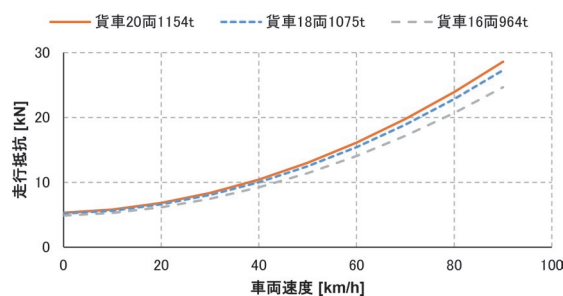


図5 推定した走行抵抗特性<sup>5)</sup>

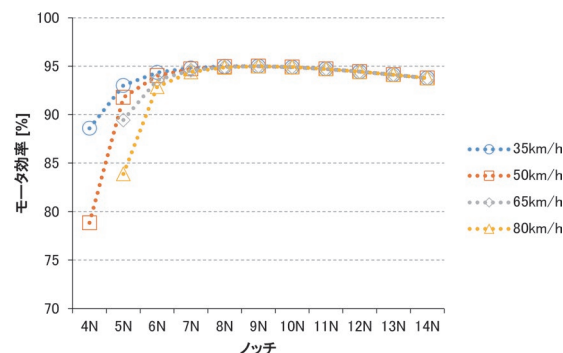


図6 力行ノッチに対するモータ効率特性

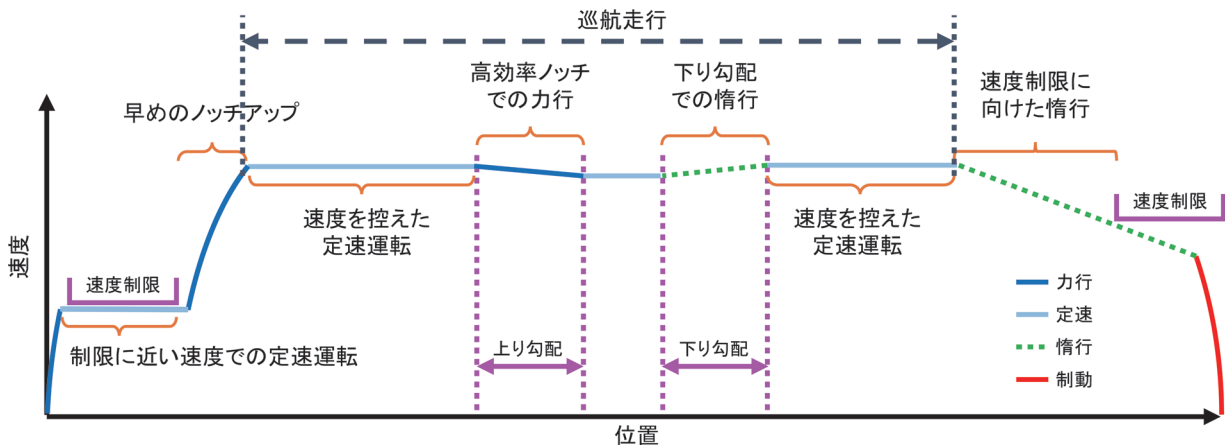


図7 貨物列車の省エネ運転の概念図

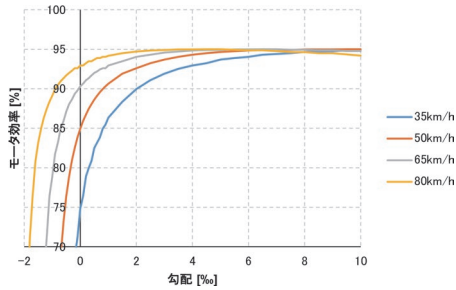


図8 定速運転時のモータ効率  
(20両1154 [t] 時)

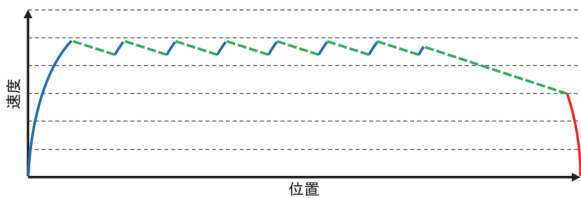


図9 小刻みのこぎり運転の概念図

#### 4.4 定速運転と惰行の併用の検討

小刻みのこぎり運転は、頻繁な力行と惰行の切り替えが発生し、運転操縦性に難がある。そこで、小刻みのこぎり運転を用いない運転方法を検討する。定速運転とのこぎり運転の比較の観点から、走行抵抗特性とモータ効率特性の消費エネルギーへの影響を後述するエネルギーシミュレーションにより比較したところ、走行抵抗特性の方が影響が大きくなった。すなわち、概ね一定速度に保つ運転方法として定速運転が小刻みのこぎり運転に次いで消費エネルギーを小さくすると考えられる。このため、実路線の勾配変化を踏まえ、定速運転を使用しながら、走行速度やけん引質量に応じて定速運転時のモータ出力が小さくなる下り勾配や平坦に近い場合には、積極的に惰行に切り替えることが望ましいと考えられる。本報告では、勾配に関わらず定速運転を用いる方法を「定速運転主体」、勾配に応じて積極的に惰行に切

表1 巡航走行における省エネ運転方法<sup>5)</sup>

	小刻みのこぎり	定速運転主体	定速運転併用
急な上り勾配	高効率ノッチ力行	定速	高効率ノッチ力行
緩やかな上り勾配	小刻み		定速
平坦			定速
緩やかな下り勾配	惰行	惰行	惰行
急な下り勾配			

り替える方法を「定速運転併用」と呼ぶことにする。巡航走行時の省エネ運転方法を表1に示す。

#### 4.5 巡航走行以外の省エネ運転

巡航走行以外の運転となる区間について、定性的な議論を示す。

##### 4.5.1 速やかな加速運転

省エネ運転の基本理論にある通り、加速時には最大力行が消費エネルギーを小さくする。加速度が低い走行では、速度が低いうちの距離当たりの走行に要する時間が長くなり、同じ走行時分で走行する場合には、それを補うために速度が高いところでより多くの加速が必要となるためである。このため、速やかに加速するように、空転が発生しない範囲で力行ノッチは速やかに上昇されることが望ましい<sup>7)</sup>。

##### 4.5.2 速度制限下の定速運転

曲線や分岐器や信号現示等による速度制限によって、他の区間に比べて走行速度が著しく制限される箇所では、その区間の走行に要する時間が著しく長くなる。これによる走行時分の増加を、他の区間において高い速度で走行することによって補おうとすると大きな消費エネ

ルギーを要してしまう。このため、速度制限の影響を受けない区間では速度を控えて、低い速度の速度制限下では制限速度に近い速度で走行することが望ましい。一般に惰行による通過では、速度が低下してしまうため、勾配に留意した上でなるべく制限速度に近い速度での定速運転が走行時分の観点で有利となる<sup>7)</sup>。

#### 4.5.3 速度制限に向けた惰行

曲線や分岐器や信号現示等による速度制限の手前では、制限速度に合わせて速度を落とす必要があるが、この際にブレーキを扱うと列車の運動エネルギーを消費することとなり大きな損失となる。すなわち、ここで失われる損失を運動エネルギーとして事前に与えておくための力行エネルギーが増大する。このため、走行時分が許容される範囲で、惰行によって速度を落とすことでこの損失を発生させないことが有利となる。

### 5. 省エネ運転試験

#### 5.1 試験走行条件

前章での理論検討を踏まえた省エネ運転試験を実施した。省エネ運転試験の走行方法の概要は図7の通りである。巡航走行においては概ね一定速度に保つ運転方法として定速運転もしくは小刻みのこぎり運転を用いて、それ以外にも消費エネルギーが少なくなると考えられる運転方法を実施した。なお、それぞれの運転方法に合わせて、巡航走行の前後も含めて運転操縦性を考慮して調整しているため、巡航走行以外の部分も走行方法が一部異なっている。このため、省エネ運転試験は、省エネ運転方法の違いを単純に比較できるものではない。併せて、通常の営業走行のデータも収集し、これと比較する。

巡航走行の運転方法として、表1に示す小刻みのこぎり運転、定速運転主体、定速運転併用の3通りを実施した。小刻みのこぎり運転の際の力行は、モータ効率が特に高い8Nもしくは9Nとした。小刻みのこぎり運転の場合には、平均速度±2[km/h]程度の速度範囲を目安となるようにした。採時駅間の運転時分に応じた平均速度程度となるような運転指定を実施した。

なお、通常走行の消費エネルギーを分析すると風の影響が大きいことが確認されている<sup>5)</sup>。このため、風向に関わらず風速2[m/s]を超えるデータは除外した。

#### 5.2 運転指示

省エネ運転試験では、事前にエネルギーシミュレーションを実施し、省エネ運転となる運転方法を検討した。エネルギーシミュレーションには、別途開発してきたエネルギーシミュレータ「Hybrid-Speedy」<sup>8)</sup>を用いた。エネルギーシミュレーションで想定した運転方法に近づくように、線路上の目標物毎に運転指示を行って走行し

表2 運転指示書の例（定速運転併用）

地点	指示	事由
A 駅 (47.3)		
出発 (47.5)	8N 力行	上り勾配
B 駅 (51.6)		
出発 (52.0)	8N 力行後, 76km/h で惰行	下り勾配
第1閉塞 (55.8)	72km/h 定速	時分
C 駅 (57.2)		
D 駅 (61.2)		
出発 (61.5)	8N 力行後, 76km/h で惰行	上り勾配
第1閉塞 (63.8)	60km/h 定速	時分
64.5 キロポスト	惰行	下り勾配
E 駅 (65.7)		
第1閉塞 (66.9)	60km/h 定速	時分
F 駅 (68.2)		
橋梁入口 (69.5)	惰行	速度制限
G 駅 (72.8)		

( ) 内の数値は km 単位の地点を示す。

た。エネルギーシミュレーションによって作成した運転指示書の例を表2に示す。運転指示書に基づき、運転士に対して運転指示を行って走行した。運転指示箇所は、目標としてわかりやすい信号機を中心に設定した。例えば、「出発」は出発信号機の建植位置、「第一閉塞」は第一閉塞信号機の建植位置を示す。また、運転指示の事由を示すことで、関係者への運転指示内容への理解を促した。例えば、「上り勾配」では上り勾配のための力行であること、「下り勾配」では下り勾配のための惰行であること、「時分」では走行時分を合わせるための定速運転であること、「速度制限」では速度制限に向けた惰行であることを示す。

#### 5.3 試験結果

試験走行の消費エネルギーの比較を図10に示す。評価対象列車のけん引質量は日によって異なるため、消費電力量に対して編成質量（けん引質量と機関車質量の和）で除した値を消費エネルギーとして評価の対象とした。試験走行7件と通常運転61件の平均を示しており、通常運転61件の度数分布については図11に示す。

消費エネルギーを比較すると、通常運転平均値に対して、省エネ運転試験結果は7~14%程度小さい結果となった。省エネ運転試験は、省エネ運転を強く意識して運転しており、巡航走行時の省エネ運転と巡航走行以外の省エネ運転の両方の効果により、高い省エネ効果が得られたものと考えられる。なお、省エネ運転試験結果の中では、定速運転主体の消費エネルギーが大きくなっている。この要因としては、終着駅に進入する際に、他

の運転方法は惰行での進入を行ったのに対して、定速運転主体ではなるべく一定速度を保つようにしたことの影響が考えられる。

また、運転操縦性に関しては、定量的な評価には至っていないが、小刻みのこぎり運転は頻繁なノッチの操作があるため、目標とする速度に対して正確に合わせようとすると運転操縦への負担があることが確認されている。省エネ運転試験は、指導運転士による運転操縦であったことや、運転指示者の添乗があったことなどから小刻みのこぎり運転の実施に至っている。このため、一人乗務となる通常運転では小刻みのこぎり運転の実施は運転

操縦面での負担を慎重に評価することが求められる。

## 6. エネルギーシミュレーション

### 6.1 試験走行の再現

省エネ運転試験では、小刻みのこぎり運転、定速運転主体、定速運転併用それぞれの運転方法についてエネルギーシミュレーションに基づいた運転指示を行ったが、実際の運転操縦では想定したエネルギーシミュレーションと差違が生じることもある。そこで、省エネ運転試験の結果を再現するようにエネルギーシミュレーションを改めて実施することにより、エネルギーシミュレーションの妥当性を検証する。定速運転併用の省エネ運転試験の結果と、省エネ運転試験を再現したエネルギーシミュレーションとの比較として、消費エネルギーの比較を図12に、運転曲線の比較を図13に示す。シミュレーションと省エネ運転試験の消費エネルギーの差は2%程度となった。これより、走行試験結果の再現によりエネルギーシミュレーションの妥当性を確認した。

### 6.2 省エネ運転方法の比較

省エネ運転試験では、日々のけん引質量の差違や風の影響といった走行条件のばらつきや、運転方法を試行錯誤する過程での変更や、運転指示のタイミングのずれなどがあり、条件を揃えた上での省エネ運転方法の比較は

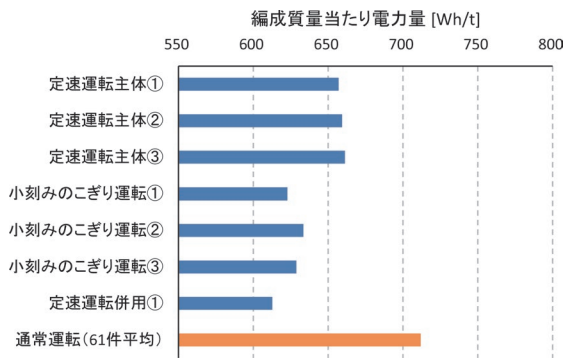


図10 省エネ運転試験の消費エネルギーの比較

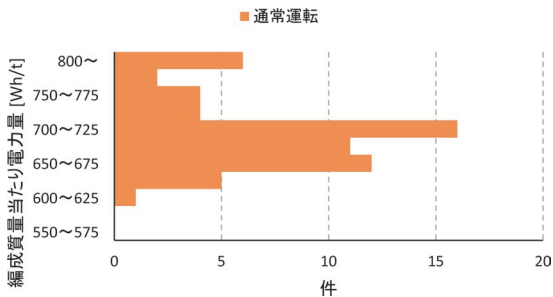


図11 通常運転の消費エネルギーの分布

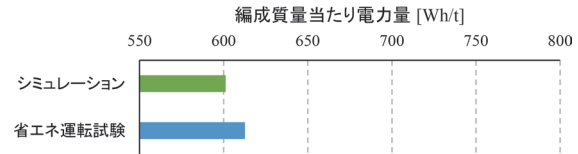


図12 走行試験結果とエネルギーシミュレーションの消費エネルギーの比較<sup>5)</sup>

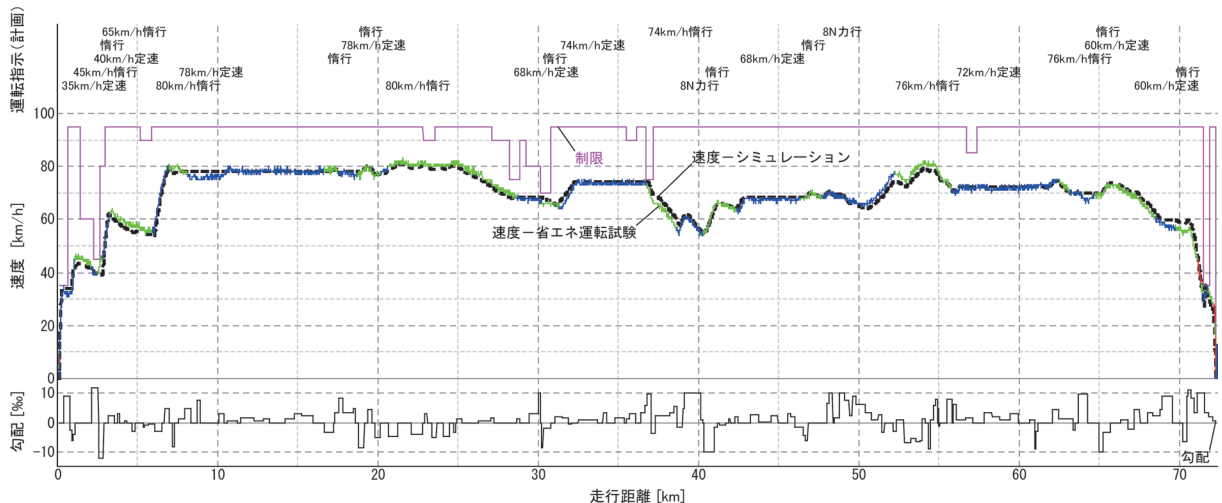


図13 走行試験結果とエネルギーシミュレーションの速度推移の比較 (定速運転併用)



困難である。そこで、エネルギーシミュレーションにより、省エネ運転方法を比較する。のこぎり運転と小刻みのこぎり運転のシミュレーションには、ノッチ抜きの地点を指定するマニュアル運転機能により、採時駅間の運転時分に応じた平均速度程度となるような運転指定を実施した。のこぎり運転の際の力行は、最大ノッチである14Nとし、小刻みのこぎり運転の際の力行は、モータ効率の高い8Nとした。のこぎり運転の場合には、平均速度±15km/h程度、小刻みのこぎり運転の場合には、平均速度±2km/h程度の速度範囲を目安となるようにした。定速運転のシミュレーションには、定速運転計算機能を構築し、採時駅間の運転時分に応じた平均速度を指定した。定速運転計算機能は、速度一定の運転曲線を作成し、列車抵抗と均衡するモータ出力にて消費電力を計算する機能である。なお、走行時分は概ね一致するように合わせてある。また、速度制限や通過時分の調整のため、一部の区間では、前述の原則を外れた運転となっている。ただし、省エネ運転試験において比較が難しかった

た終着駅への進入方法については、いずれの運転方法でも同一の速度で進入するように調整した。

消費エネルギーの比較を図14に、運転曲線の比較を図15に示す。この結果、小刻みのこぎり運転が最も消費エネルギーが少なく、それに次いで定速運転併用が消費エネルギーが少なくなっている。省エネ運転試験の結果から、運転操縦性を考慮すると定速運転併用の運転方法が省エネ性及び運転操縦性の観点から良好であると考えられる。

### 7. まとめ

本報告では、貨物列車において主体となる巡航走行の運転方法に着目し、走行抵抗特性とモータ効率特性を踏まえて、省エネ運転方法を検討した。省エネ効果は走行速度やけん引質量によって変動すると考えられるものの、省エネ運転試験により、小刻みのこぎり運転や定速運転と惰行を併用する定速運転併用が消費エネルギーの観点で優れていることを確認し、運転操縦性の観点から定速運転併用が良好であることを確認した。また、省エネ運転試験によって妥当性を確認したエネルギーシミュレーションを用いて、それぞれの手法について他の条件を合わせた上で消費エネルギーを比較し、小刻みのこぎり運転と定速運転併用が消費エネルギーの観点で優れていることを確認した。以上の結果、概ね一定速度に保つ

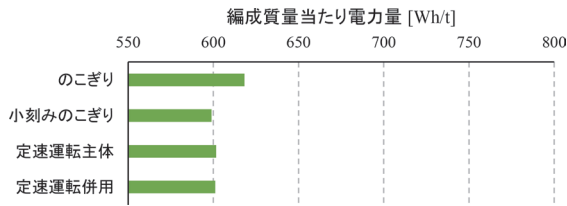


図14 省エネ運転方法毎の消費エネルギーの比較<sup>5)</sup>

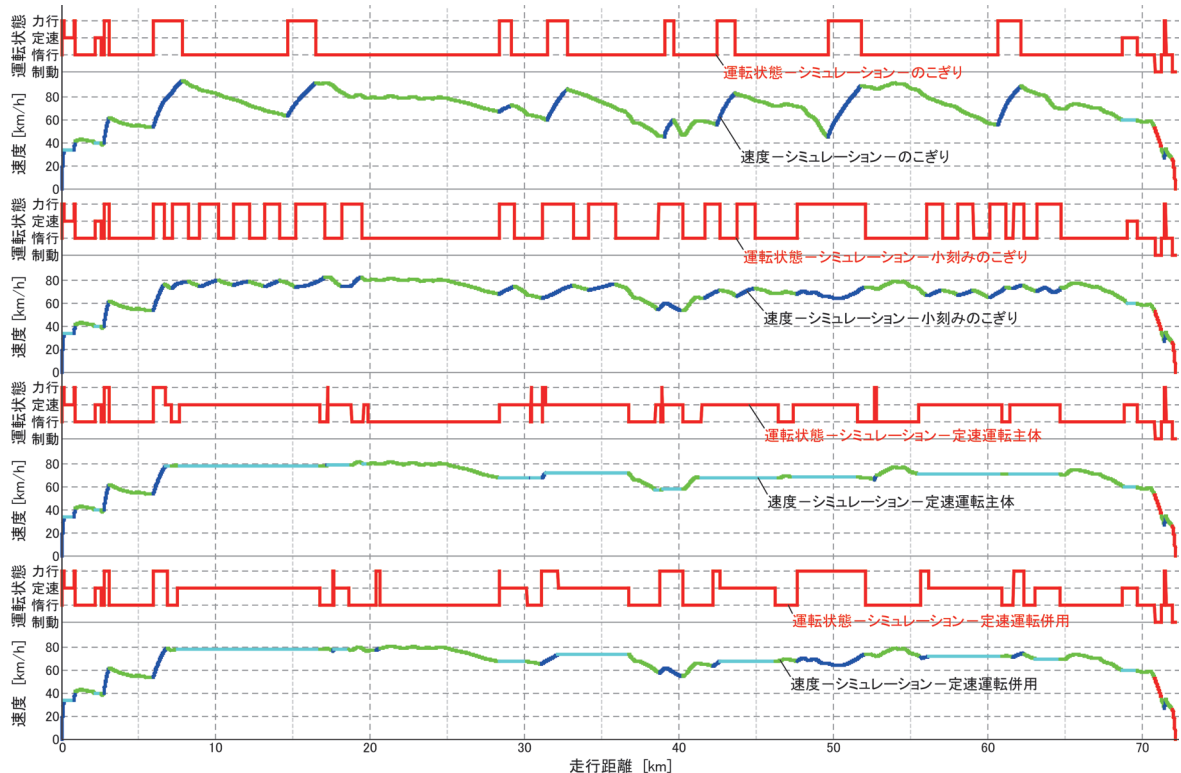


図15 省エネ運転方法毎の速度推移の比較

運転方法が消費エネルギーの観点で望ましいことが明らかになり、かつ運転操縦性を考慮すると定速運転が望ましいと考えている。これより、貨物列車の巡航走行における運転方法として、従来から考えられていた力行と惰行を組み合わせる運転方法でなく、勾配や速度などの運転条件に応じて定速運転と惰行を適度に組み合わせる運転方法を省エネ運転方法として提案する。

今後は、定速運転を促進する運転支援システムを開発し、省エネ運転の実現に向けて取り組んでいく予定である。

## 謝 辞

本研究における走行試験の実施にあたり、日本貨物鉄道株式会社の関係各位には多大なご協力をいただいた。この場を借りて厚くお礼申し上げます。

## 文 献

- 1) 木村幸男, 古賀澄夫: 短区間を比較的高速で走行する通勤形電車の省エネルギー運転方法, 計測自動制御学会論文集, Vol.20, No.4, pp.357-360, 1984
- 2) 電気鉄道における省エネルギー技術調査専門委員会: 交通とエネルギー, 電気学会技術報告, No.597, pp.24-30, 1996
- 3) Gerben M. Scheepmaker, Rob M.P. Goverde, Leo G. Kroon, "Review of energy-efficient train control and timetabling," European Journal of Operational Research, Vol.257, pp.355-376, 2017.
- 4) 小川知行, 吉川岳: 走行抵抗特性とモータ効率特性を考慮した貨物列車の省エネ運転方法のシミュレーション検討, 電気学会交通・電気鉄道/フィジカルセンサ合同研究会, TER-18-028/PHS-18-003, pp.15-20, 2018
- 5) 小川知行: 走行抵抗特性とモータ効率特性を考慮した貨物列車の省エネ運転方法, 電気学会論文誌D, Vol.142, No.1, pp.50-57, 2022
- 6) 吉川岳, 小川知行: トンネル内の走行パターンが列車の運動エネルギー損失に与える影響に関する基礎的検討, 電気学会交通・電気鉄道/リニアドライブ合同研究会, TER-17-049/LD-17-058, pp.57-62, 2017
- 7) 宮武昌史, 高英聖, 松田邦彦: 電気鉄道の最小エネルギー運転方法の理論解とその分析, 第13回鉄道技術連合シンポジウム (J-RAIL2006), 3402, 2006
- 8) 小川知行, 近藤稔, 熊澤一将, 今村洋一, 美濃部晋吾, 川村淳也, 島田直人, 添田正, 杉山義一: 汎用鉄道車両走行エネルギーシミュレータの開発, 電気学会リニアドライブ/交通・電気鉄道合同研究会, LD-14-067/TER-14-030, pp.15-21, 2014

# 運転曲線作成システムと汎用シミュレータとの連携による主電動機の性能評価

横内 俊秀\* 岡本 侑己\*\* 近藤 稔\*

Performance Evaluation for Traction Motor  
by Collaborating of Train Run Curve Preparation System and General Simulator

Toshihide YOKOUCHI Yuki OKAMOTO Minoru KONDO

In development of traction motors for rolling stocks, it is important to evaluate power consumption and temperature rise of traction motors during operations because they are important performance metrics. In particular, when a traction motor is to be used in an operation, it is common to evaluate power consumption and temperature rise for a line and a run curve by a running simulation in advance. This study aims to adapt SPEEDY, a train run curve preparation system with long years of experience, to running simulations, linking a general-purpose simulator that creates models of traction motors. In this report, running simulations are conducted assuming a commuter train with high-efficiency induction motors. As a result, the amount of energy consumption is reduced by up to 17% by using a high-efficiency induction motor. In addition, the temperature rise is kept within the appropriate range.

キーワード：主電動機，消費電力量，温度上昇，SPEEDY，走行シミュレーション

## 1. はじめに

鉄道車両に使用される主電動機の開発に当たっては、走行時の消費電力量や温度上昇の定量的な評価が重要である。消費電力量に関しては、地球温暖化対策のための二酸化炭素排出量削減等の目的から幅広い分野で省エネルギー化が要求されている。日本では「エネルギーの使用の合理化等に関する法律」により鉄道事業者に対して、さらなる鉄道輸送の省エネルギー化が求められている。また、温度上昇の点では、主電動機の寿命を支配する固定子巻線の絶縁材料の劣化速度が温度の影響を受けるため、温度上昇を限度内に収める必要がある。そのため、実運用への車両投入を計画する場合、予め走行シミュレーションを使用して線区や運用に応じた主電動機の消費電力量や温度上昇を評価するのが一般的である。

本研究では、鉄道総研が開発し、運転曲線作成システムとして長年実績のある「SPEEDY」を活用した走行シミュレーション法を提案する。SPEEDYを活用することで、車両性能や地上設備、運転条件等の複合要素を考慮して、走行シミュレーションに必要な運転曲線および主電動機の運転パターンを決定する。さらに、汎用シミュレータを使用して、運転パターンに応じて主電動機の温度上昇および損失を計算するモデルおよび車両の消費電力量計算機能を実装する。このように、SPEEDYと汎

用シミュレータを連携させることで、任意の設計仕様に対する主電動機性能を評価するシステムを構築する。

## 2. 使用ソフトウェア

### 2.1 SPEEDY

SPEEDYは、鉄道総研が開発した運転曲線作成システムである。SPEEDYでは、表1に示すようなデータが入力されることで、運転曲線が自動的に作成される。現在、基本運転時分の算出のほか新製車両や新線計画に必要なシミュレーション等の用途で、複数事業者で使用されている。

### 2.2 汎用シミュレータ

今回は汎用シミュレータとしてWolfram Research社製のSystem Modelerを使用する。System Modelerは様々な物理量を扱うモデルの作成およびモデルを使用したシミュレーションを行うソフトウェアであり、モデルはModelica言語を使用して記述される。

表1 SPEEDYにおける入力

データ	項目
車両性能	編成重量，編成駆動軸数，最高速度等
引張力	速度－引張力特性
線路設備	曲線，勾配，分岐器，駅等
信号	信号現示
走行条件	走行区間，番線，通過・停車等

\* 車両技術研究部 駆動システム研究室

\*\* 元 車両制御技術研究部 動力システム研究室

### 3. ソフトウェアの連携

#### 3.1 概要

ソフトウェア連携の概要を図1に示す。本研究では既存のSPEEDYに下記機能を追加・拡張し、System Modelerとの連携を図った。

- (1) 主電動機回転速度およびトルクの計算機能
- (2) 減速時にブレーキ力一定として減速度を計算する機能（走行抵抗を加味する）
- (3) 運転曲線、主電動機回転速度およびトルクデータ（以下、「負荷パターン」と呼ぶ）の出力機能
- (4) System Modelerの出力ファイル（消費電力、温度上昇）の読み込み・表示機能

System Modelerは負荷パターンに応じて、主電動機における消費電力および温度上昇を計算する。計算に用いるモデルの作成にあたっては、主電動機新製時の型式試験結果から電気的なモデルおよび熱的なモデルの定数を同定する。以下に詳細を述べる。

#### 3.2 SPEEDYの拡張

既存のSPEEDYは主電動機性能評価に必要な主電動機の回転速度およびトルクを計算しない。そこで、式(1)、式(2)に従い、運転曲線から主電動機の回転速度 $N$ [rpm]および力行時のトルク $\tau$ [N・m]を計算する機能を付加する。

$$N = \frac{1000GR}{60\pi(D_w/1000)} v \quad (1)$$

$$\tau = \frac{D_w/1000}{2GR(\eta_g/100)} F \quad (2)$$

ここで、 $GR$ ：歯車比、 $D_w$ ：車輪径 [mm]、 $v$ ：列車速度 [km/h]、 $\eta_g$ ：歯車効率 [%]、 $F$ ：主電動機1台分の引張力 [N]を示す。一方、減速時のトルクは回生ブレーキ力に比例する。一般的な在来線電車では、高速域になると最大回生ブレーキ力が低下するため、機械ブ

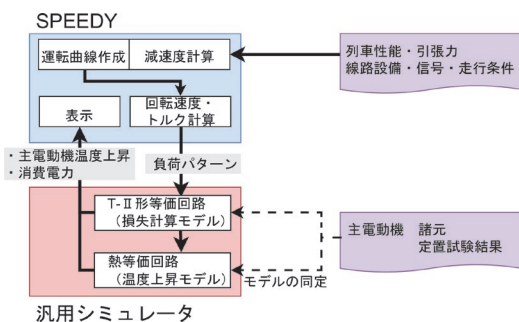


図1 ソフトウェア連携の概要

レーキで必要なブレーキ力を補償する（図2）。そこで、減速時の主電動機トルクは、必要ブレーキ力のうち回生ブレーキ分から計算する。

次に、既存のSPEEDYでは、減速時に減速度一定として運転曲線を作成している。一方、実際の在来線電車はあるブレーキノッチに対してブレーキ力一定となるように設計されている場合が多い。また、消費エネルギーを評価するためには走行抵抗を適切に考慮する必要がある。そのため、一定のブレーキ力に対して走行抵抗を加味した減速度を基に運転曲線を作成する仕様とする。走行抵抗 $R$ [N]は、在来線電車の評価で使用される式(3)<sup>1)</sup>を使用する。

$$R = (12.936 + 0.16072v)W + \{0.2744 + 0.07644(n - 1)\}v^2 \quad (3)$$

ここで、 $W$ ：車両質量 [t]、 $n$ ：編成両数である。このうち、第1項は機械抵抗、第2項は空気抵抗および主電動機の機械損の和としている。在来線用主電動機の機械損は自己通風ファンの損失が主であり、その速度に対する特性は空気抵抗に類似しているため、このように整理する。

また、既存のSPEEDYに対して、負荷パターンの出力機能を追加することで、System Modelerでの計算に必要なデータを渡す仕様とした。

そして、System Modelerで計算された消費電力および主電動機の温度上昇データをSPEEDYのGUI上で確認するため、System Modelerの出力ファイルを読み込む機能を付加した。

#### 3.3 汎用シミュレータによる計算モデル

主電動機の性能評価では損失および温度上昇を評価するため、それぞれ損失計算モデルおよび温度上昇モデルを作成する。

まず、主電動機の損失計算モデルについて述べる。主電動機の損失は固定子銅損、回転子銅損、漂遊負荷損、鉄損、機械損に分類される。これらのうち、機械損以外は電気規格調査委員会標準規格JEC-2137<sup>2)</sup>で定められ

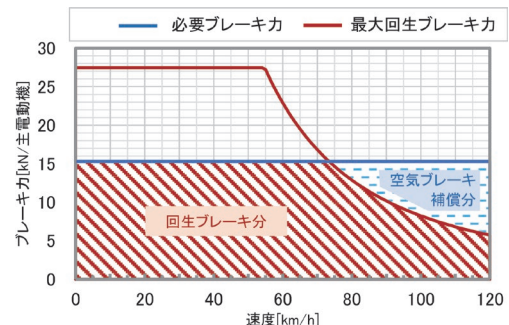


図2 ブレーキ力

た図3のT-II形等価回路を使用して計算する。機械損は後述するように実測結果に基づき評価する。

また、主電動機の温度上昇モデルは、図4の全損失を熱源とする熱等価回路モデルを使用する。有限要素法を用いた解析と比較して計算負荷が小さいため、走行シミュレーションのように各時刻の温度上昇を計算するケースでは熱等価回路モデルが適していると考えられる。

熱等価回路における総括熱伝達率  $H_t$  [W/K] および熱容量  $C$  [J/K] は、連続定格温度上昇試験および1時間定格温度上昇試験の結果から式(4)および式(5)のように算出することができる。

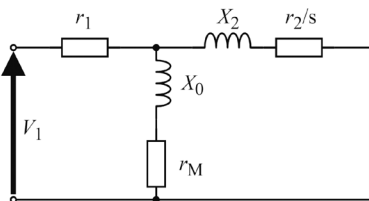
$$H_t = \frac{w_{tc}}{\theta_c} \quad (4)$$

$$C = -\frac{H_t \times 3600}{\log\left(1 - \frac{\theta_1}{w_{t1}/H_t}\right)} \quad (5)$$

ここで、連続定格温度上昇において、 $w_{tc}$ ：試験での全損失 [W]、 $\theta_c$ ：試験終了時の温度上昇 [K] である。また、1時間定格温度上昇試験において、 $w_{t1}$ ：試験での全損失 [W]、 $\theta_1$ ：試験終了時の温度上昇 [K] である。

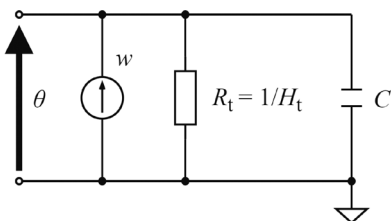
このように図4のようなシンプルな熱等価回路を採用することで、新製時に通常実施される1時間定格と連続定格の温度上昇試験結果のみから温度上昇モデルの作成ができる。

なお、検討対象とする誘導電動機は自己通風冷却方式



$r_1$ ：一次抵抗  
 $r_2$ ：二次抵抗、 $X_2$ ：二次漏れリアクタンス  
 $r_M$ ：鉄損抵抗、 $X_0$ ：励磁リアクタンス、 $V_1$ ：相電圧、 $s$ ：すべり

図3 T-II形等価回路（一相分）



$w$ ：全損失[W]、 $R_t$ ：総括熱抵抗[K/W]、 $H_t$ ：総括熱伝達率[W/K]  
 $\theta$ ：温度上昇[K]、 $C$ ：熱容量[J/K]

図4 熱等価回路

を採用しており、冷却性能は主電動機回転速度に依存する。そこで、本論文では総括熱伝達率  $H_t$  を回転速度の関数とすることで、自己通風による冷却性能の変化を表現する。ここで冷媒の物性値が冷媒温度に対して一定であり、熱伝達率の変化が実験式<sup>3)</sup>に従うと仮定すると、 $H_t$  と冷媒の流速  $V$  [m/s] の間には式(6)の関係が成立する。

$$H_t \propto V^{0.8} \quad (6)$$

また、 $V$  が回転速度  $N$  [rpm] に比例すると仮定すると、 $N_R$  を連続定格回転速度として、 $N$  に対する  $H_t$  は式(7)で表される。

$$H_t(N) = H_t(N_R) \times \left(\frac{N}{N_R}\right)^{0.8} \quad (7)$$

力行電力は主電動機の機械出力に主電動機損失を加えて算出し、回生電力は機械入力から主電動機損失を引いて算出する。消費電力量は力行電力量から回生電力量を引いて算出する。列車走行時に発生する機器損失は、主電動機損失の他にインバータ損失（フィルタリアクトル損失を含む）、走行抵抗損失、歯車損失を考慮する。

## 4. 評価

### 4.1 評価条件

#### 4.1.1 運転曲線

本シミュレーション法の有効性を例示するための対象車両として、大都市圏の地下鉄線または近郊線に使用される通勤電車を想定した。評価では、日本鉄道車輛工業会規格 JRIS R 1001:2003 鉄道車両—通勤・近郊電車の標準仕様ガイドライン<sup>4)</sup>のうち「タイプA」（20m車両、8両編成）を参考にして車両データを SPEEDY に入力し、走行シミュレーションを実施した。表2に想定した車両諸元を示す。

また、評価する線路設備データとして、鉄道車両の消

表2 車両諸元

編成	4M4T 8両 (Tc-M1-M2-T-T-M1-M2-Tc)
編成質量	323.2t (100%乗車)
乗車定員	1200人
最高運転速度	120km/h
減速度	1.5km/h/s (減速時) 2.5km/h/s (停車時)
歯車比	7.07 (99/14)
インバータ効率（フィルタリアクトル含む）	98%
減速機効率	98%

費エネルギーを評価することを目的とした欧州規格 EN50591:2019 Railway Applications - Rolling Stock - Specification and verification of energy consumption<sup>5)</sup>で規定された標準路線を参考にして設定した。主電動機の性能評価において、消費電力や温度上昇は想定する路線に依存する。そのため、特徴の異なる複数種類の路線を対象として評価・比較することで、消費電力や温度上昇への路線の影響を確認することができると思われる。評価に使用した標準路線データは以下の3種類である。

- (1) Suburban Passenger Traffic (以下、「Suburban 線」)  
→郊外路線を想定
- (2) Regional Passenger Traffic (以下、「Regional 線」)  
→地方路線を想定
- (3) Metro Passenger Traffic (以下、「Metro 線」)  
→地下鉄線を想定

各路線の諸元を表3、制限速度および標高を図5～図7にそれぞれ示す。なお、Regional 線の最高制限速度は140km/hだが、想定する車両の最高運転速度は120km/hなので、実質的に120km/hが最高制限速度である。

#### 4.1.2 主電動機

計算対象とする主電動機は過去に鉄道総研で設計した、2種類の誘導電動機（「形式A」および「形式E」<sup>6)</sup>）を評価に使用した。各形式の定格を表4に示す。また、文献ではT形等価回路として与えられているが、これはT-II形等価回路と可換であるため、変換後のパラメータを表5に示す。なお、形式Eは、形式Aの高効率化を目的として、固定子巻線の素線絶縁、回転子導体、鉄心等の材料を変更したことで、固定子銅損、回転子銅損、鉄損を低減したものである。

機械損は、評価対象とする2形式の測定実績がないため、同程度の出力、寸法を有する過去に鉄道総研が開発した誘導電動機の測定結果を基に算出した。なお、機械損は主電動機回転速度の3乗に比例するとみなした。

主電動機の温度上昇モデルも、上記誘導電動機の測定結果を参考に決定した。これは、評価対象とする2形式

は実際には製作されていないため、連続定格温度上昇試験および1時間定格温度上昇試験が未実施のためである。上記測定結果から、熱容量Cは134kJ/K、総括熱伝達率H<sub>t</sub>は図8のように得られた。

#### 4.2 結果

各路線について得られた運転曲線を図9～図11に示

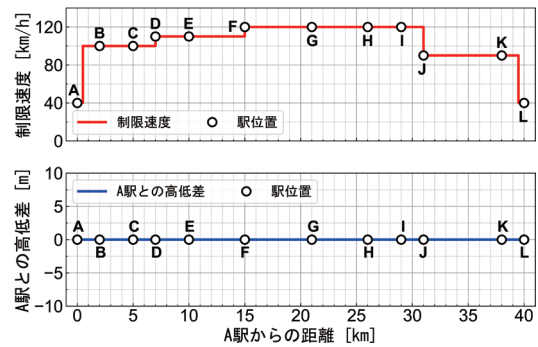


図5 Suburban 線の制限速度および標高

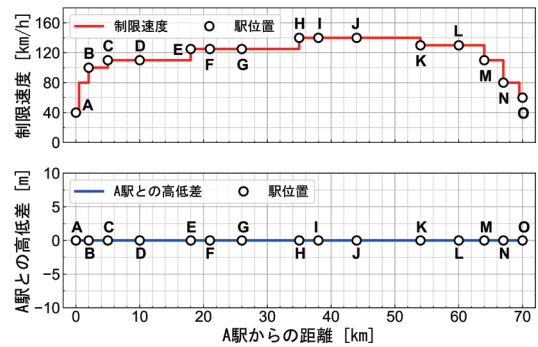


図6 Regional 線の制限速度および標高

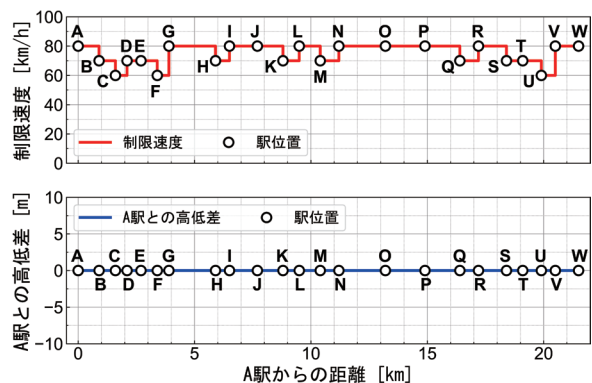


図7 Metro 線の制限速度および標高

表3 各路線の諸元

	Suburban	Regional	Metro
総距離[km]	40.0	70.0	21.5
駅数	12	15	23
最高制限速度[km/h]	120	140	80
走行時間目安[h:mm:ss]	0:33:00	0:53:00	0:30:30
平均速度[km/h]	72.7	79.2	42.3
停車駅での停車時間 [mm:ss]	01:00	02:00 <sup>※1</sup> 01:00 <sup>※2</sup>	00:30

※1 E, H, K 駅

※2 E, H, K 駅を除く全駅

表4 主電動機定格

形式	出力 [kW]	電圧 [V]	電流 [A]	回転速度 [rpm]	周波数 [Hz]	効率 [%]
A	190	1100	138	1825	62.3	90.1
E			137		61.4	92.6

表5 T-Ⅱ形等価回路パラメータ

形式	$r_1$	$r_2$	$X_0$	$X_2$	$r_M$
A	0.104	0.137	9.10	0.769	164.8
E	0.090	0.058	8.76	0.750	187.3

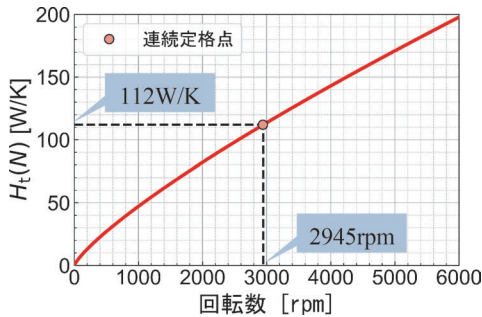


図8 総括熱伝達率

す。また、走行時間および平均速度を表6に示す。

さらに、主電動機の性能評価の計算結果として、消費電力量を図12、損失を図13に示す。縦軸の「エネルギー消費原単位」は、消費電力量を走行距離と車両数で除した値である。図12より、各路線のエネルギー消費原単位は0.9~1.1程度であるが、通勤列車における過去のエネルギー消費実測結果<sup>7)</sup>や、走行シミュレーションによる過去の計算結果<sup>8)</sup>では0.8~1.1程度であり、これらの結果と概ね一致した。また、形式Eと形式Aを比較すると、平均速度が高く駅間距離も長いSuburban線およびRegional線において消費エネルギーの低減率は約10%であるが、平均速度が低く駅間距離の短いMetro線では約17%であった。さらに、図13より、主電動機損失のうち特に回転子銅損の低減が全損失の低減に大きく影響しており、Metro線ではその影響が顕著に表れた。以上から、Metro線のような比較的低速な路線において、損失の低減や回生性能の向上といった主電動機の性能向上がエネルギー消費量の低減に影響することが示された。

続いて、温度上昇の計算結果として走行終了時の温度上昇量を図14に示す。また、路線別の温度上昇の推移を図15~17にそれぞれ示す。図14より、各路線で形式Eが形式Aに対して約30%温度上昇が抑えられており、主電動機の損失低減が温度上昇の抑制にもつながったと考えられる。また、形式A、形式Eともに絶縁等級はH（運転時の許容最高温度180℃）であることから、温度上昇は使用限度の範囲内に抑えられ、列車の走行に耐え得ることが確認された。

このように、提案するシミュレーション手法を用いることで、主電動機の型式試験結果を基に走行時の温度上昇を評価することが可能となるとともに、主電動機の設計に起因するエネルギー消費量の低減効果を評価できる。

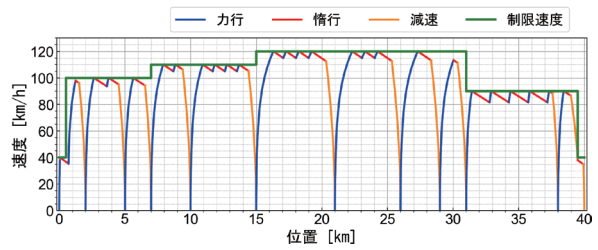


図9 運転曲線 (Suburban線)

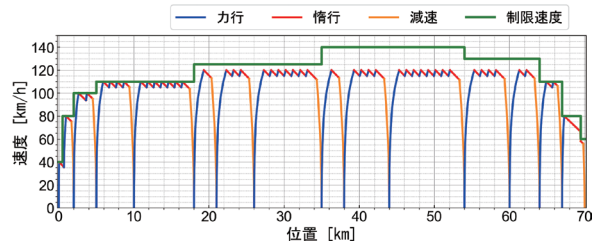


図10 運転曲線 (Regional線)

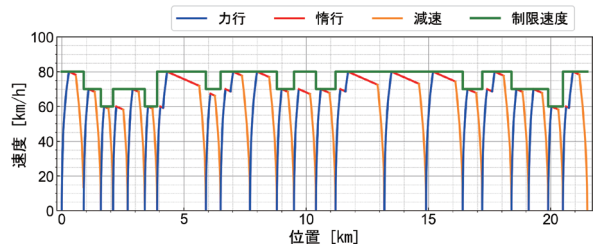


図11 運転曲線 (Metro線)

表6 走行時間

	Suburban	Regional	Metro
走行時間目安 [mm:ss]	33:00	53:00	30:30
走行時間 [mm:ss]	31:11	48:02	26:50
走行時間の差 [mm:ss]	01:49	04:58	03:10
平均速度 [km/h]	77.0	87.4	48.1

## 5. おわりに

本報告では、SPEEDYと汎用シミュレータの連携により、走行シミュレーションを実施して主電動機の性能評価を行う手法について、構築した手法の有効性を検証した。規格で定められた標準車両および標準路線を対象に、過去に設計した効率の異なる2種類の誘導電動機を対象に走行シミュレーションを実施し、消費電力量や温度上昇の評価を行った。消費電力量については、高効率誘導機を使用することで、平均速度が低く駅間距離が短い地下鉄線を想定した路線の走行時に約17%低減されることが分かった。また、温度上昇は主電動機の自己通風による冷却の影響を考慮して評価を行い、各主電動機形式、路線の組み合わせにおいて使用限度範囲内に抑え

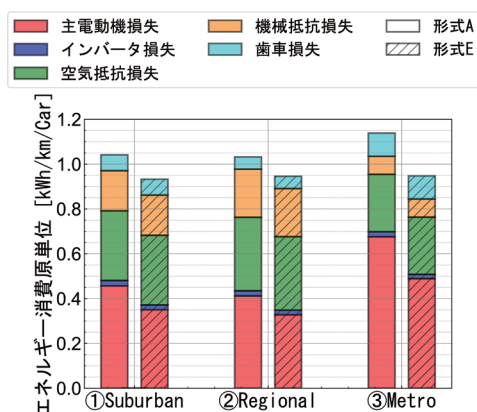


図 12 消費電力量

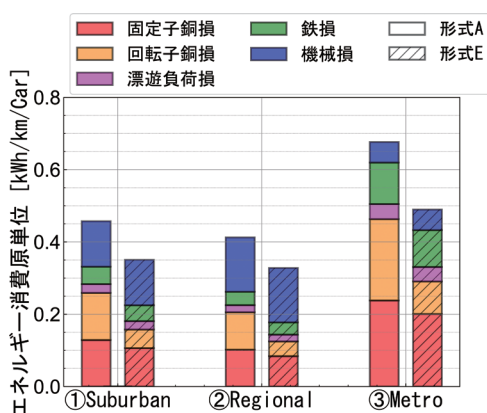


図 13 主電動機損失

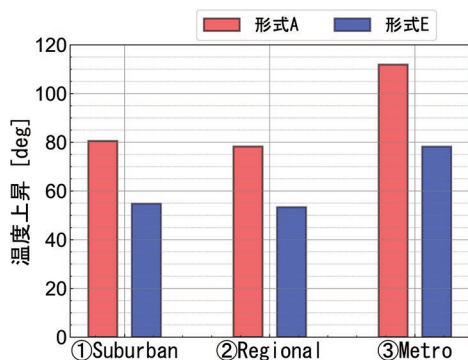


図 14 走行終了時の温度上昇

られていることが確認された。

今後は、温度上昇の評価結果について、実測結果との比較による評価結果の妥当性の検証を目指す。

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) 運転理論研究会：運転理論（再改訂版）—基礎知識と応用

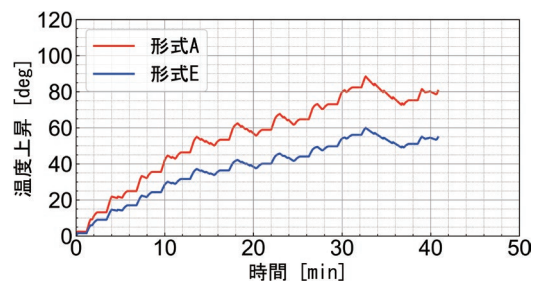


図 15 温度上昇推移 (Suburban 線)

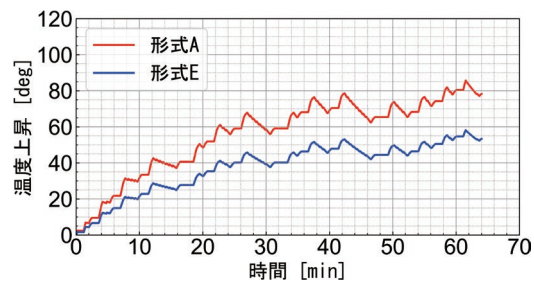


図 16 温度上昇推移 (Regional 線)

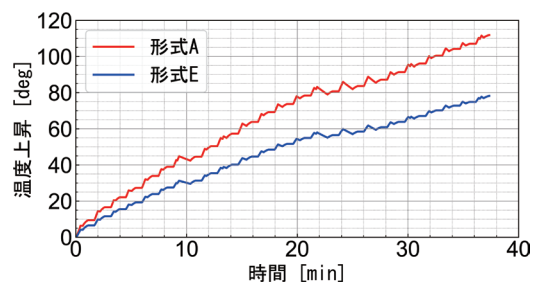


図 17 温度上昇推移 (Metro 線)

実務一，日本鉄道運転協会，pp.16-19, 44-72, 101-105, 2003

2) 電気学会 電気規格調査会標準規格 JEC-2137-2000：誘導機，2000

3) 日本機械学会：伝熱工学資料 改訂第 5 版，日本機械学会，pp.45-46, 2009

4) 日本鉄道車輛工業会：JRIS R 1001：2003 鉄道車両—通勤・近郊電車の標準仕様ガイドライン，2003

5) CENELEC, "EN 50591 Railway Applications - Rolling Stock - Specification and verification of energy consumption," 2019.

6) 近藤稔：主電動機の高効率設計による電車の省エネルギー効果，鉄道総研報告，Vol.23, No.11, pp.29-34, 2009

7) 本倉幹弘：E233 系，E231 系における回生エネルギーの現況，鉄道車両と技術，Vol.14, No.11, pp.6-9, 2009

8) 近藤稔，宮部実：走行シミュレーションによる高効率誘導電動機の消費電力量評価，鉄道総研報告，Vol.27, No.12, pp.47-52, 2013



# 高速度カメラを用いた車両部品の取付状態診断手法

風戸 昭人\* 城取 岳夫\*\* 高橋 悠\* 野本 武志\*

## A Method for Diagnosing Mounting Condition of Vehicle Parts Using a High-speed Camera

Akihito KAZATO Takeo SHIOTORI Haruka TAKAHASHI Takeshi NOMOTO

In order to improve the efficiency of railway vehicle maintenance in the future, we have developed a method for diagnosing mounting condition of vehicle parts using a high-speed camera. A system using the developed method consists of a video recording device, a program to extract acceleration of a target part from moving image, and a vibration analysis / diagnosis program. To confirm its validity of the proposed system, several tests to shoot videos of a running vehicle were conducted to understand vibration characteristics of parts mounted under floor of vehicle in the fixed and loosened conditions. The test result showed that the system, which uses a statistical method for condition diagnosis, can diagnose the condition of vehicle parts.

キーワード：高速度カメラ，振動解析，周波数解析，統計解析，状態監視

### 1. はじめに

鉄道車両のメンテナンスは将来の人口減少による労働力不足を見据えた効率化が求められており，その手段として車両状態を監視する方法が多くの鉄道事業者で検討されている。画像処理技術の応用がその1つの方法として考えられ，例えば作業検査を効率化するためにラインセンサカメラを用いた静止画像による自動検査手法<sup>1)</sup>の開発が行われている。この方法は，部品の有無や形状の相違など静的な差異の評価に適しているが，部品のガタつきなど動的な異常の検出には向いていないと考えられる。また，部品の取付部が他の部品に隠され，カメラで直接視認することが難しい場合が想定される。

著者らはこれまでに，高速度カメラで撮影した台車部品の動画から，その振動加速度を抽出し，ゴム部品の異常診断に取り組んだ実績<sup>2)3)</sup>があり，この手法を適用，発展させることを考えた。具体的には，地上に設置した高速度カメラにより診断対象部品の一部を動画撮影し，抽出した振動加速度データにより振動特性の変化を捉え，取付状態の不具合を診断する手法を検討した。

本稿では手法の基礎を確立することを目的とし，状態診断システムの提案と，これを用いた所内撮影試験による診断結果について報告する。

### 2. 状態診断システムの概要

#### 2.1 システムの基本構成と処理の流れ

提案する状態診断システムの基本構成と処理の流れを

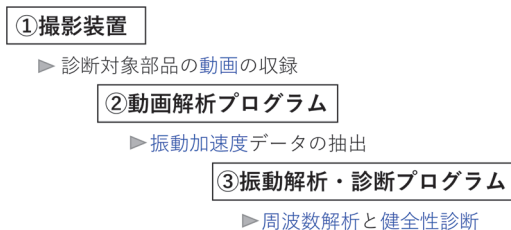


図1 手法の基本構成と処理の流れ

図1に示す。本システムは，診断対象の動画を得るための撮影装置，動画に記録された診断対象部品の追尾点（白色のマーカー）から振動加速度データを抽出する動画解析プログラム，そして得られた加速度データの周波数解析結果をもとに診断を行う振動解析・診断プログラムで構成される。

#### 2.2 撮影装置

図2に撮影装置の構成を示す。撮影装置はレール継ぎ目の近傍に設置する。車両が継ぎ目を通過する際の振動を利用して診断対象部品を加振するためである。車両の走行速度は15km/h程度を想定した。

鉄道車両の台車部品，車体床下部品の固有振動数は概ね50Hz以下であると考えられる。このような振動を動画で捉えるには，1秒あたり100枚（100fps）以上の撮影能力が必要である。本手法ではさらに余裕を見積もり，200fpsでの撮影が可能な産業用の高速度カメラを選定した。レンズの焦点距離は建築限界を考慮し，2mとした。図3にカメラとレンズの外観を，表1にカメラの仕様を示す。撮影データはUSB3.0を介してパソコンに収録される。

撮影装置は車両基地や停車駅など，屋外への設置が想定され，太陽光が振動加速度の抽出に影響を与える場合

\* 車両技術研究部 車両運動研究室  
\*\* 元 車両技術研究部 車両運動研究室

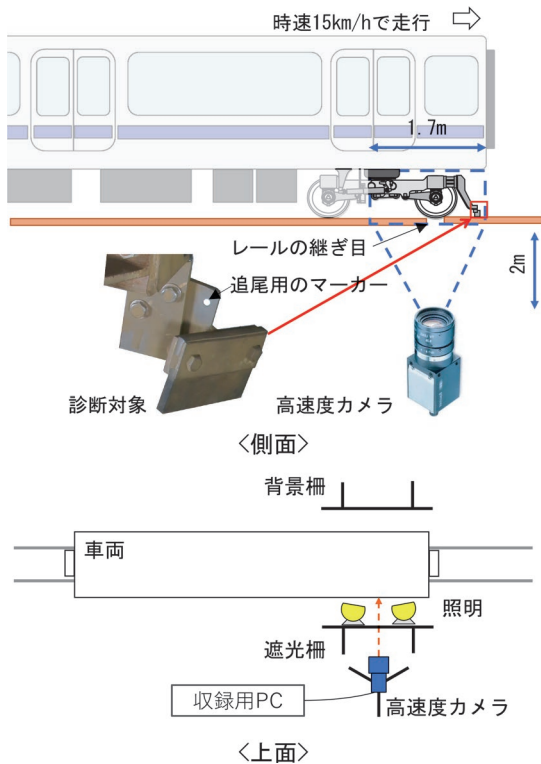


図2 撮影装置の構成

がある。そこで直射日光を避けるため、撮影装置と車両の間に遮光柵を設ける。また、車両床下機器の隙間を通して記録される背景の画像にマーカが埋もれてしまう場合がある。そこで、背景の映り込みを遮断する背景柵を設ける。

また、夜間や曇天時には自然光の光量が不足するため照明を設置する。今回の撮影試験では、全光束 7400lm の LED 照明を 8 基使用した。

### 2.3 動画解析プログラム

動画から診断対象の加速度データを抽出するには市販の動画解析ソフトウェアを使用した。図4に撮影画像の例を示す。対象部品に貼り付けられたマーカが画角に入ってきた際に手動で指定する必要があるが、これをソフトウェアが自動追尾して、マーカの画像上の座標値が出力される。これの2回差分を計算して加速度データを得る。

### 2.4 振動解析・診断プログラム

動画から抽出した加速度データを入力とし、対象部品の取付状態の診断結果を出力するプログラムである。

プログラムの処理の流れを図5に示す。プログラムは判別直線の算出プロセスと状態診断プロセスから構成される。判別直線の算出プロセスでは、事前の撮影試験から得られた健全状態とガタつき状態の加速度データを教師データとして、これの周波数解析によるパワースペク

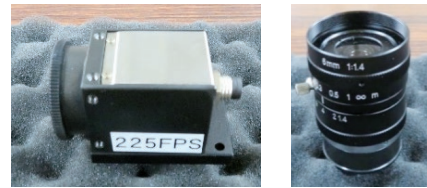


図3 高速カメラとレンズ外観

表1 高速カメラの仕様

カメラ種類	Baumer社 VCXU-15
撮影速度	225fps
画素数	1440×1080
撮影素子	CMOS Sony:IMX273(Exmor/Pregius)
階調	8,10,12bit
レンズマウント	Cマウント
シャッタースピード	1~60μs
本体サイズ	29mm×29mm×38mm

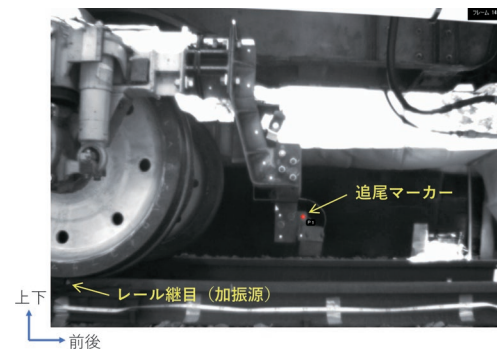


図4 撮影画像の例

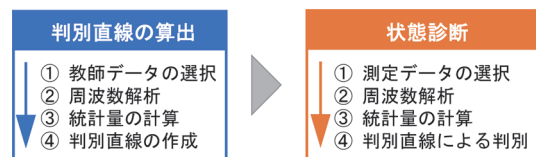


図5 振動解析・診断プログラムの処理の流れ

トル密度 (PSD) の標準偏差など、特徴量として2つの統計量を計算する。これらの特徴量をもとに健全、ガタつきを判別する基準 (判別直線) が自動的に作成される。次に状態診断プロセスを測定データに適用し、取付状態が健全であるかを診断する。診断方法の詳細については4章で説明する。

### 2.5 動画による振動計測の正確度<sup>3)</sup>

小型振動試験機を用いて白地に直径 10mm 程の黒丸を描いたマーカを上下振動させ、加速度センサによる振動加速度と、動画から算出した振動加速度を比較した。カメラとマーカの距離は 2m、振動試験機の加振周波数は 16Hz であり、本手法の実使用条件に合致する。試

験の結果、動画から算出した加速度の振幅は、加速度センサに比べて約16%小さかったが周期は一致した。提案する手法は振幅の絶対値を評価するものではなく、診断の基準となるデータに対する相対的な大小と周波数分布の違いを評価して診断するものである。よって、動画による振動加速度測定は、本手法に適用可能であると判断する。

### 3. 診断対象の振動特性把握

#### 3.1 選定した診断対象

図6に診断対象として選定した排障器、補助排障器及びATS車上子を示す。排障器と補助排障器は、線路上の障害物を排除する目的の部品である。排障器はその上部が台車枠にボルト締結される。補助排障器は排障器の下端部にボルト締結される小型の部品である。また、ATS車上子はステーを介して車体下面にボルト締結される。

これらを鉄道総研の試験車両に取り付け、健全ならびにガタつきを模擬した撮影試験を実施した。ガタつき条件は、各部品の固定ボルトを図6に示すように部品間に数mmの隙間ができるように緩めた状態とした。また、各診断対象には歪み式の加速度センサも取り付けた。ここでは、加速度センサから得られる加速度データを「セ

ンサデータ」、動画から得られる加速度データを「カメラデータ」と呼ぶこととする。

#### 3.2 所内撮影試験の概要

図7に鉄道総研所内撮影試験の状況を示す。撮影装置一式を線路脇に設置し、この位置より100m程度手前から走行を開始、カメラ前を時速15kmで通過させた。健全条件とガタつき条件を合わせて約350回試験を実施した。各診断対象は図7に示すように試験車両の進行方向前側（機関車側）の位置に取り付けた。

#### 3.3 排障器の振動特性

測定したセンサデータを用いて、排障器の振動特性を確認する。図8に車両の第1軸がレール継ぎ目を通じた際の、排障器の前後振動加速度の時刻歴波形を示す。ガタつき条件の最大振幅は、健全条件に比べ1/2程度であった。また、これらの振動加速度PSDを図9に示す。同図には比較のため台車枠の振動加速度PSDも示した。

健全条件の排障器は20Hz付近にピーク周波数を持ち、このピーク周波数は台車枠の前後、ピッチいずれのピーク周波数とも一致しない。一方ガタつき条件では、排障器前後のピーク周波数が14Hzに低下し、台車枠の前後とピッチのピーク周波数に一致した。これは、健全条件では台車枠に片持ち支持された排障器が、自身の固

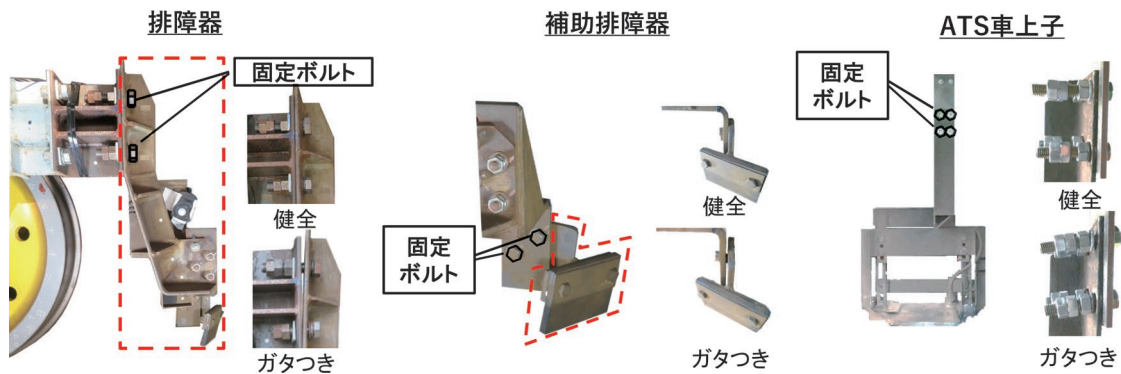


図6 選定した診断対象

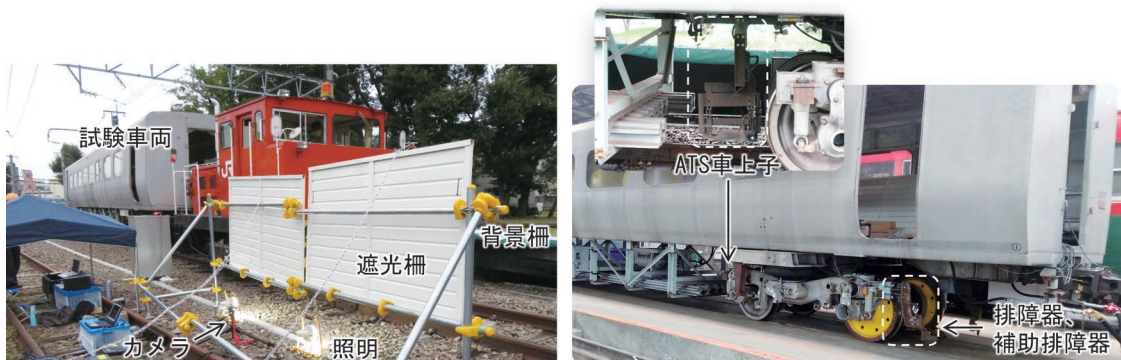


図7 鉄道総研所内撮影試験の状況

有振動数で振動するのに対し、ガタつき条件では排障器取り付け部がボルトにより固定されないために、上記の固有振動は発現せず、台車枠とともに振動したことが原因であると考えられる。

図 10 に、排障器の健全条件 24 試番とガタつき条件 23 試番の、カメラデータによる前後振動加速度 PSD を示す。健全条件とガタつき条件で、7~10Hz 付近の PSD 値に比較的大きな差が見られる。

### 3.4 補助排障器の振動特性

図 11 に補助排障器の前後振動加速度の時刻歴波形を示す。排障器の場合ほど健全条件とガタつき条件の振幅に顕著な違いは見られない。周波数解析の結果、ピーク周波数は健全条件の 20Hz から、ガタつき条件では 22Hz にわずかに上昇した。補助排障器が取り付けられている排障器の前後振動加速度を調べたところ、補助排障器が健全の場合はピーク周波数 20Hz であったのに対し、補助排障器がガタつき条件ではピーク周波数が 22Hz に上昇した。このことから、ガタつき条件の補助排障器の振動は、排障器の固有振動の影響を受けていると考えられる。

補助排障器の健全条件 24 試番とガタつき条件 25 試番のカメラデータによる前後振動加速度 PSD を確認したところ、振幅や周波数の変化は排障器ほど顕著ではなく、この情報によるガタつきの診断は困難であると見られた。そこで他の指標を検討したところ、排障器から補

助排障器への上下振動の伝達が、健全時と比較してガタつき時には遅れる性質を把握した。図 12 に排障器に対する補助排障器の上下振動加速度の位相差を示す。健全条件とガタつき条件で、7~30Hz 付近に比較的大きな差異が見られる。

### 3.5 ATS 車上子の振動特性

図 13 に ATS 車上子の前後振動加速度の時刻歴波形を示す。ATS 車上子がカメラの画角に入ってから約 0.2 秒後に第 1 軸がレール継ぎ目を通過し加振を受けるが、健全条件、ガタつき条件ともに加振による波形の変化は見られない。これは、車上子が車体に取り付けられているためにレール継ぎ目による加振の影響を受け難いためと考えられる。健全条件の振動は周波数が約 16Hz で一定であり、振幅の増減を繰り返す。また、健全条件とガタつき条件の振幅を比較すると、健全条件の振幅が顕著に大きい。これは、健全条件では ATS 車上子の質量と支持剛性による固有振動数で振動するのに対し、ガタつき条件では取付部がボルトにより固定されないために ATS 車上子がばねマス系として振動しないことが原因であると考えられる。さらに、車体と車上子の接続にガタつきがあると車体の振動が伝わり難いことと、ガタついたボルト付近の取付部材同士の摩擦による減衰により ATS 車上子の加速度振幅が小さくなることも原因であると考えられる。

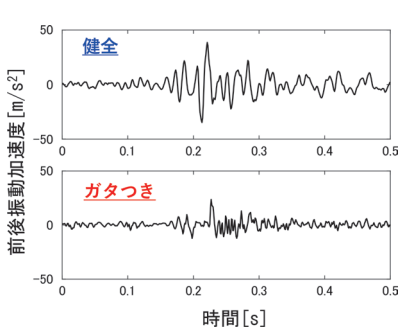


図 8 排障器の前後振動加速度波形

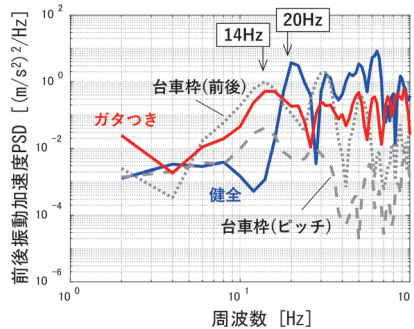


図 9 排障器の健全条件とガタつき条件の前後振動加速度 PSD

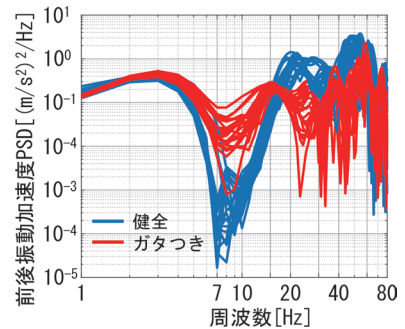


図 10 排障器の前後振動加速度 PSD

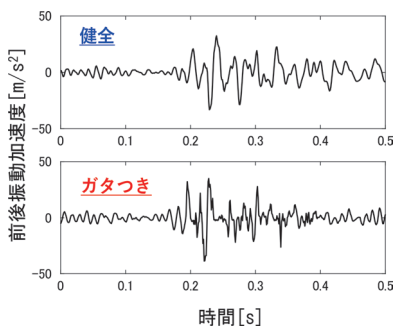


図 11 補助排障器の前後振動加速度

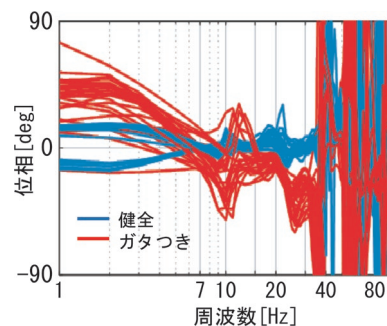


図 12 補助排障器の位相

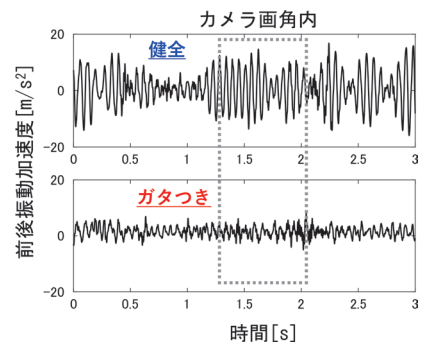


図 13 ATS 車上子の前後振動

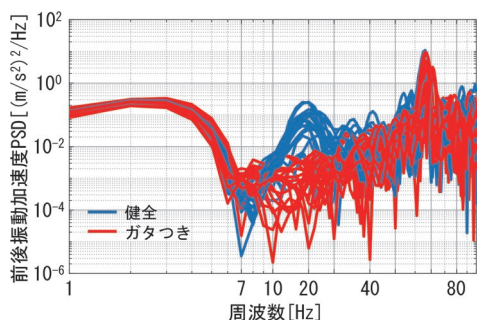


図 14 ATS 車上子の前後振動加速度 PSD

図 14 に ATS 車上子の健全条件 20 試番とガタつき条件 20 試番の、カメラデータによる前後振動加速度 PSD を示す。10～30Hz 付近の PSD 値に差違を認めることができる。

#### 4. 統計的手法を用いた状態診断

##### 4.1 補助排障器の健全性診断

3 章にて診断対象の健全条件とガタつき条件の振動を把握し、両者に比較的大きな差違が認められる条件を把握した。これらの最も単純な診断方法は、特定の周波数に着目し、そのときの PSD や位相の値の大小をもって識別することだと考えられる。しかし、一意に定めた閾値では識別が難しい試番も散見された。

より高い識別性能を期待して、統計的な手法を用いた診断手法の適用を検討した。ここでは補助排障器を例に説明する。図 12 より、7～30Hz の周波数域において、ガタつき条件では位相が明らかに遅れる傾向があり、また健全条件の位相が概ね 0 度であるのに対してガタつき条件では周波数ごとのばらつきが大きいことがわかる。この特徴を表現する方法として、7～30Hz の周波数域における 1Hz ごとの位相を入力データとする、以下の統計量を計算した。

- ・最大値：最も位相が進んだ時の位相
- ・最小値：最も位相が遅れた時の位相
- ・位相の幅：最も進んだ位相と最も遅れた位相の差
- ・標準偏差：位相データの標準偏差
- ・第一四分位数：位相データを昇順に並べたときの、小さい方から数えて全データの 25% の位置にあるデータ
- ・第二四分位数：位相データを昇順に並べた場合の、小さい方から数えて全データの 50% の位置にあるデータ（中央値）

これらのうち 2 つの統計量を軸とした平面上に計算結果をプロットした。結果の一部を図 15 に示す。複数の統計量の組み合わせにおいて、補助排障器取り付け状態の識別が可能であることが確認できた。特に、位相の第一四分位数と標準偏差を用いた図 15 左下のグラフで

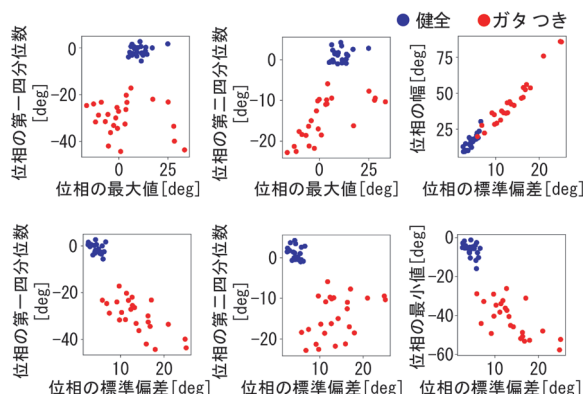


図 15 位相をもとにした統計量による補助排障器取付状態識別

は、ガタつき条件における 7～30Hz の位相の標準偏差が大きくなること、および位相遅れが生じるという特徴を最もよく表すことができた。

次に、取り付け状態識別のための閾値に相当する、判別直線について検討する。これは統計学における 2 クラス分類問題であり、ここではフィッシャーの線形判別<sup>4)</sup>による手法を用いる。フィッシャーの判別直線は、入力を  $x_n$ 、線形変換された 1 次元データを  $y_n$  とした場合に  $y_n = wx_n$  となる 1 次元への射影ベクトル  $w$  を、ある制約条件下で求める方法であり、得られた射影ベクトル  $w$  に直交する直線が判別直線となる。図 16 にこの方法により求めた判別直線を示す。なお判別直線は、健全とガタつきの 2 クラス間の、最も近いサンプル同士の中点を通ることとした。判別直線のどちら側に計測結果がプロットされるかによって、補助排障器の健全性が診断可能となる。

##### 4.2 排障器の健全性診断

図 10 に示した排障器の 7～30Hz の前後振動加速度 PSD データから標準偏差と第一四分位数を計算した結果と、それらから算出したフィッシャーの判別直線を図 17 に示す。判別直線が健全条件の結果とガタつき条件の結果を明確に分離しており、本手法が排障器のガタつき診断に有効であることがわかった。

##### 4.3 ATS 車上子への適用

図 14 に示した ATS 車上子の 7～30Hz の前後振動加速度 PSD データから、標準偏差と第一四分位数を計算した結果と判別直線を図 18 に示す。判別直線は健全とガタつきを概ねよく識別することができた。一方で、健全の 1 試番がガタつきと診断される偽陽性が発生した。

偽陽性が発生したときの加速度の時刻歴波形を確認すると、健全条件にも関わらず振幅が小さい状況であった。3.5 節で触れたように、健全条件の ATS 車上子にはレー

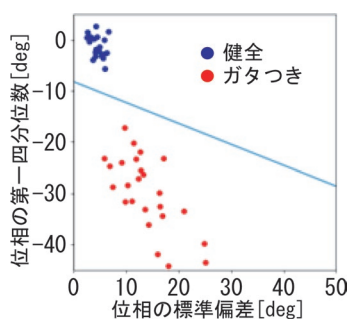


図 16 補助排障器のガタつき

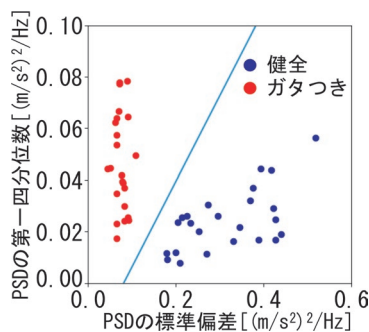


図 17 排障器のガタつき

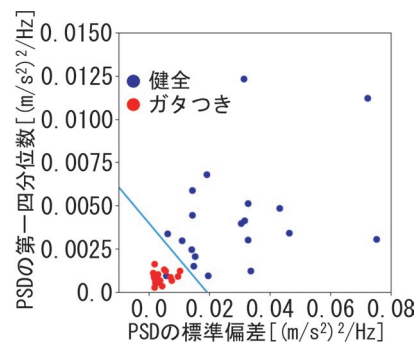


図 18 ATS 車上子のガタつき

ル継ぎ目と関係なく振幅の増減を繰り返す固有振動が発生する特徴があり、振幅が小さいタイミングでカメラ前を通過したため誤診断に至ったと考えられる。

#### 4.4 状態診断のまとめ

排障器や補助排障器のように、レール継ぎ目による加振が直接的に作用しやすい台車取り付け部品については、提案する診断手法を適用することで、取付状態の診断が可能であることを確認できた。車体取り付け部品についても同様の手法で診断可能であるが、車体を支持するばねの緩衝作用により、加振の影響を受けにくくなっているため、偽陽性の発生リスクが台車取り付け部品よりも高くなることが示唆された。

車体取り付け部品に限らず、他の部品についても誤診断を完全に排除することは難しいと思われる。自動化の利点を活かし、現状の人手による検査よりも監視頻度を増やすことで、誤診断のリスクを低下させることも考える必要がある。

### 5. まとめ

将来の鉄道車両メンテナンスの効率化を見据え、高速度カメラを用いた車両部品の取付状態診断手法を検討した。得られた知見は以下の通りである。

#### (1) 状態診断システムの基本構成

提案する手法は、撮影装置、動画解析プログラム、振動解析・診断プログラムで構成される。撮影装置は、屋外での高速度カメラ撮影を可能とする照明、遮光柵、背景柵を有する。

#### (2) 診断対象の振動特性把握

鉄道総研所内での撮影試験を実施し、車両がレール継ぎ目を通過する際の振動を利用して診断対象を加振することで、健全状態とガタつき状態の振動の違いを把握した。排障器とATS車上子については前後振動加速度の周波数分布に比較的大きな差異が現れることがわかった。補助排障器については、固定される側の排障器と、補助排障器の上下振動加速度の位相差に差異が現れるこ

とがわかった。

#### (3) 統計的手法を用いた状態診断

診断対象の振動加速度パワースペクトル密度や位相差に関する2つの統計量を用いた状態診断手法を提案した。標準偏差と第一四分位数を特徴量とすることで、排障器、補助排障器、ATS車上子の取付状態の診断が可能であることを示した。ただしATS車上子のような車体取付部品の場合には、レール継ぎ目による加振が期待できず、偽陽性となる場合があった。

以上のように、高速度カメラを用いた車両部品の取付状態診断手法の基礎を確立できた。本手法の実用化に向けては、マーカーに依存しない追尾手法の構築、完全なガタつき状態に至る前の状態診断への対応などが求められる。これらへの対応を進め、鉄道車両のメンテナンス効率化に貢献していきたい。

### 謝辞

本研究の実施にあたり、九州旅客鉄道株式会社の関係者には、診断対象の選定や供試体の提供など多大なご協力をいただいた。この場を借りて厚くお礼申し上げる。

### 文献

- 1) Kohei Miyahara et al., "Development of anomaly detection method using the railway vehicle side images," The 9<sup>th</sup> International Symposium on Speed-up and Sustainable Technology for Railway and Maglev Systems, 2021.
- 2) Takeo Shirotori, "A method for wayside bogie monitoring based on internal yard running vibration," Proc. IMech E Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, Vol.235, No.4, pp.440-449, 2020.
- 3) 城取岳夫：定置カメラを使用した軸はりゴムの異常診断，日本機械学会論文集，Vol.87，No.902，2021
- 4) Fisher, R.A., "The Use of Multiple Measurements in Taxonomic Problems," Annals of Eugenics, Vol. 7, pp. 179-188, 1936.

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 石毛 真

■企画・監修

鈴木浩明 川崎邦弘 長倉 清 日比野有

伊積康彦 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

上田 洋 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36巻 第10号

2022年10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

©2022 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

## ▶ Special Features: Vehicle Technology ◀

Vol. 36 No. 10

Oct. 2022

### PERSPECTIVE

- Research and Development Trends Related to Vehicle Technology at RTRI  
..... ·M.ISHIGE (1)

### PAPERS

- Development of Longitudinal Excitation Suppression Devices for Reducing Elastic Vibration of Shinkansen Car-body  
..... ·K.AIDA, T.TAKIGAMI, Y.AKIYAMA, Y.MAKITA (5)
- Collision Analysis of a Train Set Focusing on Fracture Mode of a Coupler  
..... ·H.SATO, T.OKINO (13)
- A Method for Evaluating Performance of Wheel Slide Protection Algorithm Using a Hybrid Simulator  
..... ·D.HIJKATA, Y.KIZAKI, S.NAKAZAWA (19)
- Proposal for Energy-Saving Driving Method of Freight Trains Using Constant-Speed Operation  
..... ·T.OGAWA (25)
- Performance Evaluation for Traction Motor by Collaborating of Train Run Curve Preparation System and General Simulator  
..... ·TYOKOUCHI, Y.OKAMOTO, M.KONDO (33)
- A Method for Diagnosing Mounting Condition of Vehicle Parts Using a High-speed Camera  
..... ·A.KAZATO, T.SHIROTORI, H.TAKAHASHI, T.NOMOTO (39)

