

鉄道総研報告

第40巻 第3号

2026年3月

論文

- 車両** 感圧センサを内蔵した戸先ゴムによる戸挟み検知
..... 間々田祥吾, 田中裕志, 吉田桃子, 太田達哉, 赤坂幸広, 渡辺玲奈 (1)
- 車両** 使用条件が主電動機軸受の寿命に及ぼす影響
..... 鈴木大輔, 高橋研 (11)
- 施設** 高速用分岐器における新たな軌道変位整備基準値の提案
..... 塩田勝利, 宮下綾乃 (19)
- 施設** 非定常熱伝導解析によるスラブ軌道てん充層の凍害範囲の評価
..... 高橋貴蔵, 三澤祥文, 斉藤成彦 (29)
- 施設** 経年した新幹線用 PC まくらぎの荷重環境の実態調査と曲げ耐荷力の評価
..... 渡辺勉, 箕浦慎太郎, 後藤恵一 (36)
- 電気** 転てつ機ロック調整の統計的発生予測モデルによる技術者暗黙知の形式知化
..... 稲場亘, 松岡弘大, 為広重行, 福田光芳, 貝戸清之 (45)
- 運転** 臨時列車と定期列車における乗車率の偏りを踏まえた旅客の列車選択行動に関する分析
..... 奥田大樹, 保木本晟也, 稲場亘 (55)

感圧センサを内蔵した戸先ゴムによる戸挟み検知

間々田 祥吾* 田中 裕志** 吉田 桃子*

太田 達哉* 赤坂 幸広*** 渡辺 玲奈***

Door Pinching Detection Using Door End Rubber with Built-in Pressure-sensitive Sensor

Shogo MAMADA Hiroshi TANAKA Momoko YOSHIDA

Tatsuya OTA Yukihiro AKASAKA Rena WATANABE

Current door pinch detection devices cannot detect narrow objects being pinched, nor the dragging caused by such pinching. To detect these events, we have developed a door pinch detection device (DPDD) that uses a door end rubber with a built-in pressure-sensitive sensor (DRBPS). The developed device can detect objects with a diameter of 8 mm or larger being pinched, as well as dragging occurring outside the vehicle at loads of approximately 150 N or less. The DPDD transmits detection information obtained by the DRBPS to the vehicle body using a non-contact power supply device, making it easy to install on existing vehicles. In a test in which the DPDD was installed on a real vehicle for around one year, there were no instances of missed detections or false alarms.

キーワード：戸挟み検知, 挟み込み, 引きずり, 戸先ゴム, 感圧センサ, 非接触給電装置

1. はじめに

鉄道車両の側引戸では、乗客の乗降時に乗客の荷物や手等（以下、介在物）が挟み込まれる事象（以下、挟み込み）が発生する場合がある。一般的な車両には、介在物を挟み込んだ状態で車両が走行することを防止するため、各側引戸に図 1 に示す挟み込みを検知する装置（以下、現行の戸挟み検知装置）が設置されている。

本装置は、介在物を挟み込んでいない場合、図 1(a)に示すように戸閉スイッチが押され、戸閉状態を認識する電気回路が構成されて車両を走行させることができる。また、介在物が挟み込まれた場合は、図 1(b)に示すように戸閉スイッチを押すことができず、戸閉状態を認識する電気回路が構成されないため、車両を走行させることができない。実車両において発生する挟み込みの多くは、本装置によって検知される。一方、挟み込んだ介在物の幅が約 15mm 以下と狭い場合、図 1(c)に示すように、側引戸の戸先に設置されている戸先ゴムが介在物の形状に合わせて変形し、戸閉スイッチが押されることがある。この場合、戸閉状態を認識する電気回路が構成され、介在物を挟み込んだ状態で車両が走行を始める可能性があり、介在物が駅の乗客や設備に接触する可能性がある。また、車内に鞆や荷物などが取り残された状態で、鞆の取っ手や荷物の紐などが挟み込まれた場合、取っ手や紐を持った乗客が引きずられる事象（以下、引きずり）が発生する可能性がある。なお、戸先ゴムの内部の隙間は、車内環境の保持を目的とした気密性の向上や挟み込んだ介在物への衝撃力の緩和のために設けられている。

このような課題に対して、現行の戸挟み検知装置での検知が困難な幅の狭い介在物の挟み込みや挟み込みに起因する引きずりを検知する手法が検討されているが^{1) 2) 3)}、これらの手法は、既存の車両に導入する

* 材料技術研究部 防振材料研究室

** 元 材料技術研究部 防振材料研究室

*** 東日本旅客鉄道株式会社

ために車両側の大規模な改修を必要とするなどの課題がある。そこで、本研究では、このような課題を解決するため、戸先ゴムの隙間に感圧センサを内蔵した戸先ゴム（以下、戸先ゴムセンサ）および戸先ゴムセンサで得られた検知情報を簡易に車体に伝達する手法として、非接触給電・通信装置（以下、非接触給電装置）の適用を検討した。

本報告では、戸先ゴムセンサの概要および性能、長期耐久性を評価する試験（以下、性能試験および長期耐久性試験）の結果や非接触給電装置の概要および耐久性の評価結果について述べる。また、戸先ゴムセンサと非接触給電装置を組み合わせた戸挟み検知システムを、実車両に設置して実施した信頼性評価試験について述べる。

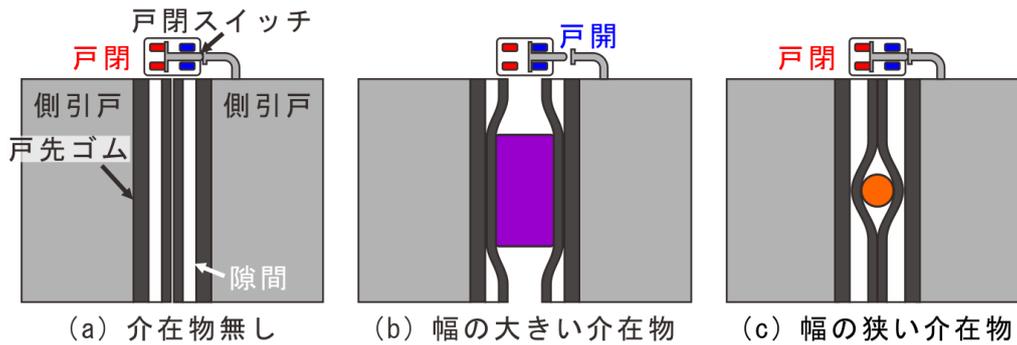


図1 現行の戸挟み検知装置の検知機構

2. 戸先ゴムセンサの概要

2.1 内蔵した感圧センサ

一般的な感圧センサは、電気絶縁材料の内部に2体の導電部位が空隙を介して配置された中空形状である。通常は導電部位同士が離れているため、電気的に非導通であるが、力が加わって感圧センサが変形し、導電部位同士が接触した場合に電気的に導通となる。

戸先ゴムセンサに内蔵した感圧センサにはEKS026（Mayser GmbH & Co.KG製）を選定した。選定した感圧センサは、主な材質がゴム材料で構成されているため柔軟性がある。また、幅約8mm、厚さ約4mm、長さ約1400mmの細長い形状であるため、戸先ゴムの隙間に挿入できる。戸先ゴムセンサは戸先ゴムの上側から感圧センサのケーブルを取り出す構造とし、戸先ゴムの上端部でケーブルを固定することによって感圧センサの本体を隙間に吊るすように設置した。感圧センサを設置した隙間の形状や配置の詳細については後述する。また、高さ方向の配置として、感圧センサは戸先ゴムの長さが約1800mmであるのに対して、約1400mmを挟み込みが最も発生しやすい中央部に設置した。

感圧センサを戸先ゴムに内蔵した場合は、挟み込みや引きずりの際に戸先ゴムに加わる力によって内部の感圧センサが変形し、電気的に導通することによって介在物を検知できる。

2.2 戸先ゴムセンサの断面形状および材料構成

戸先ゴムセンサの断面形状および構成材料を図2に示す。なお、図には現在一般に使用されている戸先ゴム（以下、現用品）の断面形状および構成材料も併せて示す。

戸先ゴムセンサの断面形状について、図2に示すように、現用品は車内側と車外側の形状が対称であるのに対して、戸先ゴムセンサは非対称である。また、感圧センサは戸先ゴムセンサの車外側の隙間に設置した。戸先ゴムセンサをこのような形状とし、車外側にセンサを配置した理由は、車外で発生する引きず

り検知感度を高めるとともに、車内からの荷物などとの接触に対する検知感度を下げるためである。

次に、戸先ゴムセンサの構成材料について、図 2 に示すように、現用品の主な材質が天然ゴム（以下、NR）であるのに対して、戸先ゴムセンサの主な材質には NR よりも耐久性に優れるクロロプレンゴム（以下、CR）およびエチレンプロピレンゴム（以下、EPDM）を選定した。また、戸先ゴムセンサの表面には、表面の耐久性の向上および戸先ゴムの先端同士の間挟み込まれた介在物を引き抜きやすくするため、現用品と同様に滑性に優れるテフロンコートを実施した。CR および EPDM の利点としては、CR および EPDM ともに戸先ゴムセンサのような複雑な形状に成形しやすく、耐オゾン性に優れていることに加え CR は耐候性、EPDM は耐老化性に優れることなどが挙げられる。一方、課題としては、CR および EPDM ともに NR よりも高価である。また、CR は分子構造中に塩素を含むため、燃焼した際に塩素ガスが発生しやすく、EPDM は傷が入った場合に進展しやすい傾向があることなどが挙げられる。以降の記述では、CR および EPDM を主な材質として製作した戸先ゴムセンサを CR 製および EPDM 製と記載する。

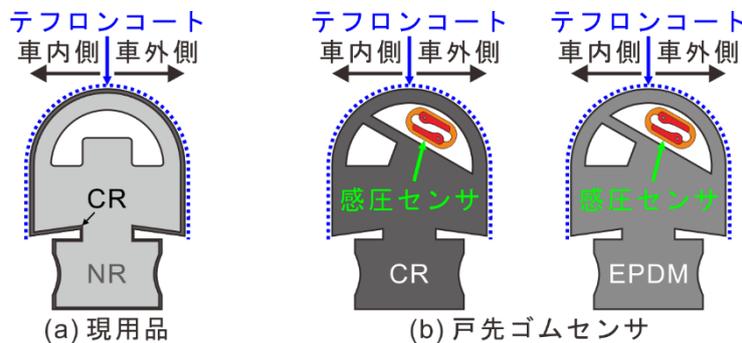


図 2 戸先ゴムセンサの断面および材料構成

3. 戸先ゴムセンサの性能試験

3.1 試験項目

性能試験における評価項目を以下に示す。

- ・ 挟み込み検知感度：挟み込み検知感度は、挟み込みを検知できた介在物の大きさによって評価した。
- ・ 引きずり検知感度：引きずり検知感度は、紐などの先端に取り付けられた介在物が車内に取り残された状態での引きずりを想定し、戸先ゴムセンサによって引きずりを検知できた荷重（以下、引きずり検知荷重）によって評価した。

3.2 試験方法

性能試験は実車両の 2 箇所の側引戸に戸先ゴムセンサを設置して実施した。

3.2.1 挟み込み検知感度

挟み込み検知感度は、図 3 に示すように、直径 4mm 以上の金属棒を 2mm 毎に直径が小さい順に戸先ゴムに挟み込ませ、挟み込みが検知できた金属棒の直径によって評価した。挟み込みの検知の判定は、現行の戸挟み検知装置および戸先ゴムセンサの 2 通りとした。金属棒を挟み込ませた高さは 300mm、500mm、1000mm および 1200mm とし、1 箇所につき 1 回挟み込ませた。



図3 挟み込み検知感度の評価状況

3.2.2 引きずり検知感度

引きずり検知感度の評価では、図4に示すように、先端にH鋼ブロックを取り付けた紐を下端から高さ約1000mmの位置に挟み込ませたのち、車外において、車体に対して角度15°、45°および75°の3方向に紐を引っ張った。角度を3方向とした理由は、引きずられる角度による影響を評価するためである。引っ張る紐の種類は、幅による影響を評価するため、幅5mm、20mm、30mm、40mmの4種類とし、同じ種類の紐を同じ角度で引っ張る回数は3回とした。引きずり検知感度は、紐に取り付けたロードセルにより、戸先ゴムセンサによって検知できた引きずり検知荷重によって評価した。



図4 引きずり検知感度の評価状況

3.3 試験結果

3.3.1 挟み込み検知感度

挟み込み検知感度を評価した結果、現行の戸挟み検知装置による挟み込み検知感度では、CR製、EPDM製ともに直径約20mm以上の金属棒を検知でき、現用品とほぼ同等であった。さらに、戸先ゴムセンサによる検知感度では、CR製、EPDM製ともに直径8mm以上の金属棒の挟み込みを検知できた。直径8mm~20mmの介在物は現行の戸挟み装置での検知が困難な場合があることから、戸先ゴムセンサを導入することにより、現行の戸挟み検知装置よりも挟み込み検知感度が向上すると考えられる。

3.3.2 引きずり検知感度

引きずり検知感度の評価における引きずり検知荷重の結果を図5に示す。図中のエラーバーは引きずり検知荷重の最大値および最小値を示し、矢印の箇所は200N以上の荷重で検知しなかった場合を示す。

図5より、全体的な傾向として、紐の幅が狭く、引っ張る角度が小さいほど引きずり検知荷重が低く、検知感度が高い。これは、紐の幅が狭く、引っ張る角度が小さい場合、同じ力でも戸先ゴムを大きく変形させやすいためと考えられる。また、CR製とEPDM製の引きずり検知荷重を比較すると、EPDM製の方が10%程度低く、検知感度が高い。これは、EPDM製の方がCR製よりも柔軟性が高いためと考えられる。

引きずり検知感度の評価結果より、CR 製、EPDM 製ともに、引きずられる角度が 45° 以下の場合、引きずりの際に発生すると想定される 50N~150N の荷重⁴⁾が検知でき、発生する引きずりを多くの場合で検知できる可能性があることがわかった。

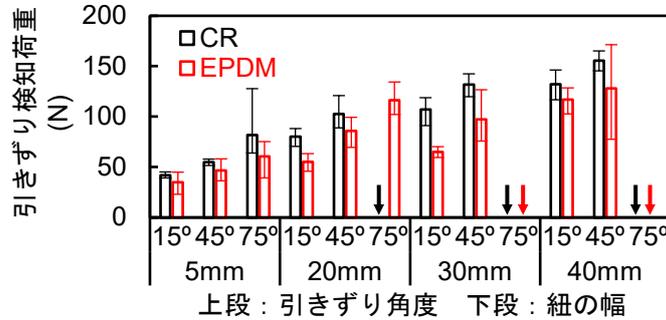


図5 引きずり検知荷重の評価結果

4. 戸先ゴムセンサの長期耐久性試験

4.1 試験項目

長期耐久性試験の試験項目を以下に示す。

- ・ 熱老化試験：劣化要因として熱を想定して実施した。
- ・ 屋外暴露試験：戸先ゴムセンサの実際の設置状況を想定して実施した。

4.2 試験方法

4.2.1 熱老化試験

熱老化試験は、90°C に設定した恒温槽内に、感圧センサを内蔵した状態の戸先ゴムセンサを約 100mm に切断して設置し、一定時間ごとに恒温槽から取り出して性能を評価した。性能を評価する試験には、押し込み試験を実施した。押し込み試験は、図 6 に示すように戸先ゴムセンサを材料試験機に設置し、挟み込みの際と同じ方向に先端が半径 10mm に加工された押し込み治具を押し込んだ際の荷重および感圧センサの抵抗値を測定した。



図6 熱老化試験における押し込み試験状況

4.2.2 屋外暴露試験

屋外暴露試験の状況を図 7 に示す。試験では、図 7 に示す鉄道総研の所有する試験車両の南向きの側引戸に CR 製および EPDM 製を設置し、1 カ月ごとに物性を評価した。また、物性の評価は熱老化試験にお

ける押し込み試験と同様に、ロードセルに取付けた治具を戸先ゴムセンサに押し込み、戸先ゴムセンサによって検知できた荷重で評価した。



図7 屋外暴露試験における戸先ゴムセンサの設置状況

4.3 長期耐久性試験の試験結果

4.3.1 熱老化試験

240時間ごとの熱老化後の押し込み試験において、感圧センサの抵抗が1000Ω以下になった荷重（以下、検知荷重）の結果を図8に示す。なお、別途、熱老化試験における熱老化時間と実際の設置時間との関係を求めた結果、実車両における1年間の設置期間に相当する熱老化時間が約80時間と算出されたことから、図の横軸はこの関係を用いて想定年数に換算した。

図8に示すように、検知荷重はCR製、EPDM製ともに、想定年数の増加に伴って増加する傾向がある。これは、ゴムの熱老化に伴う硬化によるものと考えられる。一方、CR製およびEPDM製ともに想定年数が30年程度までは変化が小さく、同期間において検知感度が大幅に低下する可能性は低いと考えられる。ただし、CR製は想定年数が30年以上の場合に明確な増加傾向を示すのに対して、EPDM製は明確な増加傾向を示さない。そのため、熱老化に対する検知感度の変化については、EPDM製の方が優れていると考えられる。

以上、熱老化試験における評価結果より、CR製およびEPDM製は、劣化の要因が熱老化のみであると想定した場合、約30年程度の耐久性があると考えられる。ただし、CR製とEPDM製を比較するとEPDM製の方が耐久性に優れることがわかった。

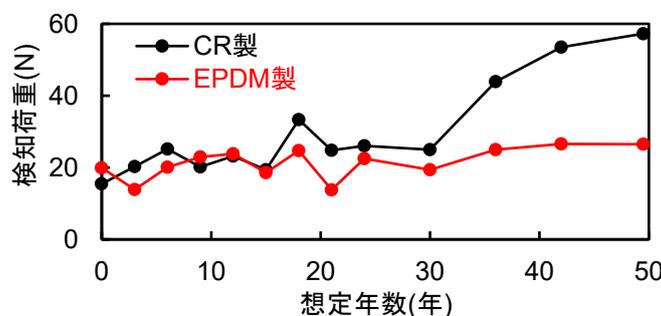


図8 熱老化試験における押し込み試験の結果

4.3.2 屋外暴露試験

屋外暴露試験における押し込み試験で得られた検知荷重の結果を図9に示す。

図9より、検知荷重はCR製およびEPDM製ともに20N~40Nの範囲においてほぼ同等であり、屋外暴露

試験を実施した約2年間の経年による検知感度への影響は小さいと考えられる。その一方で、検知荷重は車内温度の変化に応じて増減し、車内温度が低い場合に増加する傾向がある。これは、車内温度の低下により戸先ゴムセンサの戸先ゴムが硬化したためと考えられ、戸先ゴムセンサは外気温の低下する冬季の検知感度が夏季よりも低下する可能性がある。ここで、温度による検知感度への影響を評価するため、車内温度と検知荷重の関係を求めた結果を図10に示す。

図10より、車内温度が約20°C以上の場合は、検知荷重が約20Nでほぼ一定であるが、車内温度が20°C以下の場合は、車内温度の低下に伴って検知荷重が増加する傾向がある。実車両では空調管理されているため、車内温度が平均で20°C程度と想定されるが、外気温が低い場合は戸先ゴムの温度が20°Cよりも低くなる可能性がある。そのため、実際の温度環境における検知感度については、今後検討する必要がある。

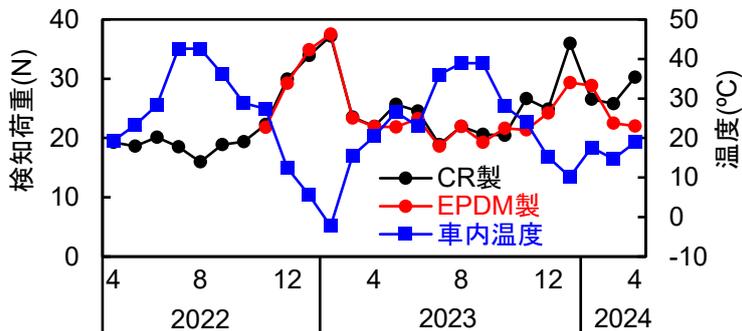


図9 屋外暴露試験における押し込み試験の結果（EPDM製については、2022年11月以降に設置）

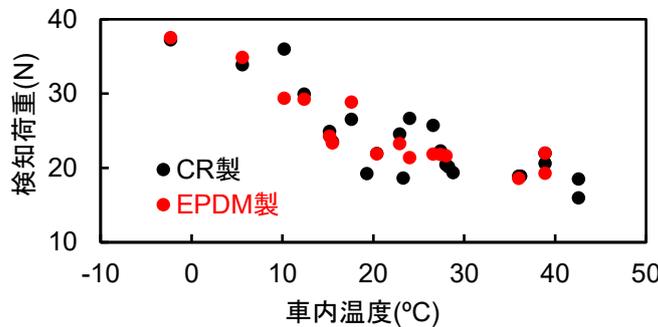


図10 車内温度と検知荷重の関係

5. 非接触給電装置

戸先ゴムセンサを実車両に適用するためには、戸先ゴムセンサで得られた検知情報を乗務員に通知する機能が必要である。その際、頻繁に可動する側引戸に設置される戸先ゴムセンサで得られた検知情報を車体に伝達する方法が課題となる。実車両に搭載されている既存の伝達手法の一例としては、伸縮するケーブルを用いて側引戸の戸先ゴムと車体を接続する方法があるが、このような方法を既存の車両に適用するためには大規模な車両改造が必要であり、多大なコストが課題となる。

そこで、新たな伝達手法として、非接触給電装置の適用を検討した。ただし、本手法は、各側引戸において電源の確保ができることおよび各側引戸から乗務員室までの伝達手法が確立されていることが前提条件となる。

5.1 非接触給電装置の原理

検討した非接触給電装置は、電磁誘導方式であり、電源に接続された送電コイル（以下、親機）からセンサに接続された受電コイル（以下、子機）に非接触で電源を供給できる⁵⁾。本装置を戸挟み検知システムに活用する場合、親機は車体側に設置し、乗務員に情報を伝達するローカルコントロールユニット（以下、LCU）に接続する。また、子機は側引戸に設置し、戸先ゴムセンサに接続する。戸先ゴムセンサの電気的な状態により、挟み込みがない場合は親機から子機に電源が供給されるが、挟み込みや引きずりが発生した場合は、親機から子機に電源が供給できない。そこで、非接触給電装置を戸挟み検知システムに使用する際は、親機から子機への電源の供給状態を監視する装置（以下、制御装置）を親機と LCU との間に介在させる。制御装置は、東日本旅客鉄道株式会社（以下、JR 東日本）が開発し、電源の供給状況によって挟み込みや引きずりの発生の有無を判定し、LCU に検知情報を伝達する。

5.2 非接触給電装置の耐久性評価

非接触給電装置が設置される側引戸は、実車両において頻繁に開閉する。そこで、非接触給電装置の耐久性を評価するため、鉄道総研の所有する側引戸開閉試験装置に非接触給電装置を設置し、側引戸を実車両での 10 年間以上の開閉回数に相当する 100 万回開閉させる耐久性試験を実施した。試験における非接触給電装置の設置状況を図 11 に示す。試験では、非接触給電装置の固定状態として、一定回数毎に、試験前に設定した子機と親機の先端の隙間である 4mm からのズレを評価した。また、本評価では、試験装置の側引戸に戸先ゴムセンサを設置し、戸先ゴムセンサおよび非接触給電装置を組み合わせた戸挟み検知システムとしての耐久性を併せて評価した。戸挟み検知システムの耐久性は、評価期間中に戸先ゴムセンサによる検知情報を取得しながら、直径 10mm の金属棒を 124 回不定期に挟み込ませることによって評価した。

耐久性試験における評価の結果、非接触給電装置の子機と親機の先端の隙間が開閉回数 100 万回後に約 0.5mm 広がったものの、戸挟み検知システムとしては、全動作回数 100 万回を経た後も、装置自体の損傷や動作不良が発生しなかった。また、金属棒を挟み込ませた 124 回の全てを見逃さずに検知でき、誤検知も発生しなかった。

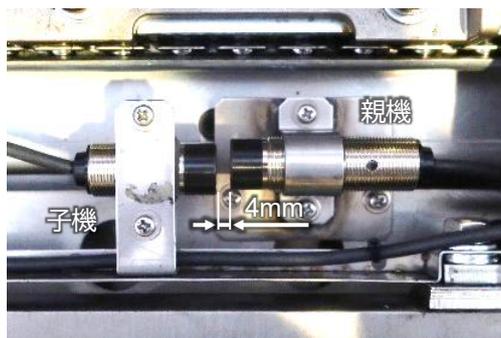


図 11 耐久性評価における非接触給電装置の状況

6. 戸挟み検知システムの信頼性評価試験

戸挟み検知システムの信頼性を評価するため、同システムを実車両に設置した状態で約 1 年間運行させる信頼性評価試験を実施した。

実車両への設置は、同一車両における 6 箇所の側引戸とし、CR 製の戸先ゴムセンサを設置した。設置の際、非接触給電装置の子機は側引戸の戸先ゴムセンサに接続し、親機は車体の制御装置に接続した。制御

装置は、前述したように、挟み込みや引きずりの発生の有無を判定する装置であり、判定情報を保存し、判定結果を車体の LCU に伝達する。なお、制御装置では、現行の戸挟み検知装置によって検知されずに戸挟み検知システムによって検知された挟み込みや引きずりのみが記録される。また、LCU は戸挟み検知システム用に JR 東日本が改造したものであり⁶⁾、制御器から挟み込みや引きずりの検知と判定された情報が伝達された際、乗務員室に検知情報を通知・表示することができるが、信頼性評価試験中は通知・表示させない仕様とした。

6.1 信頼性評価試験における評価項目

信頼性評価試験における評価項目を以下に示す。

- ・ 戸挟み検知システムによる検知状況：制御器に保存された検知情報および側引戸上部に設置したカメラで撮影された動画によって検知状況を把握した。
- ・ 模擬引きずり試験：引きずりを模擬するため、重さ約 60kg の人形に取付けたストラップ、衣服の裾および鞆の取っ手を側引戸に挟み込ませた状態で車両の走行を開始させ、戸挟み検知システムによる検知状況を把握した。試験の状況の例を図 12 に示す。



図 12 模擬引きずり試験の状況の例

6.2 信頼性評価試験における評価結果

6.2.1 戸挟み検知システムによる検知状況

設置期間約 1 年間の運行中に、戸挟み検知システムによって検知された回数は 6 箇所合計で 30 回であった。これは、側引戸 1 箇所当たり約 2 カ月に 1 回の頻度である。検知された 30 回のうち最も多かった検知状況は、図 13 に示すように、乗客が乗車後、車外に取り残された介在物を車内に引き込む際に検知されたものであり、半数以上の 19 回であった。その他の検知状況としては、鞆の端や取っ手の挟み込みなどであり、介在物の挟み込みが存在しない状況での誤検知は発生しなかった。なお、引きずりは発生しなかった。



図 13 信頼性評価試験における検知状況の例

戸先ゴムセンサによる検知状況の結果より、引きずりに発展する危険性の少ない挟み込みが検知されるものの、介在物の存在しない状況での誤検知は発生しなかった。危険性の低い挟み込みへの対応として、実車両では、検知情報が乗務員に伝達されたのち、確認するなどの対応が必要になると考えられる。

6.2.2 模擬引きずり試験

模擬引きずり試験の結果、人形が引きずられずに介在物が引き抜けたストラップや衣服の裾の挟み込みの場合は戸挟み検知システムによって検知されなかった。一方、図 12 に示すように、車内に鞆が取り残され、実際に人形が引きずられた場合は、車両の走行開始から 1~2 秒で引きずりを検知することができた。なお、試験では同一の試験を 2 回ずつ実施したが、結果は同様であった。

7. まとめ

鉄道車両の側引戸において、これまで検知が困難であった幅の小さな介在物の挟み込みや挟み込みに起因する引きずりを検知するため、戸先ゴムセンサと非接触給電装置を組み合わせた戸挟み検知システムを開発した。

戸先ゴムセンサは、直径 8mm 以上の介在物の挟み込みを検知でき、50N~150N の荷重で引きずりを検知できた。また、試験を実施した環境では約 20 年間の使用による性能の変化が小さい傾向があるが、EPDM 製の方が CR 製よりも長期耐久性に優れている可能性が見出された。さらに、非接触給電装置は、設置に際して大規模な改造を必要とすることなく既存の車両に設置でき、戸先ゴムセンサで得られた検知状況を車体に伝達できた。

戸挟み検知システムを実車両に設置して約 1 年間運用した結果、設置期間中にシステムの不具合や介在物が無い状態での誤検知は発生しなかった。また、人形を用いて引きずりを模擬させた結果、戸挟み検知システムによって車両の走行開始直後に引きずりを検知できた。

今後は、戸挟み検知システムの実用化に向けてコスト低減等に対応する予定である。

文 献

- 1) 後藤亮介, 中里祐一: 戸挟み発生時の乗務員支援を目的とした戸閉試験装置の開発 (第 2 報), R & M, No.9, pp.21-24, 2013
- 2) Shiao, Y., Premkumar P., and Liu, C., Wavelet-based analysis of motor current signals for detecting obstacles in train doors, Applied Sciences, Vol.15, Issue 1, 25, 2025.
- 3) 間々田祥吾, 野木村龍, 矢口直幸, 朝比奈峰之, 岡村吉晃: 鉄道における圧電ゴムを用いたセンシング技術, 鉄道総研報告, Vol.32, No.10, pp.11-16, 2018
- 4) 栗原芳勝, 村木克行, 和田智樹, 土井賢一, 堀岡健司: 引きずり事故防止機能強化型・戸挟み検知システムの開発(2), JR EAST Technical Review, No.35, pp.54-58, 2011
- 5) 近藤圭一郎: 鉄道車両への大容量非接触給電技術, 日本 AEM 学会誌, Vol.24, No.4, pp.311-316, 2016
- 6) 渡辺玲奈, 赤坂幸広, 内田好徳, 松橋克幸, 三須弥生, 夏目博文, 村上秀人, 高木英明: 戸挟み・引きずり検知装置の開発, JR EAST Technical Review, No.70, pp.47-52, 2023

使用条件が主電動機軸受の寿命に及ぼす影響

鈴木 大輔* 高橋 研*

Effect of Operating Conditions on the Life of Traction Motor Bearings

Daisuke SUZUKI Ken TAKAHASHI

Currently, there is no practical method for determining the life of bearings used in traction motors for railway vehicles. Therefore, the first step in establishing such a method is to investigate how operating conditions affect bearing life. In this report, using a test rig capable of rotating traction motor bearings under conditions close to those experienced in real operating environments, we investigated the effects of “bearing temperature”, “vibration acceleration”, and “grease mass” on bearing life. The results showed that altering any of these conditions affects life, and that this effect can be quantified.

キーワード：軸受，主電動機，摩耗，トライボロジー，保持器，寿命

1. はじめに

鉄道車両の台車に使用されている主要な軸受として、図 1 に示す車軸軸受、歯車装置用軸受および主電動機軸受が挙げられる。車軸軸受および歯車装置用軸受が使用不能になる原因は、図 2 に示すように、外輪軌道面の転がり疲労が主であるが、主電動機軸受は転動体がすべり接触をする保持器の摩耗が主であり、原因が異なる。鉄道車両の安全・安定輸送の観点から、軸受が使用不能になる寿命を求め、その寿命よりも前に軸受を交換する必要がある。車軸軸受および歯車装置用軸受に対しては、Lundberg と Palmgren が考案した転がり疲れ寿命の計算式¹⁾をもとに、ISO 281: 2007²⁾や JIS B 1518: 2013³⁾で規格化された方法によって寿命を求めることができ、実用されている。一方で、主電動機軸受に対しては、想定している損傷形態が転がり疲れ寿命とは異なるため、この方法では適切な寿命を求めることができないうえ、荷重や総回転数（走行距離）以外の多くの要因が影響するため、実用的な寿命を求める方法が存在しない。したがって、主電動機軸受の寿命を求めることができるようになれば、適切な寿命管理によって台車の検査周期の延伸や信頼性の向上につながると考えられる。

主電動機軸受の寿命を求める方法の確立に向けては、軸受の使用条件が変化した際の寿命への影響を調

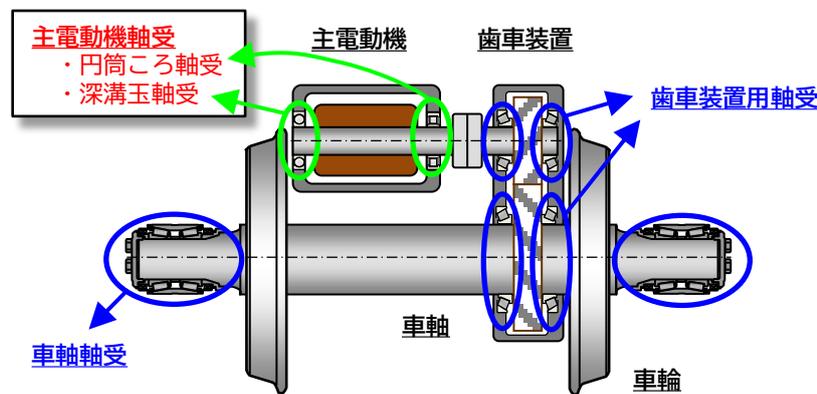


図 1 台車における軸受

* 材料技術研究部 潤滑材料研究室

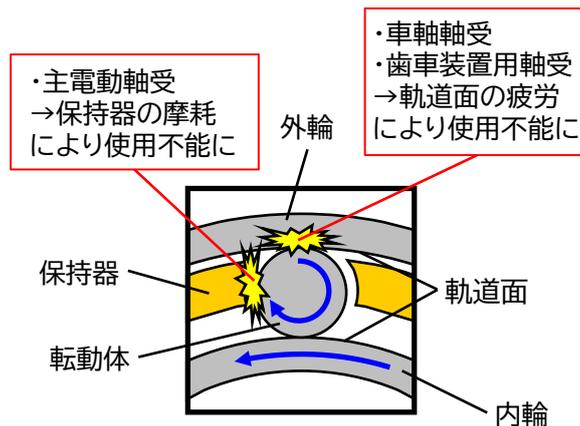


図2 軸受が使用不能になる原因

べる必要がある。本報告では、主電動機軸受を実際の使用環境に近い条件で回転させることのできる試験機を用いて、“軸受温度”，“加振加速度”および“グリース量”を変化させた場合の寿命への影響を調べた結果⁴⁾を示す。変化させる試験条件は、主電動機軸受の使用環境の特徴として、運転中に比較的高温となり、主電動機の発熱や外気温などの影響で軸受温度が変化すること、鉄道車両の台車に取り付けられているために走行にともなう振動が伝達し、車輪／レールの接触状態や列車の走行速度で加振加速度が変化すること、比較的高回転数での使用にも関わらずグリース潤滑であり、メンテナンス時のグリース量の過不足が軸受寿命に大きく影響することから選定した。なお、軸受の回転数および荷重は、主電動機の仕様でほぼ決定してしまううえ、主電動機の種類ごとの仕様の差が小さいため、本報告では変化させる試験条件にしていない。

2. 試験方法

2.1 対象とした主電動機軸受

主電動機には、図1に示したように多くの場合、深溝玉軸受とNU型の円筒ころ軸受が用いられている。NU型の円筒ころ軸受を一端に用いることで、軸が熱膨張した際の軸方向変位が拘束されず、軸受に過大なアキシャル荷重が作用することを防止できる。本報告では主電動機に広く使用されている円筒ころ軸受（呼び番号：NU214）を対象とした。この軸受の構成部品を図3に、諸元を表1に示す。この軸受は内輪、外

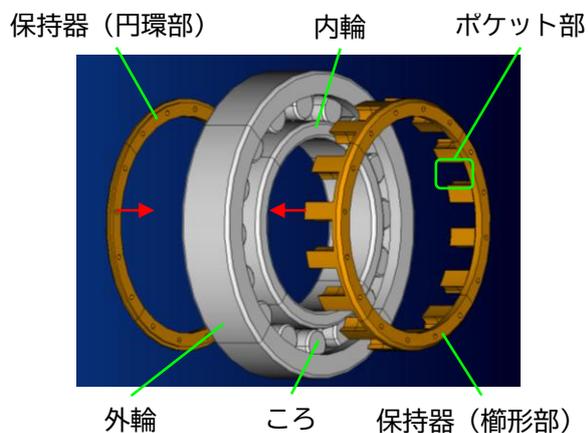


図3 主電動機軸受を構成する部品

表1 対象とした軸受の諸元

軸受の種類	円筒ころ軸受	
内径	70 mm	
外径	125 mm	
幅	24 mm	
ラジアルすきま	0.090-0.125 mm	
ころピッチ円径	97.5 mm	
ころ数	16	
ころ径	13 mm	
ころ丈	13 mm	
保持器案内形式	ころ案内	
材質	内外輪	JIS SUJ2
	ころ	JIS SUJ2
	保持器	JIS CAC301
基本動定格荷重	83500 N	

輪，ころおよび保持器で構成されており，このうち保持器は円環部と櫛型部をリベットで締結して組み立てられている．主電動機軸受において，保持器の案内形式はころ案内が主流である．保持器は，ころ以外の部品と接触することはない，ころとポケット部ですべり接触している．内輪，外輪およびころの材質は軸受鋼，保持器の材質は高力黄銅鋳物であるため，ころと保持器のすべり接触部における摩耗の大部分はより軟質な保持器で生じる．

2.2 主電動機軸受加振回転試験機

本報告で用いた試験機の模式図を図 4 に示す．本試験機を用いると主電動機の使用環境（荷重，回転速度，加振加速度および温度）を模擬した条件で軸受の回転試験を行うことができる．本試験機は試験軸受を主軸の両端に取り付け，軸継手を介してモータで回転させる構造となっている．主電動機の回転子の質量に相当する荷重を再現するため，試験荷重（試験軸受 2 個に負荷されるラジアル荷重）は主軸の中央に取り付けた支持軸受から荷重調整用のばねを介して試験軸箱に付与される．なお，試験荷重は 2 個の試験軸受に等しく配分されるため，試験軸受 1 個あたりのラジアル荷重は試験荷重の半分となる．また，台車枠から主電動機に伝わる振動や主電動機自体の振動などを再現するため，モータを除く試験部全体を電磁加振器によって上下方向に加振させることができる．さらに，主電動機の発熱を再現するため，軸端側（モータとは反対側）の試験軸受はヒータによって加熱することができる．ラジアル荷重は最大で 1250 N/試験軸受（回転子質量で 255 kg 相当），主軸の最高回転速度は 7060 min⁻¹（主電動機の最高回転速度相当）である．加振時の加速度は，最大 100 m/s²（振幅）である．試験荷重はロードセルにより，主軸の回転速度はモータの回転軸に設置した光電式回転計で，試験軸受の加速度（0～1000 Hz の実効値）は試験軸箱に設置した圧電式の加速度計を用いて，試験軸受の温度は外輪の外径面に設置した熱電対により（以下，この値を軸受温度とする），それぞれ測定した．

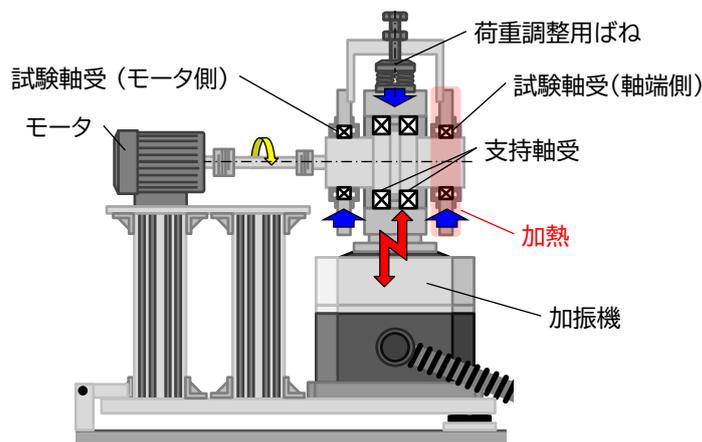


図 4 試験機の模式図

2.3 試験条件

標準条件を定めただうえで，検証条件として“軸受温度”，“加振加速度”および“グリース量”を標準条件から個々に変化させ，これらが寿命へ与える影響を調べた．標準条件および検証条件を表 2 に示す．これらの条件は以下のとおり決定した．回転速度は高いほど単位回転あたりの保持器摩耗が増加するため，主電動機の実使用上の最高回転速度を参考に 6100 min⁻¹とした．回転パターンは進行方向が頻繁に入れ替わる鉄道車両を模擬するため，正・逆転を 110 min ずつ，それぞれの回転終了後に 10 min の停止時間を設

表 2 試験条件

	標準条件	検証条件
最高回転数	6100 min ⁻¹	←
回転パターン	正転 110 min→休止 10 min →逆転 110 min→休止 10 min (上記の繰返し)	←
荷重	922 N/Brg.	←
軸受温度	約 30 °C	約 35-55 °C (約 5 °C ごと)
加振加速度	50 m/s ²	0, 100 m/s ²
加振周波数	40 Hz (正弦波)	←
潤滑	リチウム複合石けん 그리스	←
グリース量	1 g	0.5, 2, 4, 8 g

けるパターンの繰返しとした。なお、加減速時の速度変化は 100 min⁻¹/s である。試験荷重は標準的な主電動機の回転子の質量を参考に 1844 N (922 N/試験軸受, 基本動定格荷重の 1.1%) とした。軸受温度は実物の鉄道車両における温度上昇が外気温+20 °C 程度であったことから、標準条件を約 30 °C (外気温 10 °C と想定), 検証条件を約 35~55 °C (最高外気温を 35 °C と想定) の範囲で約 5 °C おきとした。“加振加速度”は台車枠強度設計通則⁵⁾において主電動機の上下方向に作用する加速度が 3~10 G (29.4~98.0 m/s²) とされていることを参考に、標準条件を 50 m/s², 検証条件を 0, 100 m/s² (いずれも振幅) とし、現車で振動を測定した際のおおよその卓越周波数である 40 Hz の正弦波で与えた。グリースは主電動機軸受に広く用いられているリチウム複合石けん 그리스 (基油: 鉱油) を使用した。“グリース量”は規定量の 10 g とすると、軸受が焼付くまでに長時間を要するため、この 1/10 である 1 g を標準条件とし、0.5, 2, 4, 8 g を検証条件とした。なお、軸受へのグリースの封入にあたっては、予め軸受を脱脂した後に、保持器のポケット部および柱部内径面にグリースを均等に塗布した。

いずれの試験も軸受が焼き付くまで実施し、その時点の総回転数を寿命とした。軸受の焼付きは軸受温度の 1 分間当たりの温度上昇 (以下、温度上昇率とする) が 1°C/min 以上となった場合とした。ただし、試験機の構成上、温度上昇率に対して閾値を設けて試験を終了できないため、軸受温度が約 90 °C になるまで継続した。

3. 試験結果

表 2 に示した条件のもとに得られた試験結果を表 3 に示す。軸受には番号を付しており、軸受 1~14 の合計 14 個の試験結果を示している。試験結果には実際に試験を行った各条件および焼付きまでの総回転数を示している。また、試験結果が“軸受温度”, “加振加速度”および“グリース量”のどの項目の検証に使用されたかも併記している。なお、軸受温度については試験中に変動したため、試験中の平均温度を示している。

3.1 “軸受温度”の影響

はじめに、“軸受温度”が損傷発生までの総回転数へおよぼす影響を確認するため、表 3 に示した軸受温度の検証用の試験結果を、横軸を軸受温度、縦軸を損傷発生までの総回転数として図 5 に示す。図中には表 3 に対応した軸受の番号も表記している (以下、同様の表記とする)。軸受温度を上昇させると、損傷発生までの総回転数がおおむね指数関数的に減少することから、縦軸を対数スケールとしている。各点は

表3 試験結果

	軸受温度	加振加速度	グリース量	損傷発生までの総回転数	検証対象*
軸受1	29.9 °C	50 m/s ²	1 g	2.0×10 ⁸	T, V, G
軸受2	31.8 °C	50 m/s ²	1 g	2.2×10 ⁸	T, V, G
軸受3	32.6 °C	50 m/s ²	1 g	2.2×10 ⁸	T, V, G
軸受4	34.7 °C	50 m/s ²	1 g	2.2×10 ⁸	T
軸受5	42.3 °C	50 m/s ²	1 g	1.2×10 ⁸	T
軸受6	46.8 °C	50 m/s ²	1 g	1.1×10 ⁸	T
軸受7	50.9 °C	50 m/s ²	1 g	1.2×10 ⁸	T
軸受8	56.2 °C	50 m/s ²	1 g	0.6×10 ⁸	T
軸受9	33.0 °C	0 m/s ²	1 g	5.0×10 ⁸	V
軸受10	40.5 °C	100 m/s ²	1 g	0.7×10 ⁸	V
軸受11	39.3 °C	50 m/s ²	0.5 g	0.7×10 ⁸	G
軸受12	31.8 °C	50 m/s ²	2 g	4.3×10 ⁸	G
軸受13	32.1 °C	50 m/s ²	4 g	5.2×10 ⁸	G
軸受14	38.7 °C	50 m/s ²	8 g	5.6×10 ⁸	G

* T：軸受温度，V：加振加速度，G：グリース量

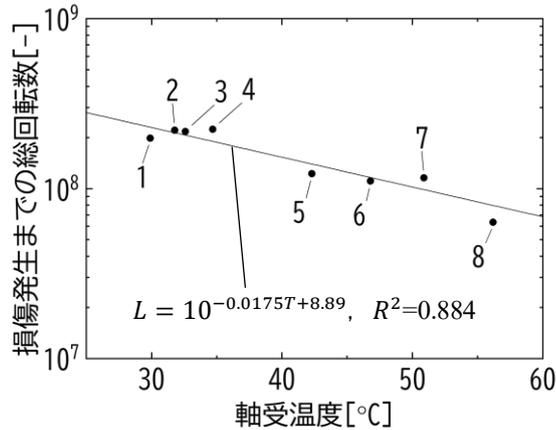


図5 試験結果（軸受温度の影響，縦軸対数）

直線的に分布しており、損傷発生までの総回転数は、最も長い軸受4（軸受温度：34.7°C）が最も短い軸受8（軸受温度：56.2°C）に比べて約4倍となっている。グリース潤滑下で軸受温度と寿命の関係を調べた研究において、寿命は軸受温度と指数関数の関係にあり、軸受温度を約10°C上昇させると寿命が半減することが報告されている⁶⁾。この研究は、深溝玉軸受を対象としており、軸受の損傷の形態も保持器摩耗に限定されていないため、本報告とは差異があるものの、軸受温度と寿命を論じている点では類似している。そこで、本報告で得られた軸受温度と損傷発生までの総回転数の関係についても、先行研究と同様に指数関数を用いて近似することとした。最小二乗法によって得られた近似式を次式に示す。

$$L = 10^{a_T T + b_T}, \quad a_T = -0.0175, \quad b_T = 8.89, \quad R^2 = 0.884 \quad (1)$$

ここで、Lは損傷発生までの総回転数、Tは軸受温度[°C]、 a_T および b_T は定数、 R^2 は決定係数である。図5に示した線は、式(1)で与えられる曲線である。近似式の決定係数から、式(1)で近似することは妥当であるといえる。また、近似式から、損傷発生までの総回転数が半減する軸受温度の上昇量を求めると、17.2°Cとなる。先に示した例（約10°C）に比べると、やや穏やかではあるものの、軸受温度が上昇すると寿命は顕著に短くなるといえる。以上のことから、主電動機軸受の軸受温度が上昇した場合、グリースの基油の酸化や蒸発が促進され、寿命が短くなると考えられる。また、温度が上昇した場合、すべり接触部における

油膜厚さが小さくなるため、摩耗粉の混入による油膜破断が発生しやすくなったことも影響したと考えられる。

3.2 “加振加速度”の影響

続いて，“加振加速度”が損傷発生までの総回転数へおよぼす影響を確認するため、表3に示した加振加速度の検証用の試験結果を、横軸を加振加速度、縦軸を損傷発生までの総回転数として図6に黒色の点で示す。加振加速度を増加させると、損傷発生までの総回転数がおおむね指数関数的に減少することから、縦軸を対数スケールとしている。各点はおおむね直線的に分布しており、損傷発生までの総回転数は、最も長い軸受9（加振加速度：0 m/s²）が最も短い軸受10（加振加速度：100 m/s²）に比べて約7倍となっている。ただし、軸受10の軸受温度は、目標とした約30℃（標準条件）よりも10℃程度高かった。これは、加振加速度が大きかったため加振器がほかの条件よりも発熱し、加振器からの熱が軸受に伝わったと考えられる。図5に示したように軸受温度を上昇させると損傷発生までの総回転数は減少することから、軸受10の損傷発生までの総回転数は、軸受温度が30℃であった場合、より長くなる可能性がある。そこで、式(1)を用いて各軸受の損傷発生までの総回転数を、標準条件である軸受温度が30℃であった場合に換算することとした。式(1)を用いて、次の換算式を得た。

$$L_{30^{\circ}\text{C}} = \frac{10^{a_T \times 30 + b_T}}{10^{a_T T + b_T}} L = 10^{a_T(30-T)} L \quad (2)$$

ここで、 $L_{30^{\circ}\text{C}}$ は損傷発生までの総回転数（軸受温度30℃換算）である。図6に示した赤色の点は損傷発生までの総回転数（軸受温度30℃換算）であり、軸受の番号には'が付されている（以下、同様の表記とする）。温度補正を行ったことで各点はより直線的に分布している。これらを踏まえ、加振加速度と損傷発生までの総回転数（軸受温度30℃換算）の関係について指数関数を用いて近似することとした。最小二乗法によって得られた近似式を次式に示す。

$$L_{30^{\circ}\text{C}} = 10^{a_V V + b_V}, \quad a_V = -0.00780, \quad b_V = 8.75, \quad R^2 = 0.989 \quad (3)$$

ここで、 V は加振加速度[m/s²]、 a_V および b_V は定数である。図6に示した赤色の線は、式(3)で与えられる曲線である。近似式の決定係数から、式(3)で近似することは妥当であるといえる。また、近似式から、損傷発生までの総回転数が半減する加振加速度の増加量を求めると、38.6m/s²となる。加振加速度の増加にと

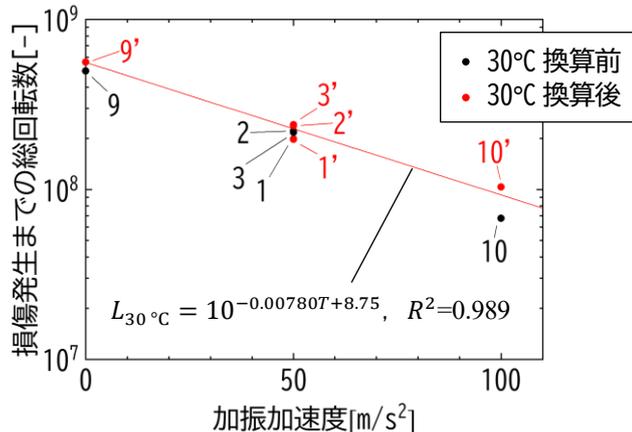


図6 試験結果（加振加速度の影響，縦軸対数，30℃換算）

もない寿命が減少する原因としては、ころと保持器の接触力が増加し、保持器摩耗が促進されたことが考えられる。

3.3 “グリース量”の影響

最後に、“グリース量”が損傷発生までの総回転数へおよぼす影響を確認するため、表3に示したグリース量の検証用の試験結果を、横軸をグリース量、縦軸を損傷発生までの総回転数として図7に黒色の点で示す。グリース量を増加させると、損傷発生までの総回転数がおおむね対数関数的に増加することから横軸を対数スケールとしている。各点は軸受14を除いて直線的に分布しており、損傷発生までの総回転数は、最も長い軸受14(グリース量:8g)が最も短い軸受11(グリース量:0.5g)に比べて約8倍となっている。ただし、軸受11および軸受14の軸受温度は、目標とした約30℃(標準条件)よりも10℃程度高かった。これは、軸受11についてはグリース量が少なく潤滑不良によって発熱したため、軸受14についてはグリース量が多くかくはん熱が発生したためと考えられる。これらの軸受の損傷発生までの総回転数は、軸受温度が30℃であった場合、より長くなる可能性がある。そこで、式(2)を用いて各軸受の損傷発生までの総回転数を、標準条件である軸受温度が30℃であった場合に換算することとした。図7に示した赤色の点は損傷発生までの総回転数(軸受温度30℃換算)である。温度補正を行ったことで各点は軸受14も含めて直線的に分布している。これらを踏まえ、グリース量と損傷発生までの総回転数(軸受温度30℃換算)の関係について指数関数を用いて近似することとした。最小二乗法によって得られた近似式を次式に示す。

$$L_{30^{\circ}\text{C}} = a_G \log_{10} G + b_G, \quad a_G = 5.85 \times 10^8, \quad b_G = 2.41 \times 10^8, \quad R^2 = 0.987 \quad (4)$$

ここで、 G はグリース量[g]、 a_G および b_G は定数である。図7に示した赤色の線は、式(4)で与えられる曲線である。近似式の決定係数から、式(4)で近似することは妥当であるといえる。また、近似式からグリース量が倍になった場合の損傷発生までの総回転数の増加量を求めると、 1.76×10^8 となる。このことから、グリース量が8gの場合を考えると、グリース量を倍の16gにしても、損傷発生までの総回転数は23%しか増加しないと予想される。一方で、グリース封入量が過多であると、かくはん熱やグリース漏れの懸念が生じることから、メーカーはグリース充填率(軸受の空間容積に対するグリース体積の比)を30%程度とすることを推奨している⁷⁾⁸⁾。対象とした軸受のグリース規定量10gは充填率30%程度となるため、グリース量の検証範囲においては、上記のグリース過多による懸念が小さく、グリース量の増加が寿命を増加させたと考えられる。ただし、現行以上にグリース量を増やすとかくはん熱による温度上昇によって寿命を縮めてしまう可能性があることから、現行の封入量が最適であると考えられる。

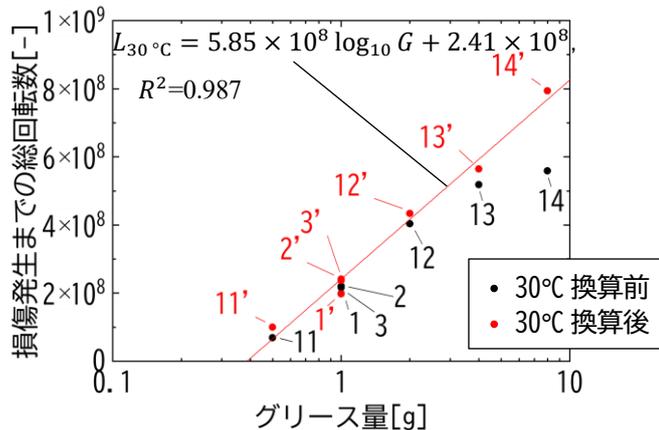


図7 試験結果(グリース量の影響, 横軸対数, 30℃換算)

4. まとめ

主電動機軸受の寿命を求める実用的な方法は存在しないことから、主電動機軸受の寿命を求める方法の確立に向けて、軸受の使用条件が変化した場合の寿命への影響を調べた。主電動機軸受を実際の使用環境に近い条件で回転させることのできる試験機を用いて、軸受の使用条件として“軸受温度”，“加振加速度”および“グリース量”を変化させた場合の寿命への影響を調べた。以下に本報告で得られた知見を示す。

- (1) 主電動機軸受に対して、軸受温度を約 30～55℃ の範囲で変化させて回転試験を行ったところ、軸受温度を上昇させると焼付きまでの総回転数は指数関数的に減少し、寿命が半減する軸受温度の上昇量を求めると 17.2℃ であった。これは、軸受温度の上昇にともない、基油の酸化や蒸発が促進されたこと、および油膜厚さが小さくなり摩耗粉の影響を受けやすくなったことで寿命が低下したためと考えられる。
- (2) 主電動機軸受に対して、加振加速度を 0～100 m/s² の範囲で変化させて回転試験を行ったところ、加振加速度を増加させると焼付きまでの総回転数は指数関数的に減少し、寿命が半減する加振加速度の増加量を求めると、38.6 m/s² であった。これは、加振加速度の増加にともない、ころと保持器の接触によって生じる力積が増加し保持器摩耗が促進されたためと考えられる。
- (3) 主電動機軸受に対して、グリース量を 0.5～8 g の範囲で変化させて回転試験を行ったところ、グリース量を増加させると焼付きまでの総回転数は対数関数的に増加し、グリース量が倍になった場合の寿命の増加量を求めると、 1.76×10^8 であった。検証したグリース量は軸受の空間容積の 30% 以下の範囲であり過多ではなかったため（30%を超えるとグリース漏れや発熱の懸念がある）、グリース量の増加にともない、寿命が延伸されたと考えられる。

(1)～(3)より、各使用条件を単独で変化させた場合の寿命への影響を明らかにすることができた。今後は、これらの使用条件が複合して変化した場合の寿命を求めることができるように本研究を発展させていく予定である。

文 献

- 1) Lundberg, G. and Palmgren, A., “Dynamic Capacity of Rolling Bearings,” Journal of Applied Mechanics, Vol.16, No.2, pp.165-172, 1949.
- 2) International Organization for Standardization, “Rolling bearings - Dynamic load ratings and rating life,” ISO 281: 2007, 2007.
- 3) 日本規格協会：転がり軸受—動定格荷重及び定格寿命，JIS B 1518: 2013, 2013
- 4) 鈴木大輔，高橋研：鉄道車両の駆動モータに使用される円筒ころ軸受の潤滑寿命（軸受温度，加振加速度およびグリース量の影響），日本機械学会論文集，Vol.90, No.935, DOI: 10.1299/transjsme.24-00074, 2024
- 5) 日本規格協会：鉄道車両—台車—台車枠強度設計通則，JIS E 4207: 2019, 2019
- 6) 日本潤滑学会グリース寿命の温度依存性研究会：グリース寿命の温度依存性協同研究報告（第1報）—グリース寿命に及ぼす温度の影響—，潤滑，Vol.30, No.10, pp.725-732, 1985
- 7) 日本精工：産業機械用転がり軸受，CAT.No.1103, p.A228, 2016
- 8) NTN：転がり軸受総合カタログ，CAT.No.2203-2/J, p.A-104, 2022

高速用分岐器における新たな軌道変位整備基準値の提案

塩田 勝利* 宮下 綾乃*

Proposal of New Maintenance Standard Values of Track Irregularity for High-speed Type Turnout

Katsutoshi SHIOTA Ayano MIYASHITA

Maintenance standard values for track irregularity at high-speed type turnouts where trains pass through the main line of the turnout at a speed of 120 km/h on a conventional line, are managed with stricter values than those for general turnouts. These values were empirically determined from past running tests. In this study, we constructed turnout running simulation models which enable us to quantitatively evaluate the effects of track irregularity on turnout component damage and vehicle dynamics, in order to establish new maintenance values on the basis of mechanical evidence. Furthermore, we carried out various studies on track irregularity using each constructed simulation model and proposed new maintenance standard values.
 キーワード：高速用分岐器，軌道変位，FEM，MBD，分岐器部材の損傷，車両運動

1. はじめに

旧日本国有鉄道（以下、「旧国鉄」という）において、在来線の分岐器における基準線側の通過速度は1968年に最高速度100km/hに引き上げられたが、その後、速度向上のニーズが高まり、1981年に120km/hでの走行試験が実施された。その結果、一部の分岐器内において著大横圧（本研究では、60kN以上をいう）の発生が確認された。その要因として継目部の目違いおよびクロッシングの軌間が大きいこと、バックゲージが小さいことが挙げられた。また、これらの箇所では横圧が大きくなる要因の一つとして分岐器内の軌道変位（高低、通り、水準）も影響しているとされ、分岐器の高速通過にあたっては、これらの箇所への各種対策が必要であるとの見解が示された¹⁾。これを受け、旧国鉄では、継目部の目違い、クロッシングの軌間、バックゲージの管理値を一般分岐器よりも厳しくするとともに、軌道変位（高低、通り、水準）は一般区間の最上級線区の最も厳しい整備目標値を準用するといったことが行われた。これらの対策を行った上で、再度走行試験を実施した結果、著大横圧が確認されなかったことから最高速度120km/hで基準線側を通過する分岐器（以下、「高速用分岐器」という）では、表1に従って管理することが決められた。

これらの値は旧国鉄の民営化後も一部の鉄道事業者で高速用分岐器の整備基準値として用いられているが、著大横圧の発生原因である継目部やクロッシング部は表1で示す個別の厳しい対策が行われているこ

表1 高速用分岐器および一般分岐器の管理項目

管理項目	高速用分岐器	一般分岐器*
高低変位	13(7)	23(15)
通り変位	13(7)	23(15)
水準変位	11(7)	平面性 23(18)
クロッシング軌間変位	+3, -3	+5, -3
バックゲージ	1023~1030	1022~1030
接着	3	4
継目部目違い	1	2
ガードフランジウェー幅	56	なし

※括弧内は静的値 *最上級線区における整備基準値 単位：mm

* 軌道技術研究部 軌道構造研究室

とを鑑みると、設定された軌道変位（高低，通り，水準）の整備基準値は必要以上に厳しい値が設定されている可能性がある。そのため、力学的根拠に基づいた軌道変位の整備基準値を新たに設定することが望ましいと考えられるが、それには高速用分岐器における軌道変位が分岐器部材の損傷や車両運動に与える影響を明らかにする必要がある。

そこで、本研究では、軌道変位がこれらに与える影響を定量的に評価することを目的に、3次元の動的有限要素法（以下、「動的FEM」という）およびマルチボディダイナミクス（以下、「MBD」という）を用いた分岐器走行シミュレーションモデルを構築した。さらに、構築したシミュレーションモデルを用いて、軌道変位をパラメータとした走行シミュレーションを実施し、高速用分岐器における軌道変位の影響を明らかにした。

2. 分岐器走行シミュレーションモデル

本研究では、分岐器部材の損傷評価と車両運動の評価について、動的FEMとMBDの2つの解析手法を組み合わせて検討を行った。一般的に、動的FEMを用いることで部材の損傷評価と車両運動の評価を同時に実施することは可能であるが、計算負荷が非常に大きく、解析に多くの時間を要する。一方、MBDは車両の力学的挙動の評価に特化しており、分岐器を構成する部材の応答は算定できないものの、計算負荷が小さく、短時間で高精度の評価を行うことが可能である。そこで本研究では、両手法の特徴を生かし、分岐器部材の損傷評価には動的FEMを、車両運動の評価にはMBDを用いたシミュレーションモデルを適用し、目的に応じて評価モデルを使い分けた。

構築した各モデルを図1に、主な解析諸元を表2に示す。両モデルとも、車両は1個の車体、2個の台車、4個の輪軸を剛体でモデル化し、各質点をばね・ダンパ要素で結合したものである。

動的FEMモデルでは、軌道についてレール・まくらぎ・下部構造を梁要素とばね要素でモデル化し、評価対象の分岐器部材についてはソリッド要素を用いてモデル化することで応力等を算定可能とした。また、

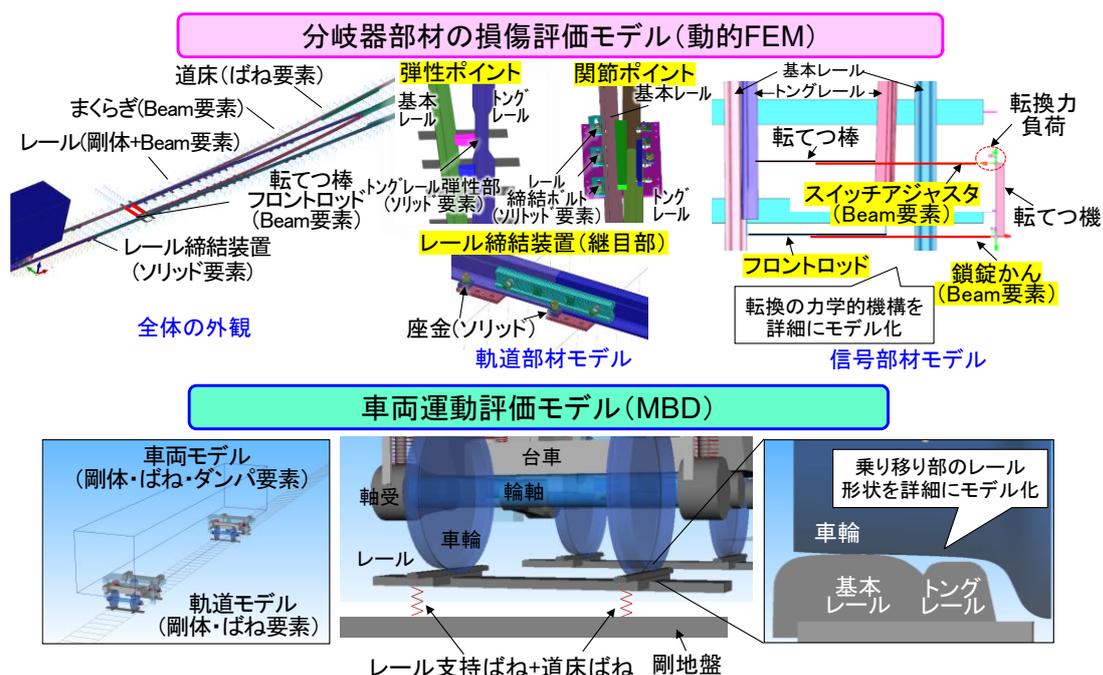


図1 分岐器走行シミュレーションモデルの概要

表2 主な解析諸元

項目	諸元
分岐器番数	10 番片開き (弾性ポイント)
レール種別	JIS 50N
軌間	1067mm
スラック	5mm
ヤング率 (レール)	2.1×10^5 N/mm ²
ポアソン比 (レール)	0.3
車両形式	特急車両 (ボルスタレス台車)
台車間距離	14.15 m
軸距	2.1 m
車輪/レール間摩擦係数	0.3
台車質量	2.83×10^4 kg/台車
輪軸質量	1.52×10^3 kg/輪軸

車両通過時のレールの動的挙動や転てつ装置の動的挙動を精緻に模擬するため、ポイント部材の載荷試験や転換試験を行い、各部材の非線形応答をモデルに反映させた²⁾。

MBDモデルにおいて、軌道はレール・まくらぎを輪軸直下に追従する質量とし、それらの間をばねとダンパで結合したモデルである。また、基本レール・トングレール間の乗り移り部における車両運動を高精度に評価できるよう、乗り移り部のそれぞれのレール形状を精緻にモデル化した。構築した各モデルの妥当性については、車両走行試験結果と比較を行い、検証している^{2) 3)}。

3. 軌道変位が分岐器部材の損傷および車両運動に与える影響の評価

3.1 評価項目

高速用分岐器における軌道変位が分岐器部材の損傷および車両運動に与える影響を評価することを目的として、構築したモデルを用いて分岐器走行シミュレーションを実施した。

評価項目およびその限度値を表3に示す。これらの内容は、在来線運転速度向上マニュアル⁴⁾(以下、「速度向上マニュアル」という)で定められる項目を参考に設定した。

分岐器部材のうち、軌道部材については、トングレール弾性部の発生応力、レール締結装置の発生応力および関節ポイントヒール部のレール締結ボルトの発生応力を評価した。なお、分岐器内のレール締結装置の発生応力に対しては、継目部通過時の衝撃荷重が最も厳しいものと考え、ポイントの継目部を対象とした。

信号部材については、転てつ装置の鎖錠かん変位、スイッチアジャスタの発生応力およびフロントロッドの発生応力を評価項目とした。なお、速度向上マニュアルでは上記の評価項目の他に、ガードレールの

表3 評価項目および限度値

評価対象		評価項目	限度値
分岐器部材	軌道部材	トングレール弾性部応力	137 N/mm ²
		レール締結装置応力	115 N/mm ²
		関節ポイントヒール部レール締結ボルト応力	240 N/mm ²
	信号部材	鎖錠かん変位	1.5 mm
		スイッチアジャスタ応力	240 N/mm ²
車両運動	走行安全性	フロントロッド応力	240 N/mm ²
		脱線係数目安値超過時間	15 msec
	車両動揺	上下動揺	0.5 G
		左右動揺	0.4 G

背面横圧も確認することが示されている。ただし、ガードレールの背面横圧については、クロッシングの軌間およびバックゲージに関する個別対策（表1）により、軌道変位の影響を受けにくく、構造設計上、高速走行に対応している⁵⁾ことから検討の対象外とした。

次に、車両運動については、走行安全性と車両動揺を評価項目とし、走行安全性は脱線係数0.8を継続して超過する時間⁶⁾（以下、「脱線係数目安値超過時間」という）を、車両動揺は上下・左右動揺を確認した。

また、分岐器内における評価位置はポイント、リード、クロッシングのうち、部材への影響が最も厳しいと考えられるポイントを対象とした。ここで、過去の走行試験において著大横圧の発生原因となったクロッシングでは、軌間およびバックゲージが一般分岐器に比べ厳しく管理されており、これが著大横圧の対策となっていることから、軌道変位による影響は小さいことがわかっている⁵⁾。また、リードについては、事前の検討により、軌道変位が部材損傷および車両運動に与える影響は小さいことが確認されている⁷⁾。

3.2 解析条件

解析条件を表4に示す。対象とする軌道変位は、現行の高速用分岐器の整備基準値で厳しく管理されている高低変位、通り変位、水準変位とし、各軌道変位の影響を定量的に評価するため単独で存在する状況を設定した。設定する軌道変位の波形（図2）は、コサイン波1波、波長は10mとし、振幅をパラメータとした。高速用分岐器の整備基準値は、高低変位および通り変位が13mm、水準変位が11mmであるが、本研究では軌道変位の影響の限度を確認するため、これらの整備基準値よりも大きな値を設定したケーススタディを実施した。軌道変位の向きは輪重、横圧が大きくなる条件として、高低変位は下に凸、通り変位は車輪が乗り移るレール側に向かって凸、水準変位は車輪が乗り移る方のトングレール側が下に凸となるよう設定した。また、各軌道変位の設定位置は、事前の解析により輪重および横圧が最大となる箇所とした。車両の走行速度は120km/h、走行方向は輪重、横圧の変動が大きくなる条件である対向走行とした。なお、トングレール弾性部の応力評価は、動的解析では解析負荷が非常に大きいことから、MBDで算定した輪重、横圧を荷重として静的に加える解析により評価を行った。

表4 解析条件

項目	解析条件
対象軌道変位	高低変位・通り変位・水準変位
軌道変位波形	コサイン1波（図2）
軌道変位波長	10 m
軌道変位振幅	5 mm ~ 25 mm
車両走行速度	120 km/h
車両走行方向	対向走行

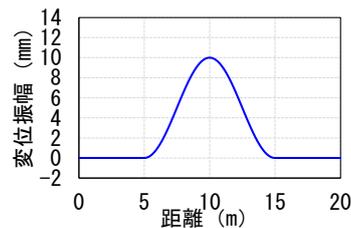


図2 設定する軌道変位の波形例

3.3 軌道変位が分岐器部材の損傷に与える影響の評価

3.3.1 軌道部材に関する評価結果

軌道変位が軌道部材の損傷に与える影響について解析した結果を図3に示す。現行の整備基準値以下の範囲では、全ての評価項目において、応力の限度値を十分に下回っていた。次に、軌道変位が整備基準値より大きくなった場合について、高低変位および水準変位に関しては、全ケースで応力の限度値を下回った。一方、通り変位に関しては、整備基準値より8mm大きい21mmの場合に、ヒール部のレール締結ボルト応力が限度値を超過する結果となった。ここで、図4(a)に、レール締結ボルト応力に関する通り変位と横圧の関係を示す。通り変位が18mmまでは横圧は小さいが、19mm以降は、横圧が大きく増加していることが確認される。この傾向は、図3(c)で示したレール締結ボルト応力の増加傾向と一致している。この横圧の増加

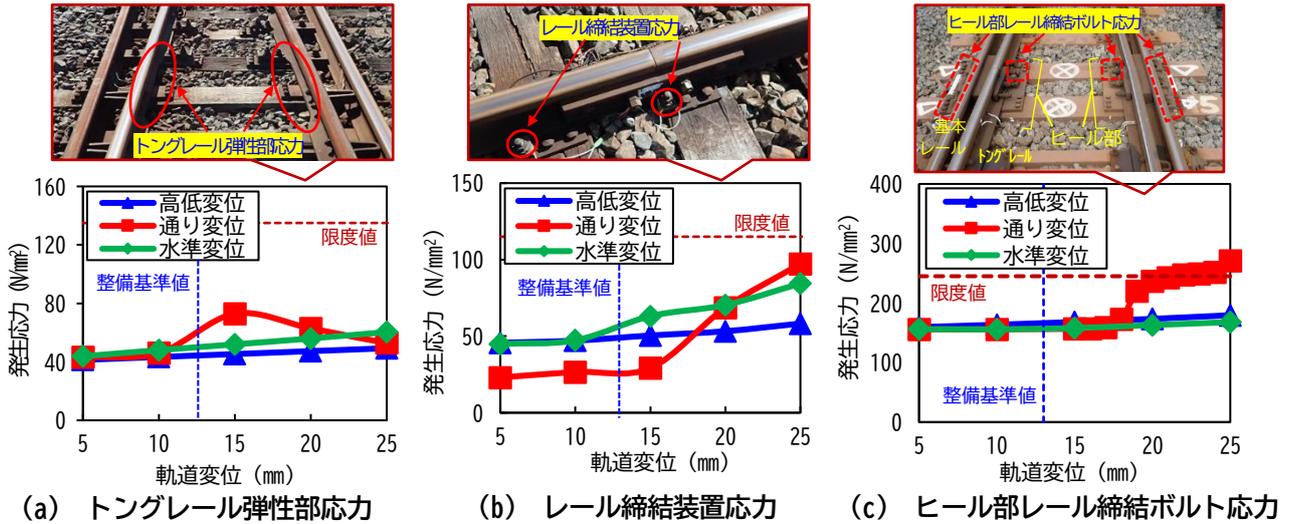


図3 軌道変位が軌道部材の損傷に与える影響の解析結果

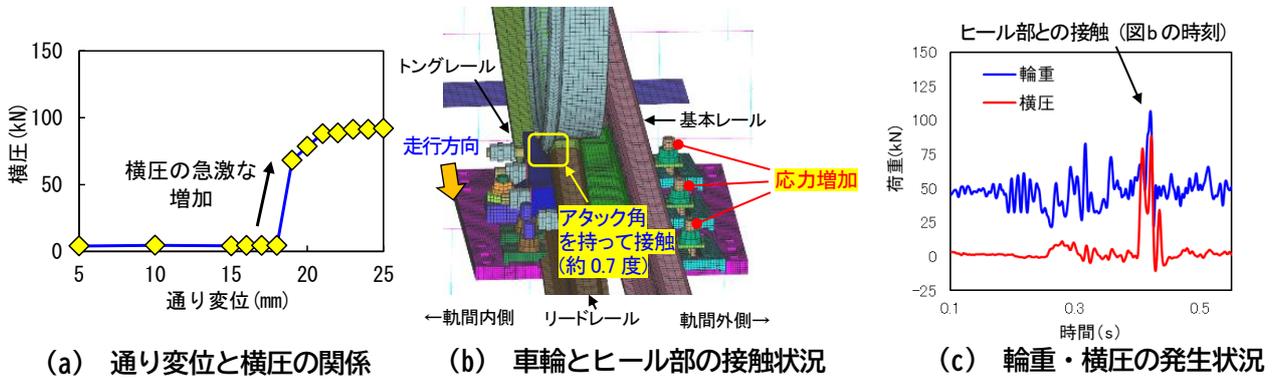


図4 ヒール部のレール締結ボルト応力の増加メカニズム

については、ヒール部の手前に存在する通り変位の発生箇所を車両が高速で通過すると、その影響により車両が左右方向に変位し、19mmを超えると車輪フランジが約0.7度のアタック角を持ってヒール部と接触するためである(図4(b),(c))。この横圧増加の影響を受け、ヒール部を固定するヒール部ボルトに大きな負荷が生じたものと考えられる。

3.3.2 信号部材に関する評価結果

軌道変位が信号部材の損傷に与える影響について解析した結果を図5に示す。現行の整備基準値以下の範囲では、全ての評価項目において、応力および変位の限度値を十分に下回っていた。次に、軌道変位が整備基準値より大きくなった場合について、高低変位および水準変位に関しては、全ケースで限度値を下回るものであった。一方、通り変位に関しては、整備基準値より5mm大きい18mmの場合に、鎖錠かん変位が限度値を超過する結果となった。ここで、図6(a)に鎖錠かん変位が限度値を超過する前の通り変位17mmの場合と限度値を超過した後の18mmの場合の輪重、横圧の波形を比較したものを示す。波形から、通り変位が18mmになると輪重、横圧が大きく増加していることが確認される。これは、分岐器前端に存在する通り変位の発生箇所を車両が高速で通過すると、その影響により車両が左右方向に変位し、通り変位が18mmを超えると、図6(b)に示すように車輪フランジの下部がトングレール先端部で接触するようになる。この車輪フランジ下部とトングレール先端部との接触により大きな横圧が発生し、その反動によりトングレール先端が開くことで鎖錠かん変位が大きく増加したものと考えられる。

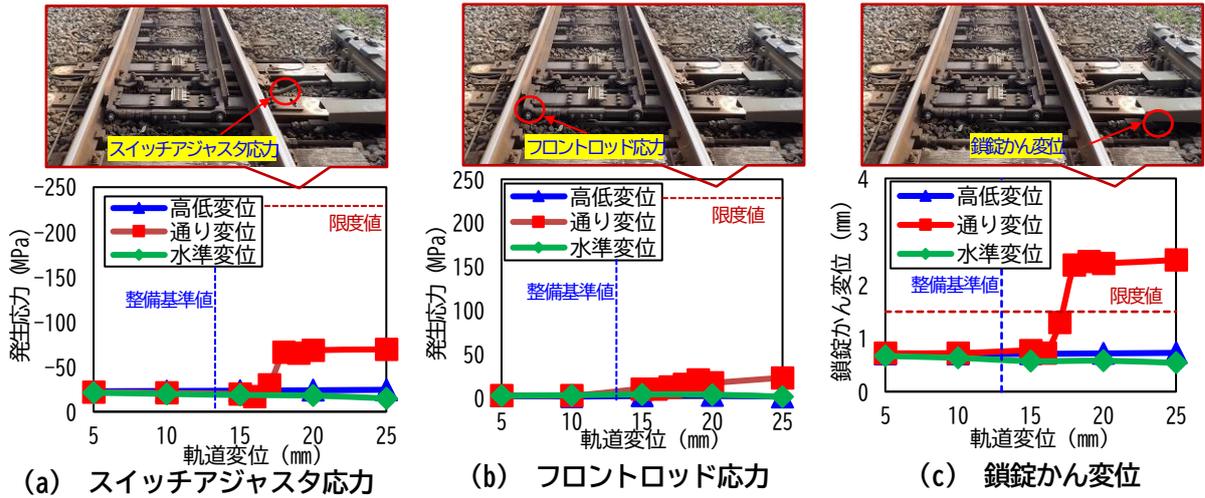


図5 軌道変位が信号部材の損傷に与える影響の解析結果

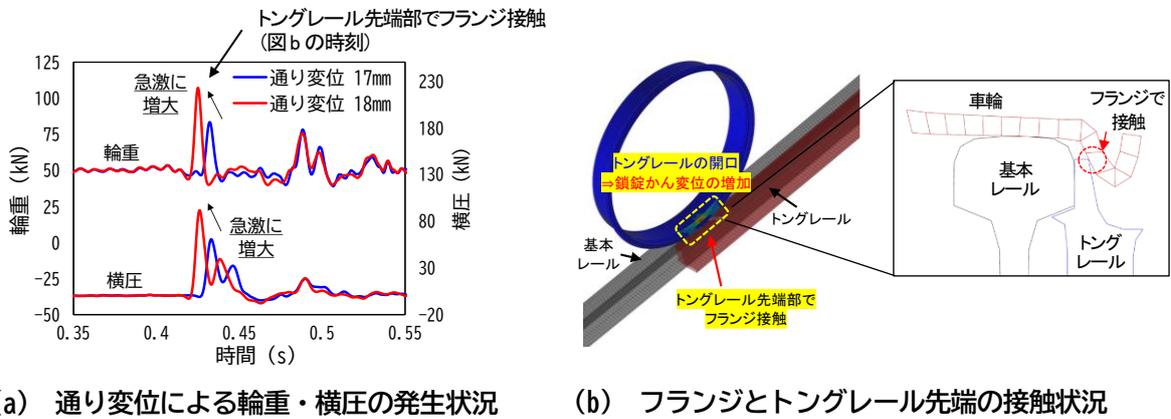


図6 通り変位の影響による鎖錠かん変位増加のメカニズム

3.4 軌道変位が車両運動に与える影響の評価

軌道変位が車両運動に与える影響について解析した結果を図7に示す。現行の整備基準値以下の範囲では、全ての評価項目において、限度値を十分に下回っていた。次に、軌道変位が整備基準値より大きくなった場合について、高低変位および水準変位に関しては、全ケースで限度値を下回るものであった。ただし、通り変位に関しては、整備基準値より5mm大きい18mmの場合に脱線係数目安値超過時間が限度値を超えた。また、9mm大きい22mmの場合に左右動揺が限度値を超過する結果となった。脱線係数目安値超過時間の限度値超過については、3.3.2項の鎖錠かん変位が限度値を超過したメカニズムと同様に、通り変位の

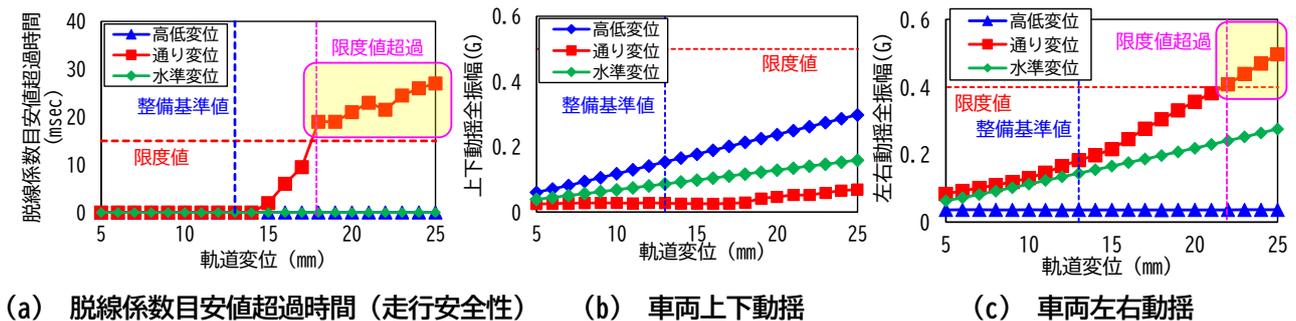


図7 軌道変位が車両運動に与える影響の評価結果

影響により、車両が左右に振られ、車輪フランジがトングレーール先端部と接触したことにより、著大な横圧が生じたためと考えられる。また、左右動揺の限度値超過については、通り変位の増加に比例して、左右動揺も増加する傾向がみられることから、車両の高速通過時における通り変位の増加に伴い車両の左右方向への加速度が大きくなったためと考えられる。

3.5 軌道変位が複合的に発生する場合に関する検討

前節までの検討で高低変位、通り変位および水準変位が単独で存在する状況下において、現行の整備基準値以下であれば各軌道変位が分岐器部材の損傷および車両運動に与える影響は小さいことを確認した。また、高低変位および水準変位については、現行の整備基準値よりも大きな値を許容した場合においても各限度値を下回る結果であった。以上の結果を踏まえると、通り変位については影響が大きいことから現行の整備基準値で管理することが望ましいが、高低変位と水準変位については影響が小さいことから整備基準値を緩和できる可能性がある。ただし、これまでの検討は、各軌道変位が単独で存在する状況を対象としたものであった。そのため、通り変位が現行の整備基準値内であっても他の軌道変位と組み合わせ、複合的に発生する場合は部材の応力・変位および車両運動に与える影響が大きくなることも考えられる。そこで、本節では軌道変位が複合的に発生する状況を想定したケーススタディを実施した。一般的に、通り変位と水準変位が逆位相で複合的に存在する状況下では、輪重減少と横圧増加が同時に生じ、走行安全性に影響を及ぼすことから、その管理に注意が必要とされている⁸⁾。また、通り変位と水準変位の交互作用についても先行研究にて検討されており、その中においても通り変位と水準変位が逆位相で発生する場合に、部材損傷に影響を及ぼす横圧が最も大きくなることが確認されている⁹⁾。そこで、本研究でも通り変位と水準変位が逆位相で発生する軌道変位を設定し、部材の応力・変位および車両運動に及ぼす影響について評価した。なお、高低変位と通り変位の組み合わせについて、高低変位は車両のローリングを生じさせないため、走行安全性への影響は小さいと考えられる。また、ローリングが生じないことで車両の左右方向への変位も生じず、横圧の増加も発生しないことから、部材損傷への影響も小さいと考えられる。以上を踏まえ、高低変位については検討の対象外とした。

設定する軌道変位の波長は 10m、通り変位は前節までの検討において各評価項目の応答値が限度値内であった現行の整備基準値の 13mm とし、水準変位は 5mm～25mm の範囲で設定した。車両の走行速度は 120km/h、軌道変位の向きおよび設定位置は、前節の検討と同じとした。

軌道部材の損傷に与える影響の解析結果を図 8 に、信号部材の損傷に与える影響の解析結果を図 9 に示す。全ての条件において、発生応力や変位は限度値を下回った。ただし、軌道部材のトングレーール弾性部応力、レール締結装置応力、ヒール部ボルト応力については水準変位が大きくなるにつれ、増加傾向であった。特に、図 8(b)、(c)のレール締結装置応力およびヒール部ボルト応力については、水準変位が 20mm を超えると大きく増加している。どちらも継目部を対象としているが、20mm を超えると車両のローリングとアタック角がより大きくなり、車輪フランジが継目部に接触することで横圧が増加したためと考えられる。信号部材については水準変位の増加による発生応力、変位の増加はみられなかった。信号部材の応力および変位の増加については 3.3.2 項で上述したように、通り変位の影響により、車両が左右方向に変位し、車輪フランジの下部がトングレーール先端部と接触して著大な横圧が発生することが要因となっている。一方、本解析では、通り変位は現行の整備基準値の 13mm で固定していることから通り変位の影響は小さく、水準変位が増加した場合でも車輪フランジとトングレーール先端部の接触はみられなかった。このため、信号部材の応力や変位に与える影響は小さかったものと考えられる。

次に、車両運動の評価に関する解析結果を図 10 に示す。走行安全性に関わる脱線係数目安値超過時間(図

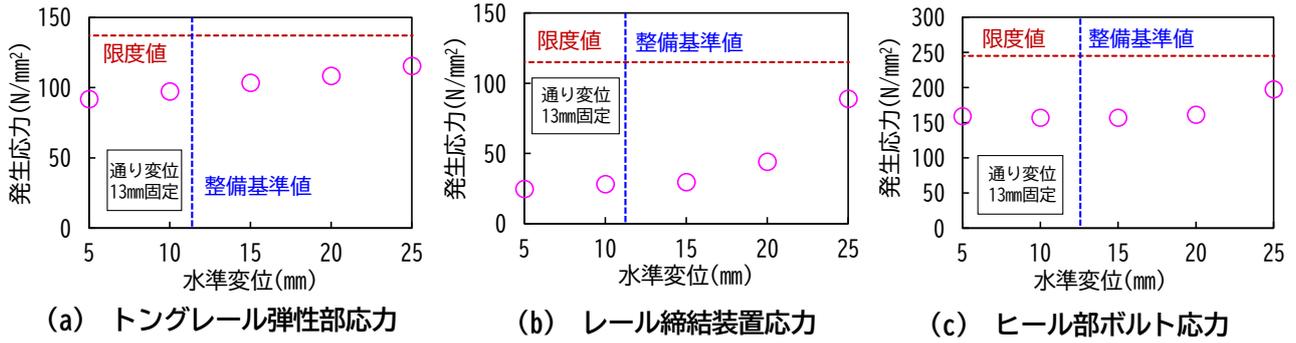


図8 複合的に発生する軌道変位が軌道部材の損傷に与える影響の評価結果

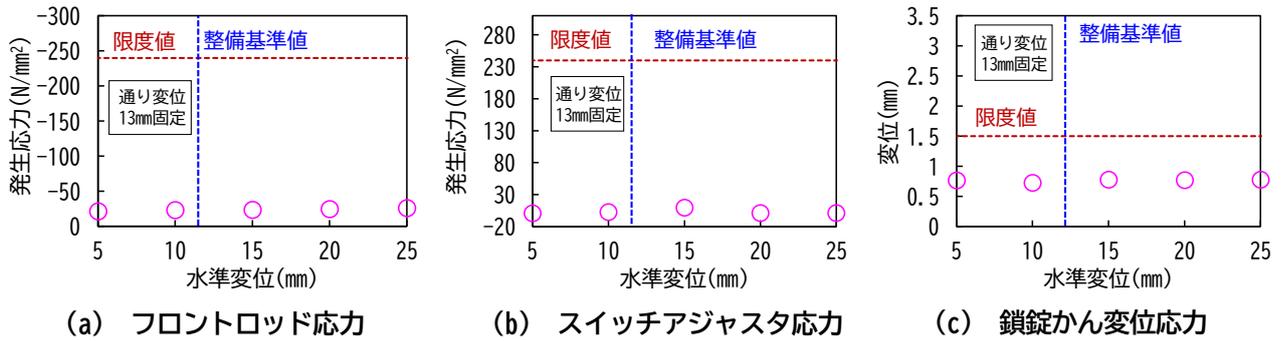


図9 複合的に発生する軌道変位が信号部材の損傷に与える影響の評価結果

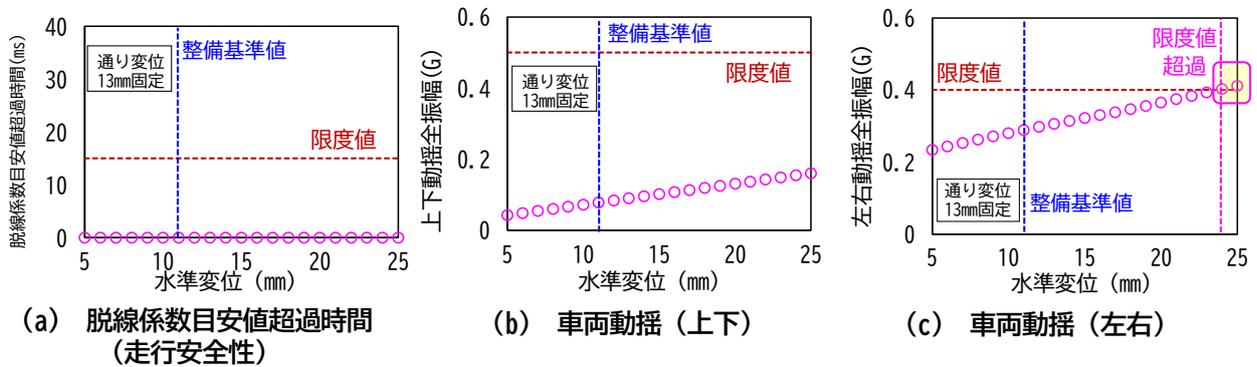


図10 複合的に発生する軌道変位が車両運動に与える影響の評価結果

10(a) については全ての条件において 0ms であった。車両上下動揺 (図 10(b)) については、水準変位の増加に伴い、増加傾向であったが水準変位が 25mm の場合でも 0.16G と限度値の 0.5G の 32% であり、十分に小さいものであった。車両左右動揺 (図 10(c)) については、水準変位が 24mm になった場合に 0.41G となり、限度値を超過する結果となった。これは、通り変位箇所の高速通過に伴い、車両が左右に振られた状態で水準変位箇所を通過し、さらに車両のローリングが重なることで、左右方向の動揺が増加するためと考えられる。ただし、一般分岐器における水準変位の整備基準値は 23mm であり、その値までは限度値内であることがわかった。

3.6 考察

本検討における評価結果の一覧を表 5 に示す。現行の整備基準値 (高低変位 13mm, 通り変位 13mm, 水準変位 11mm) 以下の場合においては、全ての評価項目で限度値を下回っており、分岐器部材の損傷および

表5 評価結果一覧

評価対象	評価項目	評価指標	評価結果			
			高低変位*	通り変位*	水準変位*	通り&水準変位**
分岐器部材	軌道部材	トゲール弾性部応力	超過なし	超過なし	超過なし	超過なし
		レール締結装置応力				
		ヒール部ボルト応力		振幅21mmで超過		
	信号部材	鎖錠かん変位	超過なし	振幅18mmで超過	超過なし	超過なし
		スイッチギア応力		超過なし		
		ポイント ^① 応力				
車両運動	走行安全性	脱線係数超過時間	超過なし	振幅18mmで超過	超過なし	超過なし
	車両動揺	上下動揺		超過なし		
		左右動揺		振幅22mmで超過		

*：各軌道変位は振幅5～25mmの範囲で評価

**：通り変位は13mmで、水準変位を5～25mmの間で変化させ、評価

車両運動に与える影響は小さいことがわかった。また、高低変位および水準変位については、整備基準値よりもさらに大きい25mmの場合でも、各評価項目の限度値を下回っており、影響は小さいことが確認された。一方、通り変位については、現行の整備基準値より5mm大きくなった18mmの場合に信号部材の鎖錠かん変位および走行安全性に関する脱線係数目安値超過時間が限度値を超過した。また、8mm大きくなった21mmの場合に軌道部材のヒール部ボルト応力が限度値を超過した。さらに、9mm大きくなった22mmの場合に車両の左右動揺が限度値を超過した。この結果を踏まえると、通り変位については、整備基準値より大きくなった場合に部材損傷や車両運動に影響を与えることから、現行の整備基準値以下で管理することが望ましいと考えられる。

また、軌道変位が複合的に発生する状況を想定し、通り変位を現行の整備基準値13mmで、水準変位を5mm～25mmの範囲で組み合わせた検討を行った結果、水準変位が24mmとなると車両の左右動揺が限度値を超過することが確認された。ただし、一般分岐器における水準変位の整備基準値である23mmまでは限度値を下回るものであった。また、その他の部材損傷や車両運動の項目においては、全ての条件で限度値を下回ることを確認した。

以上の結果を踏まえると、本研究で検討した条件下において、高速用分岐器における高低変位および水準変位の整備基準値は、高速用分岐器ではない一般分岐器の整備基準値と同じ23mmまで許容できるものと考えられる。

4. まとめ

本研究では、高速用分岐器における軌道変位が分岐器部材の損傷および車両運動に与える影響を評価することを目的に、分岐器走行シミュレーションモデルを構築した。さらに、構築したモデルを用いて軌道変位をパラメータとした分岐器走行シミュレーションを実施し、高速用分岐器における軌道変位が分岐器部材および車両運動に与える影響を定量的に評価した。主な結果は以下のとおりである。

- (1) 現行の高速用分岐器の整備基準値である高低変位13mm、通り変位13mm、水準変位11mm以下であれば、分岐器部材および車両運動に関する評価項目の限度値を下回ることを確認した。
- (2) 許容できる軌道変位の限度を確認するため、整備基準値よりも大きな値を設定した場合のケース

スタディを実施した。その結果、高低変位および水準変位に関しては、25mm の条件でも各評価項目の限度値を下回ることを確認した。一方、通り変位に関しては18mm 以上になると部材の応力や変位、車両運動に関する限度値の超過が確認された。

- (3) 通り変位と水準変位が逆位相で複合的に発生する軌道変位を想定し、通り変位は整備基準値の13mm に固定し、水準変位をパラメータとした走行解析を実施した。その結果、分岐器部材に関する評価項目、脱線係数目安値超過時間、車両上下動揺については、すべてのケースで限度値を下回ることを確認した。一方、水準変位が24mm 以上となる場合には、車両の左右動揺が限度値を超過することが確認された。
- (4) 以上の結果より、本研究にて検討した条件下において、通り変位は現行の整備基準値以下で管理することが望ましいものの、高低変位および水準変位の整備基準値は一般分岐器の整備基準値と同じ23mm まで許容しても問題ないことを確認した。

文 献

- 1) 日本鉄道技術協会：新しい軌道管理手法の研究，pp.89-93，1982
- 2) 塩田勝利，園田佳巨：高速用分岐器における軌道変位が軌道部材の損傷に与える影響の評価，第31回鉄道技術連合シンポジウム（J-RAIL2024），No. SS2-8-4，2024
- 3) 塩田勝利，宮下綾乃，園田佳巨：分岐器の高速通過時において軌道変位が車両運動に及ぼす影響に関する検討，鉄道工学シンポジウム論文集，第28巻，第1号，pp.108-115，2024
- 4) 鉄道総合技術研究所：在来鉄道運転速度向上マニュアル，pp.61-101，1993
- 5) 保線工学編集委員会編：保線工学（上），pp.383-386，2016
- 6) 石田弘明，松尾雅樹，藤岡健彦：鉄道車両の高周波，輪重変動下における走行安全性評価に関する研究，日本機械学会論文集（C編），第71巻，第702号，pp.454-461，2005
- 7) 塩田勝利，中橋順一：分岐器における軌道変位が走行安全性および軌道部材の強度に及ぼす影響の基礎検討，鉄道工学シンポジウム論文集，第27巻，第1号，pp.147-154，2023
- 8) 保線工学編集委員会編，保線工学（上），pp.206-208，2016
- 9) 塩田勝利，潮見俊輔，園田佳巨：高速用分岐器における軌道変位が分岐器部材の損傷に与える影響の検討，日本機械学会論文集，第94巻，第951号，2025

非定常熱伝導解析によるスラブ軌道てん充層の凍害範囲の評価

高橋 貴蔵* 三澤 祥文** 齊藤 成彦***

Study on Frost Damage Area of Slab Track Filling Layer

Takatada TAKAHASHI Yoshifumi MISAWA Shigehiko SAITO

Some slab tracks have sustained frost damage due to repeated freezing and thawing in their filling layers. Previous studies have shown that frost damage extends further at the corners than at the sides; however, the underlying cause remains unclear. In this study, we conducted temperature variation tests and unsteady heat conduction analyses using the finite element method. The results showed that heat transfer from the side and end faces of the slab track expands the freezing area at the corners.

キーワード：スラブ軌道，てん充層，CA モルタル，凍害，非定常熱伝導解析

1. はじめに

スラブ軌道は図 1 に示すようにレールを固定した軌道スラブをてん充層で支える構造である。てん充層には、一般にセメントアスファルトモルタル（以下、「CA モルタル」とする）が用いられている。1970 年代～1980 年代に敷設された寒冷地のスラブ軌道の一部では、外部に露出しているてん充層の外周部でスケーリングと考えられる劣化が生じている他に、軌道スラブ-てん充層間の隙間や CA モルタルの圧縮強度の低下が確認されている¹⁾。これらの劣化や隙間の原因の一つとして、凍結融解作用の影響が考えられている。

これまでの調査により凍害によるてん充層の劣化や隙間の範囲はレールに平行する側面よりも隅角部の周囲で広いことが確認されている。この原因として隅角部の周囲は軌道長手方向と横断方向の温度の影響により凍結融解を受ける範囲が広いと想定されているものの、これまで隅角部に着目したてん充層の温度の伝達に関する検討は行われていなかった。

そこで、本研究ではスラブ軌道の一部を模擬した試験体に対する温度変化試験を行うとともに、有限要素解析を用いた温度変化のシミュレーションを実施した²⁾。さらに、実寸法のスラブ軌道の有限要素解析モデルを作成し、凍害を受ける可能性があるてん充層の範囲について検討を行った²⁾。

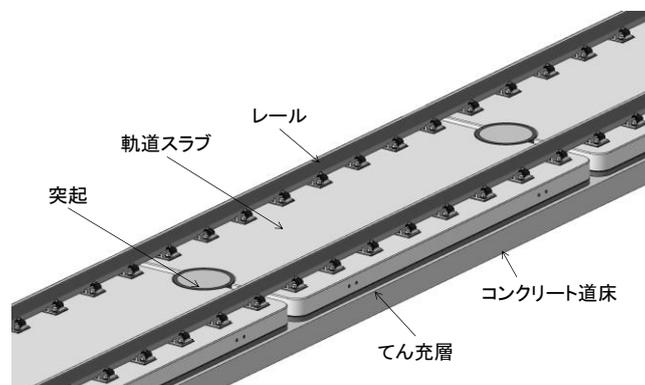


図 1 スラブ軌道の概略図

* 軌道技術研究部 軌道・路盤研究室

** 元 軌道技術研究部 軌道・路盤研究室

*** 山梨大学大学院

2. スラブ軌道試験体の温度変化試験

2.1 スラブ軌道試験体および試験方法

スラブ軌道試験体（以下、「試験体」とする）の形状および寸法を図2に示す。試験体は恒温室内に設置することが可能な寸法とし、スラブ軌道の片側でかつレール締結装置2箇所分の大きさとした。ここで、試験体のレールに平行する面を側面、レールを横断する面を端面とする。実際のスラブ軌道で露出面とならない試験体の各部に対して断熱材を設置し、外部から熱伝達される範囲が実際のスラブ軌道と同等となるようにした。てん充層には、整備新幹線のトンネル区間や温暖地の明かり区間で使用されているCAモルタルを用いた³⁾。使用したCAモルタルの一部には異なる材料も含まれているが、配合や空気量の基準は凍害が生じているCAモルタルと同様であり、耐凍害性や熱伝導率等の熱特性は概ね同等と考えられる。

温度変化試験はCAモルタルの圧縮強度が十分に発現した後に実施した。温度変化は恒温室の設定温度を制御することで与え、日射の影響は考慮していない。温度変化試験では、新幹線沿線の寒冷地を想定し、恒温槽の温度を5℃→-10℃→5℃と変化させる条件を5回繰り返した。5℃から-10℃への低下および-10℃から5℃への上昇に要する時間は、一日の気温変化を再現することを目的として、それぞれ15時間および9時間とした。具体的には、14時から翌日5時までの15時間で気温が低下し、その後9時間で気温が上昇することを想定した。

試験体の温度を測定するため、図3に示す通りてん充層の内部の上面から5mm下の位置に熱電対を設置した。熱電対については、隅角部から45度方向を「45度方向」、側面中央から横断方向を「横断方向」としてグループ分けした。なお、試験体の上面、側面および端面にも熱電対を設置し、得られた温度については「3章」に示すシミュレーションに用いた。

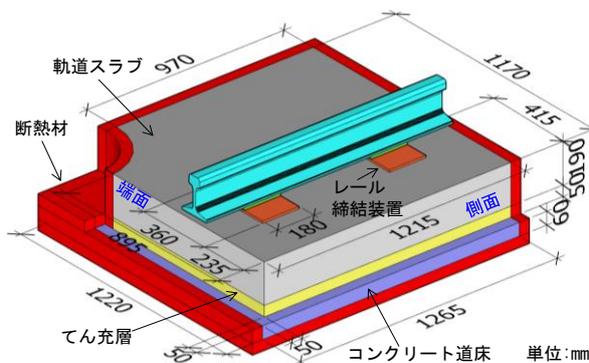


図2 スラブ軌道試験体の形状および寸法

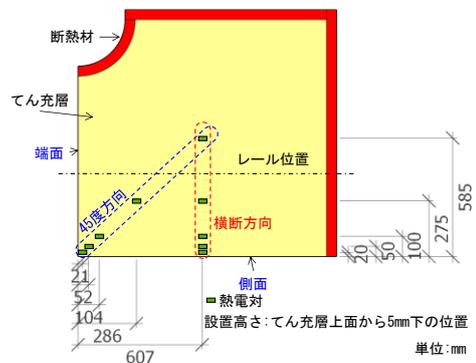


図3 てん充層内部の熱電対の配置の配置図

2.2 てん充層内部温度

てん充層内部の温度変化を図4に示す。図4にはてん充層側面および端面で測定した温度も併せて示している。ここで、45度方向における側面からの奥行きが20mm地点については、熱電対の不具合により温度を測定することができなかったため、図4に示していない。

45度方向および横断方向ともに、側面からの奥行きが深くなるほど、最高・最低温度の絶対値が小さくなった。5回目の温度の降下-上昇時におけるてん充層内部の最低温度と側面からの距離の関係を図5に示す。45度方向と横断方向で最低温度を比較すると、45度方向の方が低くなった。45度方向のてん充層の温度は、側面および端面からの熱伝導の影響を受けたためと考えられる。

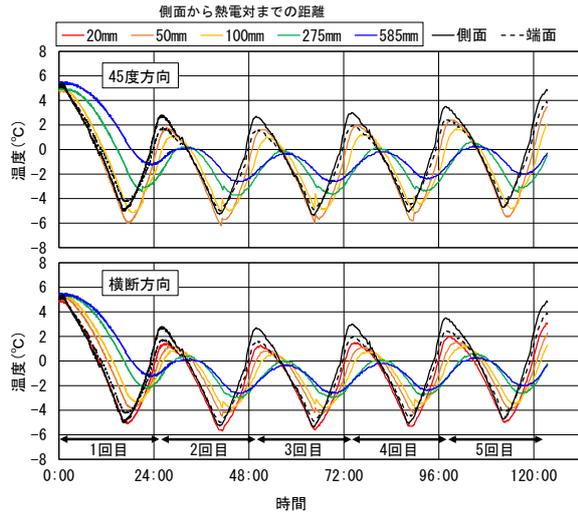


図4 てん充層内部の温度変化

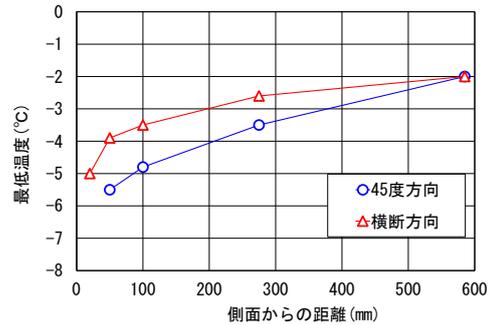


図5 最低温度と側面からの距離の関係

3. 温度変化試験のシミュレーション

3.1 スラブ軌道試験体の解析モデルおよび解析条件

試験体のてん充層の温度変化を評価するために有限要素法による3次元非定常熱伝導解析を実施した。有限要素解析にはLS-DYNA (V971R9.3.1)を用いた。解析に用いたコンクリート(軌道スラブ、鉄筋コンクリート版)およびCAモルタルの熱特性を表1に示す。CAモルタルの熱伝導率は、迅速熱伝導率計を用いた熱線法により測定した値を用いた²⁾。CAモルタルの線膨張係数は、角柱供試体(100×100×400mm)に対する温度変化試験で得られた結果に基づいて設定した⁴⁾。コンクリートの熱伝導率および比熱は、李らが実施した平衡含水率と熱伝導率の関係に関する研究⁵⁾を参考に、ここでは解析を試行して決定した。また、コンクリートおよびCAモルタルの密度は、それぞれ2.4g/cm³および1.7g/cm³とした。

解析モデルおよび温度の入力面を図6に示す。図6に示す解析モデルの各表面には温度変化試験で得られた試験体の各表面中央で測定された最低温度および最高温度に基づいて設定した温度を、解析モデルの各表面全面に与えた。

表1 コンクリートおよびCAモルタルの熱特性

	熱伝導率 (W/m/K)	比熱 (J/g/K)	線膨張係数 (10 ⁻⁶ /K)
コンクリート	3.6	1.15	10
CAモルタル	0.355~0.551 (40℃~40℃)	1.05	-2℃以上: 20 -2℃未満: 100

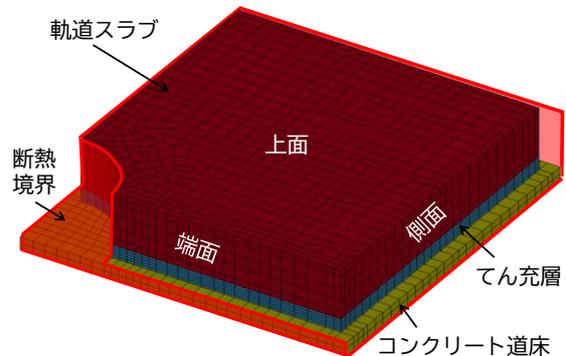


図6 解析モデルおよび温度の入力面

3.2 解析結果および考察

温度変化試験および有限要素解析で得られたてん充層の温度変化を図7に示す。温度変化3回目における側面および端面からの奥行き50mm地点における45度方向の最低温度は、有限要素解析と試験で2℃程

度の差が生じたものの、他の地点においては概ね同程度の結果となった。本解析では、試験体の各表面中央で測定した温度を、解析モデルの各表面に一様に適用した。このため、特に隅角部では実際の温度と差が生じた可能性がある。この温度入力の違いが、45度方向における有限要素解析と試験の間に見られた2°C程度の差の要因と考えられる。なお、軌道スラブの支持状態に影響を与えるてん充層の劣化深さは約200mmとされており⁶⁾、本解析で温度差が生じる範囲は側面からの距離100mm以内に限定されることから、本解析モデルをてん充層内部の凍害範囲の検討に用いた。

図8に62hから65h時点のてん充層上面の温度分布を示す。図中にはCAモルタルの凍結温度⁷⁾とされている-2°Cの境界線も示した。ここで、65hはてん充層上面の温度が最低になる時間である。隅角部周囲でCAモルタルが凍結する範囲は側面や端面よりも広がった。側面と端面の両面から伝わる温度の影響によって隅角部周囲で温度が低下する範囲が広がったと考えられる。したがって、営業線に敷設されているスラブ軌道のてん充層において隅角部周囲の凍害範囲が広い理由の一つとして、隅角部周囲の凍結範囲が側面や端面と比べて広いと推察される。

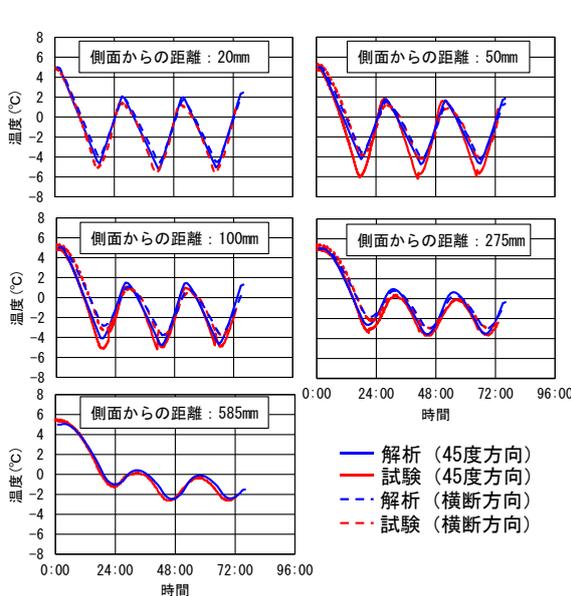


図7 温度変化試験および有限要素解析で得られたてん充層の温度変化

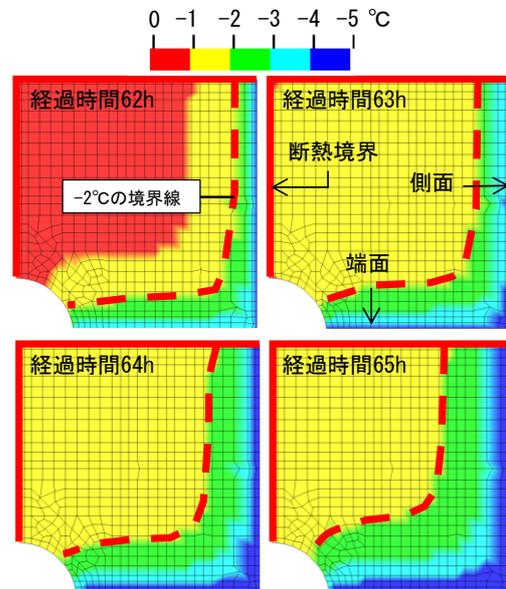


図8 有限要素解析で得られたてん充層上面の温度分布

4. スラブ軌道てん充層の凍結範囲

4.1 スラブ軌道の解析モデルおよび解析条件

スラブ軌道てん充層の凍結範囲に与える気温の影響を検討するため、新幹線で用いられている実寸法の解析モデルを作成し、有限要素法による3次元非定常熱伝導解析を実施した。解析モデルの寸法を図9に示す。なお、解析モデルは1/2対称モデルとした。軌道スラブの形状と配筋は設計図⁸⁾に示されているものと同じとした。解析モデルにおいててん充層の厚さは、標準的な厚さである50mmとした⁹⁾。材料特性は3章と同じとした。

非定常熱伝導解析では、スラブ軌道表面に与える温度を、図10に示す上面(軌道スラブ上面、コンクリート道床上面)および側面・端面(軌道スラブ側面、軌道スラブ端面、てん充層側面、てん充層端面、コンクリート道床側面)に分けて入力した。入力した温度パターンは、営業線のスラブ軌道で測定した軌道スラブ上面およびてん充層側面で実測した値¹⁰⁾に基づくものとし、図11に示すように気温に対して温度差お

よび時間差を与えた。なお、上面の最低温度および側面の最高温度は、それぞれ気温の最低温度および最高温度と同じになるように設定している。上面に比べて側面の温度変化が小さいのは、日射量が異なること¹¹⁾等が影響していると考えられる。側面の最低温度が気温よりも高い理由として、上面は夜間に熱を大気へ放射しやすい一方、側面は大気への放射が少ないこと、また周囲からの輻射熱の影響を受けること等が考えられる。入力する温度パターンの元となる気温を表2に示す。最高気温は+5℃で一定とし、最低気温は-6, -9, -12℃の3種類とした。

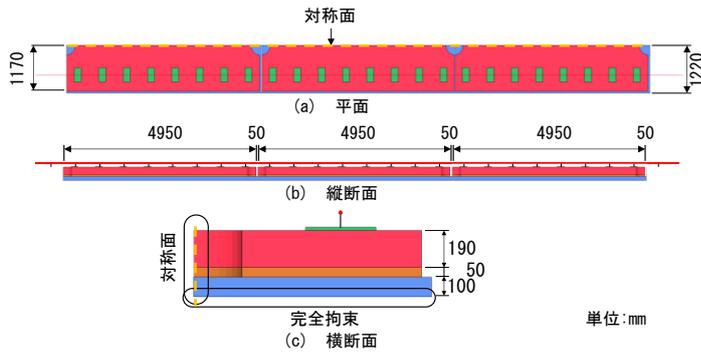


図9 解析モデルの寸法

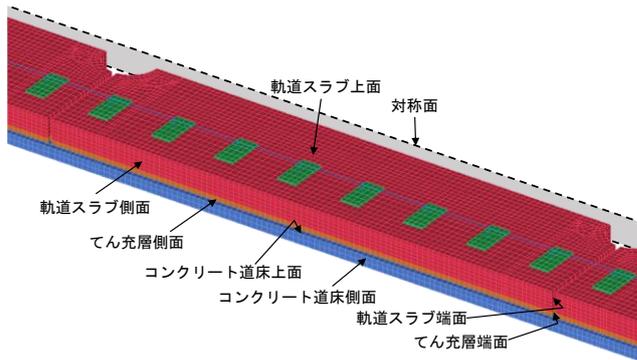


図10 温度の入力面

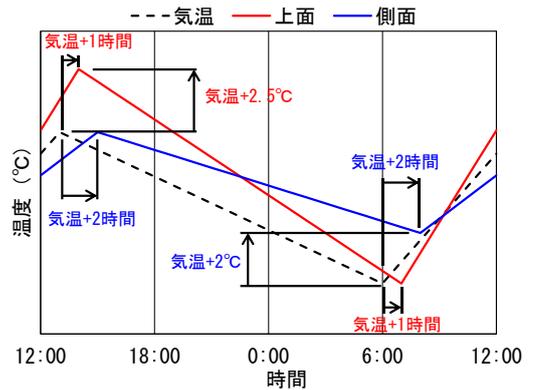


図11 解析に入力する温度パターン

表2 解析ケース

	最高気温(°C)	最低気温(°C)
CASE1	+5	-6
CASE2		-9
CASE3		-12

4.2 スラブ軌道てん充層の最低温度

てん充層上面の要素のうち、図12に示すE1-1~E2-3の6要素に対する温度の経過時間変化を図13に示す。なお、てん充層側面から各要素中心までの距離は、図12に示した通り25mm, 250mm および 380mmである。

図13より、E1-1~E2-3の6要素の温度は、てん充層側面からの距離が遠くなるほど、最低温度は高くなり、温度がピークとなる時間は遅くなった。この結果は、2章に示した試験体に対する温度変化試験と同様であった。

E1-1~E2-3の6要素における最低温度と最低気温との関係を図14に示す。また、E2-2の温度が最低となる81hにおけるてん充層の温度コンターを図15に、スラブ軌道横断面の温度コンターを図16に示す。ここで、図15は図17に示す3層に要素分割したてん充層における中間層の下面の温度コンターであり、図16はE2-1~E2-3の位置におけるスラブ軌道横断面の温度コンターである。

図14より、てん充層側面から同じ距離にある要素の温度を比較すると、隅角部周囲のE1-1~E1-3は中央に位置するE2-1~E2-3より低くなった。図15の温度コンターから分かるように、実寸法のスラブ軌道てん充層においても、てん充層の側面および端面から伝わる温度の影響により、隅角部周囲の温度の方が

低くなり、CA モルタルが凍結する -2°C の範囲が広がったと考えられる。

同じく図 14 より、入力する温度が低いほど、てん充層の温度も低くなった。したがって、最低気温が低い寒冷な地域ほど、てん充層の温度が低下する範囲が広がるため、凍害を受ける可能性がある範囲も広くなると考えられる。なお、凍害は凍結と融解の繰り返しによって発生すると考えられていることから、凍害を受ける範囲の予測には最高温度に関する検討も必要になる。

図 15 より、CASE2 および CASE3 では全てのてん充層の温度が CA モルタルの凍結温度である -2°C よりも低くなった。図 16 に示すように軌道スラブ上面から伝わる温度の影響により、てん充層の内側の温度も低下したと考えられる。そのため、てん充層内部においても凍害が生じる可能性があると考えられる。



図 12 てん充層上面の温度評価位置

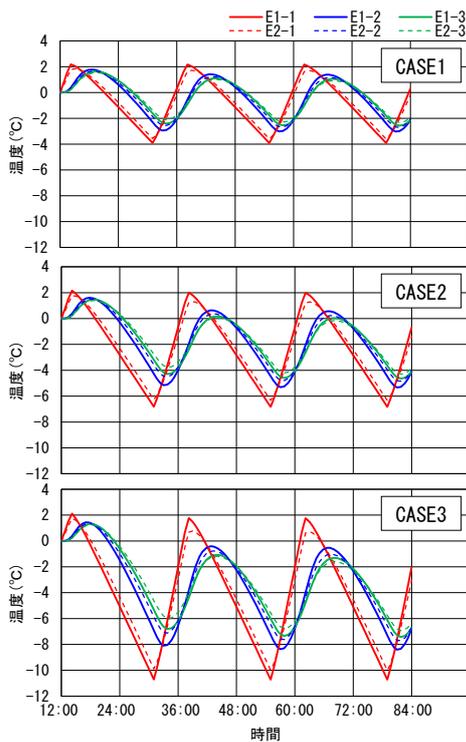


図 13 てん充層上面の温度変化

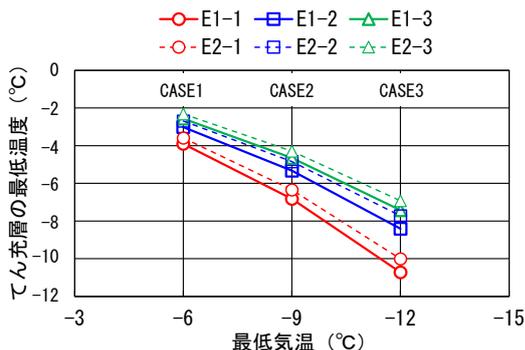


図 14 てん充層上面の最低温度

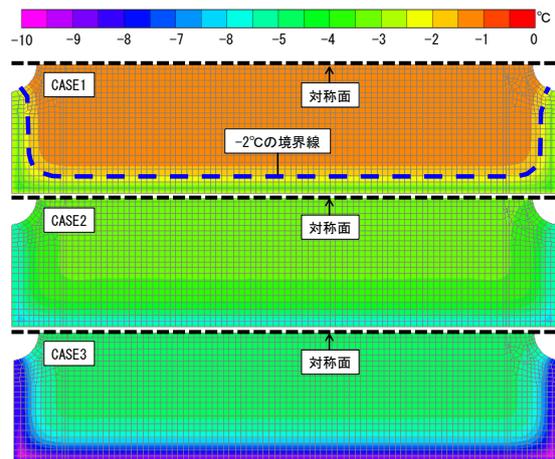


図 15 てん充層の温度コンター (81h)

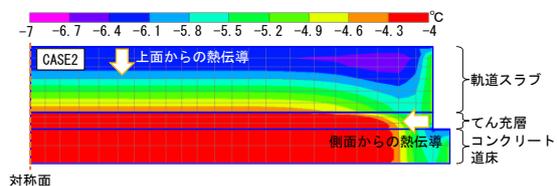


図 16 スラブ軌道横断面の温度コンター (81h)

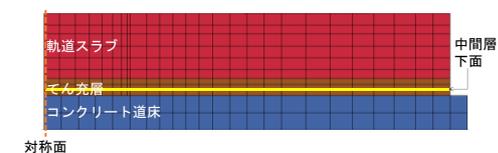


図 17 てん充層の温度コンターの出力面

5. まとめ

凍害によるてん充層の劣化範囲が側面よりも隅角部で広がる原因を推定するため、てん充層の凍結範囲に関する検討を行った。得られた結果を以下にまとめる。

- 1) スラブ軌道試験体に対する温度変化試験を行い、てん充層の隅角部と側面の温度を比較した結果、測定を行った全ての点において隅角部の温度の方が低くなった。
- 2) 有限要素解析を用いて温度変化試験をシミュレートした結果、スラブ軌道試験体に対する試験結果を概ね再現できることを確認した。側面と端面の両面から伝わる温度の影響によって隅角部周囲の凍結範囲が広がることがわかった。
- 3) 実寸法のスラブ軌道の解析モデルに対する非定常熱伝導解析を行った結果、実寸法のスラブ軌道においてもてん充層の隅角部周囲で凍結範囲が広がることがわかった。また、寒冷な地域ほど凍害を受ける範囲が広がる可能性があること、さらに、軌道スラブ上面から伝わる温度の影響により、てん充層内部でも凍害が生じる可能性があることを示した。

なお、本論文は文献2を再構成したものである。

文献

- 1) 高橋貴蔵, 小滝康陽, 洲上翔太, 板倉真理佳: てん充層の劣化状態が軌道スラブの応答に与える影響に関する基礎的研究, 鉄道工学シンポジウム論文集, No.22, pp.115-121, 2018
- 2) 高橋貴蔵, 三澤祥文, 斎藤成彦: スラブ軌道てん充層の凍害範囲に関する基礎的研究, 土木学会論文集 E1 (舗装工学), Vol.78, No.2, I 219- I 226, 2023
- 3) 鉄道建設・運輸施設整備支援機構: 軌道関係工事標準示方書, pp.23, 2006
- 4) 三澤祥文, 高橋貴蔵, 桃谷尚嗣: 寒冷地における CA モルタルの温度変化の影響に関する基礎的検討, 年次学術講演会講演概要集, Vol.76, V-107, 2021
- 5) 李在永, 原田和典: 高強度コンクリートの平衡含水率と熱伝導率の測定, 日本建築学会近畿支部研究報告集環境系, Vol.51, pp.109-112, 2011
- 6) 高橋貴蔵, 桃谷尚嗣, 長沼光: スラブ軌道てん充層の疲労寿命に関する研究, コンクリート工学年次論文集, Vol.37, No.2, pp.619-624, 2015
- 7) 原田豊, 鳥取誠一, 板井則之, 野戸崇治: 耐凍害性セメントアスファルトモルタルの開発に関する研究, 鉄道技術研究報告, No.12008, 1982
- 8) 日本国有鉄道東京第二工事局: 東北新幹線工事誌雀宮・黒川間, pp.854, 1984
- 9) 佐々木直樹: 新幹線のスラブ軌道, 日本鉄道施設協会, pp.198, 1978
- 10) 三澤祥文, 高橋貴蔵, 稲葉紅子: スラブ軌道てん充層の凍結融解回数の推定に関する検討, 鉄道工学シンポジウム論文集, No.26, pp.105-112, 2022
- 11) 秋田宏, 尾坂芳夫: 日射を受けるコンクリート壁の温度分布に関する考察, 土木学会論文集, Vol.378, V-6, pp.147-155, 1987

経年した新幹線用 PC まくらぎの荷重環境の実態調査と
曲げ耐荷力の評価

渡辺 勉* 箕浦 慎太郎* 後藤 恵一**

Survey of Load Condition and Evaluation of Bending Load Capacity
of Aged Shinkansen Prestressed Concrete Sleeper

Tsutomu WATANABE Shintaro MINOURA Keiichi GOTO

In order to quantify the actual load condition of the prestressed concrete (PC) sleeper for high-speed trains, field measurement tests and numerical analyses were conducted on PC sleepers. As a result, it was clarified that the loading condition of the PC sleepers had a margin of safety compared to the design limit value for cracking due to bending. In addition, the results of the bending tests of the PC sleepers specified in Japanese industrial standard showed that the load capacity of the PC sleepers tends to decrease with age. Although the load capacity of PC sleepers over 50 years old met the standard value of bending fracture load, in some cases this was lower than the standard value of flexural proof load of crack.

キーワード：PC まくらぎ，維持管理，数値解析

1. はじめに

プレストレストコンクリート製のまくらぎ（以下、PC まくらぎ）は鉄道の高速度化、快適化、安定輸送に欠かすことのできない重要な構成部材である。我が国の PC まくらぎは 1951 年に初めて試験敷設されて以降、現在までの累計敷設本数は国鉄、JR だけでも 4000 万本を超えている。

PC まくらぎの設計耐用年数は一般に 50 年とされているが、それを超えて使用されている PC まくらぎが増加しており、PC まくらぎの余寿命評価¹⁾や維持管理^{2) 3)}に関する研究が進められている。ただし、これらは主に最高速度 160km/h 以下の鉄道（以下、在来線）を対象としたものであり、高速走行する新幹線用の PC まくらぎに関する調査や研究はこれまで数例しかなく^{4) 5) 6)}、最新の知見が整理されているとはいえないのが実情である。また、新幹線は毎日始発列車の運行前に保守用車を走行させ、在来線に比べてきめ細かい線路の点検作業が行われているが、PC まくらぎの健全度判定は依然として外観目視が基本であり⁷⁾、PC まくらぎの耐荷性能等とは必ずしもリンクしない手法が用いられている。このような状況から近年では、PC まくらぎ上面に発生したひび割れとレール締結装置の埋込栓の引抜耐力との相関性に着目し、深層学習を活用してひび割れ長さを自動検出するとともに、埋込栓の引抜耐力を評価する手法に関する検討も始められている⁸⁾。

一方、PC まくらぎの敷設本数は膨大であるが、一晩の夜間工事で交換できる本数は限られている。このため、ある時期において、既設の経年 PC まくらぎに耐荷性能を満足しないものが急増かつ連続的に発生した場合、交換工事が追いつかなくなり、安全性に影響を及ぼすことが懸念される。このような状況を回避するため、実質的な耐用期間を定量的に定め、計画的に維持管理していくことが望ましい。そこで、本研究では PC まくらぎの新たな維持管理体系の構築に向けて、次の点に着目して検討を行った。

(1) 営業線に敷設された PC まくらぎの曲げモーメントおよび輪重を実測し、荷重環境の実態を調査する。

* 鉄道力学研究部 軌道力学研究室

** 鉄道力学研究部 構造力学研究室

- (2) 数値解析により PC まくらぎのコンクリートのヤング係数, 軌道パッドのばね定数, バラスト道床のばね定数, 乗車率の各種パラメータが PC まくらぎの曲げモーメントに及ぼす影響を検証する。
- (3) 既設の経年 PC まくらぎに対して JIS に規定される曲げ試験を行い, 曲げ耐力を評価する。

2. 新幹線用 PC まくらぎの荷重環境の実態調査

2.1 調査方法

2.1.1 対象とした PC まくらぎ

図 1 に現地測定箇所を示す。当該箇所は、鉄筋コンクリート高架橋上のバラスト軌道（直線）であり、列車は 130~300km/h 程度で通過する。また、PC まくらぎの敷設間隔は 0.58m、レールは 60kg レール(JIS E1101)である。

図 2 に対象とした PC まくらぎを示す。対象とした PC まくらぎは JIS E1201 に規定される PC まくらぎ（品形：3T）であり、PC まくらぎの長さは 2400mm、レール位置断面およびまくらぎ中央断面の大きさはそれぞれ 190mm および 175mm である。また、コンクリートの設計基準強度は 49.1N/mm²、PC 鋼より線は ϕ 2.9mm 異形 3 本鋼より線が用いられている。設計においては、列車走行に伴う動的成分を考慮した変動輪重係数を 2 とし、静止輪重 80kN に乗じた輪重 160kN を設計輪重とし、それに対して断面フルプレストレスを満足するように設計されており、レール位置断面における設計デコンプレッションモーメントは 10.95kN・m、鋼材の降伏モーメントは 32.36kN・m である。

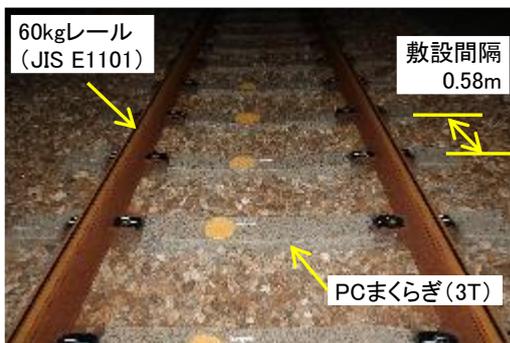


図 1 現地測定箇所（バラスト軌道）

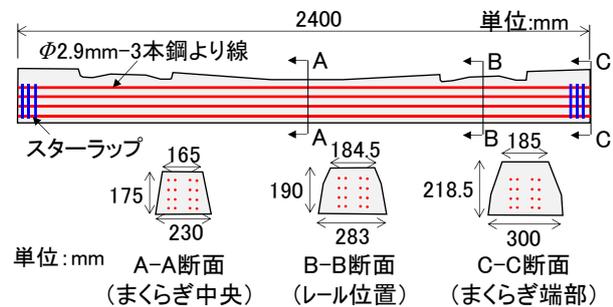


図 2 PC まくらぎ（品形：3T）

2.1.2 輪重および曲げモーメントの測定手法

図 3 に輪重ゲージおよびコンクリートゲージの貼り付け状況を示す。輪重ゲージは三栄インスツルメンツ製、コンクリートゲージは共和電業製のものを用いた。コンクリートゲージはレール位置断面における上縁から 20mm、下縁から 15mm 程度断面内側に添付した。このひずみから曲げモーメントに換算した。な

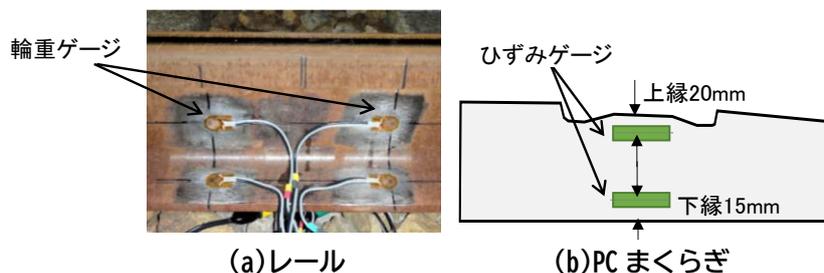


図 3 ゲージの貼り付け状況

お、PC まくらぎは連続 7 本に対して測定を実施した。また、これらのゲージは日本ナショナルインスツルメンツ製のモジュールに接続し、LAN ケーブルを介して PC にデータを収録した。データ収録プログラムは LabVIEW を用いて PC まくらぎの振動加速度をトリガーとして自動収録されるように構築した。サンプリング周波数は 10kHz である。測定した列車の本数は 3 日で合計 204 本である。

2.2 調査結果

図 4 に輪重および曲げモーメントの測定結果を示す。なお、曲げモーメントについてはその平均で上位 5 本のまくらぎの曲げモーメントを、5 色に色分けして表示した。輪重は最大で 68.81kN、平均で 60.56kN、PC まくらぎのレール位置断面における曲げモーメントは最大で 3.81kN・m、平均で 1.99kN・m となった。それぞれ設計値と比較すると、輪重は設計輪重 160kN に対してそれぞれ 43%、38%、曲げモーメントは設計デコンプレッションモーメント 10.95kN・m に対してそれぞれ 35%、18% となり、実測値は設計値に比べて小さいことが明らかとなった。また、輪重および曲げモーメントともに速度依存性は認められないことが分かる。

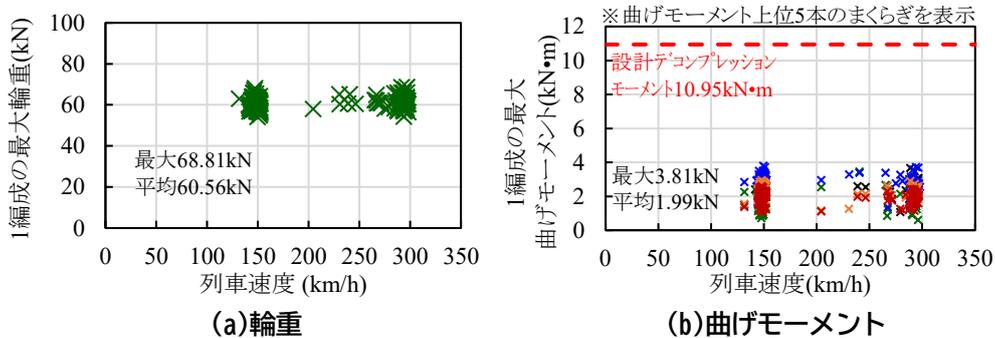


図 4 測定結果

3. PC まくらぎの曲げモーメントに関する数値解析による検証

3.1 数値解析手法

図 5 に数値解析モデルの概要を示す。ここで対象とする PC まくらぎは 2 章で対象とした PC まくらぎと同じである。数値解析には、鉄道総研が開発した車両と線路構造物の動的相互作用解析プログラム DIASTARSIII⁹⁾を用いた。車両については、車体、台車、輪軸を剛体とし、それらをばねとダンパーで結合した 3 次元力学モデルであり、1 車両あたり 31 自由度を有する。車両には測定箇所を通過する車両の諸元（静止輪重 56.6kN）を与えた。乗車率は 50%とした。なお、後述する解析ケースにおける乗車率の変更は、車両を構成する車体、台車、輪軸のうち、車体の重量を増減させて行った。また、軌道については、有限要素法によりモデル化した。具体的には、レール、PC まくらぎははり要素、軌道パッドおよびバラスト道床はばね要素としてモデル化した。レールは PC まくらぎとのレール締結位置（軌道パッドで接続）間を 4 つの要素に分割、PC まくらぎは長手方向に 8 つの要素に分割した。なお、測定箇所は高架橋上であるため、高架橋のコンクリート部材は十分に剛であると思なし、バラスト道床を模擬したばね要素の下端の境界条件は固定とした。また、車輪とレール間で発生する変動力を再現するため、車輪が走行するレール頭頂面には、図 5(c)に示すように、実測したレール凹凸を与えた。レール凹凸は原田製作所製の長さ 1m のレール頭頂面粗さ測定器を用いて測定した。

表 1 に材料諸元を示す。材料定数は鉄道構造物等設計標準・同解説^{10) 11)}に示される標準的な値を用いた。

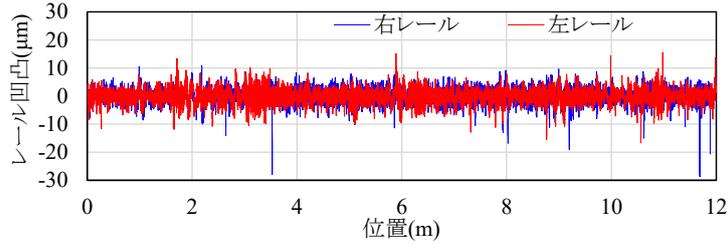
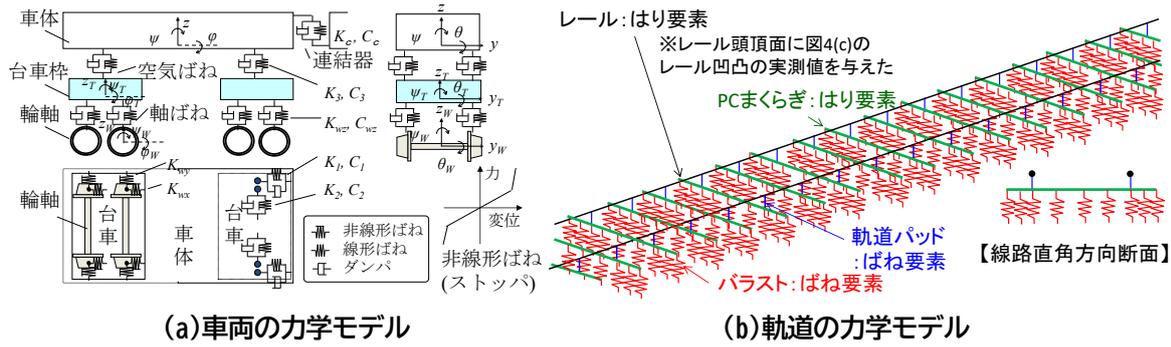


図5 数値解析モデル

表1 材料諸元

レール	60kg レール, ヤング係数: 200kN/mm ²
軌道パッド	ばね定数: 50MN/m
PC まくらぎ	設計基準強度 49.1N/mm ² , ヤング係数: 33kN/mm ²
バラスト道床	ばね定数: 200MN/m, 層厚: 250mm

表2 解析ケース

パラメータ	定数
コンクリートのヤング係数 (kN/mm ²)	15, 24, <u>33</u> , 40, 48, 57
軌道パッドのばね定数 (MN/m)	<u>50</u> , 100, 150, 250, 500
バラスト道床のばね定数 (MN/m)	50, 100, <u>200</u> , 300, 500
乗車率 (%)	0, 50, <u>100</u> , 150

※下線を引いた値が基本ケース

表2に解析ケースを示す。定数の変動が想定されるパラメータに着目した。具体的には、PC まくらぎのコンクリートのヤング係数、軌道パッドのばね定数、バラスト道床のばね定数、車両の乗車率をパラメータとした。これらの変動の範囲は既往の研究成果等^{1) 10) 11)}を参考に定めた。また、軌道パッドは経年により硬化する¹²⁾ことを模擬した。なお、各パラメータの具体的な値については現実的に想定される範囲の値を包含できるように、各パラメータの上限值や下限値は想定範囲を超える値であってもあえて設定することとした。

3.2 数値解析による各種パラメータの影響の検証結果

図6にPC まくらぎのレール位置断面における曲げモーメントに関する解析結果と測定結果の比較を示す。数値解析と比較した実測データは、測定した204試番のうち、列車速度が300km/hで1編成の曲げモーメントのピークの値を平均したものが概ね図4(b)で示した平均値2.0kN・m程度になる試番を抽出した。図6より、解析結果と測定結果は概ね整合していることが分かる。

図7に各種パラメータがPC まくらぎの曲げモーメントに及ぼす影響に関する検証結果を示す。図中の赤のプロットが基本ケースである。図7(a)より、ヤング係数の基本ケースである33kN/mm²に対して、例えば、ヤング係数が15kN/mm²になると曲げモーメントが12%低下、57kN/mm²になると6%増加した。また、図7(b)より、軌道パッドのばね定数の基本ケースである50MN/mに対して、軌道パッドのばね定数が500MN/mになると曲げモーメントが50%増加した。さらに、図7(c)より、バラスト道床のばね定数の基本ケースである200MN/mに対して、バラスト道床のばね定数が50MN/mになると曲げモーメントが4%減

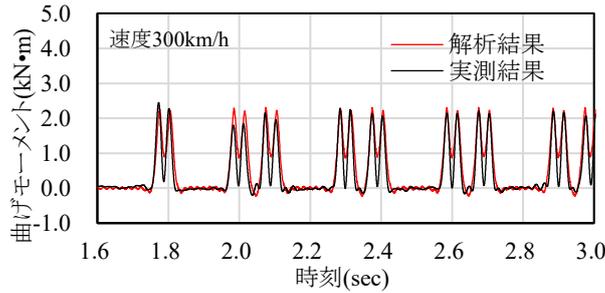


図6 解析結果と測定結果の比較

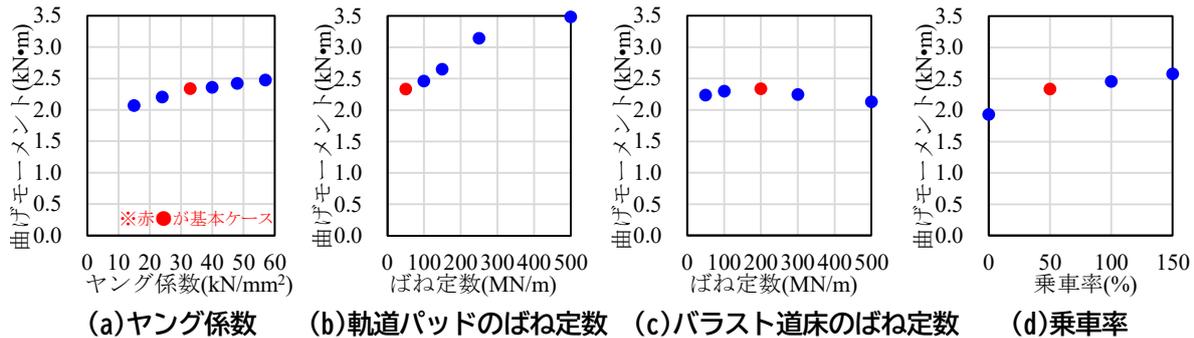


図7 各種パラメータがPC まくらぎのレール位置断面における曲げモーメントに及ぼす影響

少, 500MN/m になると 9%減少した。最後に, 図 7(d)より, 乗車率の基本ケースである乗車率 50%に対して, 乗車率が 0%になると曲げモーメントが 18%減少, 乗車率が 150%になると 11%増加した。

以上の結果より, 各種パラメータの影響で PC まくらぎに発生する曲げモーメントが変動することが分かった。今回の解析で設定した条件下においては, PC まくらぎの曲げモーメントを基本ケースよりも増大させる定数がそれぞれ重畳したとしても曲げモーメントは 4.4kN・m 程度であり, 設計デコンプレッションモーメント 10.95kN・m を超える曲げモーメントが PC まくらぎに発生する可能性は低いと考えられる。

4. 新幹線用 PC まくらぎの曲げ耐力の評価

4.1 試験方法

4.1.1 対象とした PC まくらぎ

PC まくらぎの曲げ耐力の評価において対象とした PC まくらぎは, 図 2 に示した品形 3T の PC まくらぎに加えて, 品形 3T と同様に JIS E1201 に規定される, 図 8 に示す品形 3H の PC まくらぎも対象とすることとした。なお, 品形 3H の PC まくらぎは 1972 年に行われた試験車両の速度向上試験の結果¹³⁾を踏まえて, 設計輪重を 300kN として設計された PC まくらぎであり, 品形 3T に比べて断面が大きくなるとともに PC 鋼より線の本数が 4 本増加している。

表 3 に対象とした PC まくらぎの経年別の本数を示す。経年は 10~60 年で, 同一の路線ではあるが, それぞれ異なる箇所に敷設されていた PC まくらぎである。品形 3T の PC まくらぎは 31 本, 品形 3H の PC まくらぎは 49 本である。

4.1.2 JIS E1201 に規定される曲げ試験

図 9 に JIS E1201 に規定される曲げ試験の概要を示す。レール位置断面の正曲げ試験とまくらぎ中央断面の負曲げ試験を実施するものである。载荷スパンは 700mm である。本試験は PC まくらぎの製造直後の性能確認のために実施される試験であるが, 本試験の他に PC まくらぎの力学的性能を定量的に評価でき, か

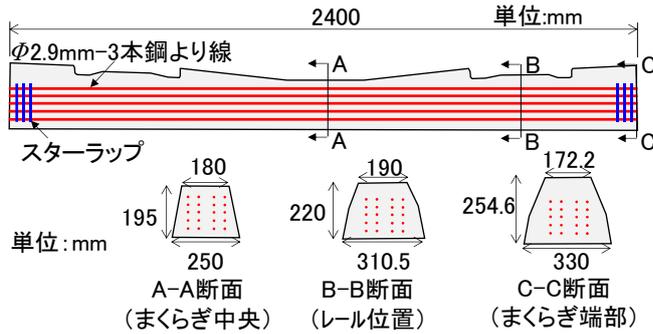


図8 PCまくらぎ(品形:3H)

表3 対象としたPCまくらぎの
経年別本数

経年(年)	~10	~20	~30	~40	~50	~60	合計
3T(本)	0	3	2	14	8	4	31
3H(本)	0	6	6	18	19	0	49

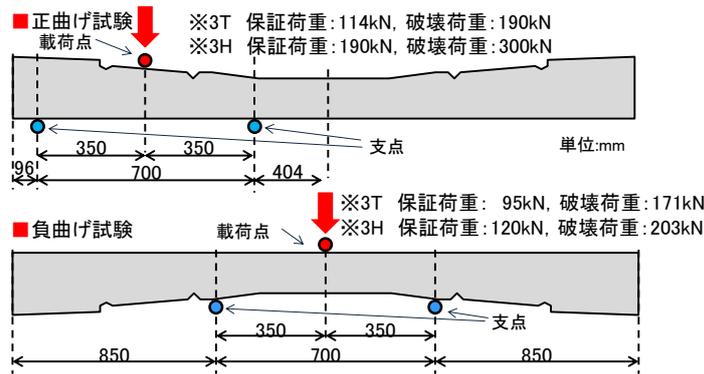


図9 JIS E1201に規定される曲げ試験

つ適用実績が豊富な試験は存在しないため、本研究では本試験方法を PC まくらぎの評価に準用することとした。試験実施においては、PC まくらぎの載荷点および支点に該当する位置にマーキングを行い、PC まくらぎの据え付け位置がばらつかないように配慮した。なお、本 JIS には基準値として曲げ保証荷重 P_{cr} 、曲げ破壊荷重 P_u が規定されており、それぞれ式(1)、式(2)により算定される値である。試験では曲げ保証荷重 P_{cr} を載荷した時にひび割れを生じないこと、曲げ破壊荷重 P_u を載荷した時に PC まくらぎが破壊しないことを確認する。

$$P_{cr} = 4 \times (\sigma_{CPr} \times 0.9 + f_{ta}) \times Z/L \tag{1}$$

$$P_u = 4 \times 3\sigma_{pe} \times Z/L \tag{2}$$

ここに σ_{CPr} は導入プレストレス力によるコンクリート応力、 f_{ta} は許容引張応力度 ($=3\text{N/mm}^2$)、 σ_{pe} は有効プレストレス力によるコンクリート応力 (有効率 65%)、 Z は断面係数、 L は荷重スパン ($=700\text{mm}$) である。品形 3T の PC まくらぎの曲げ保証荷重 P_{cr} および曲げ破壊荷重 P_u の具体的な値は、レール位置の正曲げではそれぞれ 114kN、190kN、まくらぎ中央の負曲げではそれぞれ 95kN、171kN、品形 3H の PC まくらぎのレール位置の正曲げではそれぞれ 190kN、300kN、まくらぎ中央の負曲げではそれぞれ 120kN、203kN であり、品形 3T に比べて品形 3H の PC まくらぎの方が値が大きい。また、試験結果は、ひび割れ発生荷重と終局荷重についてそれぞれ経年と累積通過トン数 (以下、累積通トン) で整理した。これは、PC まくらぎの経年が同じであっても、線区によって通過する列車本数が異なるため、経年だけではなく累積通トンでも評価することとした。ひび割れ発生荷重は目視でひび割れが発生したと判定した荷重、終局荷重は PC まくらぎが曲げ破壊し荷重が保持できなくなる最大の荷重とした。

4.2 試験結果

図 10 から図 13 に曲げ試験の結果をそれぞれ示す。同図には、前述の曲げ保証荷重と曲げ破壊荷重も合わせて示した。図より、経年や通トンの増加とともにひび割れ発生荷重や終局荷重が低下する傾向が認められる。この傾向は在来線用の PC まくらぎ¹⁾と同様の傾向である。また、JIS に規定される曲げ保証荷重および曲げ破壊荷重と比べると、品形 3T の PC まくらぎでは、今回試験したすべての PC まくらぎでそれらの値を満足した。一方、品形 3H の PC まくらぎでは、終局荷重については今回試験したすべての PC まくらぎで JIS に規定される曲げ破壊荷重を満足したが、レール位置断面の正曲げ試験におけるひび割れ発生荷重では、49 本中、経年が 48 年の 2 本（約 4%）の PC まくらぎで満足しない結果となった。さらに、これらの図の右の軸には PC まくらぎに発生する曲げモーメントを示したが、図 6 で示した実際の列車通過時に PC まくらぎに発生する曲げモーメントは、曲げ試験時におけるひび割れ発生荷重に対しては 10 倍程度、破壊荷重に対しては 16 倍程度小さい値であることが分かる。

以上より、現時点では JIS の曲げ破壊に関する規格値を満足しており、直ちに安全性に影響を及ぼす状態ではないと考えられる。ただし、経年や通トンの増加とともに曲げ耐力が低下する傾向にあり、冒頭で述べた通り、ある時期において、耐荷性能を満足しないものが急増かつ連続的に発生することを避けるため、今後は実質的な耐用期間を定量的に定め、計画的な維持管理体系に移行していくことが望まれる。なお、品形 3T に比べて品形 3H の PC まくらぎの方が、定性的ではあるが、特に正曲げ試験において終局荷重にばらつきが大きく、低下の程度も大きい。このような品形の違いが曲げ耐力の低下に及ぼす影響については、敷設環境の違いなどが想定されるが、それらの検証は今後の課題としたい。

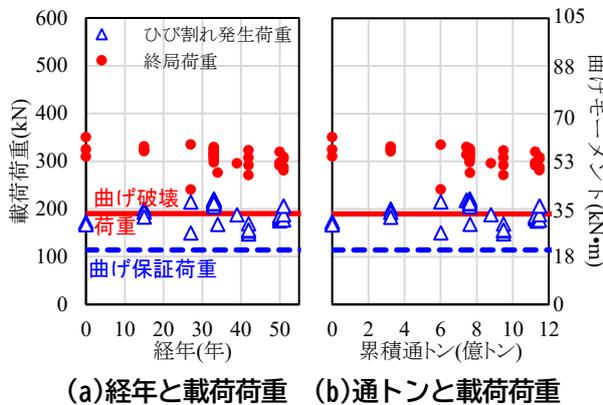


図 10 品形 3T の PC まくらぎの正曲げ試験結果

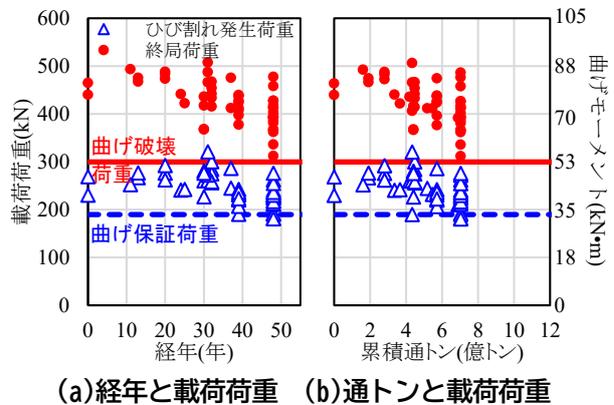


図 11 品形 3H の PC まくらぎの正曲げ試験結果

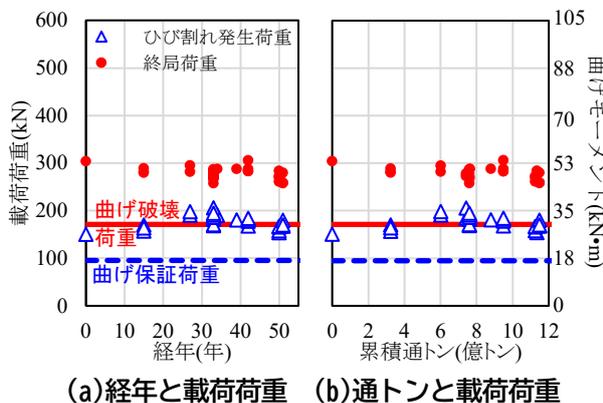


図 12 品形 3T の PC まくらぎの負曲げ試験結果

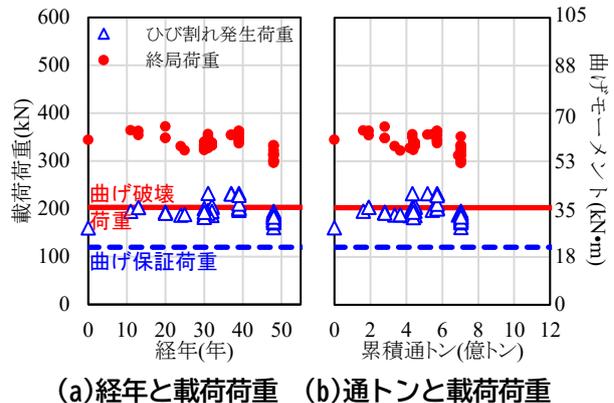


図 13 品形 3H の PC まくらぎの負曲げ試験結果

5. まとめ

本研究で得られた知見は以下の通りである。

- (1) PC まくらぎに作用する輪重および発生する曲げモーメントを実測した結果、今回実測した範囲内では、輪重は最大 68.81kN (対設計値 43%)、平均 60.56kN (38%)、曲げモーメントは最大 3.81kN・m (対設計デコンプレッションモーメント 35%)、平均 1.99kN・m (18%) となり、実測値は設計値に比べて小さいことが分かった。また、輪重および曲げモーメントともに速度依存性は認められないことが分かった。
- (2) 数値解析により各種パラメータが PC まくらぎの曲げモーメントに及ぼす影響を検証した結果、今回の解析で設定した条件下においては、PC まくらぎの曲げモーメントを基本ケースよりも増大させる定数がそれぞれ重畳したとしても、設計デコンプレッションモーメント 10.95kN・m を超える曲げモーメントが PC まくらぎに発生する可能性は低いと考えられる。
- (3) 既設の経年 PC まくらぎに対して JIS の曲げ試験を行った結果、在来線の PC まくらぎに関する既往の研究と同様に、経年や通トンの増加とともにひび割れ発生荷重や終局荷重が低下する傾向が認められた。また、PC まくらぎのレール位置断面における正曲げ試験において JIS のひび割れ保証に関する規格値を満足しないものが今回のサンプルの全体の 2%で見られたものの、JIS の曲げ破壊に関する規格値を満足しており、直ちに安全性に影響を及ぼす状態ではないと考えられる。さらに、列車通過時に PC まくらぎに発生する曲げモーメントは、曲げ試験時におけるひび割れ発生荷重に対しては 10 倍程度、破壊荷重に対しては 16 倍程度小さい値であることが分かった。

以上より、経年 50 年程度の PC まくらぎであっても、現時点では JIS の曲げ破壊に関する規格値を満足しており、直ちに安全性に影響を及ぼす状態ではないと考えられる。今後も経年 PC まくらぎを対象とした調査や試験を行い、経年や累積通トンに伴う耐力の変化を継続的に把握し続けるとともに、PC まくらぎの経年劣化現象のメカニズムの解明についても検討を進める予定である。

なお、図 2、図 4、図 5、図 6、図 7、図 8、図 9、表 1、表 2、表 3 は文献 6 からの転載である。

謝 辞

本研究における現地試験の実施にあたり、西日本旅客鉄道株式会社の狩野修志氏、吉川秀平氏、井上拓也氏をはじめ関係者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る。

文 献

- 1) 渡辺勉，後藤恵一，箕浦慎太郎，池田学：経年並びに通トンが PC まくらぎの耐力に及ぼす影響に関する実態調査，鉄道総研報告，Vol.37，No.4，pp.17-23，2023
- 2) 渡辺勉，箕浦慎太郎，松岡弘大，後藤恵一：PC まくらぎの維持管理に関する最近の研究，プレストレストコンクリート，Vol.63，No.2，pp.81-84，2021
- 3) 箕浦慎太郎，渡辺勉，飯島亨，石田哲也：凍害を受けた PC まくらぎの実態調査と健全度判定基準の検討，コンクリート工学年次論文集，Vol.42，No.1，pp.665-670，2020
- 4) 日本鉄道施設協会：昭和 61 年度 PC マクラギの耐用寿命の研究 報告書，1992
- 5) 前田昌克，船田智巳：発生 PC まくらぎの耐力評価，土木学会第 60 回年次学術講演会，4-129，pp.257-258，2005
- 6) 渡辺勉，箕浦慎太郎，狩野修志，米川秀繁：新幹線用 PC まくらぎの荷重環境の実態調査と曲げ耐力評価，プレストレストコ

- ンクリート第 31 回シンポジウム論文集, Vol.31, pp.323-328, 2022
- 7) 鉄道総合技術研究所：鉄道構造物等維持管理標準（軌道編）の手引き, pp.236-237, 2007
 - 8) 箕浦慎太郎, 渡辺勉：深層学習を活用した PC まくらぎのひび割れ検知手法, 鉄道総研報告, Vol.39, No.9, pp.25-32, 2025
 - 9) 涌井一, 松本信之, 松浦章夫, 田辺誠：鉄道車両と線路構造物との連成応答解析法に関する研究, 土木学会論文集, No.513/I-31, pp.129-138, 1995
 - 10) 国土交通省鉄道局監修, 鉄道総合技術研究所編：鉄道構造物等設計標準・同解説（コンクリート構造物）第 III 編 コンクリート構造, 丸善出版, 2023
 - 11) 国土交通省鉄道局監修, 鉄道総合技術研究所編：鉄道構造物等設計標準・同解説（軌道構造）, 丸善出版, 2012
 - 12) 守田武史, 田中靖幸, 横山秀史, 岩田直泰：低ばね定数軌道パッド敷設による地盤振動に対する影響, 土木学会第 60 回年次学術講演会, 4-111, pp.221-222, 2005
 - 13) 佐藤吉彦：東海道新幹線において 951 形式試験電車に発生した著大輪重の原因とその対策, 鉄道技術研究報告, No.824, 1972

転てつ機ロック調整の統計的発生予測モデルによる
技術者暗黙知の形式知化稲場 亘* 松岡 弘大* 為広 重行**
福田 光芳*** 貝戸 清之#Formalization of Tacit Knowledge of Field Engineers using Statistical Occurrence Prediction Model of
Point Machines Lock AdjustmentWataru INABA Kodai MATSUOKA Shigeyuki TAMEHIRO
Mitsuyoshi FUKUDA Kiyoyuki KAITO

This study aims to estimate a mixed Weibull hazard model from inspection records of lock adjustment, which are a major inspection item for point machines with a short inspection cycle. Furthermore, we conducted a survey to verify whether tacit knowledge regarding lock adjustment held by engineers has been formalized through the statistical model. The result clarified that the characteristic of lock adjustment, wherein one adjustment triggers the next, has been formalized as acceleration parameter estimates for an initial defect type. In addition, ten of the sixteen point machines with large heterogeneity parameter estimates, were identified as being subject to frequent adjustments. This confirms that some of the explicit knowledge is consistent with the tacit knowledge of engineers.

キーワード：混合ワイブルハザードモデル，転てつ機，ロック調整，暗黙知

1. はじめに

労働人口の急激な減少が見込まれる中，鉄道事業を持続的に運営していくためには，安全性の確保を前提とした維持管理業務の省人化・省力化と合わせて，検査に関わる技術の継承が重要な課題である。過去の調査結果から，鉄道電気系統の維持管理で特に多大な人工を要するのが，転てつ機やレールボンド（軌道回路）の定期検査であり¹⁾，転てつ機の主要な検査の判断には技術者の暗黙知が多く含まれることが定性的に知られている。ただし，技術者が経験により獲得してきた認識（以下，現場暗黙知）を形式知化する方法は十分に議論されているとは言えず，転てつ機の検査に関わる暗黙知の検証も進んでいない。

近年では，土木分野におけるアセットマネジメント手法の発展により，暗黙知の形式知化を通じたマネジメントプロセスの高度化が進められている²⁾。特に○や×など離散評価の検査記録から設備に不具合や調整が生じる確率を評価するための，さまざまな統計的劣化予測モデルが開発されてきた³⁾。統計モデルを通じて検査記録に含まれた技術者の暗黙知を形式知化することで，検査周期の見直し方法などについて定量的に議論可能となる。これに加え，統計モデルから得られる形式知が現場暗黙知と整合すれば，形式知を技術継承に活用する根拠となり，現場の技術力の維持や向上に資すると考えられる。

以上を踏まえ，本研究では転てつ機ロック調整の検査記録を対象とし，統計的不具合発生モデルの一つである混合ワイブルハザードモデルを適用し，ロック調整が必要な状態（以下，要調整状態）になるまでの日数（以下，要調整発生期間）とその影響因子や転てつ機ごとのばらつきを推定する。そのうえで，混合ワ

* 情報通信技術研究部 情報解析研究室
** 四国旅客鉄道株式会社
*** 情報通信技術研究部（現 信号技術研究部）
大阪大学

イブルハザードモデルの推定結果として得られた、ロックの調整発生における特徴（以下、調整発生特性）が、現場暗黙知の一つの形式知化であることを検証する。具体的には、混合ワイブルハザードモデルの2種類のパラメータから解釈した調整発生特性と現場暗黙知との整合性を、技術者アンケートおよび現場ヒアリングにより検証した⁴⁾。

2. ロック調整の統計的発生予測モデル

2.1 転てつ機のロック調整

図1に、転てつ機における鎖錠機構の構造を示す。転てつ機が鎖錠する時に、鎖錠かんがロックピースに円滑に挿入されるよう、両者の間には左右合計3mmのずれ量が存在する（図2）。ずれ量は温度変化や列車振動などさまざまな要因で変動し、左右の比率が大きく異なるとロックピースが挿入できずに転換不能となる。そのため、現場技術者が定期的に状態を確認し、必要に応じて調整を実施する。このとき、調整を実施した場合は「△→○」、調整を実施しなかった場合は「○」と記録される。このような離散評価値で構成された検査記録から、ロック調整に関する統計的な性質を抽出する。本研究では、2値評価データに適用可能な混合ワイブルハザードモデル⁵⁾に着目し、要調整発生期間を推定する。なお、本研究における転てつ機は全てモータで駆動する電気転てつ機を指す。

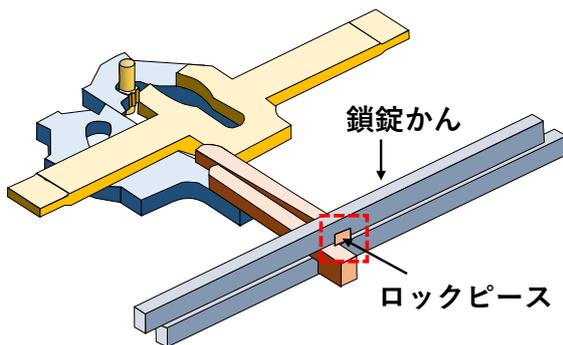


図1 転てつ機における鎖錠機構の構造

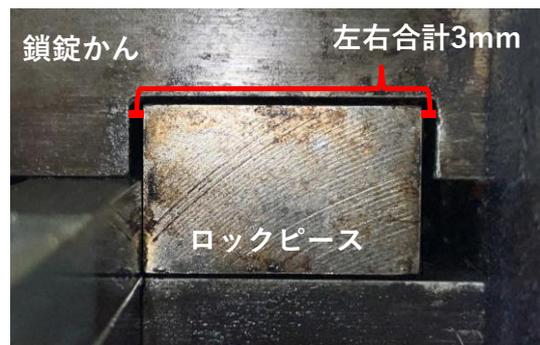


図2 ロックピースと鎖錠かんの拡大図
(図1 赤点線で囲まれた部分)

2.2 混合ワイブルハザードモデル

ここでは、転てつ機がある時点までロック調整の必要がない正常な状態である確率を生存確率、転てつ機がある期間で要調整状態となる確率を調整発生確率と呼称する。転てつ機 k ($k = 1, \dots, K$) の使用開始時点 τ_0 とする離散的時間軸 $t[0, \infty)$ を考え、単位時間を1日とする。混合ワイブルハザードモデルでは、使用開始時点 τ_0 から t_k 日経過した時点での生存関数を式(1)で表す。

$$S(t_k) = \exp(-\varepsilon_k \gamma_k t_k^m) \tag{1}$$

ここに、 m は加速パラメータ、 γ_k は転てつ機 k の尺度パラメータ、 ε_k は転てつ機 k の異質性パラメータである。加速パラメータは全ての転てつ機に共通の値であるが、尺度パラメータは台帳などから取得可能な転てつ機 k の特性を考慮できるように式(2)とする。また、異質性パラメータは設備特性のみでは説明できない設備個々の個体差を考慮できるように式(3)に示す期待値1、分散 $1/\phi$ のガンマ分布に従うとする。

$$\gamma_k = \exp(\mathbf{x}_k \boldsymbol{\beta}^j) \tag{2}$$

$$p(\varepsilon_k) \sim g(\varepsilon_k | \phi) = \frac{\phi^\phi}{\Gamma(\phi)} (\varepsilon_k)^{\phi-1} \exp(-\phi \varepsilon_k) \tag{3}$$

ここに、 $\mathbf{x}_k = (x_k^1, \dots, x_k^j)$ は転てつ機 k の特性変数による行ベクトル、 $\boldsymbol{\beta} = (\beta^1, \dots, \beta^j)$ は回帰パラメータ β^j ($j = 1, \dots, j$)による行ベクトルである。上記はワイブル分布に異質性パラメータのガンマ分布が混合した混合分布モデルである。転てつ機などの地上設備の不具合や調整の発生は、特性として明示することが容易でない敷設環境等の要因にも影響を受けると考えられる。このような場合であっても、異質性パラメータを転てつ機1台1台に設定することで、実態として存在する個々の転てつ機の個性を考慮可能となる。

2.3 パラメータ推定

混合ワイブルハザードモデルを推定するためのデータセットと尤度について説明する。図3に、定期検査を通して観測可能な転てつ機の状態遷移の概念図を示す。定期検査で観測されるのは検査時点における転てつ機の状態（調整の要否）のみである。図中の黒丸は観測可能な転てつ機の状態を表し、白丸は観測していないときの状態を表す。時点 τ_0 に使用を開始し、 $i+1$ 回目の検査時点 τ_{i+1} で初めて要調整状態を観測したとする。このとき、正常な状態から要調整状態となった正確な時点はわからないが、期間 $(\tau_i, \tau_{i+1}]$ でこの状態推移が生じたことはわかる。言い換えれば、転てつ機は $\bar{T}_{1,k,1} = \tau_i - \tau_0$ の期間は正常であったが、 $\bar{T}_{2,k,1} = \tau_{i+1} - \tau_0$ の期間は正常な状態を維持できず要調整状態になった、という2つの同時生起する情報が得られる。要調整状態を観測した日と同日に調整を行い状態が正常に回復するため、時点 τ_{i+1} が新たな使用開始時点となる。時点 τ_{i+2} で検査が終了した場合、2回目の状態推移は観測されず、転てつ機が正常である期間 $\bar{T}_{2,k,2} = \tau_{i+2} - \tau_{i+1}$ のデータのみが利用可能となる。

転てつ機 k の使用開始時点から調整時点までを1つのデータセットとし、これを寿命サイクルと呼ぶ。転てつ機 k の調整発生が混合ワイブルハザードモデルに従う場合、ある寿命サイクルが生起する確率（尤度）は、式(1)の差分により定式化される。最後の検査時点で要調整状態が観測されない場合は部分的な寿命サイクルとして扱い、その時点まで転てつ機 k が正常であったことのみを尤度として定式化する。以上より、転てつ機 k の任意の寿命サイクルに対する尤度 l は式(4)で表される。

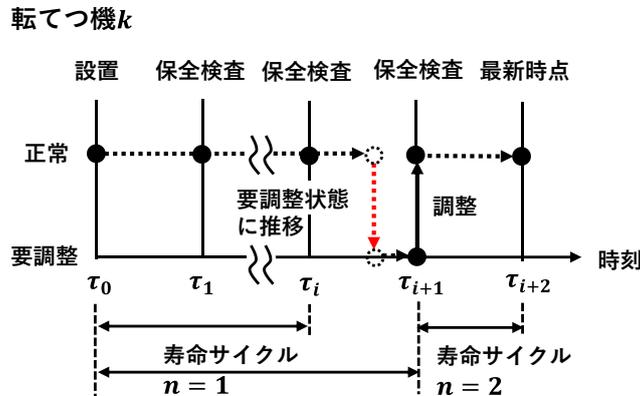


図3 定期検査に合わせた尤度定式化の考え方

$$l_{k,n}(\bar{d}_{k,n}, \bar{T}_{1,k,n}, \bar{T}_{2,k,n}, \bar{\mathbf{x}}_k | m, \boldsymbol{\beta}, \varepsilon_k) = \{S(\bar{T}_{1,k,n}) - S(\bar{T}_{2,k,n})\}^{\bar{d}_{k,n}} \cdot S(\bar{T}_{1,k,n})^{1-\bar{d}_{k,n}} \tag{4}$$

ここで、 $\bar{T}_{1,k,n}$ は転てつ機 k の n 回目の寿命サイクルのうち、使用開始から最後に正常であることを観測できた時点までの期間、 $\bar{T}_{2,k,n}$ は転てつ機 k の n 回目の寿命サイクルのうち、使用開始から要調整状態であることを観測した時点までの期間、 $\bar{d}_{k,n}$ は転てつ機 k の n 回目の寿命サイクルにおける要調整状態の観測を表すダミー変数、 $\bar{\cdot}$ は観測値を表す。全ての転てつ機の寿命サイクルが互いに独立であると仮定すれば、対象とする全ての転てつ機の全ての寿命サイクルに対する尤度関数は式(5)となる。

$$\mathcal{L}(m, \boldsymbol{\beta}, \boldsymbol{\varepsilon} | \bar{\boldsymbol{d}}, \bar{\boldsymbol{T}}_1, \bar{\boldsymbol{T}}_2, \bar{\boldsymbol{x}}) = \prod_{k=1}^K \prod_{n=1}^{N_k} \ell_{k,n}(\bar{d}_{k,n}, \bar{T}_{1,k,n}, \bar{T}_{2,k,n}, \bar{x}_k | m, \boldsymbol{\beta}, \varepsilon_k) \quad (5)$$

ここで、 K は転てつ機の総数、 N_k は転てつ機 k の寿命サイクル数、 $\bar{\boldsymbol{d}} = (\bar{d}_{1,1}, \dots, \bar{d}_{K,N_K})$ 、 $\boldsymbol{\varepsilon} = (\varepsilon_1, \dots, \varepsilon_K)$ 、 $\bar{\boldsymbol{T}}_1 = (\bar{T}_{1,1,1}, \dots, \bar{T}_{1,K,N_K})$ 、 $\bar{\boldsymbol{T}}_2 = (\bar{T}_{2,1,1}, \dots, \bar{T}_{2,K,N_K})$ 、 $\bar{\boldsymbol{x}} = (\boldsymbol{x}_1, \dots, \boldsymbol{x}_K)$ である。

なお、式(5)中の ε_k は式に示すとおり、ガンマ分布 $g(\varepsilon_k | \phi)$ に従う確率変数である。したがって、ガンマ分布 $g(\varepsilon_k | \phi)$ に対して ϕ の条件付きの生起確率が尤度 ℓ'_k であり、これは式(3)に示した $p(\varepsilon_k | \phi)$ である。このとき、 ϕ に関する尤度関数 \mathcal{L}' は以下の式となる。

$$\mathcal{L}'(\phi | \boldsymbol{\varepsilon}) = \prod_{k=1}^K \frac{\phi^\phi}{\Gamma(\phi)} (\varepsilon_k)^{\phi-1} \exp(-\phi \varepsilon_k) \quad (6)$$

以上より、観測データ $(\bar{\boldsymbol{d}}, \bar{\boldsymbol{T}}_1, \bar{\boldsymbol{T}}_2)$ から尤度 \mathcal{L} を最大化するパラメータ $(m, \boldsymbol{\beta}, \boldsymbol{\varepsilon})$ を推定すれば混合ワイブルハザードモデルを定量化できる。ただし、異質性パラメータ $\boldsymbol{\varepsilon}$ については式(6)を制約として有するため、 \mathcal{L}' を最大化するパラメータも同時に推定する必要がある。このようなパラメータの階層性に留意し、全てのパラメータ $(m, \boldsymbol{\beta}, \boldsymbol{\varepsilon}, \phi)$ に事前分布を設定したうえで、階層ベイズ法を適用した。数値的近似解法の一つである Markov chain Monte Carlo (MCMC) 法によりパラメータ $(m, \boldsymbol{\beta}, \boldsymbol{\varepsilon}, \phi)$ の事後分布を推定し、その統計量から推定値を評価した。なお、MCMC 法における繰り返し回数は 20,000 回とし、5,001 回から 20,000 回までの 15,000 個を事後分布からのサンプルとした。

3. モデルの適用事例

3.1 データの概要

本研究では、四国旅客鉄道株式会社（以下、JR 四国）が管理する転てつ機 280 台を対象とし、約 15 年間の検査記録を用いて混合ワイブルハザードモデルのパラメータを推定した。検査記録（○：正常、△：要調整）には、約 3 か月（90 日）に 1 回の頻度でロックの状態等を管理する保全検査に加え、転てつ機に設置された遠隔監視システムによるロック狂い検出時に実施される臨時検査の結果が含まれる。なお、対象転てつ機の型式は NS 型が 9 割以上を占める。検査では、定位側（N）と反位側（R）の 2 方向のロックを検査しているため計 2 つのモデルを推定したが、本稿では紙面の都合上、定位側の分析結果のみ記載する。

検査記録から寿命サイクルを集計し、台帳から取得した転てつ機の使用条件や構造特性を表す特性値と紐づけてデータセットを作成した。具体的には、転てつ機ごとに異なる取付日を使用開始日とし、そこから最後の検査日までの検査結果を用いて寿命サイクルを集計した。調整時点を次の新たな使用開始日としているため、同じ転てつ機から複数の寿命サイクルが集計される。特性値は転てつ機が動作させる分岐器の種別（高速走行用の弾性型かそれ以外の普通型か）および 1 日の動作回数を用いた。以上の方法で作成

したデータセットの総寿命サイクル数は3,025であった。

3.2 モデルパラメータの推定結果

階層ベイズ法により、モデルパラメータを推定した結果を表1に示す。MCMCではサンプリングを繰り返してパラメータの事後分布を推定するため、事後分布を用いた仮説検定により推定結果の統計的有意性を検定することが可能である。具体的には、各パラメータの事後分布における5および95パーセンタイル値の符号が一致するならば90%信頼区間に0を含まず、そのパラメータが統計的に有意と判断できる。結果として種別 β^2 は棄却され、定数項 β^1 、動作回数 β^3 は有意となった。 β^3 は正の値であるため、動作回数が多いほど要調整発生期間は短くなる。これは一般的な物理メカニズムとも整合する。

加速パラメータ m は、その値と1との大小関係により対象設備の故障特性を分類できる。 m が1より大きい場合には使用期間が長いほど故障が生じやすくなる摩耗故障型、 m が1の場合には故障発生確率が時間的に変化しない偶発故障型、 m が1より小さい場合には使用開始直後に最も故障が発生しやすい初期故障型となる。推定結果から転てつ機のロック調整は初期不良型に分類される。これは検査記録の統計モデルによる分析により形式知化された知見であり、4.にて現場暗黙知との整合性を検証する。

図4に、異質性パラメータの推定結果の分布を示す。多くの転てつ機では、推定値が1.0付近に分布する一方で、1.5を上回る転てつ機も一定数存在し、比較的ばらつきが大きいことがわかる。とりわけ、異質性パラメータの5パーセンタイル値が1.0より大きい（異質性が有意に大きい）16台の転てつ機は、動作回数以外の要因で調整が多発していると考えられる。この知見も検査記録の統計モデルによる分析により形式知化された知見であり、4.にて現場暗黙知との整合性を検証する。

表1 各パラメータの推定結果

		期待値	5パーセンタイル値	95パーセンタイル値	有意性	採択
\hat{m}	加速パラメータ	0.814	0.783	0.843	-	○
$\hat{\beta}^1$	定数項	-4.771	-5.060	-4.490	○	○
$\hat{\beta}^2$	種別	-0.001	-0.128	0.124	×	×
$\hat{\beta}^3$	動作回数	0.554	0.349	0.793	○	○
$\hat{\phi}$	異質性の分散	7.875	6.165	9.781	-	○

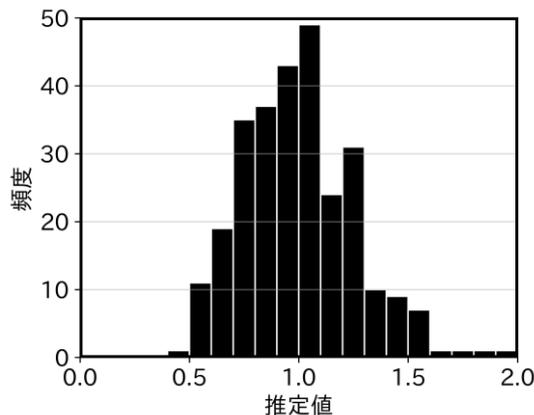


図4 異質性パラメータ推定結果

3.3 生存関数の推定結果

図5(a)に、特性変数として有意であった動作回数が最小（1回/日）、平均（43回/日）、最大（116回/日）の場合の転てつ機の生存関数を示す。なお、異質性パラメータは1.0とした。生存確率が0.5に低下

するまでの期間は、動作回数が少ない順に 222 日、136 日、112 日であり、いずれも 90 日を上回る。

図 5(b)に、推定した混合ワイブルハザードモデルのパラメータを用いて算出した転てつ機 280 台の生存関数をそれぞれ示す。図中の期待生存関数（赤太線）は動作回数を平均、異質性パラメータを 1.0 としたときの生存関数である。異質性パラメータにより転てつ機ごとのばらつきが表現されるが、このばらつきは特性変数のみの場合よりも顕著に大きい。これにより、生存確率が 0.5 に低下するまでの期間の最小は 54 日、最大は 399 日となっている。

90 日時点における転てつ機の生存確率の最小値は 0.35 である（調整発生確率は 0.65）。言い換えれば、これまでの保全検査で許容されてきた生存確率の下限値が 0.35 であり、調整発生確率（リスク）の上限値が 0.65 である。仮にこれまでの管理水準が許容されるならば、生存確率 0.35 を一つの管理水準の基準値として用いることができる。また、現状の検査周期 90 日間で生存確率 0.35 を上回る転てつ機については、検査時点における生存確率が 0.35 を下回らなければ管理水準を維持したままで検査周期を延伸できる。

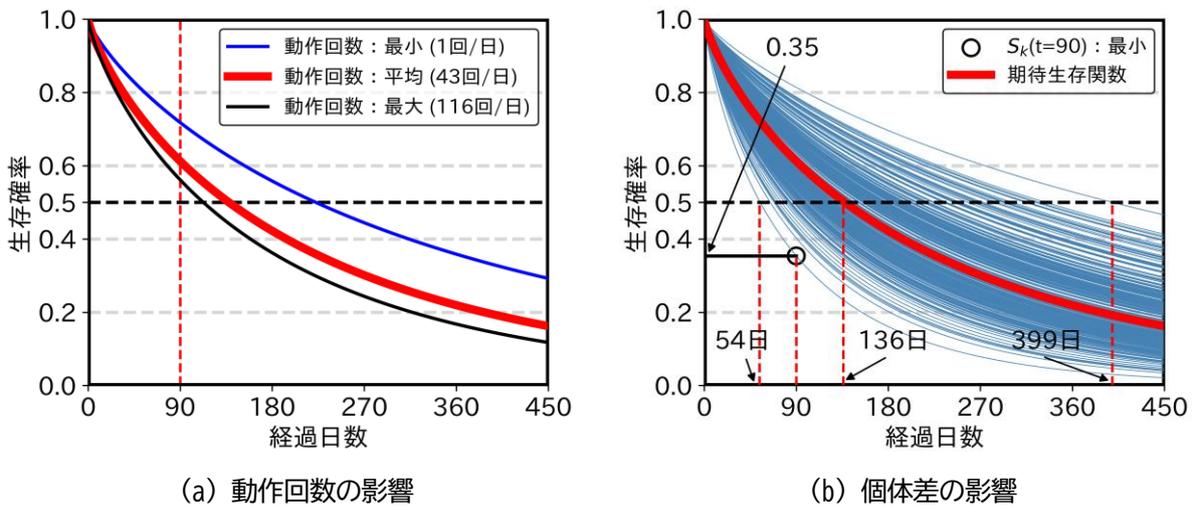


図 5 転てつ機ロック調整の生存関数

3.4 モデルの妥当性検証

転てつ機ごとの生存確率のばらつきが、検査記録における転てつ機ごとの調整頻度の違いを反映した結果あるか検証するために、要調整発生期間の期待値を式(7)により算出する。

$$E[T_k] = \int_0^{\infty} S_k(u) du = \frac{\Gamma\left(1 + \frac{1}{m}\right)}{\varepsilon_k \{\exp(x_k \beta')\}^{1/m}} \quad (7)$$

ここで、 Γ はガンマ関数である。式(7)にパラメータ推定値および特性値を代入して転てつ機ごとの値を算出した。なお、要調整発生期間の正解値はわからないため、転てつ機の使用開始時点から調整時点までの日数（以下、調整周期と表記）に対する MAE (Mean Absolute Error; 平均絶対誤差) を式(8)から算出し、モデルの推定精度について定量的な評価を行った。

$$MAE = \frac{1}{K'} \sum_{k=1}^{K'} \left| E[T_k] - \frac{1}{N_k} \sum_{n=1}^{N_k} \bar{T}_{2k,n} \right| \quad (8)$$

ここで、 K' は対象の転てつ機の総数、 $\bar{T}_{2,k,n}$ は転てつ機 k の n 回目の寿命サイクルにおける調整周期である。

図6に、各転てつ機の調整周期の平均値（実績値）に対する要調整発生期間の期待値（推定値）をプロットした結果を示す。なお、調整周期の平均値が90日以上360日未満の範囲で全体の半数以上の転てつ機が密集している。この範囲の転てつ機を対象に計算したMAEは37日であった。これらの転てつ機における予測誤差は検査周期90日の概ね半分以内に留まっており、良好な精度であると言える。図中には異質性パラメータの推定値が有意に大きい転てつ機16台を黒四角で示す。これらのMAEは22日であり、より高精度な予測ができていると言える。

以上の結果から、推定された混合ワイブルハザードモデルは概ね半数の転てつ機で調整発生が密集する範囲において、実測値を検査周期以下の精度で予測できることを明らかにした。とりわけ、異質性パラメータが有意に大きい転てつ機は、予測値が実績値と精度良く整合する傾向を示した。

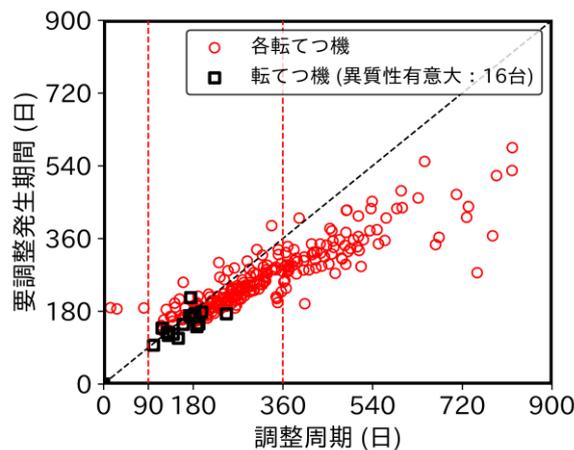


図6 転てつ機ロック調整の調整周期の平均値と要調整発生期間の期待値

4. 現場暗黙知の形式知化に関する考察

4.1 初期不良型に関する考察

加速パラメータの推定値は1.0よりも小さく、ロック調整は初期に発生しやすい特性であった。この傾向を含めた転てつ機の検査全般に関する現場暗黙知の把握を目的として、JR 四国の現場技術者および元現場技術者102名を対象にアンケート（以下、技術者アンケート）を実施した。なお、回答の結果によって回答者に不利益が生じないことを技術者アンケートの案内と併せて通知している。

本研究ではロック調整をすると初期状態に戻ることを前提としており、調整直後は使用開始初期に相当する。そのため、ロック調整が初期に発生しやすいということは、調整が次の調整を誘発する傾向にあると解釈できる。このような解釈が現場暗黙知と一致するか確認するため、設問1でロック調整直後のロック狂い発生経験（失敗経験）を調査した。また、設問2でロックの調整要否判断におけるずれ量以外の考慮事項を調査し、失敗原因について考察した。

表2に、設問1の回答を集計した結果を示す。全体の7割を超える73人の技術者から失敗経験があるとの回答が得られ、失敗原因としてクセ・ガタの未考慮が30人、温度変化（気温・季節）の未考慮が19人からあげられた。このことから、過度な調整を行うことで逆に調整が必要な状態が誘発される傾向にあることが、少なくない現場技術者の間に暗黙知として存在し、この現場暗黙知が1.0よりも小さい加速パラメータとして形式知化されたと言える。表3に、設問2の回答を集計した結果を示す。75人の技術者から考慮

表2 ロック調整直後のロック狂い発生経験（失敗経験）

設問1	ロック調整直後にロック狂いが発生した経験はあるか(失敗経験の有無)。	
回答	ある	ない
割合	72%(73人)	28%(29人)
回答が【ある】の場合の理由(複数回答可)		
・温度変化(気温・季節) 25%(18人)		
・クセ・ガタ 41%(30人)		

表3 ロック調整要否判断におけるずれ量以外の考慮事項

設問2	ロック調整要否判断に際してずれ量以外に考慮していることはあるか。	
回答	ある	ない
割合	74%(75人)	26%(27人)
回答が【ある】の場合の理由(複数回答可)		
・温度変化(気温・季節) 71%(53人)		
・クセ・ガタ 29%(22人)		

事項があるとの回答が得られ、考慮事項として温度変化（気温・季節）が53人、クセ・ガタが22人からあげられた。これらの回答はロック調整を失敗した際に考慮しなかった要因と共通する。

以上の調査結果を踏まえると、転てつ機のロック調整では、鎖錠かんとロックピースの間のずれ量に加えて、温度変化（気温・季節）やクセ・ガタの影響を考慮した調査要否の判断が必要になる。この判断を誤って過度な調整を行うと調整直後に再度の調整が必要となり、結果として高い頻度で調整が実施されると考えられる。

4.2 高い異質性に関する考察

異質性パラメータの推定値が有意に大きく、動作回数以外の要因で調整頻度が高い転てつ機が16台存在していた。この傾向について現場暗黙知との整合性を確認するため、管轄する現場グループへヒアリングを行った。なお、ヒアリング先は電気系統であるが、調査結果には保線系統の検討結果も含まれる。

表4にヒアリング結果を示す。調査した16台の転てつ機のうち10台はクセが強くロック調整頻度が高いと認識されていたことから、異質性パラメータにより現場暗黙知が一定程度形式知化できていると言える。異質性パラメータには特性変数のみでは考慮できない影響因子が集約される。特性変数は電気系統の設備台帳データに基づいて設定していることから、現場でクセが強いと認識されている転てつ機は、電気系統の管理範囲外の要因により調整が多発している可能性が指摘できる。実際に、電気系統の立会のもと、保線系統が軌道状態を調査・対処したのちに調整が抑制された転てつ機が存在している。ヒアリングの結果、道床やレールの状態が悪化しているなど電気系統の管理範囲外（軌道由来）の要因が複数の転てつ機で確認された。なお、異質性パラメータは大きいものの、管轄現場においてロック調整頻度が高いと認識されていない転てつ機6台のうちT-8、T-11、T-15の3台は、特性変数として考慮した1日当たりの動作回数が他と比較して少ない。このため、調整頻度が他の転てつ機と同様であっても標準ハザード率が小さく、異質性パラメータが相対的に大きい値となった可能性がある。この場合、調整頻度は他の転てつ機と大きく変わらないため、管轄現場において特に意識されていない可能性がある。残りのT-3、T-14、T-16については毎回のよう調整が行われていることを元データから確認しているが、管轄現場ではロック調整

表4 異質性パラメータが有意に大きい転てつ機の現場認識

転てつ機 ID	異質性推定値	クセの強さの認識	動作回数/日	備考
T-1	1.91	有り	70	調整後のロック検知多発
T-2	1.87	有り	16	軌道要因により調整多発
T-3	1.65	無し	80	-
T-4	1.58	有り	48	軌道要因により調整多発
T-5	1.58	有り	62	ロック欠けあり
T-6	1.56	有り	26	ロック欠けあり
T-7	1.53	有り	101	調整後のロック検知多発
T-8	1.52	無し	8	-
T-9	1.51	有り	2	転換動作が重い
T-10	1.50	有り	45	調整後のロック検知多発
T-11	1.46	無し	16	
T-12	1.43	有り	11	軌道要因により調整多発
T-13	1.41	有り	45	軌道要因により調整多発
T-14	1.41	無し	48	-
T-15	1.40	無し	16	-
T-16	1.25	無し	50	-

頻度が高いと認識されていなかった。本調査では、これらの3台の転てつ機で調整が多発しているにもかかわらず、管轄現場で調整頻度が高いと認識されていなかった背景は解明できておらず、残された課題である。なお、以上のように現場暗黙知の形式知化だけでなく、形式知から新たな暗黙知（実務への気づき）を与えること、すなわち両者の差異を分析・考察すること自体が維持管理の持続的な効率化、および検査の質の向上において重要であると考えられる。

5. まとめ

本稿では、転てつ機の主要な検査項目であるロック調整について、検査記録から混合ワイブルハザードモデルを構築して要調整発生期間を推定した。そのうえで、統計モデルから解釈した調整発生特性と、現場暗黙知との整合性を、技術者アンケートと現場ヒアリングにより検証した。

混合ワイブルハザードモデルを推定した結果、転てつ機のロック調整は、加速パラメータが1.0より小さい初期不良型に分類されること、異質性として評価した特性変数で説明できない転てつ機個々のばらつきの影響が大きいこと、を明らかにした。この結果から調整発生特性を、過度なロック調整が次のロック調整を誘発する、電気系統の管理範囲外の要因で調整が多発する転てつ機が存在する、と解釈して形式知化した。

一方、技術者アンケートと現場技術者へのヒアリングの結果、74%の現場技術者が調整直後にロック狂いによる再調整を実施した経験を有していること、異質性の高い転てつ機16台のうち半数以上の10台が管轄現場においてクセが強いと認識されていること、を確認した。以上のように、統計モデルを通じて与えた解釈と現場暗黙知は一定程度整合しており、現場暗黙知の少なくない部分が検査記録から推定した統計モデルにより形式知化されていることを明らかにした。

以下に、今後の展望を述べる。

1点目は、抽出した現場暗黙知を反映した調整ルールの策定である。調整ルールの策定では、調整が次の調整を誘発するロックの特性を踏まえ、過剰な調整実施を抑制することが求められる。技術者アンケート

結果の分析を深度化し、過剰な調整を実施してしまう場合の現場技術者の技術的・心理的要因の特定、それを踏まえて不要な調整を抑制する調整および要否判断ルールの設定と効果の検証が必要となる。

2点目は、ロック調整の状況と他系統の設備状態との関連性分析である。今回の分析では、異質性が高い複数の転てつ機は軌道状態が原因である可能性が指摘された。軌道状態は保線系統で計測しているため、軌道状態が異質性に集約されているとする仮説が正しければ、軌道状態から直接的に転てつ機のクセやガタの強さを把握できる可能性も考えられる。これにより、転てつ機の保守を担当する電気系統で調整を繰り返し行う前に、保線系統による軌道状態の改善を講じることで不要な調整を抑制できる可能性がある。

謝 辞

本研究はデジタル技術を用いた設備等のメンテナンスに関する四国旅客鉄道株式会社・公益財団法人鉄道総合技術研究所による共同研究の一環として実施された。

文 献

- 1) 高橋和樹, 下木健児, 三崎友樹, 蝶野武志, 為広重行, 松岡弘大: 鉄道電気系設備の保守効率化のための実態調査と展望, 鉄道工学シンポジウム論文集, Vol.28, No.1, pp.136-143, 2024
- 2) 小林潔司, 田村敬一: 実践インフラ資産のアセットマネジメントの方法, 理工図書, 2015
- 3) 水谷大二郎: アセットマネジメント研究の最先端: 統計的劣化予測と維持管理施策最適化, 土木学会論文集 D3 (土木計画学), Vol.76, No.5, pp. I_1-I_19, 2021
- 4) 稲場亘, 松岡弘大, 為広重行, 福田光芳, 貝戸清之: 検査記録から推定した鉄道転てつ機の調整周期予測モデルと技術者暗黙知との整合性, 土木学会論文集, Vol.81, No.9, 論文 ID: 24-00301, 2025
- 5) 貝戸清之, 山本浩司, 小濱健吾, 岡田貢一, 小林潔司: ランダム比例ワイブル劣化ハザードモデル: 大規模情報システムへの適用, 土木学会論文集 F, Vol.64, No.2, pp. 115-129, 2008

臨時列車と定期列車における乗車率の偏りを踏まえた 旅客の列車選択行動に関する分析

奥田 大樹* 保木本 晟也* 稲場 亘*

Analysis and Verification of Passengers' Train Choice Behavior Considering the Imbalance in Load Factors between Extra and Regular Trains

Daiki OKUDA Seiya HOKIMOTO Wataru INABA

On high-grade lines served by Shinkansen or limited express trains, the load factor of extra trains is often significantly lower than that of regular trains, even when the level of service is comparable. This study conducted a basic investigation into passengers' train choice behavior, as it is considered a potential factor contributing to this imbalance. Firstly, a comparative analysis of booking curves for extra and regular trains was conducted to identify passengers' train choice patterns. Secondly, based on the identified choice patterns, two hypotheses regarding the relationship between load factor disparity and passenger choice behavior were formulated under different assumptions. Finally, the validity of these hypotheses was verified using actual choice behavior data obtained from an on-board questionnaire survey conducted on a certain high-grade line.

キーワード：優等列車，臨時列車，乗車率の偏り，予約曲線，限定合理性

1. はじめに

新幹線をはじめとする優等列車の運行ダイヤの基本計画には、毎日決まった時刻に運行される定期列車に加えて、日々の旅客需要の変動に応じて柔軟に設定することが可能な予定臨時列車（以下、単に「臨時列車」とする）も存在する。これら臨時列車は、通常よりも旅客需要の増加が見込まれる日・時間帯に設定されており、定期列車における過度な混雑の発生や旅客需要の逸失を防ぐ役割を果たしている。

臨時列車の具体的な運行日は、突発的に設定される場合を除き、運行日の1か月以上前に作成される、四半期ごとの臨時列車計画に基づき決定される。そのため、運行が設定された臨時列車の指定席券は、同日に運行される定期列車と同様に、運行日の1か月前から発売が開始される。また、切符販売サイトや乗換案内アプリ等においても、定期列車と同様に検索することが可能であり、車両や車内設備、輸送サービスの内容についても、原則として定期列車と同等の水準が確保されている。そのため、同時時間帯に運行している臨時列車と定期列車は、旅客にとって大きな違いが無い選択肢であると言え、それらの乗車率にも大きな差は生じないと考えられる。しかし現実には、同時時間帯の定期列車と比較して、臨時列車の乗車率が想定外に低くなる（以下、「乗車率の偏り」とする）ケースがしばしば確認されており、その結果、定期列車における過度な混雑の発生や旅客需要の逸失の防止といった目的が、十分に達成されない場合がある。

一般的には旅客は列車を自由に選択できるため、乗車率の偏りは、旅客の列車選択に関する特性が一因となって発生している可能性が高いと考えられる。そのため、臨時列車設定の目的を十分に達成することができる質の高い臨時列車計画を作成するには、その特性を明らかにすることが必要不可欠である。

以上のような背景の下、本研究では、まず、ある地域の優等列車路線（以下、「A路線」とする）を対象に、臨時列車と同時時間帯の定期列車における予約曲線を比較分析し、それぞれの列車に対する旅客の選択

* 情報通信技術研究部 情報解析研究室

傾向の違いを把握した。予約曲線とは、指定席券の発売期間中における指定席の累積予約率の推移を表すものである。次に、その結果を踏まえ、旅客の列車選択行動の特性に関する仮説を、異なる前提条件に基づく二通りの形で構築した。最後に、A 路線の営業列車内でアンケート調査を実施して、旅客の列車選択行動の実態に関するデータを収集し、それに基づき構築した仮説の妥当性を検証した。そして本報では、文献 1 および文献 2 をもとに、一部を加筆・修正した内容を紹介する。

2. 旅客の列車選択の特性に関する分析と仮説の構築

2.1 A 路線における運行条件の概要

日時や区間によって差はあるものの、A 路線における 1 時間当たりの運行本数は、上下線ともに 2~4 本である。列車の系統には、運行区間内の主要駅だけに停車する最速達タイプ、運行区間内の主要駅とそれに次ぐ準主要駅に停車する速達タイプ、および運行区間内の全ての駅に停車する各駅タイプの 3 系統が存在する。また、A 路線には相互直通路線が存在し、最速達タイプは全列車が、速達タイプは一部がその路線に乗り入れている。各駅タイプは A 路線のみでの運行となっている。

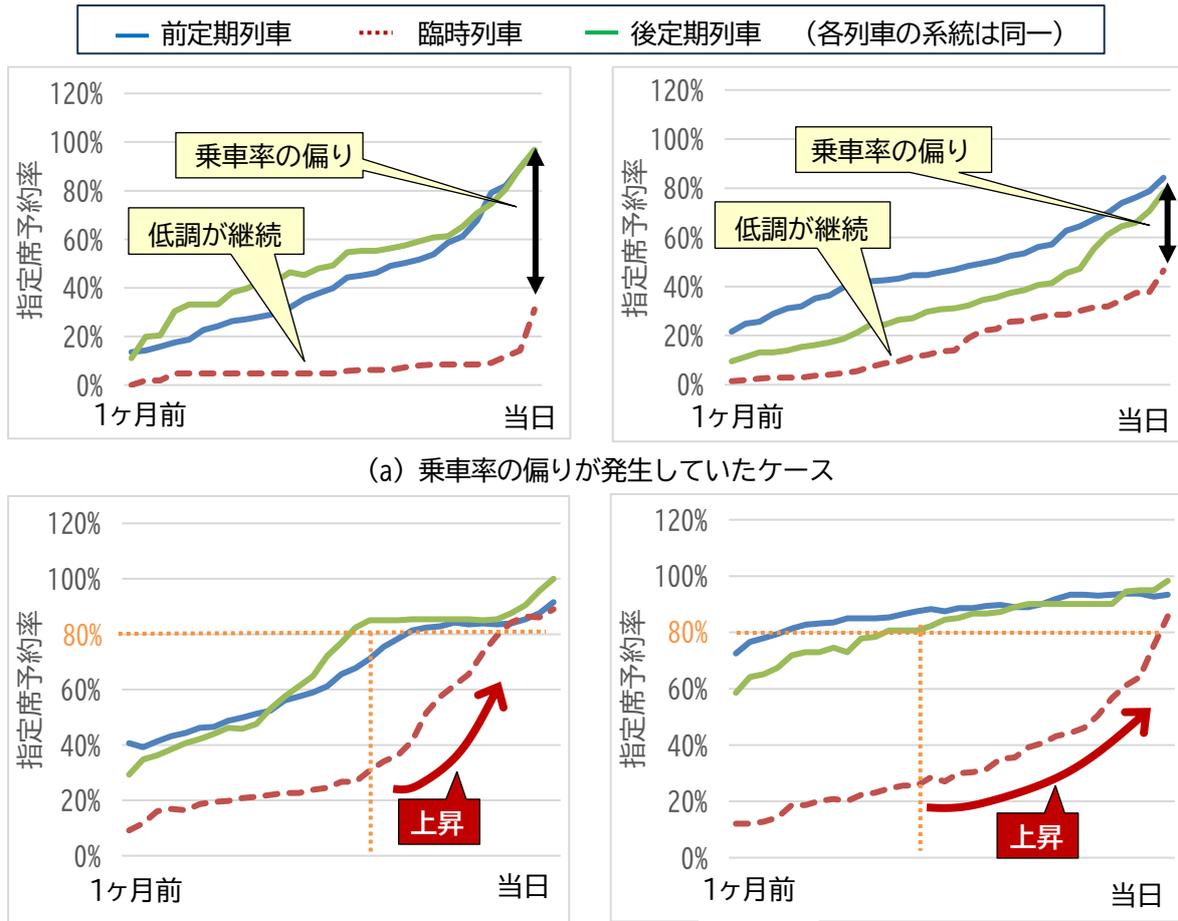
定期列車の系統構成は、速達タイプ、各駅タイプ、最速達タイプの順に多い。一方で、臨時列車の系統構成は速達タイプ、最速達タイプ、各駅タイプの順に多く、各駅タイプについてはほとんど設定されていない。また、臨時列車の系統が最速達タイプもしくは速達タイプである場合に、その前後を走る定期列車が両方とも各駅タイプであるケース、つまり、臨時列車と前後両方の定期列車の間で輸送サービス水準に大きな差があるケースは、一部の特異なケースを除いて存在しない。また、臨時列車の運行が連続するケースも、一部の特異なケースを除いて存在しない。

2.2 A 路線における臨時列車と定期列車の予約曲線の比較分析

A 路線における 2015 年 3 月 14 日~2020 年 2 月 28 日(災害の影響で運行が制限されていた期間を除く)までの指定席券の販売実績データを用いて、期間中に運行されていた各列車の予約曲線を作成した。対象期間中に運行された臨時列車は、上りが 2,488 本、下りが約 3,439 本であり、それらの約 80%は土・日・祝日に設定されていた。

ここでの分析における乗車率の偏りを、臨時列車とその前後を走る輸送サービス水準に差の無い定期列車(以下、「前後定期列車」とし、それぞれを区別する場合には「前定期列車」と「後定期列車」とする)のいずれか一方以上との間で、最混雑区間における乗車率が 30%以上開いている場合と定義すると、その発生率は上りで約 18% (448 本)、下りで約 15% (516 本)となる。そして図 1 は、乗車率の偏りが発生していたケースと発生していなかったケースにおいて、臨時列車と前後定期列車の予約曲線を比較した一例である。なお、比較した各列車の列車系統は全て同一である。

指定席券の発売開始からしばらくの間は、いずれのケースともに、定期列車と比較して臨時列車の予約率の伸びが鈍いことが分かる。そして偏りが発生していたケースでは、その傾向が運行当日まで継続した結果が、乗車率の偏りという形で顕在化したと考えられる。一方、偏りが発生していなかったケースでは、前後定期列車の予約率が 80%を超えた頃から臨時列車の予約率が上昇し、運行当日にまでに前後定期列車の予約率に追いついたことで、結果として乗車率の偏りが発生しなかったと考えられる。このような動きは、定期列車で希望する指定席(例えば窓側の席)を確保できなかった旅客が、次善策として同時間帯の臨時列車を選択したことによるものと考えられ、このような選択行動が実際に発生していることは、中川³⁾の研究でも指摘されている。



(a) 乗車率の偏りが発生していたケース

(b) 乗車率の偏りが発生していなかったケース

図1 臨時列車と前後定期列車の予約曲線の比較事例

2.3 旅客の列車選択の特性に関する仮説

新幹線をはじめとする優等列車では、旅客需要を的確に捉えた輸送サービスを提供するべく、年に1回程度のダイヤ改正が実施されており、これを補完する形での日常的な調整も行われている。そのため、日常的に旅客需要が高まる時間帯には、輸送サービスの根幹を担う定期列車が設定され、臨時列車はこれら列車の合間での設定となっているケースが多いと言える。ただし、各駅における臨時列車と前後定期列車の出発時刻の差は、区間による違いはあるものの、概ね数分から十数分の範囲に収まっていることから、各時間帯の旅客にとって、当該時間帯に設定されている臨時列車と前後定期列車は、同等の選択肢として認識されているとして差し支えないと考えられる。

一般的な離散選択行動の分析と同じく、旅客が完全合理的な個人であると仮定すれば、旅客は各列車の輸送サービス等の情報を熟知したうえで、自身にとって最も都合が良い(効用が最大となる)列車を、首尾一貫した判断基準に基づき矛盾なく選択していたことになる。そしてこの前提の下で、2.2節で示した予約曲線の比較分析の結果を解釈すると、定期列車を選択した旅客は、同時時間帯に設定されていた輸送サービス水準に差が無い臨時列車も選択可能な状況の中で、定期列車を選好したということになる。つまり、旅客が臨時列車よりも定期列車を選好することに繋がる、輸送サービス以外の何らかの要素が存在し、それが乗車率の偏りを発生させたと考えられる。以降では、これを仮説1とする。

一方で、現実の人間の意思決定には、自身の認知能力等の限界に起因する限定合理性⁴⁾が存在し、選択問題の単純化や思考の簡略化など、完全合理性を前提とした意思決定とは一致しない側面が見られる場合がある⁵⁾⁶⁾⁷⁾。このことは様々な実証的研究によって示されており、交通分野においても、例えば柴田⁸⁾らは、

幹線旅客の限定合理性を考慮した交通機関選択モデルを構築し、完全合理的な個人を前提とした場合のモデルよりも高い推計精度を実現している。昨今では、入力された出発時刻等の条件に基づいて該当列車をリストアップできる乗換案内サイト等が普及しており、多くの旅客が列車探索にこれらを利用している。この時、旅客の列車選択が限定合理的であるならば、図2に示すように、「列車を1本ずつ評価し、満足できる輸送サービス条件を満たす列車が見つかった時点で選択する」といった、効用最大化ではなく満足化原理に基づいた選択（以下、「逐次選択」とする）を行う旅客が、一定数存在すると考えられる。先述したとおり、旅客需要の高まる時間帯に合わせて定期列車が設定されている場合、乗換案内サイト等で検索された列車リストの中でトップに位置する列車、すなわち、旅客の目に最初に留まりやすい列車は、定期列車である可能性が高いと言える。そして、旅客が逐次選択で列車を選択している場合には、最初に目についた定期列車の輸送サービス条件が満足水準を満たしていれば、その前後に輸送サービス水準に差が無い臨時列車が設定されていたとしても、それらは認識されることなく定期列車が選択されることになる。つまり、臨時列車が選択肢として認識されないまま定期列車が選ばれるという選択行動が繰り返されることで、結果として定期列車に需要が集中し、乗車率の偏りが発生したと考えることができる。これを仮説2とする。

以上のとおり、旅客の列車選択行動の特性について、異なる前提条件に基づく二通りの仮説を構築したが、いずれの仮説が妥当であるかは、輸送実績データ等から判断することはできない。そこで、旅客の列車選択行動の実態を把握するべく、A路線の旅客を対象とした車内アンケートを実施し、得られたデータを分析することで、どちらの仮説が妥当であるかを検証することとした。

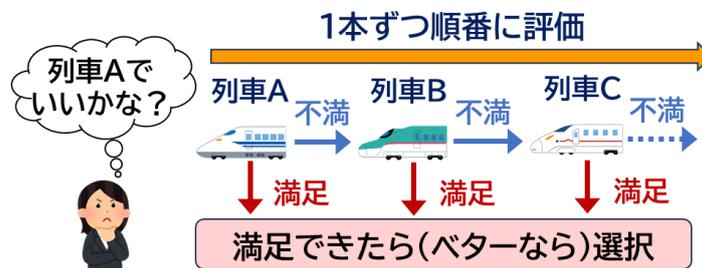


図2 旅客による限定合理的な列車選択の例（逐次選択）

3. 旅客の列車選択行動に関する仮説の検証

3.1 車内アンケートの実施概要と旅客の基本属性

2023年3月18日、19日、および21日に、A路線で運行された臨時列車と、それら列車の前後定期列車の車内で実施した。主な調査項目は表1に示すとおりである。配布した調査票は、臨時列車が2,046票、定期列車が6,956票の計9,002票で、回収された回答は臨時列車が556票（回収率27%）、定期列車が1,917票（回収率28%）の計2,473票であった。このうち、回答内容に不備や矛盾の無かった有効回答は、臨時列車が430票（有効回答率77%）、定期列車が1,403票（有効回答率74%）であり、以降の分析では、この有効回答のみを用いる。

図3は、回答者の性別および年齢層の分布を、列車種別（定期列車と臨時列車）ごとに示すものである。なお、性別と年齢について「答えたくない」とした回答者は、集計から除外している。臨時列車と定期列車ともに、旅客の男女比はほぼ半々であった。また、年齢層の分布についても大きな差は無く、20~49歳と50~64歳の世代による利用が中心であった。

表1 車内アンケートにおける主な調査項目

個人属性 (性別, 年齢, 居住地など)
当日の移動 (移動区間, 移動目的, 切符購入箇所など)
乗車した列車の種別に対する認知状況 ・臨時列車に関する認知の実態 ・列車種別の認知の実態と列車選択の関係性
列車選択プロセスの実態 ・切符購入前における列車選択状況の実態 ・列車の選択方法の実態

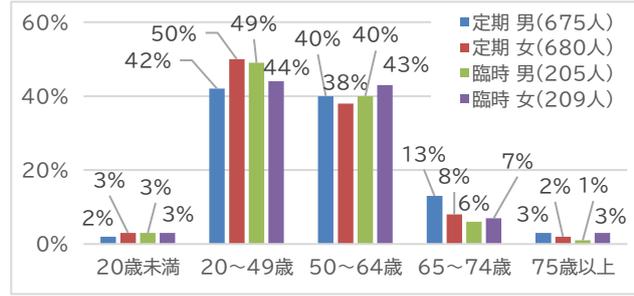


図3 列車種別ごとの回答者の性別と年齢層の分布

3.2 旅客の列車種別に対する認知の実態

本節では、旅客の列車種別に対する認知の実態に関する調査結果を示す。表2は、自身が乗車した列車の種別に対する認知を質問した結果であり、臨時列車ではほぼ全ての旅客が、定期列車では60%弱の旅客が、列車の種別を認識していなかったことを把握した。そして、種別を認識していなかった旅客には、事前にそれが分かっていた場合の列車選択についても質問した。表3はその結果を示すものであるが、その場合でも同じ列車を選ぶとした旅客が、臨時列車と定期列車ともに90%以上を占めていたことを把握した。また、種別を認識していた旅客には、自身が乗車する列車の種別について希望があったかどうかを質問した。表4はその結果を示すものであるが、特に希望はなかったとした旅客が、臨時列車と定期列車ともに80%以上を占めていたことを把握した。

表2 乗車した列車の種別に対する認知

種別に対する認知 (サンプルサイズ)	定期旅客 (1,403)	臨時旅客 (430)
認識していた	44%	5%
認識していなかった	56%	95%

表3 種別を事前に認識していなかった旅客が事前に認識していたと仮定した場合の列車選択

選択する列車 (サンプルサイズ)	定期旅客 (782)	臨時旅客 (409)
同じ列車を選ぶ	92%	94%
別の列車を選ぶ	4%	2%
その他	4%	4%

表4 種別を事前に認識していた旅客の列車種別に対する希望

希望の種別 (サンプルサイズ)	定期旅客 (621)	臨時旅客 (21)
定期列車を希望	16%	9%
臨時列車を希望	0%	5%
特に希望はなかった	82%	86%
その他	2%	0%

以上の結果は、旅客は各列車の輸送サービス等の情報を熟知しているとした完全合理性の前提を否定するものと言える。このことから、旅客が定期列車を選好していた背景に、輸送サービス以外の要素が存在するとは考えにくく、すなわち仮説1は成り立たないと判断するのが妥当と言える。なお、表2に示したとおり、定期列車旅客の40%強は、乗車した列車の種別を認識していたと回答しているが、これら旅客の他の設問に対する回答を見る限り、臨時列車を修学旅行向けの団体列車やダイヤ乱れ時などに突発的に設定される列車等と誤解していた旅客、つまり、臨時列車に乗車していたにも関わらず、定期列車に乗車したと誤認していた旅客が、一定程度含まれていると推察される。

3.3 旅客の列車選択の実態

本節では、旅客の列車選択の実態に関する調査結果を示す。表5は、切符購入時までにおける旅客の列

車選択状況を質問した結果であり、臨時列車と定期列車ともに、乗車時刻などの希望条件のみを決めていた旅客が半数以上であったことを把握した。

希望条件のみを決めていた旅客には、切符購入時における具体的な列車の選択方法についても質問した。表6はその結果を示すものであるが、「列車を1本ずつ評価して、満足できる条件の列車が見つかったらそれを選ぶ」という、図2で示した逐次選択を採用していた旅客が、臨時列車と定期列車ともに約半数を占めていたことを把握した。残りの約半数の旅客は、「いくつかの列車の中から、一番良いと思う列車を選んだ」という多肢選択を採用していたが、このような選択の分析には、完全合理性を前提とした選択モデルを適用することが一般的である。しかし、例えば表2で示したように、これら旅客の多くも、自身が乗車した列車の種別を認識していなかったことなどから、輸送サービス等を熟知したうえでの選択ではなかったと考えられる。よって、これら旅客による列車選択にも、限定合理的な側面が存在していたと考えられる。

表5において、切符購入時よりも前に乗車希望の列車を決めていた旅客には、各列車の輸送サービス等の情報検索にどのようなツールを用いたか、および第2希望以降の列車の選択実態についても質問した。表7は前者の結果を示すものであるが、臨時列車と定期列車ともに、旅客の大半は乗換案内サイト（およびそれに準じるもの）を用いていたことを把握した。そして表8は後者の結果を示すものであるが、旅客の約半数は、第2希望以降の列車は特に探索していなかったことを把握した。旅客が逐次選択を採用していたと仮定すれば、乗換案内サイト等でリストアップされた列車の中から、条件に満足できる列車が見つかった時点で選択が終わるため、第2希望以降の列車は存在しないこととなる。よって、切符購入前に乗車希望の列車を決めていた旅客についても、その半数程度は逐次選択で列車を選んでいただと考えられる。

以上の結果は、多くの旅客の列車選択において、程度の差こそあれ限定合理的な側面が存在していたことを示しており、乗車率の偏りを発生させる要因の一つであったと考えられる。よって、仮説2は妥当であると考えられる。

表5 切符購入時までにおける旅客の列車選択状況

列車選択状況 (サンプルサイズ)	定期旅客 (1,403)	臨時旅客 (430)
事前に決まっていた	38%	29%
乗車時間など希望条件のみ決まっていた	53%	58%
その他	9%	13%

表6 希望条件のみ決めていた旅客の列車選択方法

列車選択方法 (サンプルサイズ)	定期旅客 (744)	臨時旅客 (387)
列車を1本ずつ評価して、満足できる条件の列車があれば選択	49%	48%
いくつかの列車を比較して一番良いと思う列車を選択	46%	44%
その他	5%	8%

表7 情報探索に用いたツールの相対度数

探索ツール (サンプルサイズ)	定期旅客 (540)	臨時旅客 (125)
乗換案内サイト	88%	88%
鉄道時刻表	6%	6%
過去の利用経験	4%	0%
その他	2%	6%

表8 第2候補以降の列車の選択状況

第2候補以降の列車 (サンプルサイズ)	定期旅客 (540)	臨時旅客 (125)
決まっていた	36%	38%
探していなかった	49%	50%
候補となる列車は無かった	6%	7%
その他	9%	4%

4. おわりに

本研究は、新幹線等の優等列車において乗車率の偏りをもたらす旅客の列車選択の特性を明らかにすることを目的として、まず、A 路線で運行された臨時列車と前後定期列車における予約曲線の比較分析を実施した。そして、乗車率の偏りが発生していたケースとしていなかったケースの双方において、旅客は定期列車を選択する傾向が強いこと、および前後定期列車で希望座席の購入謝絶に遭遇する旅客が出始めると、次善策として臨時列車を選択する旅客が増加する実態が確認された。次に、予約曲線の比較を通じて把握した旅客の選択傾向の実態に基づき、旅客の列車選択が完全合理的である場合と限定合理的な側面を含む場合の二通りの仮説を構築した。最後に、A 路線で実施した車内アンケートの結果に基づく検証によって、一定数の旅客が逐次的に列車を選択していることが確認されるなど、旅客の列車選択行動には限定合理的な側面が存在し、その影響で乗車率の偏りが発生したとする仮説が妥当であることを確認した。

今後は、まず、限定合理的な旅客の列車選択を表現可能な列車選択モデルを、ランダム効用最大化モデルの理論に基づき構築する。このモデルは、意思決定者の選択行動が完全合理的であることを前提としているが、意思決定者の認知ミス等によって発生する効用の誤差項を考慮したものとなっており、その中に、意思決定者の限定合理的な選択の影響も含まれているとすれば、列車選択モデルの構築に適用可能と言える。そして、旅客に対する質の高い輸送サービスの提供を実現するべく、旅客の列車選択モデルに基づいた臨時列車計画の妥当性を評価可能な手法の構築を目指す。

謝 辞

A 路線での車内アンケートの実施にあたっては、当該路線を管理する鉄道事業者に多大なるご協力を頂いた。ここに厚く謝意を表する。

文 献

- 1) 奥田大樹, 保木本晟也, 稲場亘: 優等列車の臨時列車と定期列車の間で発生する乗車率の偏りに関する一考察, 土木学会第 79 回 年次学術講演会講演概要集, ROMBUNNO.IV-110 (WEB ONLY), 2024
- 2) 奥田大樹, 保木本晟也, 稲場亘: 臨時列車と定期列車の間に発生する乗車率の偏りを踏まえた旅客の列車選択に関する基礎的検討, 鉄道技術連合シンポジウム (J-RAIL2024) 講演概要集, 2024
- 3) 中川伸吾, 柴田宗典, 深澤紀子: 潜在的な需要を考慮した席種別の需要推計モデルと乗車人数推定シミュレーション, 情報処理学会研究報告, Vol. 2016-ITS-64, No.13, 2016
- 4) Simon, H. A.: Reason in Human Affairs, Stanford University Press, Stanford, California, 1983.
- 5) 中山昌一朗: サイモンの限定合理性とプロセス記述: 土木計画へのインプリケーション, 土木学会論文集 D3, Vol.68, No.5, pp.I_523-I_539, 2012
- 6) 小林潔司, 松島格也: 限定合理性と交通行動モデリング: 研究展望, 土木学会論文集, Vol.2001, No.688, pp.5-17, 2001
- 7) 森川高行, 倉内慎也: 合理選択の拡張とモデリングへのインプリケーション, 土木学会論文集, Vol.2002, No.702, pp.15-29, 2002
- 8) 柴田宗典, 内山久雄: 幹線旅客の交通機関選択行動における意思決定プロセスのモデル化に関する研究, 土木計画学研究・論文集, 26 巻, pp.457-468, 2009

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

小島謙一

■企画・監修

川崎邦弘	上半文昭	石毛 真	武内陽子
仁平達也	瀧上唯夫	田所敏弥	根津一嘉
桃谷尚嗣	布川 修	福田光芳	平井 力
松井元英	池田 学	宇田東樹	遠藤広晴
富田 優	豊岡亮洋		

鉄道総研報告 第40巻 第3号

2026年3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

©2026 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. 40 No. 3

Mar. 2026

PAPERS

- Door Pinching Detection Using Door End Rubber with Built-in Pressure-sensitive Sensor
.....S.MAMADA, H.TANAKA, M.YOSHIDA, T.OTA, Y.AKASAKA, R.WATANABE (1)
- Effect of Operating Conditions on the Life of Traction Motor Bearings
.....D.SUZUKI, K.TAKAHASHI (11)
- Proposal of New Maintenance Standard Values of Track Irregularity for High-speed Type Turnout
.....K.SHIOTA, A.MIYASHITA (19)
- Study on Frost Damage Area of Slab Track Filling Layer
.....T.TAKAHASHI, Y.MISAWA, S.SAITO (29)
- Survey of Load Condition and Evaluation of Bending Load Capacity of Aged Shinkansen Prestressed
Concrete Sleeper
.....T.WATANABE, S.MINOURA, K.GOTO (36)
- Formalization of Tacit Knowledge of Field Engineers using Statistical Occurrence Prediction Model
of Point Machines Lock Adjustment
.....W.INABA, K.MATSUOKA, S.TAMEHIRO, M.FUKUDA, K.KAITO (45)
- Analysis and Verification of Passengers' Train Choice Behavior Considering the Imbalance in Load
Factors between Extra and Regular Trains
.....D.OKUDA, S.HOKIMOTO, W.INABA (55)

