

# 卒業論文

## 実機の環境を考慮した 鉄道分岐器の衝撃振動による寿命予測

令和2年 1月31日 提出

03-180194

重盛 壮平

---

指導教員名

泉 聡志 教授

# 実機の環境を考慮した鉄道分岐器の衝撃振動による寿命予測

重盛 壮平 指導教員 泉 聡志 教授

Key word: Finite element analysis, Railroad switch, Jaw pin, Lifespan evaluation, Installation situation

## 1. 緒言

### 1.1 背景

分岐器は、トングレーलと呼ばれる可動レールを電気転てつ機で動かすことにより列車の進路を決定する。分岐器に不具合があると列車の運行に支障をきたすため、分岐器の各部品は定期的な交換が行われている。しかし分岐器の不具合発生の原因は明確ではなく、交換周期も経験則に基づき設置環境や列車の通過状況に依らず一律に設定されているため、真の分岐器の寿命に対し過剰な交換がなされている可能性がある。そのため、実測や有限要素解析により不具合の原因とされる事象を明らかにし、適切な交換周期を提言が求められている。

### 1.2 研究の目的

分岐器不具合の要因のうち、トングレールと電気転てつ機をつなぐフロントロッド等の部品に使用される軸受けの摩耗に着目する。測定が困難な摩耗量を算出し寿命を予測するため、営業線で振動波形測定を行い、有限要素解析により、実測を行った分岐器の軸受けの摩耗量を算出する研究が行われてきた[1]。本研究では、これを応用し、ダブルスリップ分岐器と呼ばれる種類の分岐器について、実測を行っていない箇所に対して摩耗量を推定し、寿命の予測ができるようにすることを目的とする。

## 2. トングレール後端衝撃振動予測

まず分岐器の設置条件や列車の通過状況などから、列車通過時にトングレールの後端で発生する衝撃振動の大きさを予測する。営業線での分岐器振動波形測定の実験データをもとに、トングレール後端のつなぎ目にある段違い量、目違い量と呼ばれる不整量および列車の通過速度や車輪径などをパラメータとし[2]、衝撃振動の加速度振幅の計算式を次のように求めた。

$$A = \alpha \left[ \beta V + \gamma m V \left\{ \sqrt{\frac{2h}{r}} + \sqrt{\frac{2y/\sin\phi}{r}} \cos\phi \right\} \right] \quad (1)$$

なお、 $A$ が加速度振幅、 $\alpha$ 、 $\beta$ および $\gamma$ は係数、 $h$ 、 $y$ が段違い量および目違い量、 $r$ は車輪半径で、 $\phi$ はフランジ角である。

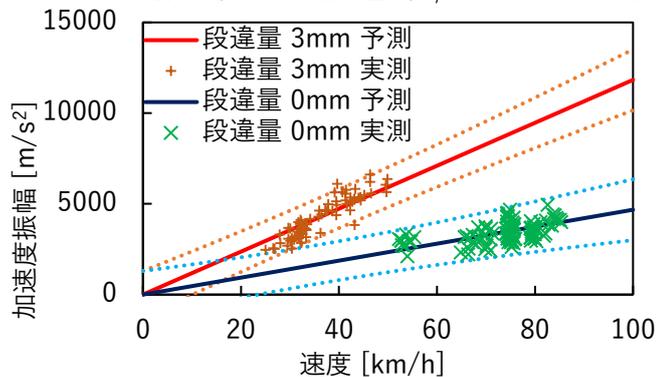


Fig. 1 Measured value and predicted line of acceleration amplitude at heel of tongue rail

実測値と予測線を Fig. 1 に示す。Fig. 1 には 95% 予測区間もあわせて示した。

## 3. PV 積分値の予測

次に、解析により衝撃振動の大きさと軸受けの摩耗量との関係性を求める。先行研究[1]のダブルスリップ分岐器の有限要素モデルをもとに、列車進路の想定を4進路に増やし、入力衝撃値を変更して解析を行った。解析結果から摩耗を予測するべく軸受けの滑り速度と接触面圧の時間積分値である PV 積分値を求め、入力衝撃値との関係をプロットすると Fig. 2 のようになった。

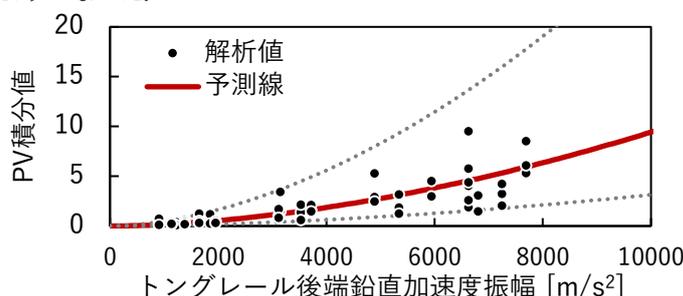


Fig. 2 Relationship between PV-integral value and acceleration amplitude at heel of tongue rail

これより1衝撃あたりの PV 積分値  $w$  を次のように見積もる。 $c$ は係数でありモデルの不確実性から幅を持つ値となった。

$$w = cA^{1.46} \quad (2)$$

## 4. 営業線内分岐器の寿命予測

営業線に設置されたダブルスリップ分岐器について、2つの予測式と設置状況、列車の通過数をもとに分岐期中の4つの軸受けの摩耗量予測を行い、Table 1 のような結果を得た。

Table 1 Predicted wear amount and lifespan of bearing

軸受け	①	②	③	④
摩耗量 [mm/年]	0.0062	0.0072	0.021	0.041
予測寿命 [年]	241.6	209.5	72.3	36.2
95%下限 [年]	96.1	83.6	30.2	15.1

## 5. 結言

予測を行った分岐器が列車通過数の少ないものであったため想定される最短の寿命を考えても現行の交換周期よりは十分長く、分岐器設置場所ごとの特性に応じて、部品の交換周期を延長することが可能であると考えられる。今後、実際の摩耗量との比較を行いさらに精度を高めるとともに、形状や長さの異なる分岐器にも対応できるようにすることが課題である。

## 参考文献

- [1] 島本琢磨 et al. “列車通過時振動による特殊分岐器フロントロッド部品の摩耗予測のための有限要素モデリング”, 日本機械学会論文集, Vol.85, No.873, (2019), pp.1-17
- [2] 西本正人, 山口剛志, “列車荷重の継目部衝撃成分推定に関する検討”, 鉄道技術・政策連合シンポジウム講演論文集, (2013), pp.5-8

# 目次

目次 .....	3
図目次 .....	6
表目次 .....	8
第 1 章 序論 .....	9
1.1 研究の背景 .....	9
1.2 先行研究 .....	10
1.3 研究目的 .....	11
1.4 論文の構成 .....	11
第 2 章 鉄道分岐器の仕組み .....	12
2.1 緒言 .....	12
2.2 鉄道分岐器[11] .....	12
2.2.1 分岐器の種類[10][11] .....	13
2.2.2 列車の通過方向[3][12] .....	16
2.2.3 分岐器の座標系と各軸方向の名称[10] .....	17
2.3 転てつ装置と転換動作[3][10] .....	17
2.3.1 転てつ装置を構成する部品 .....	17
2.3.2 転てつ装置の機能[11] .....	19
2.4 分岐器の転換不能について .....	21
2.4.1 転換不能の要因 .....	22
2.4.2 軸受摩耗につながる要因 .....	22
2.4.3 本研究でのアプローチ .....	24
第 3 章 衝撃振動予測 .....	25
3.1 緒言 .....	25
3.2 衝撃振動の特徴 .....	25
3.3 衝撃振動に影響する要因 .....	26
3.3.1 列車通過方向 .....	26
3.3.2 列車通過速度 .....	27

3.3.3 段違い量 .....	28
3.3.4 目違い量 .....	28
3.4 衝撃振動の大きさの推定.....	29
第 4 章 有限要素モデル.....	30
4.1 緒言 .....	30
4.2 モデリング .....	30
4.2.1 モデリング範囲.....	30
4.2.2 レールモデリング.....	32
4.2.3 接続かん, 動作かん, 転てつ装置モデリング.....	32
4.2.4 軸受けモデリング.....	33
4.2.5 マクラギモデリング.....	35
4.3 解析荷重条件 .....	35
4.3.1 入力位置 .....	35
4.3.2 入力波形 .....	36
4.4 解析条件 .....	37
第 5 章 解析結果 .....	40
5.1 緒言 .....	40
5.2 実機との比較 .....	40
5.2.1 トングレール後端振動加速度振動波形比較.....	40
5.2.2 肘金部振動加速度.....	41
5.2.3 後端衝撃との関連性の比較.....	42
5.3 フロントロッドの振動の様子.....	44
5.4 PV 積分値 .....	47
5.4.1 接触面圧 .....	47
5.4.2 軸受け滑り速度.....	48
5.4.3 PV 積分値計算 .....	49
5.5 PV 積分値予測 .....	55
5.6 考察 .....	59
第 6 章 実機の摩耗量予測.....	60
6.1 緒言 .....	60
6.2 摩耗量計算式 .....	60
6.3 実機の摩耗予測 .....	61
6.3.1 段違い量, 目違い量の測定.....	61
6.3.2 列車通過数.....	62
6.3.3 寿命予測 .....	62
6.4 考察 .....	63

---

第 7 章 結論 .....	64
7.1 結論 .....	64
7.2 今後の課題 .....	64
謝辞 .....	66
参考文献 .....	67

# 図目次

図 2.1 営業線に設置された分岐器（普通分岐器） .....	12
図 2.2 普通分岐器の種類[11][12] .....	13
図 2.3 代表的な特殊分岐器の種類[11][12] .....	14
図 2.4 ダブルスリップ分岐器外観 .....	14
図 2.5 ダブルスリップ分岐器の構成図[10] .....	15
図 2.6 対向通過および背向通過 .....	16
図 2.7 ダブルスリップ分岐器の転てつ装置 .....	18
図 2.8 電気転てつ機内鎖錠機構 .....	20
図 2.9 鎖錠かんとロックピース .....	21
図 2.10 転換異常時（模擬） .....	21
図 2.11 目違い量および段違い量 .....	23
図 3.1 LS 進路背向通過時トングレール後端鉛直加速度 .....	25
図 3.2 トングレール後端鉛直加速度の度数分布 .....	26
図 3.3 ステップアップとステップダウン .....	27
図 3.4 通過速度とトングレール後端加速度 .....	27
図 3.5 トングレール後端衝撃の予測と実測の比較（背向通過） .....	29
図 4.1 L 開通モデル上面図 .....	31
図 4.2 L 開通モデルアイソメ図 .....	31
図 4.3 B フロントロッド周辺部 .....	31
図 4.4 A フロントロッド周辺部 .....	31
図 4.5 R 開通モデル上面図 .....	32
図 4.6 接続かんおよび動作かん周辺の図 .....	33
図 4.7 軸受けの外見およびカット図 .....	34
図 4.8 接触定義の呼称法 .....	34
図 4.9 4つの軸受けの位置と呼称 .....	34
図 4.10 トングレール付近ばね要素鉛直方向荷重－変位曲線 .....	35
図 4.11 鉛直荷重と軌間内外方向荷重 .....	36
図 4.12 各進路の荷重入力点 .....	36

図 4.13 入力荷重曲線.....	37
図 4.14 トングレールマクラギ間の鉛直方向荷重－変位曲線.....	38
図 4.15 接続かんの軌間内外方向荷重－変位曲線.....	38
図 5.1 トングレール後端鉛直加速度波形.....	41
図 5.2 肘金鉛直加速度波形.....	42
図 5.3 肘金軌間内外方向加速度波形.....	42
図 5.4 トングレール後端の鉛直加速度振幅と 肘金の鉛直加速度振幅の関係（実測）.....	43
図 5.5 トングレール後端の鉛直加速度振幅と 肘金の軌間内外方向加速度振幅の関係（実測） .....	43
図 5.6 トングレール後端鉛直加速度振幅と肘金の鉛直加速度振幅の関係の比較.....	44
図 5.7 トングレール後端鉛直加速度振幅と肘金の軌間内外方向加速度振幅の関係の比較.....	44
図 5.8 LS 進路モデルのフロントロッドの振動伝達の様子（加速度 [mm/s <sup>2</sup> ]）.....	45
図 5.9 LC 進路モデルのフロントロッドの振動伝達の様子（加速度 [mm/s <sup>2</sup> ]）.....	45
図 5.10 RS 進路モデルのフロントロッドの振動伝達の様子（加速度 [mm/s <sup>2</sup> ]）.....	46
図 5.11 RC 進路モデルのフロントロッドの振動伝達の様子（加速度 [mm/s <sup>2</sup> ]）.....	46
図 5.12 LS モデル軸受け上段の接触面圧と角度の関係.....	48
図 5.13 LS モデル軸受け0度上段の滑り速度の軸受けごとの差異.....	49
図 5.14 B 左トングレールと接続する軸受けの PV 積分値の角度依存性.....	50
図 5.15 軸受け上段のトングレール後端鉛直加速度振幅と PV 積分値の関係.....	56
図 5.16 軸受け中段のトングレール後端鉛直加速度振幅と PV 積分値の関係.....	57
図 5.17 軸受け下段のトングレール後端鉛直加速度振幅と PV 積分値の関係.....	57
図 5.18 トングレール後端鉛直加速度振幅と PV 積分値の両対数グラフ.....	58
図 5.19 トングレール後端鉛直加速度振幅による PV 積分値の予測.....	58
図 6.1 m 駅寿命予測対象分岐器の外観.....	61

# 表目次

表 2.1 進路の一覧.....	17
表 4.1 ばね要素の特性表.....	38
表 4.2 材料一覧.....	39
表 4.3 解析条件一覧.....	39
表 5.1 B 左トングレールに接続する軸受けの PV 積分値.....	50
表 5.2 4 つの軸受けそれぞれの最大 PV 積分値の比較.....	50
表 5.3 LS モデルの PV 積分値の傾向（衝撃：B 左トングレール）.....	52
表 5.4 LC モデルの PV 積分値の傾向（衝撃：A 左トングレール）.....	53
表 5.5 RS モデルの PV 積分値の傾向（衝撃：A 右トングレール）.....	54
表 5.6 RC モデルの PV 積分値の傾向（衝撃：B 右トングレール）.....	55
表 6.1 予測対象分岐器の各トングレール後端の段違い量および目違い量.....	62
表 6.2 進路ごとの列車通過状況.....	62
表 6.3 予測に用いる比摩耗量の値.....	62
表 6.4 軸受けごとの摩耗量および寿命一覧.....	63

# 第 1 章 序論

## 1.1 研究の背景

鉄道では主に駅などにおいて、列車の進路を切り替えるために分岐器が使用されている。分岐器には設置される場所や進ませたい進路の構成に合わせて様々な種類が存在する。これらは形状は異なるものの、いずれも動かすことのできるトングレールを固定されたレールの中で動かし、一方の固定レールに密着させることで列車の進路を決定している。密着させる固定レールを一方から他方に切り替えることを転換動作と呼び、トングレールを動かし転換動作を行う装置のことを転てつ装置と呼ぶ。この転てつ装置に不具合が生じると列車通過ができなくなり、列車の運転見合わせや遅延につながってしまう。このような事態を防ぐために、転てつ装置は定期的な交換およびメンテナンスが行われている。また、転てつ装置内の鎖錠機構の改良[1]や分岐器全体の技術革新[2]など、故障が発生しにくくメンテナンスの必要性を抑えることができるような分岐器の研究開発が行われてきた。

転てつ装置の部品の中で、トングレールの先端に取り付けられているフロントロッドという部品に着目する。フロントロッドはトングレールとともに動き、接続かんと呼ばれる棒状の部品がフロントロッドと電気転てつ機をつなぐことで、トングレールの先端の位置情報を電気転てつ機に伝える役目をもつ。電気転てつ機は内部にある照査機構によりトングレールの先端が正しい位置にあるかどうかを確認し、正常に転換が行えたと判断された場合に列車の通行が可能となる[3]。そのため、仮に現実には転換動作が正しく行われ、トングレールが所定の位置にあったとしても、何らかの原因でフロントロッドや接続かんの位置に不備があると電気転てつ機内の照査装置が正常な転換を確認できず、列車の運行に支障をきたすこととなる。

このような位置の不備が発生する要因として、フロントロッドと接続かんをつなぐ箇所にある軸受けの摩耗や、トングレールとフロントロッドをつなぐ部品である肘金の折損が考えられる[4]。また、この摩耗や折損は、列車が分岐器を通過する際に生じる振動が原因であると考えられている。列車通過時の振動にも 2 つの種類および発生原因があると考えられ、ひとつはトングレールの後端、すなわちフロントロッドのついてない側の端部にあるレ

ールの継目を車輪が通過する際に生じる高周波振動であり、もう一つは車軸がトングレール上を進むことにより生じる低周波振動である。これらの現象によりフロントロッドが折損するなどの事例も報告されており[4]、分岐器を通過する列車によって転てつ装置は大きな負荷を受けている[5]。

軸受けの摩耗や肘金の折損が起こる明確な原因は明らかになっていないものの、分岐器を使用するにつれこれら転換不能を引き起こす原因が進行することが経験的にわかっているため、フロントロッドや肘金などの部品は時間計画保全の考え方により一定期間ごとに交換されることとなっている。しかしこの交換周期は分岐器の状態や列車通過数に依らず一律に設定されており、必要以上に交換が行われている可能性がある。そのため、分岐器の種類や設置環境、通過する列車の特徴や通過時の振動特性などに応じて部品の交換周期を設定することで、メンテナンスコストを低減することができる可能性がある。しかし、現地調査により振動特性を把握するのは非常にコストおよび時間のかかる手法であり、これをすべての分岐器に対して行い最適な交換周期を導くのは非現実的である。そのため、分岐器の形状や設置条件などを変化させると分岐器の振動特性がどのように変化するかを、有限要素解析や統計的手法などを組み合わせて明らかにし、軸受けの摩耗や肘金への影響を評価して適切な交換周期を提言することが求められている。

## 1.2 先行研究

軸受けの摩耗については滑り速度の大きい高周波振動が大きく影響すると考えられる。そのため、高周波振動を発生させたときの普通分岐器の過渡応答を模した有限要素解析を行い、その解析によって求められた軸受けの接触力や滑り速度をもとに摩耗量を推定する研究が行われてきた[6]。同様に、特殊分岐器のひとつであるダブルスリップ分岐器についても高周波振動発生時の過渡応答を模した有限要素解析を行い、軸受けの摩耗量を推定する手法が考案されている[7]。また肘金の折損についても、肘金のボルト締結部の条件やフロントロッドを規定以上に伸ばす張りと呼ばれる状態を考慮しながら高周波振動を発生させたときの普通分岐器の有限要素解析がなされ、肘金の応力を評価しその影響を調べた[8][9]。

低周波振動についても、ダブルスリップ分岐器の有限要素モデルに低周波振動を与えその過渡応答から肘金に与える影響の評価がなされた。また、レール下の保守状態を考慮しながらモデル化し低周波振動を発生させる有限要素解析が行われ、保守状態と肘金への影響との関連性を明らかにするアプローチが行われた[10]。

## 1.3 研究目的

本研究室では、これまでに普通分岐器およびダブルスリップ分岐器について、列車通過時の高周波振動に着目して軸受けの摩耗評価が行われてきた。これらの解析は営業線で列車通過時の振動波形の実測を行った分岐器をモデル化して行われたものであり、振動特性等を一定の精度で再現できるようになっている。

そこで本研究ではダブルスリップ分岐器について、これまでの解析実績および摩耗の計算手法を応用し、振動波形測定を行っていない多数の分岐器に対し軸受けの摩耗の予測を可能とすることを目的とする。

## 1.4 論文の構成

第 1 章では本研究の背景と目的を述べた。

第 2 章では分岐器や転てつ装置に関する用語や仕組みを述べる。

第 3 章では列車通過時にトングレール後端で生じる衝撃振動の予測について検討する。

第 4 章では実機を再現するための有限要素解析のモデリング手法について述べる。

第 5 章では有限要素解析の解析結果を示し、衝撃振動の大きさと摩耗の算出に用いる PV 積分値との関係について検討する。

第 6 章では一定期間内の摩耗量について検討し、営業線内の分岐器の設置条件や列車通過状況から摩耗量と寿命を予測し、考察する。

最後に、第 7 章で本論文の結論を述べる。

## 第 2 章 鉄道分岐器の仕組み

### 2.1 緒言

この章では、鉄道分岐器の各部品の名称や機能、構造について説明し、転換動作やその不良の理由・原因についても説明をする。

### 2.2 鉄道分岐器[11]

鉄道分岐器は主に駅や信号場などの列車および車両の進路が 2 つ以上に分かれる地点に設置されるものであり、トングレールと呼ばれるレールが動くことにより列車の進路をどちらかに振り分けることができる。また、列車の進路が 2 つから 1 つに合流する地点でも同様に分岐器が設置され、列車が来る方向に合わせてあらかじめトングレールを設定しておき列車の進路を構成する。

下に一般的な分岐器の外見写真を示す。



図 2.1 営業線に設置された分岐器（普通分岐器）

## 2.2.1 分岐器の種類[10][11]

分岐器には設置される箇所の特性に合わせて複数の形状のものがある。それらは普通分岐器と特殊分岐器の 2 つに大別される。

### 2.2.1.1 普通分岐器

普通分岐器は 1 つの進路から 2 つの進路へと振り分ける分岐器である。これは規格化がされており生産やメンテナンスが容易なため、低コストで多くの箇所に用いられている。普通分岐器にも図 2.2 に示すような種類が存在し、設置環境に合わせて使い分けられる。

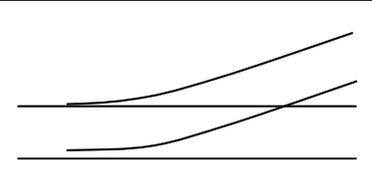
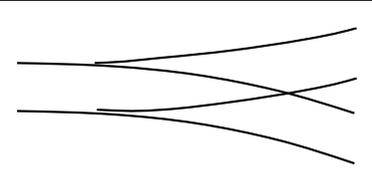
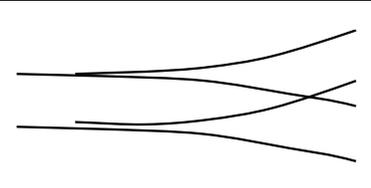
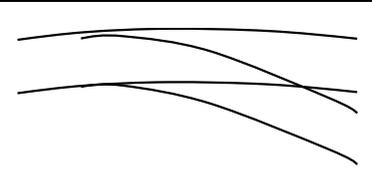
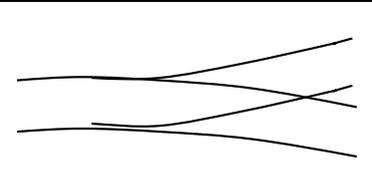
		
片開き分岐器 直線から左右いずれかに分かれる分岐器	両開き分岐器 直線から左右対称に 2 方向に分かれる分岐器	振り分け分岐器 直線から左右非対称に 2 方向に分かれる分岐器
		
内方分岐器 曲線からその内側に分かれる分岐器	外方分岐器 曲線からその外側に分かれる分岐器	

図 2.2 普通分岐器の種類[11][12]

### 2.2.1.2 特殊分岐器

特殊分岐器は 1 進路を 2 進路に分岐するだけでなく、多くの方向の進路に分岐させることができる分岐器である。設置場所に合わせた寸法や形状で製作され、使用される目的も多岐にわたる。代表的な特殊分岐器の例を図 2.3 に示す。

寸法・形状が自由なため、スペースの制約で普通分岐器のみでは対応できない箇所などにも適応することが可能ではあるが、規格化されていないという点でコストが大きくなってしまう。また、普通分岐器よりも構造が複雑で可動部分が多く、部品の交換周期も短く設定される。

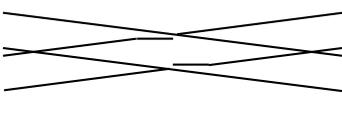
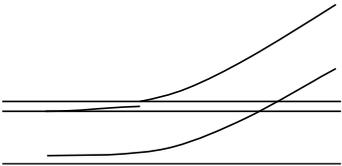
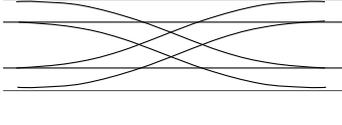
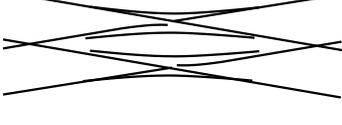
		
<p>渡り線 並行する 2 つの軌道を 連絡する分岐器</p>	<p>ダイヤモンドクロッシング 2 つの軌道が交差する箇所 に用いられる分岐器</p>	<p>三線式分岐器 三線軌道で用いられる 分岐器</p>
		
<p>シーサークロッシング 平行する 2 つの軌道を交差す る渡り線で連絡する分岐器</p>	<p>ダブルスリップ分岐器 曲線からその外側に 分かれる分岐器</p>	

図 2.3 代表的な特殊分岐器の種類[11][12]

本研究で注目するダブルスリップ分岐器についてより詳細に説明する。図 2.4 にダブルスリップ分岐器の外観を示す。ダブルスリップ分岐器はダイヤモンドクロッシングに相互の進路切り替え機能を持たせたものである。すなわち、2 進路がただ交差するだけのダイヤモンドクロッシングを、通過列車を別進路に進ませることができるようにしたものである。



図 2.4 ダブルスリップ分岐器外観

このダブルスリップ分岐器の構成図を図 2.5 に示す。ダブルスリップ分岐器は図 2.5 中央付近の「可動 K 字クロッシング部」とその外側の「スリップポイント部」に分けられる。

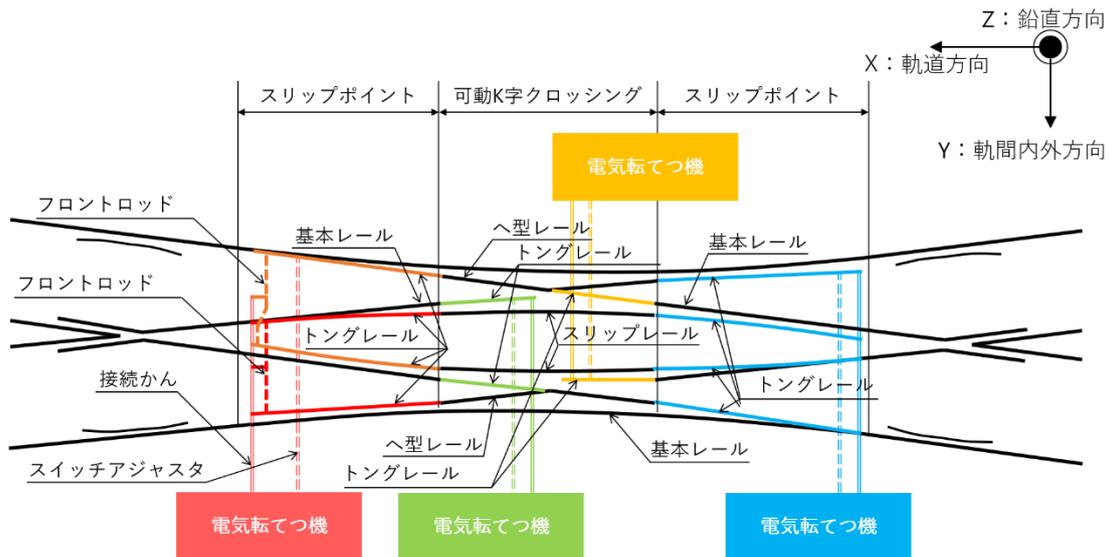


図 2.5 ダブルスリップ分岐器の構成図[10]

可動 K 字クロッシング部は 2 台の電気転てつ機がそれぞれ 2 本のトングレールを動かし、交差進路を構成する。これは可動式のダイヤモンドクロッシングと同様の構造となっている。トングレールとは、2 本のレールが一体となって動く可動レールのことであり、固定されたヘ型レールにトングレールのうち 1 本が接し、他方は空間を保つ。トングレールの先が細くなっており他レールと接する側のことを先端といい、反対側の移動の支点となる側を後端と呼ぶ[12]。可動 K 字クロッシング部の左右にあるスリップポイント部は、片開き分岐器を 2 組並べたような構造をしており、左右それぞれ 1 台ずつの電気転てつ機が 4 本ずつトングレールを動かす。この 4 本のトングレールは、2 本 1 組のトングレールが 2 組存在すると考えることができ、図 2.5 左側を見ると、赤のトングレールとオレンジのトングレールの組があることが分かる。また、スリップポイント部での固定されたレールは基本レールと呼ばれる。可動 K 字クロッシング部と左右のスリップポイント部が連携して進路を構成することにより、図 2.5 左側の 2 進路よりやってきた列車は右側の 2 進路に自由に振り分けることが可能であり、その逆も同様である。

ダブルスリップ分岐器は、片開き分岐器だけで同様の配線を構成する場合より小さい用地で設置することが可能であるが、構成部品が多く各部品の干渉を避けるため立体的で複雑な構造となっており、調整や設置、分解に非常に手間がかかる。また、構成部品の多さは弱点箇所の増加にもつながり、レールのふく進やマクラギ間隔狂いが発生しやすく転てつ装置のロック変位や軌道短絡などの転換不能につながる事象が普通分岐器よりも発生しやすいとされている。

本研究では、左右ほぼ対象であることから図 2.5 の左半分を対象とすることとし、1 電気転てつ機で 4 本のトングレールを動かす、より複雑かつ特殊なスリップポイント部に着目する。

## 2.2.2 列車の通過方向[3][12]

分岐器の通過方向には名称がつけられており、図 2.6 のように軌道が分岐する方向に通過することを対向通過、逆に軌道が合流する方向に通過することを背向通過と呼ぶ。ダブルスリップ分岐器に当てはめた場合、まず可動 K 字クロッシング部においては、図 2.5 の中心から外側へ向かう方向が対向通過であり、中心に向かう方向が背向通過である。次にその両側のスリップポイント部については逆に、左右両端から内側へ向かう方向が対向通過で、中心から外側へ進む場合が背向通過となる。例えば図 2.5 の左上から右下へと通過する列車の場合、まず左の車輪が図中左側のスリップポイント部のうちオレンジ色のトングレールを対向通過し、次に右車輪が可動 K 字クロッシング部左側の黄緑色の 2 本のトングレールのうち下のものを背向通過する。続けて左車輪が可動 K 字クロッシング部右側黄色のトングレールの上の方を対向通過し、最後に右車輪が図中右側のスリップポイント部の水色のトングレールの最も下のものを背向通過する。

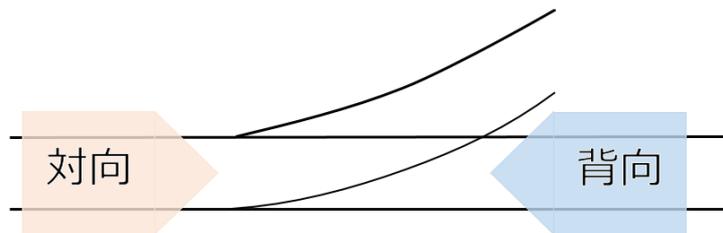
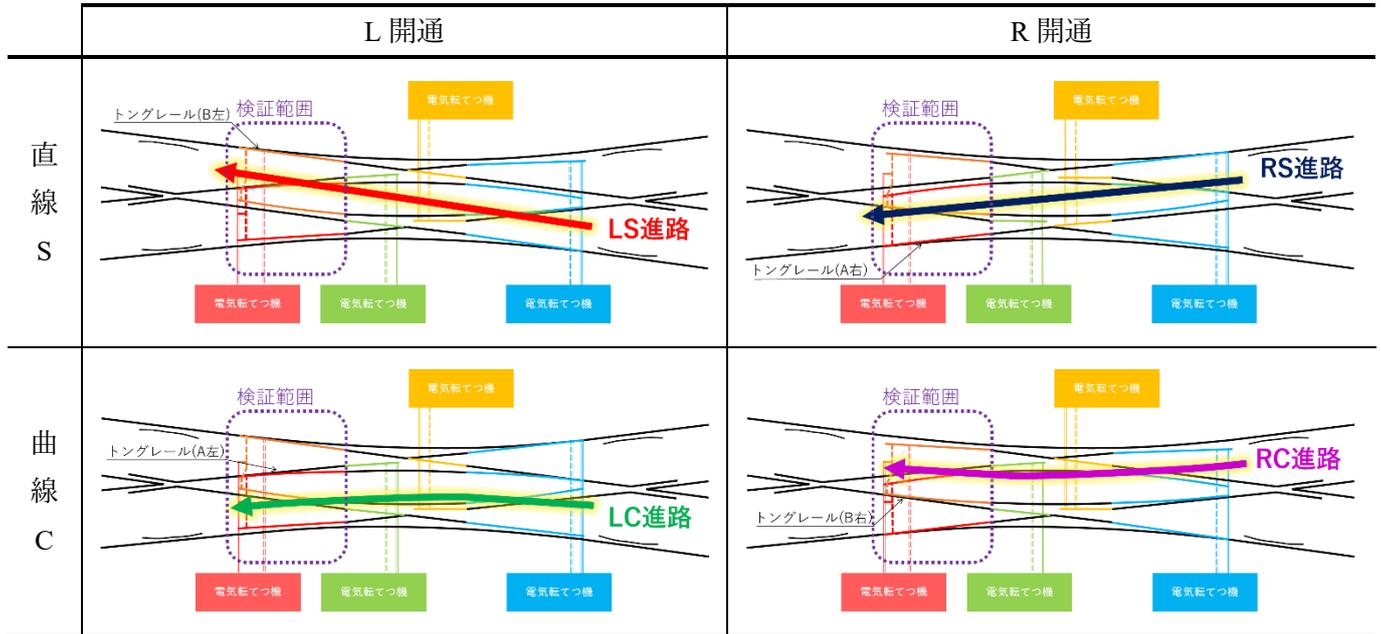


図 2.6 対向通過および背向通過

また、分岐器には定位と反位の 2 つの状態が存在する。これはトングレールが左右どちらのトングレールに接しているかで決まり、分岐器は定位と反位を切り替えることにより列車の進路を振り分ける。一般に定位は多数の列車が通る側と設定され、例えば図 2.6 のような普通分岐器であれば、直線側が定位となることが多い。しかし特殊分岐器は見た目では定位・反位がどちらか分からないことがある。本研究では分岐器の方向と進路を次の表 2.1 のように呼称することとする。すなわち、表 2.1 中検証範囲よりも左側に立って分岐器を見た時を左右の基準とし、左側の基本レールに接しているときを左開通として L とし、その逆を右開通として R とする。さらに直線状に通過するときに S を付し、曲線状に通過するときを C とする。また、検証範囲のトングレールのうち、電気転てつ機に最も近いトングレールを持つ赤色のトングレールの組を A とし、最も遠いトングレールを持つオレンジ色の組を B とする。各組のトングレールの呼び分けも先ほどと同じ左右の基準とする。なお、表 2.1 では検証範囲をいずれも背向通過する場合の矢印を記載している。

表 2.1 進路の一覧



### 2.2.3 分岐器の座標系と各軸方向の名称[10]

本研究では図 2.5 のように座標系を定義する。

レールと平行な方向を X 軸とし、軌道方向と呼ぶ。また、図 2.5 の左向きを正とする。

また、レールに垂直で地面と平行な方向に Y 軸をとり、軌間内外方向と呼ぶ。図 2.5 の下向きを正とする。

さらに地面と垂直な方向を Z 軸とし、鉛直方向と呼称する。鉛直方向は上空側を正とする。

## 2.3 転てつ装置と転換動作[3][10]

分岐器において転換指令に基づいて動作し、列車の進路を変更・構成するのが転てつ装置と呼ばれるものである。本研究では転換動作が自動化された多くの鉄道路線で一般的に用いられている電気転てつ機を取り上げ、以下に構成部品とその機能を説明する。

### 2.3.1 転てつ装置を構成する部品

ダブルスリップ分岐器の転てつ装置の全体図を図 2.7 に示す。

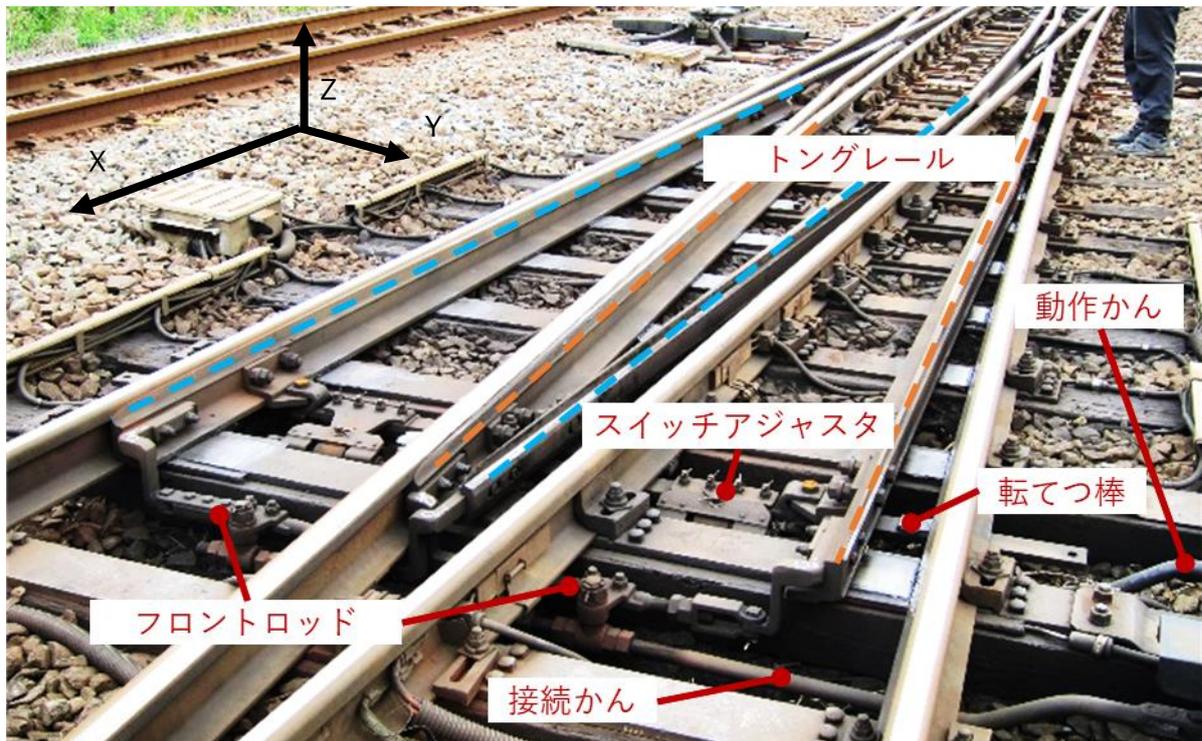


図 2.7 ダブルスリップ分岐器の転てつ装置

### 2.3.1.1 電気転てつ機

電気転てつ機は内部のモーターによって動力を発生させ、分岐器を転換させる装置である。モーターの回転運動は内部の機構によって軌間内外方向の並進運動に変換され、動作かんおよびスイッチアジャスタ、転てつ棒を通じてトングレールを動かす。また、転換が正しく行われたかの判定や転換された位置を維持するような機構が組み込まれており、詳しくは後述する。図 2.7 では右に見切れた位置に設置されている。

本研究では、日本の在来線において広く用いられている NS 型と呼ばれる種類の電気転てつ機が使用されていることを想定している。

### 2.3.1.2 スイッチアジャスタ、転てつ棒

スイッチアジャスタは先の電気転てつ機が発生させた動力を動作かんを通じて受け取り、転てつ棒を通してトングレールに伝え、左右に動かす機能を持つ。ダブルスリップスイッチではトングレールが 2 組あることから、トングレールと接する転てつ棒は 2 本あるが、動作かんは 2 本がほぼ直線上に並び、途中で軸受けを通じて回転自由度を持たせた機構となっている。故に電気転てつ機から伸びる動作かんは 1 本のみである。転換時以外は、左右ど

ちらかの基本レールにトングレーールを押しつけ、密着させている。この密着力は分岐器の種類に応じて定められた値となるように設置時に調整される。

### 2.3.1.3 フロントロッド

フロントロッドはトングレーールの先端にとりつけられた部品であり、トングレーールに合わせて左右に動く。これにより接続かんを通じて現在のトングレーール先端の位置を電気転てつ機に伝えている。ダブルスリップ分岐器の場合、スイッチアジャスタと同様に各トングレーールの組ごとにフロントロッドが設置されるが、接続かんはほぼ直線状に回転自由度を持たせた 2 本を配置する構造となっている。

フロントロッドにはトングレーール先端の軌間広さを適切に保つという役割もあり、これが不完全な場合、基本レールに密着させているにもかかわらずトングレーール先端にすき間ができ、特に対向方向の列車が通過する際に脱線などを引き起こす可能性がある[3]。

## 2.3.2 転てつ装置の機能[11]

転てつ装置には転換機能、照査機能、鎖錠機能、伝達機能の 4 つの機能が存在する。

### 2.3.2.1 転換機能

転換機能は、操作に対応してトングレーールを動かす機能である。電気モーターによって転換動作を行うが、このときに必要となる力が天候などの状況も考慮した上で十分小さくなるように設計される。また操作に対して誤りのない動作が得られること、転換後に適切な軌間位置・レール幅を保てるように設計・保守が行われる。

### 2.3.2.2 照査機能

照査機能は、転換動作によってトングレーールが所定の位置にいるかどうかを判断する機能である。図 2.8 の模式図のような電気転てつ機内の鎖錠機構により、照査機能と鎖錠機能が同時に実現されている。

鎖錠機構には、接続かんおよびフロントロッドを通じてトングレーールの先端の位置と同期する鎖錠かんがある。この鎖錠かんにはロックピースが収まる切り欠きが 2 つ用意されており、開通方向に応じて 2 つあるロックピースのうちどちらかがこの切り欠きに収まることができる。

転換時には、転換ローラーが回りまわらずロックピースが切り欠きから離れ、鎖錠かんが移動できるようになる。この状態になることによりトングレールの先端も移動することができる。次に転換ローラーが動作かんを動かし、トングレールを転換させる。これによりフロントロッドが移動し、鎖錠かんの位置も変わる。最後にはじめとは異なる方のロックピースを引き込み、そこに鎖錠かんの切り欠きが位置して切り欠き内に収まることできれば正しく転換が行われたと判定される。

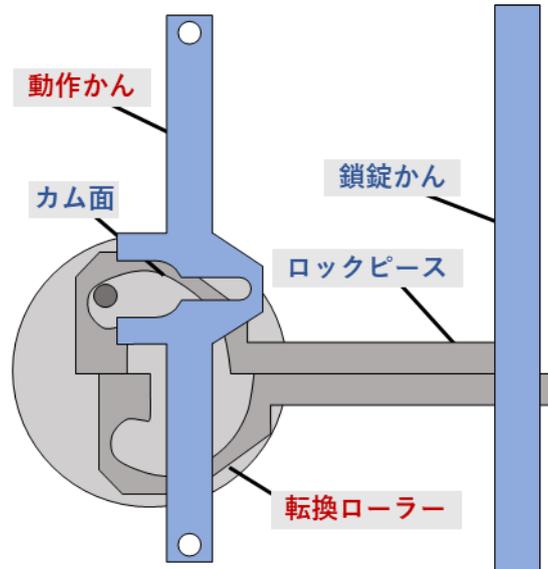


図 2.8 電気転てつ機内鎖錠機構

図 2.9 は、トングレールの移動が正常に終了した後、ロックピースを引き込む前の画像である。この画像ではロックピースと鎖錠かんの切り欠きが同じ場所に位置しており、切り欠き内に収まることできる。一方、図 2.10 は同じ分岐器の転換途中の画像であるが、仮にこの位置で転換動作が終了したと仮定すると、ロックピースは当然切り欠き内に収まることはできない。すなわち電気転てつ機はトングレールが所定の位置にいないと判断し、連動装置などを通じて列車の通過を阻止し脱線など重大事故を防ぐことができる。

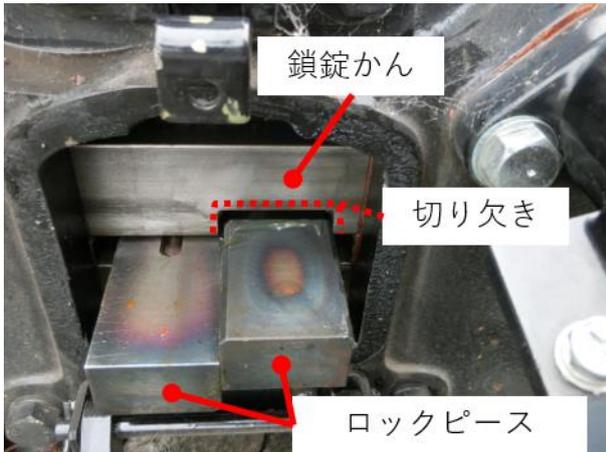


図 2.9 鎖錠かんとロックピース

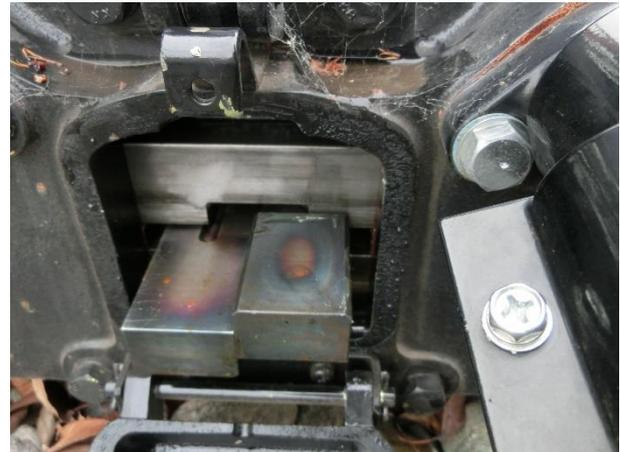


図 2.10 転換異常時 (模擬)

### 2.3.2.3 鎖錠機能

鎖錠機能とは、転換終了後にトングレールが動かないようにその状態を保持する機能である。これは電気転てつ機内部の機構によってスイッチアジャスタと動作かんの位置が保持されるようになっている。これを「主の鎖錠」と呼ぶ。また、照査機能の説明内でも触れたが、トングレールの先端は鎖錠かんとつながっているため、ロックピースが切り欠き内に収まっていればトングレールは切り欠きのすき間分以上に移動することはできない。これは主の鎖錠が機能しなくなった場合でも最低限の機能を保持できる機構となっており、「補の鎖錠」と呼ぶ。

### 2.3.2.4 伝達機能

伝達機能は、転換方向や鎖錠などの転てつ装置の状態を信号扱い所や連動装置に伝達する機能である。本研究とは関係しないため、詳細は省略する。

## 2.4 分岐器の転換不能について

分岐器は故障などによって転換不能な状態になることがあり、これにより列車の遅延や運転見合わせといった事態を招く。以下に転換不能となる要因として考えられるものを挙げ、本研究で考慮する寿命を引き起こす原因となる現象を説明する。

### 2.4.1 転換不能の要因

転換不能となる要因として、真にトングレールが転換できない場合と、実際にはトングレールは正しく転換されているにもかかわらず照査機能が正しく判断しない場合とが考えられる。

まず真にトングレールが転換できない場合について、トングレールと基本レールの間には異物が挟まる、レールのふく進、転換負荷の増大による動作不良などにより、そもそもトングレールが所定の位置にいない状態を指す。このような場合、転換時のモータートルクなどに通常時と異なる挙動が見られる傾向があり、これをモニタリングすることにより異常の兆候を発見する取り組みが行われている[13]。

次に実際はトングレールが正しく転換されているにもかかわらず、照査機能が正しく機能しない場合について、ロック偏位と呼ばれる現象が原因として考えられる[3]。ロック偏位は、トングレールが固定レールに密着した状態で、鎖錠かんの切り欠きの位置がロックピースの位置からずれることである。鎖錠かんの切り欠きはロックピースよりも 3mm 大きく、ロック偏位の許容量はわずか 1.5mm である。そのため整備不良やレールのふく進、トングレールから接続かんまでつなげられる部品各所に複数存在する軸受けの摩耗によってもロック偏位量増大による転換不能が発生しうる。摩耗によるロック偏位に起因する輸送障害を防ぐため、フロントロッド等の部品は定期的に交換され、普通分岐器は約 7 年、特殊分岐器は約 1 年で交換がされる。しかしこの交換周期は経験的に定められたものであり、摩耗量を予測し合理的な交換周期を明らかにするために、普通分岐器と特殊分岐器の振動測定や有限要素解析が行われてきた[14][15]。

### 2.4.2 軸受摩耗につながる要因

本研究ではフロントロッドに使用される軸受けの摩耗に起因する転換不能が発生する可能性が高くなった時点をもとにフロントロッド部品の寿命と考え、軸受けの摩耗量に着目する。これは分岐器の振動により徐々に軸受けが摩耗していくものと考えられている。

分岐器の振動の原因は複数考えられるが、主なものとして列車通過時の振動と分岐器の転換動作時の振動が考えられる。このうち、転換動作による振動は列車通過時に比べかかる力も小さくまた動作もゆっくりとしている。また、転換動作は転換した回数だけ発生するが、列車通過時の振動は列車の通過数に車軸数をかけた回数が発生する。これより、振動の大きさ・頻度ともに小さい転換動作による振動の影響は列車通過の影響よりも十分小さいと考えられ、本研究では列車通過時に生じる振動の影響のみを考える。

列車通過時の振動にもトングレール後端で生じる衝撃振動と、車軸通過による振動がある。トングレール後端で生じる衝撃振動は、フロントロッド装着側とは反対側のトングレール

ル後端で、固定レールからトングレーールに移る際にある継目を車輪が通過することによって生じる高周波振動である。これがトングレーールを通じてフロントロッドに伝わり、フロントロッドにも高周波な振動が生じ、軸受けに高い滑り速度を発生させる。以降、この振動を衝撃振動と呼ぶ。車軸通過による振動は、トングレーール上を車軸が通過することにより、その重さでトングレーールがたわむことによって発生する低周波振動である。これは変位の変化が緩慢であり、軸受けの摩耗にはほぼ影響を及ぼさないと考えられる。よって本研究では、衝撃振動による影響を考えていく。

#### 2.4.2.1 トングレーール後端部の状態

衝撃振動はトングレーールの後端に車輪が当たったときに生じるものであり、トングレーール後端部の状態は摩耗に非常に大きな影響を及ぼすと考えられる。現在使用されている分岐器には、トングレーールと固定レールの間にすき間がある関節方式と、このつなぎ目をなくしトングレーールをたわませながら動かす弾性方式の 2 つの種類が存在する。弾性方式ではつなぎ目がないため衝撃振動を抑えることができるのだが、コストの理由で広く普及するに至っていないのが現状である。本研究で対象とするのはより厳しい条件に置かれる関節方式とする。また、関節方式の場合、すき間の状態を評価する必要がある。図 2.11 のようなレール同士の踏面の高さの差を段違い量、軌間内外方向のレールの位置のずれを目違い量という。当然これらの不整量が大きければ衝撃振動も大きくなり、また通過する列車にも大きなダメージを与える。そのため、段違い量、目違い量ともに限界値が設定されている[4]。

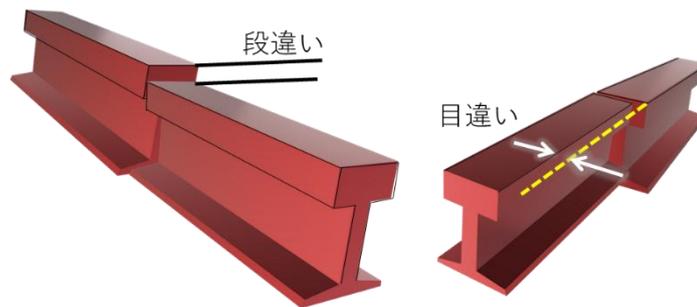


図 2.11 目違い量および段違い量

#### 2.4.2.2 分岐器の構造

ダブルスリップ分岐器は一見左右対称に見えるが、フロントロッドや接続かん同士の干渉を避けるために一方のフロントロッドが曲げられているなど、特に摩耗の検証において

重要な部品が対称となっていない。よってダブルスリップスイッチは左右非対称な影響を受けている可能性がある。

また、特殊分岐器は設置環境ごとに設計され、トングレールの長さや 2 進路の交わる角度などが異なる可能性がある。これにより衝撃荷重がトングレールからフロントロッドに伝わる特性が変化し、生じる振動の様子などが変わる可能性がある。

#### 2.4.2.3 分岐器の調整状態

動作かんはスイッチアジャスタとの接触点の位置を調整することができる。これによりトングレールを規定の密着力で固定レールに押しつけるようにしており、定期的に調整が行われる。また、動作かんの調整だけでは密着力を満足させられない場合があり、そのようなときはフロントロッドの長さを調整することで密着力を規定に合うようにする。これにより、部品の接触状態が変化し、力のかかる点が変化することがある[9]。

#### 2.4.2.4 分岐器の設置環境

分岐器をはじめ鉄道設備の大部分は屋外に設置される。昼夜の温度変化によって部品が熱膨張をくりかえし、雨や雪、風さらには地震動といった自然環境にさらされている。設置場所ごとに異なる環境要因に分岐器の各部品が影響を受けている可能性がある。

### 2.4.3 本研究でのアプローチ

上記要因をもとに、本研究におけるアプローチを述べる。

本研究では、振動波形実測を行っていない分岐器に対して振動の様子を予測し、軸受けの摩耗量を推定する。そのために、まず予測したい分岐器でのトングレール後端の衝撃振動の大きさを見積もる。次に有限要素モデルによる解析を行い、入力荷重に応じた軸受けの力学的状態を評価する。そして得られたデータをもとに摩耗量を計算し、対象分岐器の列車の通過数量などから分岐器ごとの寿命を予測する。

## 第 3 章 衝撃振動予測

### 3.1 緒言

本章では、分岐器の各設置条件や列車の通過条件をもとに、車輪がトングレール後端の継目を通過する際に生じる衝撃振動を見積もる。

### 3.2 衝撃振動の特徴

図 3.1 は、2016 年に実施した、JR 東日本管内の M 駅に設置されたダブルスリップ分岐器での振動波形実測試験で得られたデータのうち、ある列車が LS 進路を背向通過した際に、トングレール B 左(車輪が通ったトングレール)の後端で観測された振動加速度である[16]。図に示したのは列車先頭の車軸が通過した際に得られたものである。衝突したと思われる瞬間に大きな加速度振幅が見られ、その後減衰していく様子が分かる。

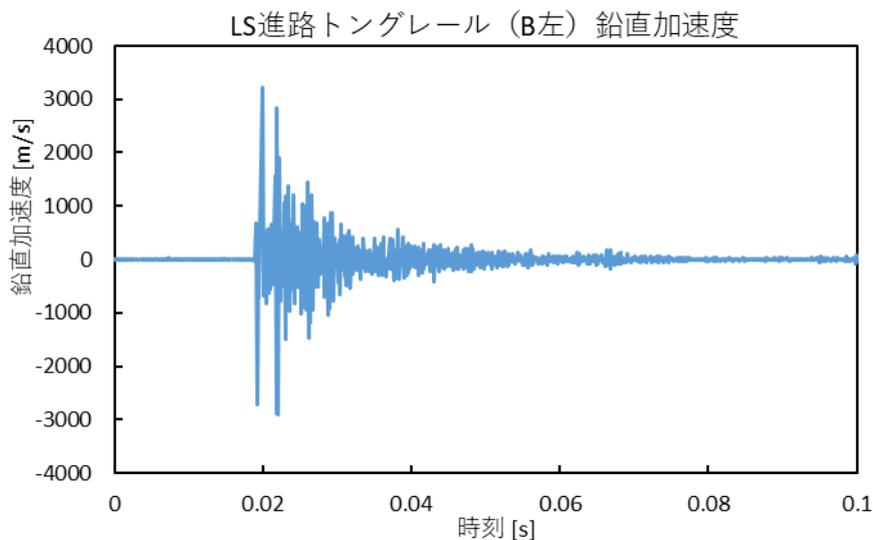


図 3.1 LS 進路背向通過時トングレール後端鉛直加速度

次に、図 3.2 に実験で LS 進路を通過したすべての車軸に対し、発生した振動加速度振幅のヒストグラムを示す。概ね正規分布に近いような分布をとり、平均値は  $4948 \text{ m/s}^2$  である。ただヒストグラムからも見て取れるように分布の裾野は広く、標準偏差は  $1009 \text{ m/s}^2$  であり衝撃振動は非常にばらつきの大きいものであることが分かる。

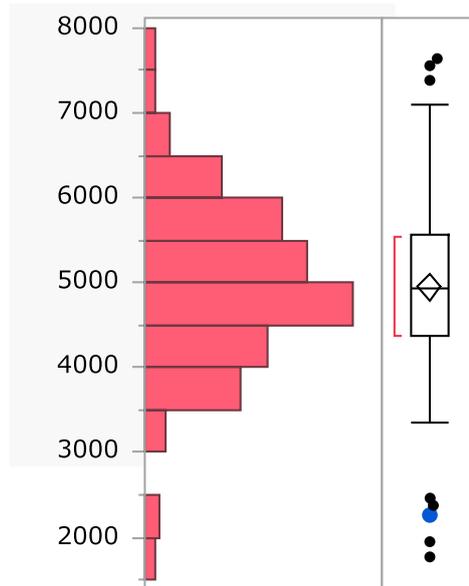


図 3.2 トングレール後端鉛直加速度の度数分布

### 3.3 衝撃振動に影響する要因

衝撃振動の大きさを見積もるに当たり、これに影響する要因を検討する。

#### 3.3.1 列車通過方向

2.2.2 節で示した 4 進路にはそれぞれ対向通過と背向通過の場合がある。そこで対向通過の場合と背向通過の場合の衝撃振動の大きさを比べる。

図 3.3 のように、P レールと Q レール間の継目を列車が P→Q の方向に通過する際、P に比べて Q のレールが鉛直方向に高い場合をステップアップ、低い場合をステップダウンとする。この場合、ステップアップまたはステップダウンにかかわらず、Q レールの方が振動加速度振幅が大きいという実験データがある[17]。つまり、段差の有無や上下に関わらず、常に継目の先のレールに大きな衝撃振動が発生するということである。

これを今回の検証対象のダブルスリップ分岐器のスリップ部に当てはめると、背向通過の場合により大きな衝撃振動が発生するということになる。文献の実験では背向通過の場

合の衝撃振動は対向通過のおよそ 3 倍程度となることが読み取れるが、前述の営業線での振動波形測定においても同様の傾向が確認できた。

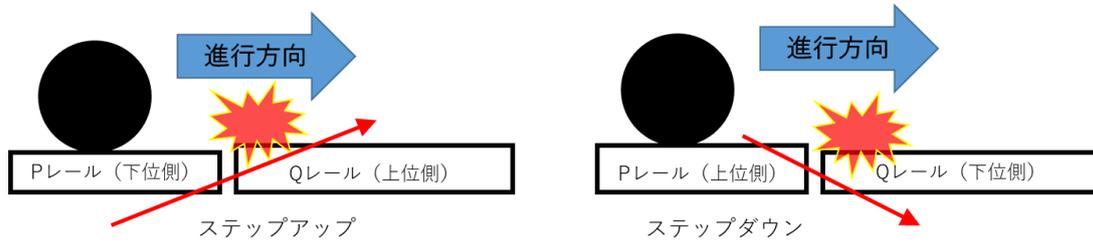


図 3.3 ステップアップとステップダウン

### 3.3.2 列車通過速度

図 3.4 に前述の実測試験時に得られたトングレーール後端部の鉛直方向振動加速度と、通過速度の関係を示す[16][10]. なお、通過速度は車軸間の距離がおよそ 2.1m であることをもとに、衝撃の発生する時間間隔から求めたものである。また、衝撃振動はばらつきが大きく、各車両の何軸目かによっても振動の傾向が異なることが分かっているため[10]、車両ごとに振動の平均をとった上でプロットした。LS 進路および LC 進路では通過するトングレーールが異なることに注意する必要があるが、明瞭な線形関係が見て取れる。このデータ群の相関係数は 0.913 である。

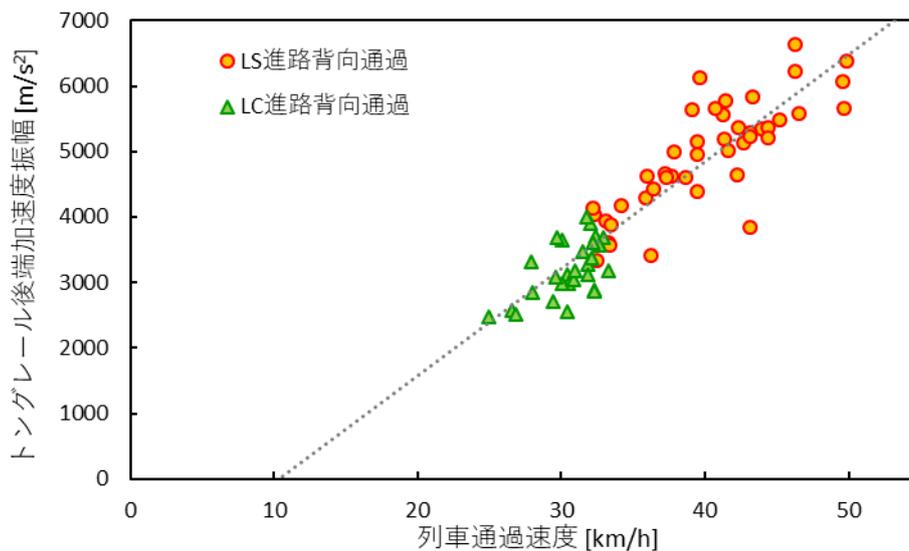


図 3.4 通過速度とトングレーール後端加速度

### 3.3.3 段違い量

段違い量は、レール継目の鉛直方向の高さの差である。継目を乗り越えるときの衝撃に関して、次のような式が提唱されている[18]。

$$\Delta P_{unsp} = \alpha m V \sqrt{\frac{2h}{r}} \quad (3.1)$$

ここで、 $\Delta P_{unsp}$  は継目部で段違いにより発生する衝撃荷重 [kN]、 $\alpha$  は比例係数、 $m$  はばね下重量 [kg/車輪]、 $V$  は速度 [km/h]、 $h$  は段違い量 [m]、 $r$  は車輪の半径 [m] である。

なお、文献[18]では、 $\Delta P_{unsp}$  を衝撃荷重そのものではなく、段違いがあったことにより段違いなしの場合よりも増加した荷重と定義しているため、段違いが 0 でも衝撃が発生しないということにはならない。

### 3.3.4 目違い量

目違い量は、レール継目に生じうる、2本のレールを突き合わせたときの軌間内外方向のずれのことである。段違い量と同様に、目違い量の生じた継目を通過する際の衝撃の式が提案されている。

$$\Delta P_{unsp} = \alpha m V \sqrt{\frac{2y/\sin\phi}{r}} \cos\phi \quad (3.2)$$

$$\Delta Q_{unsp} = 0.64\alpha m V \sqrt{\frac{2y/\sin\phi}{r}} \sin\phi \quad (3.3)$$

ここで、 $\Delta P_{unsp}$  は継目部で発生する衝撃荷重 [kN]、 $\Delta Q_{unsp}$  は継目部で発生する衝撃横圧 [kN]、 $\alpha$  は比例係数、 $m$  はばね下重量 [kg/車輪]、 $V$  は速度 [km/h]、 $y$  は目違い量 [m]、 $r$  は車輪の半径 [m]、 $\phi$  はフランジ角である。

### 3.4 衝撃振動の大きさの推定

3.3 節の事項をもとに衝撃振動の大きさを推定する。本研究では、背向通過時の衝撃振動の振幅の大きさを次の式 3.4 に当てはめて計算する。

$$A = \alpha \left[ \beta V + \gamma m V \left\{ \sqrt{\frac{2h}{r}} + \sqrt{\frac{2y/\sin\phi}{r} \cos\phi} \right\} \right] \pm E(V) \tag{3.4}$$

ここで  $A$  は加速度振幅 [ $m/s^2$ ]、 $\alpha$  は対向および背向を区別するための係数で、対向時が 0.3、背向時が 1 とする。 $\beta, \gamma$  は比例係数、 $m$  はばね下重量 [ $kg/車輪$ ]、 $V$  は速度 [ $km/h$ ]、 $h$  は段違い量 [ $m$ ]、 $y$  は目違い量 [ $m$ ]、 $r$  は車輪の半径 [ $m$ ]、 $\phi$  はフランジ角である。また、 $E(V)$  は誤差範囲を表す近似式とする。

段違いと目違いは独立して起こりうる現象であるから、この二つによる影響を導く式は足し合わせることにし、基本の加速度振幅と段違い・目違いによる加速度振幅も独立させる。実測時のデータ[16][19]をもとに係数を求めると、次のように決定される。

$$\beta = 46.775 \quad \gamma = 0.2207$$

また、このとき 95 パーセント予測区間  $E(V)$  は 3.5 式で近似的に表される。

$$E(V) = 0.156V^2 - 11.4V + 1289 \tag{3.5}$$

式 3.4 で表されるトンダレール後端での衝撃加速度振幅の速度に対する予測線と、実測で得られた値を図 3.5 に示す。点線は 95% 予測区間を表し、予測式により実測での値が再現されていることが確認できる。

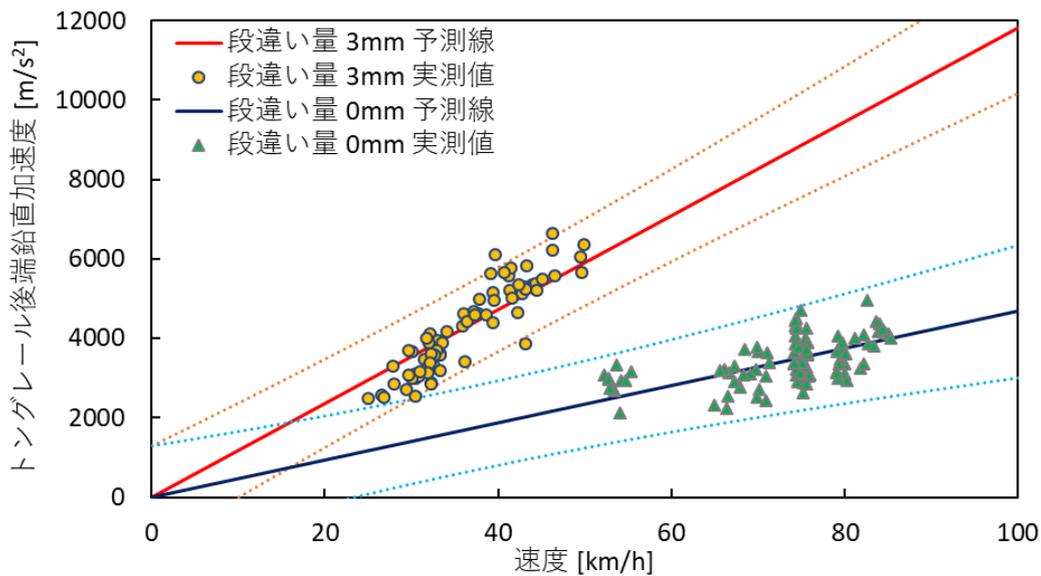


図 3.5 トンダレール後端衝撃の予測と実測の比較（背向通過）

## 第 4 章 有限要素モデル

### 4.1 緒言

トングレール後端での列車通過時の衝撃による加速度振幅と、軸受けの力学的状態の関係を見いだすため、分岐器の有限要素解析を行う。対象とする分岐器はダブルスリップ分岐器のリードレール部で、先行研究のモデルをもとに解析する。再現対象とするのは、フロントロッドの左右非対称の可能性を考え、LS 進路、LC 進路、RS 進路、RK 進路すべての背向通過 4 通りとする。

### 4.2 モデリング

先行研究で使用されたモデルは LC 進路を再現したものである。これに変更を加え、LS 進路を再現するモデルを作成した。さらにトングレールやフロントロッド、動作かんの位置などを大幅に変え R 進路を構成したモデルを作成し、RS 進路と RC 進路を再現するモデルを作成した。この節では、もととなった田處のモデルの概要と、本解析のために修正した部分について説明する。

#### 4.2.1 モデリング範囲

本解析によって取り扱う現象は、ダブルスリップ分岐器のスリップ部のうち、トングレールの後端のレール継目を車輪が通過する際に生じる衝撃振動によるトングレールおよびフロントロッドの応答である。よって、トングレールの後端の継目周辺部から接続管までの範囲をモデリング対象とした。また、トングレールと接する固定レールやスイッチアジャスタも振動に影響しうるため、同様にモデリング対象とする。解析モデルのうち、L 開通モデルの上面図を図 4.1 に、アイソメ図を図 4.2 に、B フロントロッドおよび A フロントロッドの周辺部をそれぞれ図 4.3 および図 4.4 に示す。なお、図 4.3、図 4.4 は分岐器中央付近を

通る基本レールの描画を省略し，注目していない方のトングレールおよび肘金の描画を半透明としている。

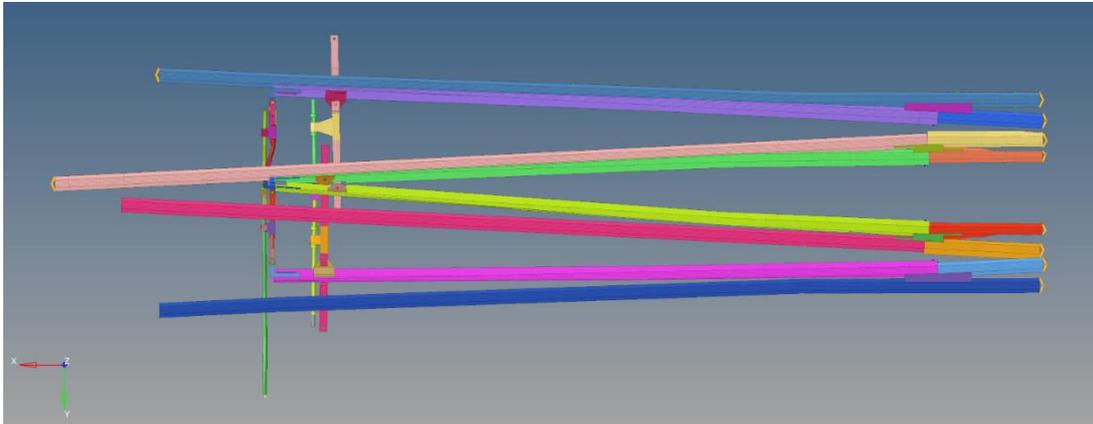


図 4.1 L 開通モデル上面図

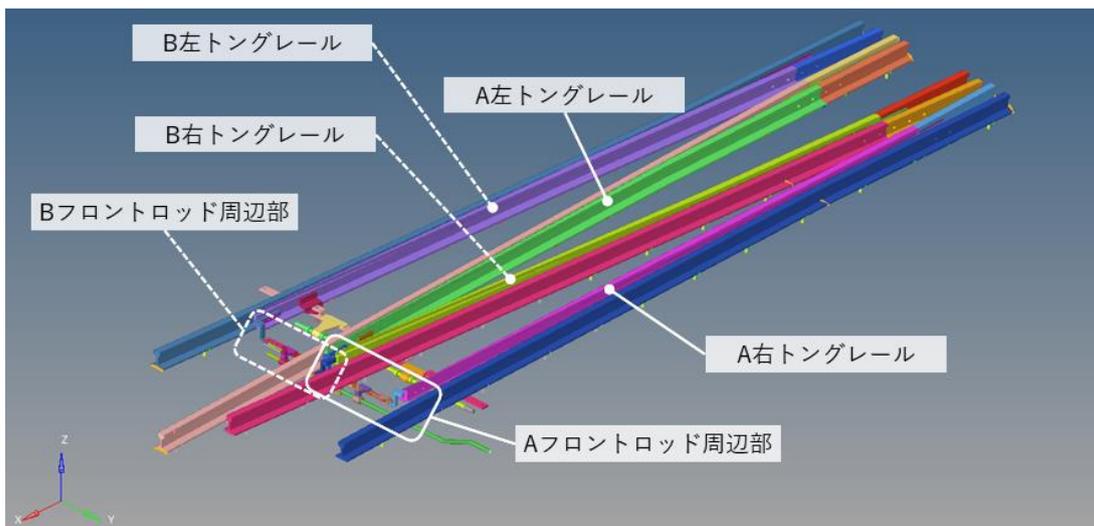


図 4.2 L 開通モデルアイソメ図

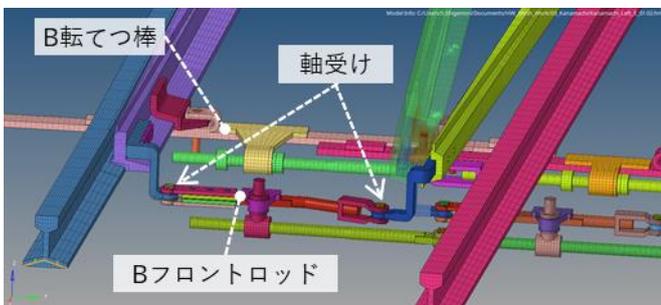


図 4.3 B フロントロッド周辺部

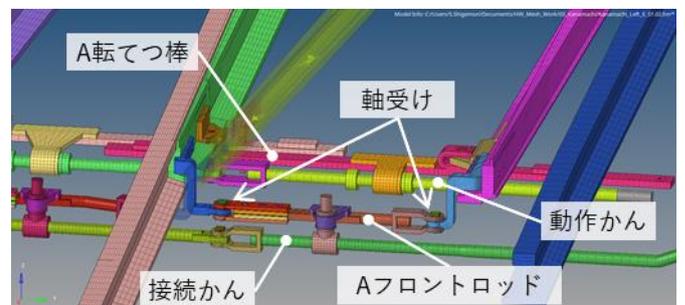


図 4.4 A フロントロッド周辺部

## 4.2.2 レールモデリング

トングレールは規定の密着力で固定レールに押しつけられている。よってトングレールの振動は固定レールの影響を受けると考えられ、トングレールと固定レール双方をソリッド要素で作成し、この間の接触を定義した。

先行研究[10]では、LC 進路の解析モデルを使用していた。これと LS 進路はトングレールの開通方向は同一なため、モデルを共通とすることができる。しかし RS 進路と RC 進路はトングレールの開通方向が左右逆なため、モデルの変更を行った。トングレールの後端を中心にと 4 本のトングレールを回転させ、もとのモデルでは基本レールに接していなかったトングレールが接する位置まで移動させた。その後、フロントロッドやスイッチアジャスタなど転換動作時に動く全部品を移動させ、締結部の位置を合わせた。またこれに先立ち、先行研究[10]では省略されていた一部の固定レールをモデル化した。

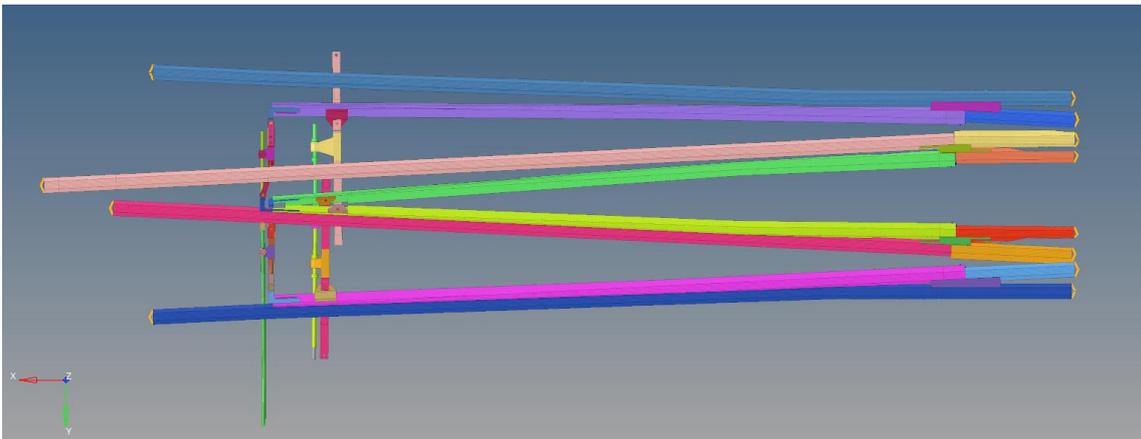


図 4.5 R 開通モデル上面図

## 4.2.3 接続かん、動作かん、転てつ装置モデリング

接続かんは軸受けを介して鎖錠かんに接続されており、鎖錠かんは電気転てつ機内部でロックピースによって位置が変わらないようにされている。また、動作かんはトングレールを密着させるために軸力を持っている。よって、フロントロッド等の部品とそこから伸びる動作かん、接続かんもレールの拘束条件となり得るため、モデリングの対象とする。

接続かんはロックピースのすき間および軸受けの影響により、軌間内外方向に数 mm 程度自由に動くことができると考えられる。そこで、5mm 以下の変位ではばね力無しで、これを超える変位が生じた際に非常に大きなばね力が発生する非線形ばねを用意し、接続かん端部の固定点との間に設定した。

動作かんは転換時に電気転てつ機によって移動し、またトングレールと基本レールが接触した後も少し押し込むことで軸力を発生させ密着力を維持する。モデルでもこれを再現すべく、動作かんの端部を固定し、動作かんの一部を伸長あるいは収縮することによって密着力を再現する。なお、この伸長量は実機でのメンテナンス基準をもとに A, B トングレール双方の密着力が  $1.5 \pm 0.5 \text{ kN}$  の範囲に収まるように調整している。

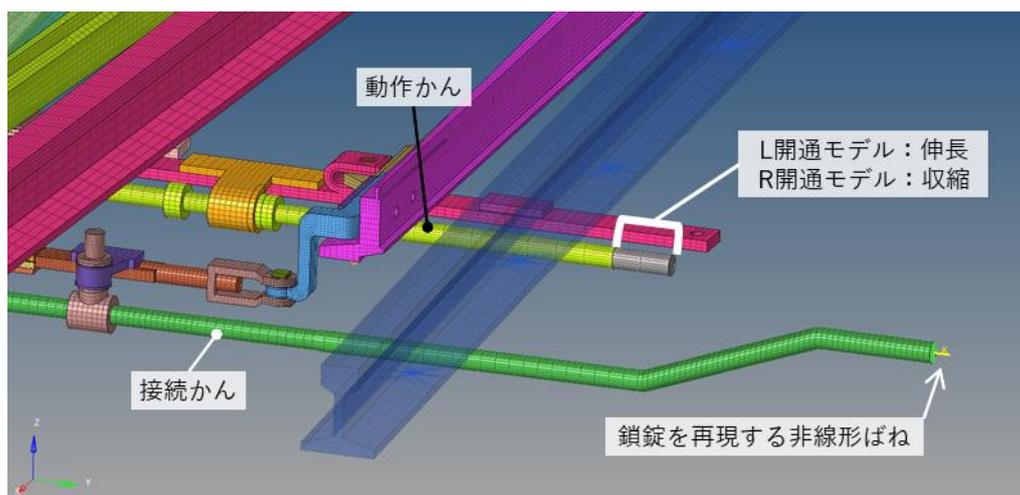


図 4.6 接続かんおよび動作かん周辺の図

#### 4.2.4 軸受けモデリング

肘金とフロントロッドをつなぐ箇所用いられる軸受けは、本モデルではジョーピンとなっており、上下をフロントロッドが覆い、その間に肘金の先端が差し込まれこれらを一貫するようにジョーピンが差し込まれている。またこれは各トングレール 1 カ所ずつ計 4 カ所に存在する。摩耗を計算するには接触面圧と滑り速度を求める必要があることから、接触定義に修正を行った。計算ソフトの都合上接触面圧は直接得られるわけではなく、接触定義ごとに求めることができる接触力のデータをもとに計算する。そのため、接触定義を小さくした方が地点ごとにより正確な接触力を得ることができるため、接触定義をジョーピンの円周方向に 6 等分、鉛直方向に 3 等分し、1 カ所につき 18 の接触定義に分割した。

図 4.7 は図 4.4 の右の軸受けを拡大したものである。左はそのうち一部をカットしたもので、右は半分にカットし、接触定義を記したものである。色が変わるところで別の接触定義となっており、左の図で黄緑色の軸との接触をペナルティ法により計算する。

また、図 4.8 のように、軸受けから見て電気転てつ機がある側 (Y 軸方向) を 0 度とし、そこから時計回りに角度をとる。また、鉛直方向に接触定義を 3 分割しているが、Z 座標値が大きい順に上段、中段、下段と呼称することにする。

さらに、図 4.9 は 4 つの軸受けのモデル中での位置を示したものであるが、その軸受けが肘金を通じてつながるトングレールの名称を用いて、①を B 左トングレールに接続する軸受け、②を B 右トングレールに接続する軸受け、③を A 左トングレールに接続する軸受け、④を A 右トングレールに接続する軸受け、というように呼称する。

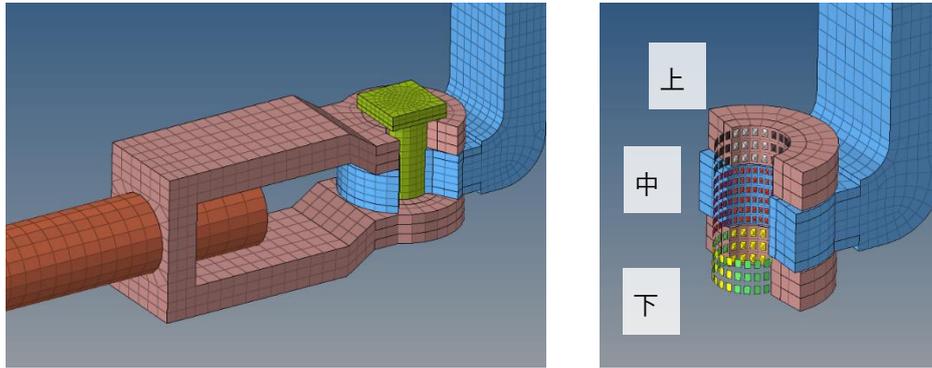


図 4.7 軸受けの外見およびカット図

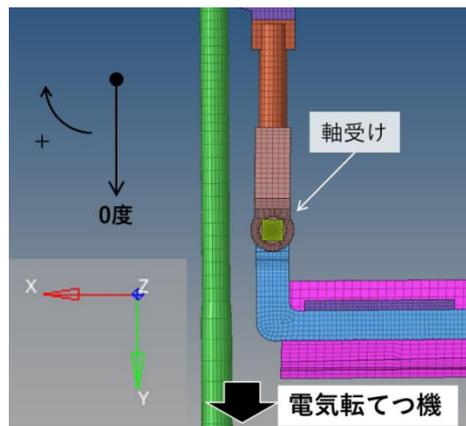


図 4.8 接触定義の呼称法

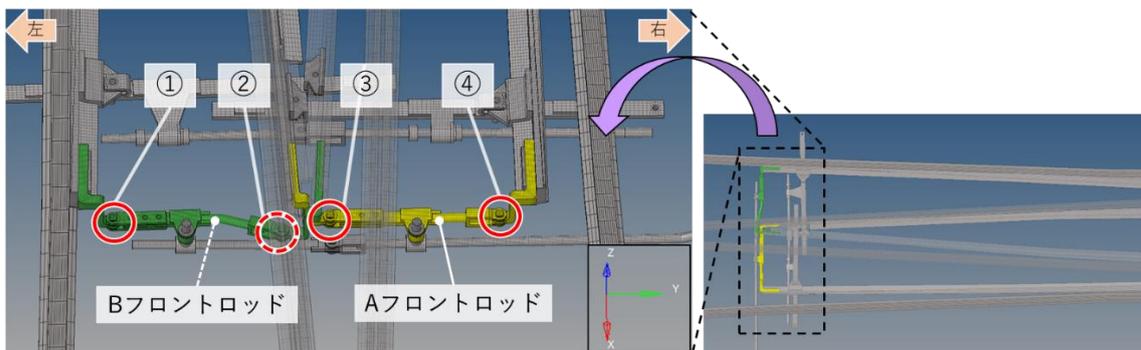


図 4.9 4 つの軸受けの位置と呼称

## 4.2.5 マクラギモデリング

先行研究[10]と同様に、マクラギ、バラストおよび路盤はソリッド要素によるモデル化はせず、等価となるように調整したばね要素を用いて再現する。また、実測試験を行ったときにトンダレール先端付近のマクラギが大きく沈み込み、犬釘が浮くような様子が確認されたため、先行研究[10]ではトンダレール先端付近のマクラギ要素を鉛直方向に関しては図 4.10 のような荷重-変位曲線を持つ非線形ばね要素に変更して解析を行った。本研究では設置環境に応じた条件設定により解析を行う必要があるが、この確認には実際に列車が通過する様子を目視等で確認する必要があるが、また厳密な沈み込み量などの測定は困難である。よって、路盤の条件については最悪の条件を想定して場合の寿命予測ができるようにする。実測[16]は軌道のメンテナンスのほぼ直前に行われたものとのことであるから、実測時の路盤条件は通常のメンテナンス周期の中で最も厳しい状態であったと思われる。よって先行研究[10]と同様にトンダレール先端付近に非線形ばね要素を設置し、ほかの固定レールおよびトンダレールにも同様の定義を追加する。

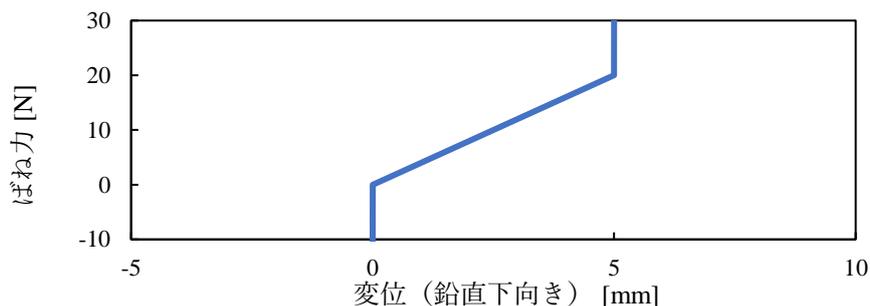


図 4.10 トンダレール付近ばね要素鉛直方向荷重-変位曲線

## 4.3 解析荷重条件

トンダレール後端通過による衝撃振動を発生させる荷重について述べる。

### 4.3.1 入力位置

車輪がトンダレールの後端に接触した瞬間を模し、荷重をトンダレール後端の 1 節点に入力する。通常列車が通過する際には重力による鉛直方向と、軌間内外方向の横圧がかかると考えられるため、図 4.11 のように 2 方向に集中荷重を設定した。鉛直方向は下向き、軌

間内外方向は車両通過中心線から見て反対方向に荷重を与える。図 4.12 のように、4 進路それぞれ入力節点を設定する。

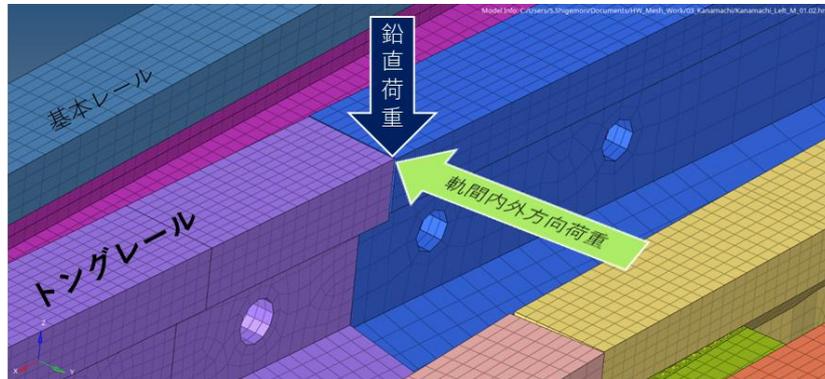
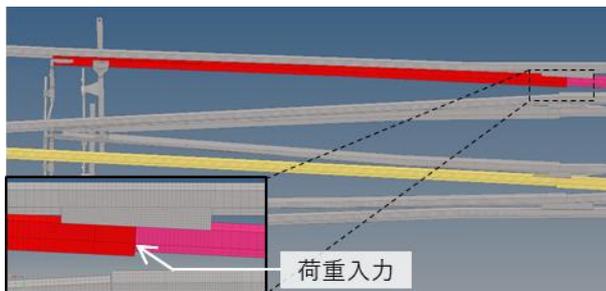
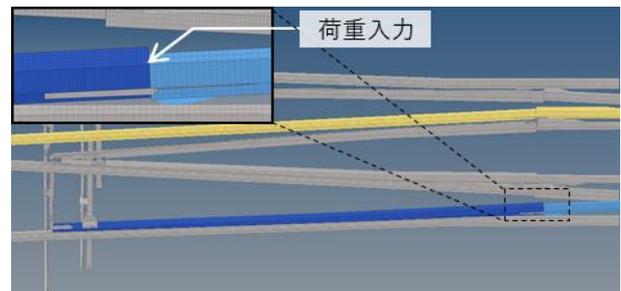


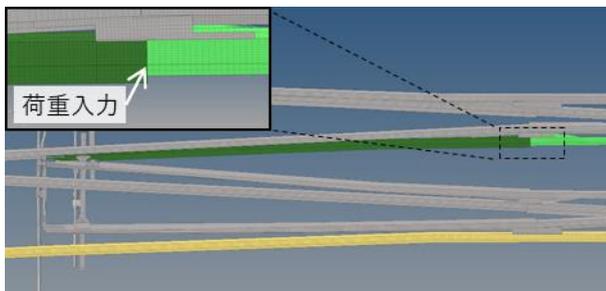
図 4.11 鉛直荷重と軌間内外方向荷重



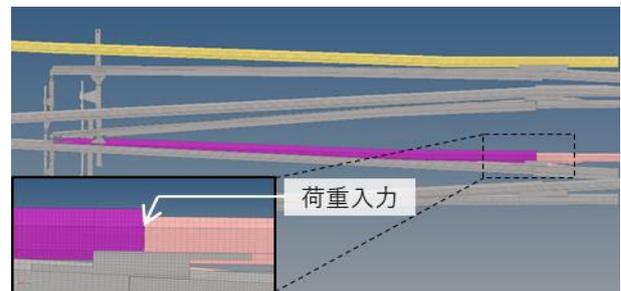
LS 進路の場合



RS 進路の場合



LC 進路の場合



RC 進路の場合

図 4.12 各進路の荷重入力点

### 4.3.2 入力波形

先行研究[15]では、実測で得られたレール後端の振動加速度からその要因となる荷重を考察し、入力荷重を図 4.13 のような複数のサインカーブの組み合わせとして設定した。本研究でもこの入力荷重を用い、鉛直方向と、横圧再現のために同波形で最大値を抑えた入力を

軌間内外方向に負荷した。なお、軌間内外方向荷重の最大値は振動加速度が実測と近くなるように調整されている。

本研究では衝撃振動と摩耗の影響を評価するため、入力荷重の大きさを変更した解析を行う。カーブ形状はそのまま、最大値を 0.25 倍、0.5 倍、1 倍、1.5 倍、2 倍、4 倍、6 倍と変更した解析を行った。

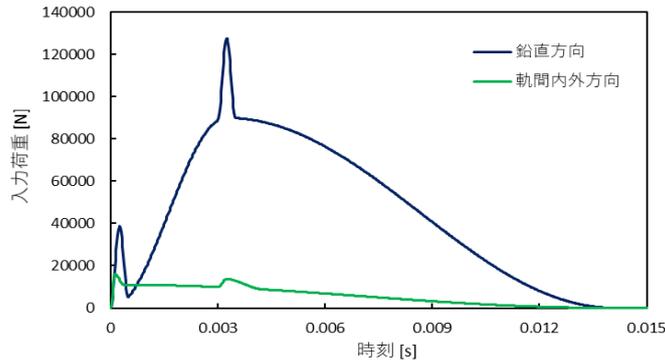


図 4.13 入力荷重曲線

## 4.4 解析条件

図 3.1 より、衝撃振動が発生してからおよそ 0.06 秒で振動が減衰する。よって解析時間は少し余裕を持たせ、衝撃荷重を入力してから 0.08 秒後までとする。なお、本来トングレールは転てつ棒、スイッチアジャスタおよび動作かんを通して基本レールに押しつけられているが、計算の都合上解析開始時から再現することはできない。そのため、まず 4.2.3 節に従い動作かんを 0.03 秒かけて動かし軸力を発生させたあと、0.03 秒かけて動的緩和法により動かしたことで発生した振動を減衰させて、解析開始から計 0.06 秒後に衝撃荷重と横圧加重を入力した。

本解析に用いたばね要素の特性を表 4.1 に示す。「\*」のついているものについては非線形ばねとして設定しており、ばね力が発生する場合のばね定数を記載している。トングレールマクラギばね要素の荷重-変位曲線を図 4.14 に、接続かんばね要素の荷重-変位曲線を図 4.15 に示す。また、材料の物性値を表 4.2 に、解析条件を表 4.3 に示す。

表 4.1 ばね要素の特性表

軸方向 係数	x (軌道平行方向)		y (軌間内外方向)		z (鉛直方向)	
	ばね	減衰	ばね	減衰	ばね	減衰
	[N/mm]	[N · s/mm]	[N/mm]	[N · s/mm]	[N/mm]	[N · s/mm]
固定レールマクラギ	10000	10	10000	30	10000	50
トンダレールマクラギ	0.005	0.0001	0.005	0.0001	*3000	0.1
固定レール端部	10000	500	10000	500	10000	500
接続かん	1000	1.0	*10000	0	1000	1.0
固定レールマクラギ (トンダレール先端部)	10000	10	10000	30	10000	50
トンダレールマクラギ (トンダレール先端部)	0.005	0.0001	0.005	0.0001	*3000	0.1

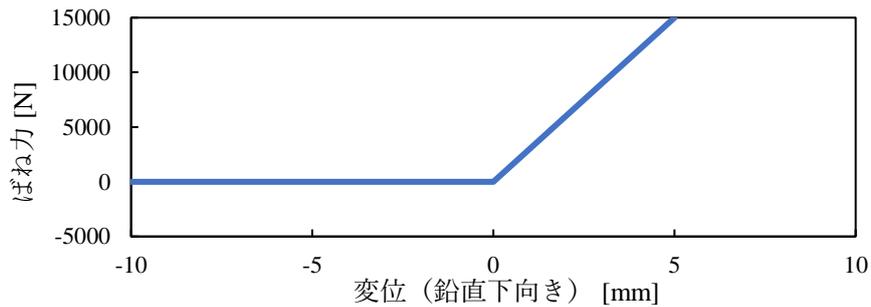


図 4.14 トンダレールマクラギ間の鉛直方向荷重－変位曲線

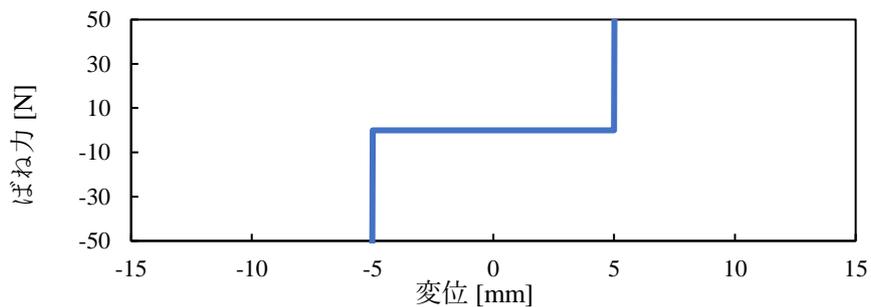


図 4.15 接続かんの軌間内外方向荷重－変位曲線

表 4.2 材料一覧

材料名	SC	TPEE
密度 [ton/mm <sup>3</sup> ]	$7.86 \times 10^{-9}$	$1.12 \times 10^{-9}$
ヤング率 [MPa]	$2.05 \times 10^5$	730
ポアソン比	0.3	0.3

表 4.3 解析条件一覧

	LS, LC 進路モデル	RS, RC 進路モデル
解析ソフト	Altair Radioss 2019.1	
解析手法	陽解法	
単位系	[ton] [mm] [MPa]	
要素	Solid 要素, Spring 要素	
節点数	429909	429911
要素数	331222	331423
解析時間	0.14 s	
タイムステップ	$8.0 \times 10^{-8}$ s	

## 第 5 章 解析結果

### 5.1 緒言

この章ではトングレーール後端で入力が予想される衝撃振動を有限要素モデルに与える解析を行い、その結果をまとめる。

### 5.2 実機との比較

解析の妥当性を確認するため、2016 年に JR 東日本管内の M 駅で実施した営業線実試験の振動波形と解析モデルの比較を行う[16]。なお、比較を行う際には実試験時のサンプリング周波数に合わせ、加速度については解析結果に 12000Hz のローパスフィルターを適用している。

#### 5.2.1 トングレーール後端振動加速度振動波形比較

まず、トングレーールの後端部における鉛直方向の加速度の時系列グラフの比較を行う。図 5.1 は LS 進路を模したモデルに先行研究と等倍の入力荷重を与えた際の加速度波形と、実測データのうち 2 つを重ねて示したものである。実測データについては、衝撃発生時にトングレーール上にほかの車輪があるか否かによって振動に差があることが確認されているから[10]、より大きな振動が発生する傾向にあった 1 両 1 軸目と各号車 3 軸目の波形から抜き出している。①はある列車の 1 両 1 軸目であり、②は異なる時刻に通過した列車の 4 両③軸目のデータで、加速度振幅の大きさにばらつきがあるため、その大きさが解析に近いものを選出し波形を比較している。また、加速度の測定は 4 本のトングレーールの後端すべてで行っているが、そのうち車輪が通過したもののみをピックアップしている。図を見ると、ピーク的位置と大きさが概ね一致するのに対し、ピーク時以外の振動が小さいように見える。その影響か減衰も若干早いと考えられる。

ほかの進路の解析結果についても図 5.1 の解析のグラフと概ね同じような傾向と加速度振幅の大きさであった。

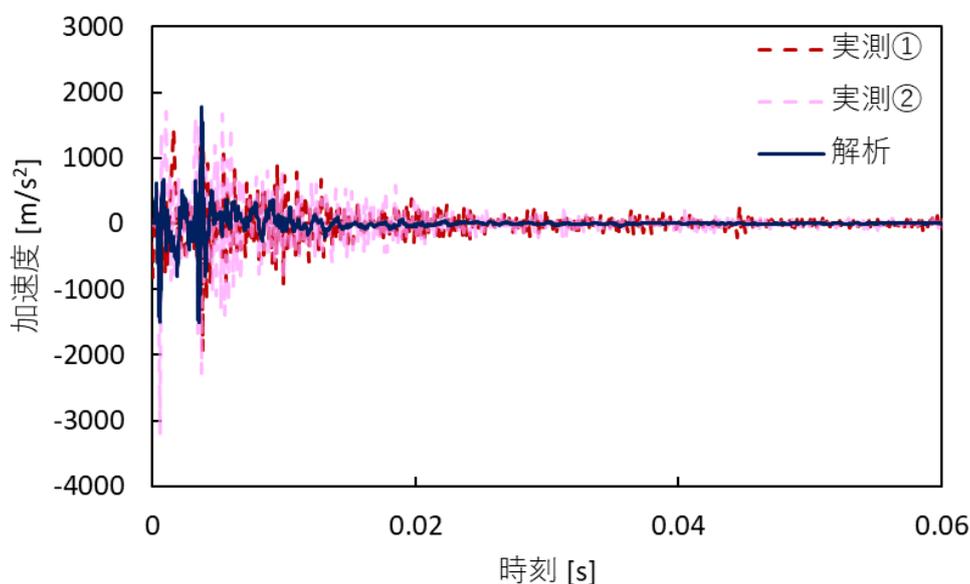


図 5.1 トングレール後端鉛直加速度波形

## 5.2.2 肘金部振動加速度

続いて肘金部の振動波形の比較を行う。先ほどと同様に、列車が通過したトングレールに取り付けられた肘金の振動加速度について、実測データのうち後端部の波形比較を行ったのと同じ列車・車軸が通過した際の肘金振動波形と、解析により得られた肘金の振動波形を図 5.2, 図 5.3 に示す。図 5.2 は肘金の鉛直成分の振動加速度を、図 5.3 は軌間内外方向の振動加速度を示す。

3つに共通する特徴として、肘金の加速度の最大振幅はトングレール後端のそれよりも大きく、また肘金については鉛直加速度よりも軌間内外方向の加速度の方が大きい。実測と解析を比較すると、振動波形は鉛直方向、軌間内外方向ともに同じ傾向を示しているが、振動の大きさが解析の方が若干小さい。

これらの加速度の波形に実機と差があるのは、解析ではレール下を完全に再現できていないことが原因だと考えられる。特に肘金の加速度は、レール下の条件に大きく左右される[4]。マクラギやバラストの特性は明らかではなく、ばね要素でのモデリングでは完全な再現は難しいものと思われる。

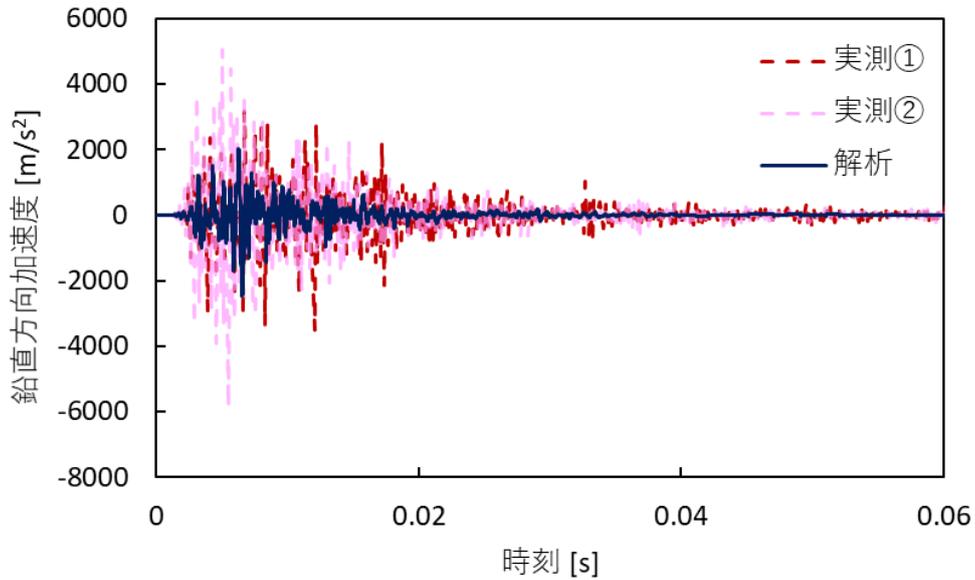


図 5.2 肘金鉛直加速度波形

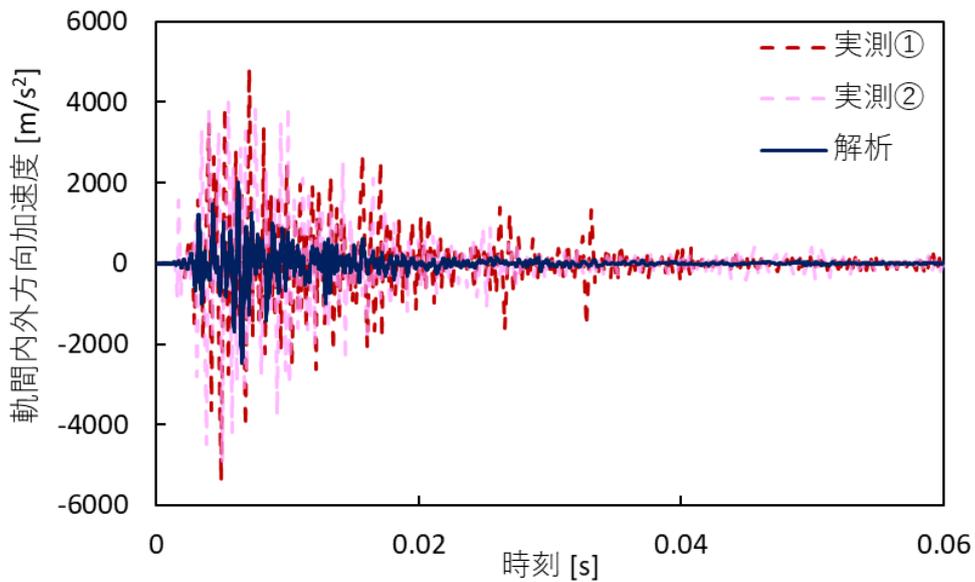


図 5.3 肘金軌間内外方向加速度波形

### 5.2.3 後端衝撃との関連性の比較

加速度振幅の大きさについて、実測時のばらつきの影響を考慮して解析の妥当性を評価するため、トンダレール後端の加速度振幅と肘金の加速度振幅をプロットし検証した。

まず、実測時のトングレーール後端の鉛直加速度と、肘金の鉛直および軌間内外方向の関係を図 5.4 および図 5.5 にプロットする。実測データは LS 進路と LC 進路を通った列車について、車両ごとに加速度振幅の最大値の平均をとってプロットした。なお、実測時には RS 進路および RC 進路を通過する列車は対向通過のものしかいないためプロットしない。また、両図中の点線は、進路ごとのプロットの線形回帰直線である。図 5.4 および図 5.5 から、トングレーール後端の鉛直加速度振幅と肘金の鉛直加速度振幅、および肘金の軌間内外方向の加速度振幅には線形関係が読み取れる。これらの直線に解析結果を重ねてプロットし比較する。なお、RS 進路と RC 進路の解析結果については、実測データが対向通過のものしかいないため、LS 進路と LC 進路のプロットに重ね、参考とするにとどめる。

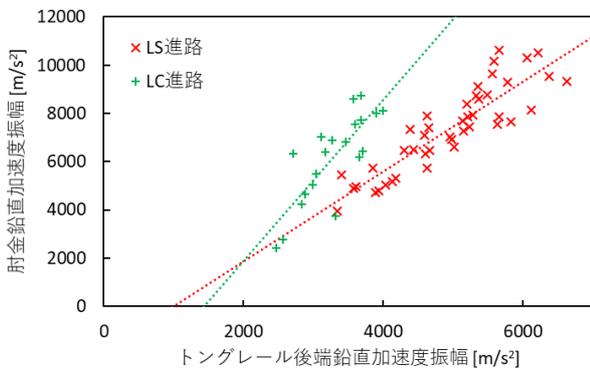


図 5.4 トングレーール後端の鉛直加速度振幅と肘金の鉛直加速度振幅の関係（実測）

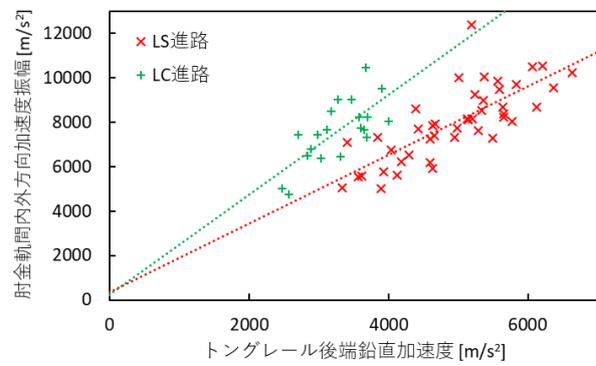


図 5.5 トングレーール後端の鉛直加速度振幅と肘金の軌間内外方向加速度振幅の関係（実測）

### 5.2.3.1 肘金鉛直方向加速度振幅の比較

解析結果について、トングレーールの後端部の鉛直方向加速度振幅と、肘金の鉛直方向加速度振幅の関係を図 5.6 に示す。図中の点線は図 5.4 の各色の点線と同一で、実測データの線形回帰直線である。これを見ると、トングレーール後端の鉛直加速度振幅と肘金の鉛直加速度振幅の線形関係性は再現できているが、解析ではトングレーール後端の鉛直方向の加速度振幅に比べて肘金の鉛直方向の加速度振幅が小さい傾向にあることが分かる。この差異の要因も、レール下の再現が完全ではないことが考えられる。

### 5.2.3.2 肘金軌間内外方向加速度振幅の比較

解析結果について、トングレーールの後端部の鉛直方向加速度振幅と、肘金の鉛直方向加速度振幅の関係を図 5.7 に示す。図中の点線は図 5.5 の各色の点線と同一で、実測データの線形回帰直線である。これは、実測から得られたトングレーールの後端鉛直加速度振幅と肘金の加速度振幅の関係性を示す直線とよく一致しており、モデルの実機の再現性を示している。

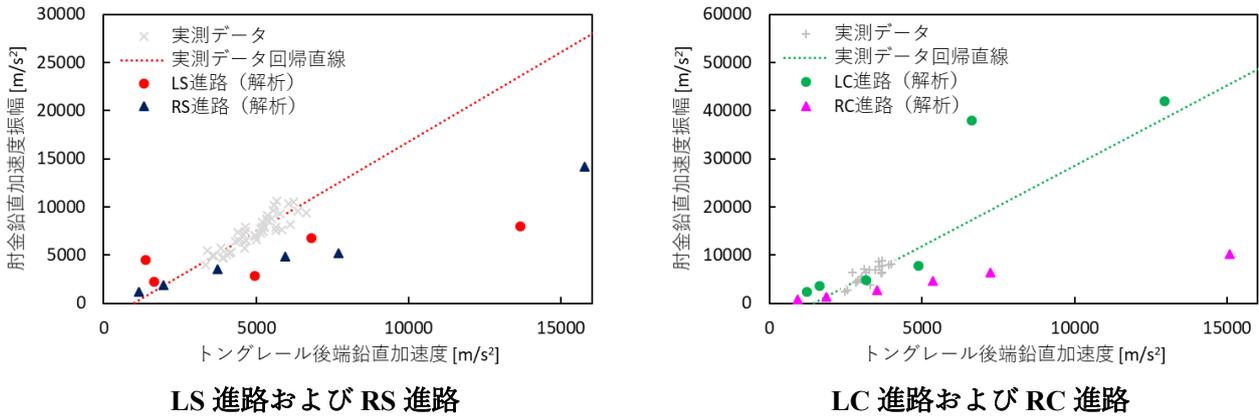


図 5.6 トングレール後端鉛直加速度振幅と肘金の鉛直加速度振幅の関係の比較

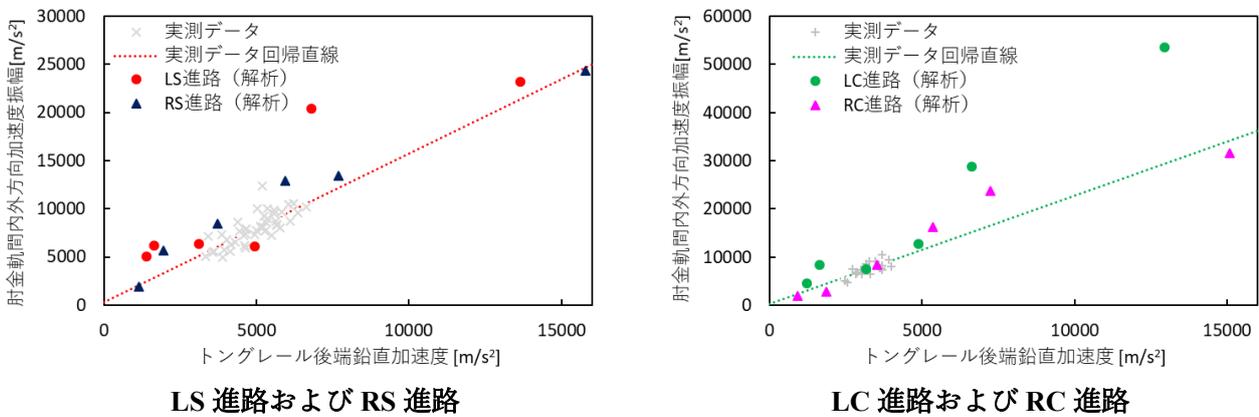


図 5.7 トングレール後端鉛直加速度振幅と肘金の軌間内外方向加速度振幅の関係の比較

解析結果のうち、LC 進路の入力荷重を先行研究の 6 倍にしたものは肘金の振動が方向問わず極端に大きいことが確認されている。ほかにも特定の入力荷重の場合のみ値が大きくなるようなケースが見られたが、これはレールやレール下のばね要素の固有振動数がこれらの結果に関与している可能性があると思われる。

### 5.3 フロントロッドの振動の様子

衝撃振動をトングレール後端に与えてからのフロントロッドの振動の様子を図 5.8 から図 5.11 に示す。ここでは、想定される 4 つの進路に、先行研究と等倍の衝撃荷重を与えた場合のフロントロッドの加速度の大きさのコンター図を示す。図の時刻は、0.003 秒、0.005 秒、0.007 秒と 0.012 秒とする。コンター図は図 4.9 のような視点で見たときの、フロントロッドおよび肘金のみを表示させることとする。

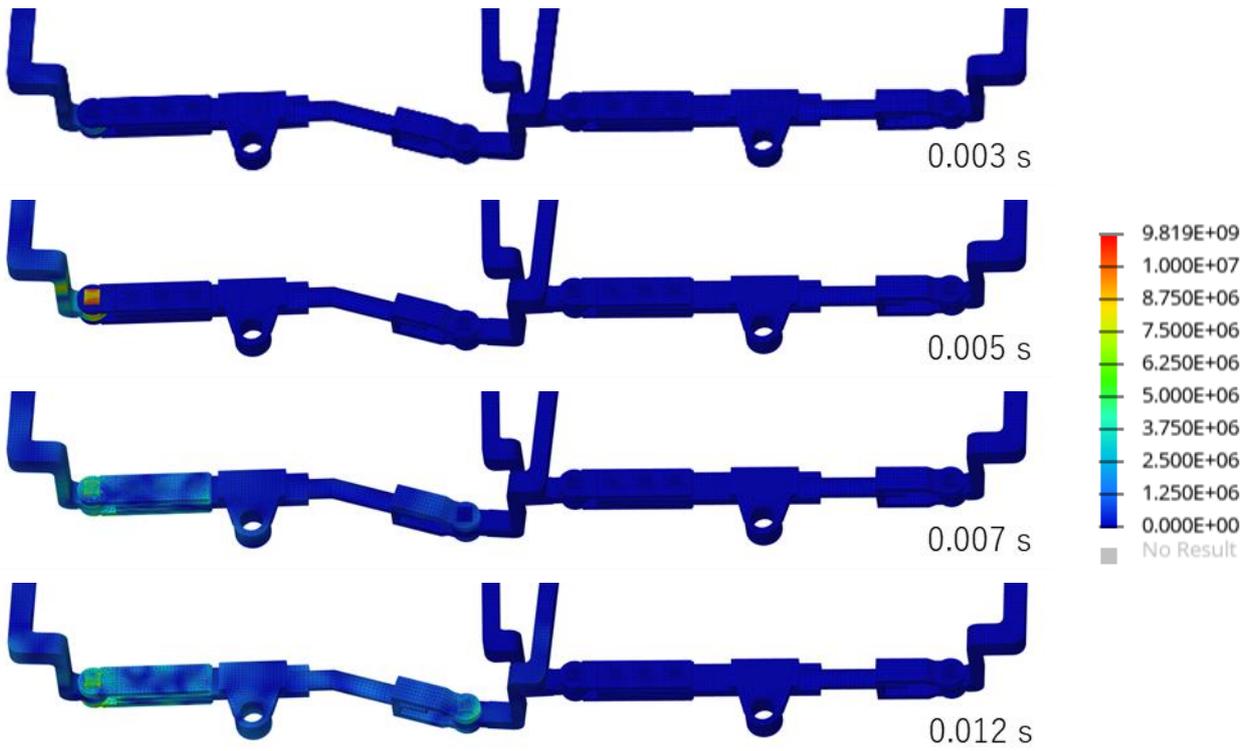


図 5.8 LS 進路モデルのフロントロッドの振動伝達の様子 (加速度  $[\text{mm/s}^2]$ )

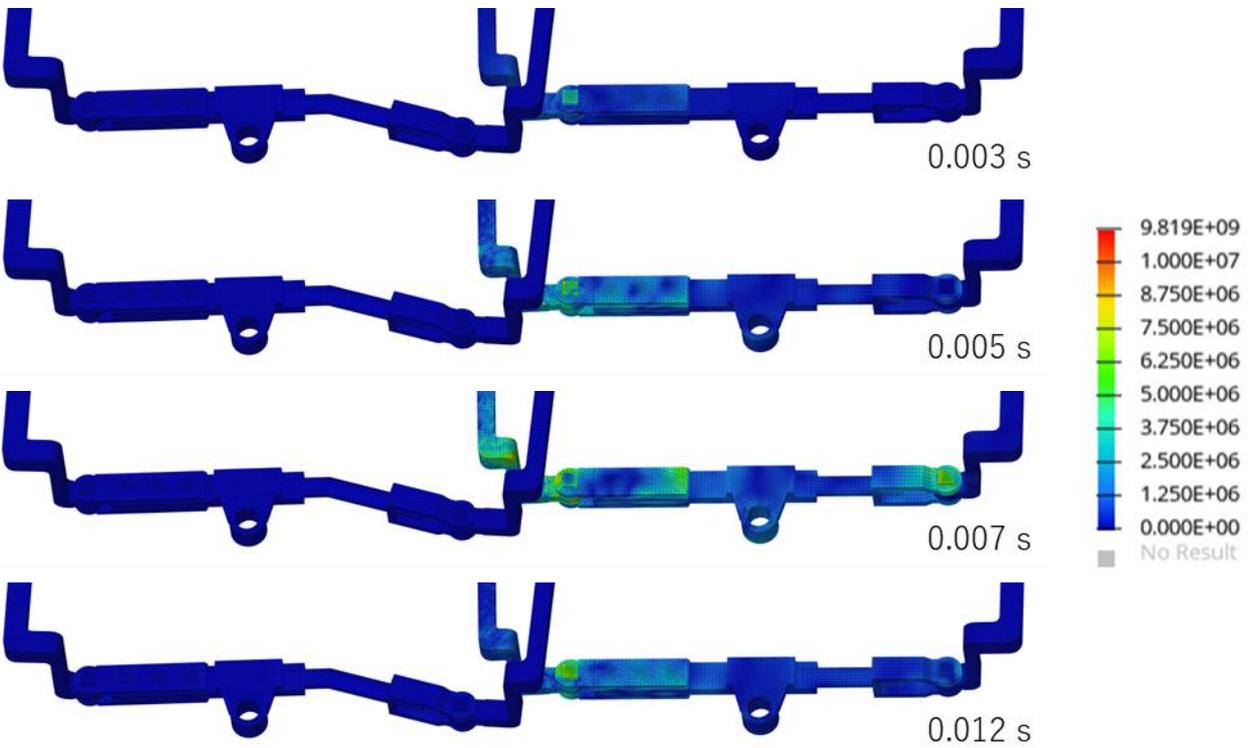


図 5.9 LC 進路モデルのフロントロッドの振動伝達の様子 (加速度  $[\text{mm/s}^2]$ )

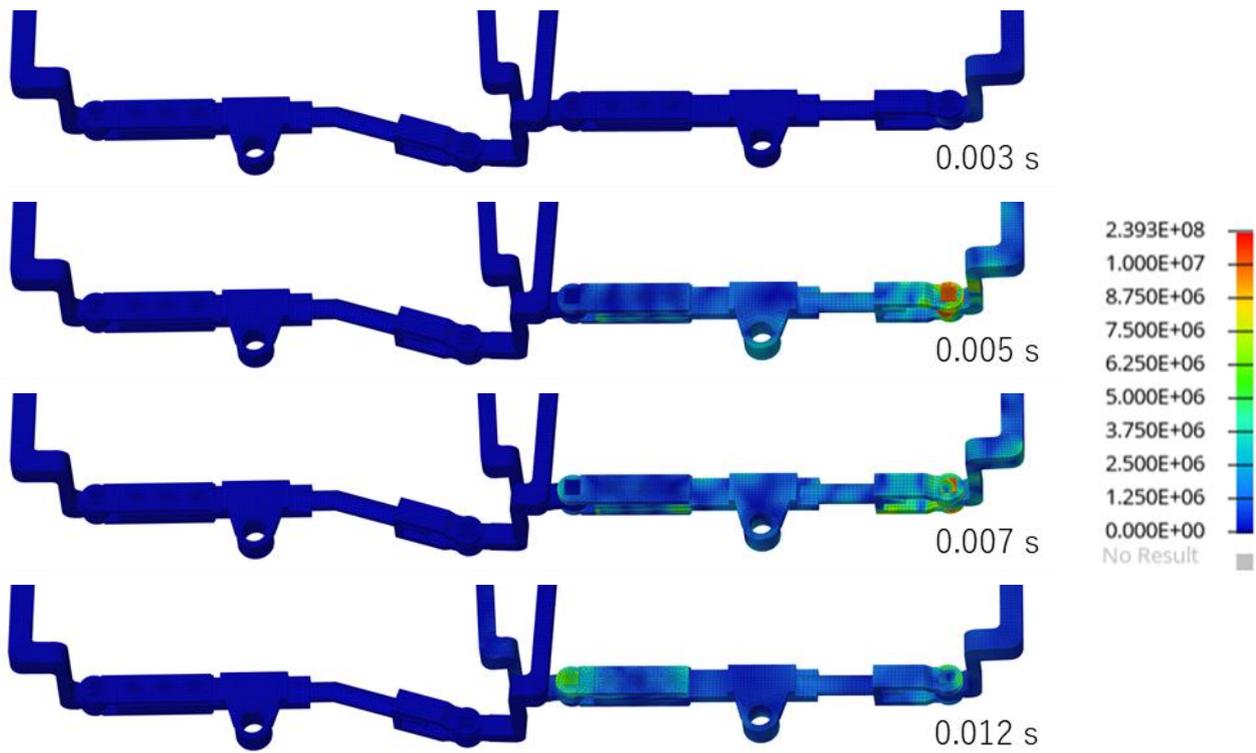


図 5.10 RS 進路モデルのフロントロッドの振動伝達の様子 (加速度  $[\text{mm/s}^2]$ )

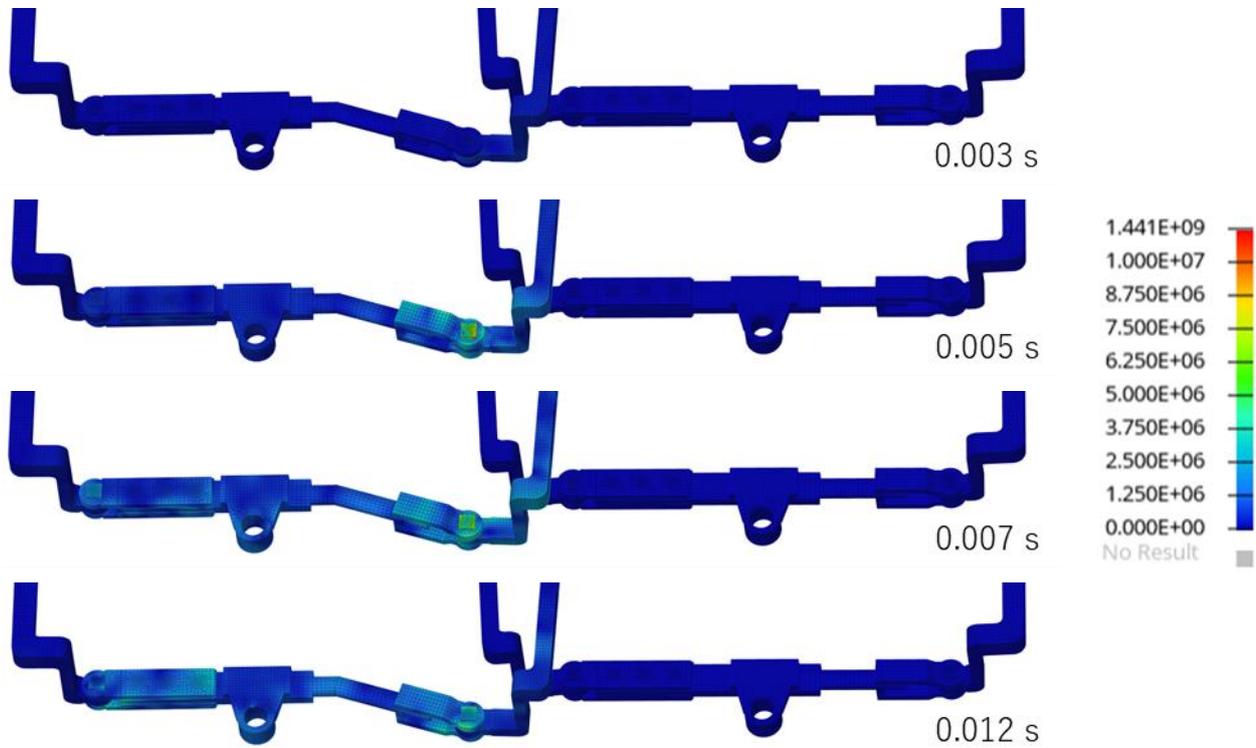


図 5.11 RC 進路モデルのフロントロッドの振動伝達の様子 (加速度  $[\text{mm/s}^2]$ )

いずれの進路のモデルも衝撃荷重を入力してから 0.003 秒頃から、衝撃のあったトングレールとつながる肘金のジョーピンと接触している部分の色がわずかに変化し始める様子が確認できる。その後フロントロッド全体に振動が伝わっていく様子が見られ、フロントロッドでつながった反対の軸受けにも伝わり、やがて減衰していく。一方で、もう一組のフロントロッドにはほとんど振動は伝わらない様子が確認できる。もう一組のフロントロッドも接続かんや動作かんを通じてつながってはいるものの、伝達距離が長くなると同時に接触箇所も増えるため、振動の減衰が大きくなるためと考えられる。

なお、LS 進路のモデルの結果のみ、肘金の振動がフロントロッドに伝わるのが遅く、振動の伝達がうまくできていないように思われる。ほかのモデルでは 0.005 秒時点でフロントロッドにも振動が伝わっているが、LS 進路のモデルは軸受け部分は大きく振動しているものの、それがフロントロッドに伝わっているようには見えない。少し遅れて振動が伝わるが、後の計算に影響する可能性がある。接触定義なども見直したがほかの接続点と特に差は見られず、また構造的にも違いが生じるとは考えにくいいため、原因ははっきりしない。

## 5.4 PV 積分値

軸受けの摩耗量は次のホルムの摩耗式をもとに計算する[20][7].

$$W = k \cdot P \cdot V \cdot T \quad (5.1)$$

ここで  $W$  は摩耗量、 $k$  は比摩耗量 (係数)、 $P$  は接触面圧、 $V$  は滑り速度、 $T$  は摺動時間である。解析により 1 衝撃あたりの摩耗量を算出するため、次のように積分型にして考える。

$$w = k \int PV dt \quad (5.2)$$

$w$  は 1 衝撃あたりの摩耗量とする。このように、接触面圧と滑り速度を積分し摩耗を計算する。よって、解析により得られた結果から接触面圧と軸受け滑り速度を求める必要がある。

この節では LS 進路のモデルに先行研究と同じ大きさの衝撃振動を与えた場合の解析結果を例に、計算結果を示し考察していく。

### 5.4.1 接触面圧

解析で得られるのは 4.2.4 節で示したような接触定義ごとの接触力であり、ここから接触面圧を計算する。

図 5.12 に LS 進路の先行研究と同じ荷重を与えた場合の解析で得られた接触面圧を示す。衝撃振動を与えたトングレールとつながる軸受けのうち、Z 方向に 3 分割した接触定義の上だけを図にした。

0 度の方向に最大で  $25\text{N/mm}^2$  の接触面圧が発生するが、短時間である。5.2.2 節で触れたとおり、肘金は軌間内外方向つまり軸受けの 0 度方向に振動しやすいと考えられるため、激しくぶつかるなどして 0 度の接触力が大きくなるタイミングがあったものと思われる。

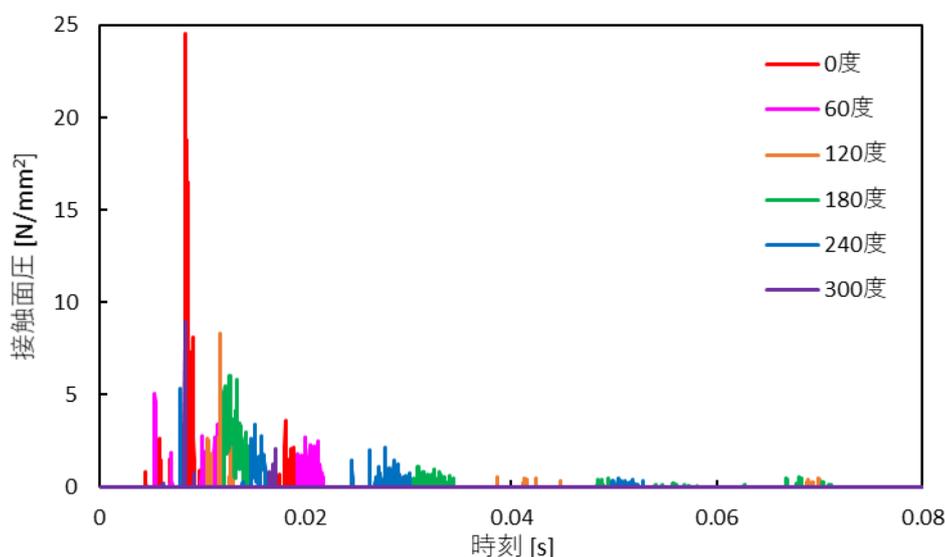


図 5.12 LS モデル軸受け上段の接触面圧と角度の関係

## 5.4.2 軸受け滑り速度

次に軸受けの滑り速度を求める。これは、接触定義のマスター面の中心点と、座標が最も近いスレーブ節点との相対速度から計算する。

LS 進路を模したモデルに先行研究と同じ入力荷重を与えた解析にて、求めた滑り速度を図 5.13 に示す。軸受けごとの様子を比較するため、0 度上の位置の 4 つの軸受けを図に示す。

この解析では B 左トングレールに衝撃振動が与えられているが、接続される軸受けの滑り速度が最も大きくなり、同じフロントロッドで接続された B 右トングレールとつながる軸受けも大きな滑り速度を観測した。また、これらは非常に変動が激しい特徴も持つ。一方で、A 組のトングレールにつながる軸受けは滑り速度は B 組の 5 分の 1 程度にしかならず、また接続かんを通じて振動が伝わるため、ピークをとるタイミングも若干遅くなっている。

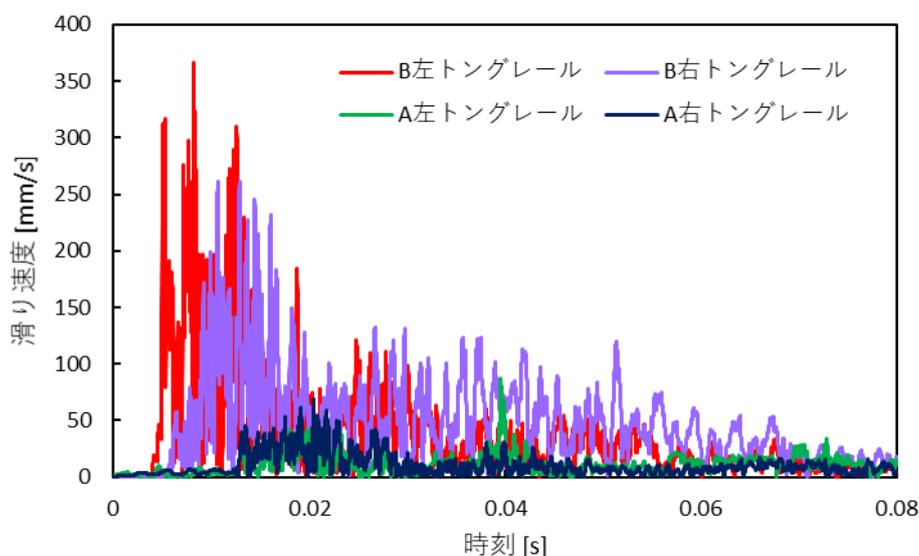


図 5.13 LS モデル軸受け 0 度上段の滑り速度の軸受けごとの差異

### 5.4.3 PV 積分値計算

上記で求めた接触面圧と滑り速度をもとに、PV 積分値を計算する。

LS 進路のモデルに先行研究と同じ入力荷重を与えたときの、衝撃を与えたトングレールに接続する軸受けの PV 積分値を図 5.14 に示す。この図は 4.2.4 節のように Y 軸方向を 0 度とし時計回りにとった角度を横軸に、PV 積分値を縦軸にとってプロットした。また、表 5.1 に図 5.14 で示した軸受けの PV 積分値を、表 5.2 に解析モデル内 4 つの軸受けの PV 積分の最大値を示す。なお、軸受けの呼称の仕方はその軸受けが接続するトングレールの名称とする。例えば LS 進路の場合は衝撃を受けるのは L 左トングレールであり、これにつながる軸受けも L 左として表に示している。

これより、PV 積分値は衝撃のあったトングレールと接続する軸受けのうち、0 度および 180 度、すなわちフロントロッドの軸線上に位置する部分で大きな値をとることが分かる。トングレールの振動は軌間内外方向が大きいから、接触しこすれる機会がほかよりも多くあるためと考えられる。

また、PV 積分値は中段が最も大きくなっている。これは中段が肘金とつながっているためにトングレールが受けた衝撃振動により最も激しく振動するためと考えられる。衝撃振動を受けたトングレールとつながる軸受けでない残りのものについては PV 積分値が小さくなる傾向にあり、特に接続かんを通して振動が伝わる A 組のトングレールとつながる軸受けは PV 積分値が極端に小さくなる傾向にある。また、これらの PV 積分値は先行研究[7]とオーダーが一致する。

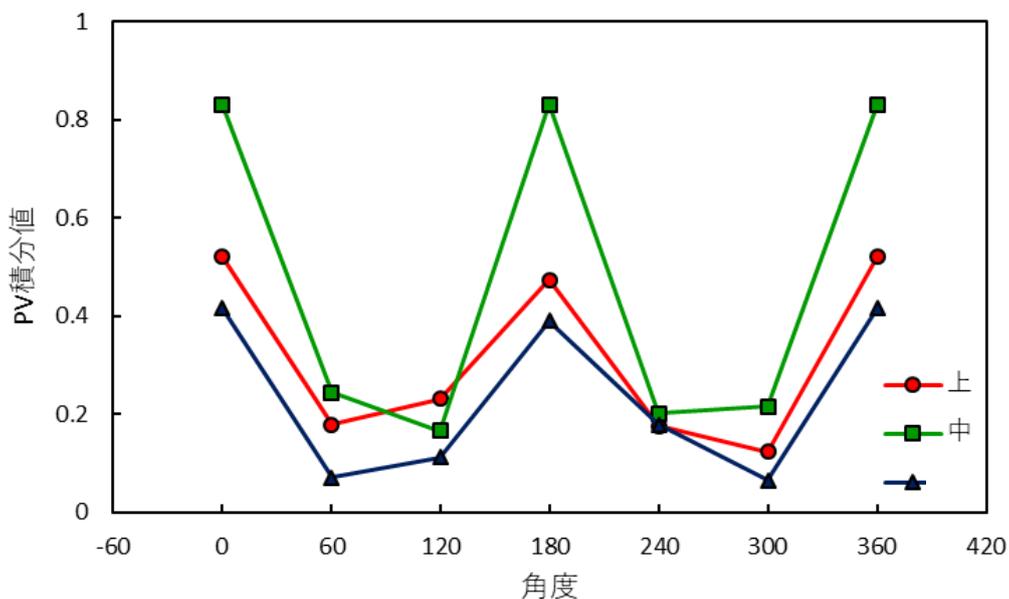


図 5.14 B 左トングレールと接続する軸受けの PV 積分値の角度依存性

表 5.1 B 左トングレールに接続する軸受けの PV 積分値

	0°	60°	120°	180°	240°	300°
上段	0.52	0.178	0.231	0.474	0.176	0.123
中段	0.831	0.244	0.165	0.831	0.201	0.216
下段	0.415	0.0701	0.112	0.39	0.178	0.0652

表 5.2 4 つの軸受けそれぞれの最大 PV 積分値の比較

	B 左 (衝撃)	B 右	A 左	A 右
上段	0.52	0.0545	0.0822	0.0021
中段	0.831	0.0449	0.0666	0.0037
下段	0.415	0.0391	0.0177	0.0028

これらの特徴は通過進路や衝撃振動の大きさによらずほぼ共通して確認された。いずれの解析ケースでも、PV 積分値は 0 度位置あるいは 180 度位置で大きな値をとる傾向にあり、

これはフロントロッド軸上に位置することから、摩耗する際にはこの位置の値が重要となると考えられる。

ロック変位量を左右方向の摩耗量の和と考え、0 度位置と 180 度位置の PV 積分値を足し合わせた値を表 5.3 から表 5.6 に示す。衝撃振動を受けたトングレールにつながる軸受けの PV 積分値が最も大きく、次にそのトングレールと同じ組のもう一方のトングレール（例えば LS 進路の場合、B 左トングレールが衝撃を与えたトングレールであり、同じ組のもう一方のトングレールとは B 右トングレールを指す）が大きな PV 積分値をとることが多い。またその値は、LS 進路のモデルを除いて衝撃のあったトングレールの軸受けの 10 分の 1 から 2 分の 1 程度であった。フロントロッドの組が異なる残り 2 つの軸受けの PV 積分値は衝撃のあったトングレールとつながる軸受けよりも十分に小さな値となる。これは 5.3 節で確認したとおり、組の異なるフロントロッドには振動が伝わりづらいことが原因であると思われる。

なお、LS 進路はこの傾向が当てはまらず、衝撃のあったトングレールとつながる軸受け以外の 3 つの軸受けは PV 積分値に大きな差はなく、値も大きな値をとる残り 1 つの 20 分の 1 から 15 分の 1 程度と小さい。これは図 5.8 から分かるように、このモデルだけフロントロッドへの振動の伝わり方が他と異なることが原因であると思われる。フロントロッドへ振動が伝播する際にエネルギーを失うため、衝撃のあったトングレールとつながる地点の軸受けの摩耗はほかと同等の値となるが、それ以外が小さくなったと考えられる。振動の伝わり方が異なる原因は、モデルを確認したが特定できなかった。そのほかの差分として、LS 進路の場合、衝撃が伝わるべきフロントロッドが干渉を防ぐために曲げられていることがある。しかし、伝わる向きが逆、つまり RC 進路で B 右トングレールに衝撃が与えられた際の B 左トングレールとつながる軸受けの PV 積分値の大きさの傾向は他と一致しているから、フロントロッドが曲がっていることが要因とは考えにくいと思われる。

表 5.3 LS モデルの PV 積分値の傾向 (衝撃: B 左トングレール)

接続する トングレール	位置	入力荷重の大きさ (比較基準: 先行研究[7])						
		0.25 倍	0.5 倍	1 倍	1.5 倍	2 倍	4 倍	6 倍
トングレール 後端衝撃振幅 [m/s <sup>2</sup> ]		1386.5	1649.9	3124.0	5081.9	6810.8	13647.6	20515.6
A 右トングレールと接続 する軸受け	上段	4.6E-4	5.1E-4	1.7E-3	0.12	0.21	1.1	2.7
	中段	1.9E-3	1.6E-3	4.0E-3	0.19	0.35	2.0	4.9
	下段	6.1E-4	6.5E-4	1.9E-3	0.054	0.11	0.68	2.1
A 左トングレールと接続 する軸受け	上段	0.018	0.011	0.095	0.097	0.12	0.91	2.4
	中段	0.018	0.015	0.092	0.081	0.10	1.0	2.9
	下段	0.012	3.1E-3	0.032	0.016	0.047	0.28	0.52
B 右トングレールと接続 する軸受け	上段	2.0E-3	0.013	0.034	0.039	0.064	1.4	6.3
	中段	7.4E-4	0.027	0.019	0.024	0.053	0.60	9.1
	下段	1.3E-3	0.028	0.044	0.057	0.11	2.1	8.0
B 左トングレールと接続 する軸受け	上段	<b>0.20</b>	<b>0.37</b>	<b>0.99</b>	<b>1.4</b>	<b>1.9</b>	<b>10.9</b>	<b>31.8</b>
	中段	<b>0.37</b>	<b>0.49</b>	<b>1.7</b>	<b>3.1</b>	<b>4.4</b>	<b>19.9</b>	<b>47.1</b>
	下段	<b>0.17</b>	<b>0.30</b>	<b>0.81</b>	<b>1.5</b>	<b>2.6</b>	<b>9.6</b>	<b>25.7</b>

表 5.4 LC モデルの PV 積分値の傾向 (衝撃: A 左トングレール)

接続する トングレール	位置	入力荷重の大きさ (比較基準: 先行研究[7])						
		0.25 倍	0.5 倍	1 倍	1.5 倍	2 倍	4 倍	6 倍
トングレール 後端衝撃振幅 [m/s <sup>2</sup> ]		1231.5	1650.6	3151.7	4892.9	6630.7	12945.0	19490.0
A 右トングレールと接続 する軸受け	上段	0.043	0.093	0.29	0.27	0.38	2.1	4.7
	中段	0.081	0.17	0.42	0.63	0.97	3.1	9.0
	下段	0.029	0.072	0.25	0.25	0.37	2.6	8.8
A 左トングレールと接続 する軸受け	上段	<b>0.25</b>	<b>0.89</b>	<b>1.6</b>	<b>2.9</b>	<b>5.8</b>	<b>18.9</b>	<b>65.1</b>
	中段	<b>0.35</b>	<b>1.2</b>	<b>3.4</b>	<b>5.3</b>	<b>9.5</b>	<b>31.6</b>	<b>33.8</b>
	下段	<b>0.085</b>	<b>0.36</b>	<b>1.4</b>	<b>2.4</b>	<b>4.0</b>	<b>13.8</b>	<b>47.8</b>
B 右トングレールと接続 する軸受け	上段	3.6E-3	4.7E-3	8.1E-3	0.064	0.074	0.40	0.87
	中段	4.6E-3	7.1E-3	4.8E-3	0.048	0.11	0.38	1.1
	下段	1.6E-3	1.6E-3	6.3E-3	0.036	0.069	0.44	1.2
B 左トングレールと接続 する軸受け	上段	0.019	0.018	0.018	0.071	0.20	1.1	3.3
	中段	0.031	0.033	0.032	0.11	0.39	1.9	4.7
	下段	9.3E-3	0.011	9.4E-3	0.038	0.16	0.77	1.8

表 5.5 RS モデルの PV 積分値の傾向 (衝撃: A 右トングレール)

接続する トングレール	位置	入力荷重の大きさ (比較基準: 先行研究[7])						
		0.25 倍	0.5 倍	1 倍	1.5 倍	2 倍	4 倍	6 倍
トングレール 後端衝撃振幅 [m/s <sup>2</sup> ]		1142.3	1957.8	3725.1	5943.8	7695.3	15772.9	22261.4
A 右トングレールと接続する軸受け	上段	<b>0.15</b>	<b>0.33</b>	<b>1.6</b>	<b>2.9</b>	<b>5.3</b>	<b>25.1</b>	<b>42.8</b>
	中段	<b>0.34</b>	<b>0.47</b>	<b>2.1</b>	<b>4.5</b>	<b>8.5</b>	<b>40.7</b>	<b>75.5</b>
	下段	<b>0.2</b>	<b>0.28</b>	<b>1.4</b>	<b>3.0</b>	<b>6.1</b>	<b>32.1</b>	<b>76.1</b>
A 左トングレールと接続する軸受け	上段	0.14	0.25	0.76	1.5	3.0	10.2	27.3
	中段	0.092	0.18	0.51	1.6	3.1	9.0	20.5
	下段	0.023	0.048	0.22	0.32	0.70	2.0	6.3
B 右トングレールと接続する軸受け	上段	0.043	0.049	0.073	0.14	0.29	1.4	1.9
	中段	0.17	0.18	0.25	0.37	0.45	1.8	2.5
	下段	0.014	0.017	0.029	0.043	0.10	0.53	1.1
B 左トングレールと接続する軸受け	上段	0.024	0.027	0.055	0.11	0.18	0.95	3.1
	中段	0.19	0.19	0.27	0.32	0.74	1.8	1.9
	下段	8.6E-3	8.8E-3	0.017	0.076	0.17	0.82	1.7

表 5.6 RC モデルの PV 積分値の傾向（衝撃：B 右トングレール）

接続する トングレール	位置	入力荷重の大きさ（比較基準：先行研究[7]）						
		0.25 倍	0.5 倍	1 倍	1.5 倍	2 倍	4 倍	6 倍
トングレール 後端衝撃振幅 [m/s <sup>2</sup> ]		911.8	1853.1	3530.3	5345.0	7248.8	15084.3	22658.8
A 右トングレールと接続 する軸受け	上段	0.020	0.017	0.020	0.041	0.061	0.052	0.17
	中段	0.026	0.026	0.027	0.085	0.088	0.073	0.10
	下段	0.018	0.018	0.021	0.039	0.054	0.061	0.071
A 左トングレールと接続 する軸受け	上段	0.051	0.046	0.061	0.082	0.13	0.093	0.24
	中段	0.036	0.033	0.040	0.045	0.065	0.14	0.25
	下段	4.3E-3	5.2E-3	5.6E-3	9.1E-3	0.017	0.15	0.27
B 右トングレールと接続 する軸受け	上段	<b>0.32</b>	<b>0.57</b>	<b>1.3</b>	<b>1.8</b>	<b>3.2</b>	<b>16.4</b>	<b>29.1</b>
	中段	<b>0.70</b>	<b>1.2</b>	<b>2.1</b>	<b>3.2</b>	<b>4.2</b>	<b>20.6</b>	<b>46.0</b>
	下段	<b>0.11</b>	<b>0.22</b>	<b>0.58</b>	<b>1.2</b>	<b>2.0</b>	<b>17.4</b>	<b>44.2</b>
B 左トングレールと接続 する軸受け	上段	0.13	0.28	0.57	1.1	1.6	2.8	8.0
	中段	0.30	0.42	0.96	1.9	2.3	4.3	10.2
	下段	0.040	0.088	0.27	0.54	0.97	3.6	7.2

## 5.5 PV 積分値予測

列車の通過進路および衝撃振動の大きさを変えた解析結果をもとに、衝撃振動と PV 積分値の関係を求める。摩耗はフロントロッドの軸上の位置で最も進むことが確認できたため、前項と同様にフロントロッド軸上に当たる 0 度と 180 度位置の PV 積分値を足し合わせた値を評価する。

図 5.15, 図 5.16, 図 5.17 に 4 進路それぞれ衝撃を加えたトングレールとつながる軸受けの PV 積分値とトングレール後端鉛直加速度振幅との関係を, 軸受けの上段, 中段, 下段に分けて示す.

5.4.3 節でも述べたとおり, 軸受けの PV 積分値は中段が最も大きくなる. しかし, 図 5.16 と図 5.15, 図 5.17 の間には PV 積分値の傾向に大きな差は認められず同一傾向にあると仮定し, 値の平均値をとって考える. また, 進路ごとの PV 積分値の傾向についても, 若干の差はあるものの明瞭な違いはないと考えられる.

これより, PV 積分値は列車の通過方向には関わらないものと仮定し, トングレール後端衝撃と PV 積分値の式を求め, 得られたデータから考えられるその最大値と中間値と最小値の場合について検討する.

また, LC 進路のトングレール後端鉛直加速度振幅が  $20000 \text{ m/s}^2$  弱の解析, これは先行研究の入力荷重の 6 倍の値を与えたものだが, これのみ全体の傾向からも LC 進路の傾向からも外れているように見える. この解析は, 肘金の振幅においても実測からの予測線を大きく外れていたため, 詳細な原因は不明ではあるが実機の再現が不十分な可能性がある. よって, このデータは扱わないこととする.

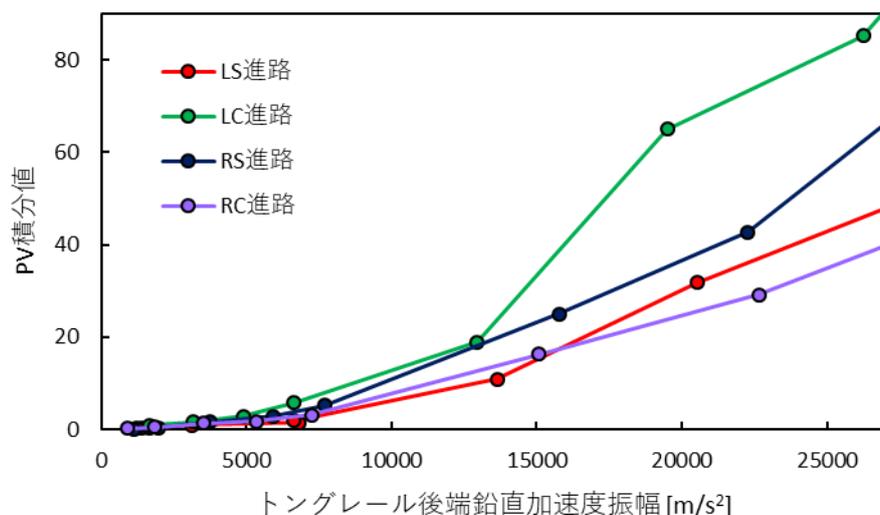


図 5.15 軸受け上段のトングレール後端鉛直加速度振幅と PV 積分値の関係

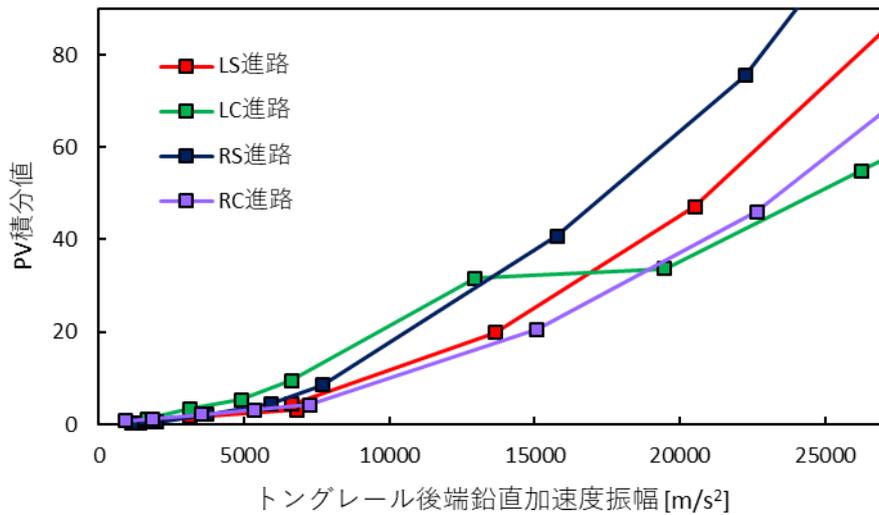


図 5.16 軸受け中段のトングレーール後端鉛直加速度振幅と PV 積分値の関係

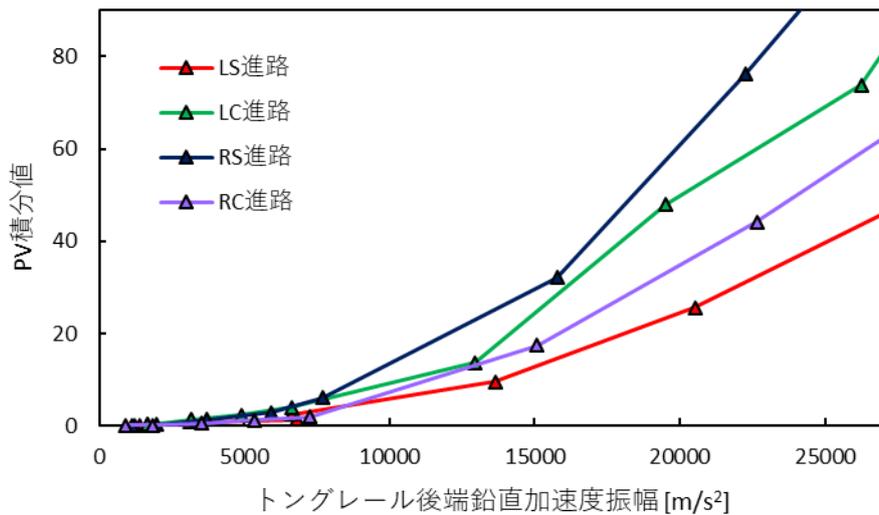


図 5.17 軸受け下段のトングレーール後端鉛直加速度振幅と PV 積分値の関係

得られた PV 積分値を両対数グラフにプロットすると図 5.18 のようになる。この図中の回帰直線の切片は  $-11.560$  であり、傾きは  $1.462$  である。これより対数を元に戻して予測式を求めると、次の式となる。

$$p = cA^{1.46} \tag{5.3}$$

ここで、 $p$  は 1 衝撃あたりの PV 積分値、 $A$  はトングレーール後端の鉛直方向衝撃振動振幅である。また、 $c = e^{-11.56} = 9.55 \times 10^{-6}$  である。これを PV 積分値予測線と呼ぶ。また、図 5.18 にはデータの 95% が収まる区間を点線で示した。これは厳密には直線ではないが、後端衝撃振幅として取り得る範囲ではほぼ直線に近似できるといえる。切片と傾きは上側、

下側それぞれ -10.333 と 1.419, および-12.785 と 1.505 であるから, これらの表すプロットを PV 積分値最大線と PV 積分値最小線と呼び, 次の式で表す.

$$p = c_{max}A^{1.42} \tag{5.4}$$

$$p = c_{min}A^{1.50} \tag{5.5}$$

これらの 3 つの線を対数グラフから元に戻したものを図 5.19 に示す.

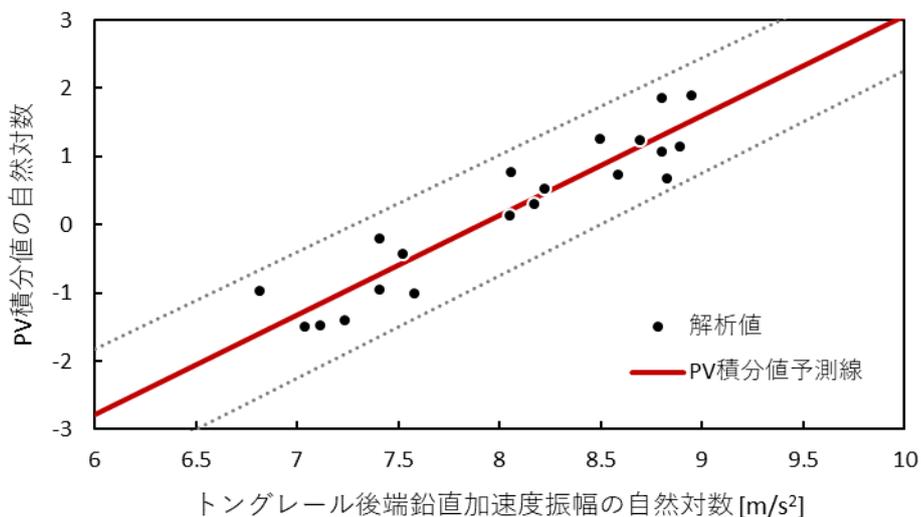


図 5.18 トングレール後端鉛直加速度振幅と PV 積分値の両対数グラフ

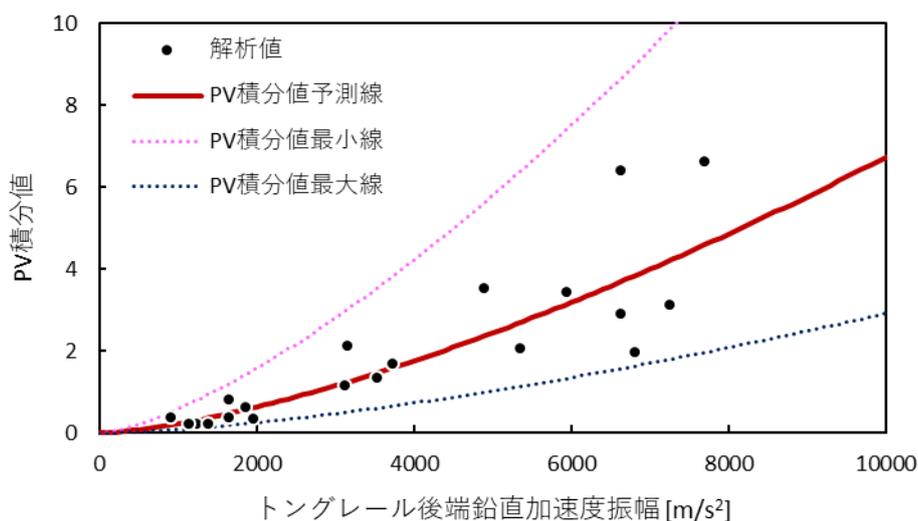


図 5.19 トングレール後端鉛直加速度振幅による PV 積分値の予測

## 5.6 考察

5.5 節のように、PV 積分値をトングレール後端の衝撃振動振幅のおよそ 1.5 乗に比例する関係にあるという結果から予測する。しかし、図 5.19 を見ると、条件によって若干値が予測値から外れているように見える。これは解析モデルに数多くの不確実性が存在することが原因と考えられる。

例えば入力荷重の荷重-時間曲線は同じ形状のものを、荷重のみ  $x$  倍することにより与えているが、それで同じ衝撃振幅の波形が得られていると断言することはできず、これを実現するには時間的に非常にコストがかかる作業となる。ほかにもマクラギのモデリングなど実際の状況の詳細が不明な再現箇所もある。

本研究では分岐器の詳細な応答の再現ではなく、概ね妥当と思われる解析モデルから考え得る最大と最小の場合を取り出してそれぞれの場合を考慮して摩耗予測を行っていくこととする。このトングレール後端衝撃振幅の大きさから PV 積分値を 1 つの予測式で幅を持たせずに正確に求めることが今後の課題である。その実現には、マクラギの特性をより正確に再現することに加え、トングレールやマクラギを模したばね要素の周波数ごとの応答を詳細に確認する必要があると考えられる。

## 第 6 章 実機の摩耗量予測

### 6.1 緒言

これまでに検討してきたことを踏まえ、分岐器の設置条件や通過列車の状況などをパラメータとして入力し、摩耗予測を行う。

### 6.2 摩耗量計算式

第 3 章 および第 5 章 での検討から、1 衝撃あたりの摩耗量  $w$  は次のように計算できる。

$$w = k \cdot c \left[ \alpha \left[ \beta V + \gamma m V \left\{ \sqrt{\frac{2h}{r}} + \sqrt{\frac{2y/\sin\phi}{r}} \cos\phi \right\} \right] \pm E(V) \right]^d \quad (6.1)$$

これに衝撃振動が発生する回数をかけることで摩耗量を算出することができる。なお、本来摩耗に従い軸受けの形状が変化し、1 衝撃あたりの摩耗量も時間の経過とともに変化する可能性があるが、本研究では軸受けの変形の影響は無視する。また、 $c$  および  $d$  は式 5.3、式 5.4、式 5.5 の各  $c$  および乗数に対応するものであり、どの式を適用するかによって値が変動する。

なお、ここでいう衝撃振動の回数は、摩耗量を計算するある軸受けと接続されたトングレールを通過する際に発生したものの回数である。よって、軸受けの摩耗量は 4 つの軸受けそれぞれ計算することとなり、そのためには 4 つの進路すべての衝撃振動の発生数を確認する必要がある。さらに 5.4.3 節より、衝撃を受けたトングレールと組になるトングレールの軸受けも 5 分の 1 から 2 分の 1 程度の PV 積分値となることから、 $0.5w$  に対象軸受けとフロントロッドを通じてつながるトングレールに生じた衝撃振動の回数をかけたものをトータルの摩耗量に加算することとする。

一定期間あたりの衝撃振動の発生回数は、その期間中に通過する列車の本数と列車の両数、および車両 1 台あたりの車軸数をそれぞれかけることで求められる。

以上より、ある期間の B 左トンダレールに接続する軸受けの摩耗量  $W$  は次のように予測される。

$$W = w_t \cdot N_t + w_f \cdot N_f + 0.5 \times (w_{ot} \cdot N_{ot} + w_{of} \cdot N_{of}) \quad (6.2)$$

ここで、 $w_t, N_t$  は B 左トンダレールの背向通過時の 1 衝撃あたりの摩耗量および衝撃回数、 $w_f, N_f$  は B 左トンダレールの対向通過の 1 衝撃あたりの摩耗量および衝撃回数、 $w_{ot}, N_{ot}$  は B 左トンダレールと対となる B 右トンダレールを背向通過する際の 1 衝撃あたりの摩耗量および衝撃回数、 $w_{of}, N_{of}$  は同対向通過の摩耗量および衝撃回数である。

## 6.3 実機の摩耗予測

実際に m 駅に設置されたダブルスリップ分岐器の摩耗量および寿命を予測する。



図 6.1 m 駅寿命予測対象分岐器の外観

### 6.3.1 段違い量，目違い量の測定

予測対象分岐器のトンダレール後端の段違い量および目違い量は表 6.1 の通りであった。今回の測定では線路上での測定ができなかったため、現場写真からの推定値となる。なお、m 駅の分岐器はトンダレールの長さや電気転てつ機の位置がモデルと同一であるため、解析時と同様に A, B 組のトンダレールとその左右を定義する。

表 6.1 予測対象分岐器の各トングレール後端の段違い量および目違い量

トングレール	B 左	B 右	A 左	A 右
段違い量 [mm]	0	1	0	3
目違い量 [mm]	2	3	2	3

### 6.3.2 列車通過数

対象分岐器の週あたりの列車の通過数は次の通りである。また、通過時の速度も併せて記載する。

表 6.2 進路ごとの列車通過状況

	LS 進路		RC 進路		LC 進路		RS 進路	
	対向	背向	対向	背向	対向	背向	対向	背向
通過するトングレール	B 左		B 右		A 左		A 右	
通過列車数 [編成/週]	23	7	19	16	0	0	0	49
通過時の速度 [km/h]	15.7	22.4	26.7	24.5	-	-	-	25.6

### 6.3.3 寿命予測

比摩耗量は m 駅のものでは測定を行っていないが、文献[7] より、摩耗試験により求めた値を引用する。ここではより値の大きい上下段のものを使用する。

表 6.3 予測に用いる比摩耗量の値

	比摩耗量 [ $\text{mm}^2/\text{N}$ ]
中段	$2.46 \times 10^{-8}$
上下段	$2.19 \times 10^{-7}$

これら諸条件を考慮し、1 年経過時点での摩耗量、および摩耗量が 1.5 mm に達するまでの年数を表 6.4 に示す。表中の摩耗量および寿命は、解析結果より得られた予測式 5.3 に当てはめた場合であり、予測区間内最短寿命および最長寿命はその 95%信頼区間の上限と下限に当たる式 5.4 および式 5.5 に当てはめた場合の寿命である。なお、衝撃回数は非常に多

いため、列車通過時のトングレーール後端衝撃振幅の平均は予測値そのものになることが考えられる。よって、E(V)は 0 として取り扱う。軸受けの名称は 4.2.4 節および図 4.9 による。

表 6.4 軸受けごとの摩耗量および寿命一覧

接続する トングレーール	B 左	B 右	A 左	A 右
摩耗量 [mm]	$6.21 \times 10^{-3}$	$7.16 \times 10^{-3}$	0.0207	0.0415
寿命 [年]	241.6	209.5	72.3	36.2
予測区間内 最短寿命 [年]	96.1	83.6	30.2	15.1
予測区間内 最長寿命 [年]	607.2	525.2	173.0	86.5

## 6.4 考察

背向通過する列車が多い A 右トングレーールとつながる軸受けの摩耗が最も進むこととなる。表 6.4 の A 右トングレーールと接続される軸受けの項目を見ると、1.5mm の摩耗が生じるには 15 年とあり、最も厳しく見積もっても現状の交換周期 1 年を大きく上回る結果となった。

また、最も摩耗の進む A 右トングレーールと同じ組の A 左トングレーールとつながる軸受けもフロントロッドを通じて A 右トングレーールの衝撃が伝わるため、A 左トングレーール自体を列車は通過せずとも摩耗が進む可能性がある。

また、今回予測した分岐器は 1 週間あたり通過列車が 114 本と比較的列車通過数の少ない場所に設置されているが、同条件で A 右トングレーールを 1 時間あたり 4 本の列車が通過する場合を想定すると、1.5mm 摩耗するのにかかる期間は PV 積分値最大予測線を用いた場合で 1.7 年と計算され、現行の交換基準に近い値となる。しかしそれでも十分に安全に余裕を持たせた設定となっていると考えられる。

一方で、予測される寿命には現状相当な幅がある。これはトングレーール後端の衝撃から PV 積分値を予測する式に大きな幅が設定されているためであり、これはモデルの不確定性に起因する。より精度を高めた予測を行うには、レールの固有振動数やマクラギ、バラストといったレール条件にも目を向けた詳細な解析を行う必要があるものと思われる。



また、列車通過時の振動のうち衝撃振動を取り上げたが、輪重由来振動については考慮されていない。輪重由来振動は周波数が低いため摩耗には影響しない可能性が高いが、肘金の疲労破壊につながる可能性があり、この予測も可能としたいところである。ほかにも軸受けの種類やトンダレールの長さ、角度等パラメータとなりそうな条件は複数存在し、これらを考慮した予測式とすることで、より広範な分岐器の寿命予測ができるようにすることも課題の一つである。

またトンダレールの振動はマクラギやバラスト、特に電気転てつ機周辺に掘られた動作かんや接続かんを通すための溝の存在などに大きく影響を受けている可能性がある。この影響を実測や解析で明らかにすることが望まれる。

## 謝辞

本研究を進めるにあたり、多くの方々のご指導、ご協力を賜りました。感謝申し上げます。

指導教員である泉教授には、研究の方針や結果の解釈、論文執筆に関して様々な助言やご指導をいただきました。酒井教授にはデータの統計的処理法について、多くの知見をご提供いただきました。波田野講師と高本助教にも、研究にあって様々な意見をいただきました。誠にありがとうございました。

共同研究先である東日本旅客鉄道株式会社の鈴木様、戸丸様、金田様には定期的な打ち合わせをしていただき、様々な指摘をいただいたほか、テクニカルセンター内の分岐器の見学にご協力いただき、多数の調査や資料のご用意をしていただきました。深く感謝申し上げます。

研究室では、解析ソフトの使い方や研究の概要をお教えいただいた平能さん、あらゆることに助言いただいた小林さんをはじめ、先輩方や同期の皆にも大変お世話になりました。また、研究室を離れられた田處さん、坂西さんにも、解析モデルの使い方や意味、困った点の解決に至るまで、多大なご協力をいただきました。感謝申し上げます。

最後に、これまで私を支えてくれた家族に感謝を捧げます。

## 参考文献

- [1] 五十嵐義信, “NS-A形電気転てつ機の鎖錠に関する課題と改善手法,” 鉄道総研報告, vol. 23, no. 1, pp. 29–32, 2009.
- [2] 堀雄一郎, 安岡和恵, 小尾実, 加治俊之, 尾高達男, and 本橋幸二, “分岐器・転てつ機システムの革新 –次世代分岐器・転てつ機の開発–,” *JR East Tech. Rev.*, no. 2, pp. 64–68, 2003.
- [3] 東日本旅客鉄道, *JR 東日本社内講座教本 –施設技術入門–*.
- [4] 東日本旅客鉄道, “内部資料.”
- [5] 安原碩人, 伊藤周二, and 鹿間政男, “フロントロッドの改良 (第1報),” 鉄道技術研究所速報, 1982.
- [6] 近藤祐樹, “修士論文: 列車通過時振動による分岐器付属部品の摩耗予測のための有限要素法解析,” 2015.
- [7] 島本琢磨, “修士論文: 列車通過時振動による特殊分岐器付属装置摩耗予測のための有限要素法と実機試験による検証,” 2017.
- [8] 平能敦雄, “卒業論文: 有限要素法による鉄道分岐器のボルト締結部の信頼性評価,” 2018.
- [9] 坂西空, “卒業論文: 鉄道分岐器のフロントロッド調整状態が付属部品の寿命に及ぼす影響の評価,” 2019.
- [10] 田處恵大, “修士論文: 鉄道分岐器の構造と保守状態を考慮した付属部品の信頼性評価,” 2019.
- [11] 鉄道技術ポケットブック編集委員会, 鉄道技術ポケットブック. オーム社, 2012.
- [12] 日本産業規格, *JIS E 1311*. 2002.
- [13] 新野善行, 鈴木雅彦, and 小林巧, “電気転てつ機モニタリング,” *JR EAST Tech. Rev.*, no. 55, pp. 43–46, 2016.
- [14] 近藤祐樹 *et al.*, “車両通過時の衝撃振動による分岐器のフロントロッド摩耗予測のための有限要素モデリング,” 日本機械学会論文集, vol. 81, no. 832, pp. 15–00286, 2015, doi: 10.1299/transjsme.15-00286.
- [15] 島本琢磨 *et al.*, “列車通過時振動による特殊分岐器フロントロッド部品の摩耗予測のための有限要素モデリング,” 日本機械学会論文集, vol. 85, no. 873, pp. 18–00414, 2019, doi: 10.1299/transjsme.18-00414.

- 
- [16] ジェイアール総研電気システム, “営業線実測波形データ集2016.” 2016.
- [17] 川口二俊, 田中慎一郎, 村田香, and 長倉清, “レール継目衝撃音に係る車輪・軌道の振動特性評価 —軌道編—,” 鉄道技術連合シンポジウム講演論文集, vol. 18, pp. 545–548, 2011.
- [18] 西本正人 and 山口剛志, “列車荷重の継目部衝撃成分推定に関する検討,” 鉄道技術・政策連合シンポジウム講演論文集, pp. 5–8, 2013.
- [19] ジェイアール総研電気システム, “営業線実測波形データ集2018,” 2018.
- [20] オイレス工業株式会社, “推定摩耗量の考え方.” [Online]. Available: [https://www.oiles.co.jp/bearing/oiles\\_bearing/sekkei/suitei/](https://www.oiles.co.jp/bearing/oiles_bearing/sekkei/suitei/).