

卒業論文

鉄道分岐器におけるスイッチアジャスタ 周辺部品の有限要素法による疲労評価

令和 4 年 1 月 28 日 提出

03－200243 三浦 友裕

指導教員名 泉 聡志 教授

目次

目次	1
図目次	4
表目次	7
第1章 緒言	8
1.1 背景	8
1.2 先行研究	9
1.3 目的	9
1.4 本論文の構成	10
第2章 鉄道分岐器の仕組み	11
2.1 緒言	11
2.2 鉄道分岐器	11
2.2.1 分岐器の種類 [9]	11
2.2.1.1 普通分岐器	11
2.2.1.2 特殊分岐器	12
2.2.2 列車の通過方向 [6]	14
2.2.3 分岐器の座標系と各軸方向の名称	15
2.3 転てつ装置と転換動作	16
2.3.1 転てつ装置を構成する部品	16
2.3.1.1 電気転てつ機	16
2.3.1.2 スイッチアジャスタ	16
2.3.1.3 フロントロッド	17
2.3.2 転てつ機の機能 [15]	17
2.3.2.1 転換機能	17
2.3.2.2 照査機能	17
2.3.2.3 鎖錠機能	18
2.3.2.4 伝達機能	18
2.3.3 スイッチアジャスタおよび周辺部品の構造と機能	18
2.3.3.1 スイッチアジャスタの構造と機能	19
2.3.3.2 トングレールの押し付けに関する指標	20
2.3.3.3 密着力の調整方法	20
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	21
2.4.2 疲労破壊につながる要因	22

2.4.2.1	トングレール後端部の状態	22
2.4.2.2	分岐器の構造	23
2.4.2.3	分岐器の調整状態	23
2.4.2.4	分岐器の設置環境	25
2.4.3	本研究でのアプローチ	25
第3章	有限要素モデリング	26
3.1	緒言	26
3.2	モデリング	26
3.2.1	モデリング範囲	26
3.2.2	レールモデリング	28
3.2.3	スイッチアジャスタ周辺部品, 動作かんモデリング	28
3.2.4	接続かんモデリング	32
3.2.5	マクラギモデリング	32
3.3	入力荷重	32
3.3.1	入力位置	32
3.3.2	入力波形	33
3.4	解析条件	34
第4章	解析結果	37
4.1	緒言	37
4.2	解析結果と実測データの比較	37
4.2.1	加速度振幅の比較	37
4.2.2	加速度波形の比較	39
4.2.3	比較結果に関する検討	40
4.2.3.1	分岐器の調整状態の影響	42
4.2.3.2	横圧の影響	42
4.3	疲労破壊が起こりやすい箇所の特定	42
4.3.1	スイッチアジャスタ腕金具	43
4.3.2	スイッチアジャスタオフセット部	44
4.3.3	転てつ棒	45
4.3.3.1	A号転てつ棒	45
4.3.3.2	B号転てつ棒	46
4.3.4	A号左側連結板	47
4.3.5	肘金	49
4.3.6	フロントロッド	50
4.4	衝撃振動による修正等価応力振幅の比較	52
4.4.1	進路1の場合	52
4.4.2	進路2の場合	55

4.5 考察.....	58
第5章 結論.....	60
5.1 結論.....	60
5.2 課題と展望.....	60
付録A 第一主応力の時刻歴の詳細.....	62
A.1 進路1について.....	62
A.2 進路2について.....	63
付録B トングレール接触状態の調査.....	65
B.1 測定手法.....	65
B.1.1 測定の概要.....	65
B.1.2 測定に使用した圧力測定フィルム.....	65
B.1.3 使用分岐器と測定範囲.....	66
B.1.4 圧力測定フィルム設置方法.....	67
B.1.5 分岐器測定条件.....	68
B.2 測定結果.....	68
B.2.1 1回目（右側転換・先端開口力：3.5kN）.....	68
B.2.2 2回目（左側転換・先端開口力：0.5kN）.....	69
B.2.3 3回目（右側転換・先端開口力：1.2KN）.....	70
B.3 結果の検討.....	70
謝辞.....	73
参考文献.....	74

図目次

図 2.1	営業線に設置された普通分岐器.....	11
図 2.2	普通分岐器の種類 [11]	12
図 2.3	代表的な特殊分岐器の種類 [11]	12
図 2.4	ダブルスリップ分岐器の外観	13
図 2.5	ダブルスリップ分岐器の構成図.....	13
図 2.6	対向通過と背向通過	14
図 2.7	転てつ装置および構成部品	16
図 2.8	フロントロッドのねじ部およびナット	17
図 2.9	電気転てつ機内鎖錠機構.....	18
図 2.10	スイッチアジャスタおよび周辺部品	19
図 2.11	普通分岐器スイッチアジャスタ概形図.....	19
図 2.12	スイッチアジャスタのカバー	20
図 2.13	スイッチアジャスタのナット角度の制約	21
図 2.14	継ぎ目を横から見た図	23
図 2.15	継ぎ目を上から見た図	23
図 2.16	理想的なトングレーール接触状態.....	24
図 2.17	トングレーール接触状態 [17].....	24
図 3.1	分岐器モデル上面図	27
図 3.2	分岐器モデルアイソメトリック図（モデル全体）	27
図 3.3	分岐器モデルアイソメ図（スイッチアジャスタ・フロントロッド周辺）	27
図 3.4	ボルトのモデリング	28
図 3.5	B号スイッチアジャスタ腕金具のボルトのモデリング	29
図 3.6	B号左側連結板のボルトのモデリング	29
図 3.7	スイッチアジャスタオフセット部のモデリング	29
図 3.8	転てつ棒・スイッチアジャスタ締結部近傍の模式図	30
図 3.9	B号転てつ棒中央付近のモデリング	30
図 3.10	B号奥側連結板のボルト穴のモデリング	31
図 3.11	動作かんのモデリング	31
図 3.12	接続かんのモデリング	32
図 3.13	荷重入力位置(進路 1)	33
図 3.14	荷重入力位置(進路 2)	33
図 3.15	衝撃振動荷重波形	34
図 3.16	進路 2 対向通過時トングレーール後端鉛直加速度	34

図 3.17 トングレール-マクラギ間の鉛直方向荷重-変位曲線	35
図 3.18 接続かんの軌間内外方向荷重-変位曲線.....	35
図 4.1 加速度振幅の実測・解析間での比較（進路 1・鉛直方向）	38
図 4.2 加速度振幅の実測・解析間での比較（進路 1・軌間内外方向）	38
図 4.3 加速度振幅の実測・解析間での比較（進路 2・鉛直方向）	38
図 4.4 加速度振幅の実測・解析間での比較（進路 2・軌間内外方向）	39
図 4.5 振動加速度の実測・解析間での比較（進路 1・鉛直方向）	39
図 4.6 振動加速度の実測・解析間での比較（進路 1・軌間内外方向）	40
図 4.7 振動加速度の実測・解析間での比較（進路 2・鉛直方向）	40
図 4.8 振動加速度の実測・解析間での比較（進路 2・軌間内外方向）	40
図 4.9 実測での加速度振幅の進路間の比較（鉛直方向）	41
図 4.10 実測での加速度振幅の進路間の比較（軌間内外方向）	41
図 4.11 平均応力と応力振幅の算出方法	43
図 4.12 修正等価平均応力が大きい箇所（スイッチアジャスタ腕金具）	43
図 4.13 トングレール密着状態下でのスイッチアジャスタ腕金具の変形図（節点変位 100 倍）	44
図 4.14 修正等価応力振幅が大きい箇所（スイッチアジャスタオフセット部）	44
図 4.15 トングレール密着状態下でのスイッチアジャスタオフセット部の変形図	45
図 4.16 修正等価応力振幅が大きい箇所（A 号転てつ棒）	45
図 4.17 時刻 0.107[s]での A 号転てつ棒の変形図（節点変位 100 倍）	46
図 4.18 修正等価応力振幅が大きい箇所（B 号転てつ棒）	46
図 4.19 トングレール密着状態下での B 号転てつ棒の変形図（節点変位 100 倍）	47
図 4.20 トングレール密着状態下での A 号転てつ棒の変形図（節点変位 100 倍）	47
図 4.21 修正等価応力振幅が大きい箇所（A 号左側連結板）	48
図 4.22 ダブルスリップ分岐器に使用されている連結板の形状	48
図 4.23 トングレール密着状態下での A 号左側連結板の変形図（節点変位 100 倍）	49
図 4.24 修正等価応力振幅が大きい箇所（A 号左側肘金）	49
図 4.25 修正等価応力振幅が大きい箇所（B 号左側肘金）	50
図 4.26 時刻 0.092[s]での B 号左側肘金の変形図（節点変位 100 倍）	50
図 4.27 修正等価応力振幅が大きい箇所（A 号フロントロッド）	51
図 4.28 修正等価応力振幅が大きい箇所（B 号フロントロッド）	51
図 4.29 時刻 0.092[s]での B 号フロントロッドの変形図（節点変位 100 倍）	52
図 4.30 進路 1 通過時の B 号トングレール付属部品の平均応力	53
図 4.31 進路 1 通過時の B 号トングレール付属部品の応力振幅	53
図 4.32 進路 1 通過時の B 号トングレール付属部品の修正等価応力振幅.....	54
図 4.33 進路 1 通過時の A 号トングレール付属部品の修正等価応力振幅.....	55
図 4.34 進路 2 通過時の A 号トングレール付属部品の平均応力	55

図 4.35	進路 2 通過時の A 号トンゲレール付属部品の応力振幅	56
図 4.36	進路 2 通過時の A 号トンゲレール付属部品の修正等価応力振幅.....	57
図 4.37	進路 2 通過時の B 号トンゲレール付属部品の修正等価応力振幅.....	57
図 A.1	進路 1 における第一主応力の時刻歴.....	63
図 A.2	進路 2 における第一主応力の時刻歴.....	64
図 B.1	圧力測定フィルムの構成	66
図 B.2	使用分岐器の先端付近.....	66
図 B.3	接触状態の測定箇所	67
図 B.4	圧力測定フィルムを貼り付けた状態	67
図 B.5	1 回目測定結果（概観）	68
図 B.6	1 回目測定結果（先端付近拡大）	69
図 B.7	2 回目測定結果	69
図 B.8	3 回目測定結果	70
図 B.9	1 回目測定と 3 回目測定の比較（基本レール上部）	71
図 B.10	1 回目測定と 3 回目測定の比較（基本レール下部）	71
図 B.11	ボールベアリング床板.....	71
図 B.12	ボールベアリング床板での転換の様子	72

表目次

表 2.1	分岐器の転換方向及び列車の通過進路に関する呼称	15
表 3.1	beam 要素の特性表	35
表 3.2	材料物性値一覧	36
表 3.3	解析条件一覧	36
表 B.1	圧力測定フィルム主要諸元	65
表 B.2	分岐器の転換状態と先端開口力	68

第1章 緒言

1.1 背景

鉄道の駅や信号場などで列車の進路を変更する場合には分岐器を使用するのが一般的である。設置用地や構成すべき進路などの諸条件に適した分岐器が設置できるよう、分岐器には様々な種類がある。しかし可動なトングレールを動かし、これを固定レールに密着させるという進路構成の原理は共通している。トングレールを動かすことで進路を変更する動作を転換動作、トングレールを動かすための装置を転てつ装置と呼んでいる。転てつ装置が故障し転換動作が行えなくなると列車が通過できなくなるため、列車の運行に支障をきたす。これを回避するために転てつ装置の各部品は決まった交換周期ごとに交換し、メンテナンスを行っている。他にも、転てつ装置の改良 [1]や分岐器全体の技術革新 [2]など、故障しにくくメンテナンスも少なくて済むよう研究開発が行われてきた。

転てつ装置において、スイッチアジャスタおよび周辺部品に着目する。これらの部品は電気転てつ機内のモーターによる動力をトングレールに伝達することでトングレールを移動させているだけでなく、列車通過によって分岐器が振動してもトングレールが勝手に移動しないよう固定レールに密着させる役割も果たしている。これらの部品に何らかの異常がある場合、トングレールの移動が行えないので転換動作が行えなくなるだけでなく、トングレールを密着させるという役割も果たせなくなり列車運行に支障をきたす。

スイッチアジャスタおよび周辺部品において考えられる異常としてスイッチアジャスタと電気転てつ機をつないでいるジョーピンの摩耗や各部品の疲労破壊が考えられる。摩耗や疲労破壊が起こる原因のひとつに列車が分岐器を通過する時に発生する振動が挙げられる。この振動はトングレール後端部にあるレール継ぎ目を通過する際に生じる高周波の振動と列車がトングレール上を通過する際にトングレールが車重によってたわむ低周波の振動に分類される。トングレール先端に取り付けられているフロントロッドがこれらの振動によって折れる事例 [3]が報告されており、列車の通過によって転てつ装置は大きな負荷を受けている [4]。

ジョーピンの摩耗や各部品が疲労破壊する原因は明らかにされていないが、部品を長期間にわたって使用することで摩耗や疲労が進行することが経験的に分かっている。そこで転てつ装置を構成する各部品を時間計画保全の考え方に従って一定期間ごとに交換している。しかし交換周期は経験則に基づいて決定されており、具体的な摩耗寿命、疲労寿命は分かっていない。そのため、実際にはより長期間使用できるにもかかわらず交換、破棄されている可能性がある。そこで、分岐器の種類や設置環境によって各部品が受ける力学的影響を考慮して最適な交換周期を決めることにより、メンテナンスの信頼性と合理性を両立することが期待できる。しかしながら、考えられるすべてのケースについて実際の分岐器で再現し、列車を運行するなどして摩耗寿命や疲労寿命を求めることは時間、コスト面だけでなく安全性の観点からも非現実的である。そのため有限

要素解析や統計的手法を使用することで、分岐器の振動特性や各部品が受ける力などを明らかにし、摩耗評価、疲労評価を行うことで最適な交換周期を提言することが求められている。

また、分岐器全体ではトングレール先端部に取り付けられているフロントロッドや肘金が疲労破壊する事例が特に多く報告されている。この要因や、疲労しにくい整備指針を明らかにすることも求められている。

1.2 先行研究

摩耗については滑り速度の大きな高周波の振動が主に影響していると考えられる。そこでフロントロッド軸受けを対象とし、普通分岐器に高周波振動が生じた際の過渡応答を再現する有限要素解析を行い、得られた軸受けの接触力および滑り速度を用いて摩耗量を推定する研究が行われた [5]。ダブルスリップ分岐器についても同様の手法を用いて軸受け部の摩耗量を推定する研究が行われた。これらは実際に列車通過時の振動波形を測定した分岐器の振動特性を再現したモデルを用いているが、実測を行っていない分岐器でも設置状況を考慮して摩耗量を予測する研究が行われている [6]。

疲労破壊に対しては、フロントロッドとトングレールをつなぐ肘金と呼ばれる部品を対象として、肘金のボルト締結状態 [7]やフロントロッドの長さ（張り） [8]などの分岐器の調整状態を考慮し普通分岐器に高周波振動を入力する有限要素解析を行うことで、肘金の疲労への影響を明らかにした。またダブルスリップ分岐器について低周波振動を加える有限要素解析を行うことで、低周波振動が肘金に及ぼす影響が評価された。さらにレールやマクラギなどの保守状態を再現した上で低周波振動を入力する有限要素法解析を行うことで、保守状態と肘金の疲労との関係を明らかにする研究が行われた [9]。以上の知見に基づき、ダブルスリップ分岐器に高周波振動と低周波振動をそれぞれ入力する有限要素解析を行い、実機の整備状況を考慮して肘金の疲労寿命を予測する研究が行われた [10]。

1.3 目的

本研究室では、これまでに普通分岐器やダブルスリップ分岐器について、ボルト締結状態やフロントロッドの長さを考慮した上で肘金部の疲労を評価し寿命を予測する研究が行われてきた。

本研究では肘金、フロントロッドだけでなくスイッチアジャスタおよび周辺部品にも注目し、ダブルスリップ分岐器に高周波振動を入力する解析を行い、分岐器全体で疲労破壊しやすい箇所の特定と疲労に影響を及ぼす要因を明らかにすることを目的とする。

1.4 本論文の構成

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の用語および仕組みを述べる。

第 3 章では有限要素モデルについて実機を再現するためのモデリング手法について述べる。

第 4 章では有限要素解析の解析結果をもとに高周波振動が入力された場合に疲労破壊しやすい箇所と疲労に影響する要因について検討する。

最後に、第 5 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および転てつ機の構成部品等の用語や仕組みを説明したのち、転換不良が起こる原因について説明する。

2.2 鉄道分岐器

線路を2つ以上の進路に分岐させ、トングレールと呼ばれる可動レールを移動させることにより列車の進路を意図した進路に振り分ける設備を鉄道分岐器と呼ぶ。営業線に設置されている分岐器の外観を図2.1に示す。



図 2.1 営業線に設置された普通分岐器

2.2.1 分岐器の種類 [9]

分岐器は敷地面積や分岐数、分岐方向に応じて複数の種類のものが使い分けられているが、それらは普通分岐器と特殊分岐器の二つに分けられる。

2.2.1.1 普通分岐器

普通分岐器は1つの進路を2つの進路へと振り分ける分岐器である。規格化されているため生産やメンテナンスが容易であり、低コストであるという特徴をもつことから多くの箇所で使用されている。普通分岐器には図2.2に示すような種類があり、状況に応じて使い分けられている。

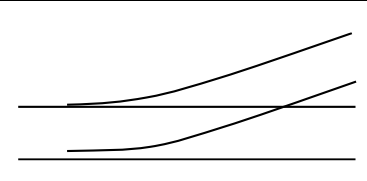
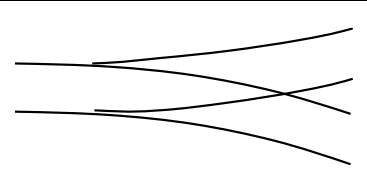
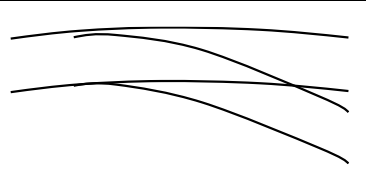
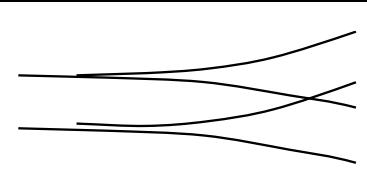
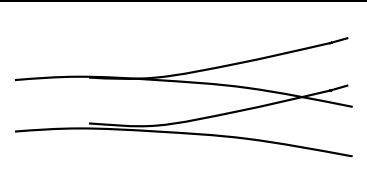
		
片開き分岐器 直線から左右いずれかに分かれる分岐器	両開き分岐器 直線から左右対称に2方向に分かれる分岐器	内方分岐器 曲線からその内側に分かれる分岐器
		
振り分け分岐器 直線から左右非対称に2方向に分かれる分岐器	外方分岐器 曲線からその外側に分かれる分岐器	

図 2.2 普通分岐器の種類 [11]

2.2.1.2 特殊分岐器

特殊分岐器は1進路から2進路に分岐させるだけでなく、多くの進路に分岐させることができる分岐器である。設置場所の状況に合わせて設計しており、多くの用途で用いられる。ゆえに特殊分岐器には多くの種類があるが、代表的な例を図 2.3 に示す。

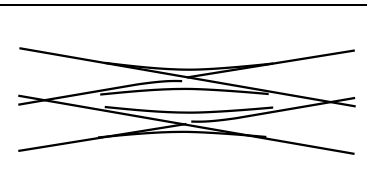
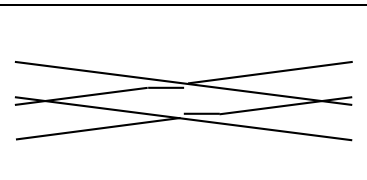
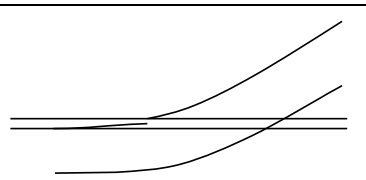
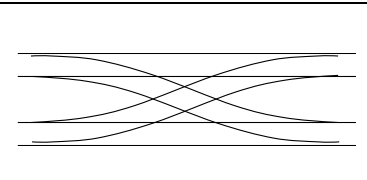
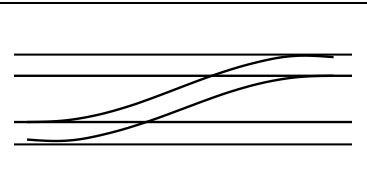
		
ダブルスリップ分岐器 曲線からその外側に分かれる分岐器	ダイヤモンドクロッシング 2つの軌道が交差する箇所に用いられる分岐器	三線式分岐器 三線軌道で用いられる分岐器
		
シーサークロッシング 平行する2つの軌道を交差する渡り線で連絡する分岐器	渡り線 並行する2つの軌道を連絡する分岐器	

図 2.3 代表的な特殊分岐器の種類 [11]

特殊分岐器は構造に制約がなく、敷地面積などの制約により普通分岐器を設置できない場所にも設置できるように寸法や形状を決めることができる。しかし、構造が規格化されていないため部品の生産にかかるコストが大きくなってしまいうという欠点がある。また普通分岐器と比較して構造が複雑あり可動部品も多いため、部品の交換周期が短く設定されている。

本研究で対象とするダブルスリップ分岐器について詳しく述べる。ダブルスリップ分岐器の外観を図 2.4 に示す。ダブルスリップ分岐器はダイヤモンドクロッシングに二本の渡り線およびスリップポイントを追加して、交差する軌道に対し直進だけでなく相互に進路を移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の外観

ダブルスリップ分岐器の構成を図 2.5 に示す。ダブルスリップ分岐器は中央部にある可動 K 字クロッシング部とその左右にあるスリップポイント部によって構成される。

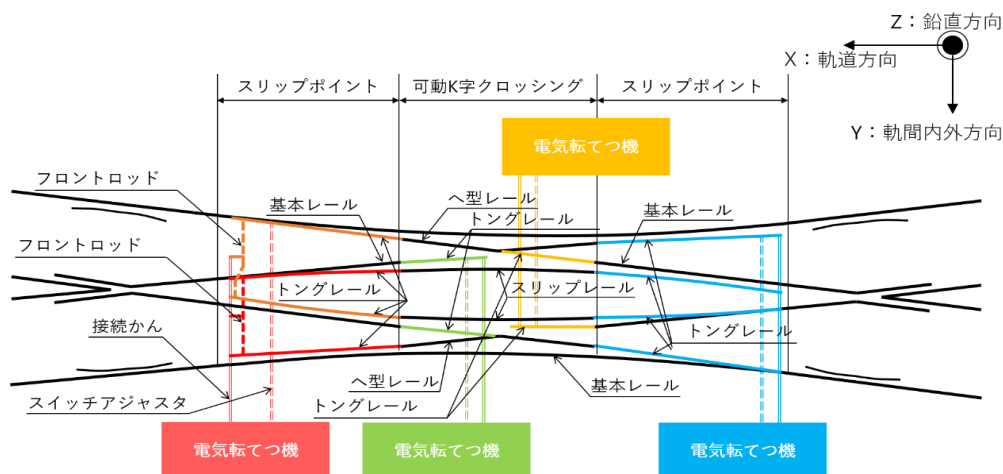


図 2.5 ダブルスリップ分岐器の構成図

可動 K 字クロッシング部は可動式のダイヤモンドクロッシングと類似の構造をしており、2 台

ある電気転てつ機がそれぞれ2本のトングレーを動かすことで進路を構成する。ここで、トングレーとは進路を変更するための可動レールのことを指す。2本のトングレーは一体となって動き、いずれの進路を構成しているときでも2本のトングレーのうちの1本が固定されたへ型レールに密着し、もう1本は密着していない状態となる。トングレーの長手方向について、端が細くなっており固定されたレールに密着する方の端部を先端と呼び、その反対にあるトングレーの移動の支点となる端部を後端と呼ぶ。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普通分岐器の機構を二組並べたような構造をしており、各々4本のトングレー、およびそれらを動かす電気転てつ機1台が存在する。4本のトングレーについては2本1組のトングレーの組が2つあると考えることができる。例えば図2.5の左側にあるスリップポイント部は赤のトングレーの組とオレンジのトングレーの組で構成されている。可動K字クロッシング部および左右のスリップポイント部が連携し適切に転てつ装置を操作することで進路を構成している。これによって図2.5の左側の2進路より来た列車を右側の2進路に振り分けることができ、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のみで同様の配線を構成する場合より小さい面積で設置できるが、構造が複雑であり部品の数も多いため、製造や設置、メンテナンスが普通分岐器に比べて難しい[12]。また構成部品が多いため弱点となる箇所も多く、レールのふく進（長手方向に移動すること）やマクラギ間隔狂いが生じやすくなっており、転てつ装置のロック偏移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の場合と比べ発生しやすい[13]。

本研究ではダブルスリップ分岐器全体がほぼ左右対称となっていることを考慮して図の左半分を対象とし、より構造が複雑であるスリップポイント部に注目する。

2.2.2 列車の通過方向 [6]

分岐器の通過方向には名称がある。図2.6に示すように軌道が分岐する方向に列車が通過する場合を対向通過、軌道が合流する方向に通過する場合を背向通過と呼ぶ。ダブルスリップ分岐器のスリップポイント部においては、左右両端から内側に向かう場合が対向通過で、中心から左右両端に向かう場合が背向通過となる。

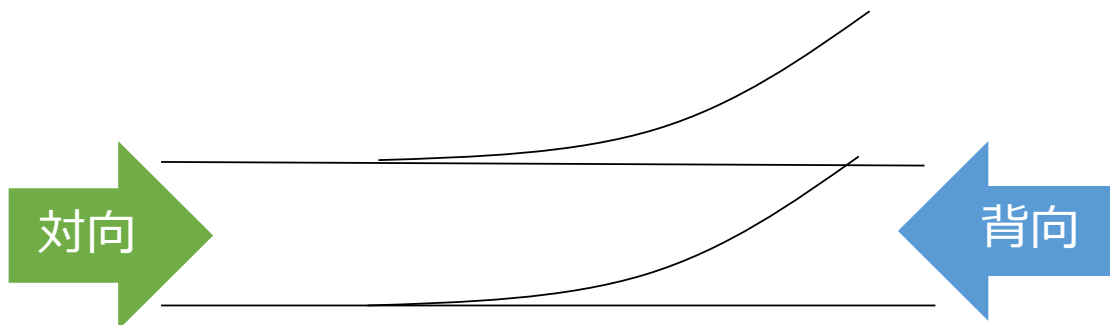


図 2.6 対向通過と背向通過

また、分岐器の開通状態についても名称が与えられている。線路に設置されている分岐器は通常保持すべき開通状態が定められており、これを定位と呼ぶ。一方、必要な時に限り切り替えられる開通状態を反位と呼ぶ。普通分岐器であれば直進進路を定位とすることが多いが、特殊分岐器では定位や反位の定め方は設置箇所によって異なる。

本研究ではダブルスリップ分岐器における転換状態と進路の呼称は先行研究 [9] を参考に以下のように定義する。以後、検証範囲においては固定レールのことを基本レールと呼称する。トングレーレ等の左右については表 2.1 中のそれぞれの図で検証範囲よりも左側から分岐器を観測した場合の左右で判断する。転換方向については、検証範囲においてトングレーレが左側の基本レールに接する状態を左側転換、逆に右側の基本レールに接する状態を右側転換とする。進路については表 2.1 に示すように左側転換かつ直線進路の場合を進路 1、左側転換かつ曲線進路の場合を進路 2、右側転換かつ直線進路の場合を進路 3、右側転換かつ曲線進路の場合を進路 4 と呼ぶ。ただし、表では検証範囲についていずれも列車が背向通過する際の方向に矢印を記載している。トングレーレの呼び方については、電気転てつ機に最も近いトングレーレが属する赤色のトングレーレの組を A とし、最も遠いトングレーレが属するオレンジ色の組を B とする。

表 2.1 分岐器の転換方向及び列車の通過進路に関する呼称

	直線進路	曲線進路
左側転換	進路1 	進路2
右側転換	進路3 	進路4

2.2.3 分岐器の座標系と各軸方向の名称

本研究では図 2.5 に示したように座標系を定義する。

レール長手方向を X 軸とし、軌道方向と呼ぶ。また、図では左向きを正とする。また、レールに垂直で地面に平行な方向を Y 軸とし、軌間内外方向と呼ぶ。図では下向きを正とする。地面に対して垂直な方向を Z 軸とし、鉛直方向と呼ぶ。地面から上空に向かう向き、図では紙面手前方向を正とする。

2.3 転てつ装置と転換動作

分岐器において列車の進路を変更，構成するために動作する部分を転てつ装置と呼ぶ．本研究では現在国内の多くの鉄道路線で導入されている電気転てつ機に着目し，その構成部品と機能を説明する．

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に取り付けられた転てつ装置の概観図を図 2.7 に示す．

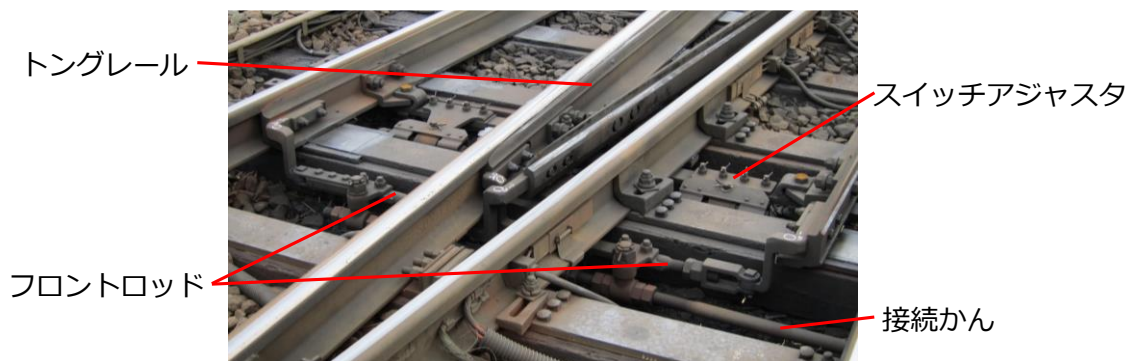


図 2.7 転てつ装置および構成部品

2.3.1.1 電気転てつ機

電気転てつ機は内部にあるモーターの動力によって分岐器の進路を転換する装置である．モーターの回転運動を転てつ機内部の機構によって並進運動に変換し，動作かんやスイッチアジャスタ，転てつ棒を介して動力を伝達することでトングレールを移動させる．転換動作が正常に完了したかを判定する機構及び動作を行っていないときにトングレールの位置を保持する機構も組み込まれている．

本研究では，日本国内の在来線で多く使用されている NS 型電気転てつ機が取り付けられた転てつ装置について扱い，その機能について以下に詳しく説明する．

2.3.1.2 スイッチアジャスタ

スイッチアジャスタは，前に述べたように電気転てつ機が生み出した動力を動作かんから受け取り，転てつ棒を介してトングレールに伝える装置である．トングレールを左右に移動させるだけでなく，列車通過時の振動でトングレールが動かないようトングレールを基本レールに押し付ける．トングレールを押し付ける力の大きさが分岐器の種類に応じて定められた基準値となるように調整されている．スイッチアジャスタおよび周辺部品の詳細な構造と密着力の調整法は 2.3.3.3 で詳しく説明する．

2.3.1.3 フロントロッド

フロントロッドはトングレーल先端に取り付けられた装置であり、トングレールの動きに合わせて左右に動く。またフロントロッドは接続かんとつながっており、電気転てつ機にトングレール先端部の位置情報を伝える機能を持つ。また、フロントロッドにはトングレール先端の軌間広さを保持するという役割もある。軌間広さが適切な値となっていない場合、転てつ機が正常に動作してトングレールを押し付けているにも関わらずトングレールの先端に隙間が生じ、列車通過時に脱線等の重大な事故が起こる可能性がある [14]。フロントロッドには図 2.8 に示すようにねじ部があり、ナットを回すことで長さを変えることができるようになっている。この機構を利用してフロントロッドを伸ばすことでトングレール先端に生じている隙間を解消している。このフロントロッドを伸ばす操作は「フロントロッドを張る」と呼ばれている。

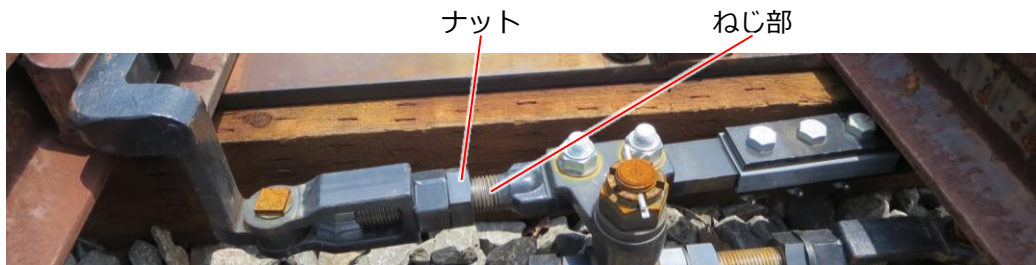


図 2.8 フロントロッドのねじ部およびナット

2.3.2 転てつ機の機能 [15]

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 つの機能がある。

2.3.2.1 転換機能

転換機能は、分岐器各部のトングレールを動かすことで列車の進路を構成する機能である。転換動作に必要な力が、天候などの条件で変化しても電気転てつ機の持つ力に対して十分小さくなるように設計される。

2.3.2.2 照査機能

照査機能は、転換動作終了後にトングレールが所定の位置にいるかを判定する機能である。図 2.9 に示すような電気転てつ機の内部の鎖錠機構により、照査機能と鎖錠機能が実現されている。

鎖錠機構には接続かん、フロントロッドを介してトングレールの先端部に接続されている鎖錠かんがある。鎖錠かんには分岐器の開通方向に応じて 2 本あるロックピースのどちらかをはめ込む切り欠きがある。

転換が行われる際、転てつ機内部のモーターによって転換ローラーが回転し、ロックピースが鎖錠かんの切り欠きから離れる。これにより鎖錠かんからトングレール先端部に至る部分の拘束が解除される。次に、転換ローラーが動作かんを動かすことでトングレールを基本レールに密着させる。鎖錠かんは接続かんやフロントロッドを介してトングレールとつながっており、トングレールの移動によって所定の位置に移動する。最後に転換ローラーが鎖錠かんの転換前とは異な

る切り欠きにロックピースを引き込み、切り欠きにロックピースを収めれば正常に転換が完了したと判定される。

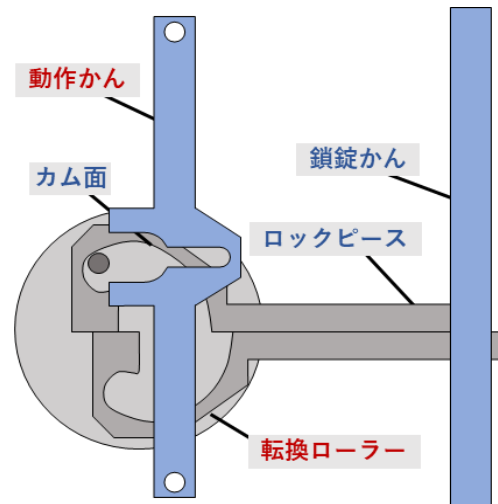


図 2.9 電気転てつ機内鎖錠機構

2.3.2.3 鎖錠機能

鎖錠機能とは、転換後に列車通過による振動等でトングレーलが動かないよう転てつ装置各部の状態を保つ機能である。電気転てつ機の内部機構によってスイッチアジャスタおよび動作かんの位置を保持しており、これは「主の鎖錠」と呼ばれる。さらに、照査機能の説明で触れたように、ロックピースが鎖錠かんの切り欠きに収まっているため、鎖錠かんにつながるトングレールは切り欠きの隙間分以上は動かない。これは「補の鎖錠」と呼ばれ、主の鎖錠の機構が故障等により破綻した場合でもトングレールの位置を保持できるようになっている。

2.3.2.4 伝達機能

伝達機能は、転換方向や鎖錠できているかなどの転てつ装置の状態を電気信号に変換し、連動装置などに伝達する機能であるが、本研究とは直接関係しないため詳細については省略する。

2.3.3 スイッチアジャスタおよび周辺部品の構造と機能

動作かんとトングレールは図 2.10 に示すようにスイッチアジャスタ、転てつ棒、連結板によってつながっている。ここではスイッチアジャスタの構造とこれらの部品の主要な役割であるトングレールの押し付けについて説明を行う。

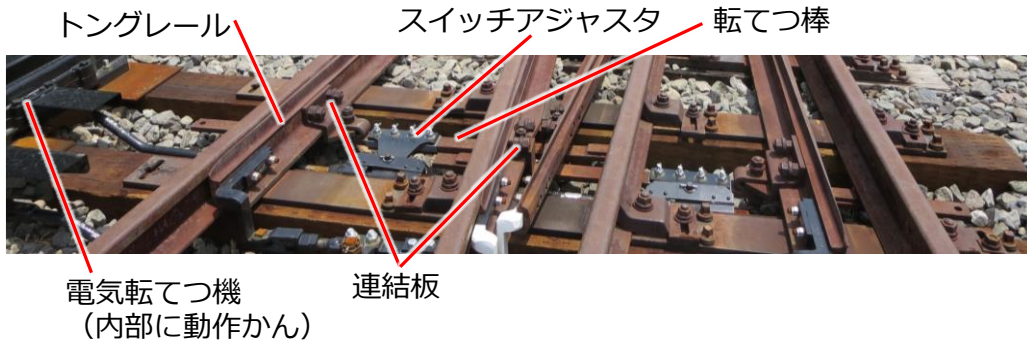


図 2.10 スwitchアジャスタおよび周辺部品

2.3.3.1 スwitchアジャスタの構造と機能

簡単のため、普通分岐器におけるスswitchアジャスタの構造を図 2.11 に示す。スswitchアジャスタは主にロッド部と腕金具で構成されている。ロッド部の一端はジョーピンによって電気転てつ機内の動作かんと接続されており、他端は腕金具の穴を通して、電気転てつ機の設置位置と分岐器の構造により電気転てつ機付近で折れ曲がった形状となっており、この部分を特にオフセット部と呼ぶ。またロッド部にはネジが切っており、腕金具の両側にナットが配置できるようになっている。

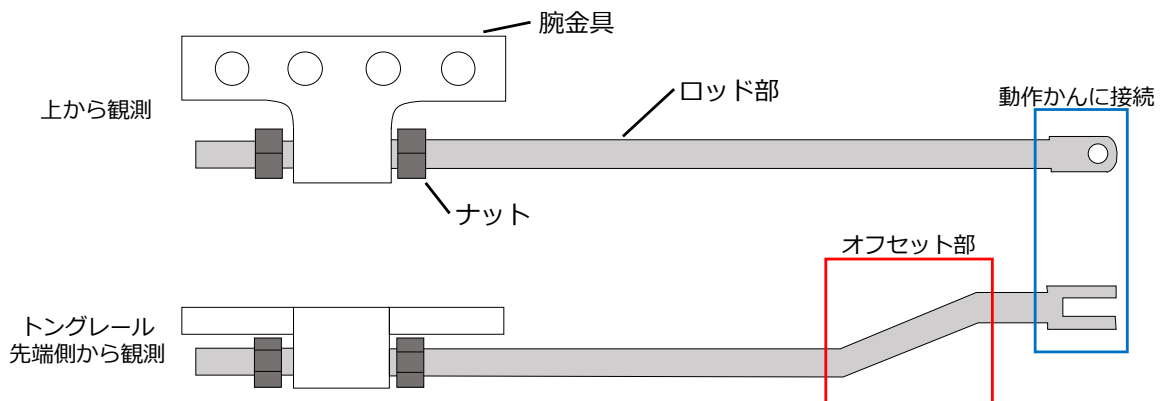


図 2.11 普通分岐器スswitchアジャスタ概形図

前述のとおり、転換動作ではスswitchアジャスタや転てつ棒が動作かんの動力をトングレールに伝えているが仕組みは以下の通りである。まず動作かんとロッド部はジョーピンで接続されているため動作かんが移動するとそれによってロッド部も移動する。ロッド部にはナットが取り付けられているため一定以上移動するとナットが腕金具と接触し、腕金具が移動する。これに伴い転てつ棒、連結板、トングレールが移動している。

次にダブルスリップ分岐器のスswitchアジャスタについて説明する。本研究で対象としているスリップポイント部では、普通分岐器のスswitchアジャスタを2つ直列につなげた構造となっており、ロッド同士をジョーピンによって接続している。そのためロッド部はジョーピン部での回転自由度によって結合部で折れ曲がることのあるもののほとんど同一直線状に存在している。一

方で、スリップポイント部の転てつ棒は図 2.7 にあるように軌道方向にずらして配置してある。これはある組のトングレールの間にもう一组のトングレールのうちの 1 本が存在することで同一直線状に配置できないためであるが、このために腕金具の形状はトングレールの組によって異なる。

2.3.3.2 トングレールの押し付けに関する指標

トングレールを押し付ける力に関する指標には密着力と先端開口力の 2 つがある。密着力は転てつ棒がトングレールを押し付ける力のことである。代表的な測定手法として動作かんとスイッチアジャスタをつないでいるジョーピンをジョーピン型軸力計に差し替えて、動作かんの軸力を測定する方法がある。しかしこの手法はジョーピン型軸力計が長期間の使用を前提に作られていない等の理由により、日常のメンテナンスでは採用されていない。代わりに使用される指標が先端開口力である。先端開口力はトングレール先端部を一定量開口させるために必要な力である。東日本旅客鉄道では測定器を用いて、この原理により先端部を開口し 1 mm の鉄片を挿入するために必要な力を先端開口力としている。

2.3.3.3 密着力の調整方法

最後に密着力の調整法について述べる。本機構では動作かんの移動距離は電気転てつ機によって決まっているため、腕金具とナットの位置関係によって腕金具の移動量が規定され、密着力の大きさも変わる。そのためロッド部に取り付けられたナットの位置を変更することで密着力を調整している。またナットが列車通過時の振動で回転・移動した場合、押し付ける力が低下する可能性があるため、ナットを覆うカバーを取り付けてナットの回転を防止している。このカバーは図 2.13 に示すようにナットが特定の角度の時しか取り付けられない。この制約によりナットは 60° ごとにしか回転させられない。



図 2.12 スwitchアジャスタのカバー

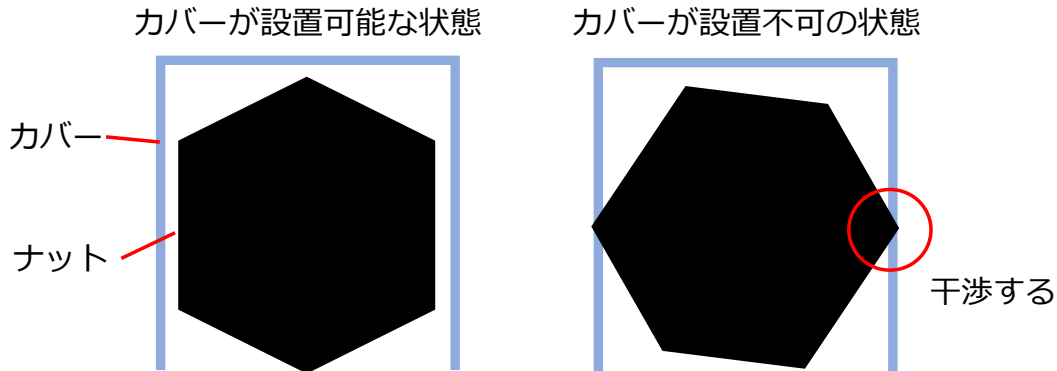


図 2.13 スイッチアジャスタのナット角度の制約

2.4 分岐器の転換不能について

分岐器は故障等で転換不能な状態となることがあり、列車が遅延したりや運転を見合わせる原因となる。この節では転換不能となる要因と、本研究で注目する転てつ装置の構成部品の疲労を引き起こす要因を説明する。

2.4.1 転換不能の要因

転てつ装置が転換不能となる要因には大きく二つに分けられる。一つがトングレールの移動が正常に完了していない場合、もう一つは正常に転換が完了しているにもかかわらず、転てつ装置の照査機能に不具合があるために、転換できていないと判定される場合である。

まずトングレールの移動が完了しない場合に関してはトングレールが所定の位置に移動しないため、鎖錠かんの切り欠き部とロックピースがかみ合わず照査機能によって転換異常と判断され、転換不能となる。発生する原因は、トングレールと基本レールの間に異物が挟まる、レールのふく進、転換負荷の増大による動作不良等が考えられる。他に本研究で注目するスイッチアジャスタに関連する原因としてはロッド部等の破損や動作かんと接続部にあるジョーピンの摩耗が考えられる。現在スイッチアジャスタおよび周辺部品において破損事例は報告されていない。しかし、同様に分岐器に付属している肘金については疲労が原因と考えられる破損事例が報告されている [3]ため、スイッチアジャスタおよび周辺部品についても疲労によって破損すると考えられる。このような原因で転換不能になる場合、転てつ機の転換中の負荷が正常時と異なる挙動を示す傾向があるため、負荷をモニタリングすることによって転換不能を検知する取り組みが行われている [16]。またスイッチアジャスタは交換周期を定めることで運用中の破損を防止している。現行の規定ではスイッチアジャスタは設置場所や列車の通過状況に応じて3～13年の範囲で交換周期が決められている。この交換周期は経験則によって定められたものであるが、現在これらの部品の破損事例は報告されていないことから実際にはより長期間使用できる可能性がある。

転てつ装置の照査機能に不具合が生じる場合については肘金やフロントロッドの疲労や摩耗が

原因として挙げられる。肘金およびフロントロッドはスイッチアジャスタの場合と同様に部品を定期的に交換することで摩耗や破損を防いでいる。交換周期は普通分岐器であれば5～7年、特殊分岐器であれば約1年となっている。この交換周期も先程と同様に経験的に決められたもので、分岐器ごとの実際の摩耗状況、疲労状況に対して適切な年数となっていない可能性がある。

2.4.2 疲労破壊につながる要因

本研究ではスイッチアジャスタや肘金を含む分岐器付属部品の疲労破壊に注目する。疲労破壊が報告されている肘金では分岐器の振動に伴って亀裂が生じ、その亀裂が進展することで折損すると考えられており、スイッチアジャスタ周辺部品でも同様の要因で疲労破壊することが予想される。

分岐器で発生する振動には様々な種類が考えられるが、主に列車通過時に発生する振動と分岐器転換時に発生する振動が考えられる [10]。これら二種類の振動の発生回数について考えると、列車通過時に生じる振動は通過列車の本数に車軸の数をかけた回数だけ発生するのに対し、転換動作による振動の発生回数は転換した回数と同じであり、前者と比べて十分少ない。このため本研究では列車通過時の振動の影響に注目する。

列車通過時に発生する振動についても、トングレール後端部で発生する高周波振動と車軸がトングレール上を進む際に発生する低周波振動の二種類に分類できる [10]。トングレール後端部で発生する高周波振動は、車両が固定レールからトングレールへと乗り移る時に車輪がトングレール後端部の継ぎ目に接触することで生じる。この振動がトングレールを伝わることでスイッチアジャスタおよび周辺部品の応力分布が変動し疲労につながると考えられる。以降では、この振動を衝撃振動と呼ぶ。車軸通過による低周波振動は、トングレール上を車軸が通過する時に鉛直方向に輪重、水平方向に横圧がかかりトングレールがたわむことで生じる。衝撃振動と同様、この振動によってスイッチアジャスタおよび周辺部品に応力分布が変化することで疲労につながると考えられる。以降では、この振動を輪重由来振動と呼ぶ。本研究では衝撃振動による影響について考える。

以下で疲労破壊に影響すると考えられる要因のうち分岐器の整備状態に関するものを挙げる。

2.4.2.1 トングレール後端部の状態

分岐器にはトングレールと固定レールとの間に継ぎ目がある関節方式と、トングレールと固定レールとが一体とし継ぎ目を廃した弾性方式の二種類がある。衝撃振動は継ぎ目で発生することから弾性方式の分岐器は衝撃振動の影響を低減できるものの、製造等のコストが高いため普及は進んでおらず、ほとんどの分岐器は関節方式を採用している。本研究では分岐器および付属部品に加わる負荷が高いと考えられる関節方式の分岐器を研究対象とする。

関節方式の分岐器に加わる衝撃振動を考えるにあたり、トングレール後端部と固定レールの継ぎ目付近のレールの状態に注目する必要があるため、その指標について以下に説明する。図 2.14 は継ぎ目を横から見た場合の図であるが、レール同士の踏面の高さの差を段違い量という。また

図 2.15 は継ぎ目を上から見た場合の図であり，軌間内外方向のレールの位置のずれを目違い量という．これらの値が大きいと車輪が継ぎ目を通過する際の衝撃が大きくなると考えられ，分岐器及び車両の破損につながると考えられる．そのため段違い量，目違い量には整備上の上限值が定められている [3]．

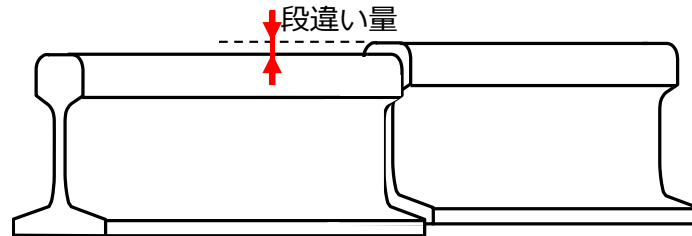


図 2.14 継ぎ目を横から見た図

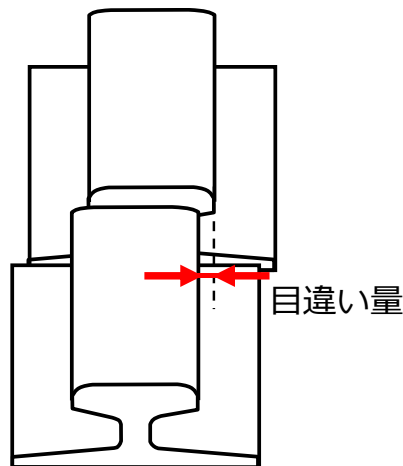


図 2.15 継ぎ目を上から見た図

2.4.2.2 分岐器の構造

2.2.1 で述べたように，分岐器には様々な形状のものがある．分岐器の種類が変われば部品の形状や配置などが変わり，特殊分岐器については設置スペースの制約等で寸法も変わるので，それらによって分岐器の振動特性が変化し，肘金やスイッチアジャスタ等の付属部品に伝わる振動も変わる可能性がある．

2.4.2.3 分岐器の調整状態

トングレール断面を考える．図 2.16 に示すようにトングレール上側・側面部と底面部が基本レールと接触するのに加え，トングレール底面が床板と接触しているのが理想的な状態だが，実際にはこれら 3 カ所のうち少なくとも 1 カ所で隙間が空いている可能性がある．

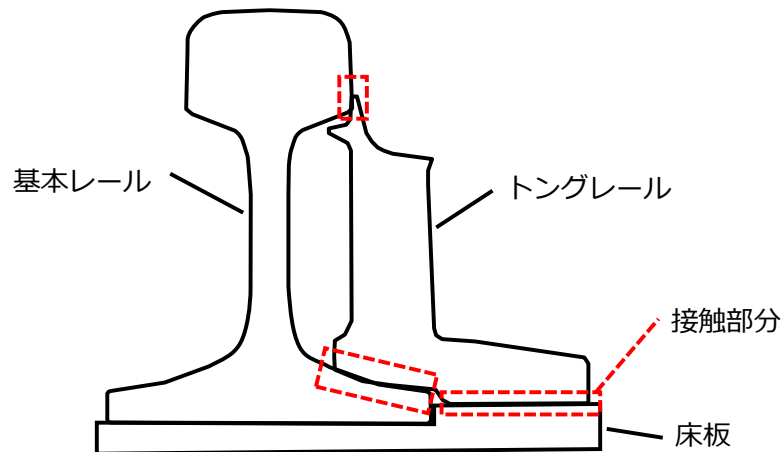


図 2.16 理想的なトングレール接触状態

また接触している箇所は断面をとる位置によって異なっていると考えられる。トングレールと基本レールの接触状態は図 2.17 に示すようにトングレール先端部のみが基本レールと接触している「先付き」状態、トングレールと基本レールが先端から後端の広範囲にかけて接触している良好な接触状態、トングレール後端側が基本レールと接触しており先端付近に隙間が生じている「胴付き」状態の 3 通りに分類される。接触状態に差が出る要因のうち代表的なものとして、2.3.1.3 で述べたようなフロントロッドの張りがある。フロントロッドを張りすぎると、スイッチアジャスタによって十分にトングレールを押し付けなくても、トングレール先端が基本レールに接触し、先付き状態となる。逆にフロントロッドが短いとスイッチアジャスタによってトングレールを押し付けてもトングレール先端部は基本レールと接触せず胴付き状態となる。

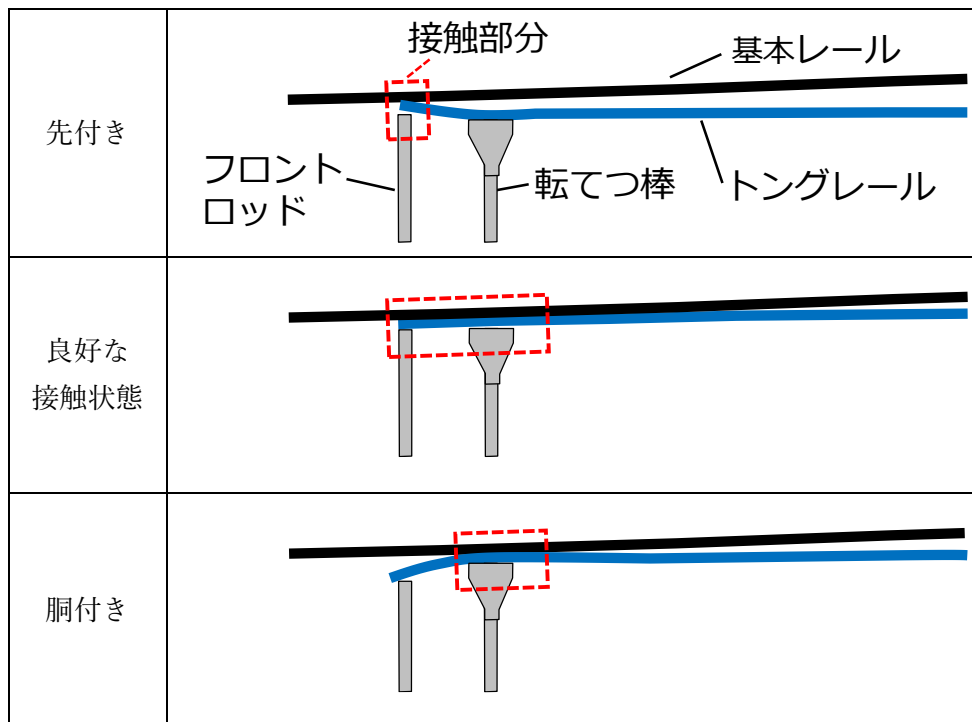


図 2.17 トングレール接触状態 [17]

トンダレールと床板の接触状態についても、マクラギや床板の高さが位置によって異なるためにトンダレールと接触していない床板が存在する可能性がある。

またトンダレールは先端付近が薄く削られているにもかかわらず、1両あたり20～40 t程度の車両が高頻度で通過し、場合によってはトンダレール上に車輪が乗った状態で減速、力行しているため徐々にレールが移動する可能性がある。この場合もトンダレールの接触状態が変化することが予想される。

以上のような調整状態の差によって、分岐器の振動特性に差が生じる可能性がある。

2.4.2.4 分岐器の設置環境

ほとんどの分岐器は屋外に設置されているため、日夜の温度変化によってレールや付属部品が膨張と収縮を繰り返す、雨や雪、風で腐食していると考えられる。このような環境の違いによって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

以上の内容から、本研究におけるアプローチを述べる。

本研究ではダブルスリップ分岐器に衝撃振動が入力された場合に関してスイッチアジャスタ、肘金をはじめとする分岐器付属部品について疲労評価を行う。そのための手法として、はじめに各分岐器付属部品について衝撃振動を加えた場合に等価応力振幅が大きくなる箇所を特定する。次に各部品の修正等価応力振幅を比較しつつ、これらの部品が疲労破壊しやすくなる要因を明らかにする。その上で、解析によって得られた修正等価応力振幅をもとに疲労破壊するかを検討する。

第3章 有限要素モデリング

3.1 緒言

本章ではダブルスリップ分岐器に衝撃振動を入力する解析のモデリング手法や解析条件について述べる。

本研究ではダブルスリップ分岐器は左右対称に近い形状をしていることから、表 2.1 に示した 4 進路のうち進路 1 及び進路 2 を解析対象とする。

トンゲレール密着時およびトンゲレール後端の継ぎ目を列車が通過した時にスイッチアジャスタをはじめとする分岐器付属部品に加わる力や部品の変形を調べるために分岐器の有限要素解析を行う。

3.2 モデリング

先行研究 [10]では先行研究 [9]において使用された営業線 H 駅に設置されたダブルスリップ分岐器を再現したモデルをもとにして作成したモデルを使用している。本研究ではこのモデルをもとに、スイッチアジャスタ周辺部品のモデリングについて実機の形状に合うよう修正したものをを用いることとする。ここでは元となったモデルについて簡単に説明したうえで、本研究において修正を施した部分について述べる。

3.2.1 モデリング範囲

本解析で取り扱う現象は、トンゲレールの後端のレール継ぎ目を車輪が通過する際に生じる衝撃振動に対するスイッチアジャスタおよび周辺部品とトンゲレール、フロントロッドと肘金の応答である。そこで、トンゲレール後端部の継ぎ目周辺部から、接続かんまでの範囲をモデリングの対象とした。また、トンゲレールと接する固定レールについても振動特性に影響する可能性があるため、同様にモデリングの対象とした。分岐器全体の上面図を図 3.1 に、アイソメトリック図を図 3.2 に示す。

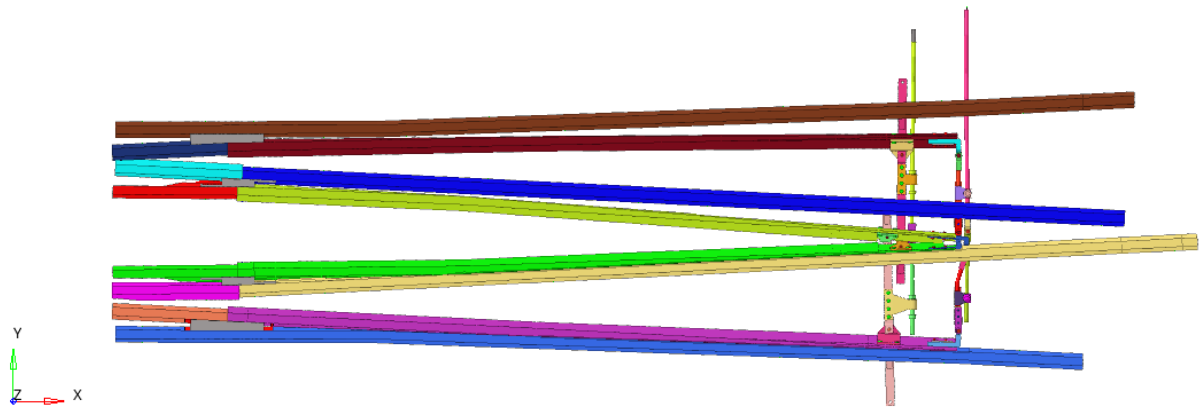


図 3.1 分岐器モデル上面図

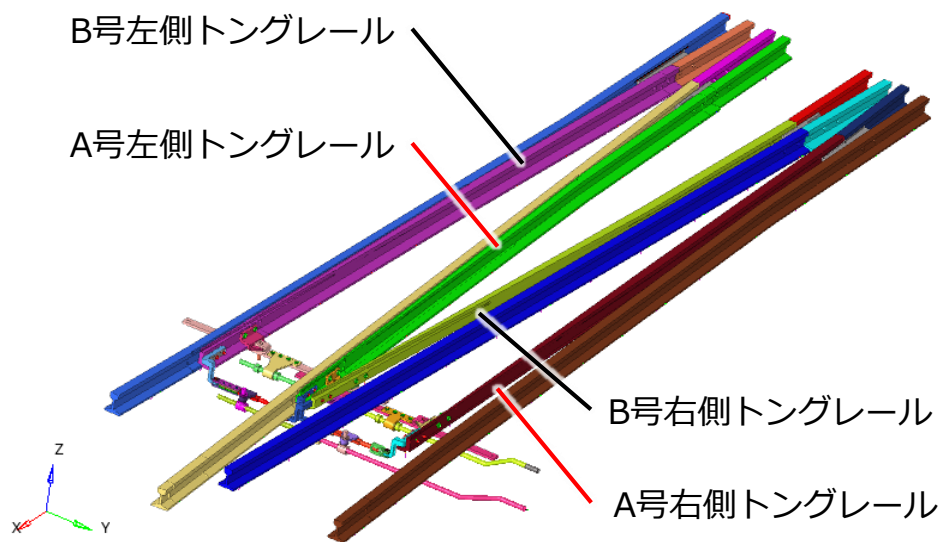


図 3.2 分岐器モデルアイソメトリック図 (モデル全体)

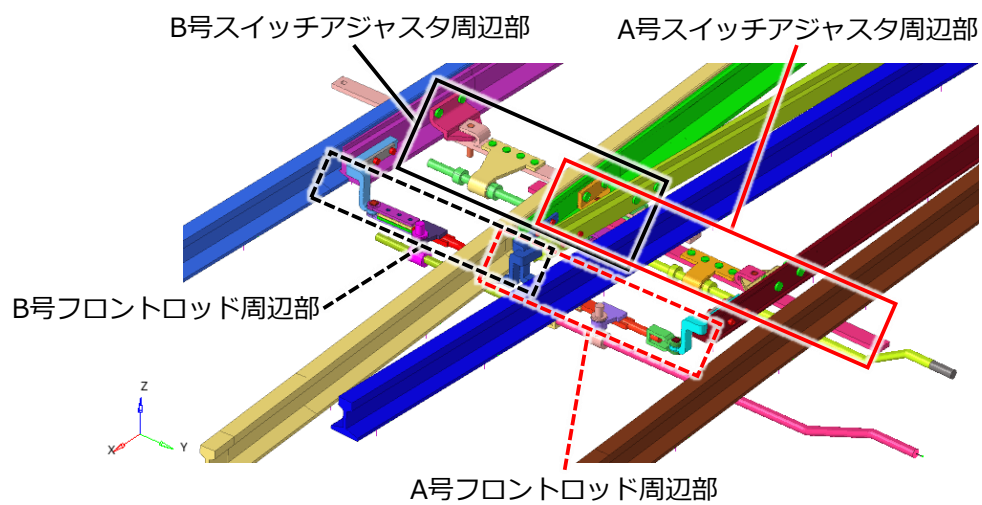


図 3.3 分岐器モデルアイソメ図 (スイッチアジャスタ・フロントロッド周辺)

3.2.2 レールモデリング

本研究では先行研究と同様にトングレーलと固定レールの双方をソリッド要素で作成し、この間の接触を定義した。車軸が通過するトングレールは固定レールに押し付けられており、どちらのレールも振動に関わっていると考えられるためである。

3.2.3 スイッチアジャスタ周辺部品、動作かんモデリング

先行研究 [10]では肘金の疲労評価を目的としてモデルを作成しており、スイッチアジャスタ周辺のメッシュは疲労評価を行える程度に十分に細かく切られていなかった。そこで本研究ではスイッチアジャスタおよび周辺部品のメッシュを分割し直した。

先行研究 [10]では実際の分岐器においてトングレールと肘金がボルトで締結されていることから、それを再現するようモデルの変更を行った。これによってボルト締結に伴って生じる応力を考慮した上で疲労評価を行えるようになった。この先行研究においてはスイッチアジャスタおよび周辺部品では固着を使用していたが、本研究ではスイッチアジャスタおよび周辺部品の疲労に注目するため、これらの部品も肘金と同様にボルト締結に伴って生じる応力の影響を考慮するためにボルト締結状態の再現が必要と考えられる。そこで先行研究 [10]の方法を用いてスイッチアジャスタおよび周辺部品のボルト締結状態を再現することとした。

先行研究 [10]および本研究でのボルト締結部の再現方法を説明する。実際のボルトにはねじ山があるが、モデル上で用いたボルトではねじ山を省略し、リベットに近い構造となっている。またボルトに加わる軸力を再現するため、ボルトの軸部を二分割してその間を beam 要素で接続している。さらに断面の要素が変形しないよう、断面とばね要素の間は rigid 要素で接続している。実際の分岐器のボルトは規定のトルクを与えることで調整しているが、このモデルにおいては beam 要素の軸方向に先行研究 [7]の考え方をを用いて 62500N の軸力を加え続けることで締結状態を再現している。また、beam 要素の軸に垂直な方向についてはばね定数を非常に大きく設定することで変形が起らないようにしている。

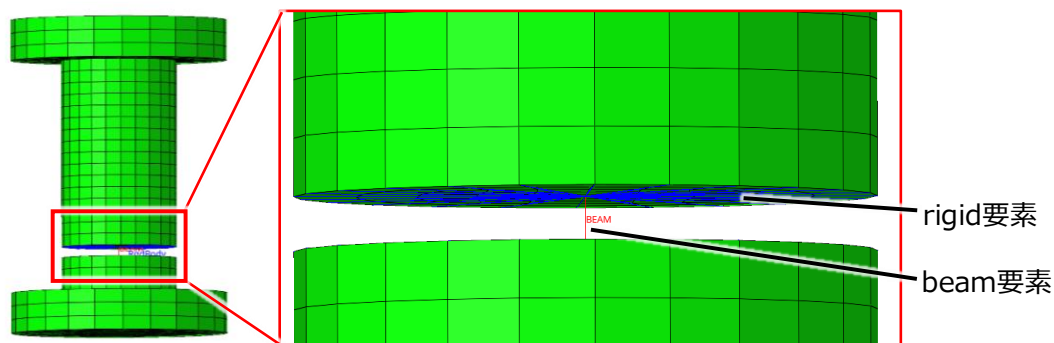


図 3.4 ボルトのモデリング

ボルト締結部の再現箇所について詳細を述べる。本研究では先行研究 [10]で再現していた肘金に加え、スイッチアジャスタ腕金具および連結板についてもボルト締結状態を再現している。例として図 3.5 および図 3.6 に B 号スイッチアジャスタ腕金具と B 号左側連結板のボルト締結部を示す。

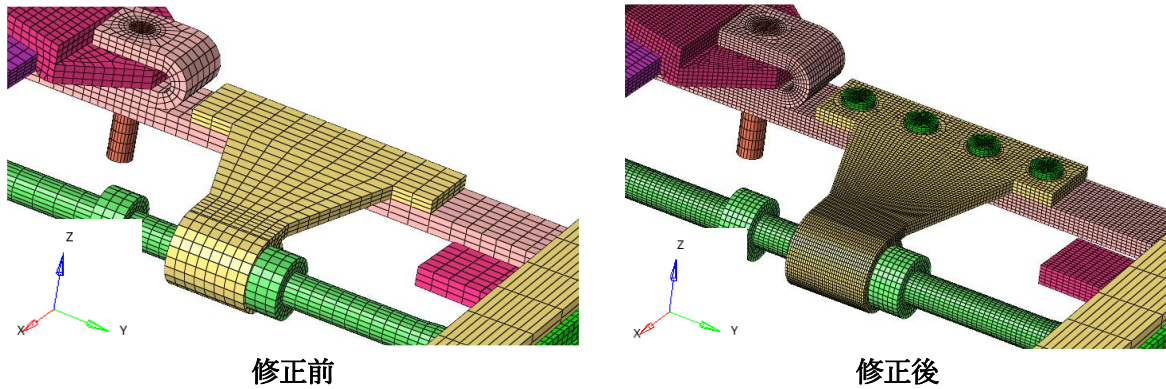


図 3.5 B 号スイッチアジャスタ腕金具のボルトのモデリング

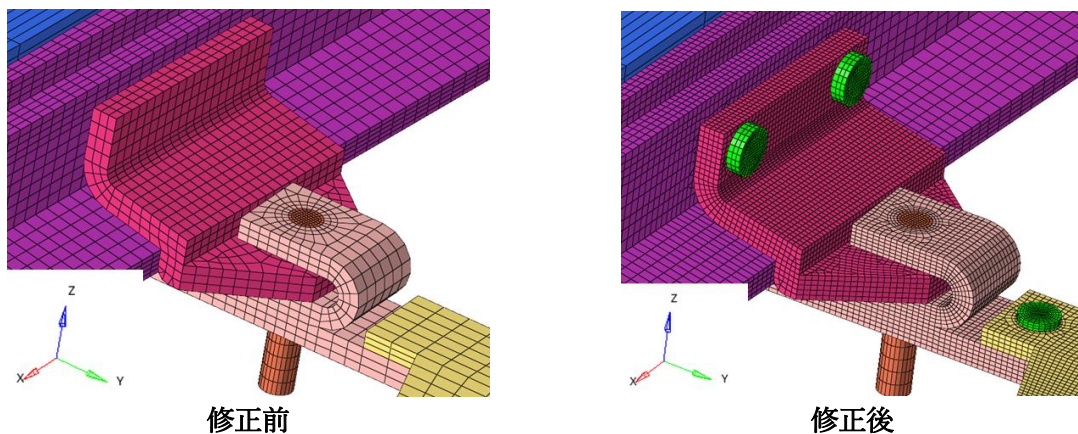


図 3.6 B 号左側連結板のボルトのモデリング

この他にもスイッチアジャスタ周辺部品の形状を修正しているため、順に説明する。

まず、スイッチアジャスタオフセット部については先行研究のモデルでは再現されていなかったが、この部分は応力集中が予想されることから疲労評価の対象に加えた方がよいと判断したため図 3.7 に示すようにオフセット部を追加した。

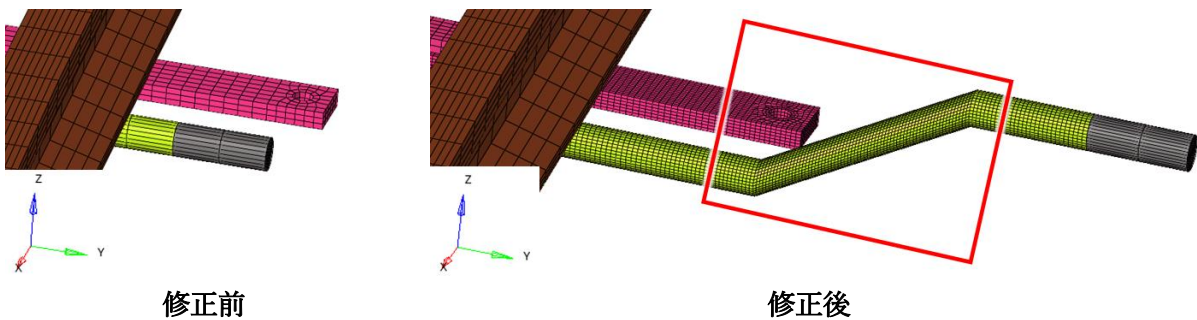


図 3.7 スwitchアジャスタオフセット部のモデリング

次に転てつ棒のモデル形状を修正した。転てつ棒は軌道回路の絶縁を目的として中央付近で切断されている。切断部近傍には図 3.8 に示すように TPEE 製の絶縁材が取り付けられている。先行研究のモデルでは転てつ棒は切断されていなかったが、肘金の応力を求めるにあたってはトンダレールの密着状態を再現すれば十分であるため特に問題はないと考えられる。しかしながら、スイッチアジャスタ周辺部品の応力を求める場合には、この付近の変形状態や振動の伝達経路に差が生じるため実際の形状を再現した方がよいと考えられる。そこで実際の形状を再現するために、図 3.9 に示すようにトンダレールを中央で2分割した。なお、絶縁材は薄いためメッシュサイズが細くなり計算負荷の増大が予想されることと、転てつ棒および絶縁材はスイッチアジャスタ腕金具にボルト締結されるため絶縁材がなくても変形等の挙動に大きく影響しないと考えられることから絶縁材は省略している。

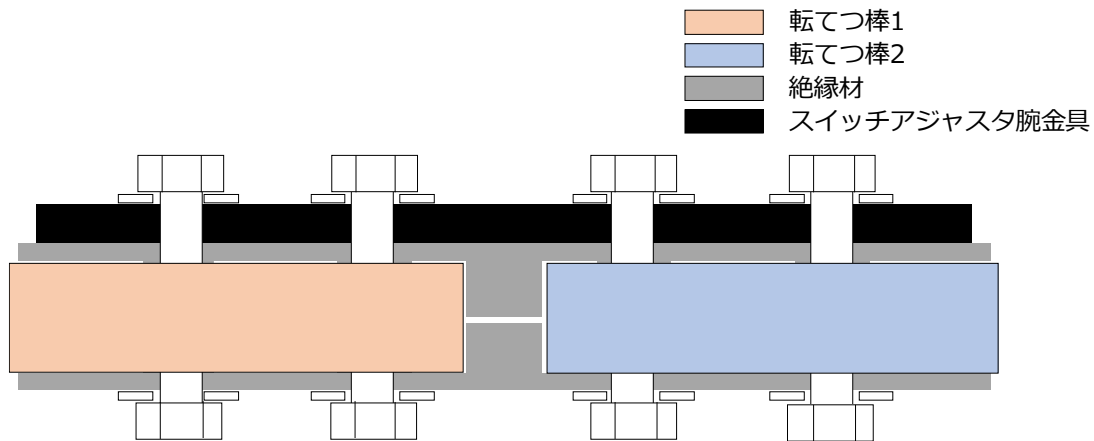


図 3.8 転てつ棒・スイッチアジャスタ締結部近傍の模式図

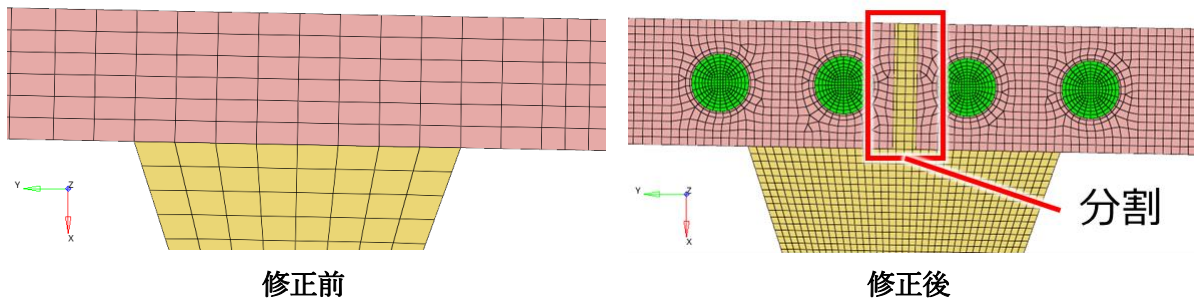


図 3.9 B号転てつ棒中央付近のモデリング

また転てつ棒と連結板の結合部にはカラーと呼ばれる円筒状の部品があるが、先行研究のモデルでは再現されていなかった。そのためボルト穴の径が軸径に対して大きくなっており、振動時に転てつ棒が動いてしまう現象が確認された。これによって転てつ棒や動作かんの軸力が低下しており、応力の変動を扱う解析としては適切ではないと考えたため、カラーを再現するようにモデルを修正した。具体的には、カラーがある場合のボルト穴と軸との隙間の大きさを計算し、それに合うようにボルト穴の径を縮小した。例としてB号奥側連結板の修正前の形状と修正後の形

状を図 3.10 に示す。

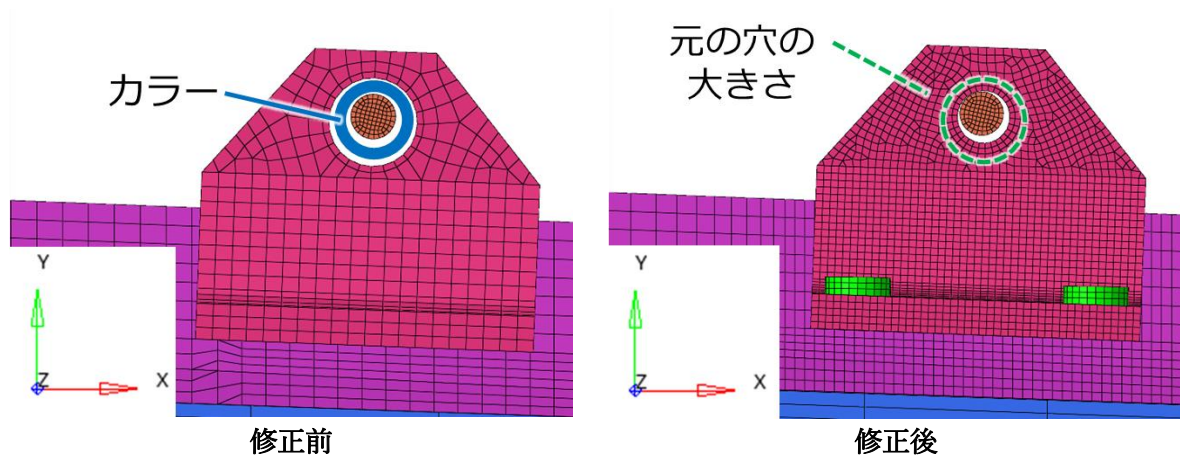


図 3.10 B号奥側連結板のボルト穴のモデリング

実際の分岐器において動作かんは電気転てつ機によって駆動され、トングレールが固定レールに密着するまで移動し、さらに少し押し込まれることによって規定の密着力を発生させている。モデルで対応する部分について図 3.11 に示す。モデル上でも密着の状態を再現するため、動作かん端部を固定し、動作かんに適当な線膨張係数を定義したうえで温度変化を与えて伸長することでトングレールと固定レールの間に密着力を発生させている。実際のメンテナンスでは先端開口力が $1.5 \pm 0.5 \text{ kN}$ の間に収まるように調整しなければならない。しかしながら先端開口力はフロントロッドの張りの影響をうけることが報告されている [17] ことからスイッチアジャスタおよび周辺部品にかかる力と 1 対 1 に対応していない可能性がある。そのためスイッチアジャスタの応力状態に直接影響する密着力を使用した方が見通しは良いと考えられる。本研究で扱っている 50N レール関節分岐器を対象として密着力と先端開口力の関係を調べる実験では先端開口力が $1.5 \pm 0.5 \text{ kN}$ の場合、密着力もおおよそ $1.5 \pm 0.5 \text{ kN}$ の範囲にあった [18]。この実験は普通分岐器で行われたものだが、特殊分岐器でも同程度になると考えられる。以上より 2 組のトングレールの密着力がそれぞれ $1.5 \pm 0.5 \text{ kN}$ となるように動作かんの伸長量とスイッチアジャスタのナットの位置を調整した。

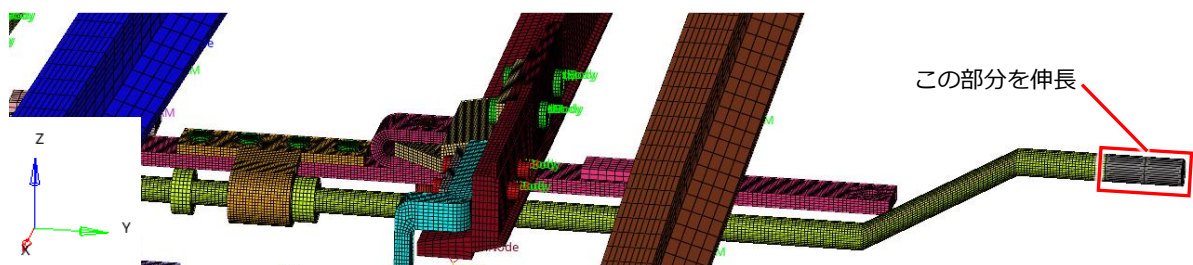


図 3.11 動作かんのモデリング

3.2.4 接続かんモデリング

接続かんは軸受けを介して鎖錠かに接続されており，鎖錠かんは電気転てつ機の内部でロックピースにより位置が拘束されている．そのため接続かんもモデリングの対象とする必要がある．

接続かんはロックピースや軸受けに隙間が存在することから，軌間内外方向に数 mm 程度自由に移動できると考えられる．そこで，5mm 以下の変位については力が発生せず，5mm よりも大きな変位が生じた際には極めて大きな反力が発生する非線形ばねを用い，接続かん端部と固定点を接続している．

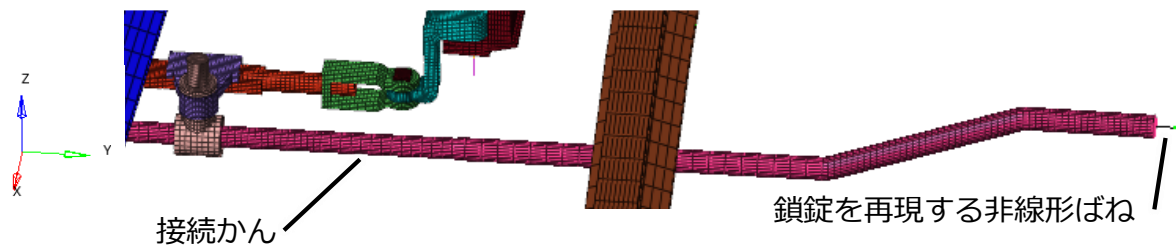


図 3.12 接続かんのモデリング

3.2.5 マクラギモデリング

先行研究 [10]と同様に，レール下の要素についてマクラギや床板，バラストについてはソリッド要素によるモデル化は行わず，等価な beam 要素を用いてモデリングしている．beam 要素の物性値については先行研究と同様の物性値とした．

3.3 入力荷重

ここではトンGREール後端通過にともなう衝撃振動を再現する入力荷重について述べる．

3.3.1 入力位置

衝撃振動は分岐器を通過する列車の車輪がトンGREール後端部に接触した瞬間に発生すると考えられる．この現象を有限要素モデルで再現するため，先行研究 [10]と同様に図 3.13 および図 3.14 に示すようにトンGREール後端の1節点に荷重を加えることとした．荷重は鉛直方向下向きと軌間内外方向外向きにかかると考えられるため，これら二種類を入力した．

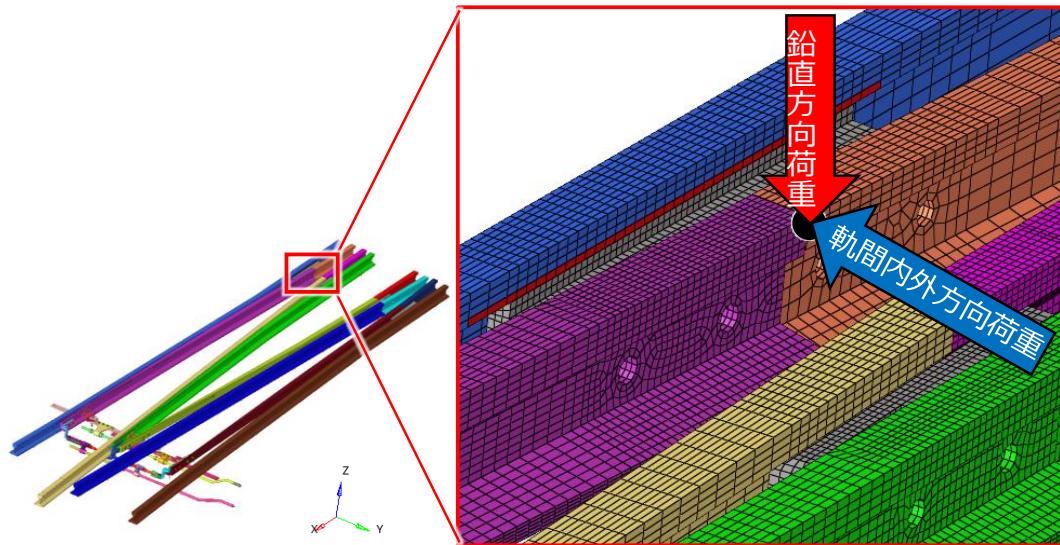


図 3.13 荷重入力位置(進路 1)

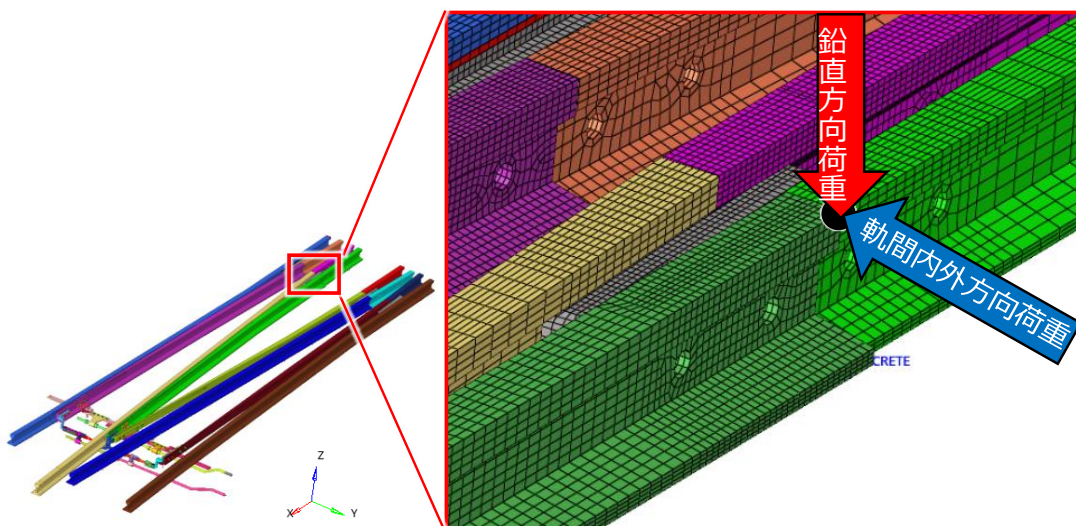


図 3.14 荷重入力位置(進路 2)

3.3.2 入力波形

先行研究 [10]では実測で得られたレール後端の振動加速度をもとに複数のサインカーブを組み合わせて入力波形を決定した。軌間内外方向の荷重については横圧を再現するため、鉛直方向に加えた荷重と同じ波形のまま荷重の大きさのみを小さくした入力荷重としている。本研究でも同様の考え方によって鉛直方向荷重と軌間内外方向荷重の波形を決定した。ここで軌間内外方向荷重は鉛直方向荷重を 0.9 倍したものとなっている。この入力荷重の波形について図 3.15 に示す。

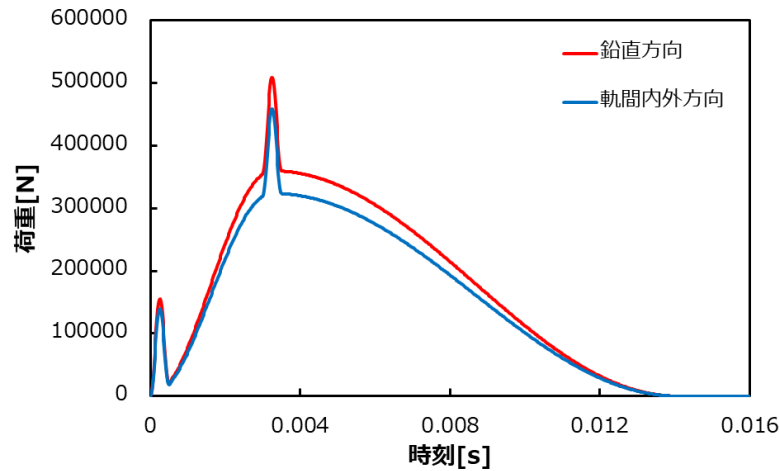


図 3.15 衝撃振動荷重波形

3.4 解析条件

解析時間を決定するにあたり 2016 年に実施し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を参照した。図 3.16 はある列車が本研究で対象としている進路 2 を対向通過した際に、対応するトングレーレ後端部において観測された鉛直方向の振動加速度である。これによれば車輪がトングレーレ後端部を通過し衝撃振動が発生してからおよそ 0.06 秒で振動が減衰していることがわかる。これを考慮し、本研究では減衰時間に余裕を持たせて解析時間を 0.08 秒とした。なお、肘金部のボルトの軸力と動作かんの伸長によるトングレーレ、固定レール間の密着力については解析の都合で解析開始時から再現することはできないため、解析の中でこれらを再現する必要がある。そこで、はじめに 0.01 秒かけてボルトのビーム要素に軸力を発生させ、次の 0.01 秒間で軸力発生に伴う振動が減衰するのを待つ。次に動作かみを 0.03 秒かけて伸長させることでトングレーレを基本レールに押し付けた後、0.03 秒で振動が減衰するのを待ち、その後衝撃を入力した。

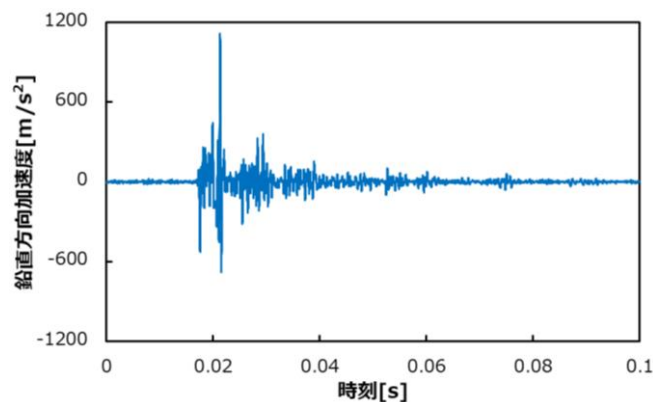


図 3.16 進路 2 対向通過時トングレーレ後端鉛直加速度

本解析で使用した beam 要素のバネ定数、減衰係数を表 3.1 にまとめる。ここで「*」を付した

ものは非線形バネであることを示しており、数値は beam 要素からの力が発生する際のバネ定数である。またトンゲール、マクラギ間のビーム要素における鉛直方向の荷重-変位曲線を図 3.17 に、接続かん端部のビーム要素における軌間内外方向の荷重-変位曲線を図 3.18 に示す。

また、材料の物性値を表 3.2 に示し、解析条件を表 3.3 に示す。

表 3.1 beam 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 [N/mm]	減衰 [N・s/mm]	ばね [N/mm]	減衰 [N・s/mm]	ばね [N/mm]	減衰 [N・s/mm]
固定レール-マクラギ	10000	10	10000	30	10000	50
トンゲール-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	0	0	*5000	0	0	0

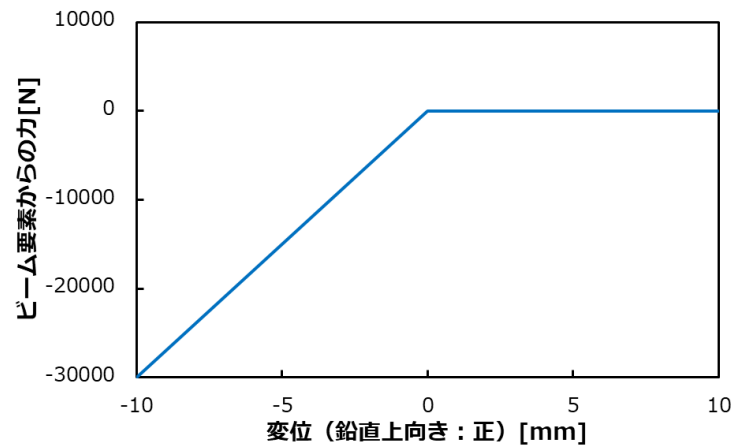


図 3.17 トンゲール-マクラギ間の鉛直方向荷重-変位曲線

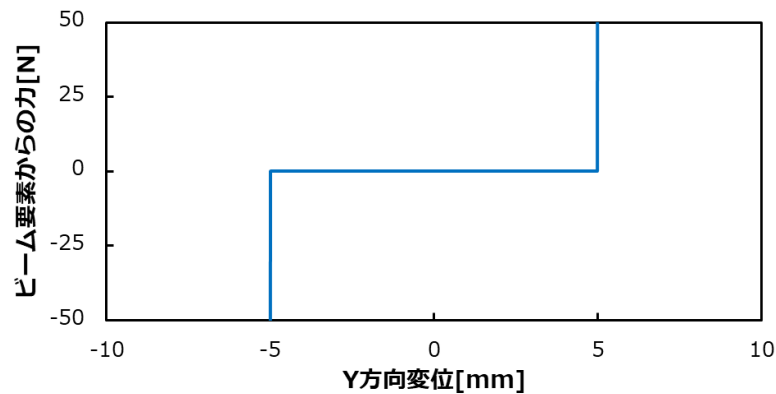


図 3.18 接続かんの軌間内外方向荷重-変位曲線

表 3.2 材料物性値一覧

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

表 3.3 解析条件一覧

	ダブルスリップ分岐器モデル
解析ソフト	LS-DYNA R11.1.0
解析手法	陽解法（時刻歴応答解析）
単位系	[ton] [mm] [MPa]
要素	Solid 要素, Beam 要素
節点数	849011
要素数	671208
解析時間	0.16 s
タイムステップ	4.0×10^{-8} s

第4章 解析結果

4.1 緒言

本章でははじめに衝撃振動解析について営業線での実測結果との比較を行うことで妥当性の確認を行った。その後疲労評価の指標となる修正等価応力振幅が大きくなる位置をいくつか特定し比較した。

4.2 解析結果と実測データの比較

衝撃振動解析の結果が妥当であるかを確認するため、営業線における実測結果との比較を行った。比較には鉛直方向および軌間内外方向の加速度波形を用いた。

4.2.1 加速度振幅の比較

衝撃振動解析において、解析モデルの振動伝達特性を確認するためにトングレーलおよび肘金の加速度振幅を実測と解析で比較した。縦軸に肘金の加速度振幅を、横軸にトングレール後端の加速度振幅をとり、実測と解析で得られた結果を進路ごとにまとめたものを図 4.1, 図 4.2 (進路 1) と図 4.3, 図 4.4 (進路 2) に示す。実測で使用された加速度計は測定周波数範囲が 4000Hz までであったため、実測、解析結果ともに 3000Hz のローパスフィルタを適用している。また、実測結果によればある車軸がトングレール後端の継ぎ目を通過する際にトングレール上に他の車軸がある場合は加速度振幅が小さくなることが分かっている。そのため比較的加速度振幅が大きくなる、先頭車両の前から 1 軸目および各車両の前から 3 軸目が継ぎ目を通過したときの振動に対応するものを抽出している。解析については図 3.15 に示した振動波形について荷重の大きさを変更して各進路 3 つのデータを得た。進路 1 については荷重の大きさを 0.75 倍、1.0 倍、1.25 倍したものを入力、進路 2 については荷重の大きさを 0.5 倍、0.75 倍、1.0 倍したものを入力している。

図の分布を見て明らかなように、実測は大きくばらついていることが分かる。そのため、分散等から 95% 予測区間を求め、図に加えた。進路 1 については鉛直方向、軌間内外方向ともに実測結果から得られた予測区間の範囲内に解析結果のプロットが収まっていることが分かる。一方で進路 2 について、鉛直方向加速度振幅では実測の予測区間内に解析のデータが収まっているが、軌間内外方向についてはトングレール後端の加速度振幅に対して解析の肘金加速度振幅が実測よりも小さくなっていることが分かる。

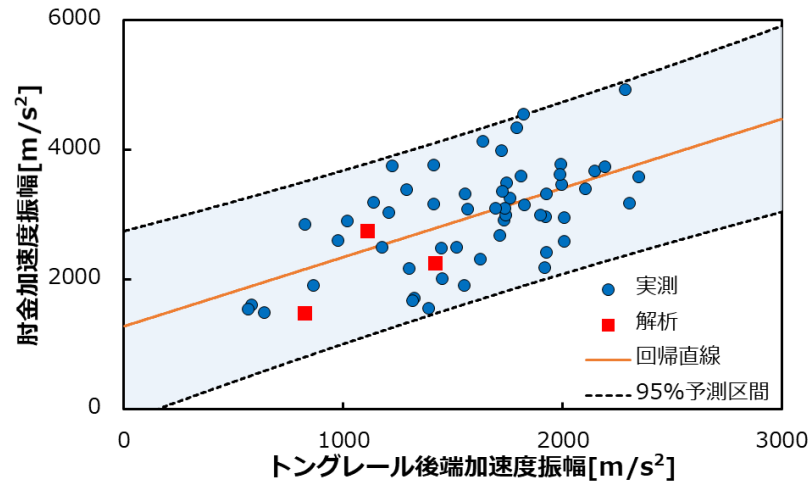


図 4.1 加速度振幅の実測・解析間での比較（進路1・鉛直方向）

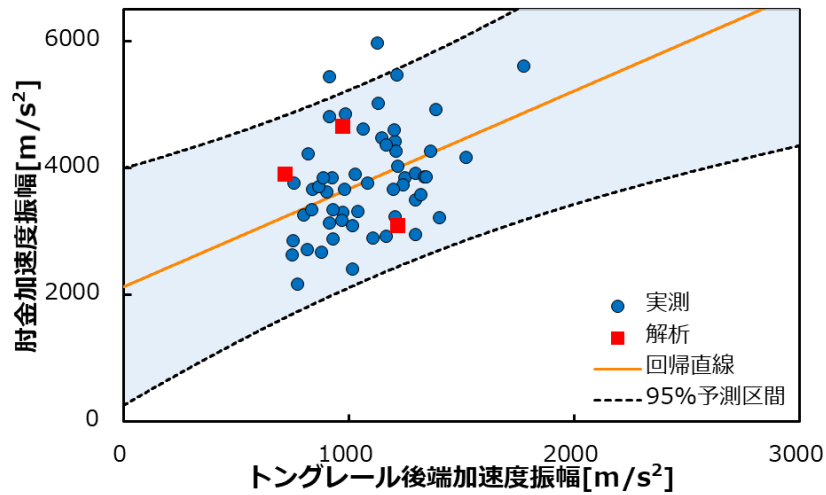


図 4.2 加速度振幅の実測・解析間での比較（進路1・軌間内外方向）

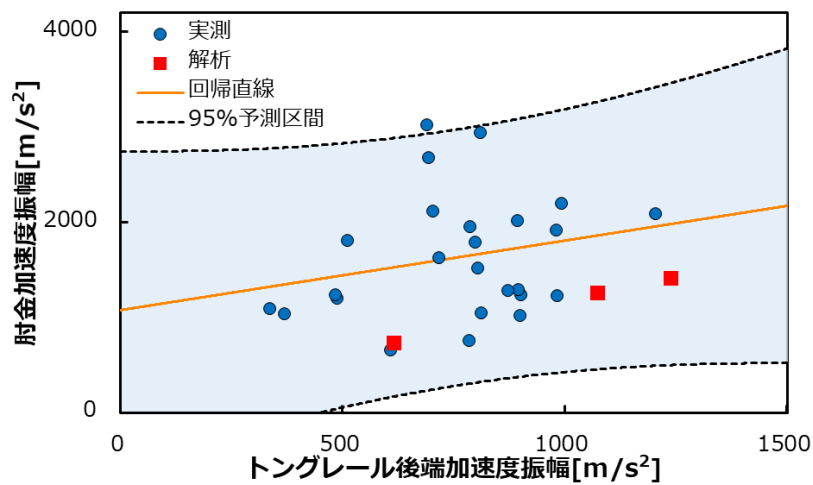


図 4.3 加速度振幅の実測・解析間での比較（進路2・鉛直方向）

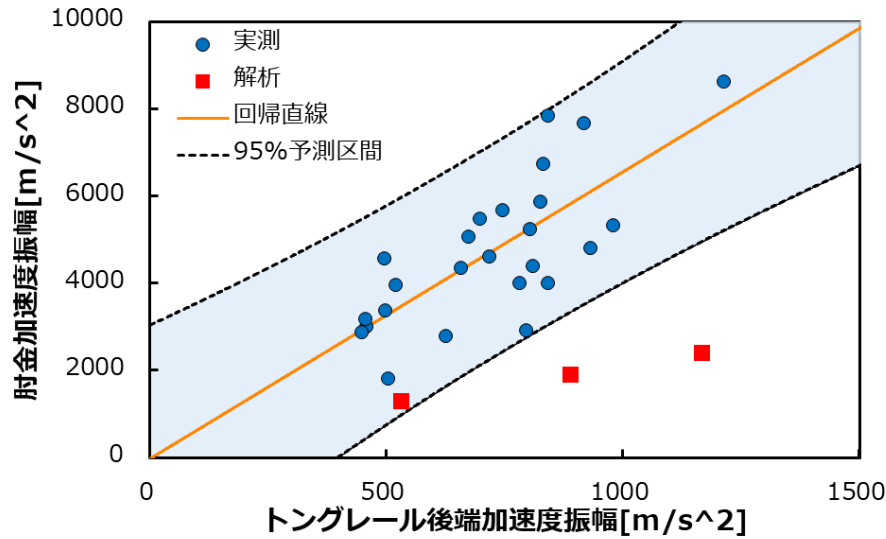


図 4.4 加速度振幅の実測・解析間での比較（進路2・軌間内外方向）

4.2.2 加速度波形の比較

次に、加速度波形の比較を行った。加速度振幅については前節で比較したのでここではピークの位置や減衰について比較を行っている。

図 4.1 から図 4.4 をもとに、解析結果に近い加速度振幅となっている実測データを 1 つ選んで解析結果と比較した。これによれば、加速度の測定箇所、進路、振動方向によらず、ピークの位置や減衰の傾向が概ね一致している。

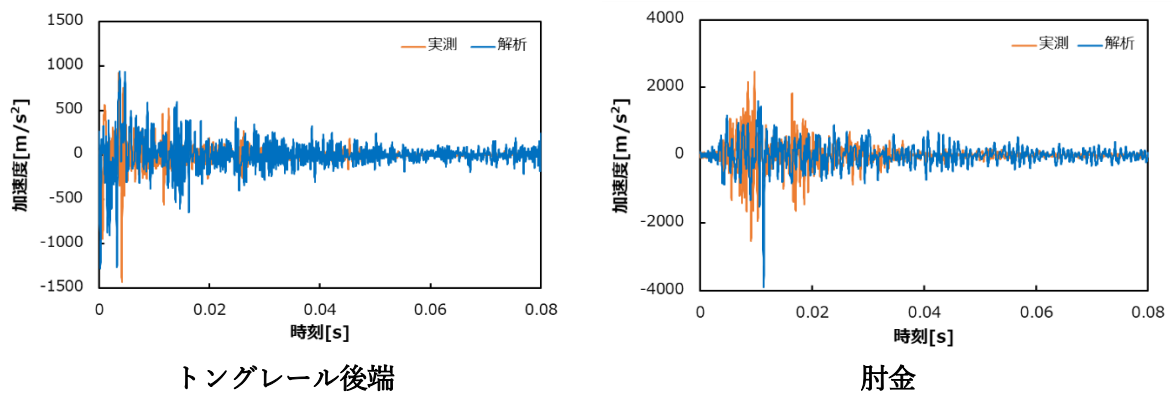


図 4.5 振動加速度の実測・解析間での比較（進路1・鉛直方向）

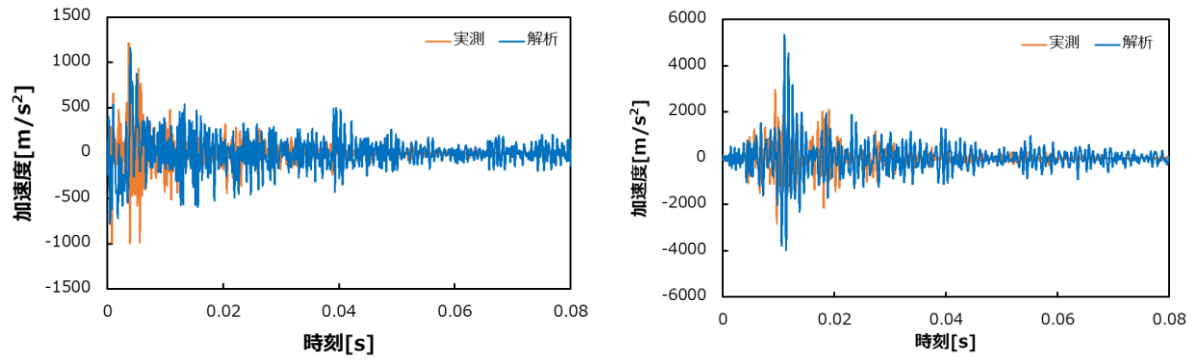


図 4.6 振動加速度の実測・解析間での比較（進路1・軌間内外方向）

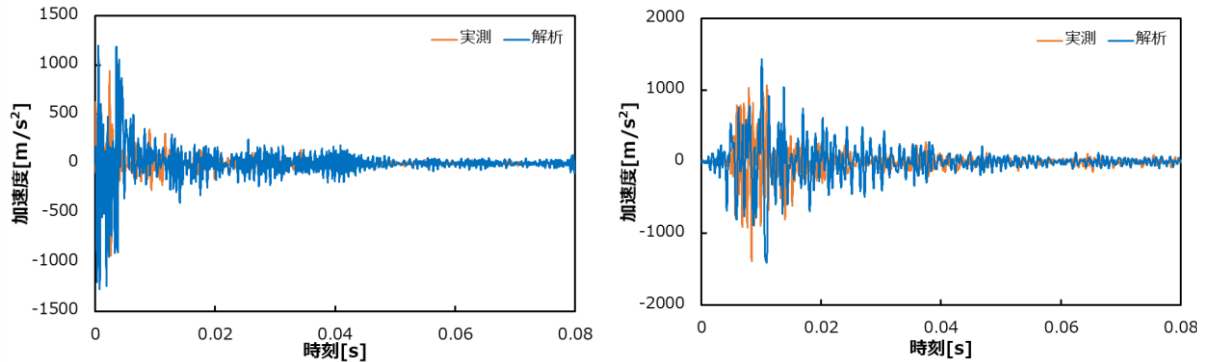


図 4.7 振動加速度の実測・解析間での比較（進路2・鉛直方向）

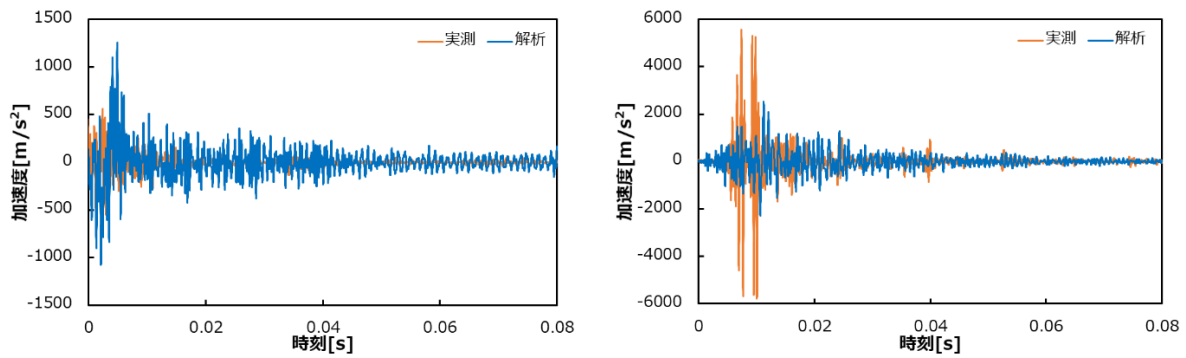


図 4.8 振動加速度の実測・解析間での比較（進路2・軌間内外方向）

4.2.3 比較結果に関する検討

ここでは実測と解析で違いが生じた原因について検討する。前節で述べたように進路2の軌間内外方向について解析での肘金加速度振幅が実測よりも小さかった。本節ではこの理由について考察する。

図 4.1 から図 4.4 では進路ごとに分けて加速度振幅をプロットしていたが、2 進路のデータをまとめたものを図 4.9 および図 4.10 に示す。鉛直方向に関しては進路 1 および進路 2 のデータが同一直線上にプロットされている。進路 2 の方がトンゲール後端加速度振幅は小さくなっているが、これは列車の通過速度が進路によって異なるためと考えられる。軌間内外方向については進路 2 の肘金加速度振幅が進路 1 のそれよりも大きくなっており、これが進路 2 軌間内外方向で解析の肘金加速度振幅が実測よりも小さくなっている一因と考えられる。

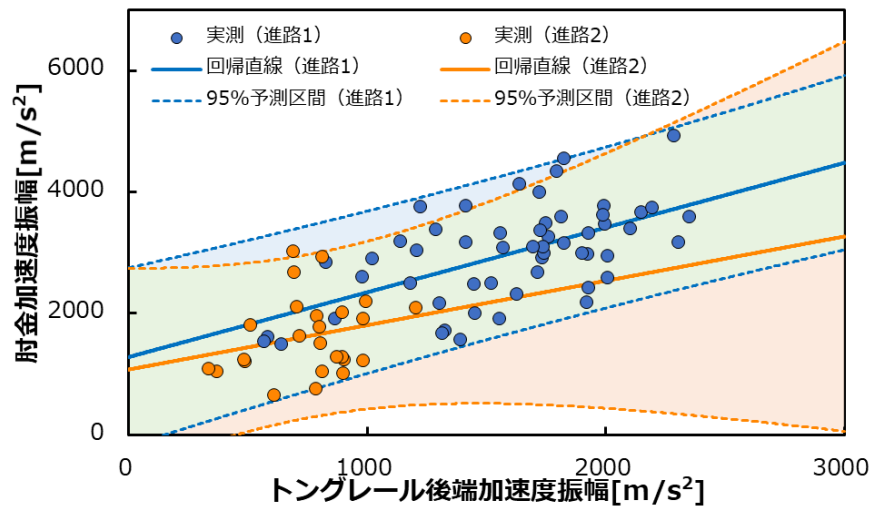


図 4.9 実測での加速度振幅の進路間の比較（鉛直方向）

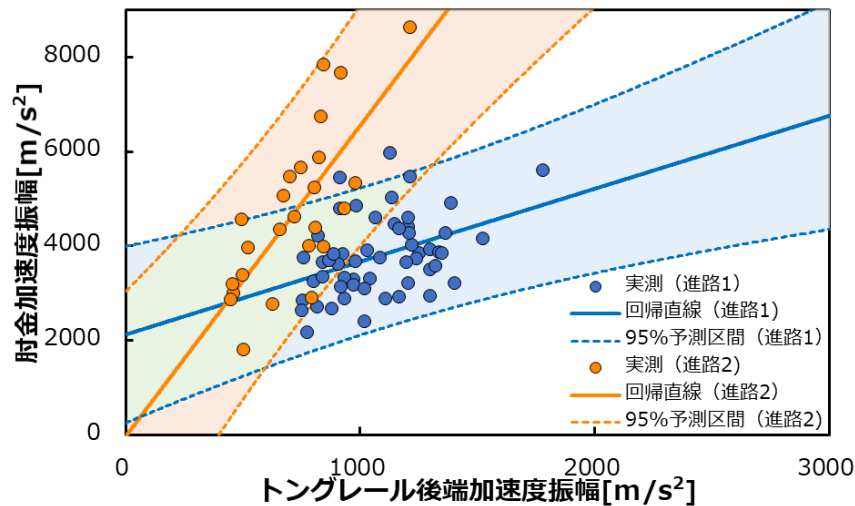


図 4.10 実測での加速度振幅の進路間の比較（軌間内外方向）

軌間内外方向のトンゲール後端に対する肘金の加速度振幅が進路によって異なる原因は大きく 2 つ考えられる。これらについて以下で順に説明する。

4.2.3.1 分岐器の調整状態の影響

分岐器の調整状態の中でも、トングレールの密着力の大きさやトングレールの接触状態が影響していると考えられる。

密着力の大きさについて、2.3.3.3でも述べたように実際には先端開口力を整備の指標としているが、同じ先端開口力でもフロントロッドを張りすぎている場合はスイッチアジャスタだけでなくフロントロッドもトングレールを押し付けており、密着力は良好な接触状態に比べて小さくなることが予想される。逆に胴付きの場合には同じ先端開口力でも良好な接触状態と比較して密着力が大きくなることが予想される。接触状態ごとの先端開口力と密着力の相関関係を調査する実験ではこの傾向が確認できる [17]。さらに 3.2.3 でも述べたように先端開口力の規定値には幅がある。これらによって密着力は進路によって異なっており、トングレール等の振動特性も進路によって差があると考えられる。

トングレールの接触状態について、2.4.2.3 で述べたような基本レール・床板との接触の有無や接触していない部分の隙間の大きさが進路によって異なっているため、トングレール等の振動特性も進路によって異なると考えられる。

4.2.3.2 横圧の影響

2.2.2 で進路の呼称を定義する際にも触れたが進路 1 は直線進路であり、進路 2 は曲線進路である。列車通過の際、レールには車両の重量による力が鉛直下方向にかかるだけでなく軌間外方向に横圧と呼ばれる力がかかる。一般に、曲線進路をとる際に外側のレールには大きな横圧がかかることが知られており、これが軌間内外方向の振動に影響を与えている可能性がある。

4.3 疲労破壊が起こりやすい箇所の特定

スイッチアジャスタ、肘金とそれらの周辺部品について疲労破壊しやすい箇所を明らかにするため、衝撃振動を入力した場合に修正等価応力振幅が特に大きくなる場所を特定した。

ここで、修正等価応力振幅の定義および算出方法について説明する。修正等価応力振幅は(式 4.1)で与えられ、同一の材料から作られたものでは平均応力と応力振幅が大きいと修正等価応力振幅が大きくなる。平均応力と応力振幅については以下の方法で求めるものとする。図 4.11 は進路 1 をとった時のスイッチアジャスタの第一主応力の時刻歴を示したものである。衝撃入力後、つまり時刻 0.08[s]以降における最大値と最小値の平均値を平均応力とする。また、最大値と最小値の差を 2 で割ったものを応力振幅とする。

$$\left(\text{修正等価応力振幅} \right) = \frac{\left(\text{応力振幅} \right)}{1 - \frac{\left(\text{平均応力} \right)}{\left(\text{引張強さ} \right)}} \quad \text{(式 4.1)}$$

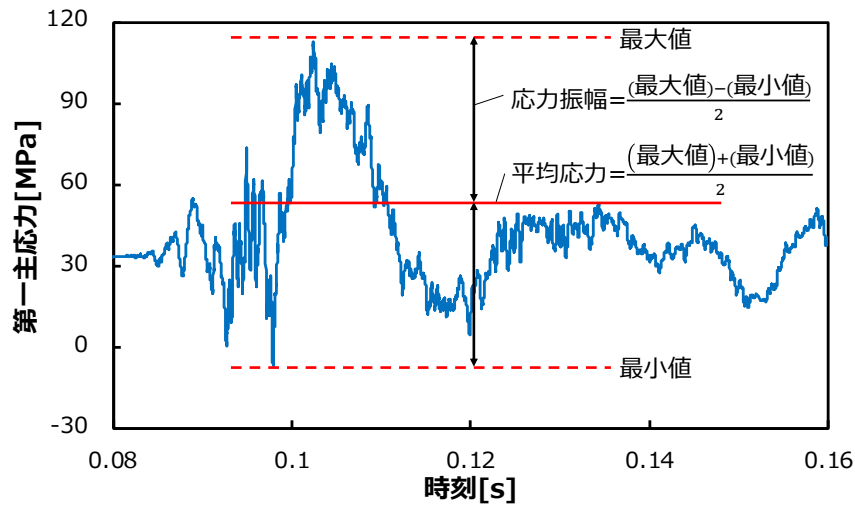


図 4.11 平均応力と応力振幅の算出方法

入力荷重についてはトングレール後端加速度振幅が実測データの分布を考慮して、進路 1 では図 3.15 の荷重を 1.25 倍としたものを入力し、進路 2 では図 3.15 の荷重の 0.5 倍としたものを入力した。また、密着力については実際の使用範囲を考慮して 1kN, 2kN, 3kN, 4kN の 4 通りで解析を行った。この結果、修正等価応力振幅が特に大きくなった箇所をスイッチアジャスタ、転てつ棒、連結板、肘金、フロントロッドからそれぞれ特定したので、以下で詳しく説明する。

4.3.1 スイッチアジャスタ腕金具

図 4.12 では B 号スイッチアジャスタ腕金具について示しており、赤く塗られた部分で修正等価応力振幅が特に大きくなっている。

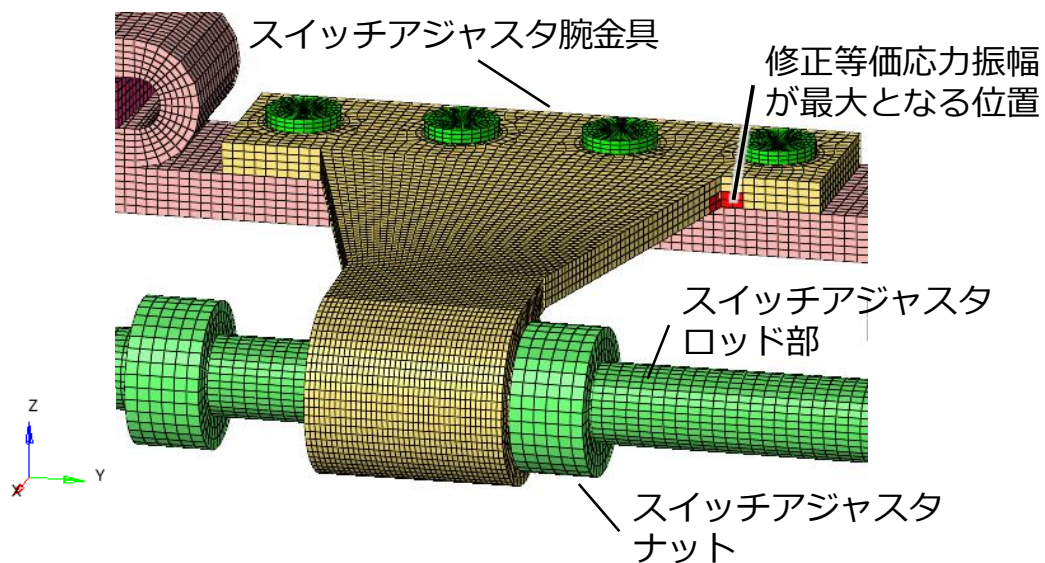


図 4.12 修正等価平均応力が大きい箇所（スイッチアジャスタ腕金具）

図 4.13 は衝撃を入力する直前のスイッチアジャスタ腕金具について各節点の変位を 100 倍にして表示したものである。本解析ではトングレールを密着させるために、スイッチアジャスタロッド部およびナットがこの図では右から左に移動する。この際、腕金具のナットと接触している部分は左向きの力を受けている。ここで、転てつ棒と締結されている部分とナットから力を受けている部分には高低差があるためナットから力を受ける部分は図 4.13 において時計回りにねじれてしまい、図 4.12 で示した部分の第一主応力が衝撃入力前の段階で他の箇所よりも大きくなっている。衝撃入力前に第一主応力が大きいということは平均応力が大きいことに対応しており、この部分で修正等価応力振幅が大きくなっていると考えられる。

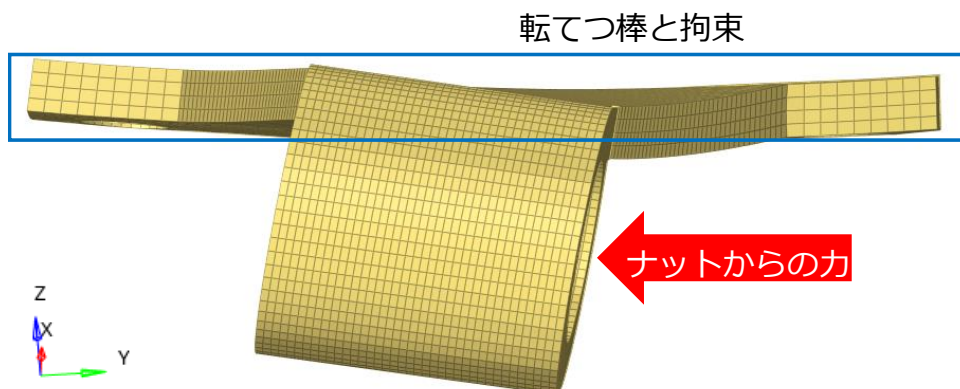


図 4.13 トングレール密着状態下でのスイッチアジャスタ腕金具の変形図（節点変位 100 倍）

ここまでは B 号スイッチアジャスタ腕金具について説明したが、A 号スイッチアジャスタ腕金具についても同様の理由により同じ箇所で修正等価応力振幅が局所的に大きくなっている。

4.3.2 スイッチアジャスタオフセット部

スイッチアジャスタオフセット部については図 4.14 で赤く示した位置で修正等価応力振幅が最大となった。

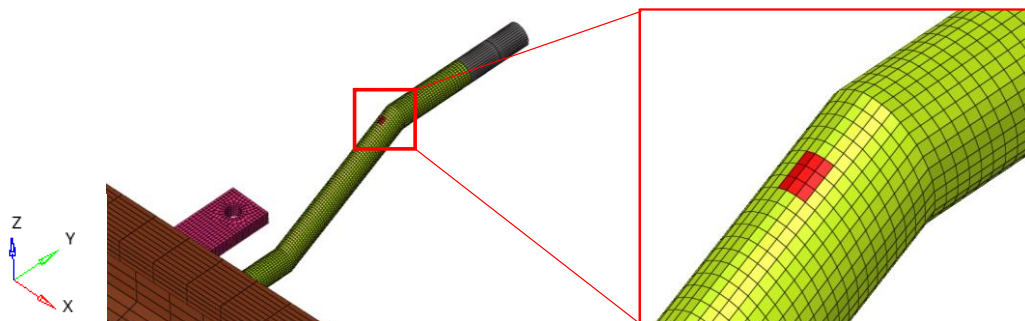


図 4.14 修正等価応力振幅が大きい箇所（スイッチアジャスタオフセット部）

図 4.15 は衝撃振動入力前の状態において各節点の変位を 100 倍にしたものである。トングレールの密着にあたって図の右側から強制変位を受けているが、曲がった形状となっている部分で

は折れ曲がるような変形をするために赤枠で囲んだ2カ所に引張応力が発生する。その結果この2カ所で局所的に第一主応力が大きくなっているが、右上の枠の方が特に第一主応力は大きくなった。これは折れ曲がった部分から右側に伸びるロッドの長さが左側に伸びるロッドの長さよりもかなり短くなっており、変位の自由度が小さくなっているためと考えられる。腕金具の場合と同様に密着状態において第一主応力が大きい平均応力が他の部分と比べて大きくなっており、結果として第一主応力がこの部分で大きくなっている。

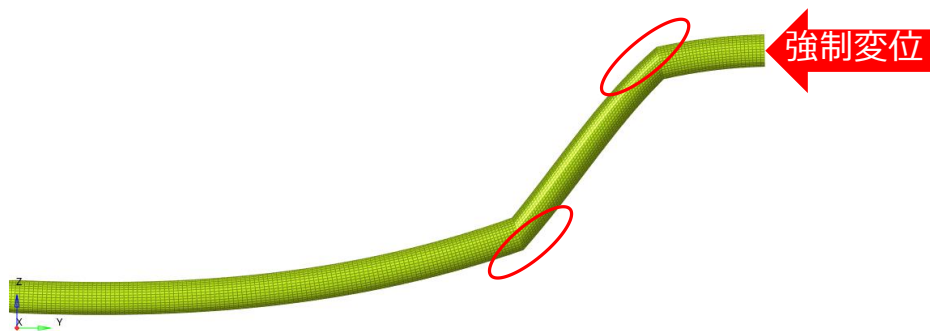


図 4.15 トングレール密着状態下でのスイッチアジャスタオフセット部の変形図
(節点変位 100 倍)

4.3.3 転てつ棒

転てつ棒については中央付近で修正等価応力振幅が大きくなっているが、細かい位置や大きくなっている要因はA号とB号で異なっていた。それぞれについて以下で説明する。

4.3.3.1 A号転てつ棒

図 4.16 は A 号転てつ棒を裏面 (Z 座標が小さい方) から観測したものであり、この図で青く示した部分で修正等価応力振幅が最大となった。

この部分は両側にある連結板の中央付近となっており、図 4.17 に示すように衝撃によって振動する際に転てつ棒がたわむことで応力振幅が他の部分よりも大きくなっている。

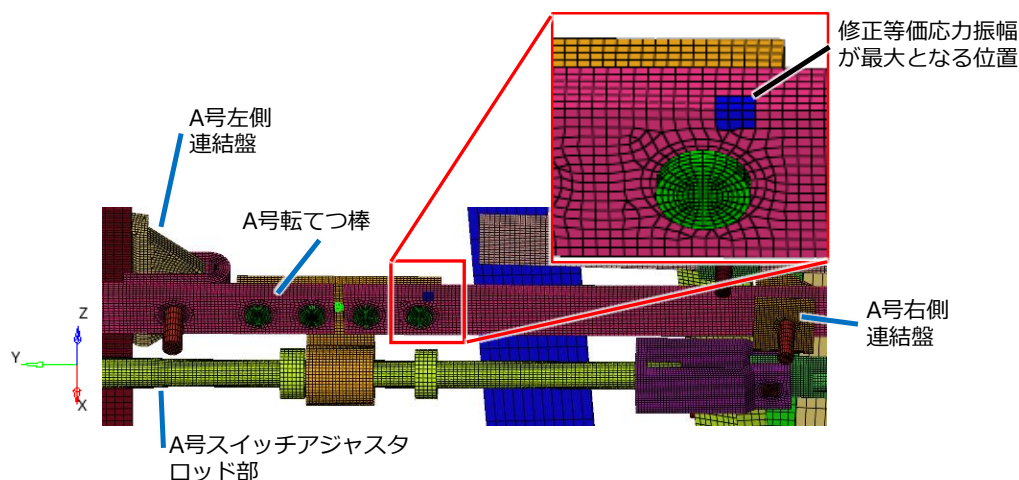


図 4.16 修正等価応力振幅が大きい箇所 (A 号転てつ棒)

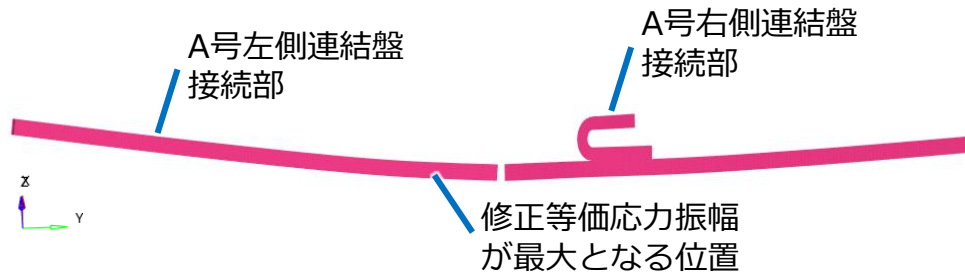


図 4.17 時刻 0.107[s]での A 号転てつ棒の変形図（節点変位 100 倍）

4.3.3.2 B 号転てつ棒

図 4.18 は B 号転てつ棒を裏面から観測したものであり、この図で赤く示した部分で修正等価応力振幅が最大となった。A 号転てつ棒と同様 2 つある連結板の中央付近かつ裏面ではあるが、A 号転てつ棒では X 座標が小さい方（スイッチアジャスタロッド部がない側）で修正等価応力振幅が最大となったのに対し、B 号転てつ棒では X 座標が大きい方（ロッド部がある側）で修正等価応力振幅が最大となっている。

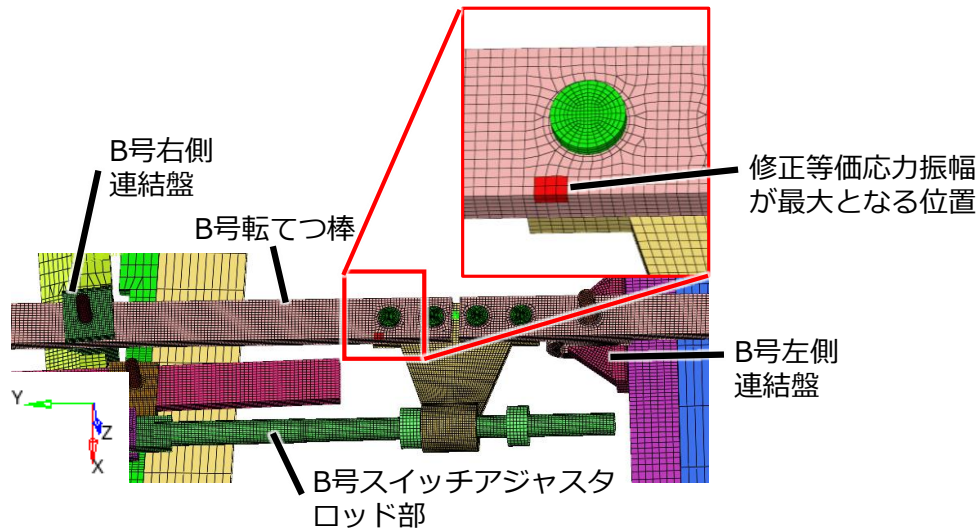


図 4.18 修正等価応力振幅が大きい箇所（B 号転てつ棒）

この違いは衝撃入力を加える直前の 2 本の転てつ棒の変形状態の差が原因と考えられる。図 4.19 は衝撃を加える直前において、B 号スイッチアジャスタ腕金具と B 号転てつ棒の節点変位を 100 倍にして表示したものである。前に述べたように腕金具はナットから左方向の力を受けるが転てつ棒とスイッチアジャスタロッド部は同一軸上にはないため、転てつ棒が曲がるような変形をしている。具体的には、Z 方向に関して転てつ棒よりもスイッチアジャスタロッド部の方が低い位置にあるため、転てつ棒は左側連結板接続部を中心に回転しようとするが、右側連結板によっても拘束されているため Z 軸負の方向に転てつ棒がたわんでいる。さらに X 方向に関しても同様に転てつ棒よりもロッド部の方が正の方にあるため X 軸正の方向に転てつ棒がたわんでいる。

両端単純支持の梁の曲げにおける分布を考えると、以上の変形によって密着状態において図 4.18 で示した部分に引張応力が発生すると考えられる。実際この部分では密着状態において第一主応力が大きくなっており、これによって平均応力が大きくなっていることで局所的に修正等価応力振幅が大きくなっている。

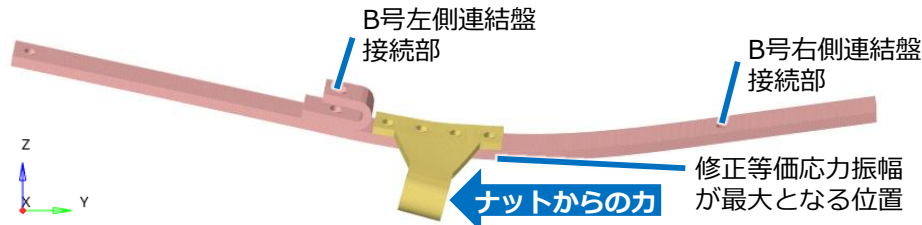


図 4.19 トングレール密着状態下での B 号転てつ棒の変形図（節点変位 100 倍）

A 号転てつ棒と腕金具についても衝撃入力直前において節点変位を 100 倍したものを図 4.20 に示しているが、転てつ棒は B 号のものほどたわんでおらず全体的に回転している。これは転てつ棒やスイッチアジャスタの組付け状態が異なることやスイッチアジャスタの形状が異なることによるものと考えられるが、これによって平均応力の分布や振動状態に差が生じ修正等価応力振幅が最大となる場所が異なっていると考えられる。

実際には転てつ棒やスイッチアジャスタの組付け状態によって密着状態下での変形状態は一意でなく、この解析で得られた変形状態とは異なる状態になっている可能性がある。

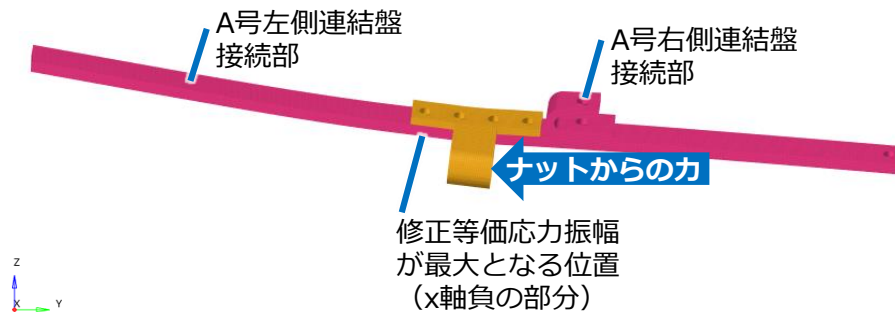


図 4.20 トングレール密着状態下での A 号転てつ棒の変形図（節点変位 100 倍）

4.3.4 A 号左側連結板

連結板は A 号、B 号それぞれに 2 つ、計 4 つあるが、その中でも A 号左側連結板の図 4.21 で赤く示した部分で修正等価応力振幅が大きくなった。

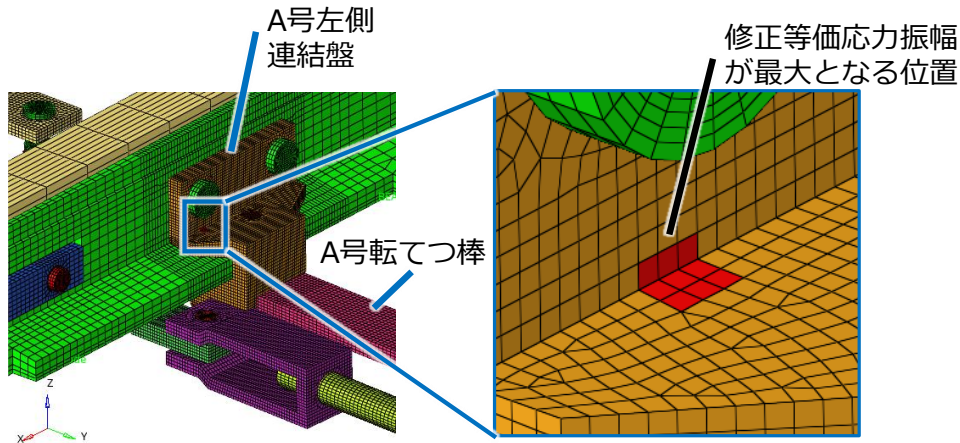


図 4.21 修正等価応力振幅が大きい箇所（A 号左側連結板）

連結板の形状はスペースの制約等により図 4.22 に示す 2 種類の形状があり、A 号左側連結板は図 4.22 の左側の形状となっている。

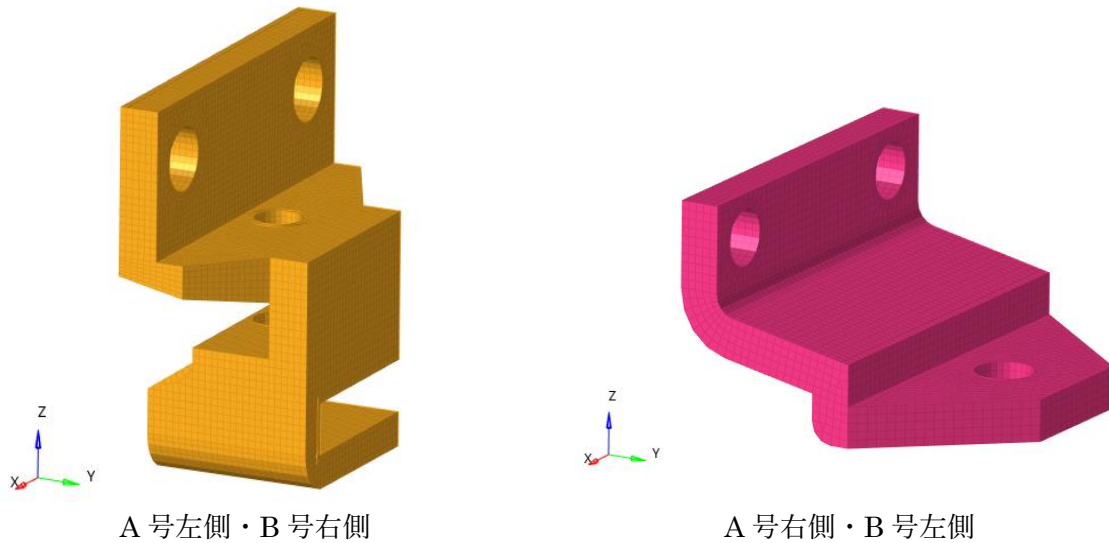


図 4.22 ダブルスリップ分岐器に使用されている連結板の形状

衝撃を入力する直前の連結板の節点変位を 100 倍にしたものを図 4.23 に示す。トングレールと締結されていることにより拘束されている部分と転てつ棒から力を受けている部分には高低差があるため図のような変形をしており、図 4.21 で赤く示した部分は形状的にも応力集中しやすいことからこの部分で特に大きな引張応力が発生していると考えられる。これまでで説明してきた部品と同様に密着状態で第一主応力が大きいのは平均応力が大きいことと対応しており、これによって修正等価応力振幅が大きくなっていると考えられる。

A 号左側連結板ではトングレール締結部分と転てつ棒から力を受ける部分の高低差が B 号左側連結板よりも大きくなっており、B 号左側連結板において A 号左側連結板で修正等価応力振幅が大きくなっている部分に対応する箇所は丸みがあることから応力が集中しにくいいため B 号左側連

結板では修正等価応力振幅が大きくならなかったと考えられる。さらに各号右側連結板は締結されているトングレールが基本レールと密着していないため、転てつ棒から受ける力が左側連結板と比較して小さくなり、修正等価応力振幅は小さいと考えられる。ゆえに本解析では考慮していない進路3や進路4（右側に転換した状態）ではB号右側連結板で修正等価応力振幅が大きくなる可能性がある。

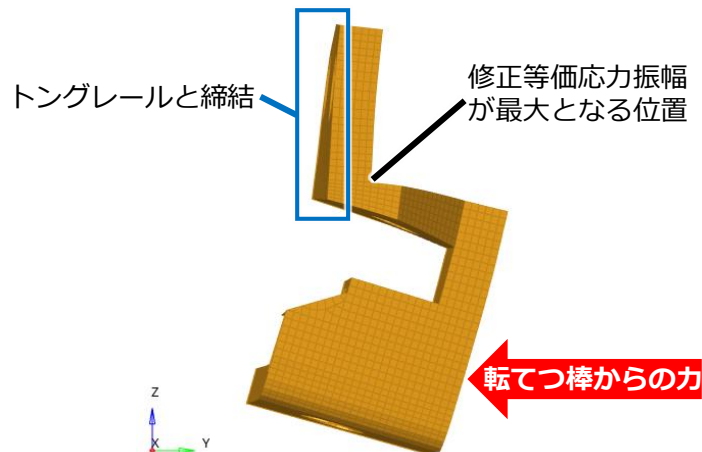


図 4.23 トングレール密着状態下での A 号左側連結板の変形図（節点変位 100 倍）

4.3.5 肘金

A 号左側肘金は図 4.24 において赤く示す部分で、B 号左側肘金は図 4.25 において赤く示す部分で修正等価応力振幅が最大となった。A 号左側肘金については先行研究 [10]と同じ位置で最大となっていたが、B 号左側肘金については先行研究ではボルト穴部で修正等価応力振幅が最大となっており位置が異なっている。各号トングレールの密着力や付属部品品の組付け状態によって修正等価応力振幅が最大となる位置は変化すると考えられる。

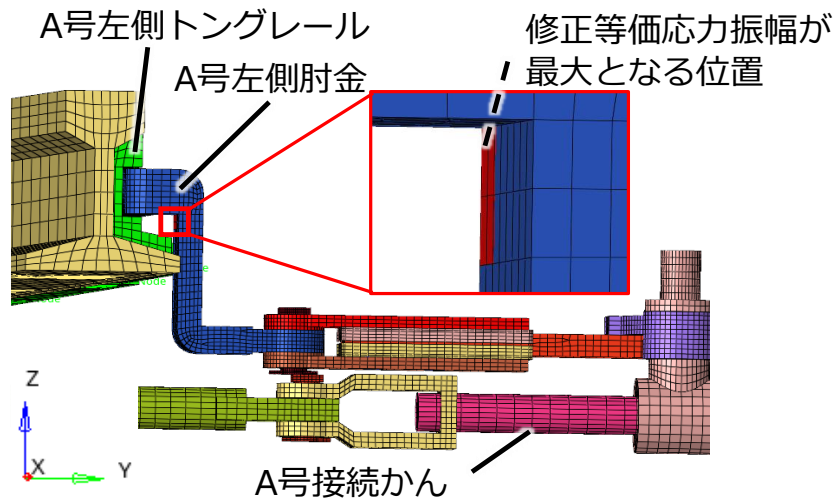


図 4.24 修正等価応力振幅が大きい箇所（A 号左側肘金）

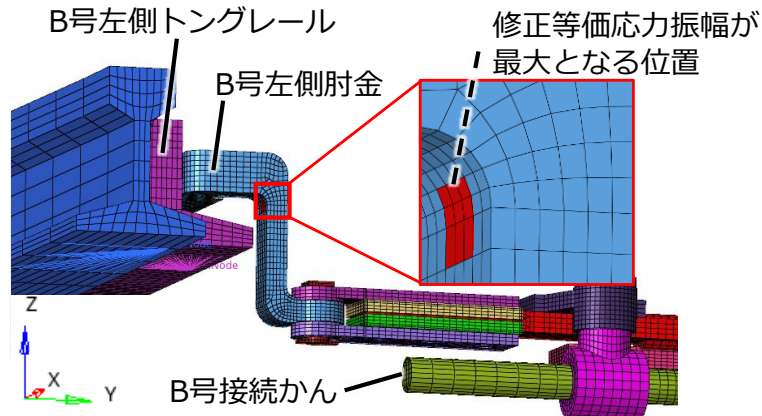


図 4.25 修正等価応力振幅が大きい箇所（B 号左側肘金）

進路 1 に衝撃を加えた解析について、時刻 0.092[s]における B 号左側肘金の節点変位を 100 倍にしたものを図 4.26 に示す。この図の左上部分はボルトによってトングレールと締結されており、右下部分はジョーピンによってフロントロッドと接続されている。トングレールに衝撃が入力されることでトングレールが振動し、肘金を介してフロントロッドに振動が伝達するが、この時にトングレールとフロントロッドの位置関係が変化して図で示した部分が曲がる挙動が確認された。これに伴って図 4.25 で赤く示した部分の応力が他の箇所に比べて大きく変動していた。これは応力振幅が大きいということに対応しているため、この箇所での修正等価応力振幅が大きくなったと考えられる。この傾向は進路 2 に衝撃を加える解析でも確認されており、A 号左側肘金で図 4.24 に示した箇所で修正等価応力振幅が最も大きいかいのも同じように説明できると考えられる。

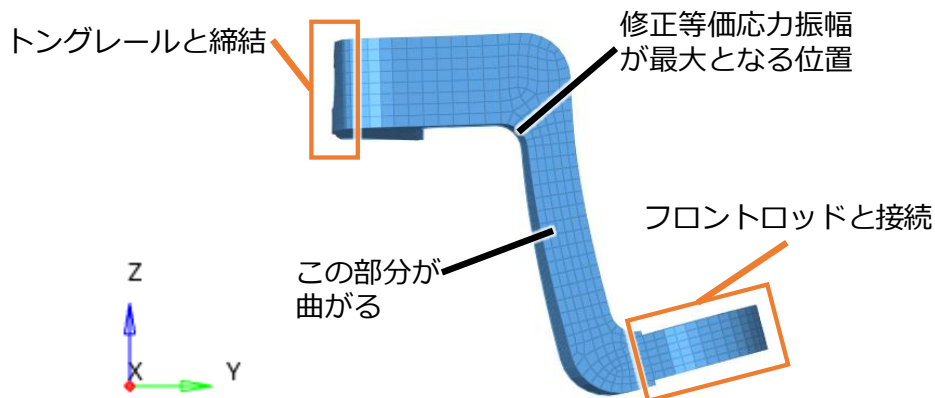


図 4.26 時刻 0.092[s]での B 号左側肘金の変形図（節点変位 100 倍）

4.3.6 フロントロッド

フロントロッドについては上面、下面の違いはあるが A 号、B 号ともにフロントロッド中央付近で修正等価応力振幅が最大となった。

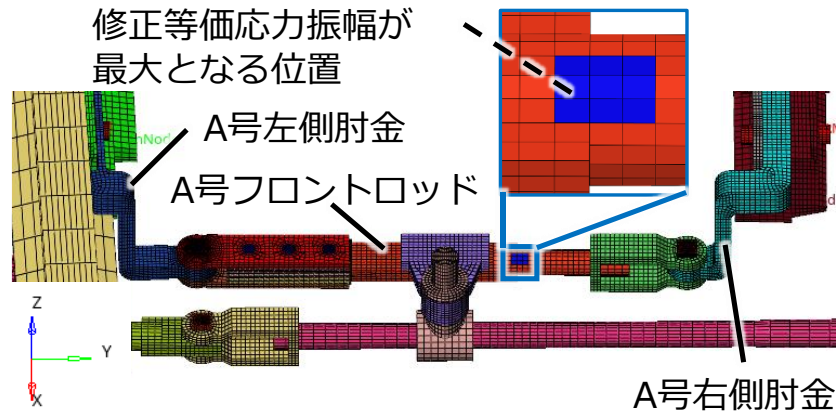


図 4.27 修正等価応力振幅が大きい箇所 (A 号フロントロッド)

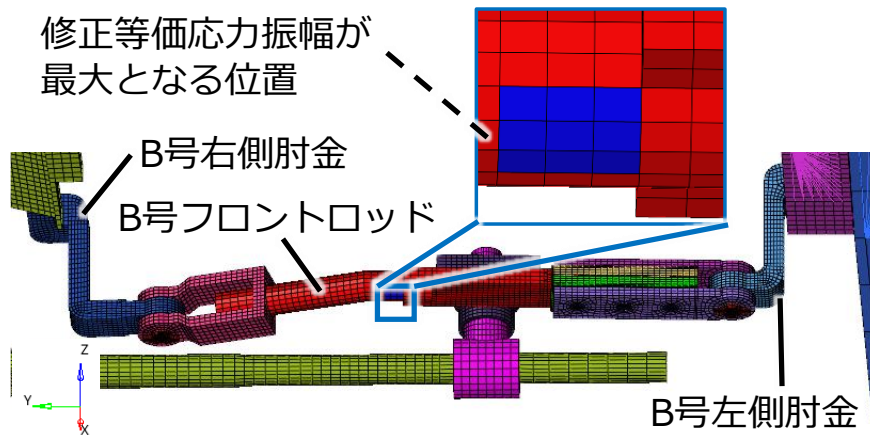


図 4.28 修正等価応力振幅が大きい箇所 (B 号フロントロッド)

進路 1 に衝撃を加えた解析について、時刻 0.092[s]における B 号左側肘金の節点変位を 100 倍にしたものを図 4.29 に示す。図の右端部は B 号左側肘金と、左端部は B 号右側肘金と接続している。また中央付近で B 号接続かんと接続する。B 号左側トングレールから伝わってきた振動は B 号左側肘金を介して B 号フロントロッドに伝わるため、フロントロッドは振動する。この時、フロントロッドが鉛直上方向にたわむ変形と鉛直下方向にたわむ変形を繰り返しながら振動するため、中央付近で応力の変動が他の箇所に比べて大きくなる。さらに、この付近は断面形状が不連続で応力が集中しやすいことも影響していると考えられる。以上の要因によって図 4.28 で示した箇所は応力振幅が大きくなるため、修正等価応力振幅もこの箇所が最も大きくなっていると考えられる。進路 2 に衝撃を加えた場合にも A 号フロントロッドはたわむように振動しており、図 4.27 に示す箇所でも修正等価応力振幅が大きくなった理由も同じように説明できる。A 号フロントロッドでは鉛直上側の面で、B 号フロントロッドでは鉛直下側の面で修正等価応力振幅が最大となっているのは、フロントロッドが鉛直上方向にたわむ量と鉛直下方向にたわむ量の大小関係がフロントロッドによって異なるためと考えられる。これはフロントロッドの組付け状態などに依存すると考えられる。

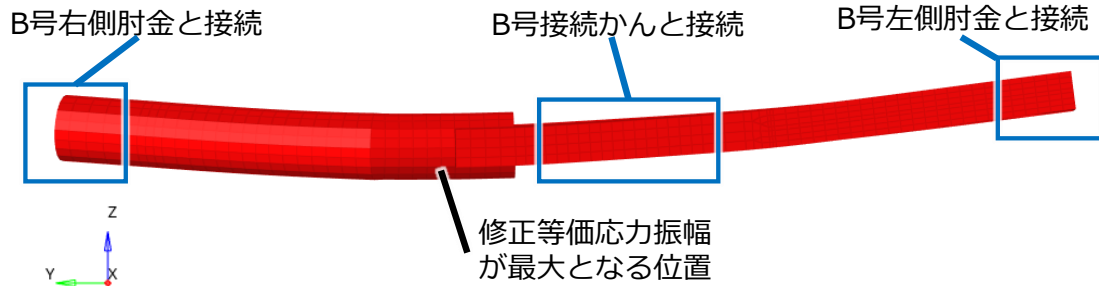


図 4.29 時刻 0.092[s]での B 号フロントロッドの変形図（節点変位 100 倍）

4.4 衝撃振動による修正等価応力振幅の比較

前節で述べたスイッチジャスタ腕金具（A 号および B 号）、スイッチジャスタオフセット部、転てつ棒（A 号および B 号）、A 号左側連結板、左側肘金（A 号および B 号）、フロントロッド（A 号および B 号）について、修正等価応力振幅を計算し比較した。

4.4.1 進路 1 の場合

はじめに衝撃が直接入力されており列車通過の影響を特に受けやすいと考えられる B 号トンダレールに付属する各部品について検討する。B 号左側肘金、B 号フロントロッド、B 号スイッチジャスタ腕金具、B 号転てつ棒、スイッチジャスタオフセット部に関して、B 号トンダレールにかかる密着力と平均応力の関係を図 4.30 に、B 号トンダレールにかかる密着力と応力振幅の関係を図 4.31 に示す。スイッチジャスタおよび周辺部品では密着力が大きくなるにつれて平均応力が大きくなっている。これらの部品は 4.3 で説明したように密着状態下においてスイッチジャスタから力を受けて変形することによって応力が発生しているため、密着力が大きくなると変形量も大きくなり平均応力が大きくなると考えられる。肘金とフロントロッドについては密着力が変化しても平均応力はほとんど変化していない。応力振幅については解析ごとにばらつきが生じているが、どの部品も密着力によらずほとんど一定と考えられる。

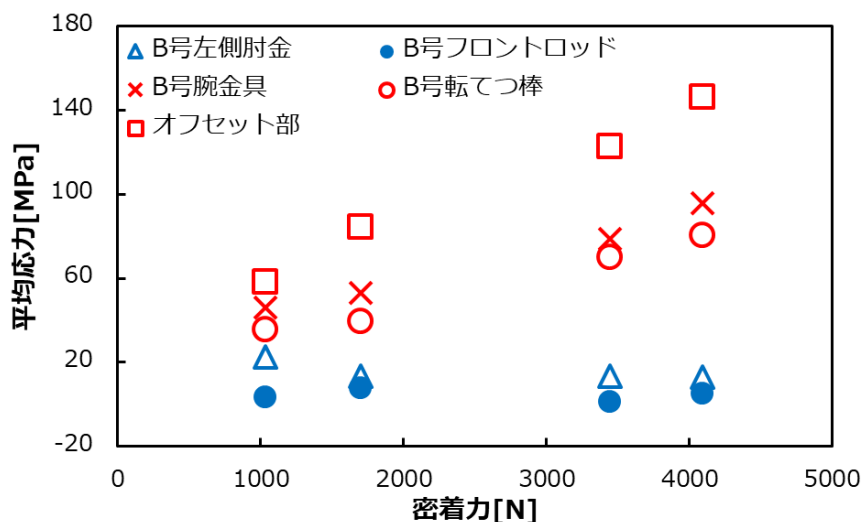


図 4.30 進路1通過時のB号トングレーल付属部品の平均応力

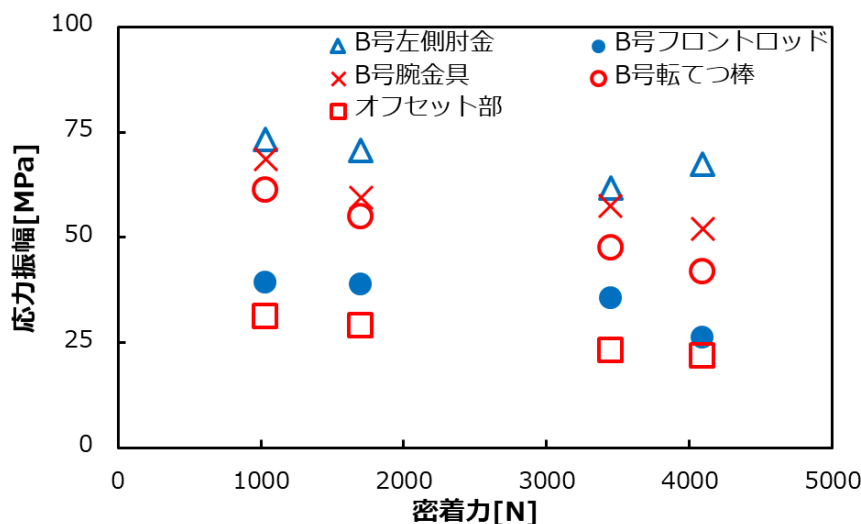


図 4.31 進路1通過時のB号トングレーल付属部品の応力振幅

平均応力と応力振幅をもとに(式 4.1)によって計算した修正等価応力振幅を図 4.32 に示す。どの密着力の場合でもB号スイッチアジャスタおよび周辺部品の中では腕金具が最も修正等価応力振幅が大きいことがわかる。肘金とフロントロッドでは肘金の方が修正等価応力振幅は大きいため、B号肘金および周辺部品とB号スイッチアジャスタおよび周辺部品での比較にあたっては肘金と腕金具について考慮すれば十分である。全体的な傾向として肘金と腕金具の修正等価応力振幅は同程度であり、疲労限度の200MPaと比べて小さい。そのため、スイッチアジャスタおよび周辺部品、肘金、フロントロッドについて疲労破壊する可能性は低いと考えられる。スイッチアジャスタおよび周辺部品は密着力が大きくなると平均応力も大きくなる傾向にあることを考慮すると、密着力が極端に大きい場合には修正等価応力振幅も大きくなると考えられる。

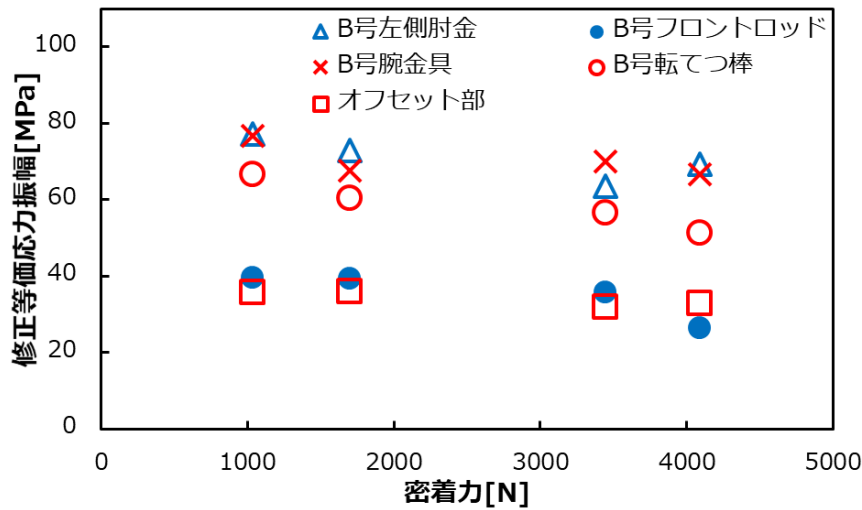


図 4.32 進路1通過時のB号トングレール付属部品の修正等価応力振幅

次に衝撃が直接入力されておらず、列車通過の影響をあまり受けないと考えられるA号トングレールに付属する部品について注目する。A号トングレールにかかる密着力とA号肘金、A号フロントロッド、A号スイッチアジャスタ腕金具、A号転てつ棒、A号連結板の修正等価応力振幅の関係を図4.33に示す。B号の各部品に比べ修正等価応力振幅が小さいことが分かる。A号スイッチアジャスタおよび周辺部品の中では腕金具が最も修正等価応力振幅が大きく、肘金とフロントロッドでは肘金の方が修正等価応力振幅は大きい。先ほどと同様に腕金具と肘金で大小を比較すると腕金具の方が修正等価応力振幅は2倍程度大きくB号の部品とは傾向が異なっている。これらは振動の伝達が原因と考えられる。まずB号左側トングレール後端に衝撃が入力され、B号スイッチアジャスタ腕金具とB号左側肘金に振動が伝達する。B号スイッチアジャスタ腕金具に伝わった振動はスイッチアジャスタのロッド部を経由してA号腕金具に伝達する。この過程で振動が減衰しているため、B号の腕金具の方がA号の腕金具よりも修正等価応力振幅が大きいと考えられる。また、B号左側肘金に伝わった振動はB号フロントロッド、接続かん、A号フロントロッドを経由してA号左側肘金に伝わる。この過程でも振動は減衰しながら伝わっており、B号左側肘金の方がA号左側肘金よりも修正等価応力振幅は大きい。ここまでで2つの伝達経路を示しどちらも伝達過程で振動が減衰すると説明したが、B号左側肘金からA号左側肘金への伝達の方が減衰量は大きいためB号では腕金具と左側肘金の修正等価応力振幅が同程度であったにもかかわらず、A号では腕金具の方が左側肘金よりも修正等価応力は大きくなったと考えられる。

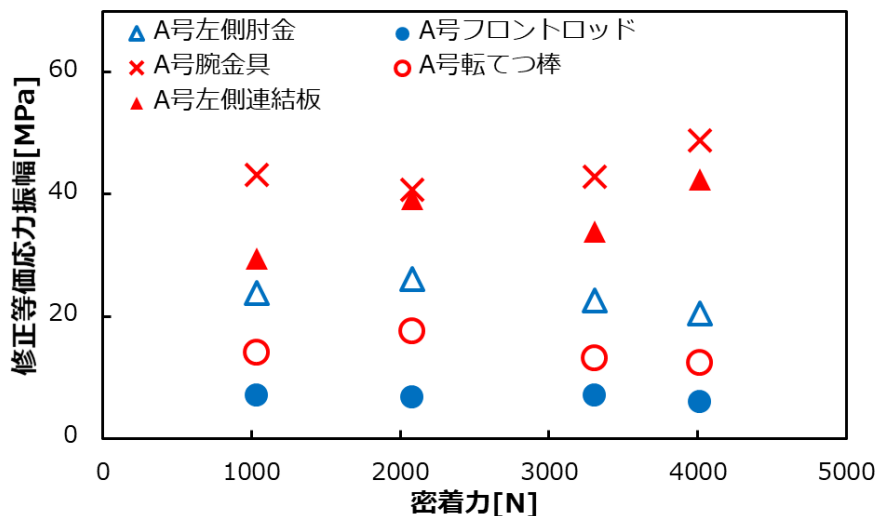


図 4.33 進路1通過時のA号トンダレール付属部品の修正等価応力振幅

4.4.2 進路2の場合

まず衝撃が直接入力されており列車通過の影響を特に受けやすいと考えられるA号トンダレールに付属する各部品について検討する。A号肘金、A号フロントロッド、A号スイッチアジャスタ腕金具、A号転てつ棒、A号連結板、スイッチアジャスタオフセット部に関して、A号トンダレールにかかる密着力と平均応力の関係を図4.34に、A号トンダレールにかかる密着力と応力振幅の関係を図4.35に示す。密着力が大きくなるとスイッチアジャスタおよび周辺部品の平均応力は大きくなる傾向にあるが、肘金とフロントロッドでは密着力が大きくなっても平均応力はほとんど変化していない。応力振幅については解析ごとに多少のばらつきがあるものの、密着力が大きくなっても変化しない傾向にある。これらの傾向は進路1の場合と同じである。

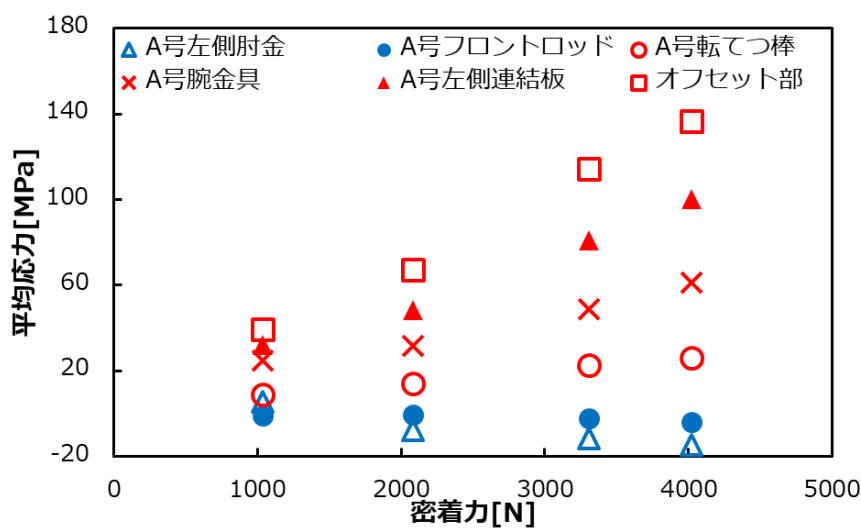


図 4.34 進路2通過時のA号トンダレール付属部品の平均応力

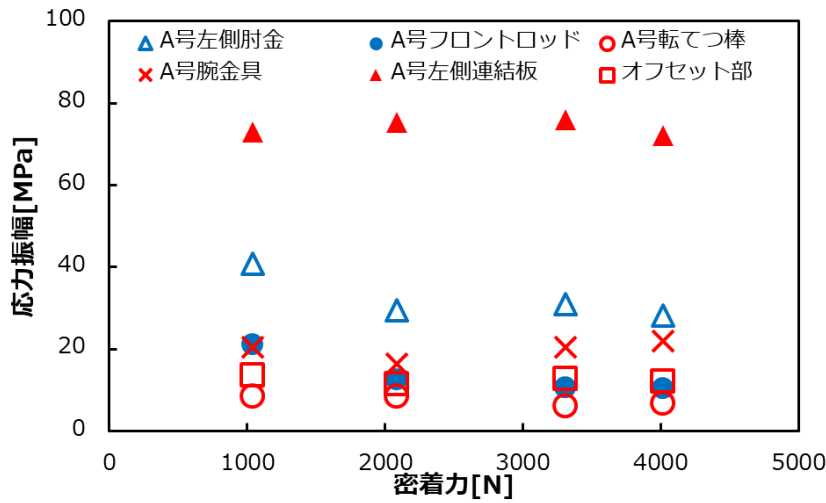


図 4.35 進路2通過時のA号トングレール付属部品の応力振幅

平均応力と応力振幅をもとに(式 4.1)によって計算した修正等価応力振幅を図 4.36 に示す。A号スイッチアジャスタ周辺部品では腕金具、転てつ棒、スイッチアジャスタオフセット部で修正等価応力振幅が高々40MPa程度であるのに比べ連結板の修正等価応力振幅は80MPaを超えている。また、肘金やフロントロッドと比較しても連結板の修正等価応力振幅が大きいことがわかる。進路1でA号腕金具よりも修正等価応力振幅が小さかったのは、この連結板が締結されているトングレールに衝撃振動が入力されていなかったためと考えられる。進路1においてB号左側肘金とB号腕金具では修正等価応力振幅が同程度であったが進路2では肘金の方が修正等価応力振幅は大きくなっている。これは応力振幅の差が進路2の方が大きかったためと考えられる。ここまでで修正等価応力振幅の部品間の大小関係について検討したが、どの部品についても修正等価応力振幅は疲労限度の200MPaを下回っており疲労破壊する可能性は低いと考えられる。ただし、進路1の場合と同様にスイッチアジャスタおよび周辺部品は密着力が大きくなると平均応力も大きくなる傾向にあるため、密着力が極端に大きい場合には修正等価応力振幅も大きくなると考えられる。

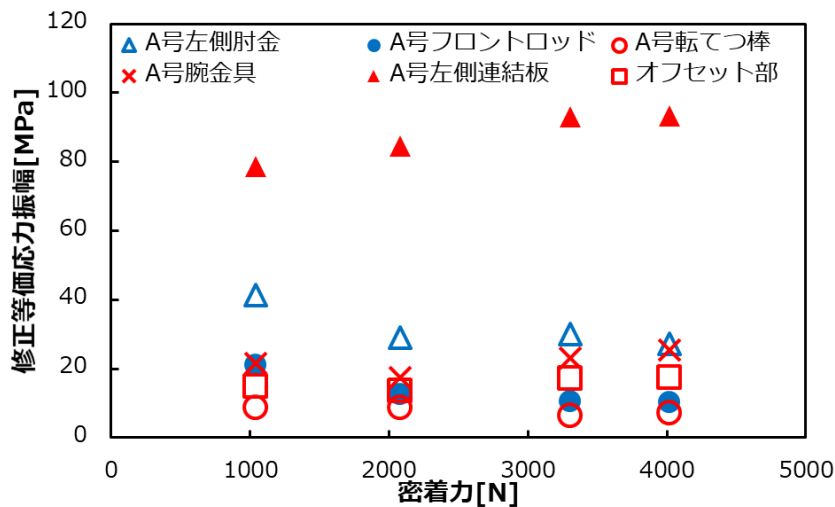


図 4.36 進路2通過時のA号トングレール付属部品の修正等価応力振幅

次に衝撃が直接入力されておらず、列車通過の影響をあまり受けないと考えられるB号トングレールに付属する部品について注目する。B号トングレールにかかる密着力とB号肘金、B号フロントロッド、B号スイッチアジャスタ腕金具、B号転てつ棒の修正等価応力振幅の関係を図4.37に示す。A号の部品よりも修正等価応力振幅は小さくなっている。どの解析においてもスイッチアジャスタおよび周辺部品の中では腕金具が最大となっており、肘金とフロントロッドでは肘金の方が大きくなっている。また、腕金具と肘金では腕金具の方が修正等価応力振幅は大きくなっている。この傾向は進路1の場合にも確認されたもので、このような大小関係になっている理由も前節で述べた通りと考えられる。

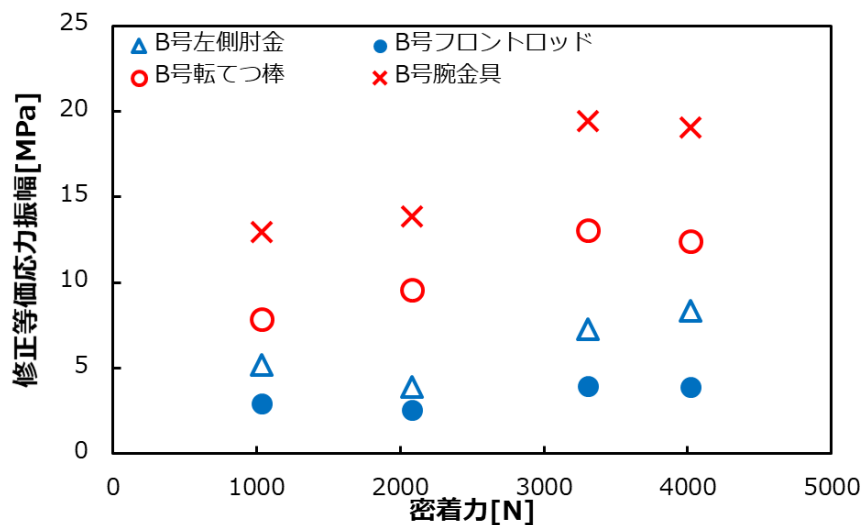


図 4.37 進路2通過時のB号トングレール付属部品の修正等価応力振幅

本研究で行った解析において、いずれの部品についても修正等価応力振幅は疲労限度を下回っていた。修正等価応力振幅は平均応力と応力振幅から計算されるため、それぞれについて考えることでその要因や疲労しやすくなる条件を考えることができる。平均応力についてはこれまでに述べたように、スイッチアジャスタおよび周辺部品では密着力が大きくなれば平均応力も大きくなる傾向がある。そのため過剰に密着させると修正等価応力振幅が大きくなり、疲労しやすくなることが予想される。肘金やフロントロッドについては密着力を変えても平均応力はほとんど変化していないが、これは密着力が異なる場合でも密着状態下での応力分布は大きく変わらないためと考えられる。ただし、普通分岐器においてフロントロッドを張るとトングレール、基本レール間の接触状態や肘金の応力分布が変わることが報告されている [8] ことから、肘金やフロントロッドの平均応力はフロントロッドの張りによって変化すると考えられる。列車通過時にトングレールが動くことを防ぐという要求に対しては密着力を大きくすることが望ましいと考えられ、トングレール先端の開口により脱線等を防止するという要求に対してはフロントロッドを張ることが望ましいと考えられるが、これらによって疲労しやすくなることには注意が必要と考えられる。

応力振幅はトンダレール後端に加える衝撃の大きさによって変化すると考えられる。先行研究[10]ではトンダレール後端に入力する衝撃の大きさと肘金の修正等価応力振幅には線形な関係があることを示した。これらの解析においてはトンダレール密着力などの調整状態は変更していないことから密着状態下の応力分布には大きな差がないと考えられ、主に応力振幅が変わったことが要因と考えられる。トンダレール後端で生じる衝撃の大きさは2.4.2.1で述べたようなレール継ぎ目の目違い量、段違い量や列車通過速度に依存するため[6]、レールの保守状態によっては発生する衝撃が大きくなり、疲労しやすくなると考えられる。

本研究ではフロントロッド、肘金とスイッチアジャスタ周辺部品の修正等価応力振幅の大きさについても比較したが、破損事例が報告されている肘金やフロントロッドの修正等価応力振幅だけが特に大きいわけではなく、破損事例が報告されていないスイッチアジャスタ周辺部品も同程度の修正等価応力振幅となっていた。それにも関わらず、フロントロッドや肘金において破損事例が多く報告されている要因としては前に述べたフロントロッドの張りが挙げられる。そのため、フロントロッドの張りがダブルスリップ分岐器附属部品に及ぼす影響も考慮する必要があると考えられる。

4.5 考察

4.2で荷重を大きくすると加速度振幅が大きくなる傾向があるのは、入力するエネルギーが大きくなることで肘金に伝わるエネルギーが大きくなっているためと考えられる。ただし、解析自体のばらつきやローパスフィルタを適用した影響により、ばらつきがある。実測と解析でトンダレール後端加速度振幅に対する肘金加速度振幅に差がでているのは密着状態が影響していると述べた。これはトンダレールと基本レールは接触しているためトンダレールが振動する際に基本レールにエネルギーが伝わったり、摩擦によってエネルギーが散逸したりして肘金に伝わるエネルギーは入力されるエネルギーより小さくなると予想されるが、接触面積やレール同士の隙間の大きさによってエネルギーの減衰に差が生じると考えられるためである。

妥当性確認において入力荷重を変更したのは列車の通過速度を変更することに対応しているが、通過速度が速いと継ぎ目を通過するのにかかる時間も短くなり、より高周波の衝撃荷重が入力される可能性がある。4.2.3で横圧の影響にも触れたように、入力荷重の波形が通過進路や通過速度が異なる場合でも全く同じであるかは明らかでない。本研究ではピークの位置や減衰の傾向などの波形から解析自体は妥当なものと判断した。

4.4の修正等価応力振幅の算出にあたっては平均応力と応力振幅を使用しているが、応力振幅は密着力が変化してもほとんど変化していない。これは入力されているエネルギーがどの解析でも同じであるためと考えられる。入力荷重を大きくすると加えられるエネルギーが多くなるため、応力振幅が大きくなり、各箇所での修正等価応力振幅が大きくなると予想される。本研究のようにスイッチアジャスタおよび周辺部品と肘金およびフロントロッド間での比較を行う場合には、全部品の修正等価応力振幅に影響する入力荷重よりもスイッチアジャスタおよび周辺部品の平均応力に大きく寄与する密着力の方が重要であるが、疲労寿命予測にあたっては入力荷重の大きさ

を変更し、修正等価応力振幅との関係を調べる必要がある。スイッチアジャスタおよび周辺部品について、密着力がゼロのときに平均応力はゼロになる傾向は見られない。解析のデータ数が少ないためとも考えられるが、本研究では第一主応力の時刻歴の最大値と最小値から平均応力を算出していることが影響していると考えられる。衝撃入力前の第一主応力ならば密着力がゼロのときにはゼロになると考えられるが、第一主応力の振動は衝撃入力前の第一主応力に対して対称ではないためにこのような傾向になっていると考えられる。

第5章 結論

5.1 結論

本研究ではダブルスリップ分岐器において列車がトングレール後端の継ぎ目を通過することによって発生する衝撃振動について注目し、先行研究で明らかとなっていなかったスイッチアジャスタおよび周辺部品での応力分布を有限要素解析によって求めた。そしてダブルスリップ分岐器全体で疲労破壊しやすい部品を明らかにし、その要因についても検討した。

いずれの場所についても修正等価応力振幅は疲労限度を下回っていたおり、本研究で扱った範囲の密着力の大きさや入力荷重の大きさでは疲労破壊は起こらないと考えられる。スイッチアジャスタおよびその周辺では、ほとんどの部品でトングレールの密着によって部品が変形しており、衝撃入力前の段階で応力が生じている箇所が見られた。このような箇所では平均応力が他の箇所よりも大きくなり、修正等価応力振幅が局所的に大きくなっているため、トングレールの過剰な密着によってスイッチアジャスタおよび周辺部品は疲労しやすくなると考えられる。また、入力荷重の大きさは実測結果をもとに決めたが、実際には目違い量、段違い量などの保守状態や列車の通過速度によってレール継ぎ目で発生する衝撃は大きくなる。この場合、入力されるエネルギーは多くなるので修正等価応力振幅も大きくなると考えられ、スイッチアジャスタや肘金を含む分岐器付属部品は疲労しやすくなると考えられる。

5.2 課題と展望

解析モデルについて、トングレール接触状態によって振動伝達特性が変化し、修正等価応力振幅も変化する可能性がある。実際には製造時のトングレール形状誤差や調整状態などによって接触状態にはばらつきがあると考えられるが、これらの要因が分岐器の振動特性や付属部品の疲労にどう影響するかを明らかにする必要がある。また妥当性確認を目的とした実測においては、接触状態を詳細に確認した上で行うことで接触状態のばらつきによる不確定性をある程度排除できると考えられる。また、これまでの実測では肘金の振動加速度を測定し、それを解析と比較していた。肘金の疲労や軸受けの摩耗に注目する場合には肘金加速度の比較で十分と考えられるが、スイッチアジャスタおよび周辺部品に注目するならばこの部分の振動加速度も実測と解析で比較した方がよいと考えられる。そのため、スイッチアジャスタおよび周辺部品についても可能な範囲で振動加速度の測定を行う必要がある。

修正等価応力振幅の算出と比較にあたっては密着力を変更した解析をいくつか行ったが、肘金やフロントロッドが破損する要因を考えるために、フロントロッドの張りも考慮する必要があることが分かった。肘金やフロントロッドの折損に関連して、肘金締結部のボルトの緩みが原因でボルトが折損する事例も報告されていることから、ボルトの締め過ぎや緩みも考慮する必要がある。

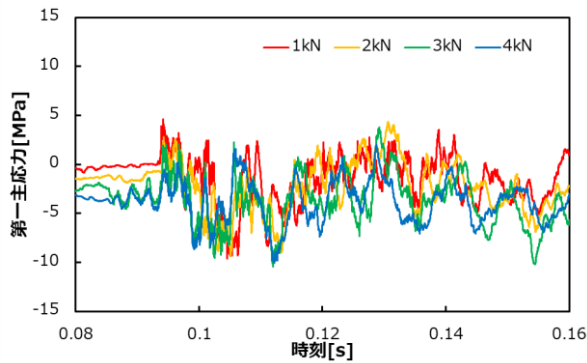
る。これらの要因うちの 1 つまたは複数を変更した解析を行うことによって、より詳細な比較や疲労寿命の予測、疲労破壊を防ぐための整備指針の検討が行えると考えられる。

また本研究では衝撃振動の影響のみ検討したが、輪重由来振動がスイッチアジャスタおよび周辺部品に与える影響は明らかになっていない。そのため、輪重由来振動の影響についても調べる必要がある。

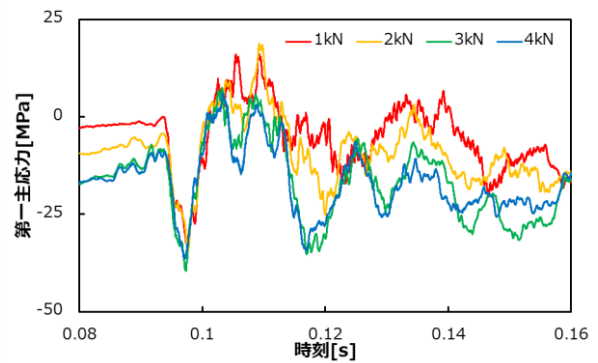
付録A 第一主応力の時刻歴の詳細

本文ではスイッチアジャスタおよび周辺部品と肘金，フロントロッドについて，修正等価応力振幅などを算出するために得た第一主応力の時刻歴を以下にまとめる．凡例はトングレールの密着力を表している．

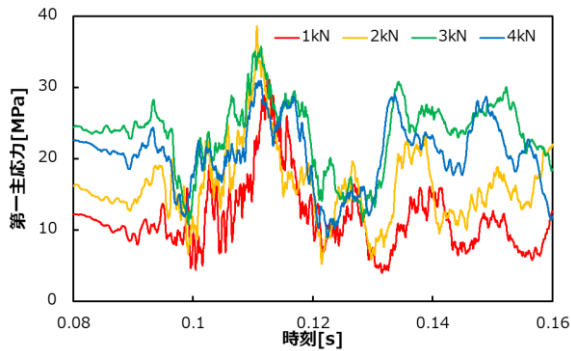
A.1 進路 1 について



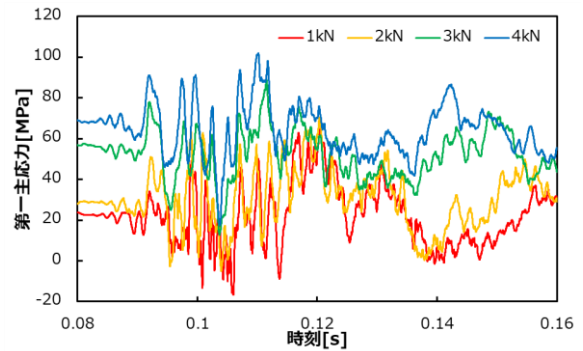
A 号フロントロッド



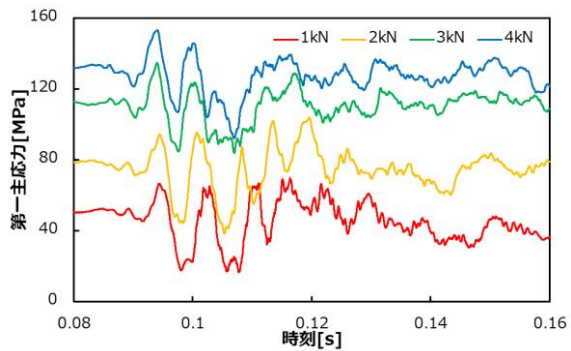
A 号左側肘金



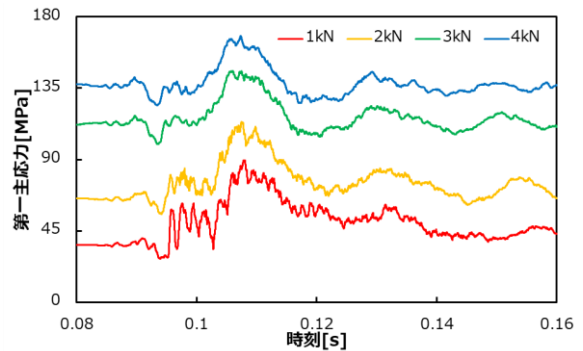
A 号転てつ棒



A 号スイッチアジャスタ腕金具



A 号連結板



スイッチアジャスタオフセット部

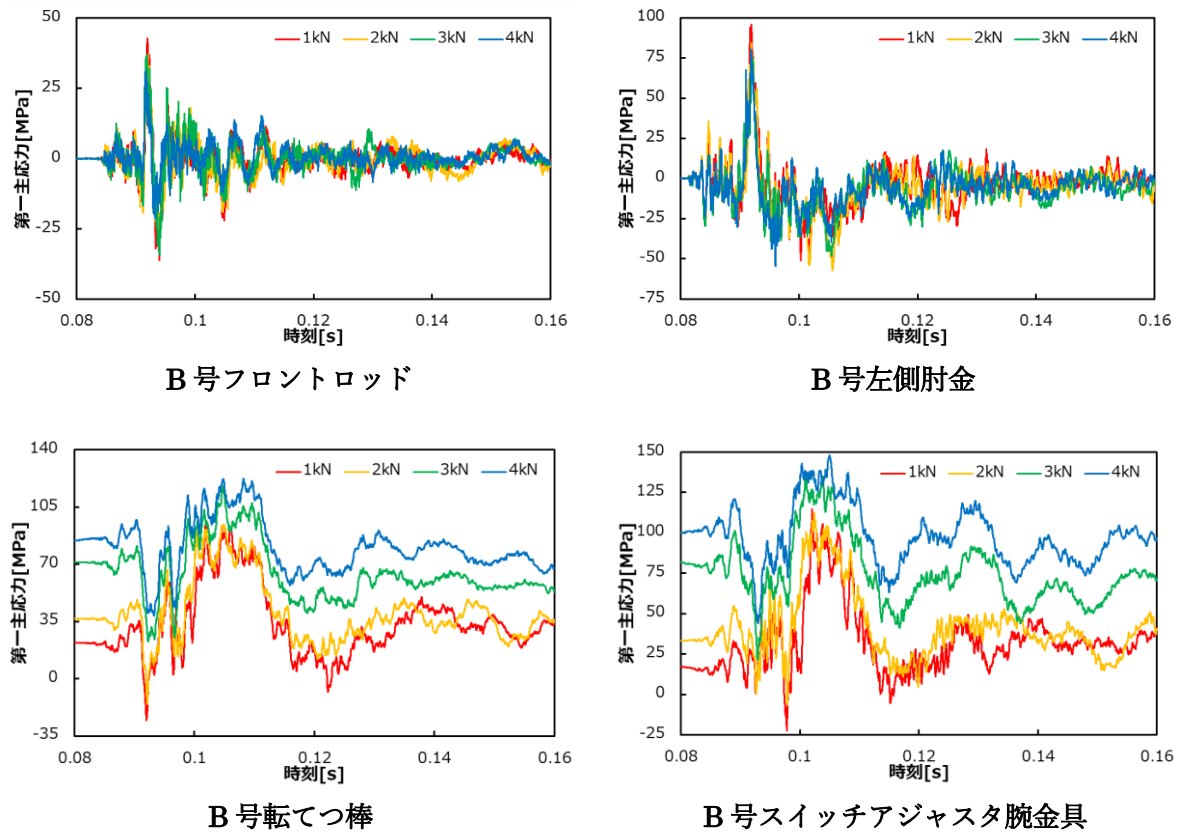
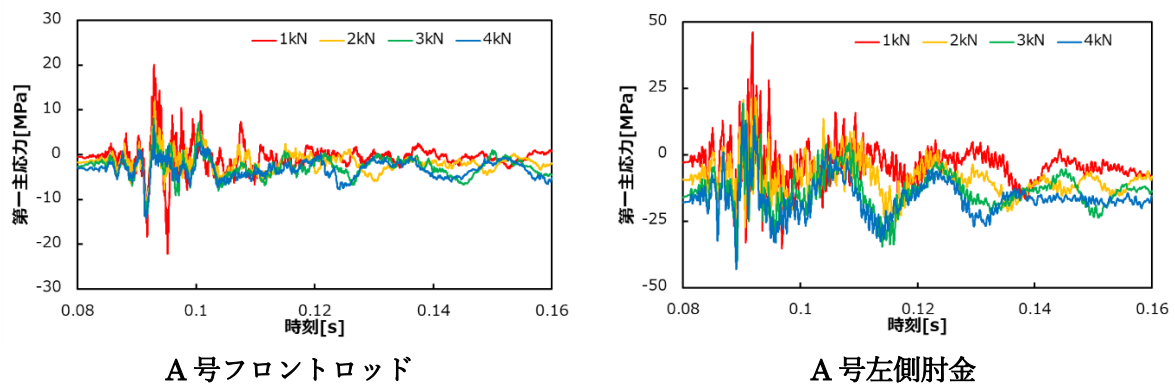
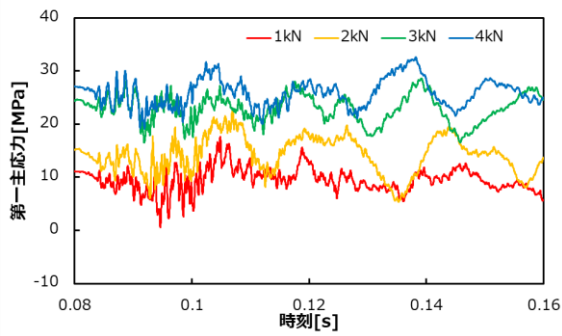


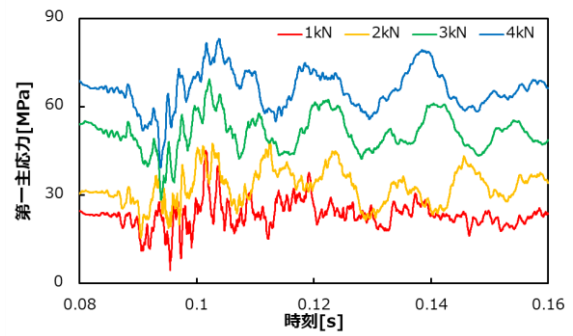
図 A.1 進路 1 における第一主応力の時刻歴

A.2 進路 2 について

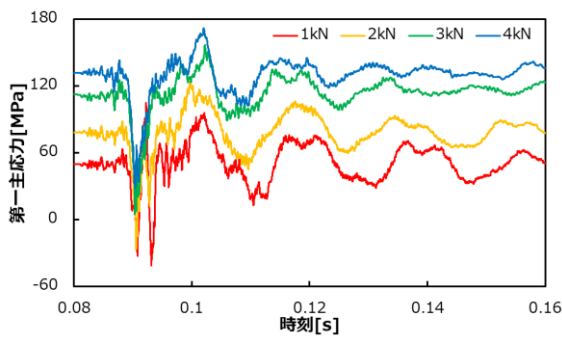




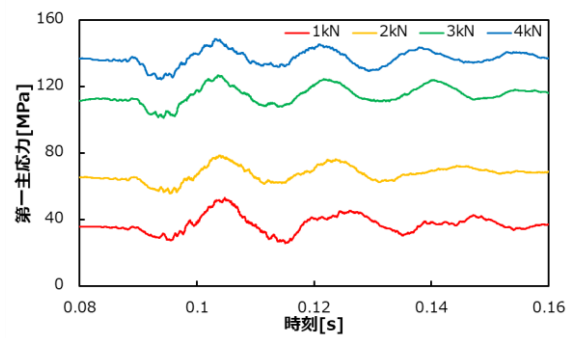
A 号転てつ棒



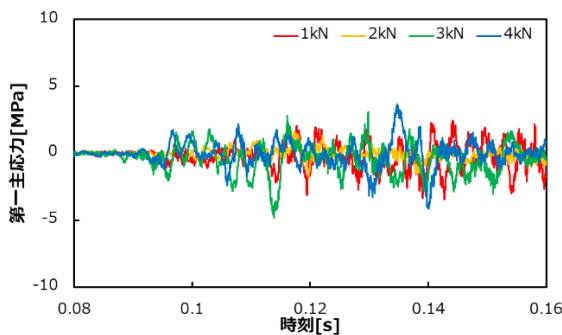
A 号スイッチアジャスタ腕金具



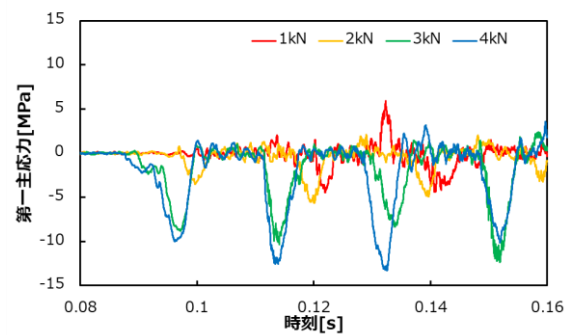
A 号左側連結板



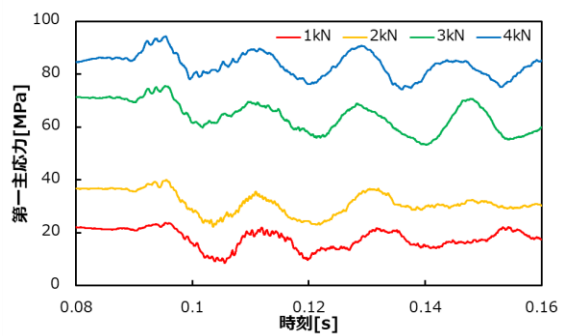
スイッチアジャスタオフセット部



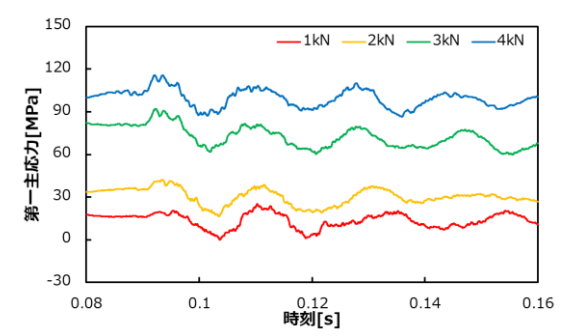
B 号フロントロッド



B 号左側肘金



B 号転てつ棒



B 号スイッチアジャスタ腕金具

図 A.2 進路 2 における第一主応力の時刻歴

付録B トングレール接触状態の調査

実際の分岐器におけるトングレール接触状態を実験線の普通分岐器を用いて調査した。ここではその手法と結果について述べる。

B.1 測定手法

B.1.1 測定の概要

本編でも述べたが、分岐器の振動伝達特性はトングレールと基本レールの接触状態の影響を受けていると考えられる。この測定では東日本旅客鉄道の実験線内にある普通分岐器を使用し、トングレールと基本レールの間に圧力測定フィルムを挟むことで圧力分布を測定し、接触状態を調べた。

B.1.2 測定に使用した圧力測定フィルム

本測定で使用した圧力測定フィルムの主要諸元を表 B.1 に示す。この測定フィルムは発色剤付きフィルムと顕色剤付きフィルムの 2 種類を重ねて使用するツーシートタイプである。一定の圧力が加わると顕色剤が赤く発色し、測定後は顕色剤付きフィルムを観察することで接触圧の分布を確認できる。ただし、この時は支持体側から観察する必要がある。また、圧力が大きいほど濃く発色する。

取扱説明書によれば、圧力を一定時間保持できる場合には、圧力を 2 分間保持することで測定することになっている。ただしこれは 2 分間加圧しなければ発色しないということではなく、瞬間的に圧力が加わっただけでも発色することに注意する必要がある。

表 B.1 圧力測定フィルム主要諸元

フィルム名称	圧力測定フィルム プレスケール
種類	ツーシートタイプ 極超低压用 (LLLW)
メーカー	富士フィルム株式会社
測定可能圧力範囲	0.2~0.6[MPa]

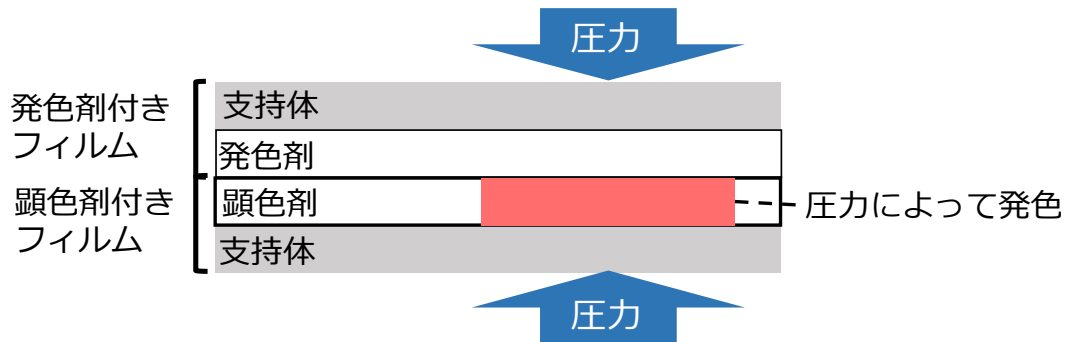


図 B.1 圧力測定フィルムの構成

B.1.3 使用分岐器と測定範囲

本測定は東日本旅客鉄道の実験線内にある 8 番片開き分岐器を用いて行われた。当該分岐器の先端付近を図 B.2 に示す。ここで転換状態はトングレール先端側から分岐器を観測した場合の左右を用いることとする。そのため、この図では分岐器は右側に転換していると呼ぶことにする。トングレールや基本レールも同様に区別する。

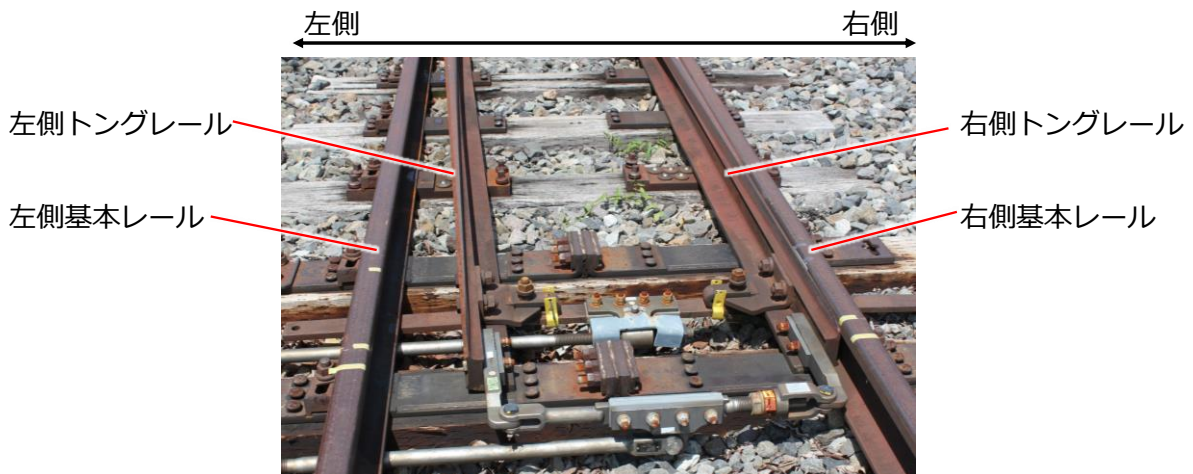


図 B.2 使用分岐器の先端付近

測定範囲について説明する。2.4.2.3 でも述べたようにトングレールは上部および底面部で基本レールと接触し、トングレール下部で床板と接触している。ここではトングレール上部と基本レール上部、トングレール底面部と基本レール下部の接触を測定する。範囲についてはトングレール先端部から、トングレールと基本レールが接触している状態において明らかに接触していないと確認できる箇所までとした。

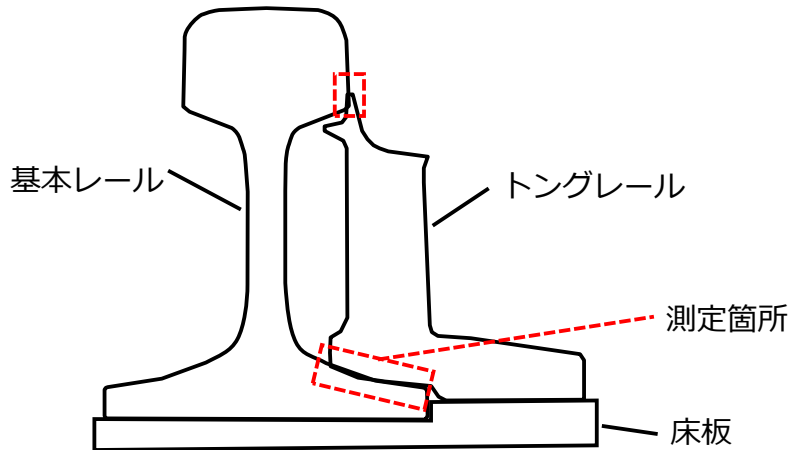


図 B.3 接触状態の測定箇所

B.1.4 圧力測定フィルム設置方法

右側に転換した状態での接触状態を測定する場合について述べる。まず、圧力測定フィルムを貼り付けるために分岐器を左側に転換させておく。その後、右側基本レールにマスキングテープを用いて圧力測定フィルムを貼り付けた。基本レール側が顕色剤付きフィルム、トングレール側が発色剤付きフィルムとなっている。この時トングレールと基本レールが接触する可能性がある場所にテープを張り付けるとテープの厚さによって接触圧が過大評価されてしまうため、トングレールと基本レールが接触しない部分で貼り付けを行った。右側基本レールに圧力測定フィルムを貼り付けた際の様子を図 B.4 に示す。

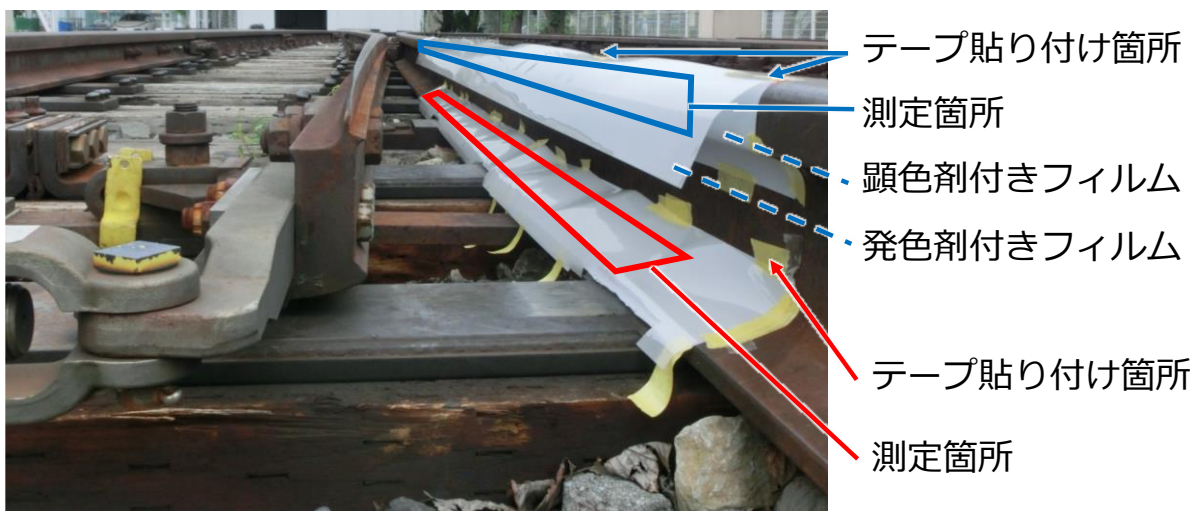


図 B.4 圧力測定フィルムを貼り付けた状態

左側転換時の接触状態測定においてもこれと同様の手法で貼り付けた。

B.1.5 分岐器測定条件

測定時の分岐器転換状態とその時の先端開口力を表 B.2 に示す。右側転換状態での測定にあたっては、前に述べたように圧力測定フィルム貼り付け時には分岐器を左側に転換している。その後、測定のために右側に転換し、2 分間待ってから再度左側に転換して圧力測定フィルムの観察と回収を行った。左側転換状態の測定ではこの操作を左右逆にして操作した。

3 回目の測定は 1 回目、2 回目の測定時の先端開口力が整備上の規定値の範囲内でなかったため、スイッチアジャスタのナットを回転、移動させることによって先端開口力を規定値の範囲内に調整した上で測定したものである。そのため 1 回目の測定で明らかに接触していないと判定した範囲については圧力測定フィルムを貼り付けていない。

表 B.2 分岐器の転換状態と先端開口力

通番	転換状態	先端開口力
1	右側転換	3.5kN
2	左側転換	0.5kN
3	右側転換	1.2kN

B.2 測定結果

B.2.1 1 回目（右側転換・先端開口力：3.5kN）

右側基本レールに張り付けた顕色剤付きフィルムの概観を図 B.5 示す。この図で赤く発色している部分が接触箇所である。大まかな傾向としてトングレール先端付近で主に発色している。



図 B.5 1 回目測定結果（概観）

トングレール先端付近に対応する箇所を拡大したものを図 B.6 に示す。基本レール上部の測定フィルムではトングレール先端部にのみ接触圧が集中していることが確認できる。また、基本レール下部では線状に発色している箇所があり、これはレールのエッジの位置と対応している。



図 B.6 1回目測定結果（先端付近拡大）

B.2.2 2回目（左側転換・先端開口力：0.5kN）

左側基本レールに張り付けた圧力測定フィルムを図 B.7 に示す。基本レール上部では1回目の測定で確認されたようなトングレールとの接触による発色は見られない。基本レール下部では、ところどころレール同士がこすれた跡が確認できる。



図 B.7 2回目測定結果

B.2.3 3 回目（右側転換・先端開口力：1.2KN）

右側基本レールに張り付けた圧力測定フィルムの概観を図 B.8 に示す。1 回目同様，基本レール上部ではトングレール先端に対応する部分で発色が確認された。また基本レール下部でもレールのエッジに対応する部分で発色が確認された。



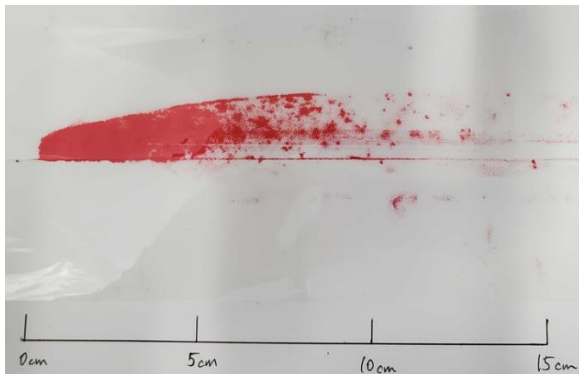
図 B.8 3 回目測定結果

B.3 結果の検討

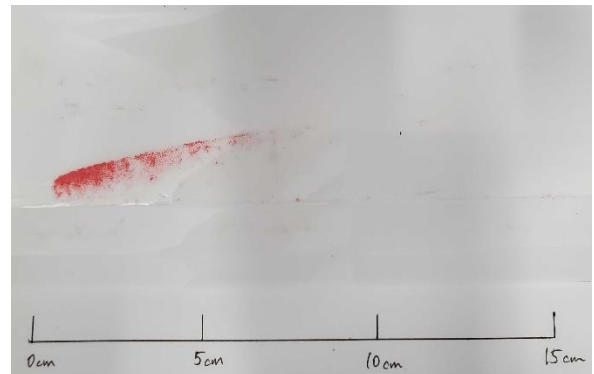
測定結果について検討する。基本レール上部とトングレール上部での接触について，右側転換状態では先端付近に接触圧が集中していたが，左側転換状態では接触が確認できなかった。これは分岐器の整備状態が悪く，左側転換状態ではトングレール先端部が基本レールと密着できていなかったことが原因と考えられる。また，右側の接触状態は図 2.17 に示した分類では先付きの傾向にあると考えられる。基本レール下部とトングレール底面部での接触については，発色剤付きフィルムと顕色剤付きフィルムがこすれたことで生じたと考えられる発色が見られたほか，右側転換状態では基本レールのエッジに対応する部分で発色が見られた。

トングレールはスイッチアジャスタや転てつ棒から力を受けて基本レールと密着している。そのため，密着力が小さくなるとトングレールと基本レールの接触圧は小さくなる。今回の測定では 1 回目の測定後にスイッチアジャスタのナットを回転させることで先端開口力を小さくしてから 3 回目の測定を行っており，この際に密着力も小さくなっていると考えられる。図 B.9 は 1 回目の測定と 3 回目の測定について，基本レール上部に張り付けた測定フィルムのトングレール先端部に対応する箇所を拡大したものである。ここで B.1.2 でも述べたように顕色剤付きフィルムを支持体側から観察しているため，B.2 で示した写真とは左右が反転している。先端開口力が小さくなったことで接触圧も小さくなっていることが確認できる。一方，基本レール下部に張り付けた測定フィルムについて 1 回目の測定と 3 回目の測定で比較すると，特に最先端部では 3 回目

の測定の方が濃く発色している。そのため、この部分は密着力に依らない要因で発色していると考えられる。

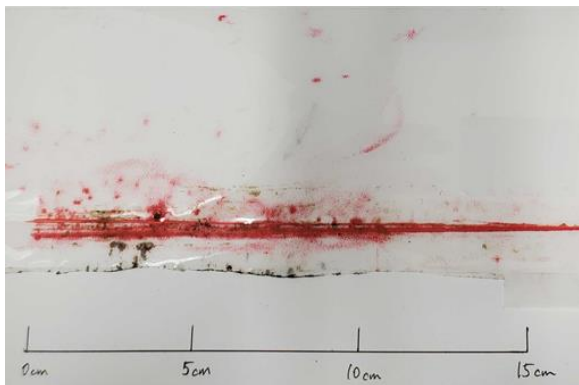


1 回目（先端開口力：3.5kN）

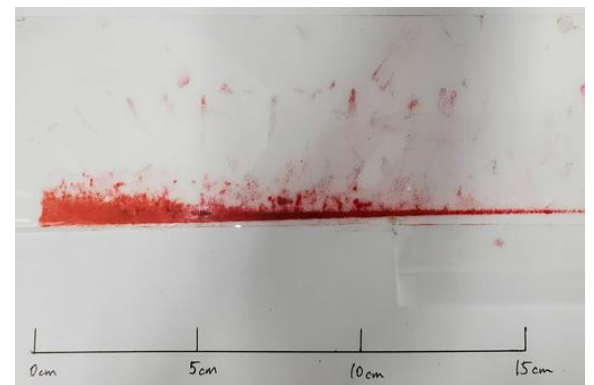


3 回目（先端開口力：1.2kN）

図 B.9 1 回目測定と 3 回目測定の比較（基本レール上部）



1 回目（先端開口力：3.5kN）



3 回目（先端開口力：1.2kN）

図 B.10 1 回目測定と 3 回目測定の比較（基本レール下部）

一部の分岐器では床板にボールベアリングを内蔵したボールベアリング床板を採用しており[2]，本測定に使用した分岐器でも図 B.11 に示すように，ボールベアリングが設置されていた。

ボールベアリング床板

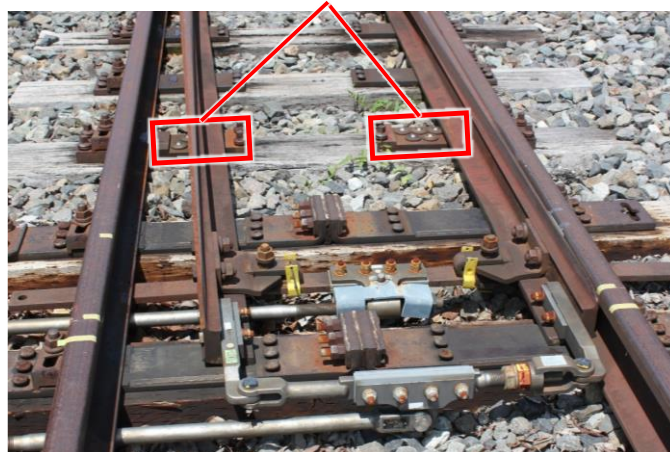


図 B.11 ボールベアリング床板

ボールベアリング床板においてトングレールと基本レールが密着していない時には、図 B.12 左側に示すようにトングレールがボールベアリングの上に乗った状態となる。この図では転換によってトングレールが左に移動し、最終的には右側の図のようにトングレールと基本レールが接触する。この時トングレールは、ボールベアリング上には乗らないように設計されている。よって転換動作時には中央の図に示すように、ボールベアリングから降りる瞬間がある。転換終了時にトングレール底面と基本レール下部が接触していなくても、トングレールがボールベアリングから降りる瞬間だけトングレール底面と基本レール下部が接触する可能性がある。右側基本レールの下部に張り付けた測定フィルムにある発色は、これが原因でついたものと考えることができる。この場合測定フィルムの発色の濃さは密着力には依存せず、トングレールがボールベアリングから降りるときのトングレールの速度などに依存すると考えられ、密着力が小さいと考えられる 3 回目の測定の方が 1 回目の測定よりも発色が濃かったことと矛盾しない。

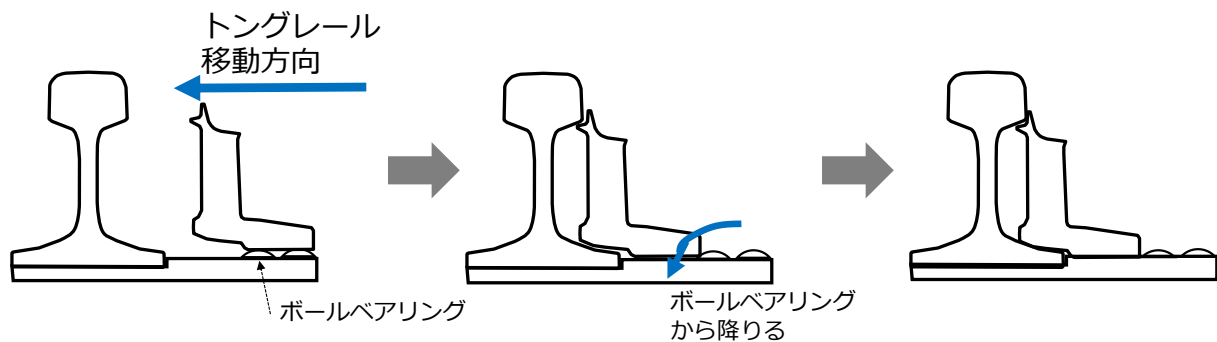


図 B.12 ボールベアリング床板での転換の様子

これが正しいと仮定すると、測定を行った分岐器では密着状態においてトングレール底面と基本レール下部はほとんど接触していないと考えられる。ただしトングレールにかかる力の釣り合いを考えると、トングレールの自重をどこかが負担する必要がある、この分岐器では床板がそれを担っていると考えられる。

本測定では基本的に測定箇所の圧力測定フィルムを触ることはできないため、顕色剤付きフィルムの上に発色剤付きフィルムを重ねた後に端部をテープで固定していた。転換動作でトングレールが基本レールと接触する際に発色剤付きフィルムがずれてしまう現象も確認され、それによって発色していると考えられる箇所があった。ボールベアリングの存在やフィルムのずれなどを考えると、発色している箇所が必ずしも転換終了時にトングレールと基本レールが接触している箇所とは断定できず、この手法でのトングレール接触状態の測定は困難と考えられる。

謝辞

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

指導教授である泉教授には、鉄道分岐器および材料力学分野に関する知見を活かし、研究の方針や解析結果の見方について様々なアドバイスをいただきました。また、波田野講師と榎間助教にも週ごとのミーティングや研究会発表の場において様々な助言をいただきました。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の金田様、佐々木様、戸丸様には定期的な打ち合わせの場を用意していただき、研究の進捗に関する助言をいただくとともに、研究に必要なデータを用意していただきました。感謝申し上げます。

また株式会社 JSOL の千代延様には解析に関して相談に応じていただき、多くの助言をいただきました。ありがとうございました。

研究室では、解析ソフトの使い方や研究の背景や分岐器に関する知識をお教えいただき、最後まで研究内容に関する助言をしていただいた重盛さんや富田さんをはじめ、先輩方に大変お世話になりました。また、研究内容や進捗について話し合った研究室の同期の皆にもお世話になりました。

最後に、どんなときも私を支えてくださっ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," vol. 23, 鉄道総研報告, 2009, pp. 29-32.
- [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, "内部資料".
- [4] 安原碩人, 伊藤周二, 鹿間政男, "フロントロッドの改良(第 1 報)," *鉄道総研報告*, 1982.
- [5] 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.
- [6] 重盛壮平, "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," 2020.
- [7] 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.
- [8] 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.
- [9] 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.
- [10] 富田悠仁, "卒業論文: 実機の使用状況を考慮した鉄道分岐器付属部品の疲労評価," 2021.
- [11] 日本産業規格, JIS E 1311, 2002.
- [12] 石田辰典, 加藤文三, "大宮駅構内に敷設された弾性可動式ダブルスリップスイッチ," *鉄道線路*, vol. 26, no. 12, pp. 612-616, 1978.
- [13] 小尾実, 堀雄一郎, "特殊分岐器における設備故障防止対策," *日本鉄道施設協会誌*, vol. 39, no. 11, pp. 887-889, 2001.
- [14] 東日本旅客鉄道, "JR 東日本社内講座教本," *施設技術入門*.
- [15] 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.
- [16] 新野善行, 鈴木正彦, 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.
- [17] 押味良和, 潮見俊介, 佐藤輝空, 椿健太郎, 高崎建, "測定手法の違いによる密着度の測定値への影響検討," 第 27 回鉄道技術・政策連合シンポジウム(J-RAIL2020)講演論文集, 2020.
- [18] 潮見俊介, 押味良和, 佐藤輝空, 椿健太郎, "密着度を指標とした転てつ装置の密着力管理に関する検討(分岐器及び転てつ装置の構造, 調整状態の影響)," 第 27 回鉄道技術・政策連合シンポジウム(J-RAIL2020)講演論文集, 2020.
- [19] 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解析," 2017.
- [20] 泉聡志, 東京大学工学部機械系学科講義用 web ノート, 2017.

-
- [21] 西本正人, 山口剛志, "列車荷重の継ぎ目部衝撃成分推定に関する検討".
 - [22] 科学特許庁金属材料技術研究所, 金属材料技術研究所疲れデータシート.
 - [23] 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.
 - [24] 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.
 - [25] 川口二俊, 田中慎一郎, 村田香, 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*.