

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

令和3年1月29日 提出

03-190214 富田 悠仁

指導教員名 泉 聡志 教授

目次

第1章 緒言.....	6
1.1 背景.....	6
1.2 先行研究.....	7
1.3 目的.....	7
1.4 本論文の構成.....	7
第2章 鉄道分岐器の仕組み.....	9
2.1 緒言.....	9
2.2 鉄道分岐器.....	9
2.2.1 分岐器の種類 [11].....	9
2.2.1.1 普通分岐器.....	9
2.2.1.2 特殊分岐器.....	10
2.2.2 列車の通過方向 [8].....	13
2.2.3 分岐器の座標系と各軸方向の名称.....	14
2.3 転てつ装置と転換動作.....	14
2.3.1 転てつ装置を構成する部品.....	14
2.3.1.1 電気転てつ機.....	15
2.3.1.2 スイッチアジャスタ、転てつ棒.....	15
2.3.1.3 フロントロッド.....	15
2.3.2 転てつ機の機能 [12].....	16
2.3.2.1 転換機能.....	16
2.3.2.2 照査機能.....	16
2.3.2.3 鎖錠機能.....	17
2.3.2.4 伝達機能.....	17
2.4 分岐器の転換不能について.....	17
2.4.1 転換不能の要因.....	17
2.4.2 過去の肘金折損事例.....	18
2.4.3 肘金折損につながる要因.....	19
2.4.3.1 トングレール後端部の状態.....	19
2.4.3.2 分岐器の構造.....	20
2.4.3.3 分岐器の調整状態.....	21
2.4.3.4 分岐器の設置環境.....	21
2.4.3.5 レールの調整状態.....	21
2.4.3.6 通過車両の重量.....	21
2.4.4 本研究でのアプローチ.....	22

第3章 有限要素モデリング	23
3.1 緒言	23
3.2 モデリング	23
3.2.1 モデリング範囲	23
3.2.2 レールモデリング	24
3.2.3 肘金部モデリング	24
3.2.3.1 ボルトのモデリング	25
3.2.3.2 トルクと軸力の関係式	26
3.2.4 接続かん、動作かん、転てつ装置モデリング	26
3.2.5 マクラギモデリング	27
3.3 荷重条件	30
3.3.1 衝撃振動荷重条件	30
3.3.1.1 入力位置	30
3.3.1.2 入力波形	31
3.3.1.3 解析条件	32
3.3.2 輪重由来振動荷重条件	34
3.3.2.1 入力位置	35
3.3.2.2 入力波形	35
3.3.2.3 解析条件	36
第4章 解析結果	38
4.1 緒言	38
4.2 解析結果と実測データの比較	38
4.2.1 衝撃振動解析結果と実測データの比較	38
4.2.1.1 トングレール後端振動加速度振動波形比較	38
4.2.1.2 肘金部振動加速度	39
4.2.2 輪重由来振動解析結果と実測データの比較	40
4.2.2.1 荷重点の影響	40
4.2.2.1.1 LC 進路について	40
4.2.2.1.2 LS 進路について	41
4.2.2.2 輪重由来振動解析結果と実測データの比較	42
4.2.2.2.1 動力車についての実測データと解析結果の比較	43
4.2.2.2.2 付随車についての実測データと解析結果の比較	44
4.3 応力が集中する箇所の特定	44
4.4 衝撃振動による修正等価応力振幅の値の予測	46
4.5 輪重由来振動と疲労箇所	49
4.5.1 荷重と沈み込み量の関係	49
4.5.1.1 LC 進路について	50

4.5.1.2 LS進路について	51
4.5.2 トングレールマクラギ接触判定	52
4.5.3 輪重由来振動による修正等価応力振幅の予測.....	53
4.6 考察.....	56
第5章 実機の疲労寿命予測.....	57
5.1 緒言.....	57
5.2 衝撃振動による影響.....	57
5.3 輪重由来振動による影響	57
5.4 寿命予測	58
5.4.1 疲労破壊に至る回数の算出.....	58
5.4.2 疲労寿命の計算 [17].....	59
5.4.3 実機の疲労寿命の算出	60
第6章 結論.....	62
6.1 結論.....	62
6.2 課題と展望.....	62
謝辞	63
参考文献	64

図目次

図 2.1 営業線に設置された普通分岐器.....	9
図 2.2 普通分岐器の種類.....	10
図 2.3 代表的な特殊分岐器の種類.....	11
図 2.4 ダブルスリップ分岐器の外観.....	11
図 2.5 ダブルスリップ分岐器の構成図.....	12
図 2.6 対向通過と背向通過.....	13
図 2.7 転てつ装置および構成部品.....	15
図 2.8 電気転てつ機内鎖錠機構.....	17
図 2.9 継ぎ目部を横から見た様子.....	20
図 2.10 継ぎ目部を上から見た様子.....	20
図 3.1 分岐器モデル上面図.....	24
図 3.2 分岐器モデルアイソメ図.....	24
図 3.3 A号フロントロッド肘金部周辺図.....	25
図 3.4 LS進路トングレール肘金部周辺図.....	26
図 3.5 接続かん及び動作かん周辺の図.....	27
図 3.6 特性を変更したばね要素(LC進路).....	28
図 3.7 特性を変更したばね要素(LS進路).....	29
図 3.8 衝撃振動解析に用いたばね要素の荷重-変位曲線.....	29
図 3.9 輪重由来振動解析に用いたばね要素の荷重-変位曲線.....	30
図 3.10 荷重の入力方向(LC進路).....	31
図 3.11 荷重の入力方向(LS進路).....	31
図 3.12 衝撃振動荷重波形.....	32
図 3.13 LC進路対向通過時トングレール後端鉛直加速度.....	33
図 3.14 トングレール-マクラギ間の鉛直方向荷重-変位曲線.....	34
図 3.15 接続かんの軌間内外方向荷重-変位曲線.....	34
図 3.16 先行研究におけるLC進路の荷重入力点.....	35
図 3.17 輪重由来振動入力荷重波形.....	36
図 4.1 後端部鉛直加速度波形.....	39
図 4.2 肘金鉛直加速度波形.....	40
図 4.3 荷重を入力した節点の位置と肘金部修正等価応力振幅最大値の関係(LC進路).....	41
図 4.4 荷重を入力した節点の位置と肘金部修正等価応力振幅最大値の関係(LS進路).....	42
図 4.5 実測フロントロッド軸力波形.....	43
図 4.6 動力車通過時のフロントロッド軸力の分布.....	43

図 4.7 制御車通過時のフロントロッド軸力の分布.....	44
図 4.8 疲労箇所 A 衝撃振動解析結果.....	47
図 4.9 疲労箇所 B 衝撃振動解析結果.....	47
図 4.10 疲労箇所 C 衝撃振動解析結果.....	48
図 4.11 疲労箇所 D 衝撃振動解析結果.....	48
図 4.12 変位を確認した節点(LC 進路).....	50
図 4.13 トングレール荷重—変位曲線(LC 進路).....	50
図 4.14 変位を確認した節点(LS 進路).....	51
図 4.15 トングレール荷重—変位曲線(LS 進路).....	52
図 4.16 疲労箇所 A 解析結果.....	54
図 4.17 疲労箇所 B 解析結果.....	54
図 4.18 疲労箇所 C 解析結果.....	55
図 4.19 疲労箇所 D 解析結果.....	55
図 5.1 S25C の SN 線図.....	59
図 5.2 S25C の SN 線図及び外挿線.....	59

第1章 緒言

1.1 背景

鉄道で列車の進行方向を変更する際には一般的に分岐器が用いられる。分岐器は設置する箇所の状況や列車の進路方向の構成によってさまざまな種類や形状のものが存在するが、いずれの分岐器も可動なレールであるトングレールを動かすことで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。このようにトングレールを密着させる方向を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て分岐器を転換させる装置のことを転てつ装置と呼ぶ。この転てつ装置に故障が生じて転換不能になると列車が通過することができなくなり、運転見合わせや遅延につながるってしまう。そのため、転てつ装置は定期的に交換され、またメンテナンスが行われている。一方、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が少なくすむような構造の分岐器の研究開発が行われてきた。

転てつ装置の部品のうち、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と呼ばれる部品について着目する。フロントロッドはトングレールに伴って動き、フロントロッドと電気転てつ機をつなぐ接続かんと呼ばれる棒状の部品を介して、トングレール先端の位置情報が電気転てつ機に伝達される。電気転てつ機では、内部にある照査機構によってトングレール先端部の位置が正常であることを確認し、転換が正しく行われたと判定されることで列車が通行できる [3]ようになる。そのため、トングレールが正しく転換されている場合でも、何らかの原因によって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で転換が正常でないと判定され、列車の通過ができなくなる。

このように位置に不備をきたす原因として、接続かんとフロントロッドを接続する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肘金と呼ばれる部品の折損が考えられる [4]。これら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おり、その振動は二種類に大分される。一つ目は列車が分岐器のトングレールの後端部、すなわちフロントロッドと接続しない側の端部にあるレールの継ぎ目を通過する際に発生す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際にレールが輪重によってたわむことにより生じる低周波振動である。これらによってフロントロッドが折損する事例も報告されており、列車の通過は転てつ装置に大きな負荷を与えている [5]。

軸受けの摩耗や肘金の折損が生じる明確な原因は明らかになっていないが、経験的に分岐器を長期にわたって使用するにつれ転換不能を引き起こす原因が進行することがわかっている。このため、フロントロッドや肘金は時間計画保全の考え方によって定期的に交換されている。しかし、その交換周期は分岐器の設置状態や通過する列車の本数などに関係なく経験的に決められており、それらの部品の寿命と比較して必要以上に交換が行われている可能性がある。そのため、分岐器の種類や通過列車の車両の種類および通過する頻度、また分岐器の設置環境を考慮して適切な部

品交換周期を設定することで、メンテナンスコストを低減できる可能性がある。しかし、すべての分岐器に対して現地調査をすることで振動特性を把握し、各々の最適な交換周期を算出するという手法は甚大なコストと時間を要するため、非現実的である。そのため、分岐器の形状や設置条件の変化によって分岐器の振動特性がどのように変わるのかを、有限要素解析や統計的手法などを組み合わせることによって明らかにし、軸受けの摩耗や肘金の疲労を評価してそれぞれ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

軸受けの摩耗は滑り速度が大きい高周波振動の影響が強いと考えられ、普通分岐器について高周波振動を発生させたときの過渡応答を模した有限要素解析を実施し、その解析で求められた軸受けの接触力及び滑り速度をもとに軸受け部の摩耗量を推定する研究が行われた [6]。ダブルスリップ分岐器についても高周波振動を発生させた際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研究が行われた [7]。これらの研究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について、振動特性を再現したモデルを用いて行われたものであるが、それらの手法を応用し振動波形測定を実施していない多数の分岐器についても、分岐器の設置状況を考慮し摩耗を予測する研究が行われている [8]。

肘金の折損については、高周波振動について肘金のボルト締結部の条件 [9]やフロントロッドの伸長の影響 [10]を考慮し普通分岐器モデルに振動を与えた際の有限要素解析がなされ、肘金各部の応力を評価し疲労への影響を明らかにした。低周波振動についても、ダブルスリップ分岐器モデルに低周波振動を与える有限要素解析が行われ、その過渡応答による肘金の疲労への影響の評価がなされた。また、レール下の保守状態をモデルに反映し低周波振動を与える有限要素解析が行われ、分岐器の保守状態と肘金の疲労の関係を明らかにするアプローチが行われた [11]。

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、ボルト締結部の状態やフロントロッドの伸長状態を考慮した高周波振動による肘金部の疲労評価、および低周波振動を再現し、肘金部の疲労を評価する研究が行われてきた。

そこで本研究では、これまで着目してこなかった設置状態による影響を考慮し、高周波振動及び低周波振動の両方の影響を調べることで、振動波形測定を実施していない多数の分岐器に対し肘金部の寿命を予測する手法を確立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に関する用語や仕組みを述べる。

第3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の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から衝撃振動及び輪重由来振動による応力振幅の値との関係について検討する。

第5章では設置条件から輪重由来振動及び衝撃振動の両方を考慮して分岐器肘金部の疲労寿命を求める方法をもとめる。

最後に、第6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の名称や仕組みについて説明をし、転換不良が起こる原因についても説明する。

2.2 鉄道分岐器

線路を2つ以上の方向に分岐させ、トングレールと呼ばれる可動レールが動くことにより列車の進路を選択された方向に振り分ける機構を鉄道分岐器と呼ぶ。営業線に敷設された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普通分岐器

2.2.1 分岐器の種類 [11]

分岐器には設置箇所の線路の特性に応じて複数の形状のものが使い分けられており、それらは普通分岐器と特殊分岐器の二つに大別される。

2.2.1.1 普通分岐器

普通分岐器は1つの進路を2つの進路へと振り分ける分岐器である。規格化がされており、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行われている。普通分岐器には図 2. に示すような種類が存在し、設置環境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

2.2.1.2 特殊分岐器

特殊分岐器は1進路を2進路だけではなく、多くの進路に分岐させることのできる分岐器である。設置場所の状況に合わせた寸法や形状で作られ、多くの用途で用いられている。それゆえ特殊分岐器には多様な種類が存在するが、そのうち代表的な構造の例を以下に示す。

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	渡り線 並行する2つの軌道	

る渡り線で連絡する分岐器

を連絡する分岐器

図 2.3 代表的な特殊分岐器の種類

特殊分岐器は構造に制約がなく設置場所に応じて寸法や形状を決めることができるため、スペースや構造の制約により普通分岐器を設置できないような場所にも設置することが可能である。しかし、構造が規格化されていないという点で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べて構造が複雑で可動部分が大きいため、部品の交換周期が短く設定されている。

本研究の対象とする分岐器であるダブルスリップ分岐器について詳しく述べる。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二本の渡り線及びそれらに対応するスリップポイントを付加することで、交差する軌道に対し直進する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。

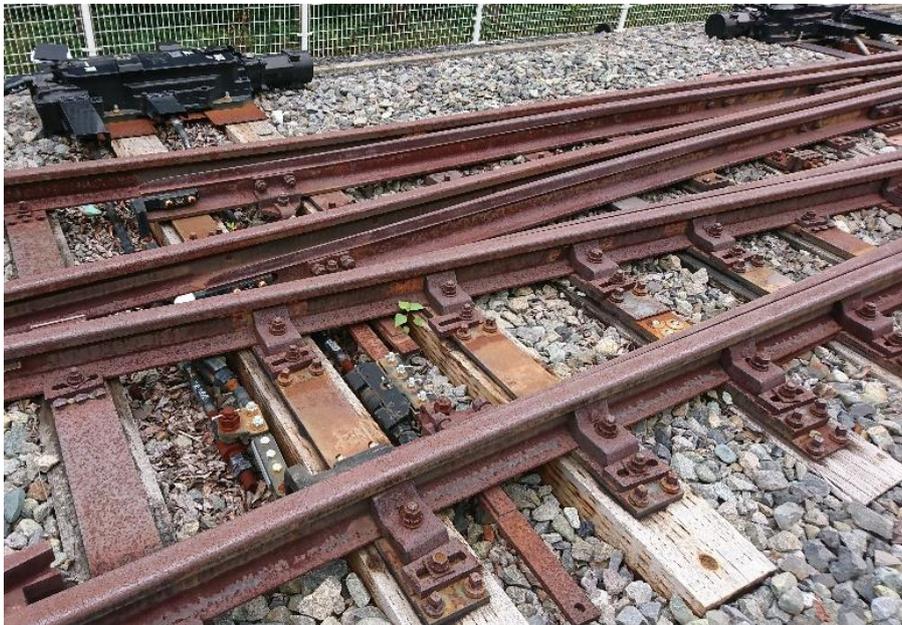


図 2.4 ダブルスリップ分岐器の外観

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ている。

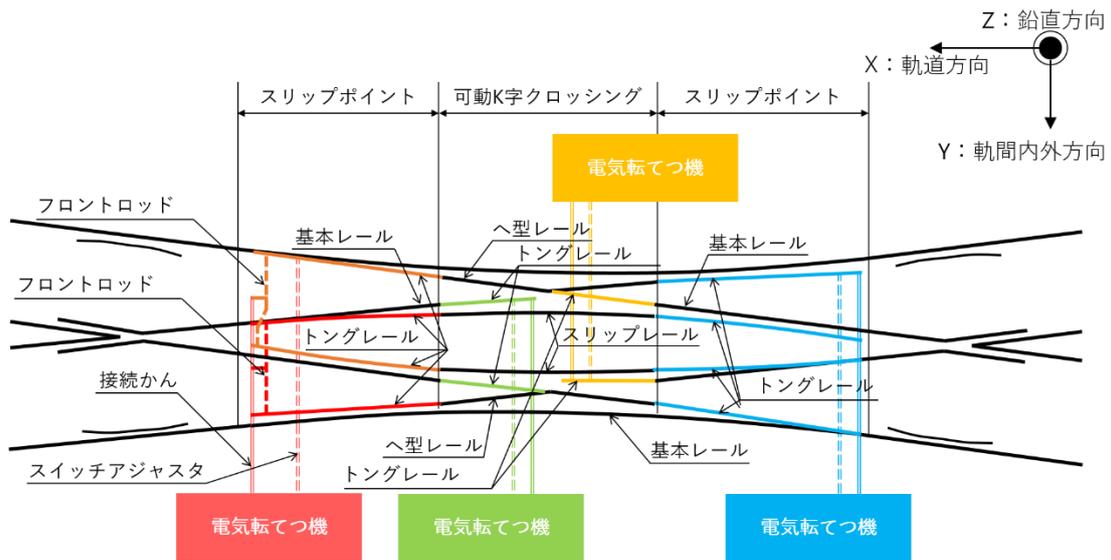


図 2.5 ダブルスリップ分岐器の構成図

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 台設置された電気転てつ機が各々 2 本のトングレールを動かすことで交差する進路を振り分ける。ここで、トングレールとは進路を変更するために動く可動レールのことである。トングレールは二本のレールが一体となって動き、いずれの進路を構成しているときでも固定されたへ型レールに対して二本のトングレールのうち 1 本が接し、もう一本は接していない状態となる。トングレールの前後方向に関して、端が細くなっており固定されたレールに接するほうの端部を先端と呼び、その反対側にあるトングレール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存在するスリップポイント部は片開き分岐器を二組並べたような構造をしており、各々 4 本のトングレール、およびそれらを動かす電気転てつ機 1 台が存在する。4 本のトングレールの構成については 2 本 1 組のトングレールの組が二つ存在するものと考えることができ、図においては赤のトングレールの組とオレンジのトングレールの組と対応している。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当に転てつ装置が動くことで進路を構成する。これによって図 2.5 の左側の二方向より来た列車を右側の二方向に向けて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できるが、構造が複雑であり部品の数も多いため、設置やメンテナンスが難しい。また構成部品が多いことが弱点箇所増加につながり、レールのふく進やマクラギ間隔狂いが生じやすく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て発生しやすい。

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から図の左半分を対象とし、より複雑な構造であるスリップポイント部に着目する。

2.2.2 列車の通過方向 [8]

分岐器の通過方向には名称がつけられている。普通分岐器では、図 2.6 のように軌道が分岐する方向に列車が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。

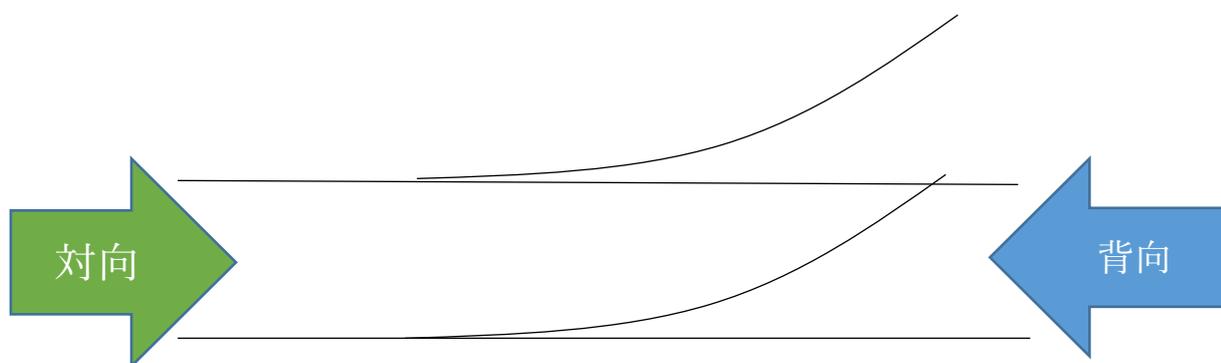


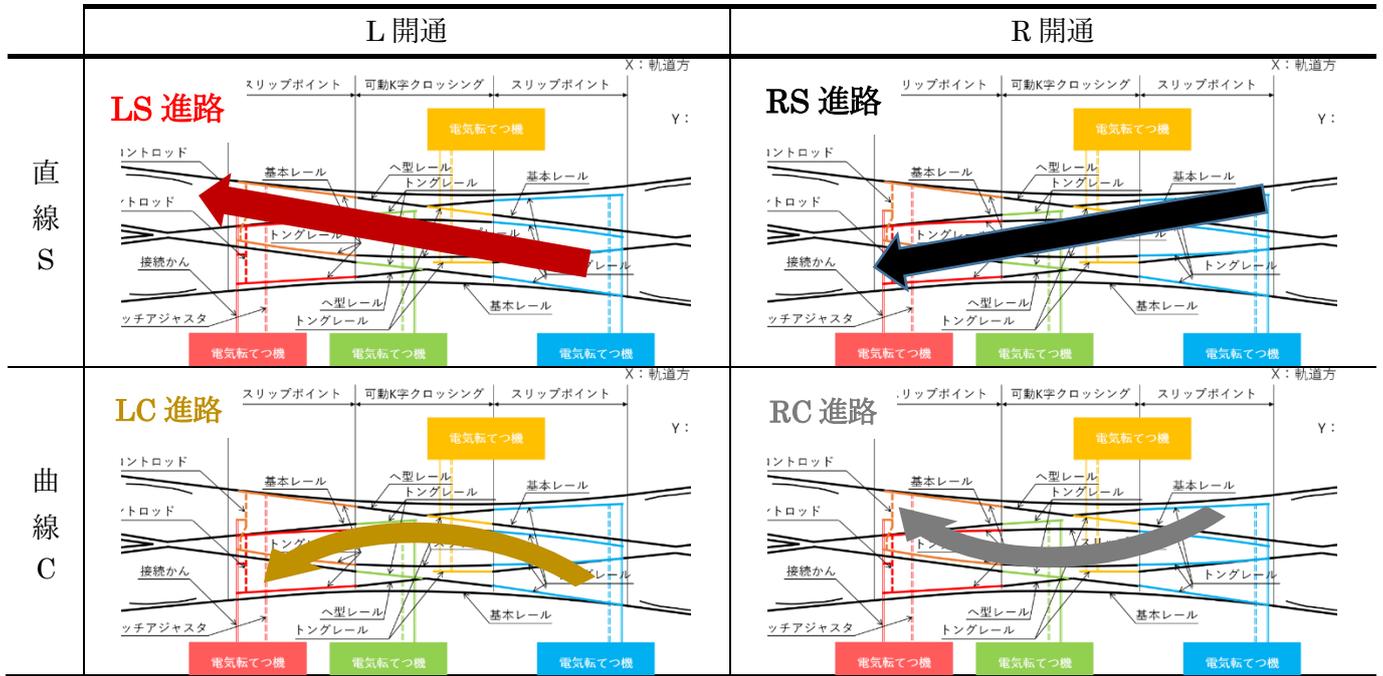
図 2.6 対向通過と背向通過

ダブルスリップ分岐器においても同様に対向通過と背向通過となる向きが定義されており、まず可動 K 字クロッシング部においては図の中心から左右両端に向かう方向が対向通過であり、反対に図の左右両端から中心に向かう方向が背向通過である。一方、スリップポイント部については逆に、左右両端から内側に向かう方向が対向通過で、中心から左右両端に向かう方向が背向通過となる。

また、分岐器の開通状態に関しても名称が定められている。線路に設置されている各々の分岐器の開通状態に関して通常保持すべき方向が定められており、これを定位と呼ぶ。一方、必要な時に限って切り替える方向について反位と呼ぶ。普通分岐器であれば直進方向が定位とされることが多いが、特殊分岐器については定位や反位の定め方は設置箇所によって異なることがある。

本研究ではダブルスリップ分岐器における方向と進路の呼称について先行研究と同様にすることとし、その定め方について以下に述べる。まず、トングレールの左右について表 2.1 中のそれぞれの図で検証範囲よりも左側から観測した際の分岐器装置の状態から定めることとする。次に開通方向について、トングレールが左側の基本レールに接している時を左開通として L 進路、逆に右側の基本レールに接している時を右開通として R とする。さらに直線状に通過するときに S を付し、反対に曲線状に通過する時に C を付する。またトングレールの呼び方について、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。トングレールについて左右の定め方は先ほどと同様とする。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角に対応する矢印を記載している。

表 2.1 分岐器の開通方向及び列車の通過方向に対する呼称の一覧



2.2.3 分岐器の座標系と各軸方向の名称

本研究では図のように座標系を定義し、それぞれの軸方向について以下のように呼称する。レールと平行な方向を X 軸とし、軌道方向と呼ぶ。また、図の左向きを正とする。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。図の下向きを正とする。さらに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、すなわち図の紙面上向きを正とする。

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し構成するために動作する部分全体のことを転てつ装置と呼ぶ。本研究では現在多くの鉄道の路線で導入されている電気を動力とする転てつ機に着目し、その構成部品と機能について説明する。

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全体図について図 2.7 に示す。

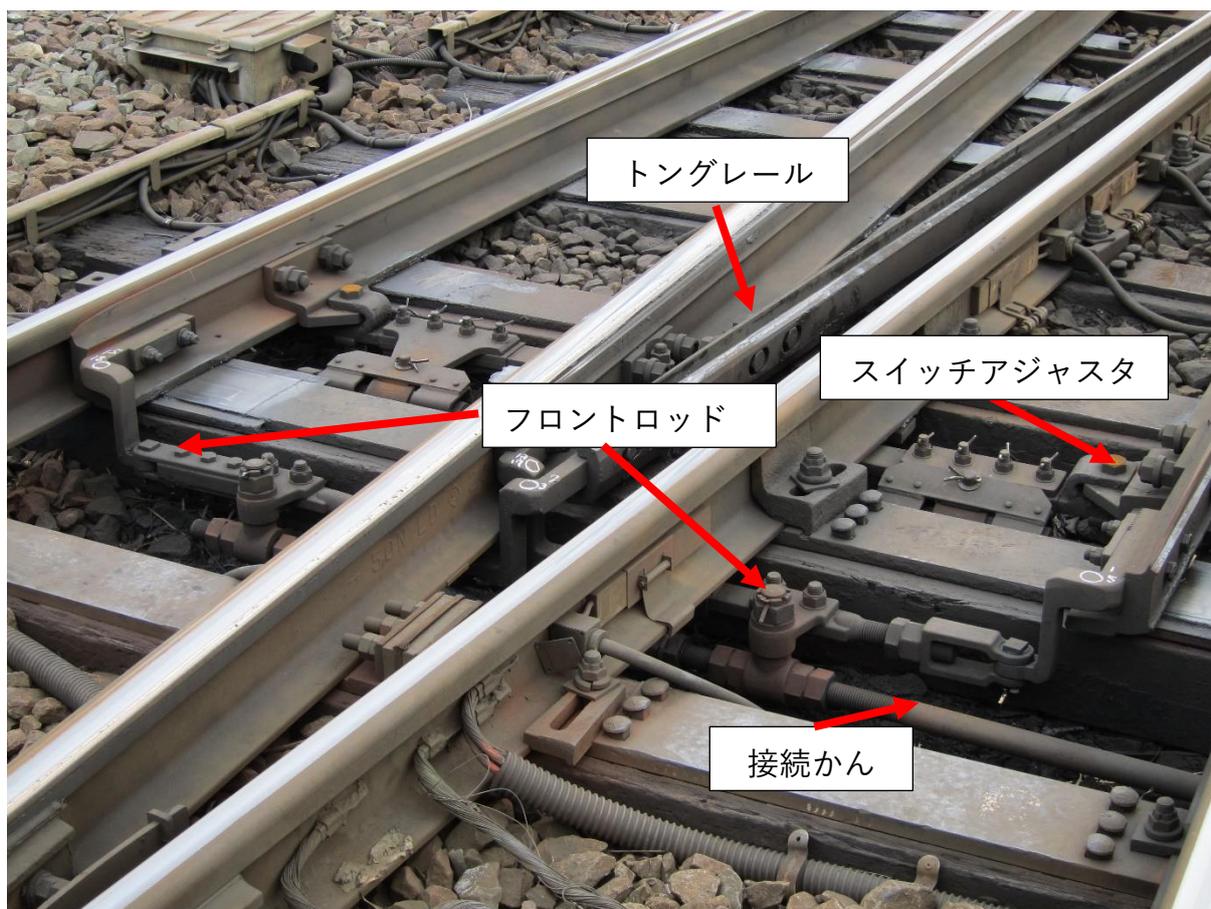


図 2.7 転てつ装置および構成部品

2.3.1.1 電気転てつ機

電気転てつ機は内部のモーターが生み出す動力によって分岐器の進路を転換させる装置である。モーターの回転運動は転てつ機内部の機構によって並進運動に変換され、動作かんやスイッチアジャスタ、および転てつ棒を介して動力が伝わりトングレールが動く。転換動作が正常に完了したかどう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ような機構も組み込まれている。

本研究では、日本の在来線において多く用いられている NS 型と呼ばれる種類の電気転てつ機が取り付けられた転てつ装置について取り扱い、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、転てつ棒

スイッチアジャスタは、電気転てつ機が生み出した動力を動作かんを介して受け取り、転てつ棒を通じてトングレールに伝える装置で、トングレールを左右に移動させる役割だけでなく、密着力を加えトングレールを基本レールに押し付け、トングレールの位置を拘束する役割を持つ。この密着力の値は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がされている。

2.3.1.3 フロントロッド

フロントロッドはトングレールの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連動して左右に動くことから、接続かんを介して電気転てつ機にトングレールの先端部の位置情報を伝える機能を持つ。フロントロッドにはトングレール先端の軌間広さを適切な値に保つという役割もある。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密着力を与えているにも関わらずトングレールの先端に隙間が生まれ、列車通過時に脱線などの重大な事故が起こる可能性がある [3]が、軌間広さを保つことでこのような事象を防ぐ機能を持っている。

2.3.2 転てつ機の機能 [12]

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、分岐器各部のトングレールを動かすことにより、入力された列車の進路を構成する機能である。電気モーターを動力として転換動作を行うが、この時に必要となる力は天候などの条件によって変化することがあるので、その影響も考慮し動作に必要な力が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、転換動作が終了した後にトングレールが所定の位置にいるかどうかを判定する機能である。図 2.8 に示すような電気転てつ機の内部の鎖錠機構により、照査機能と鎖錠機がともに実現されている。

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ルの先端部につながる鎖錠かんがある。この鎖錠かんには分岐器の開通方向により2本あるロックピースのいずれかをはめ込む切り欠きがある。

転換が行われる際の転てつ機各部の動作について説明する。まず、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位置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し、トングレールを基本レールに密着させる。この時、鎖錠かんも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いるため、動作かんの移動に伴い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はじめと異なる切り欠きにロックピースを引き込み、切り欠きが正しく位置していてロックピースを収めることができれば正常に転換が完了したと判定される。

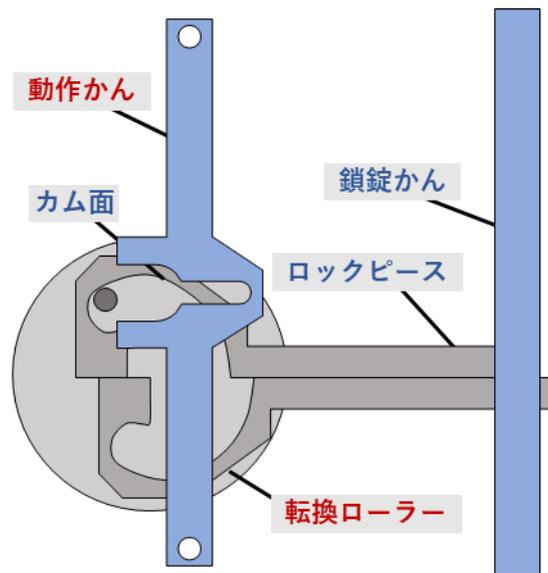


図 2.8 電気転てつ機内鎖錠機構

2.3.2.3 鎖錠機能

鎖錠機能とは、転換終了後にトングレールが動かないように転てつ装置各部の状態を保つ機能である。これは電気転てつ機の内部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ことによって実現しており、これを「主の鎖錠」と呼ぶ。また、照査機能の説明中でも触れたように、ロックピースが鎖錠かんの切り欠きに収まって位置を拘束しているため、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動かない。これを「補の鎖錠」と呼び、この機構のため仮に主の鎖錠の機構が故障した場合でも最低限の位置の保持機能を果たすことができるようになっている。

2.3.2.4 伝達機能

伝達機能は、転換方向や鎖錠といった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。本研究とは直接関係しないため、詳細は省略する。

2.4 分岐器の転換不能について

分岐器に故障などが生じると転換不能な状態となることがあり、これによって列車の遅延や運転の見合わせといった事態が引き起こされてしまう。この節では転換不能となる要因として考えられるものを挙げ、本研究で注目する分岐器付属部品品の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

転てつ装置において転換不能となる要因には大きく分けて二つあり、一つ目はトングレールの移動が正常に完了していないことが挙げられる。そしてもう一つは、トングレールが移動して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り、転換不能とみなされることが挙げられる。以下にそれぞれの要因について詳しく解説する。

まずトングレールの移動に不備が起こってしまう場合について、発生する原因としては、トングレールと基本レールとの間に異物が挟まる、レールがふく進する、転換負荷の増大による動作不良等が考えられる。このようなケースで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。このような要因で転換不能になる場合、転てつ機の転換中の負荷データが正常時と異なる挙動を示す傾向があるため、このデータを参照することにより転換不能の発生を予測する取り組みが行われている [13]。

次に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、その要因としてロック偏移と呼ばれる現象が考えられる [3]。ロック偏移とは、トングレールが固定レールに密着した状態において、鎖錠かんの切り欠きの位置が所定の位置からずれることである。鎖錠かんの切り欠きの幅はロックピースの幅より 3mm 大きく作られているため、1.5mm までのずれを許容することができるが、何らかの原因によりこの値よりも大きなずれが生じるとロックピースが切り欠きに収まらなくなり、転換が正常に完了したと判定されなくなってしまう。ロック偏移による転換不良を起こす原因としては、整備不良によるフロントロッドの位置のずれや、レールのふく進、温度変化によるフロントロッドやレールの熱変形、およびトングレールから鎖錠かんをつなぐ箇所に複数存在する軸受けの摩耗などが挙げられる。軸受けの摩耗を原因とする転換不良が生じるのを防ぐためフロントロッド等の部品は定期的に交換がなされており、その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。しかしながらこの交換周期は経験的に決められたものであり、分岐器ごとの実際の摩耗状況に対して適切な年数となっていない可能性がある。そこで軸受けの摩耗量を予測し合理的な交換周期を算出するために、普通分岐器や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 過去の肘金折損事例

JR 東日本管内で過去に発生した肘金部の折損について、その事例を表 2.2 に示す。なお、折損事故が発生した具体的な場所については伏せている。d 駅構内の分岐器については 2 回折損が生じていることがわかる。表のすべての事例で列車の通過に伴う疲労が原因と考えられる亀裂が確認されており、折損の原因が疲労破壊であると考えられている。破損箇所についてはトングレールを締結するボルトや長穴で破損している事例が多い。

表 2.2 過去に発生した肘金部の折損の事例

事例番号	発生場所	破損箇所	破損モード
1	A 駅構内	先端部ボルト長穴	疲労破壊
2	B 駅構内	先端部ボルト長穴	疲労破壊
3	C 駅構内	肘金部ボルト	疲労破壊
4	D 駅構内	先端部ボルト長穴	疲労破壊
5	E 駅構内	肘金部ボルト	疲労破壊
6	F 駅構内	肘金部先端側ボルト	疲労破壊
7	G 駅構内	先端部ボルト長穴	疲労破壊
8	H 駅構内	先端部ボルト長穴	疲労破壊
9	D 駅構内	先端部ボルト長穴	疲労破壊

2.4.3 肘金折損につながる要因

本研究ではフロントロッドに取り付けられた肘金部の折損の現象に注目する。肘金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いる。

分岐器で発生する振動には様々な種類が考えられるが、主として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。二つの振動の強さについて比較すると、転換時に発生する振動は列車通過時にかかる振動に比べ、分岐器にかかる負荷が小さく振動波形の振幅が小さい。また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掛けた回数が発生するのに対し、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、後者は前者と比べて十分少ないといえる。以上より大きさと頻度がともに比較的小さい転換時の振動の影響は列車通過時の振動の影響よりも十分小さいと考えることができ、本研究では列車通過時の振動の影響のみを考えることとする。

列車通過時に発生する振動についても大きく分けて二種類あり、それはトングレーール後端部で発生する高周波振動と車軸がトングレーール上を進む際に発生する低周波振動である。トングレー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ールへと乗り移る際に車輪がトングレーール後端部の継ぎ目に接触することで生じる。またこの振動がトングレーールを伝わることで肘金部に応力集中を引き起こし疲労の一因となる。以降、この振動を衝撃振動と呼ぶこととする。続いて車軸通過による低周波振動は、トングレーール上を車軸が通過する際、鉛直方向に輪重、水平方向に横圧を受けてトングレーールがたわむことで生じる。この振動によってフロントロッドに軸力が発生し、肘金部にも応力集中が引き起こされると考えられる。以降、この振動を輪重由来振動と呼ぶこととする。本研究ではこれら両方の振動による影響を考える。

2.4.3.1 トングレーール後端部の状態

分岐器にはトングレーと固定レールとの間に継ぎ目がある関節方式と、トングレーと固定レールとが一体となっている弾性方式の二種類が存在する。衝撃振動は継ぎ目部において発生するため、弾性方式を採用した分岐器は振動の影響を低減できるという利点がある一方、コストが高くなるため普及は進んでおらず、一般的に設置されている分岐器は関節方式を採用したものがほとんどである。これより、本研究では分岐器及びその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の対象とする。

関節方式の分岐器に加わる衝撃振動を考えるうえで、トングレー後端部と固定レールの継ぎ目付近のレールの状態を評価する必要がある、その指標となる値について以下に説明する。図 2.9 は継ぎ目部を横から見た様子であるが、この時のレール同士の踏面の高さの差を段違い量、という。また図 2.10 は継ぎ目部を上から見た様子であり、この時の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壊につながると考えられる。そのため、段違い量、目違い量ともに整備上の限界値が定められている [4]。



図 2.9 継ぎ目部を横から見た様子

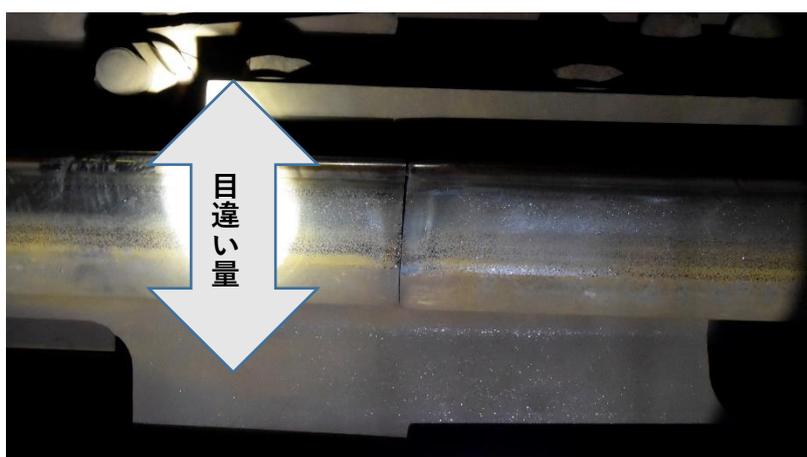


図 2.10 継ぎ目部を上から見た様子

2.4.3.2 分岐器の構造

2.2.1 で述べた通り、分岐器には特殊分岐器及び普通分岐器のそれぞれについて様々な形状のも

のが存在する。分岐器の種類が変わると部品の形状や配置などが変わり、また特殊分岐器については設置環境によっても設計が変わるので、それらの違いによって衝撃振動や輪重由来振動が生じた際の分岐器の振動特性が変化し、肘金やフロントロッドに伝わる振動の大きさも変わる可能性がある。

2.4.3.3 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、規定の密着力の値でトングレールを固定レールに押し付けるために定期的に調整が行われている。また、動作かんの調整だけで規定の密着力の値にできない際、フロントロッドの長さを調整することで密着力を規定の値に合うようにすることがある。これにより部品の接触状態が変化し、分岐器の振動特性が変化することがある。 [10]

2.4.3.4 分岐器の設置環境

分岐器の大部分は屋外に設置されているため、日夜の温度変化によって部品が熱膨張を繰り返し、雨や雪、風にさらされて腐食などが生じていると考えられる。そのため、このような環境の違いに分岐器の各部品が影響を受けている可能性がある。

2.4.3.5 レールの調整状態

レールには床板が締結されており、この床板が枕木に犬クギで打ち込まれることにより、レールとマクラギの間の拘束が固定されている。しかしながら、分岐器の調整状態によりこの拘束が不完全なものとなり、列車が通過する際にレールが沈みこむ可能性がある。

ダブルスリップ分岐器の振動の実測試験を行った際、トングレール先端部において列車が通過する際にレールが鉛直方向に沈み込む現象が確認された。これについて、列車の車軸が通過する直前のトングレール先端部の様子と、車軸が通過した直後のトングレール先端部の様子をそれぞれ図に示す。図の赤枠で囲んだ部分について注目すると、車軸の通過前後で犬クギの頭と床板の距離が変化していることが確認できる。一方、マクラギについては通過の前後で比較しても目視で確認できるほどの鉛直方向の変位は確認できなかった。ここから、床板とマクラギとの間に隙間が存在し、その隙間の値を上限として車軸が通過する際にレール及び付属部品が鉛直方向に変位していると考えられる。レールの調整状態や車両の重量を反映して列車通過時にレールが沈下し、それによって分岐器の付属部品が影響を受けている可能性がある。

実際に分岐器では列車が通過する際のレールの沈み込み量の上限値が定められており、その値は概ね 30mm 程度となっている。よって、調整状態により、この値以下の範囲で様々なレールの沈み込み量をもった分岐器が存在していると考えられる。

2.4.3.6 通過車両の重量

分岐器を通過する列車は様々な種類があり、それぞれに車重が異なっている。また、列車 1 編成においても各車ごとに重量が異なっており、電動機やエンジンなど自走する動力を有する動力

車は動力を持たない付随車に比べて大きな重量となっている。一般に付随車1両の重量は20~30t、動力車1両の車重は30~40tであり、輪重由来振動においてはそれらの重さの違いに応じてトンダレール及び付属部品に加わる負荷が異なっている可能性がある。

2.4.4 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。

本研究では振動波形測定を実施していない分岐器に対して衝撃振動及び輪重由来振動が加わった際の肘金部に加わる応力の様子を予測し、寿命を推定する。肘金部の疲労現象を把握する手段として、有限要素モデルによる解析を行う。実際の手順としては、まず肘金部において衝撃振動及び輪重由来振動のそれぞれを加えた際に応力振幅の値が大きくなる箇所（以降この箇所を疲労箇所と呼ぶこととする）を特定する。次に、衝撃振動解析においては後端部に与える衝撃振幅を変化させ、衝撃の大きさに対する応力の様子の関係を求める。輪重由来振動解析については車両の重量に対応する入力荷重に対するレール下の沈み込み量の特性を調べ、トンダレールの沈下量に対する応力の様子の関係を求める。

このようにして求めた等価応力振幅や材料、通過状況を考慮し、最終的に肘金の疲労寿命を予測する評価法を確立する。

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低周波の輪重由来振動及び高周波の衝撃振動を加え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 に述べた 4 進路のうち LC 進路及び LS 進路を解析対象とし、トンダレールに付属する肘金部の疲労予測式を作成する。残りの進路について、RC 進路のトンダレールに付属する肘金部の疲労予測式については LC 進路のものと同じものを用い、RS 進路のトンダレールに付属する肘金部の疲労予測式には LS 進路のものと同じものを用いることとする。

衝撃振動についてはトンダレール後端部を列車が通過した際の加速度振幅に対する肘金部に加わる力の関係を調べるため、また輪重由来振動については車両の重量及びトンダレールの沈下量と肘金部に加わる力の関係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

本研究では、先行研究 [11] で用いた、営業線 A 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、肘金部周辺のモデリングについて修正したものを用いる。この節では、元となった田處のモデルと、本研究において修正を施した部分について述べる。なお、輪重由来振動解析で用いたモデルについては解析条件に合わせてレール下のモデリングを変更しており、衝撃振動解析で用いたモデルと異なっているところがある。これについても後ほど詳しく述べる。

3.2.1 モデリング範囲

本解析によって取り扱う現象は、トンダ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、およびトンダレール上を車軸が進むことによって発生する輪重由来振動のそれぞれに対するトンダレール及びフロントロッドの応答である。そこで、トンダ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、トンダレールと接する固定レールやスイッチアジャスタについても振動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。

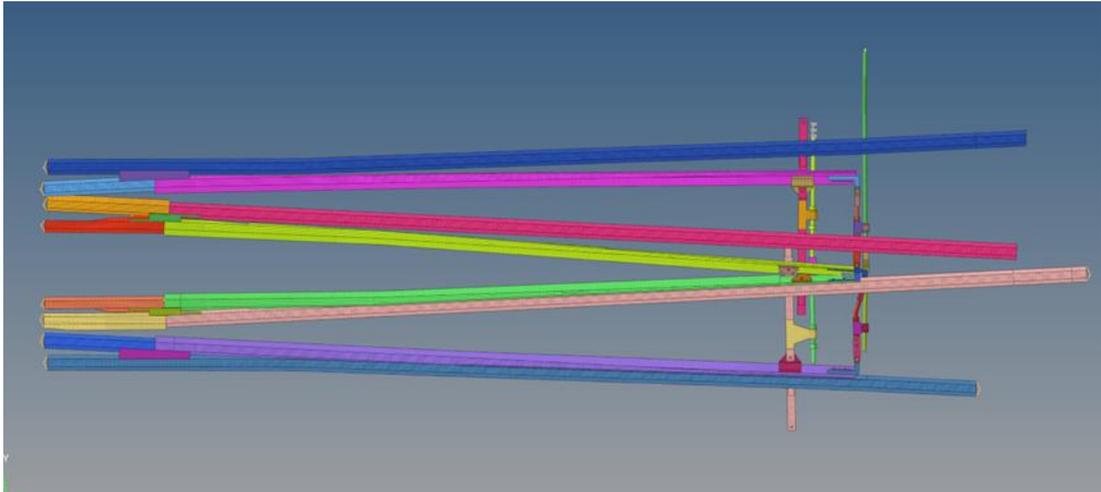


図 3.1 分岐器モデル上面図

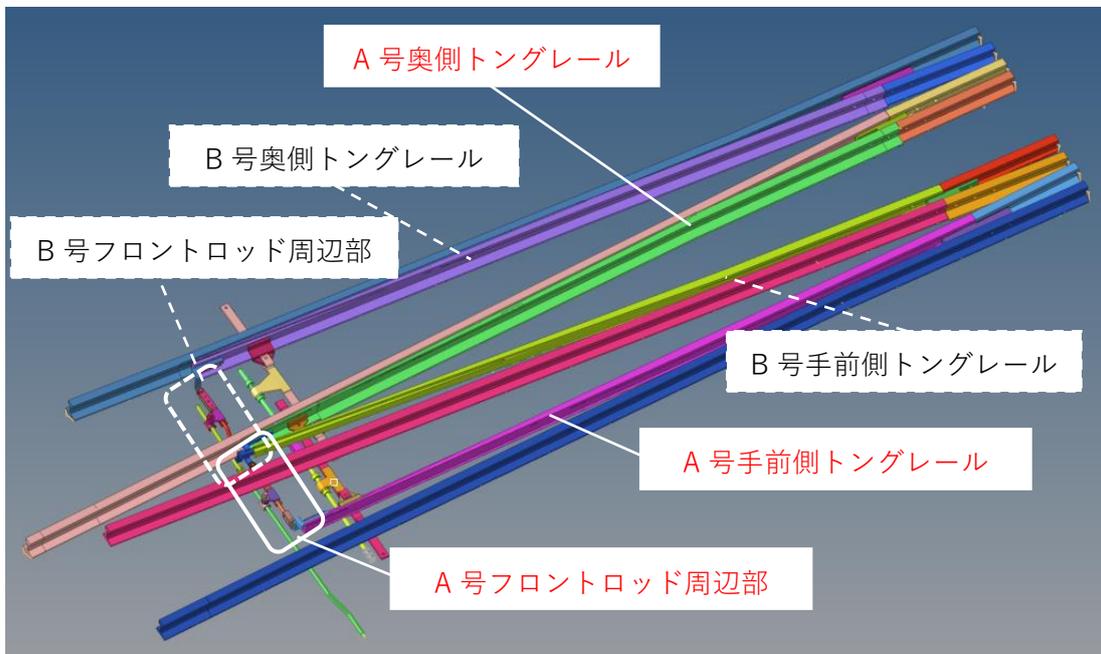


図 3.2 分岐器モデルアイソメ図

3.2.2 レールモデリング

車軸が通過するトングレールはスイッチアジャスタによって規定の密着力で固定レールに押し付けられているため、それら両方が振動に関わっていると考えられる。本研究ではトングレールと固定レール部について、先行研究のモデルと同様のものを用いた。すなわち、トングレール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。

3.2.3 肘金部モデリング

本研究で注目する肘金部のモデリングについて述べる。

3.2.3.1 ボルトのモデリング

トングレールと肘金の接触に関して、実際の分岐器と同様にボルトで締結することとしモデリングした。実際の分岐器に用いられるボルトにはねじ山がついており、それをナットで固定しているが、本研究のモデル上で用いたボルトではねじ山やナットを省略し、リベットに近い構造としている。また、ボルトに加わる軸力を再現するため、ボルトを二分割してばね要素で接続している。断面の要素が変形しないよう、断面とばね要素の間は rigid 要素で接続することとしている。ばね要素について、軸方向には後述する値の力を加え続けるようにしており、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し変形が起こらないようにしている。

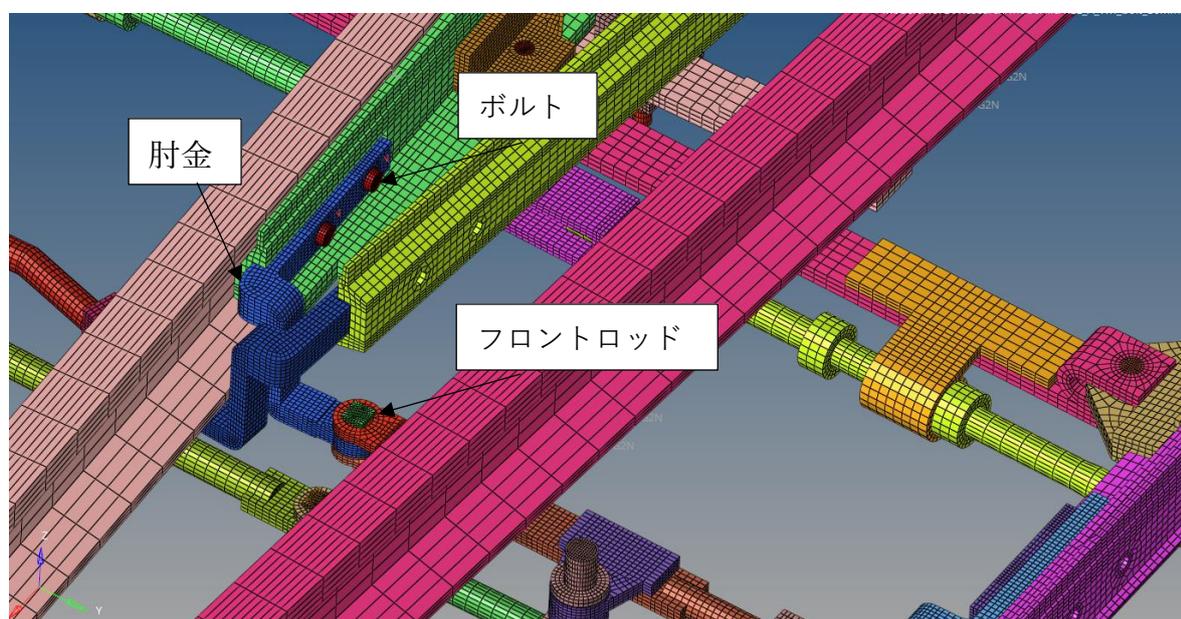


図 3.3 A号フロントロッド肘金部周辺図

先行研究 [11]では LC 進路に対応する肘金部のみにボルト締結を模したモデリングを施していたが、本研究では LS 進路についてもボルトのモデリングを施し、肘金部のボルト締結部付近の振動の様子についてより正確に再現できるようにした。

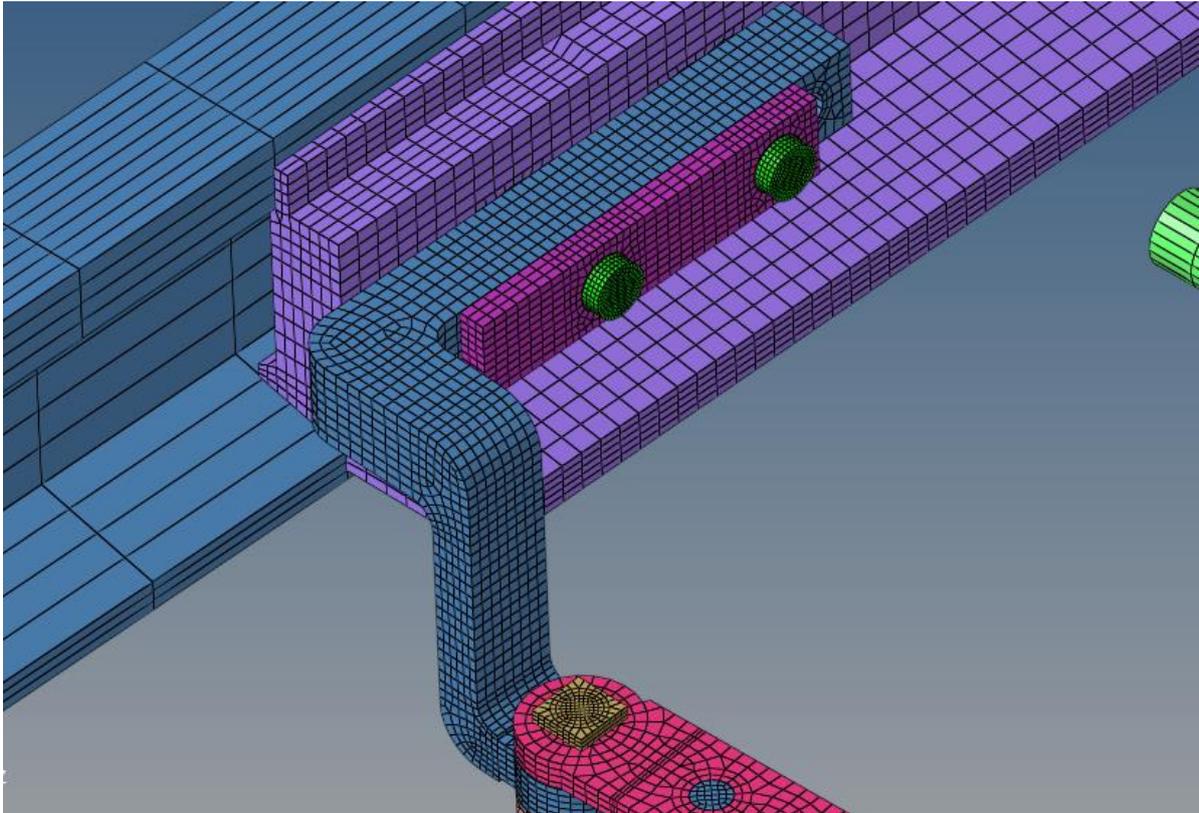


図 3.4 LS 進路トングレール肘金部周辺図

3.2.3.2 トルクと軸力の関係式

実際の分岐器のボルトは規定のトルクを与えて締め付けることで調整されているが、本研究のモデルにおいてはボルトに軸力を与えることによって締結状態を再現している。したがってモデルで入力する軸力の値を求める必要があり、そのため規定トルクの値に対応する軸力の値を算出する。締め付けトルクを $T[\text{N} \cdot \text{m}]$ 、トルク係数を k 、ねじの呼び径を $d[\text{m}]$ 、軸力を $F[\text{N}]$ とすると

$$T = k \cdot d \cdot F$$

という関係が成り立つ。トルク係数 k は摩擦等に依存し、本研究では $k=0.2$ を用いることとする。この関係式を用いると、規定トルクである $200\text{N} \cdot \text{m}$ に相当する軸力は 62500N と算出される。よって、本研究ではボルトに 62500N の軸力を入力することとする。

3.2.4 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、その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。また、動作かんはトングレールを密着させるための軸力を電気転てつ機から受けている。よって、動作かんや接続かんもレールを拘束していると考えられ、このため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。

実際の分岐器においては、動作かんは電気転てつ機によって駆動され、トングレーलが基本レールに密着するまで移動したのち、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 3.5 に示す。モデル上でも密着の状態を再現するため、動作かんの端部を固定し、動作かんの一部に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上に密着力を発生させている。この際に適切な変位量を設定することにより、二組存在するトングレールの両方の密着力がメンテナンスの際の規定の値である $1.5 \pm 0.5 \text{kN}$ の範囲に収まるよう調整している。

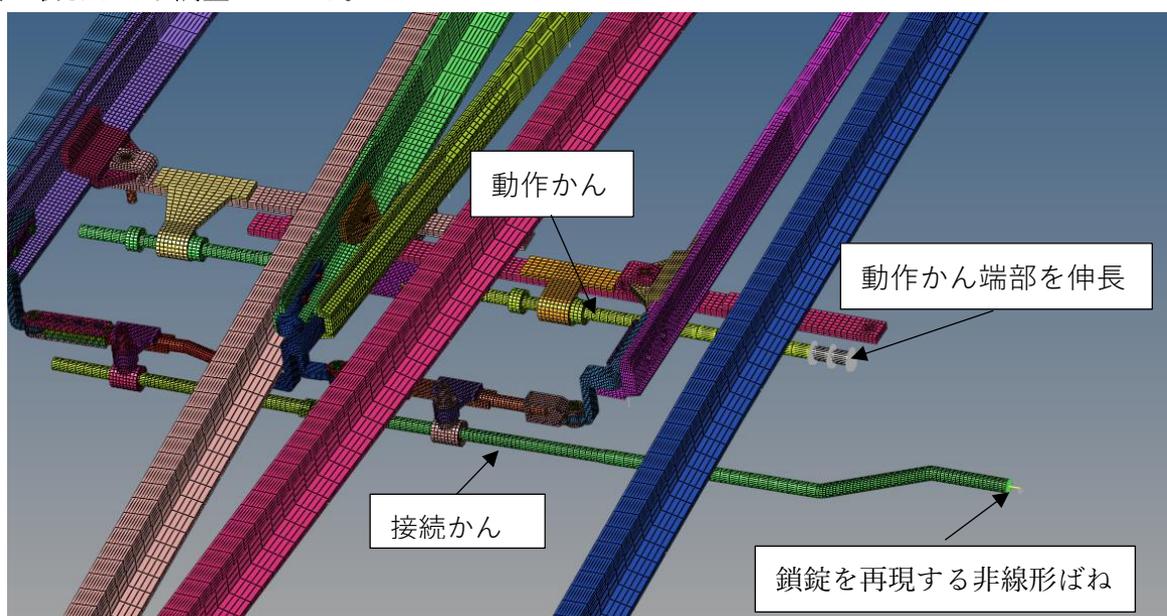


図 3.5 接続かん及び動作かん周辺の図

3.2.5 マクラギモデリング

先行研究 [11]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、等価なばね要素を用いてモデリングしている。ばね要素の物性値について、トングレール先端とその周辺とその周辺以外の箇所については先行研究と同様の物性値とした。

一方で、トングレール先端部とその周辺については、2.4.3.5 で述べたようにマクラギと床板の間に隙間があることにより、隙間の範囲内でレールが沈下し鉛直方向に変位できるようになっている。輪重由来振動についてはその沈み込み量により分岐器への影響が変化するものと考えられる。

これらを鑑みて、レールの沈下を再現するためにモデルのトングレール先端部付近に非線形なばね要素を設定した。その特性について、輪重由来振動の解析についてはレールの沈み込み量による影響を調べるため、トングレールが拘束なく沈み込める状態としてトングレールとマクラギ

の隙間に相当する沈み込みの許容量を 30mm に設定した。衝撃振動についてはレールの沈み込みの量は分岐器の疲労に影響しないと考え、沈み込みの許容量は一律に 15mm とした。それぞれの状態の荷重変位曲線について図 3.8 および図 3.9 に示し、これらの特性を変更したばね要素について LC 進路底面を図 3.6 に、LS 進路底面を図 3.7 に赤丸部で示す。いずれの状態についても鉛直下向きに許容量以下の変位をする場合には沈み込みやすくするためばね力を弱くし、それ以外の変位ではマクラギや犬クギに接触して大きな反力となるようばね力を強く設定している。また、鉛直方向以外の方向については犬クギによって床板の変位が拘束されていると考えられるため、ばね要素の物性値には先行研究 [11] と同じ値を用いた。

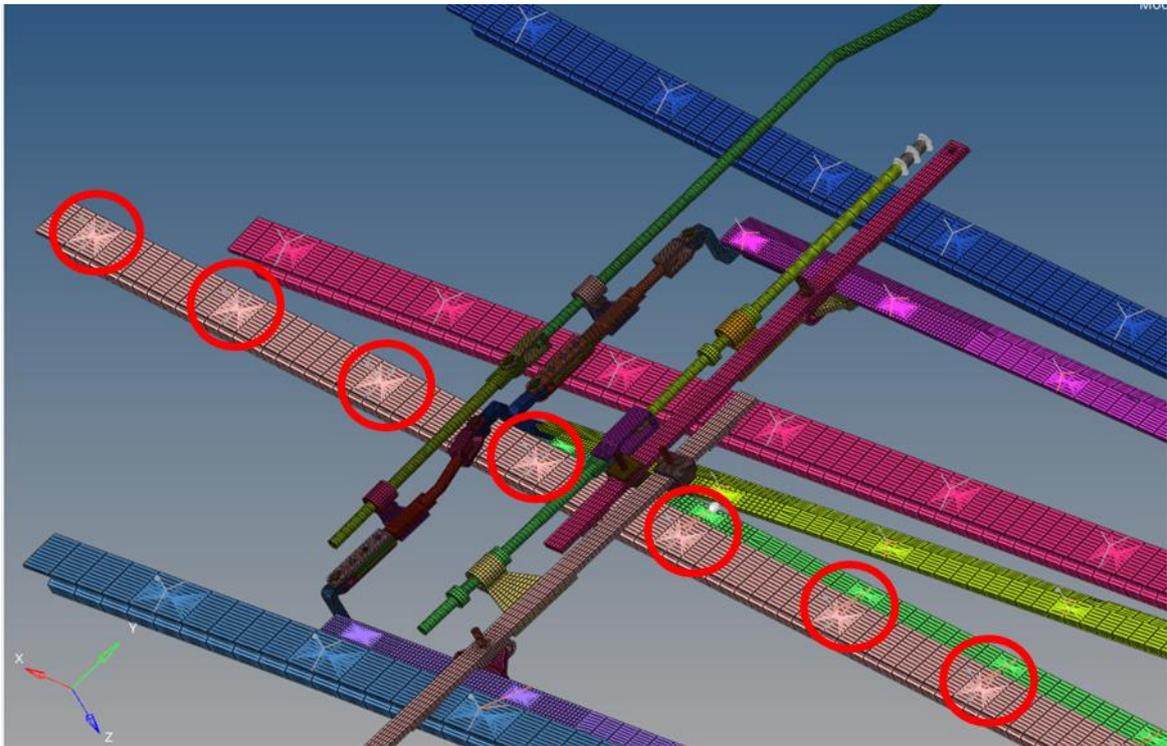


図 3.6 特性を変更したばね要素(LC 進路)

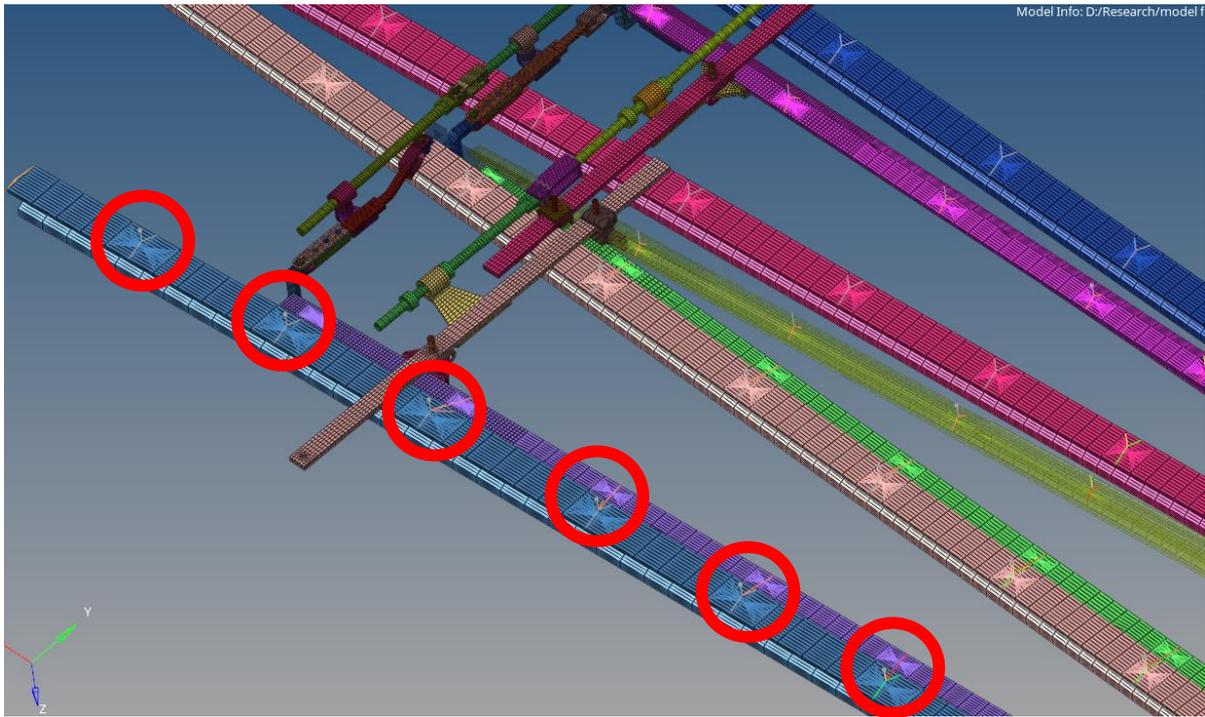


図 3.7 特性を変更したばね要素(LS 進路)

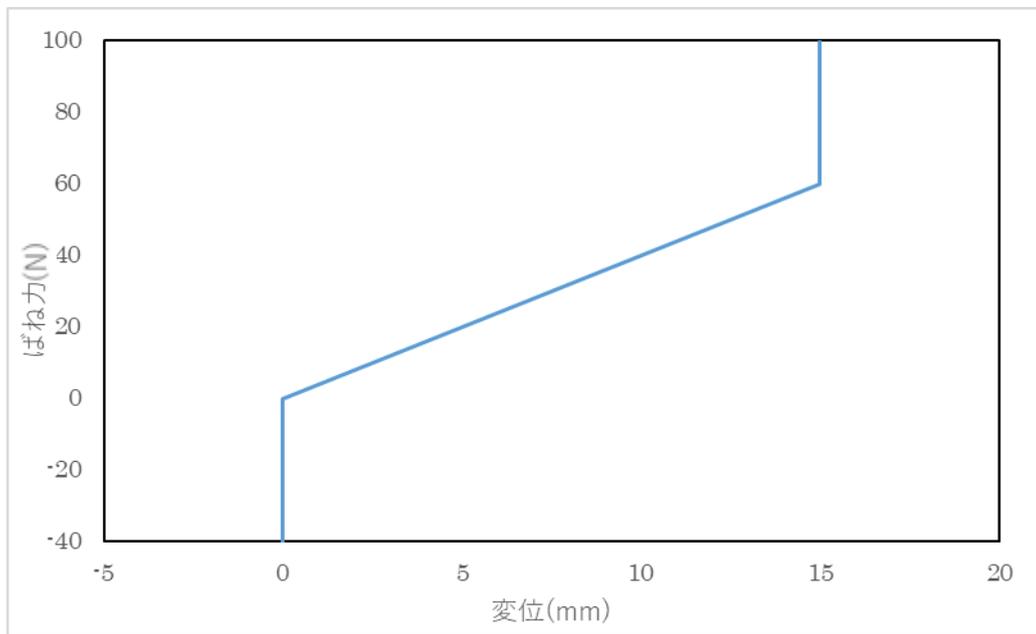


図 3.8 衝撃振動解析に用いたばね要素の荷重-変位曲線

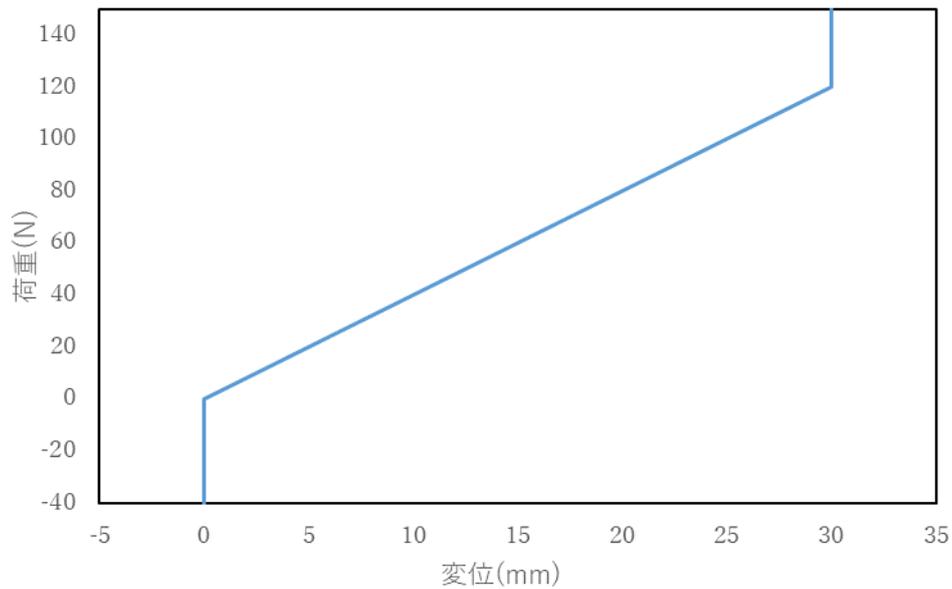


図 3.9 輪重由来振動解析に用いたばね要素の荷重-変位曲線

3.3 荷重条件

トングレール後端通過に伴う衝撃振動を再現する入力荷重、および車軸の通過により生じる輪重由来振動を再現する入力荷重のそれぞれについて述べる。

3.3.1 衝撃振動荷重条件

本研究で衝撃振動の解析に用いた荷重条件を述べる。

3.3.1.1 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グレール後端部に接触した瞬間に発生すると考えられる。この現象をモデルで再現するため、LC 進路と LS 進路のいずれの場合の解析においても先行研究と同じくトングレール後端の 1 節点に荷重を加えることとした。入力する荷重については、車軸に加わる重力による鉛直方向下向きの力と軌間内外方向外向きに加わる横圧がかかると考えられるため、それぞれ入力した。

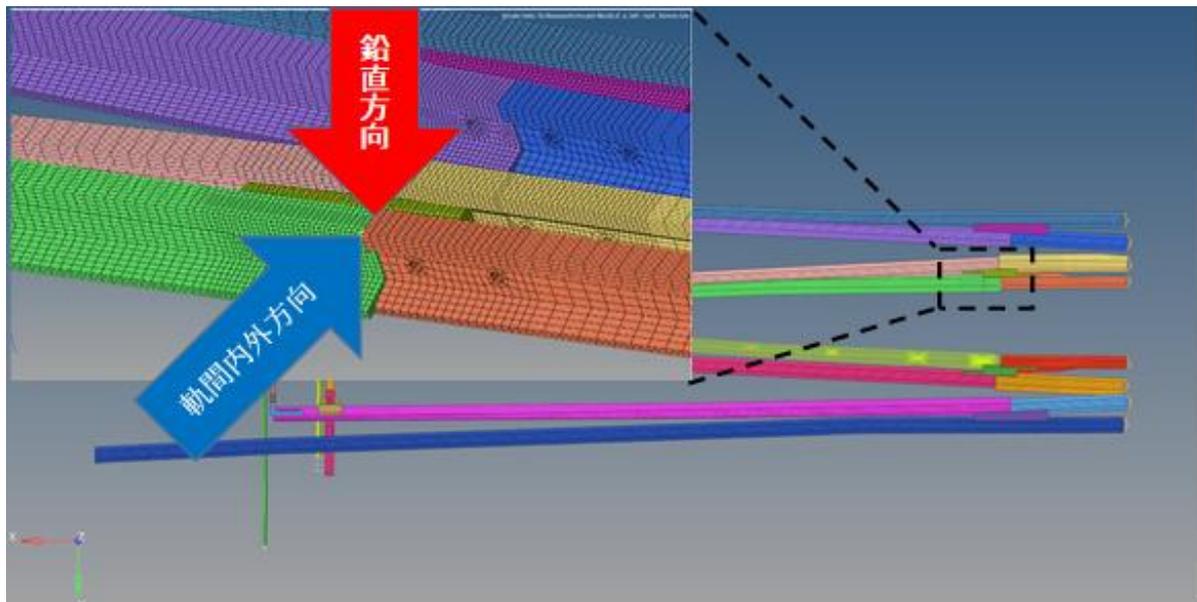


図 3.10 荷重の入力方向(LC 進路)

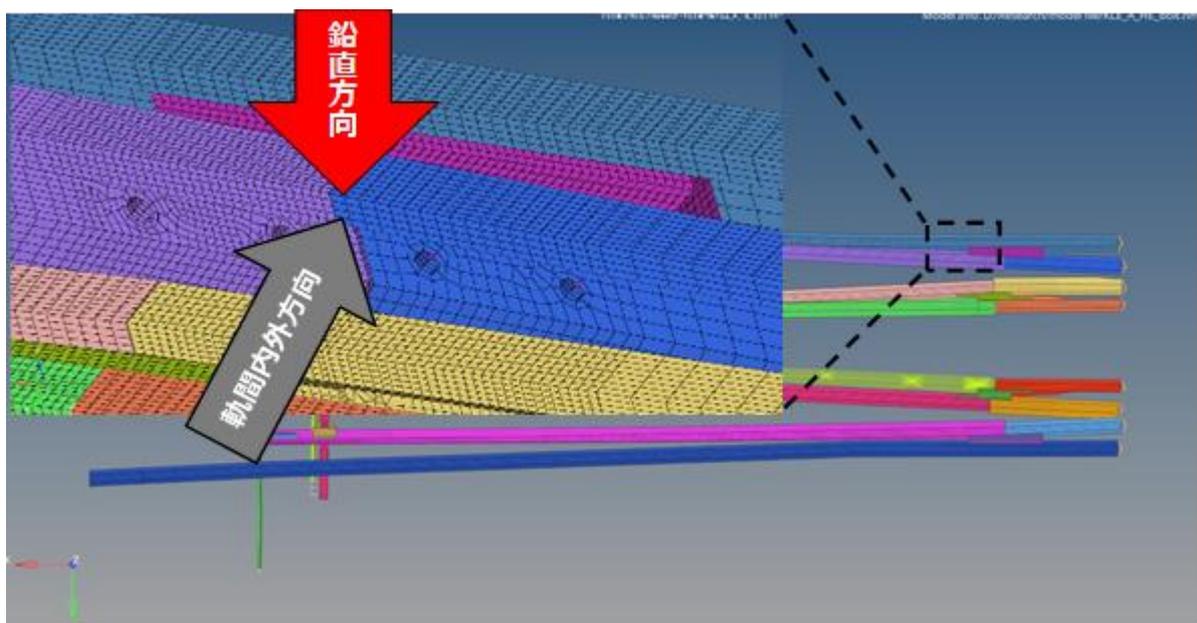


図 3.11 荷重の入力方向(LS 進路)

3.3.1.2 入力波形

先行研究では実測で得られたレール後端の振動加速度を考慮して求めた複数のサインカーブの組み合わせの加振波形を鉛直方向及び軌間内外方向に入力荷重として設定した。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最大値を小

さくした入力荷重としており、本研究でもこれと同じ荷重を鉛直方向と軌間内外方向に加えることとした。この入力荷重の波形について図 3.12 に記す。

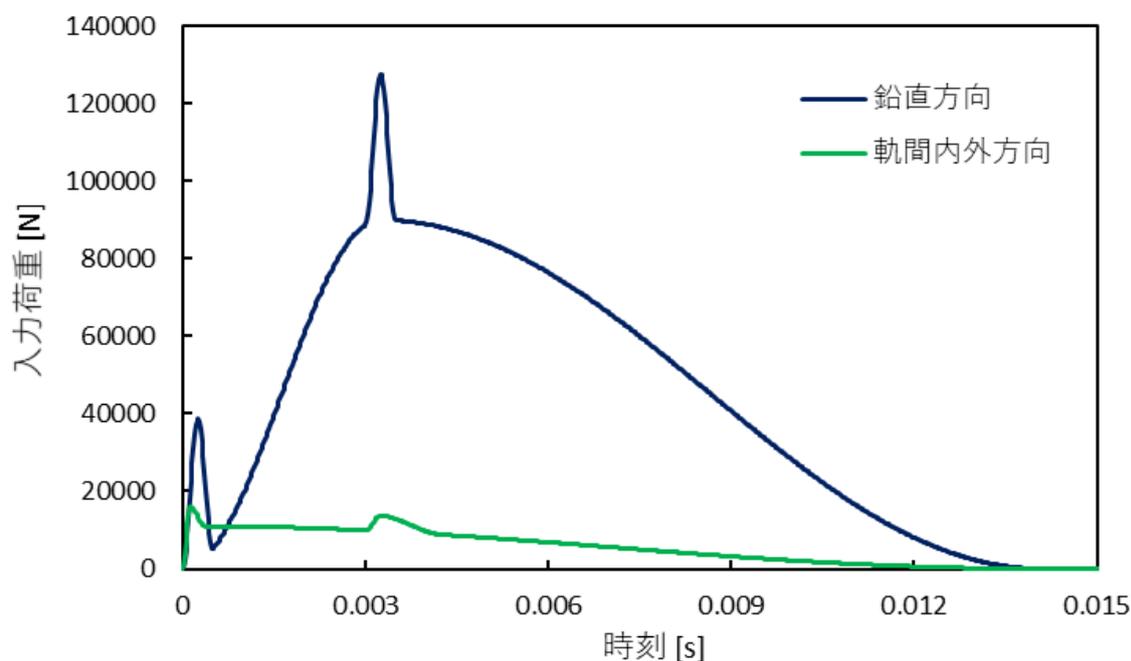


図 3.12 衝撃振動荷重波形

また、本研究では加えた衝撃の大きさと肘金部に加わる応力の関係性を評価するため、入力荷重の大きさを変更した解析を行った。すなわち、振動の波形は変えずに、与える荷重の最大値を鉛直方向と軌間内外方向とでともに 0.25 倍,0.5 倍,1 倍,2 倍,3 倍,4 倍,6 倍とする解析を行った。

3.3.1.3 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 3.13 はある列車が本研究で対象としている LC 進路を対向通過した際に、対応するトングレール後端部において観測された鉛直方向の振動加速度を示す。これによれば車輪がトングレール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解析時間を 0.07 秒とした。なお、動作かんの伸長によるトングレール—固定レール間の密着力と肘金部のボルトの軸力について、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、動作かんについては 0.03 秒かけて伸長させることにより密着力を発生させ、ボルトについては 0.01 秒かけてばね要素に軸力を発生させることとした。またこれにより力を加えた周辺の要素には応力の振動が生じると考えられるが、動的緩和法によりそれらを解析開始から 0.07 秒が経過するまでに減衰させ、このうち衝撃荷重を加えることとした。

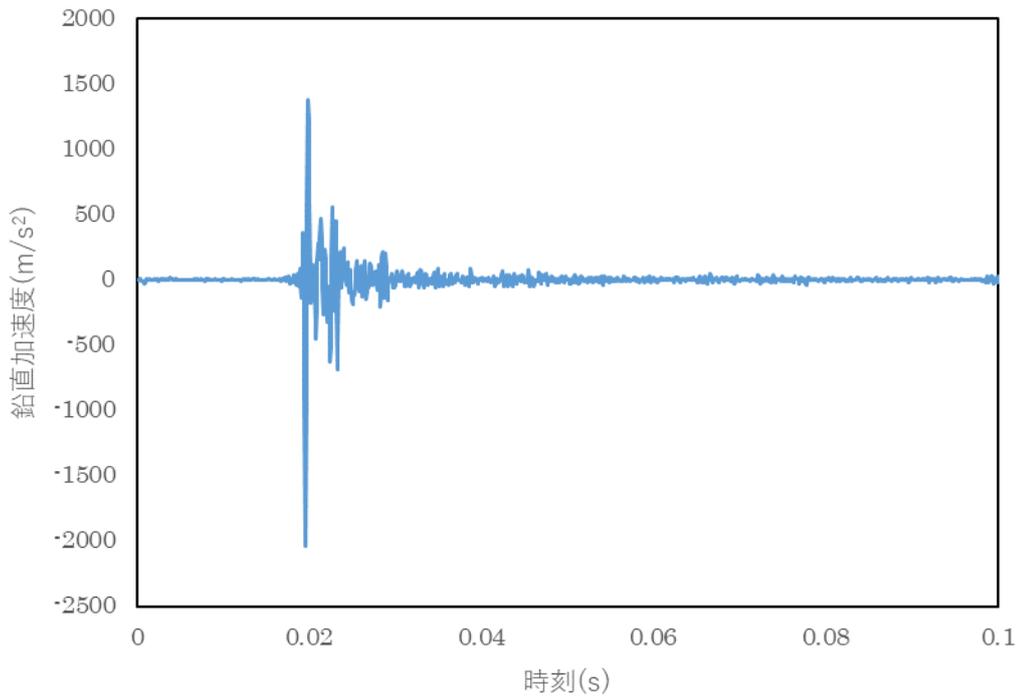


図 3.13 LC 進路対向通過時トングレール後端鉛直加速度

本解析に用いたばね要素の特性を表 3.1 に示す。「*」のついているものについては非線形ばねとして特性が設定されており、ばね力が発生する場合は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非線形ばねについて荷重—マクラギばね要素の荷重—変位曲線を図 3.14 に、接続かんばね要素の非線形ばねの荷重—変位曲線を図 3.15 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 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 [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
トングレール—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 (トングレール先端部)	10000	10	10000	30	10000	50
トングレール—マクラギ (トングレール先端部)	0.005	0.0001	0.005	0.0001	*3000	0.1

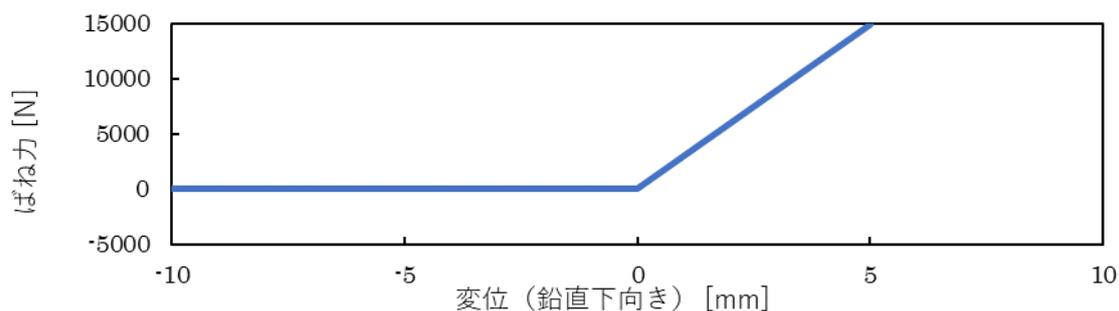


図 3.14 トングレール-マクラギ間の鉛直方向荷重-変位曲線

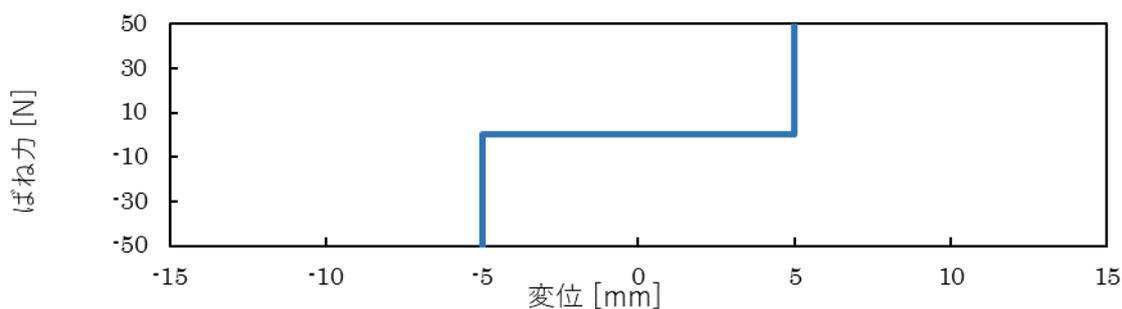


図 3.15 接続かんの軌間内外方向荷重-変位曲線

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	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	454338
要素数	349484
解析時間	0.14 s
タイムステップ	8.0×10^{-8} s

3.3.2 輪重由来振動荷重条件

本研究で輪重由来振動の解析に用いた荷重条件を述べる。

3.3.2.1 入力位置

輪重由来振動はトンダレールを車軸が進むことで発生するが、車軸をレール上で連続的に移動させ、そのつど車輪とレールとの接触状態を再現し荷重を与える有限要素解析を行うにはメッシュを細かくする必要があり、膨大な計算負荷となってしまうので、非現実的である。そこで、本解析では車軸から与えられる荷重を模擬した集中荷重をトンダレールに与えることとした。

荷重の加え方について、先行研究 [11]により各台車に付属する二軸がともにトンダレール上にあるときに付属部品に大きな負荷が加わることが明らかになっている。したがって、1軸目と2軸目、もしくは3軸目と4軸目の組み合わせを想定した2軸分の輪重を模擬した集中荷重を加えることとした。

集中荷重を入力する位置について、先行研究 [11]では新品レールと新品車輪の場合、LS 進路に対応するトンダレールでは先端から 241mm の位置で車軸がトンダレールから固定レールに乗り移ることから、トンダレール先端から 241mm 離れた節点およびその 2100mm 後ろの節点に輪重を模擬した荷重を入力した。この場合の入力荷重点の節点について図 3.16 に示す。しかし、この入力荷重点のセットは実際に車輪がレール上を動く際に肘金に最も大きな負荷を与える荷重点とは異なっている可能性がある。そこで本研究では車輪がレール上を移動するのに対応して、LC 進路と LS 進路の両方について二軸分の荷重位置を変化させた解析を行い、肘金部の等価応力振幅の応答が最も大きくなる入力箇所を求め、その節点を荷重の入力位置とすることとした。

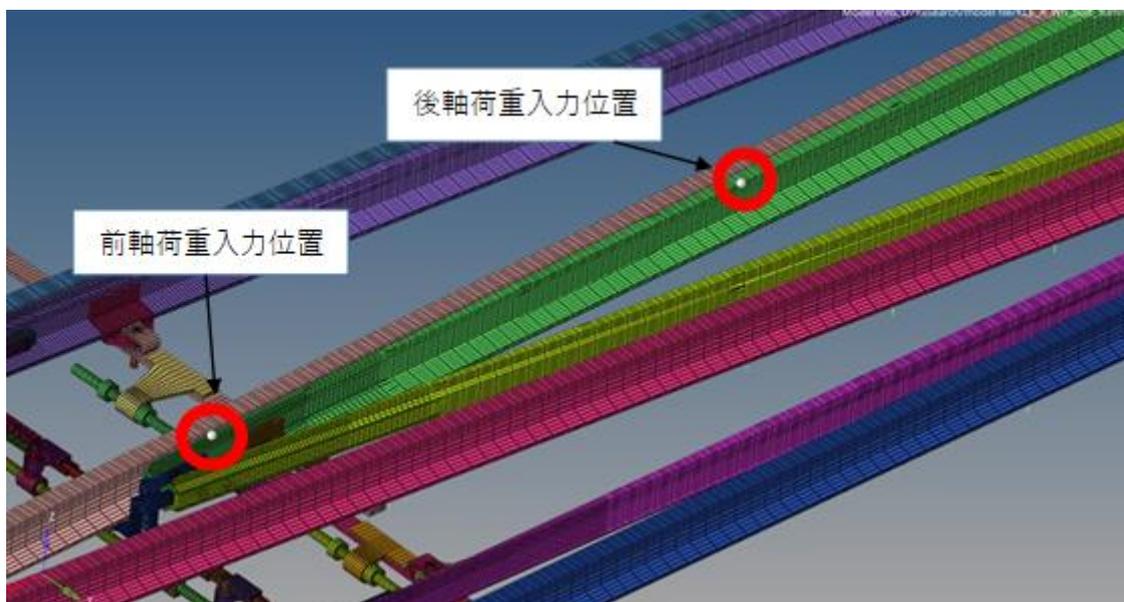


図 3.16 先行研究における LC 進路の荷重入力点

3.3.2.2 入力波形

レールは車軸から鉛直方向下向きの荷重と軌間外方向の横圧の二種類の荷重を受ける。これを

再現するため、鉛直方向下向きと軌間外方向の二種類の荷重を加えた。なお、先行研究では動解析として荷重を負荷した際の肘金部に加わる時間的な応力の変化の様子を調べていたが、本研究では静解析として初期状態から徐々に負荷していき、荷重がつり合った静止状態までを1サイクルとみなして肘金に加わる応力の様子を考えた。

加える荷重の最大値として、まず荷重点の影響を調べる際には、先行研究 [11]と同じく鉛直下方向に48kN、軌間外方向に10kNとした。次に車両重量を変化させる解析について2.4.3.6で述べた一般的な鉄道車両の1両あたりの重量から、1軸あたりに加わる鉛直方向の荷重の最大値を20kNから50kNとしこの範囲で5kN刻みに変化させて与えた。横圧の最大値については先行研究と同じく、それぞれ鉛直方向の荷重に0.2を掛けた値とした。レールの沈み込み量を変化させた解析では一律に鉛直方向に加える荷重の最大値を50kNとし、横圧の最大値は0.2を掛けた10kNとした。

入力波形については、いずれの場合についても鉛直方向及び横圧の両方について0.03秒かけて最大値に到達し、その後減衰をかけてつり合い位置に収束するための時間幅として最大値のまま0.07秒維持するようにした。鉛直方向の入力荷重の最大値を50kNとしたときの鉛直方向の荷重及び横圧の波形について図3.17に示す。

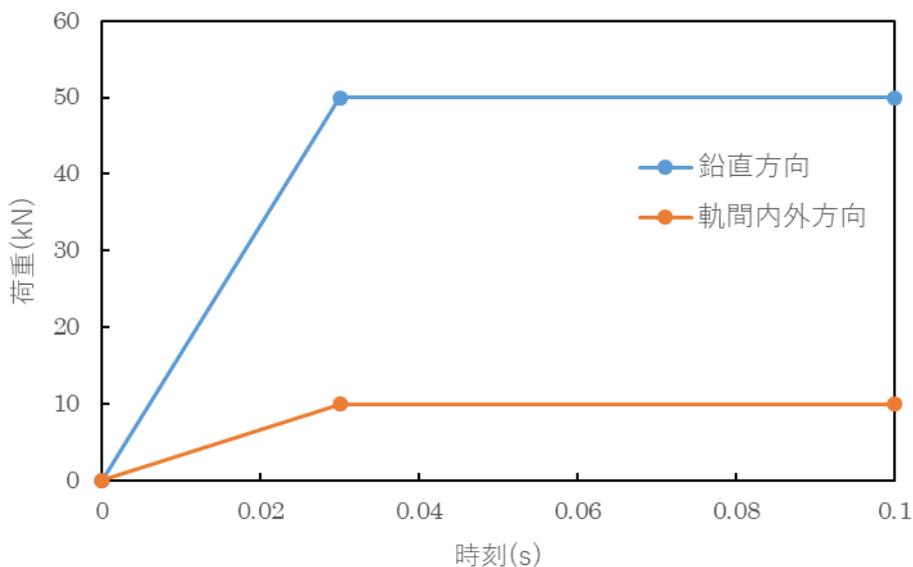


図 3.17 輪重由来振動入力荷重波形

3.3.2.3 解析条件

輪重由来振動の解析においては荷重を加え始めてから動的緩和法により減衰をさせて静止状態になるまでの時間として0.1秒間の解析を行った。これについて、トングレール底面の節点の変位の様子を確認し、振動が収束するのを確認している。なお、3.3.1.3で述べたように、動作かんの伸長によるトングレール—固定レール間の密着力と肘金部のボルトの軸力について、計算の都合上解析開始時から再現することはできないため、衝撃振動解析の時と同様の方法で密着力や軸力を与え、0.07秒かけてそれらが収束したのちに荷重を加えることとした。

輪重由来振動の解析に用いたばね要素の特性、材料の物性値、および解析条件は衝撃振動解析の際に設定したものと同じくし、3.3.1.3 に上げた図表の値を用いた。解析時間については衝撃振動解析のときから変更したため、解析条件一覧を表 3.4 に示す。

表 3.4 解析条件一覧

	ダブルスリップ分岐器モデル
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	454338
要素数	349484
解析時間	0.17 s
タイムステップ	8.0×10^{-8} s

第4章 解析結果

4.1 緒言

本章では様々な条件を変化させて衝撃振動および輪重由来振動に解析を実施し、その結果について述べる。

4.2 解析結果と実測データの比較

衝撃振動及び輪重由来振動のそれぞれについて解析の妥当性を確認するため、営業線実測試験で得られた振動波形と解析で得られたデータの比較を行った。

4.2.1 衝撃振動解析結果と実測データの比較

規定量の入力荷重を加えた衝撃振動解析結果について実測データと対応する振動波形を選び比較した。

4.2.1.1 トングレール後端振動加速度振動波形比較

トングレールの後端部における鉛直方向の加速度について、実測で得られた波形データと解析で得られた波形データを比較する。図は解析で得られた加速度波形と、実測データから抜き出した計 2 軸分の加速度波形を重ね合わせて表示したものである。なお、解析結果は実測試験時のサンプリング周波数に合わせて解析結果に 12000Hz のローパスフィルタを適用している。実測データについては背向通過の場合各台車の前軸(1 軸目、3 軸目に対応)が通過する際に生じる振動のほうが大きくなることが明らかになっていることから、1 軸目、3 軸目に対応するものを参照し、そのうち加速度振幅の最大値が解析と近いものを選んだ。すなわち、実測①はある通過列車の 1 両 1 軸目、実測②はある通過列車の 3 両 3 軸目にそれぞれ対応するものである。

図を見ると、加速度の最大値および最小値はおおむね一致しているといえる。しかしピーク値をとった後の様子に注目すると、解析の振動のほう小さくなっている。また、解析のほう早く減衰している。

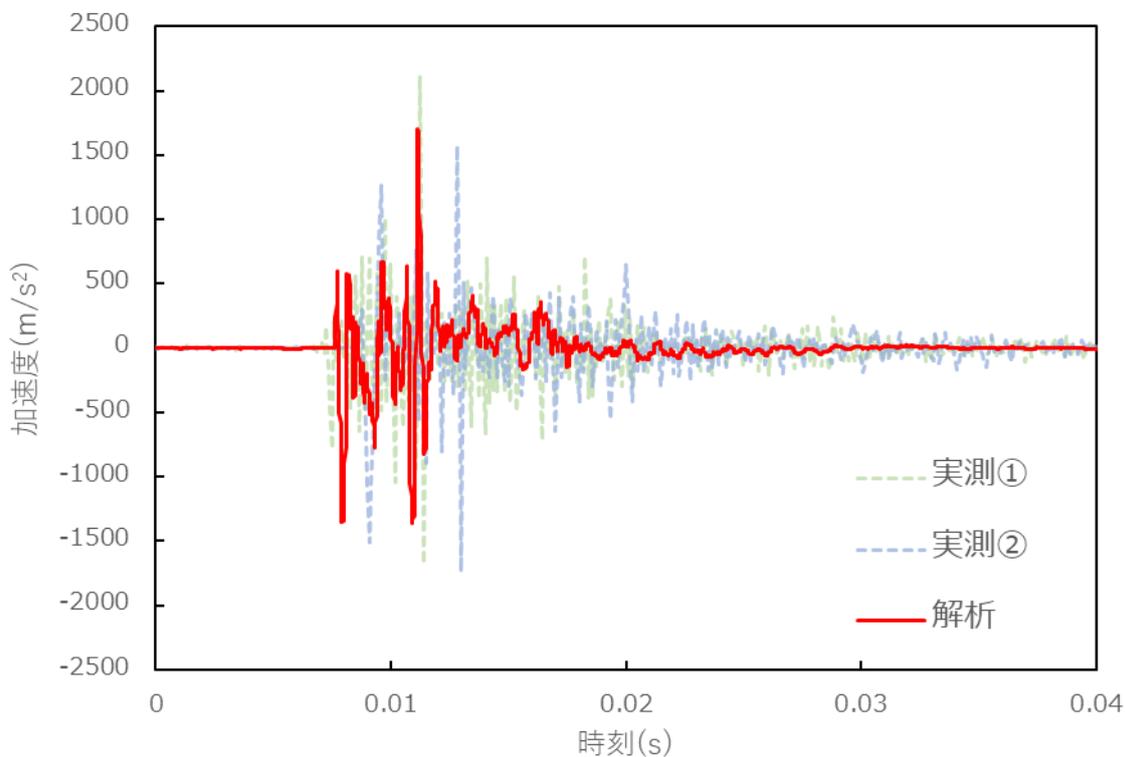


図 4.1 後端部鉛直加速度波形

4.2.1.2 肘金部振動加速度

次に、肘金部の振動波形を比較する。図の実測①の肘金部の鉛直方向の加速度波形は 4.2.1.1 の後端部の加速度波形の実測①と同じ列車・車軸に対応し、実測②についても同様である。まず後端部の加速度波形と肘金部の加速度波形を比較すると、実測と解析の両方で肘金部のほうが加速度のピーク値が大きくなっている。肘金部の加速度波形について実測と解析で比較すると、ピーク値についてはほぼ一致しているといえるものの、その後の様子に注目すると後端部の加速度波形の時と同様に解析のほうが実測より小さくなっている。

後端部や肘金部の鉛直方向の加速度について解析結果と実測に差があるのは、モデルでのマクラギやバラスト部の再現が完全ではないからだと考えられる。マクラギやバラストの力学的な特性は明らかになっていないが、特に肘金の加速度についてはレール下の条件に左右されることがわかっている [11]。

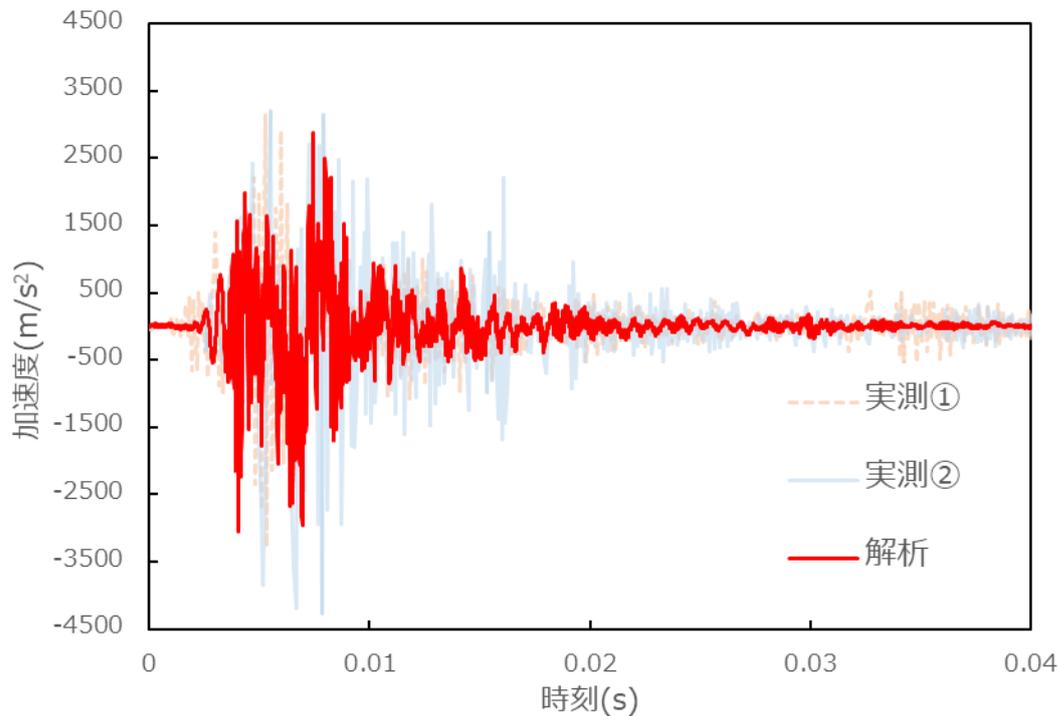


図 4.2 肘金鉛直加速度波形

4.2.2 輪重由来振動解析結果と実測データの比較

規定量の入力荷重を加えた輪重由来振動の振動解析結果について実測データと比較した。

4.2.2.1 荷重点の影響

荷重を入力する節点を決定するため、荷重の値を先行研究で実施した解析と同じく鉛直下向きに 48kN、軌間内外方向外向きに 10kN で一定とし、荷重を加える節点を变化させた際の肘金部の応力状態への影響を調べた。荷重点の位置として 3.3.2.1 で述べたように LC 進路と LS 進路のいずれも先行研究 [11] で実施したトングレーール先端から 241mm 離れた節点を先頭とし、これより後方の 10 節点を選んだ。また、二軸分の輪重を入力するためそれぞれの 2100mm 後方の節点にも同じ値の荷重を入力した。

4.2.2.1.1 LC 進路について

LC 進路において、各々の荷重入力点について肘金部の全要素の修正等価応力振幅を算出し、その最大値を求め、荷重入力点の位置との関係を図 4.3 に表した。

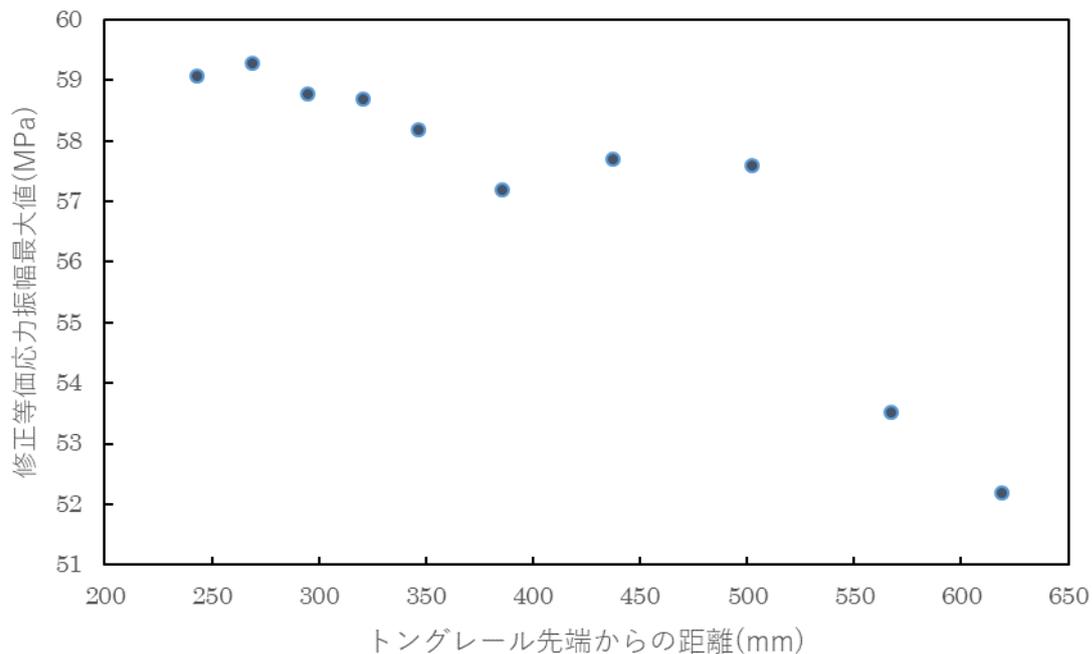


図 4.3 荷重を入力した節点の位置と肘金部修正等価応力振幅最大値の関係(LC 進路)

図を見ると、トングレール先端から 268mm 離れた点において極大値を取っており、また先端からの距離が離れるにしたがって値が小さくなっていると言える。したがって解析対象としていない後方の節点を荷重点とした際に極大値よりも大きな値を取る可能性は低いと言える。ここから、LC 進路については修正等価応力振幅の最大値を与える荷重点は先行研究の荷重の入力位置とは異なり、トングレール先端から 268mm 離れた節点とその 2100mm 後方の節点であると求められた。よって以降の LC 進路の輪重由来振動の解析においては、この 2 節点に荷重を加えることとした。

4.2.2.1.2 LS 進路について

同様に LS 進路においても、各々の荷重入力点について肘金部の全要素の修正等価応力振幅を算出し、その最大値を求め、荷重入力点の位置との関係を図 4.4 に表した。

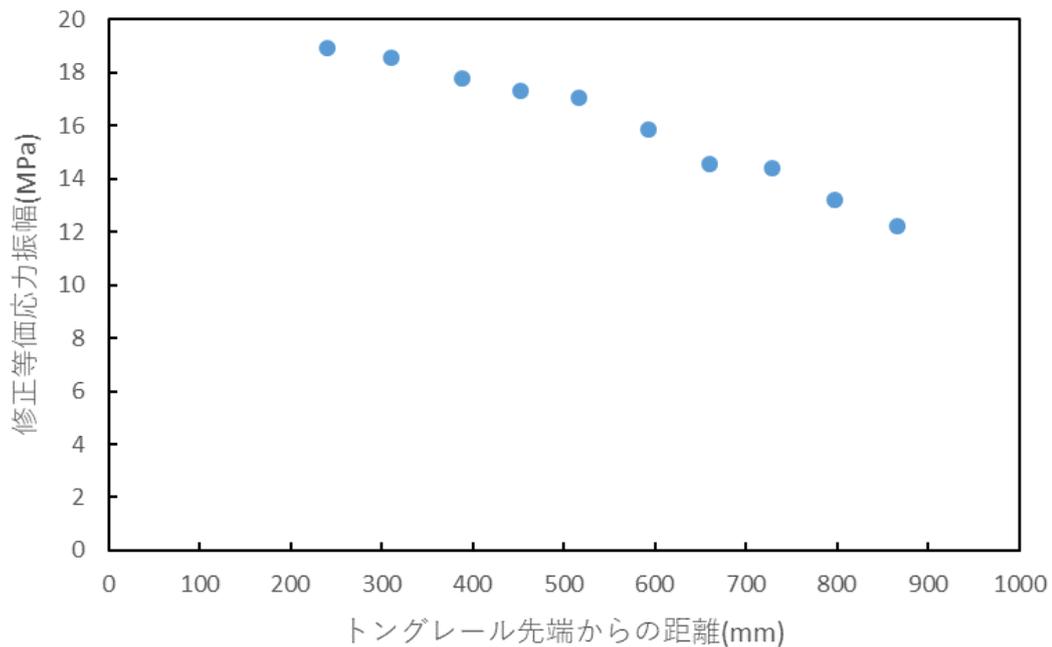


図 4.4 荷重を入力した節点の位置と肘金部修正等価応力振幅最大値の関係(LS 進路)

図を見ると、トングレーから 242mm 離れた点において修正等価応力振幅は最大値を取っており、ここから後方に行くにしたがって単調に減少している。したがって以降の輪重由来振動の解析について LS 進路においては先行研究 [11]と同様に、トングレー先端から 242mm 離れた節点とその 2100mm 後方の節点に荷重を加えることとした。

4.2.2.2 輪重由来振動解析結果と実測データの比較

輪重由来振動の解析結果について実測データと比較するため、LC 進路のトングレーに付属するフロントロッド軸力の振幅に着目した。実測のフロントロッド軸力の例として、図 4.5 に 1 軸目がトングレー後端部を通過してから 2 軸目がトングレーの先端部を通過するまでの時系列におけるフロントロッド軸力の波形を示す。ただしノイズの影響を考慮し、1000Hz のローパスフィルタを適用している。0.1s までの高周波振動は車輪がトングレー後端部を通過した際に生じる衝撃振動によるものであり、輪重由来振動による影響は 0.1 秒後から 0.6 秒までの範囲を参照すればよい。各通過列車においてこの範囲において最大値および最小値をもとめ、それらの差を取ることで振幅を算出した。

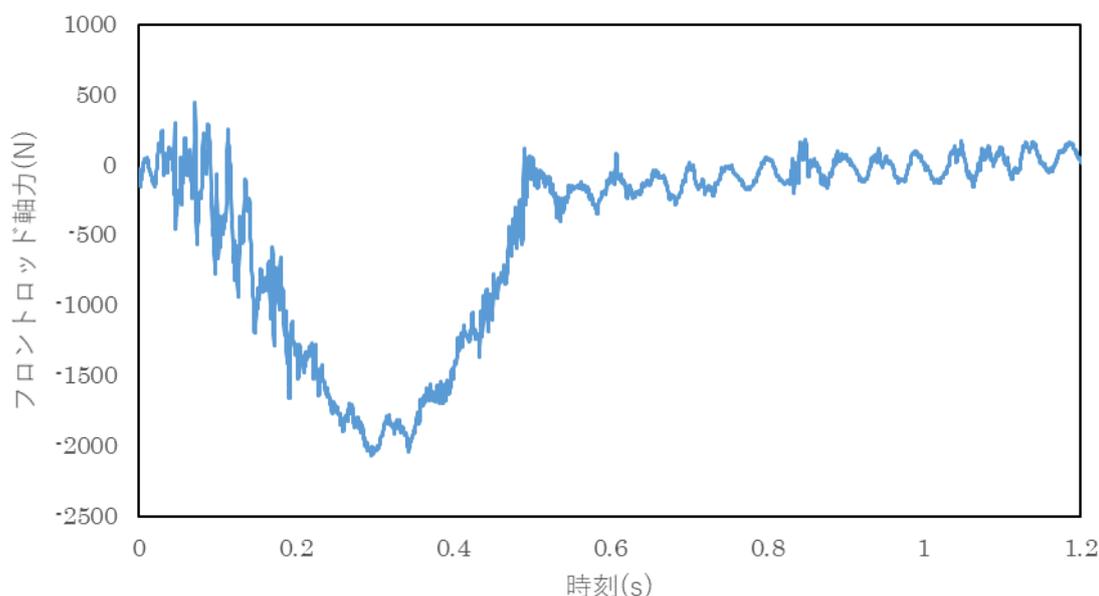


図 4.5 実測フロントロッド軸力波形

測定を実施した対象の車両は 4 両編成で 2 両が付随車、2 両が動力車であったため、通過列車ごとに付随車および動力車のフロントロッド軸力の振幅についてそれぞれヒストグラムにまとめた。またこのヒストグラムにおける分布と各々の車重に対応する荷重を負荷した際の解析結果を比較し、モデルの再現性を確認した。

4.2.2.2.1 動力車についての実測データと解析結果の比較

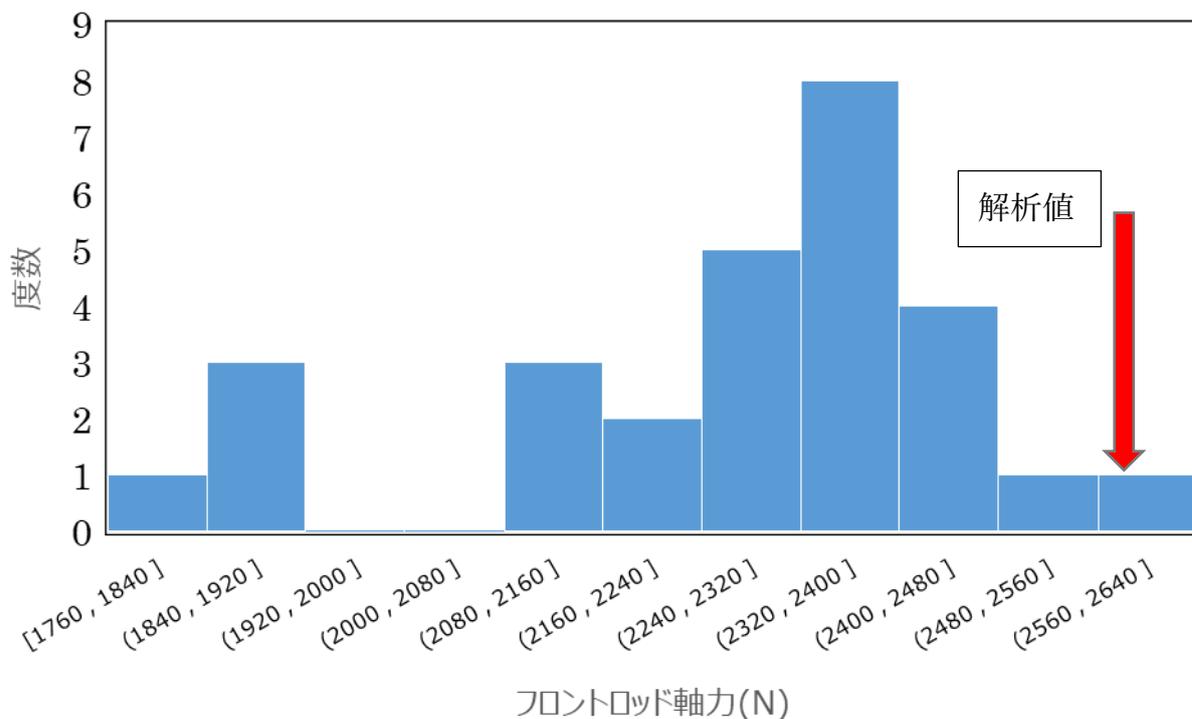


図 4.6 動力車通過時のフロントロッド軸力の分布

動力車が通過した際のフロントロッド軸力の値を整理したヒストグラムを図に示す。図を見ると、分布にばらつきがあるものの、概ね 2100N 以上 2700N 以下の範囲に収まっているといえる。ただし 1760N 以上 2000N であったケースは外れ値とした。一方、動力車の車重に対応する荷重として 38kN を加えた解析を実施したところ、フロントロッド軸力は 2600N となった。ここから、解析結果は実測データの分布範囲と矛盾しないと言える。

4.2.2.2.2 付随車についての実測データと解析結果の比較

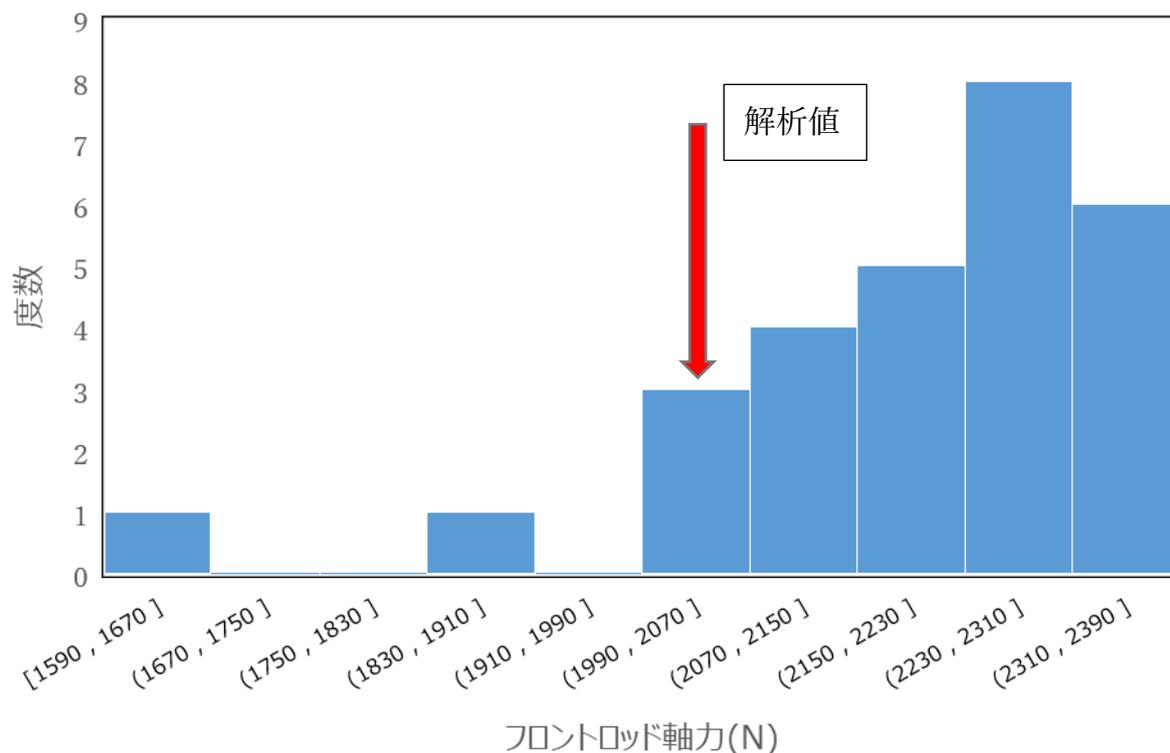


図 4.7 制御車通過時のフロントロッド軸力の分布

付随車が通過した際のフロントロッド軸力の値を整理したヒストグラムを図に示す。図を見ると、動力車の時と同様に分布にばらつきがあるものの、概ね 1950N 以上 2400N 以下の範囲に収まっているといえる。ただし 1950N より小さな値であったケースは外れ値としている。一方、制御車の車重に対応する荷重として 30kN を加えた解析を実施したところ、フロントロッド軸力は 2050N となった。ここから、解析結果は実測データの分布範囲と矛盾しないと言える。

4.3 応力が集中する箇所の特定

衝撃振動及び輪重由来振動のそれぞれが発生した際に応力が集中する肘金内部の箇所を特定するため、それら両方の振動について後述する規定量の荷重を入力した解析を行い、肘金の各所の応力状態を調べた。荷重について、衝撃振動解析については 3.3.1.2 で述べた先行研究 [8]と同じ

値及び波形を入力し、輪重由来振動解析では静解析として先行研究 [11]の最大値と同じく鉛直方向に 48kN,軌間内外方向に 10kN の負荷を加えた。

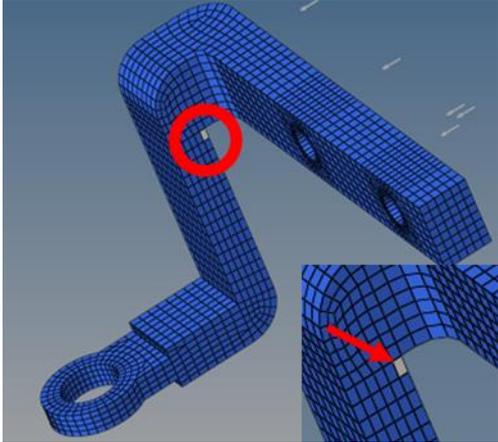
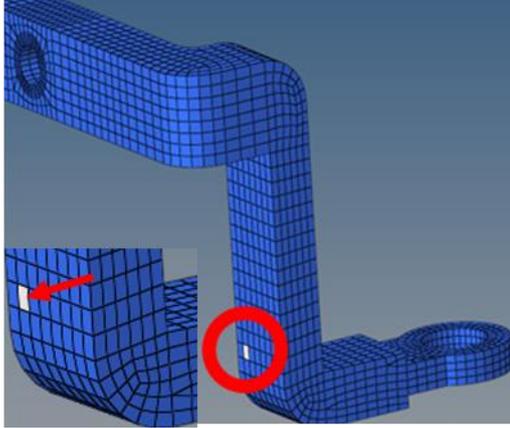
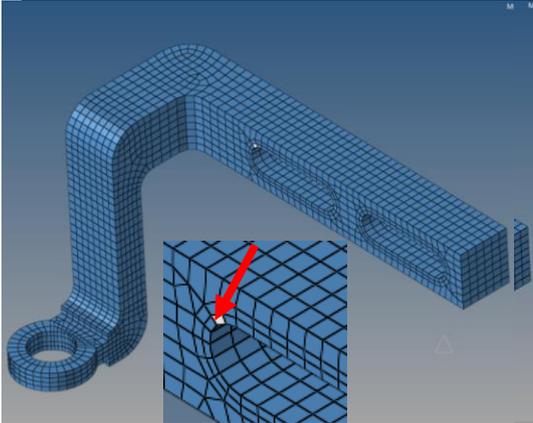
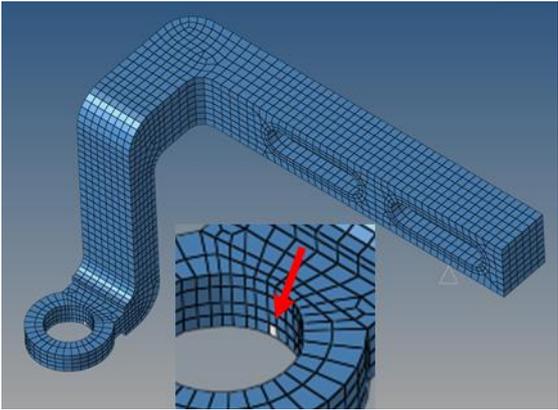
これらの振動解析結果から肘金部の各要素について等価応力振幅を算出したところ、表 4.1 の赤丸をつけた 4 か所の要素において局所的に大きな値をとることがわかり、これらの箇所を疲労箇所 A,B,C,D と呼ぶこととした。

LC 進路について、衝撃振動解析においては肘金の折れ目部に位置する疲労箇所 A において修正等価応力振幅の値が大きくなり、41.6MPa であった。輪重由来振動解析については肘金のくびれ部の外側に位置する疲労箇所 B において修正等価応力振幅の値が大きくなり、59.3MPa であった。

LS 進路について、衝撃振動解析においてはボルト締結部付近に位置する疲労箇所 C において修正等価応力振幅の値が大きくなり、21.4MPa であった。輪重由来振動解析については軸受け周辺部に位置する疲労箇所 D において修正等価応力振幅の値が大きくなり、40.9MPa であった。

これら疲労箇所 A~D はいずれも肘金が大きく変形している箇所もしくは他の部品と接触している箇所に位置し、応力が集中する箇所として定性的に妥当であるといえる。よって、肘金において疲労が進行しやすい代表箇所を疲労箇所 A,B,C,D とし、以降の衝撃振動および輪重由来振動のそれぞれで様々な条件を変えた解析ではこれら 4 箇所の応答を調べることとした。

表 4.1 疲労箇所一覧

	衝撃振動解析で 応力振幅が大きくなった箇所	輪重由来振動解析で 応力振幅が大きくなった箇所
LC 進路 肘金部	 <p>疲労箇所 A:41.6 [MPa]</p>	 <p>疲労箇所 B:59.3 [MPa]</p>
LS 進路 肘金部	 <p>疲労箇所 C:21.4 [MPa]</p>	 <p>疲労箇所 D:40.9 [MPa]</p>

4.4 衝撃振動による修正等価応力振幅の値の予測

加える衝撃荷重の大きさを規定荷重から変化させた解析結果をもとに、衝撃の大きさと各疲労箇所に加わる応力の関係を求める。図 4.8,図 4.9 に LC 進路について各疲労箇所の修正等価応力振幅とトングレール後端部鉛直加速度振幅の関係を示す。

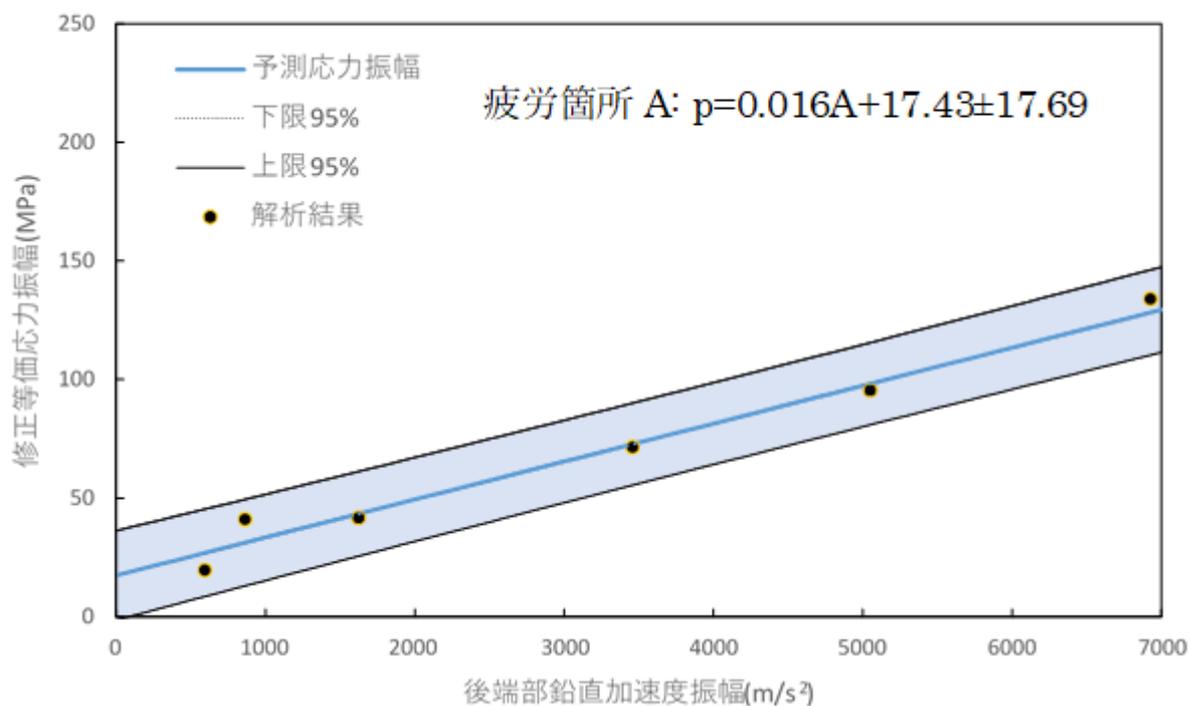


図 4.8 疲労箇所 A 衝撃振動解析結果

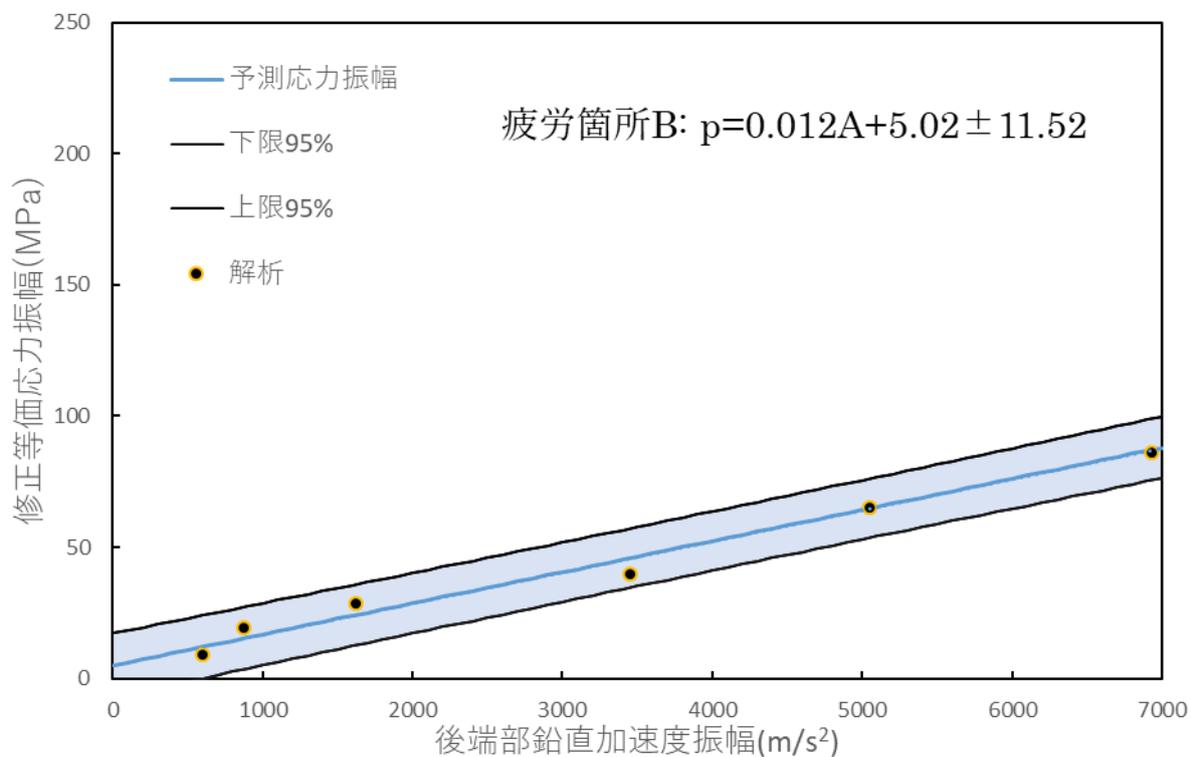


図 4.9 疲労箇所 B 衝撃振動解析結果

図 4.10,図 4.11 に LS 進路について各疲労箇所の修正等価応力振幅とトンゲール後端部鉛直加

速度振幅の関係を示す。

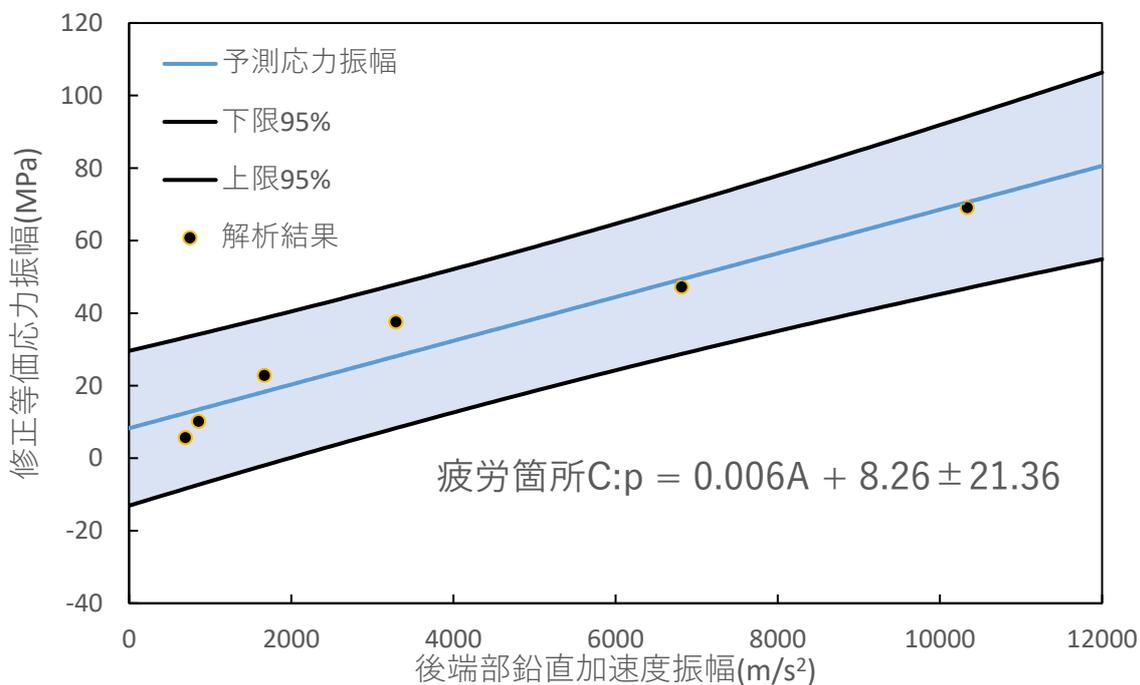


図 4.10 疲労箇所 C 衝撃振動解析結果

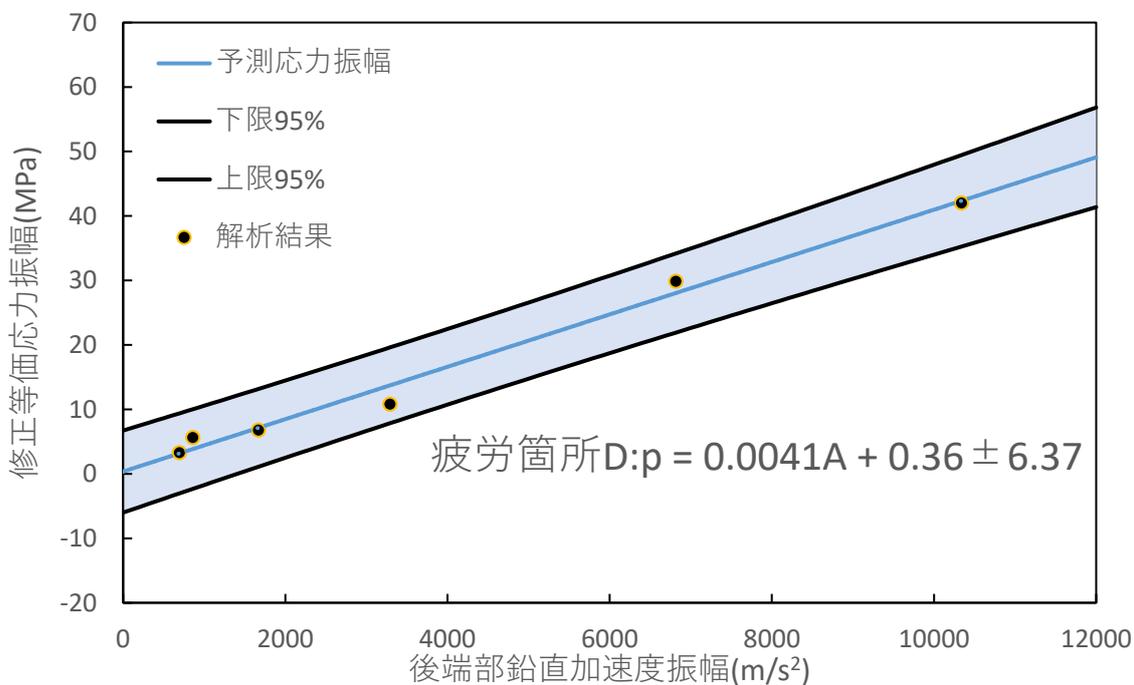


図 4.11 疲労箇所 D 衝撃振動解析結果

図をみると、ばらつきはあるもののいずれの疲労箇所もおおむね直線状に分布しているとみることができる。そこで疲労箇所*i*について p_{hi} (MPa)を修正等価応力振幅、 A (m/s²)をトンダール後

端の鉛直方向衝撃振幅とし、 p_{hi} を A について一次式で表すこととした。まず、各々の疲労箇所について最小二乗法により

$$p_{hi} = c_i A + d_i$$

に当てはまる係数 c_i , d_i を定め、回帰直線を求めた。続いて、各々95パーセント予測区間の誤差範囲式 $E_i(A)$ を求め、最終的な予測式は

$$p_{hi} = c_i A + d_i \pm E_i(A)$$

と定められた。このようにして求められた予測区間について、疲労箇所 A を図 4.8、疲労箇所 B を図 4.9、疲労箇所 C を図 4.10、疲労箇所 D を図 4.11 に表した。なお黒の直線は予測区間の上限と下限に対応し、実際の後端部衝撃振幅の値として取りうる範囲ではほぼ直線と近似できるため、 $E_i(A)$ は定数として求めている。

これにより求められた各疲労箇所の修正等価応力振幅の予測式の係数を表 4.2 にまとめた。

表 4.2 各疲労箇所の予測式の係数

	疲労箇所 A	疲労箇所 B	疲労箇所 C	疲労箇所 D
c_i	0.016	0.012	0.006	0.0041
d_i	17.43	5.02	8.26	0.36
$E_i(A)$	17.69	11.52	21.36	6.37

4.5 輪重由来振動と疲労箇所

4.5.1 荷重と沈み込み量の関係

輪重由来振動が発生した際の肘金部の応力状態はトンダグレールが車軸から負荷を受けて沈み込んだ量に依存すると考えられる。トンダグレールが沈み込む量を見積もるにあたり、2.4.3.5 で述べたように実機のトンダグレールは調整状態に応じてマクラギと隙間を持って浮いたような状態になっていることから、レール—マクラギ間の隙間の値を参照すればよいとわかる。ただし、すべての場合でレールが隙間の分だけ沈み込んでマクラギに接触するわけではなく、通過する車両の重量と隙間の値の組み合わせによってはレールが完全には沈み込みきらず、マクラギに接触しない可能性がある。よって、トンダグレールに負荷を加えた時の変位の特性を明らかにすることが必要と考えられる。

このため、3.3.2.1 に述べたようにばね要素の特性を変更して隙間に相当する値を十分大きく(30mm)設定し、トンダグレールが制約なく沈みこめる状態とした。この状態において LC 進路、LS

進路の両方でトングレールに加える鉛直方向の荷重を 20kN 以上 50kN の範囲で 5kN 刻みに変化させた解析を実施した。

4.5.1.1 LC 進路について

図 4.12 に示すばね要素を取り付けたトングレール底面の節点の変位を確認した。

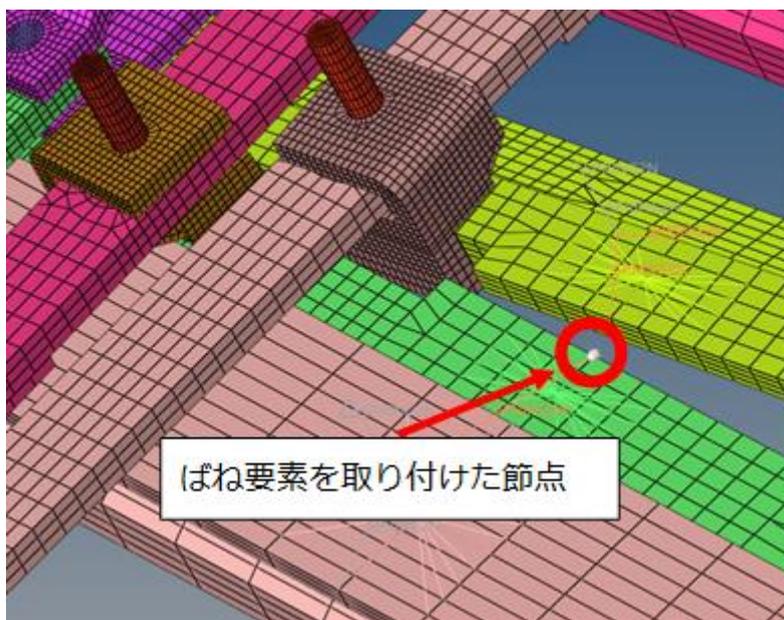


図 4.12 変位を確認した節点(LC 進路)

この節点について加えた鉛直方向の荷重の値に対する変位をプロットし、図 4.13 が得られた。

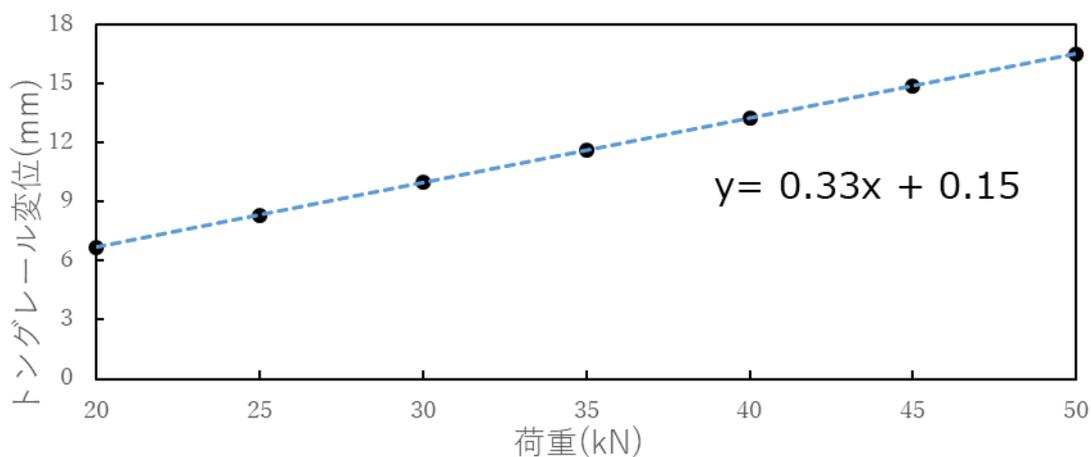


図 4.13 トングレール荷重—変位曲線(LC 進路)

LC 進路について、実際の車両の重量の範囲ではトングレールは最大 17mm 程度沈み込むため、隙間がこれよりも小さい場合は列車が通過する際にトングレールがマクラギに接触している可能

性がある。

図からトングレールの変位は荷重の値に対して線形の関係にあることがわかり、鉛直方向の荷重の値を $x(\text{kN})$, 変位の値を $y(\text{mm})$ とすると、回帰直線の式は

$$y = 0.33x + 0.15$$

と求められた。

4.5.1.2 LS 進路について

4.5.1.1 と同様に図 4.14 に示すばね要素を取り付けたトングレール底面の節点の変位を確認した。

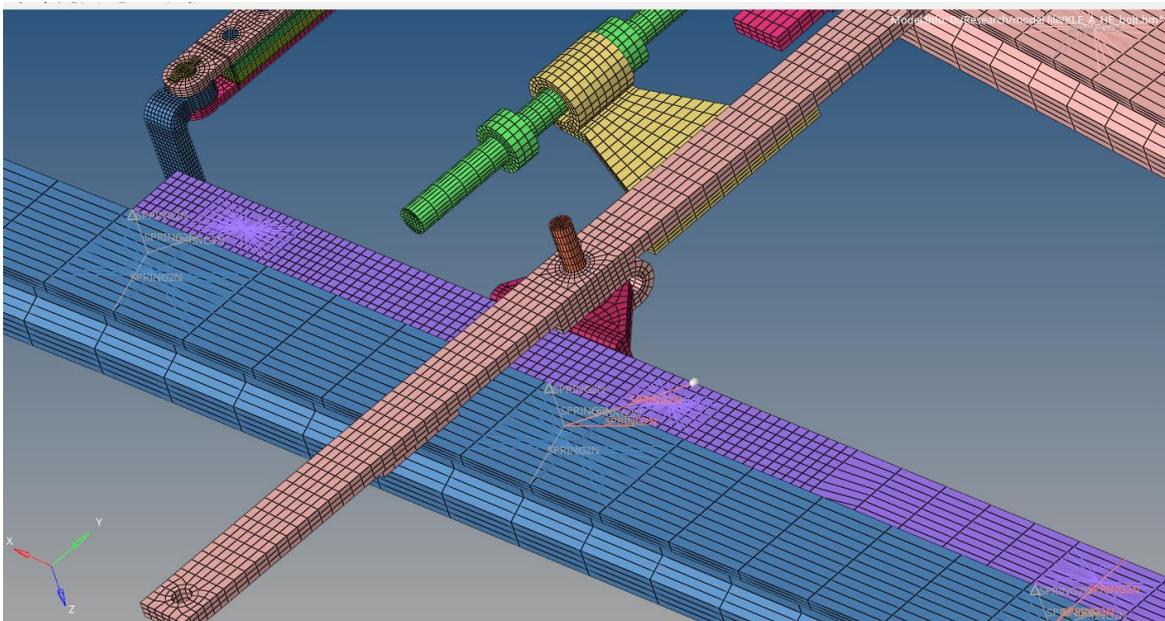


図 4.14 変位を確認した節点(LS 進路)

この節点について加えた鉛直方向の荷重の値に対する変位をプロットし、図 4.15 が得られた。

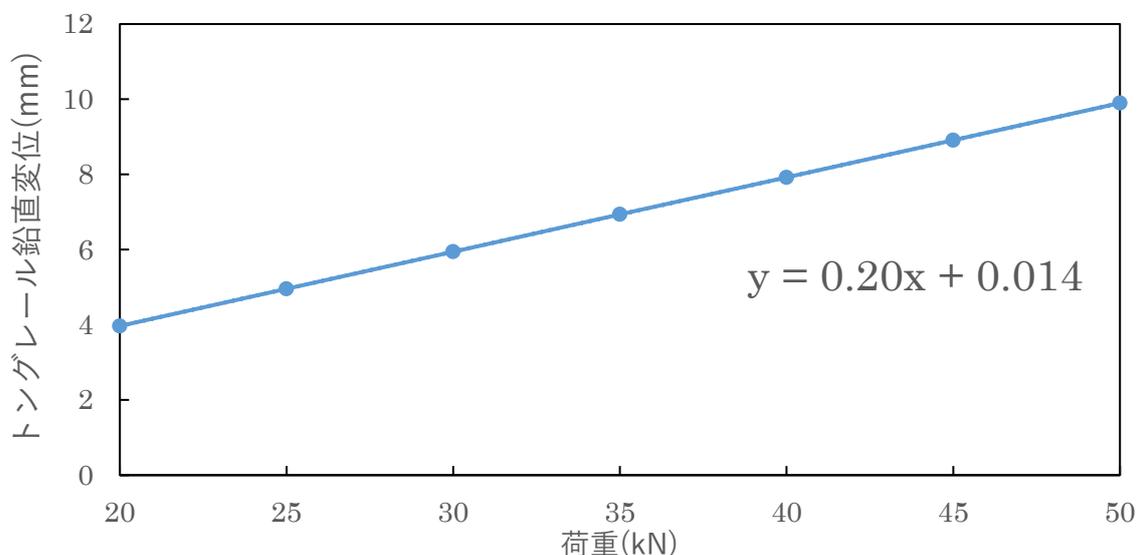


図 4.15 トングレーール荷重—変位曲線(LS 進路)

図からトングレーールの変位は荷重の値に対して線形の関係にあることがわかり、鉛直方向の荷重の値を $x(\text{kN})$, 変位の値を $y(\text{mm})$ とすると、回帰直線の式は

$$y = 0.20x + 0.014$$

と求められた。

4.5.2 トングレーール—マクラギ接触判定

この荷重に対する変位の予測式を用い、通過車両による荷重が $u(\text{kN})$ 、トングレーール—マクラギ間の隙間が $v(\text{mm})$ とわかっているときに、トングレーールとマクラギとの接触の有無を判定した上でトングレーールが実際に沈みこむ量 $w(\text{mm})$ を求める。

まず、LS 進路については

$$v > 0.33u + 0.15$$

であるとき、荷重に対し制約なく沈み込むときのトングレーールの変位よりも隙間の値のほうが大きくなる。したがってトングレーールはマクラギに接触せず、実際に沈み込む量 w は

$$w = 0.33u + 0.15$$

となる。一方、

$$v \leq 0.33u + 0.15$$

であるとき、荷重に対し制約なく沈み込むときのトングレーールの変位のほうが隙間の値よりも大きくなる。したがってトングレーールはマクラギに接触し、実際に沈み込む量 w は

$$w = v$$

であるとわかる。

同様にして、LC 進路についても

$$v > 0.20u + 0.014$$

であるときトングレールはマクラギに接触せず、実際に沈み込む量 w は

$$w = 0.20u + 0.014$$

となる。一方、

$$v \leq 0.20u + 0.014$$

であるとき、トングレールはマクラギに接触し、実際に沈み込む量 w は

$$w = v$$

であるとわかる。

4.5.3 輪重由来振動による修正等価応力振幅の予測

次に、トングレールが実際に沈み込んだ量に対する肘金部の応力状態の関係を調べる。隙間に相当する量を 30mm と十分大きくし、トングレールが制約なく沈みこめる状態において加える鉛直方向の荷重を 20kN 以上 50kN の範囲で変化させた解析を実施した。解析結果において各疲労箇所*i*の修正等価応力振幅を算出し、トングレールの変位と比較することで図が得られた。

図を見ると、ばらつきはあるものの各疲労箇所における修正等価応力振幅はおおむね変位に対して線形な関係にあることがわかる。そこで、4.4 で衝撃振動解析結果において修正等価応力振幅の予測式を求めたときの方法と同様に、輪重由来振動によって疲労箇所*i*に加わる修正等価応力振幅を p_{wi} (MPa)、トングレールの変位を w (mm)とし、 w に対する p_{wi} の予測式の形が

$$p_{wi} = e_i w + f_i \pm G_i(w)$$

であるとして回帰直線の係数である定数 e_i, f_i 、および 95%のデータが収まる誤差範囲 $G_i(w)$ を求めた。なお、上限、下限に対応する線を直線と近似し、 $G_i(w)$ は定数として算出している。

LC 進路の疲労箇所について以下の図が得られた。

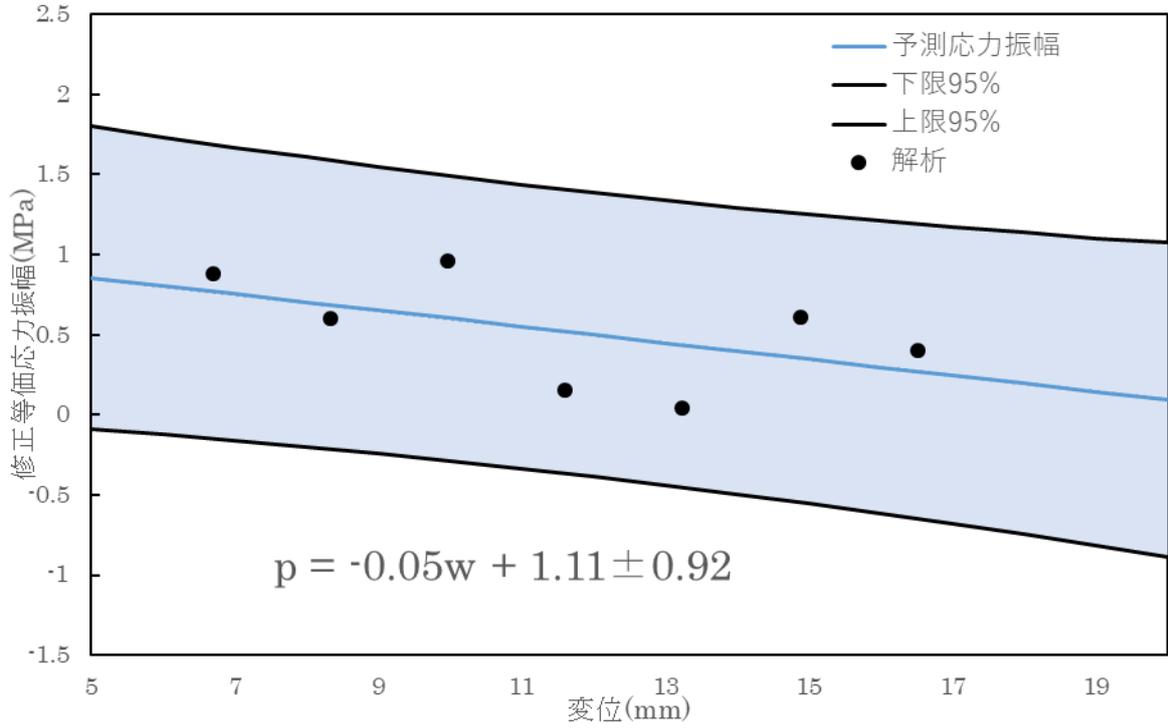


图 4.16 疲劳箇所 A 解析結果

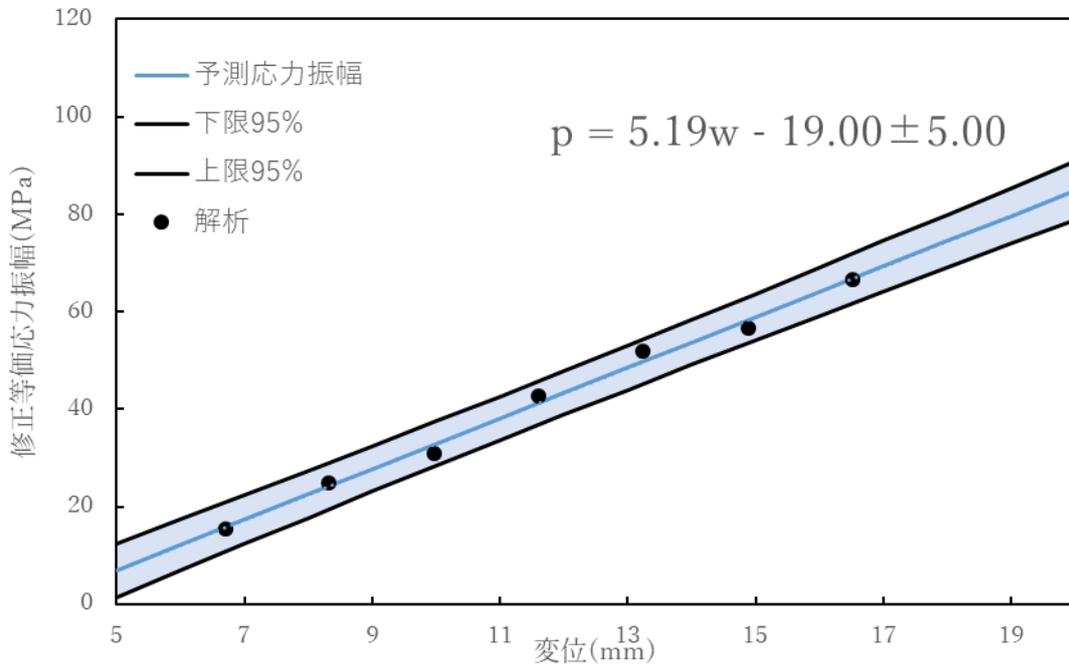


图 4.17 疲劳箇所 B 解析結果

一方、LS 進路の疲労箇所について以下の図が得られた。

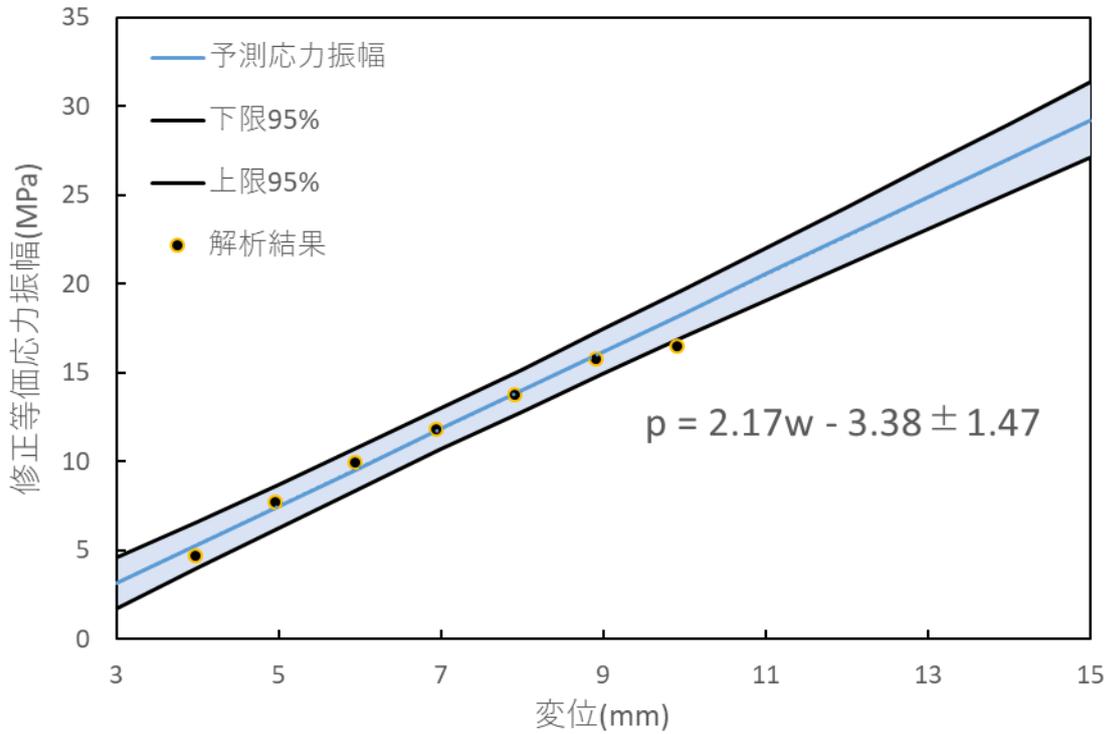


図 4.18 疲労箇所 C 解析結果

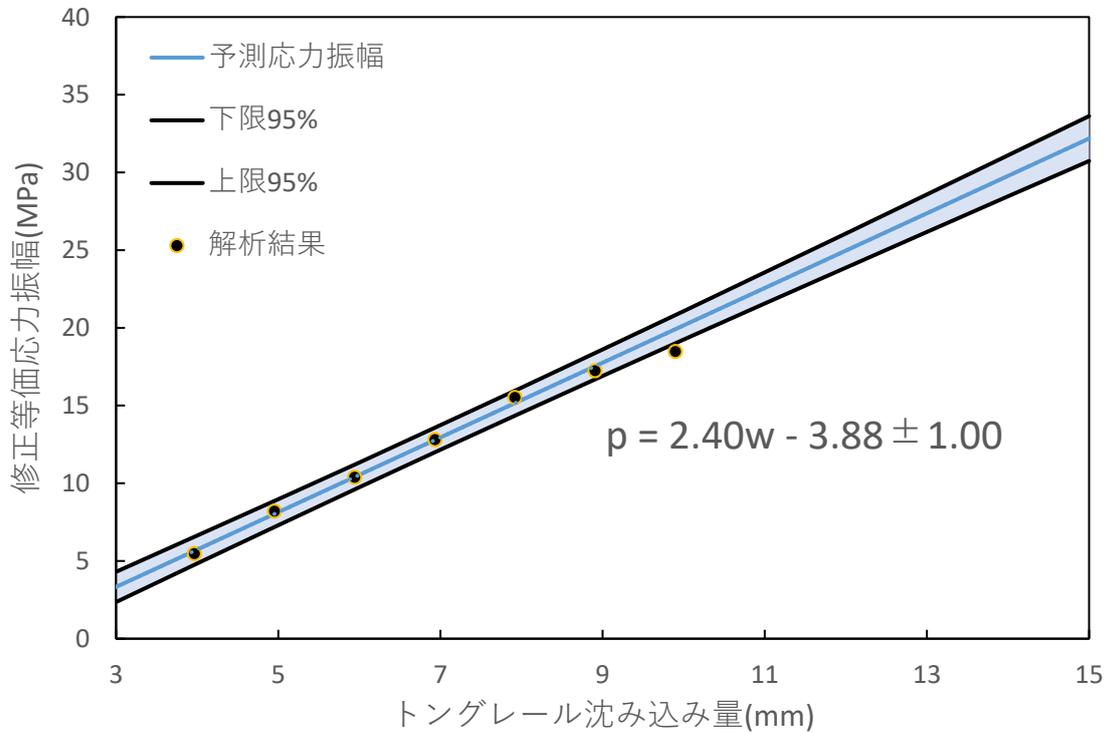


図 4.19 疲労箇所 D 解析結果

解析結果をみると、ばらつきは大きいもののいずれの箇所も変位に対して修正等価応力振幅が線形な関係にあることがわかる。また、この変位の範囲において、いずれの箇所も肘金の材料である S25C の疲労限 200MPa は上回らないことがわかる。このようにして求めた予測式の係数 e_i , f_i , $G_i(w)$ は表 4.3 のようになった。

表 4.3 予測式の係数一覧

	疲労箇所 A	疲労箇所 B	疲労箇所 C	疲労箇所 D
e_i	-0.05	5.19	2.17	2.40
f_i	1.11	-18.99	-3.38	-3.88
$G_i(w)$	0.92	5.00	1.47	1.00

4.6 考察

4.4 では後端振幅に対する等価応力振幅の値が線形な関係にあるとして予測式を求めた。修正等価応力振幅が後端振幅と線形な関係にあるのは、各時刻の荷重に倍率をかけた負荷を入力するということが加える力学的エネルギーを増幅させることと対応しており、これに応じて肘金部の各要素に加わる応力も線形に増加していくからだと考えられる。また解析結果において回帰直線と比較した際に値にばらつきがみられたが、これは解析モデルの不確定性によるものと考えられる。本研究では加える衝撃を変える方法として荷重波形は変わらずに各時刻の荷重に倍率をかけた負荷を入力したが、実際の分岐器において異なる衝撃振幅が加わった場合、加わる荷重の波形が同じであるかどうかは明らかでない。

4.5 では輪重由来振動について入力荷重を変化させた際の等価応力振幅の予測式を求めた。本研究では車軸の移動による影響は考えず、静解析として平衡点における応力状態を考慮したが、実機の現象においては車輪がレールから浮き上がっていて負荷が入力荷重と異なっている可能性があり、またレール下の状況を模したばね要素の周波数応答によって応答が変化する可能性がある。したがって波形測定データと比較してレール下の特性の再現性を高め、台車及び車輪を模したモデリングをシトングレール上で動かした解析を実施するのが良いと考えられる。しかし、このような解析にも計算負荷が非常に多くかかるという課題があり、実現に課題がある。

本研究では各疲労箇所に加わる応力振幅の値として予測式の区間の幅を考慮し、疲労寿命について最長及び最短となる年数の幅を持たせて算出することとした。

第5章 疲労寿命予測

5.1 緒言

分岐器の設置条件や通過列車の状況などを考慮し、第4章で作成した予測式をもとに、実際に設置されている分岐器の肘金部の疲労寿命の予測を行う手法について述べる。

5.2 衝撃振動による影響

衝撃振動によって疲労箇所各所に加わる等価応力振幅を求める手法について述べる。

先行研究によれば、衝撃振動による後端部加速度振幅の大きさは分岐器の後端部の段違い量および目違い量をパラメータとし、以下の式によって予測できる。

$$A = \alpha \left[\beta V + \gamma m V \left\{ \sqrt{\frac{2h}{r}} + \sqrt{\frac{2y/\sin\phi}{r}} \cos\phi \right\} \right] \pm F(V) \quad (5.1)$$

ここで A は加速度振幅 [m/s²]、 α 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 である。 β, γ は比例係数で、

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

である。 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]、 ϕ はフランジ角であり、は誤差範囲を表す式である。ただし疲労寿命を見積もる際には非常に多い衝撃回数を対象とすることから、後端部の衝撃振幅の平均値は予測値そのものになると考え、 $F(V)=0$ としてよい。

加速度振幅 A を求めて 4.4 で疲労箇所それぞれの作成した応力振幅の値の予測式

$$p_{hi} = c_i A + d_i \pm E_i(A)$$

に代入することで、衝撃を受けたトングレールに付属する肘金の各疲労箇所の等価応力振幅の値 p_{hi} が求められる。

フロントロッドを介して繋がっているトングレールに衝撃が発生した場合についても、肘金の各疲労箇所について 2分の1程度の主応力が加わることから、このような場合には $p_{hi}/2$ の等価応力振幅が加わることとした。

5.3 輪重由来振動による影響

輪重由来振動によって疲労箇所各所に加わる等価応力振幅を求める手法について述べる。車重により加わる荷重が u (kN)、トングレール-マクラギ間の隙間が v (mm) であるとき、4.5.2 の手順により LC 進路ならトングレールが沈み込む量 w は

$$v > 0.33u + 0.15 \quad \text{ならば } w = 0.33u + 0.15$$

$$v > 0.33u + 0.15 \quad \text{ならば } w = v$$

となる。これを疲労箇所それぞれについて求めた応力振幅の値の予測式

$$p_{wi} = e_i w + f_i \pm G_i(w)$$

に代入することで、衝撃を受けたトングレールに付属する肘金の各疲労箇所の等価応力振幅の値 p_{hi} が求められる。LS 進路についても同様にトングレールが沈み込む量を求め、そこから予測式を用いて等価応力振幅の値を計算できる。

ダブルスリップ分岐器の左右の対称性から、RS 進路については LC 進路の疲労箇所及び予測式、RC 進路については LS 進路の疲労箇所及び予測式をそれぞれ適用した。

各進路に対応する肘金について、フロントロッドを介して繋がっているトングレールに衝撃が生じた場合についても各疲労箇所に 4 分の 1 程度の主応力が加わることから、この場合には $p_{hi}/4$ の等価応力振幅が加わることとした。

5.4 寿命予測

5.2 および 5.3 で算出された衝撃振動や輪重由来振動による等価応力振幅の値をもとに、分岐器肘金部の寿命を求める手法について述べる。

5.4.1 疲労破壊に至る回数の算出

衝撃振動による応力振幅の値が p_h 、輪重由来振動による応力振幅の値が p_w であるとき、それぞれの振動サイクルが単独に加わる際に破壊に至る回数 N_h, N_w を求めるため、図 5.1 に示す SN 線図 [16] を用いる。肘金の疲労限度は 200MPa であり繰り返し回数が 1×10^6 以上の場合については疲労限度に達していると考えられるが、本研究においては修正マイナー則の考え方を採用し、近似直線によって疲労限度を下回る場合においても疲労破壊に達するまでの繰り返しの回数を求めることとした。

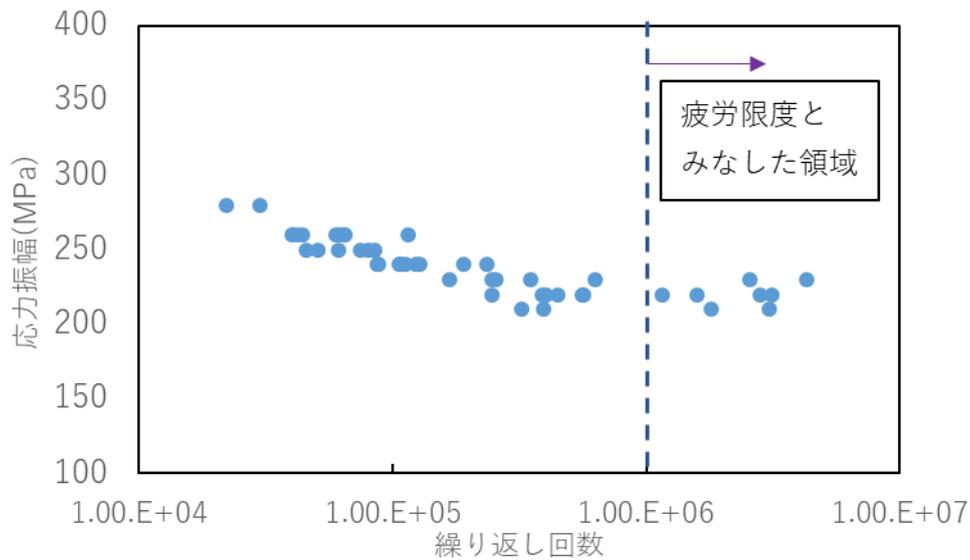


図 5.1 S25C の SN 線図

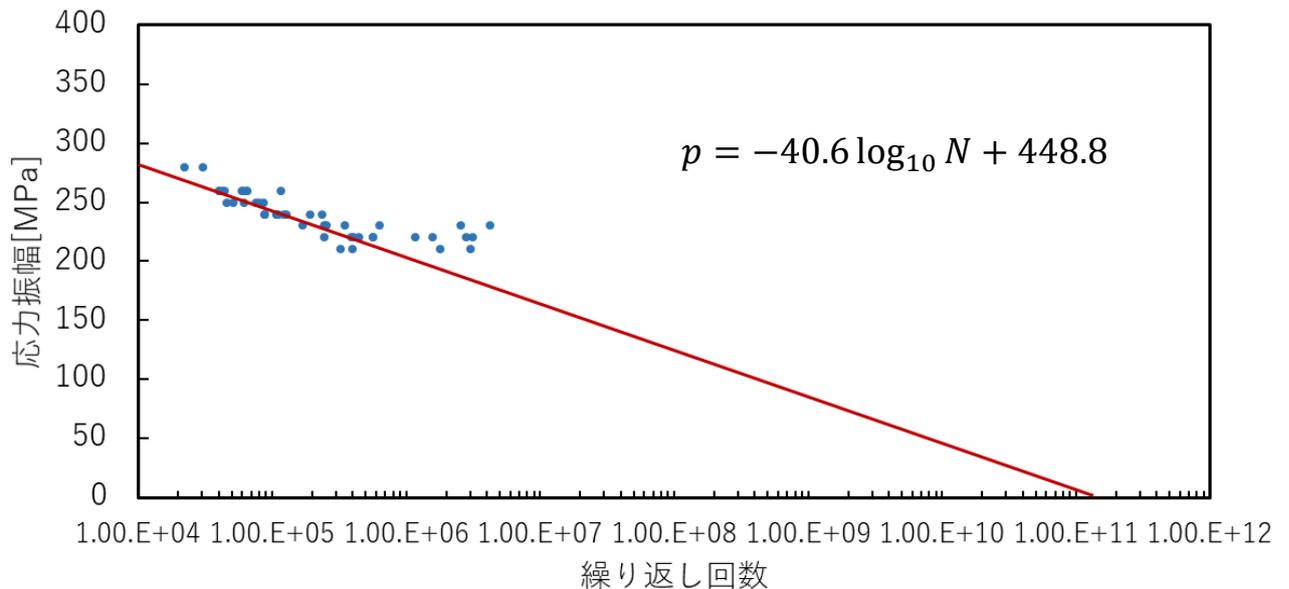


図 5.2 S25C の SN 線図及び外挿線

図 5.2 より、応力振幅の値 p ,破壊に至る繰返し回数 N について

$$p = -40.6 \log_{10} N + 448.8$$

の関係があると求められた。したがってこの式に p_h, p_w の値を代入することにより N_h, N_w が求められる。

5.4.2 疲労寿命の計算 [17]

本研究では疲労箇所各所について輪重由来振動及び衝撃振動の異なる応力振幅を持つ二種類の振動による影響を考慮するため、マイナー則を適用した。寿命を求める具体的な手順について以下に述べる。

疲労破壊する時点での損傷を 1 と定義し、線形に損傷が蓄積するものと仮定すると、1 回当たりの衝撃振動による損傷量 d_h 、輪重由来振動による損傷量 d_w はそれぞれ

$$d_h = \frac{1}{N_h}$$

$$d_w = \frac{1}{N_w}$$

で与えられる。一定期間に肘金の疲労箇所が受ける損傷量 D は、1 回当たりの各振動による損傷量 d_h, d_w に期間内の衝撃振動および輪重由来振動の発生回数 M_h, M_w を掛けることにより

$$D = D_h + D_w = d_h \cdot M_h + d_w \cdot M_w$$

となる。ここから、損傷量 D が 1 に達するまでの期間として各疲労箇所の寿命を計算することができる。

ある肘金について各疲労箇所の寿命を比較し、その中での最小値が肘金の疲労破壊に至る寿命となる。

以上 5.2 から 5.4.2 までの議論により、トングレール後端部の段違い量や目違い量、通過車両の車重、トングレール-マクラギ間の隙間といった分岐器の設置状況に応じたパラメータから肘金部の寿命を算出する方法を定めることができた。

5.4.3 疲労寿命の算出

疲労寿命の算出例として、実際の分岐器の設置条件を想定し、5.4.2 までの手法を用いてダブルスリップ分岐器の肘金部の寿命を求める。

設置条件に対応する値として、通過車両の重量から車輪 1 軸あたりの荷重は動力車で $u=40(\text{kN})$ 、付随車では $u=30(\text{kN})$ であるとした。トングレール-マクラギ間の隙間の値については整備基準値の範囲で肘金部に最も大きな負荷が加わりうる場合を想定し、 $v=30(\text{mm})$ とした。また、現場写真による値を考慮し、段違い量、目違い量を各進路一律に $3(\text{mm})$ と設定した。列車の通過状況については各進路 1 日 100 本とし、時速 $40(\text{km/h})$ で通過するものとした。

これらの値を適用すると、分岐器に加わる輪重由来振動および衝撃振動を考慮した各肘金の寿命は以下の表 5.1 のようになった。

表 5.1 疲労箇所各所の寿命一覧

	LC 進路肘金部	LS 進路肘金部	RC 進路肘金部	RS 進路肘金部
寿命(年)	727.0	137.0	137.0	727.0
予測区間内	409.9	21.9	21.9	409.9
最小寿命(年)				

この結果から、最も厳しく寿命を見積もった場合についても、疲労寿命は 22 年と見積もられた。したがって、このケースにおいて分岐器の肘金部は実用寿命範囲内において疲労破壊を起こさないということとなった。営業線に設置されたダブルスリップ分岐器の交換周期は 1 年であるから、これと比較すると大きな値となっていることがわかる。

他の分岐器の肘金部についても、設置状況に応じて値を変更することにより同様にして疲労寿命を見積もることができる。このようにして実機の使用状況から鉄道分岐器付属部品の疲労を評価する手法が確立できた。

第6章 結論

6.1 結論

本研究では列車通過時に分岐器で発生する振動のうち、車輪がトングレールの後端部の継ぎ目を通る際に生じる衝撃振動、およびトングレールが車軸から荷重を受けることにより生じる輪重由来振動の両方の影響について考慮し、ダブルスリップ分岐器の肘金部に加わる応力の様子を明らかにすることで設置条件に応じた疲労寿命を評価する方法を確立した。

まず、衝撃振動及び輪重由来振動のそれぞれにより応力が集中する箇所を明らかにし、その各所について、衝撃振動についてはトングレールの後端部における鉛直加速度の大きさととの関係から等価応力振幅の予測式を求めた。一方、輪重由来振動については列車の重量やトングレール-マクラギ間の隙間によってトングレールが沈み込む量を算出し、その値との関係から等価応力振幅の予測式を求めた。こうして求められた等価応力振幅の値、及び材料の特性や列車の通過本数を考慮することにより、肘金の寿命を予測する手法を確立した。

衝撃振動について応力振幅は後端部の加速度振幅と線形な関係にあり、加速度振幅は段違い量や目違い量の値に従って増加した。したがって、メンテナンスによってこれらの値を小さくすることで疲労寿命を長くすることができると考えられる。

輪重由来振動について等価応力振幅はトングレールが実際に沈み込んだ量と線形な関係であった。このため、車重の重い貨物車などが通過する分岐器においてもメンテナンスによりトングレールとマクラギとの隙間を小さく保つことで疲労寿命を長くすることができると考えられる。

6.2 課題と展望

輪重由来振動解析について、本研究では車重を車輪の数で除して求められる集中荷重を入力することで模擬する解析を行った。しかしながら、現実の車両では車重による負荷が各車輪に均一に加わっているとは限らず、台車の傾きなどを原因として偏りが生じている可能性が考えられる。また、レールと車輪との間の接触状態についても瞬時的に車輪がレールから浮き上がっている状態が考えられ、モデルが現象を再現できていない可能性がある。これを改善するため、レール上に車輪を模したモデリングをし、これを移動させたときの肘金部の応答を調べることが考えられる。

衝撃振動についても、レールの接触状態やレール下のマクラギ、バラストに対応する箇所の再現状態を変えることで周波数応答が変化し、応答も変わる可能性がある。このため、レール下の再現をよりよくすることが求められる。

また、実際に分岐器に用いられている肘金は規格化されておらず、細かな構造の違いによりくびれ部や軸受け周辺の応力の様子が異なっている可能性がある。肘金の形状の違いに応じた応力特性の違いを明らかにすることが求められる。

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研究の進行に役立つ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、戸丸様、佐々木様、そして前任の戸澤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。

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、研究室のネットワーク関連の知識についてご助言いただいた小林さんをはじめ、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同期の皆にもお世話になりました。

最後に、研究を進める間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,” 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-”.
- [3] 東日本旅客鉄道, “JR 東日本社内講座教本,” 著: 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, 鹿間政男, “フロントロッドの改良(第 1 報),” 著: 鉄道研究所速報, 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解析,” 2017.
- [8] 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.
- [9] 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.
- [10] 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.
- [11] 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.
- [12] 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.
- [13] 新野善行、鈴木正彦 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] 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.81, no.832, pp.15-00286,2019,doi:10.1299/transjsme.18-00414.
- [15] 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.15-02386..
- [16] 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 No.1*,1978.
- [17] 泉聡志, 東京大学工学部機械系学科講義用 web ノート, 2017.
- [18] 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”.
- [19] 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-,” 著: 鉄道技術連合シンポジウム講演論文集.

