

# 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

平成31年2月1日提出  
03170209 坂西 空  
指導教員 泉 聡志 教授

# 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

坂西 空 指導教員: 泉 聡志 教授

Keywords: Finite Element Analysis, Impact Vibration, Switch and Crossing, Fatigue Evaluation, Condition of Front Rod

## 1 緒言

鉄道では、一般に分岐器を用いることによって車両の進行方向を変更している。分岐器は転てつ装置によって2本のトングレールを動かすことによって車両の進路を決定している。この転てつ装置の不備によって転換不能になると、列車に遅延や運休などの多大な影響が生じてしまう。そのため、転てつ装置の部品は定期的な交換が行われているが、その交換周期は明確な根拠に基づくものではなく分岐器によっては過剰に短い周期で交換されている可能性がある。そこで、各々の分岐器の設置環境やメンテナンス状況に基づき適切な交換周期を算出し、効率的なメンテナンスを行うことを目標として、JR東日本と共同研究を行っている。

先行研究では、営業線での実測と有限要素法解析を通じて、フロントロッドの軸受の摩耗予測[1]と肘金の疲労評価[2]を行った。しかし、軸受の摩耗や肘金の疲労に影響する可能性がある分岐器の現場調整状態を考慮した評価は行われていない。そこで、本研究では現場調整状態が分岐器の寿命に与える影響を評価する。

## 2 研究手法

本研究では、肘金の疲労の進行速度に影響を与える可能性のある分岐器の調整状態として、フロントロッドの「張り」に着目する。フロントロッドの「張り」とはフロントロッドが所定の長さより長く調整されていることをいう。「張り」によって、フロントロッドがトングレールへの動力の伝達を担うようになり、周辺の部品に通常とは異なる大きな負荷がかかる可能性がある。このような条件を変えながら実機試験を行うのは困難であるため、有限要素法解析を用いる。

解析に用いるモデルは先行研究のものを元にフロントロッドの「張り」を再現するため以下の通り改良した。まず、スイッチアジャスタの押しつけを一定の力ではなく一定の変位で行うようにした。また、フロントロッドの一部を伸長させることができるようにした。解析結果から肘金の応力振幅を算出し、疲労評価を行う。

## 3 解析

### 3.1 実機試験との比較

スイッチアジャスタの押しつけの再現とフロントロッド長さの可変性を行った本研究のモデルでフロントロッドの長さを変えずに解析を行ったところ、先行研究の実機試験で計測したトングレール後端部鉛直方向加速度、肘金部鉛直方向加速度、フロントロッド軸力についてよく一致することが確認できた。

### 3.2 フロントロッドの「張り」の影響

フロントロッドの長さを正常の状態とそれより2mm, 4mm, 6mm, 8mm, 10mm, 11mm長くした場合の7通りについて解析を行った。

衝撃荷重を与えてから0.006s後の正常の状態と10mm伸長の各条件における肘金の主応力コンターをFig. 1とFig. 2に示す。応力分布が大きく異なっていることが分かる。

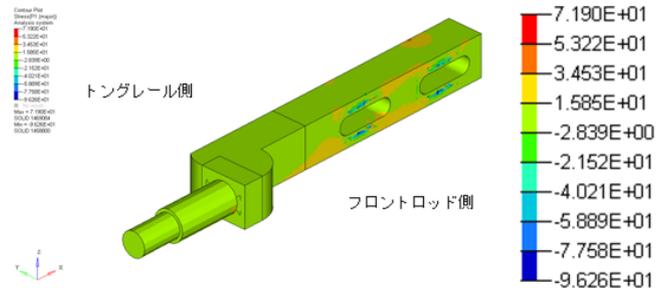


Fig. 1 Principal stress contour (Normal condition)

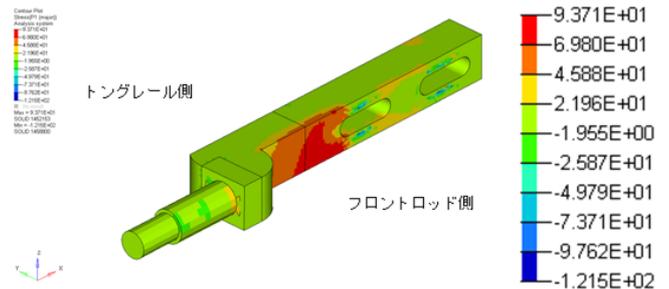


Fig. 2 Principal stress contour (10mm longer)

最大応力振幅は、フロントロッドの伸長量0mm～11mmの順に、37MPa, 37MPa, 43MPa, 45MPa, 36MPa, 40MPa, 31MPaとなり、いずれも肘金の材料であるS25Cの疲労限度である約200MPaを大きく下回った。応力振幅が最大となる場所は、条件によって異なり、長穴前縁上部のトングレール側、長穴前縁下部のトングレール側、長穴前縁下部のフロントロッド側の3パターンがあった。

## 4 結言

分岐器のフロントロッドの調整状態が異なる場合における肘金の疲労評価を行った。応力振幅はいずれの条件でも疲労限度を大きく下回り、通常の交換周期の間に疲労破壊が起こる可能性は低いという結果になった。今後、フロントロッドを張らせるときの設置環境などの条件を明らかにし、それらを反映させた解析を行うとともに、肘金の疲労や軸受の摩耗に影響を与える可能性のある他の要因についても検討する必要がある。

## 参考文献

- [1] 近藤祐樹, “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”, 東京大学修士論文, 2015.
- [2] 平能敦雄, “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”, 東京大学卒業論文, 2018.

# 目次

目次	1
図目次	4
表目次	7
第1章 序論	8
1.1 背景	8
1.2 先行研究	9
1.3 目的	9
1.4 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 分岐器の種類 [7] [8]	11
2.2.1 普通分岐器	11
2.2.2 特殊分岐器	12
2.3 分岐器の区分およびレールの名称	13
2.4 分岐方式	14
2.4.1 関節方式	14
2.4.2 弾性方式	15
2.5 分岐器の各状態に関する名称	15
2.5.1 番数	15
2.5.2 列車の通過方向	16
2.5.3 開通方向	16
2.5.4 座標系と各軸方向	16
2.6 転てつ装置の構成	16
2.6.1 電気転てつ機	17
2.6.2 スイッチアジャスタ	18
2.6.3 フロントロッド	20
2.6.4 鎖錠かん・ロックピース	21
2.7 転てつ装置の動作	24
2.8 トングレールと基本レールの密着	25
2.9 本研究のアプローチ	26
第3章 有限要素モデリング	27
3.1 緒言	27
3.2 分岐器モデル	27
3.2.1 モデルの概要	27
3.2.2 レール	29
3.2.3 スイッチアジャスタ・動作かん	32
3.2.4 フロントロッド・接続かん	35
3.2.5 肘金部	37
3.3 衝撃荷重による振動解析	39
3.3.1 荷重入力位置	39
3.3.2 入力波形	40
3.3.3 解析条件	41
第4章 解析結果	43
4.1 緒言	43
4.2 フロントロッドの正常状態の解析	43
4.2.1 実測データとの比較	43
4.2.1.1 トングレール後端部鉛直方向加速度	43
4.2.1.2 肘金部鉛直方向加速度	45
4.2.1.3 フロントロッド軸力	46
4.2.1.4 スイッチアジャスタ鉛直方向加速度	47

4.2.2 応力分布	50
4.2.2.1 主応力コンター	50
4.2.2.2 トングレールの密着力一定モデルとの比較	51
4.2.3 応力振幅	54
4.3 フロントロッドに張りがある状態の解析	55
4.3.1 フロントロッドの張りによる周辺部品の位置変化	56
4.3.2 応力分布・応力振幅	57
4.3.2.1 フロントロッド伸長量0mmのとき	57
4.3.2.2 フロントロッド伸長量2mmのとき	58
4.3.2.3 フロントロッド伸長量4mmのとき	59
4.3.2.4 フロントロッド伸長量6mmのとき	60
4.3.2.5 フロントロッド伸長量8mmのとき	61
4.3.2.6 フロントロッド伸長量10mmのとき	62
4.3.2.7 フロントロッド伸長量11mmのとき	63
4.3.2.8 まとめと考察	64
4.3.3 考察：トングレール-基本レール密着力	65
4.3.3.1 フロントロッド伸長量0mmのとき	65
4.3.3.2 フロントロッド伸長量2mmのとき	66
4.3.3.3 フロントロッド伸長量4mmのとき	67
4.3.3.4 フロントロッド伸長量6mmのとき	68
4.3.3.5 フロントロッド伸長量8mmのとき	68
4.3.3.6 フロントロッド伸長量10mmのとき	69
4.3.3.7 フロントロッド伸長量11mmのとき	70
4.3.3.8 考察	70
4.3.4 考察：フロントロッド軸力	72
4.3.4.1 結果	72
4.3.4.2 考察	73
第5章 結論	75
5.1 結論	75
5.2 課題と展望	75
謝辞	76
参考文献	77

# 目次

Fig. 2.1	分岐器の一般的な構造 [9]	14
Fig. 2.2	トングレール後端部継目	15
Fig. 2.3	転てつ装置全体	17
Fig. 2.4	NS形電気転てつ機	18
Fig. 2.5	スイッチアジャスタ	19
Fig. 2.6	スイッチアジャスタと連結板の接続部（密着側）	19
Fig. 2.7	スイッチアジャスタと連結板の接続部（非密着側）	20
Fig. 2.8	B721型フロントロッド	21
Fig. 2.9	B821型フロントロッド	21
Fig. 2.10	鎖錠かんとロックピースの仕組み	22
Fig. 2.11	鎖錠かんとロックピースの正常な状態	23
Fig. 2.12	鎖錠かんとロックピースの異常な状態	23
Fig. 2.13	電気転てつ機の内部構造	24
Fig. 2.14	トングレール先端と基本レールの間に隙間が生じた状態	25
Fig. 3.1	分岐器概略図	28
Fig. 3.2	分岐器有限要素モデル上面	28
Fig. 3.3	分岐器有限要素モデル全体	29
Fig. 3.4	フロントロッドおよびスイッチアジャスタ周辺の拡大図	29
Fig. 3.5	トングレール後端部のモデリング	30
Fig. 3.6	レール底面のモデリング	31
Fig. 3.7	トングレール先端部のモデリング	31
Fig. 3.8	トングレール先端部のメッシュ比較	31
Fig. 3.9	スイッチアジャスタ周辺のモデリング	33
Fig. 3.10	スイッチアジャスタと連結板の接続部	34
Fig. 3.11	スイッチアジャスタの受ける力	34
Fig. 3.12	スイッチアジャスタの回転(変位10倍)	34
Fig. 3.13	フロントロッド周辺のモデリング	36
Fig. 3.14	フロントロッドの伸長箇所	37
Fig. 3.15	フロントロッドの伸長手順	37
Fig. 3.16	肘金部（左側）のモデリング	38
Fig. 3.17	肘金部（右側）のモデリング	38
Fig. 3.18	衝撃荷重入力点	39
Fig. 3.19	y方向入力荷重	40
Fig. 3.20	z方向入力荷重	41
Fig. 4.1	トングレール後端部鉛直方向加速度	44
Fig. 4.2	トングレール後端部鉛直方向加速度(0-0.02s)	44
Fig. 4.3	肘金部鉛直方向加速度	45
Fig. 4.4	肘金部鉛直方向加速度(0-0.03s)	46
Fig. 4.5	フロントロッド軸力	47
Fig. 4.6	フロントロッド軸力(0-0.03s)	47
Fig. 4.7	スイッチアジャスタ鉛直方向加速度	48
Fig. 4.8	スイッチアジャスタ鉛直方向加速度(0.005-0.015s)	49
Fig. 4.9	スイッチアジャスタ鉛直方向加速度(LPF1000Hz)	49
Fig. 4.10	主応力コンター(トングレール側, $t=0.007s$ )	50
Fig. 4.11	主応力コンター(フロントロッド側, $t=0.007s$ )	51
Fig. 4.12	トングレールと基本レールの密着力	52
Fig. 4.13	主応力コンター(本研究モデル, $t=0.007s$ )	53
Fig. 4.14	主応力コンター(先行研究モデル, $t=0.007s$ )	53
Fig. 4.15	スイッチアジャスタ軌間内外方向加速度	54
Fig. 4.16	トングレール前方部軌間内外方向加速度	54
Fig. 4.17	S25CのSN線図（修正マイナー則）	55

Fig. 4.18	フロントロッドを張らない場合のフロントロッド周辺部	56
Fig. 4.19	フロントロッドを張った場合のフロントロッド周辺部	57
Fig. 4.20	主応力コンター(伸長量0mm, フロントロッド側, $t=0.006s$ )	58
Fig. 4.21	主応力コンター(伸長量2mm, $t=0.007s$ )	58
Fig. 4.22	主応力コンター(伸長量2mm, フロントロッド側, $t=0.006s$ )	59
Fig. 4.23	主応力コンター(伸長量4mm, $t=0.007s$ )	59
Fig. 4.24	主応力コンター(伸長量4mm, フロントロッド側, $t=0.006s$ )	60
Fig. 4.25	主応力コンター(伸長量6mm, $t=0.007s$ )	60
Fig. 4.26	主応力コンター(伸長量6mm, フロントロッド側, $t=0.006s$ )	61
Fig. 4.27	主応力コンター(伸長量8mm, $t=0.007s$ )	61
Fig. 4.28	主応力コンター(伸長量8mm, フロントロッド側, $t=0.006s$ )	62
Fig. 4.29	主応力コンター(伸長量10mm, $t=0.007s$ )	63
Fig. 4.30	主応力コンター(伸長量10mm, フロントロッド側, $t=0.006s$ )	63
Fig. 4.31	主応力コンター(伸長量11mm, $t=0.007s$ )	64
Fig. 4.32	主応力コンター(伸長量11mm, フロントロッド側, $t=0.006s$ )	64
Fig. 4.33	接触圧力コンター(伸長量0mm, $t=0.000s$ )	66
Fig. 4.34	接触圧力コンター(伸長量2mm, $t=0.000s$ )	67
Fig. 4.35	接触圧力コンター(伸長量4mm, $t=0.000s$ )	67
Fig. 4.36	接触圧力コンター(伸長量6mm, $t=0.000s$ )	68
Fig. 4.37	接触圧力コンター(伸長量8mm, $t=0.000s$ )	69
Fig. 4.38	接触圧力コンター(伸長量10mm, $t=0.000s$ )	69
Fig. 4.39	接触圧力コンター(伸長量11mm, $t=0.000s$ )	70
Fig. 4.40	各条件における衝撃荷重入力時の密着力および軸力	71
Fig. 4.41	フロントロッドを張らない場合のスイッチアジャスタ-連結板接続部	71
Fig. 4.42	フロントロッドを張った場合のスイッチアジャスタ-連結板接続部	72
Fig. 4.43	各条件におけるフロントロッド軸力	73
Fig. 4.44	非密着側トングレール先端部と連結板の変位の差の変化	74

# 表目次

Table 2.1	普通分岐器の種類	12
Table 2.2	特殊分岐器の主な種類	13
Table 3.1	分岐器諸元	28
Table 3.2	列車通過条件	39
Table 3.3	材料物性値	41
Table 3.4	ばね要素のばね定数および減衰係数 [5] [6]	42
Table 3.5	肘金部ボルトのばね要素のばね定数および減衰係数 [6]	42
Table 3.6	解析条件	42
Table 4.1	肘金の部位およびフロントロッド伸長量ごとの応力振幅	65

# 第1章 序論

## 1.1 背景

鉄道では、一般に分岐器を用いることによって車両の進行方向を変更している。分岐器にはさまざまな種類および形状があるが、いずれも転てつ装置によって可動レールである2本のトングレールを動かし、左右いずれかの基本レールに密着させることによって車両の進路を決定している。この転てつ装置の不備によって転換不能になると、設置個所を通過する列車に遅延や運休などの多大な影響が生じてしまう。そのため、転てつ装置は定期的なメンテナンスが行われているほか、分岐器形状の変化に伴った転てつ装置の改良 [1]や全体の技術革新 [2]など、故障しにくく省メンテナンス化を進める研究開発が行われてきた。

転てつ装置の機能の1つに、照査機能がある。照査機能に関する部品にフロントロッドや接続かんがあり、トングレール先端に付属している。分岐器の転換時には、これらの部品がトングレールとともに移動し、転てつ器内部の照査装置にトングレールの位置情報を物理的に伝える。伝えられた位置情報が正しいとき、転換が正常に行われたと判断され転換完了となる。ここで、フロントロッドや接続かんの位置に不備があると、トングレールが正しい位置にあっても誤った位置にあると判断され転換を完了できない、すなわち転換不能に陥る。

このような位置の不備の主な要因として、フロントロッドと接続かんを接続する部品として用いられている軸受の摩耗や、トングレールとフロントロッドを接続する部品である肘金の疲労破壊が考えられている [3]。軸受の摩耗や肘金の疲労は、トングレール後端部の継目を列車の車輪が通過することによる高周波振動や車輪がトングレール上を進行することによる低周波振動による負荷によって引き起こされると考えられてきた [4]。また、実際に設置されている分岐器では、スイッチアジャスタでトングレールを基本レールに押し付けてもトングレール先端部が基本レールに密着しない場合に、現場での調整によりフロントロッドの長さを通常よりも長くすることによってトングレール先端部を基本レールに密着させることがあるなど、設置条件やメンテナンス状態はさまざまである。このことが軸受の摩耗や肘金の疲労の進行速度に影響を与えている可能性があると考えられている。

軸受の摩耗や肘金の疲労の原因については明確に分かってはいないため、フロントロッド周辺の部品は定期的な点検や交換が行われている。部品の交換周期は経験的に定められたものであり、分岐器によっては不必要に短い周期での交換となり余計なコストが生じ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量、設置状況、メンテナンス状態などに応じた最適な交換周期を算出する手法が求められている。

## 1.2 先行研究

2014年度における近藤の先行研究 [5]では、普通分岐器の列車通過時の衝撃に対する応答を把握するために、JR東日本の営業線に設置されている普通分岐器のトングレール後端部や肘金部に加速度センサと歪ゲージを設置して振動の測定を実施した。また、測定を行った分岐器の有限要素モデルを作成し解析を行い、測定結果と同じ傾向を示すことを確認した。加えて、フロントロッド部に使用されているのと同型の軸受に対する摩耗試験とその試験を再現する解析を行い、比摩耗量を算出した。これらの結果から、通過する列車の車軸1本あたりの衝撃による軸受の摩耗量を算出し、測定を行った普通分岐器の1日あたりの通過列車の車軸数をもとにフロントロッド部の軸受の許容摩耗量に達するまでの期間を算出した。

2017年度における平能の先行研究 [6]では、近藤の先行研究 [5]で作成された普通分岐器モデルのうち肘金部がトングレールと剛体接合となっていたものを、ボルトによる締結力を再現するように改良した。改良した有限要素モデルを用いて、所定のトルクで締結した場合の軸力及びそれより小さい軸力の複数の条件における解析を行い、応力振幅を算出して疲労破壊が起こるまでの期間を評価した。また、トングレール後端部における衝撃荷重の大きさが異なる条件においても解析を行い、疲労評価をした。

これらの研究を通して、普通分岐器のフロントロッド部の軸受の摩耗や肘金部の疲労について予測を行ってきた。しかしながら、分岐器の軸受の摩耗や肘金の疲労に影響を与える要因の1つと考えられている、現場においてフロントロッドを通常よりも長く調整した、いわゆる「張り」がある状態など、標準的な状態とは異なる状態での摩耗予測および疲労評価は行われていなかった。

## 1.3 目的

これまでに行われた研究では、あらゆる分岐器の部品の適切な交換周期の提言を目標としてきており、通常の状態にある分岐器の評価手法は構築されたと考えられる。本研究では、分岐器の通常とは異なる調整状態の1つとして、フロントロッドの「張り」の影響を取り扱う。フロントロッドを張らせることによって、フロントロッド周辺の肘金や軸受などの部品に通常とは異なる力が発生する。また、通常の場合フロントロッドはトングレールへの動力の伝達を担わないが、フロントロッドを長くしすぎると、フロントロッドがトングレールに動力を伝達するようになり、フロントロッド周辺の部品に特に大きな力がかかってしまう可能性がある。これらの現象を再現することによって、フロントロッドの調整状態がフロントロッド軸受の摩耗や肘金の疲労の進行速度に与える影響を解明することを本研究の目的とする。

そして、将来的にはこの手法を応用することで、分岐器の設置環境やメンテナンス状態の影響を考慮した分岐器の部品の寿命評価を行うことを目標とする。

さらに、一連の研究で構築された分岐器のモデルを応用することで、様々な種類や条件の分岐器の最適な保全計画を作成することをJR東日本との共同研究の最終目標とする。

## 1.4 論文の構成

第1章では、本研究の背景および目的を述べた。

第2章では、分岐器や付属部品の構造について説明する。

第3章では、本研究で用いる有限要素モデルおよび解析条件について述べる。

第4章では、フロントロッドの調整状態を変化させた解析を行い、条件ごとに各部の挙動に関する考察と疲労の評価を行う。

第5章では、本研究の結論と今後の課題を述べる。

# 第2章 鉄道分岐器の仕組み

## 1.1 緒言

鉄道における分岐器とは、可動レールを用いて線路を分岐し、列車の進行方向を変更する装置である。

本章においては、分岐器および転てつ装置の仕組みおよび用語について詳述する。また、転てつ装置の転換動作と転換不能に至る要因について述べる。

## 1.2 分岐器の種類 [7] [8]

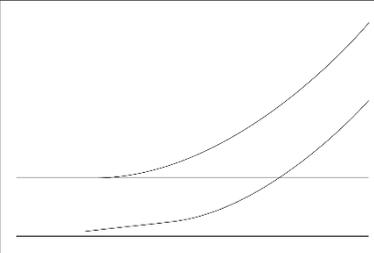
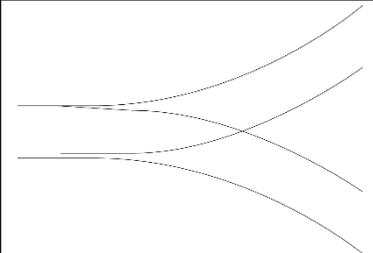
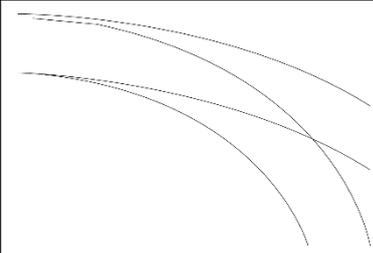
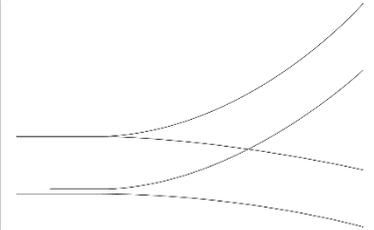
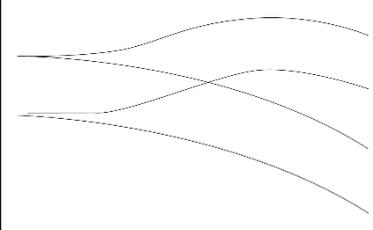
分岐器には大別して普通分岐器と特殊分岐器の2種類がある。

### 1.2.1 普通分岐器

普通分岐器は、1本の進路から2本の進路へ分岐する分岐器である。形状や寸法は規格化されており生産やメンテナンスが容易であるため、低コストであり多くの場所で用いられている。Table 2.1に示すような種類があり、中でも直線から左または右のどちらか片側に分岐する片開き分岐器は特に広く使われている。

しかしながら、規格化されているために、用地に制約がある場合や複雑な分岐および交差を必要とする場合には用いることが困難であるという欠点がある。

Table 2.1 普通分岐器の種類

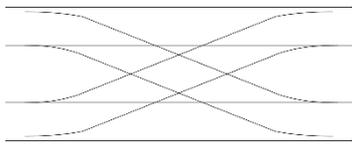
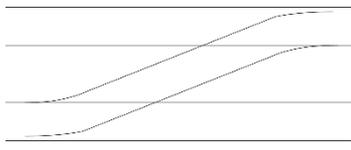
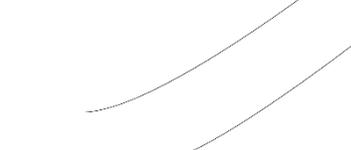
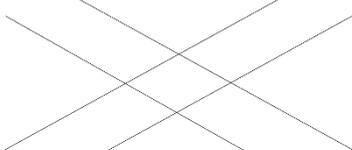
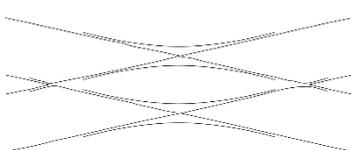
		
片開き分岐器 直線から左右いずれかに分かれる分岐器	両開き分岐器 直線から左右対称の2方向に分かれる分岐器	内方分岐器 曲線から曲線の内方に分かれる分岐器
		
振分分岐器 直線から左右非対称に分かれる分岐器	外方分岐器 曲線から曲線の外方に分かれる分岐器	

## 1.2.2 特殊分岐器

特殊分岐器は、2本の線路が交差したり、2本の進路から2本の進路へ分岐したりするなど様々な用途で用いられる分岐器である。普通分岐器とは異なり規格化されていないため、設置場所に合わせた形状や寸法にでき、普通分岐器を設置できない場所や線路構造の箇所にも設置することができる。一方で、複雑な構造で可動部分が多いため頻繁な部品交換が必要になり、大きなコストがかかるという欠点がある。

用途に応じて様々な種類があるが、代表的なものをTable 2.2に示す。

Table 2.2 特殊分岐器の主な種類

		
<p>シーサースクロッシング 隣り合う2つの軌道間を2組の渡り線で連結した分岐器</p>	<p>渡り線 2つの軌道を連結する分岐器で、2組の分岐器と一般の軌道からなる</p>	<p>3線式分岐器 軌道の異なる2つの軌道で兼用されている3線軌道の中で用いられる分岐器</p>
		
<p>ダイヤモンドクロッシング 2つの軌道が交差する個所で用いる クロッシング部が固定式のものと可動式のものがある</p>	<p>ダブルスリップスイッチ ダイヤモンドクロッシングの両側に渡り線をつけ、交差する互いの線路に分岐できる分岐器 渡り線が片側のみのシングルスリップスイッチもある</p>	

## 1.3 分岐器の区分およびレールの名称

分岐器は、基本的にFig. 2.1に示すように基本レール、トングレー、リードレール、主レール、クロッシング、ガードレールなどのレールから構成され、ポイント部、リード部、クロッシング部の3つの部分に分けられる。ここでは、普通分岐器の場合について述べる。

ポイント部は、列車の進行方向の変更に重要な部分であり、可動レールであるトングレーの先端部から後端部までが含まれる。この部分でトングレーが移動し左右いずれかの基本レールに密着することで開通方向が変更され列車の進路が決定される。トングレーを移動させる装置が本研究の研究対象である転てつ装置であり、ポイント部に属する。

リード部は、ポイント部とクロッシング部の間の部分であり、単純に列車の車輪がレール上を通過する。

クロッシング部は、2本の進路に分かれたレールが交差する部分である。一方の進路を走行する列車の車輪が他方のレールに干渉しないように切り欠きが設けられており、異なる進路に車輪が進入しないようにガードレールが設置されている。

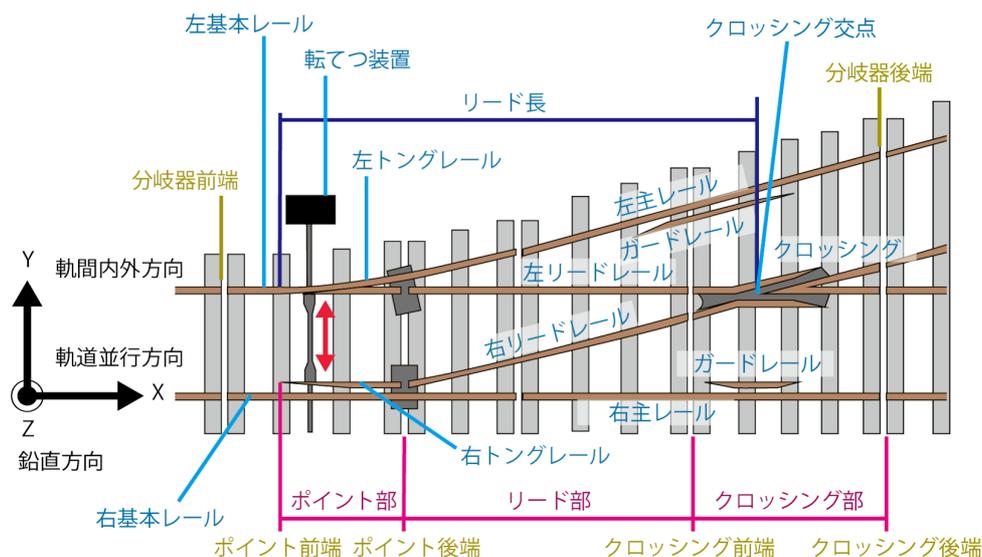


Fig. 2.1 分岐器の一般的な構造 [9]

## 1.4 分岐方式

分岐器のトングレールは関節方式と弾性方式の2種類に大別される。

### 1.4.1 関節方式

関節方式では、トングレールとリードレールが分離しており、両レールの境界にはFig. 2.2に示すような継目が存在する。この継目を中心にトングレールが回転し、先端部が移動する。この方式では、継目を列車が通過するときに車輪の踏面の損傷や振動や騒音の発生といった問題が見られる。

本研究で着目するのはこちらの関節方式の分岐器である。以下、トングレールとリードレールの境界の継目をトングレール後端部継目と呼ぶ。



Fig. 2.2 トングレール後端部継目

## 1.4.2 弾性方式

弾性方式では、トングレールとリードレールが連続した1本のレールになっており、トングレールをたわませることによって先端部を移動させる。転換の際にトングレールがたわむことによる大きな負荷がかかるが、トングレール後端部継目が存在しないため踏面の損傷や振動、騒音を抑えられる。このような利点があるため、現在は関節方式ではなく弾性方式が用いられるようになってきている。

## 1.5 分岐器の各状態に関する名称

### 1.5.1 番数

番数とは、分岐器の2本の進路の開き具合を表すものであり、クロッシングにおいて2本の進路が1m離れるまでの距離がNmのときN番と呼ぶ。

### 1.5.2 列車の通過方向

進路が1本から2本に分岐する向き、つまりFig. 2.1において左側から右側に向かって列車が進行することを対向通過と呼ぶ。逆に、進路が2本から1本に合流する向き、つまりFig. 2.1において右側から左側に向かって列車が進行することを背向通過と呼ぶ。

### 1.5.3 開通方向

分岐器において、通常時に進路が向いている方向に開通している状態を定位、定位以外の方向に開通している状態を反位と呼ぶ。定位は分岐器ごとに定められており、片開き分岐器では直線側が定位となることが多いが、分岐側が定位の場合もある。

### 1.5.4 座標系と各軸方向

本研究では、Fig. 2.1に示したように座標系を定義する。

x軸の方向は軌道平行方向と呼ばれるもので、レールと平行な方向を指す。トングレール後端側を正とする。

y軸の方向は軌間内外方向と呼ばれるもので、枕木と平行な方向を指す。トングレール先端側から分岐器を見たとき左側を正とする。

z軸の方向は鉛直方向と呼ばれるもので、重力のかかる方向である。重力とは逆向きを正とする。

## 1.6 転てつ装置の構成

分岐器において、進路の開通方向を変更する役割を担うのが転てつ装置である。Fig. 2.3に転てつ装置の全体図を示す。本節では、転てつ装置を構成する主要な部品について、構造や機能を述べる。

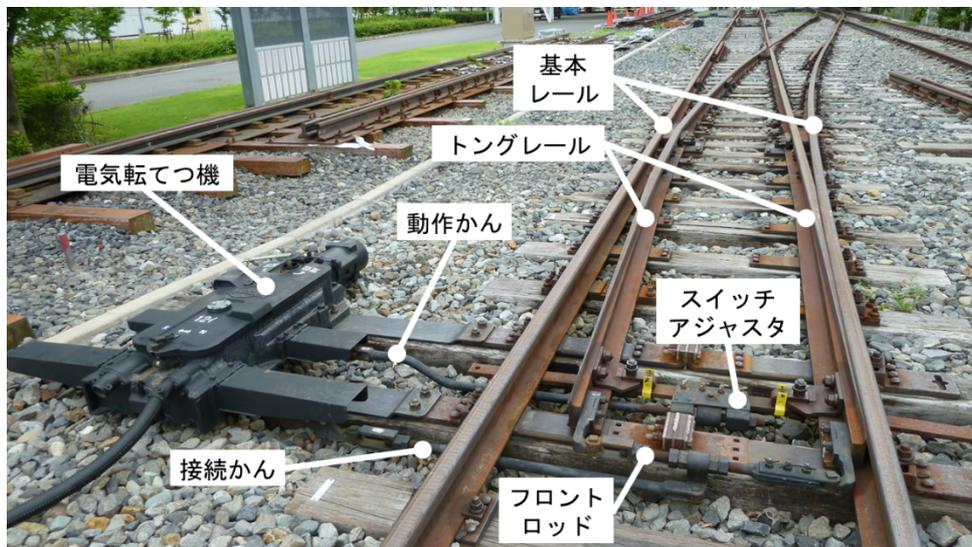


Fig. 2.3 転てつ装置全体

### 1.6.1 電気転てつ機

電気転てつ機は、内部のモータによって分岐器を転換するものである。モータの回転運動は内部の機構によって軌間内外方向の並進運動に変換され、動作かんと呼ばれる部品を介してスイッチアジャスタに動力が伝達される。転換動作の詳細は2.7節で述べる。

本研究では、Fig. 2.4に示すNS形と呼ばれる電気転てつ機を取り扱う。NS形電気転てつ機は在来線で広く用いられている。

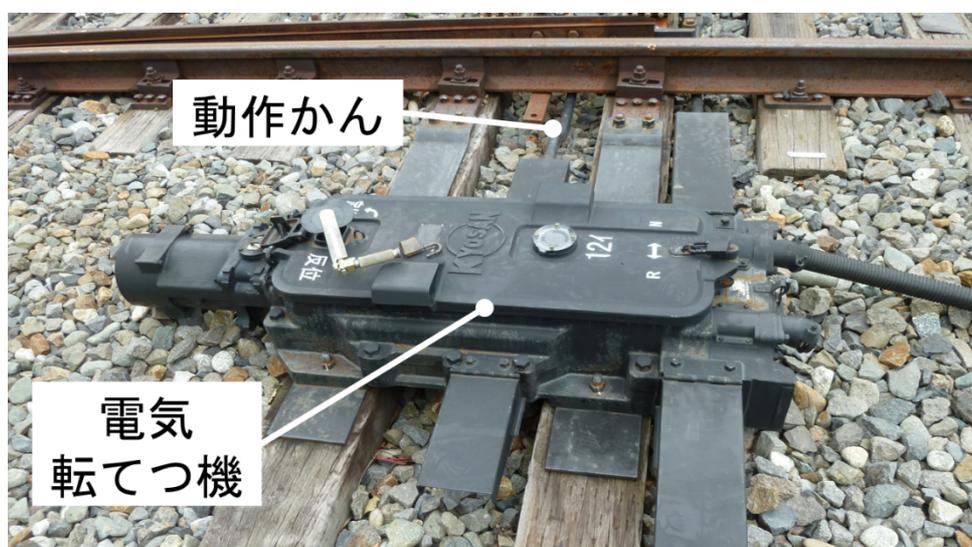


Fig. 2.4 NS形電気転てつ機

## 1.6.2 スイッチアジャスタ

Fig. 2.5に示すスイッチアジャスタは、電気転てつ機から動作かんを介して伝えられた動力をトングレールに伝える装置である。この動力によってスイッチアジャスタはトングレールを左右どちらかのトングレールに接触するまで移動させ、さらに密着力を与えて強く拘束する。密着力は一定の値になるように基準が定められている。

スイッチアジャスタには構造上、連結板との接続部に余裕があり、ボルトで締結されてはいないため、左右のトングレールの間隔を拘束するものではない。スイッチアジャスタがトングレールを左右いずれかの基本レールに密着させている状態では、Fig. 2.6のように密着側には連結板とスイッチアジャスタの間に隙間がないが、Fig. 2.7のように非密着側には連結板とスイッチアジャスタの間に隙間がある。



Fig. 2.5 スイッチアジャスタ



Fig. 2.6 スイッチアジャスタと連結板の接続部（密着側）

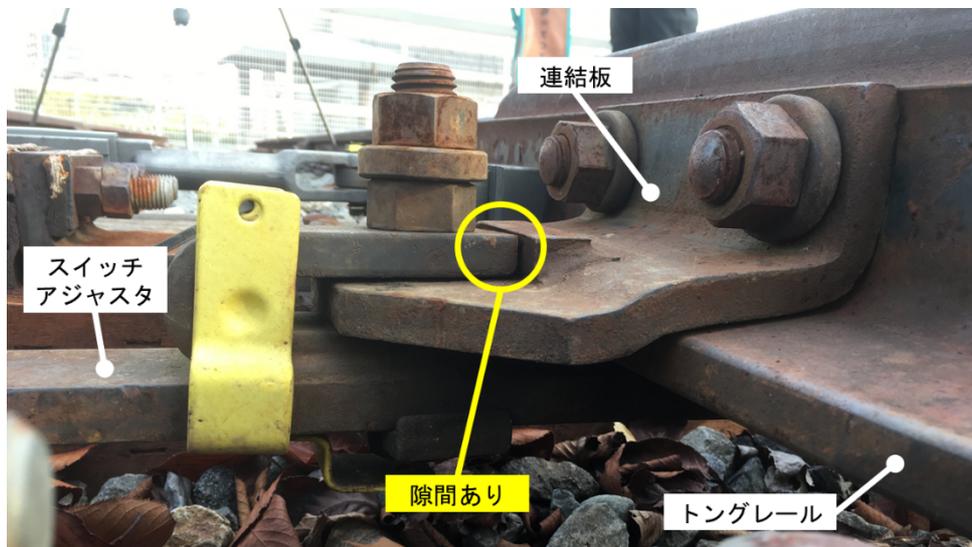


Fig. 2.7 スイッチアジャスタと連結板の接続部（非密着側）

### 1.6.3 フロントロッド

フロントロッドは、トングレールの先端部に接続され、トングレールの位置情報を接続かんに伝える装置である。この位置情報は接続かんにからさらに鎖錠かんに伝えられ、電気転てつ機内部で照査および鎖錠が行われる。スイッチアジャスタがトングレールに動力を伝えるものであるのに対して、フロントロッドは動力を伝えない。なお、フロントロッドには長さを調整する機能があり、それによってトングレール先端部の軌間広さを適切な値に調整し、特に対向通過時に車輪がトングレールに載らず脱線することを防いでいる。

フロントロッドは基本的に肘金という部品を介してトングレールに接続され、中央部で接続かんに接続されているが、分岐器の種類やフロントロッドの型番によって肘金や接続かんととの接続部分や調整機構などが異なっている。例えば、Fig. 2.8に示すB721型では接続部分に鉛直方向を軸方向とするジョーピンが用いられている。本研究で取り扱うB821型では、Fig. 2.9に示すように接続部分に球面軸受が用いられている。

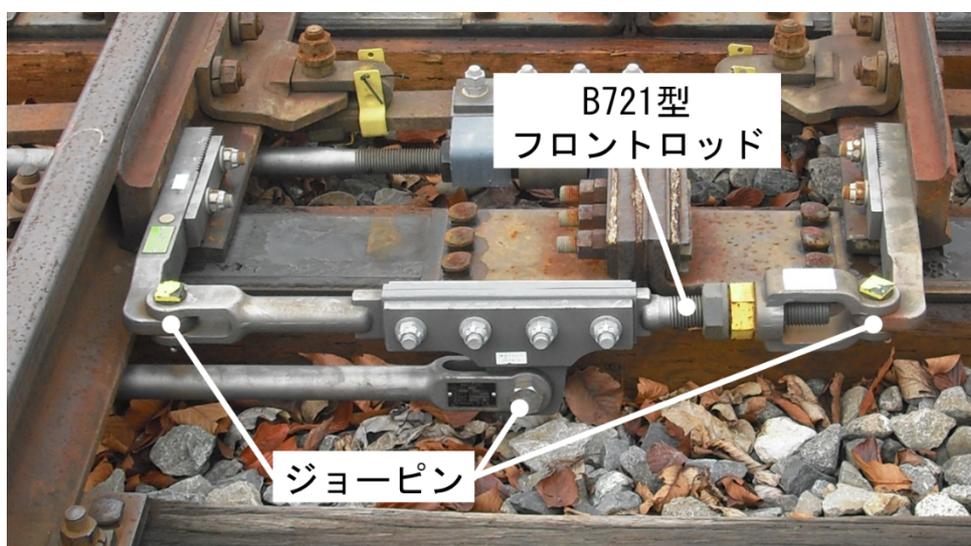


Fig. 2.8 B721型フロントロッド

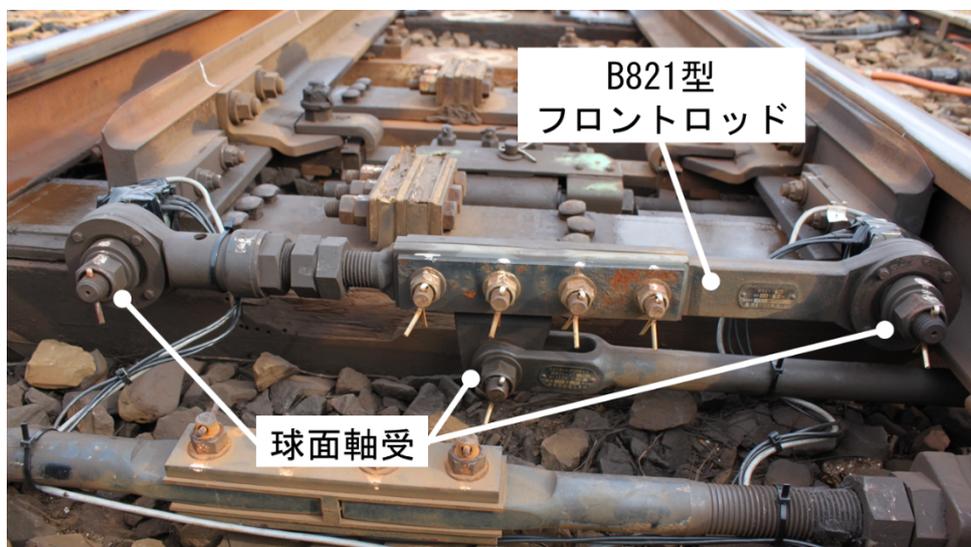


Fig. 2.9 B821型フロントロッド

#### 1.6.4 鎖錠かん・ロックピース

鎖錠かんとロックピースは、電気転てつ機の内部で転換が正常に行われたことを確認する機能である照査機能を担う部品である。

分岐器の転換が行われているとき以外はFig. 2.10およびFig. 2.11のように鎖錠かんの切り欠きにロックピースが収まっている。分岐器の定位と反位という2つの状態に対応してロックピースと鎖錠かんの切り欠きはそれぞれ2つずつ存在する。

転換時には、まずロックピースが鎖錠かんの切り欠きから離れ、それにより鎖錠かんが移動できるようになる。続いて、トングレールの移動に合わせて鎖錠かんも移動し、鎖錠かんのもう一方の切り欠きにもう一方のロックピースが挿入されることで転換が終了する。もしもトングレールが正常な位置まで移動しなかった場合には、Fig. 2.12のように鎖錠かんの切り欠きにロックピースを挿入することができなくなる。このような仕組みによって照査機能が実現される。

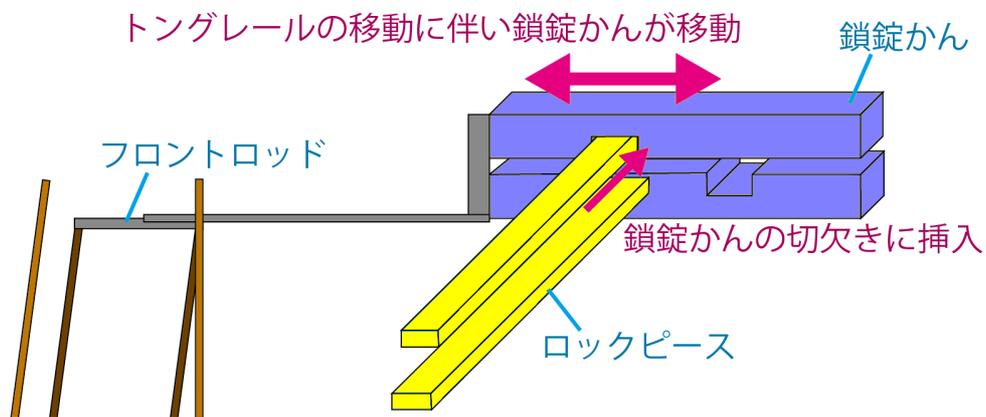


Fig. 2.10 鎖錠かんとロックピースの仕組み

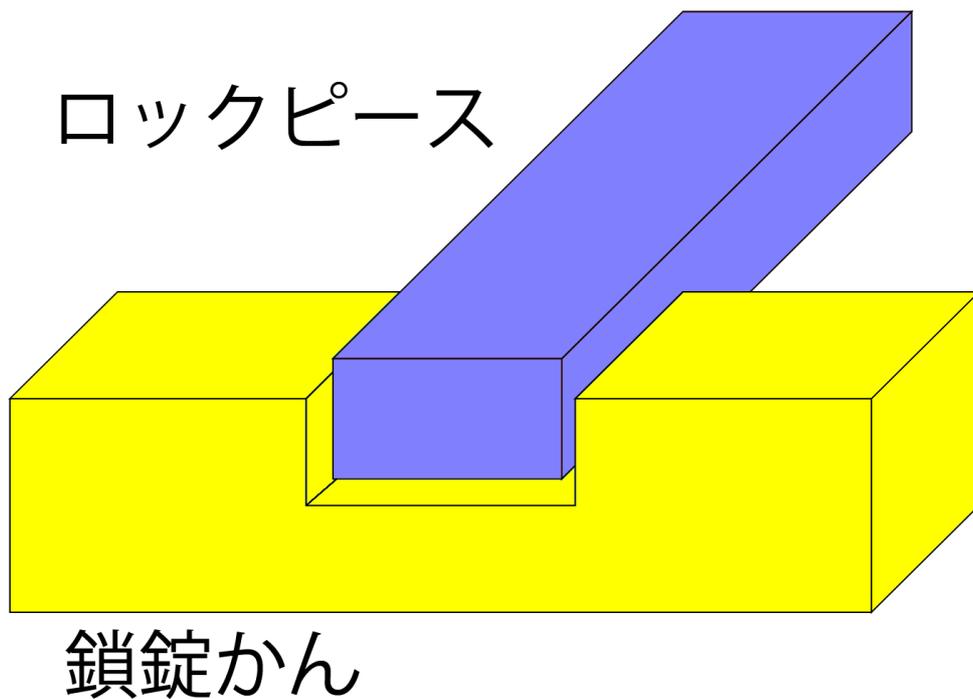


Fig. 2.11 鎖錠かんとロックピースの正常な状態

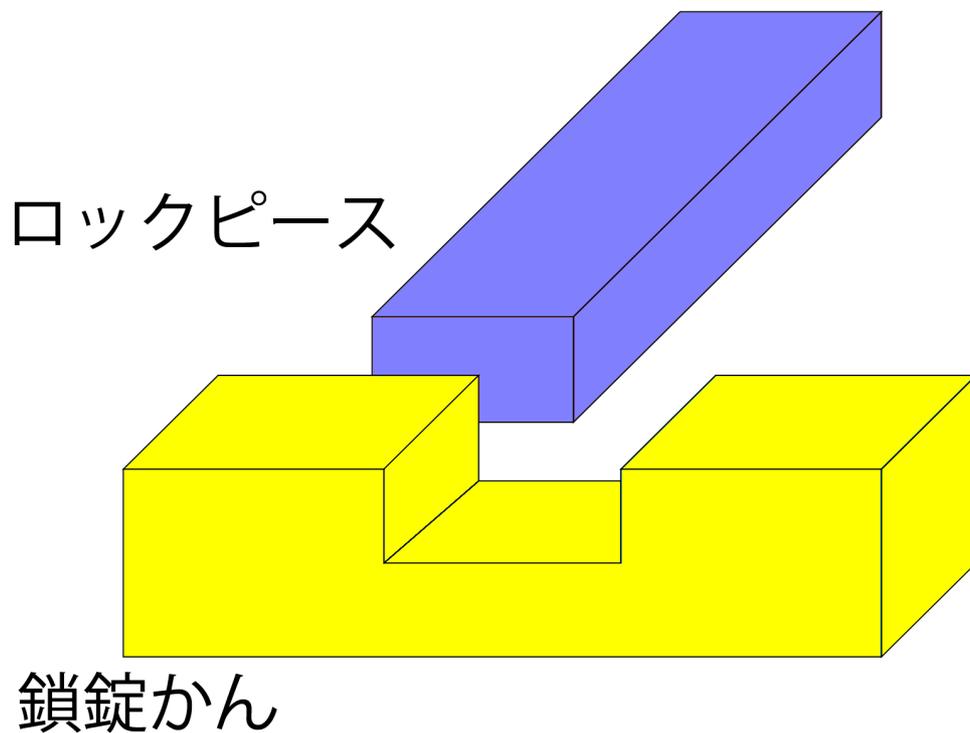


Fig. 2.12 鎖錠かんとロックピースの異常な状態

## 1.7 転てつ装置の動作

分岐器の転換が行われ、異なる進路が開通するまでの流れを述べる。

最初に、電気転てつ機内部のモータとFig. 2.13に示すカム機構によってロックピースが鎖錠かんの切り欠きから外れ、鎖錠が解除される。続けて、モータから動作かんに動力が伝わり、動作かんにスイッチアジャスタに動力が伝わる。スイッチアジャスタはトングレールに動力を伝え、元とは反対側の基本レールに密着させる。トングレールとともにフロントロッド、接続かん、鎖錠かんが移動し、元とは異なるロックピースが鎖錠かんの切り欠きに収まることで照査および鎖錠が行われ、転換が完了する。

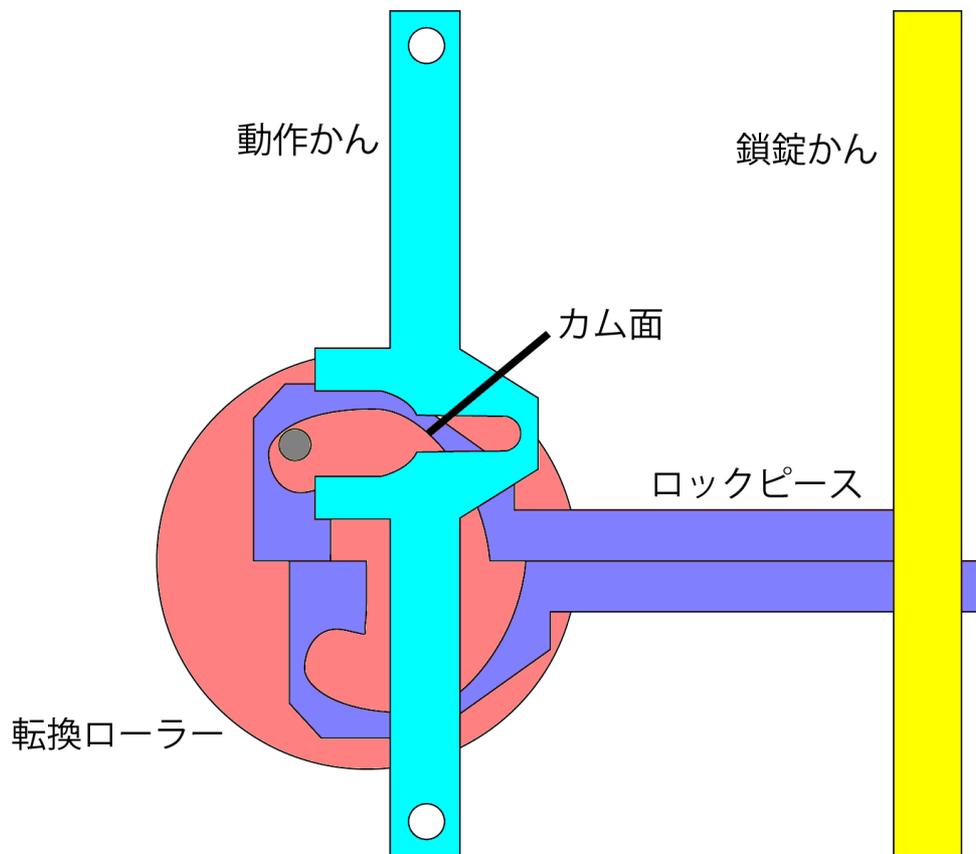


Fig. 2.13 電気転てつ機の内部構造

## 1.8 トングレールと基本レールの密着

2.3節で述べたように、トングレールは左右いずれかの基本レールに密着することによって列車の進路を決定している。もしもトングレールと基本レールの密着力が不足していると、特に列車が対向で通過するときに車輪がトングレールに載らずに脱線してしまう恐れがある。

トングレールと基本レールの密着力は、通常の条件では、電気転てつ機で動作かんを移動させ一定の位置に固定し、動作かんでスイッチアジャスタを押し付け、スイッチアジャスタでトングレールを押し付けることによって発生している。

しかし、トングレールがスイッチアジャスタから押し付けられる位置はトングレール先端より少し後ろ側にあるため、分岐器の設置条件によってはスイッチアジャスタでトングレールを基本レールに押し付けてもトングレールが反ってしまい、Fig. 2.14のようにトングレール先端と基本レールの間に隙間ができてしまうことがある。これでは列車が脱線してしまう恐れがあるため、現場でフロントロッドの長さを所定の値よりも長く調整することによってトングレール先端を基本レールに密着させることがある。このことを、「フロントロッドを張る」という。

フロントロッドを張ることは本来推奨されておらず、肘金の折損につながる恐れがあるとされている [2] [3].



Fig. 2.14 トングレール先端と基本レールの間に隙間が生じた状態

## 1.9 本研究のアプローチ

- 本研究では、軸受の摩耗および肘金の疲労の進行速度に影響を与える可能性のある分岐器の調整状態として、フロントロッドの「張り」に着目する
- フロントロッドの「張り」によって、フロントロッドがトングレールへの動力の伝達を担うようになり、周辺の部品に通常とは異なる大きな負荷がかかる可能性がある
- フロントロッドの「張り」を有限要素モデルに模擬した解析を行い、フロントロッドの「張り」が軸受の摩耗および肘金の疲労の進行速度に与える影響を解明する

# 第2章 有限要素モデリング

## 2.1 緒言

本章においては、フロントロッドの長さを変化させた場合のフロントロッド軸受の摩耗および肘金の疲労の進行速度に与える影響を評価するための手法として用いる有限要素法解析でのモデルについて詳述する。

## 2.2 分岐器モデル

本研究で使用する有限要素モデルは、先行研究である近藤の修士論文におけるモデル [5] を元に平能が卒業論文において肘金の疲労に関係する部分を修正したモデル [6] を元に、フロントロッドに関係する部分を中心とした修正を行った。本節では、分岐器の主な部品ごとに、元となった平能のモデルの概要と本研究において変更した部分について詳述する。

### 2.2.1 モデルの概要

本研究において着目するのは、衝撃振動が発生するトングレール後端部から肘金を経てフロントロッド中央部軸受までの現象である。したがって、モデリングする範囲はx方向にはトングレール後端部周辺の基本レールおよびリードレールからフロントロッドまで、y方向には動作かんおよび接続かんの電気転てつ機側の拘束部から反対側の基本レールまでとする。また、トングレールと基本レールの接触部やスイッチアジャスタ、動作かん等の付属部品も振動に影響を及ぼすと考えられるためモデリング範囲に含める。

モデリングの対象とした分岐器の諸元をTable 3.1に、概略図をFig. 3.1に示す。また、本研究で使用する分岐器の有限要素モデルの全体図をFig. 3.2およびFig. 3.3に、フロントロッドおよびスイッチアジャスタ周辺の拡大図をFig. 3.4に示す。

Table 3.1 分岐器諸元

分岐器種類	片開き
番数	12番
転換方式	関節方式
フロントロッド型番	B821

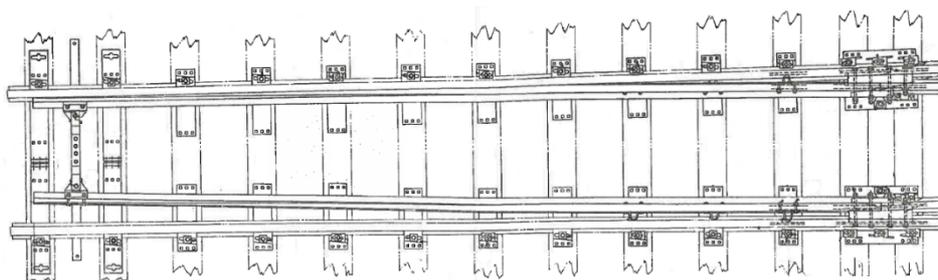


Fig. 3.1 分岐器概略図

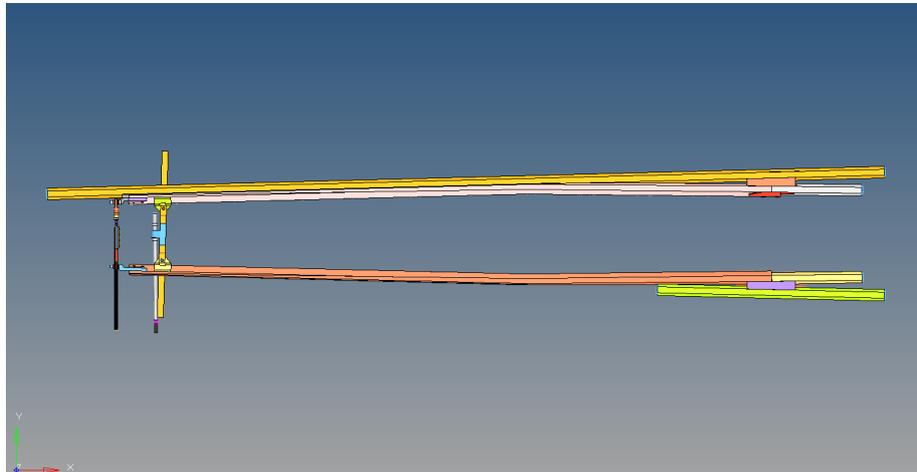


Fig. 3.2 分岐器有限要素モデル上面

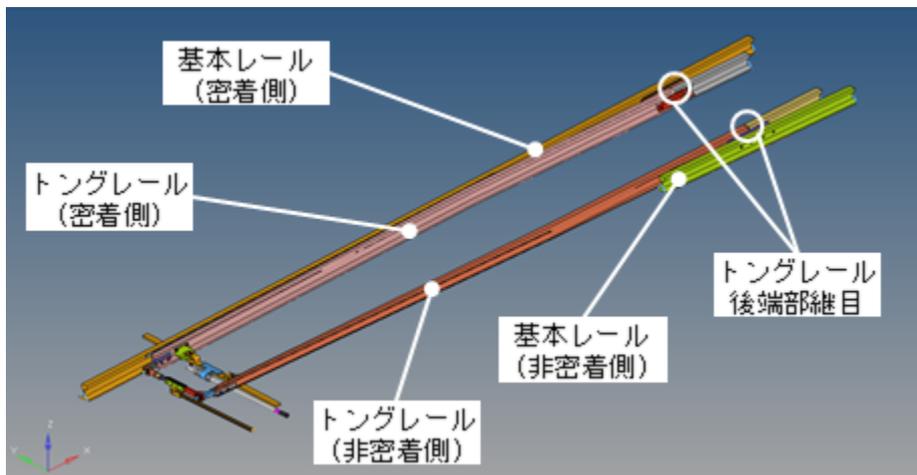


Fig. 3.3 分岐器有限要素モデル全体

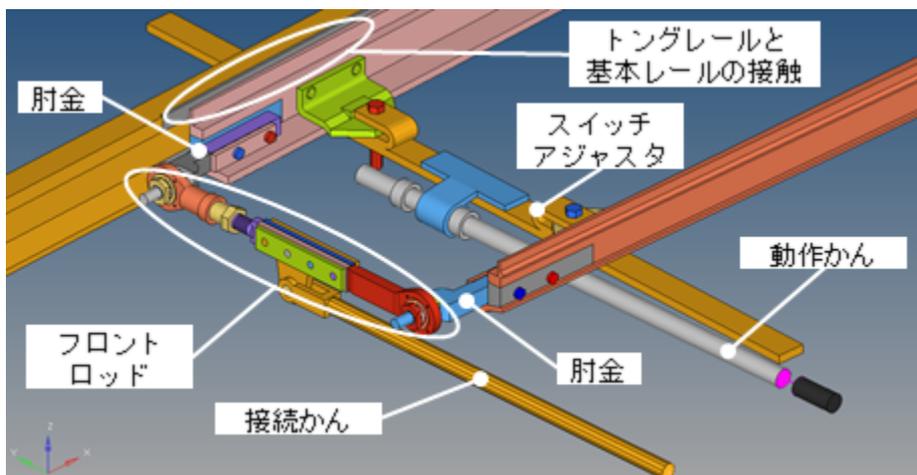


Fig. 3.4 フロントロッドおよびスイッチアジャスタ周辺の拡大図

## 2.2.2 レール

トングレーール後端部のモデルをFig. 3.5に示す。この部分は荷重入力点となるため、基本レール、リードレールや間隔材などの部品形状も再現している。また、軌間内外方向のボルト締結も再現している。

基本レールおよびリードレールの底面のモデルをFig. 3.6に示す。レール底面は床板を模擬してrigid接合され、枕木およびバラストと等価なばね要素として高い剛性と粘性係数を持ったばね要素を介して拘束している。これはMBDなどでの軌道モデリングでよく用いられている手法であり、それらの文献値を参考に数値オーダーを定めている [10] [11] [12] [13] [14]。また、レールに不必要なねじりが生じるのを防ぐために、y軸方向に2点を拘束している。

リードレールと基本レールのモデルの末端部については、実際にはレールが続いており、振動が反射するのは適当でない。そのため、z方向のばね定数はレール枕木ばねと同一で減衰係数を十分に大きく設定した無反射境界を再現するばね要素を設置した。

トングレーールは枕木の上に置かれたような状態となっているため、その底面については、z軸負の向きの変位に対しては反力が生じるが、正の向きの変位に対しては反力を生じない非線形ばねによって拘束している。

トングレーール先端部のモデルをFig. 3.7に示す。列車通過時にトングレーール後端部継目を通過するのは片側の車輪のみであるが、これは常に基本レールに密着している側のトングレーールである。したがって、トングレーール後端部継目で発生した衝撃振動は密着側のトングレーールを伝わっていくことから、トングレーール先端部と基本レールの密着を再現することは肝要である。トングレーール先端部と基本レール間にペナルティ法による接触をモデリングし、密着力はスイッチアジャスタによって与える。先行研究ではトングレーール先端部と基本レールの密着力の分布には着目していないため、基本レール側のメッシュは比較的粗かったが、本研究ではFig. 3.8に示すように基本レール側もトングレーール先端部と同程度の細かいメッシュとした。

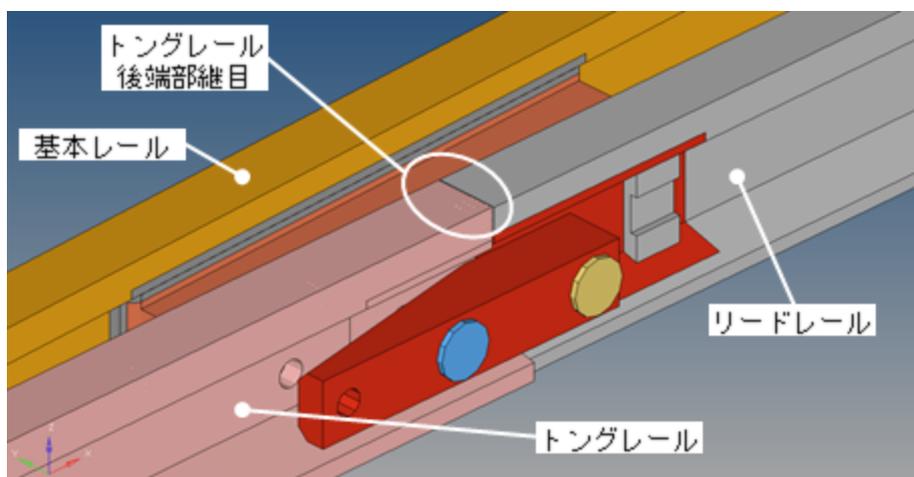


Fig. 3.5 トングレーール後端部のモデリング

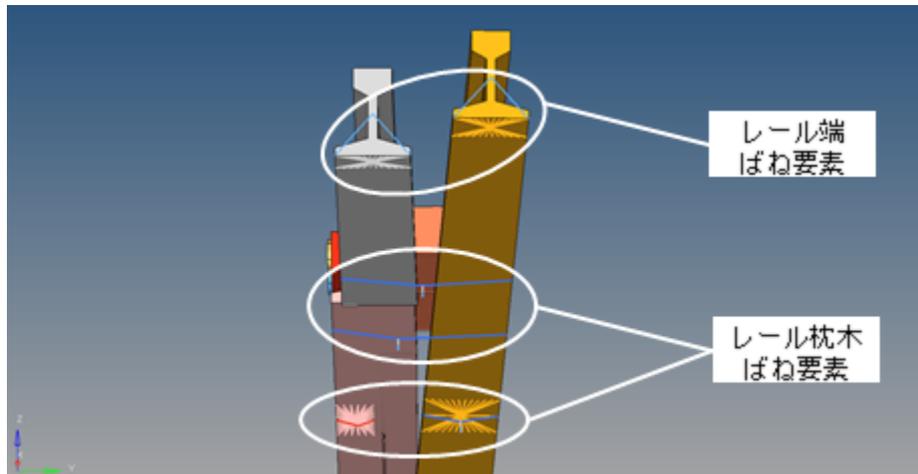


Fig. 3.6 レール底面のモデリング

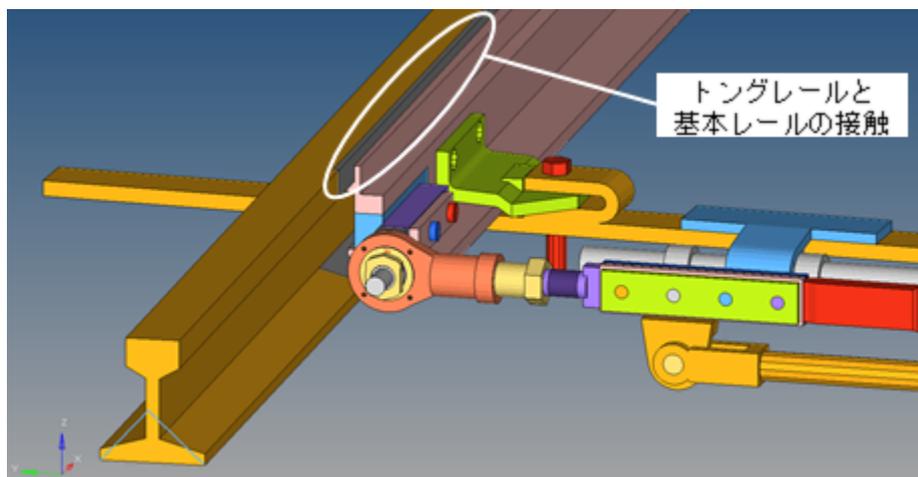


Fig. 3.7 トングレール先端部のモデリング

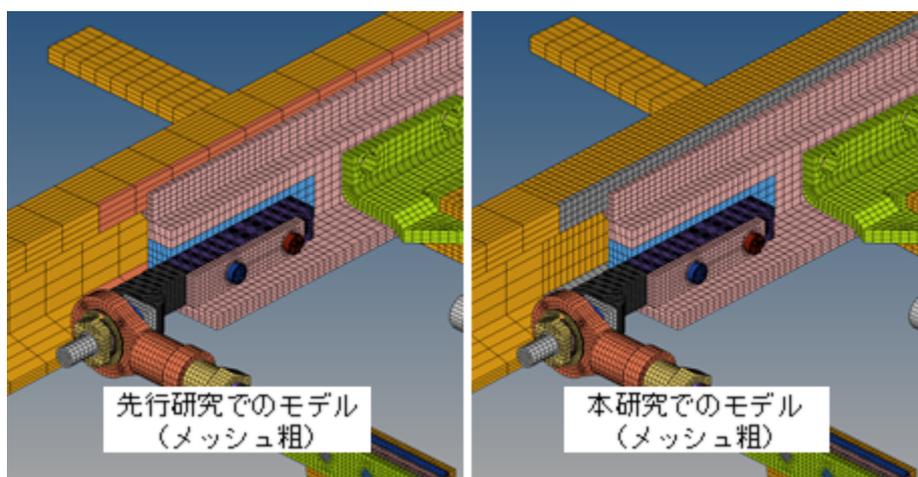


Fig. 3.8 トングレール先端部のメッシュ比較

## 2.2.3 スイッチアジャスタ・動作かん

スイッチアジャスタおよび動作かんのモデルをFig. 3.9に示す。

動作かんは、先行研究では、一端をスイッチアジャスタとの接触、もう一端を軌道内外方向であるy方向にのみ1.5mmまでの変位を許容する非線形ばね要素を介して拘束としていた。また、ばね要素との接続部にy方向正の向きに1.57kNの一定の力を加えることによって、スイッチアジャスタと連結板を介してトングレールと基本レールの密着力を与えていた。これによって、スイッチアジャスタが密着側の連結板には接触している一方で、非密着側の連結板には接触していない状態を再現している。

しかし、実際の分岐器では電気転てつ機によって動作かんを一定の位置に移動させる、すなわち変位を与えることによって密着力を与えている。本研究では、これを再現できるように動作かんの一部を長手方向に伸長させることによって動作かんをスイッチアジャスタに押し付けることとした。本研究では、解析ソフト上の熱膨張の設定を用いて動作かんの一部を伸長させて、動的緩和法により釣り合い状態を求めている。これによって動作かんの移動によるトングレールと基本レールの密着を再現している。

伸長を行う個所は、解析結果への影響を避けるため、応力などの結果を出力する点から可能な限り離れており形状が様な棒状の部分、という要件から電気転てつ機側末端部の要素とした。具体的な伸長部分はFig. 3.9に示した。また、伸長させたい方向である長手方向以外の形状変化を防ぐため、フロントロッドの長手方向がz軸、断面がxy平面となるローカル座標系を設定し、膨張させる部分のx方向およびy方向への変位と回転を拘束している。

動作かん末端の伸長は、解析開始から0.005s後までの間に温度を300Kから303Kまで正弦曲線状に滑らかに上昇させることによって行う。303Kに達した後は解析が終了するまで同温度を維持する。

動作かんを伸長させると、動作かんとスイッチアジャスタ、スイッチアジャスタと連結板、トングレールと基本レールといった部品同士の接触が起こり、それによって応力の振動が発生する。この振動が存在していると衝撃荷重による振動と混ざり正確な評価ができなくなるため、衝撃荷重入力前に振動を減衰させる必要がある。そこで、計算開始から0.02sまでは動的緩和法を用いて、振動が十分減衰したことを確認してから衝撃荷重を与える。なお、衝撃荷重入力後は動的緩和法を適用しない。

動作かんの伸長量は、フロントロッドが所定の長さの場合にトングレールと基本レールの密着力がおよそ1.5kNとなるような量に設定した。また、動作かんは実際にはx方向およびz方向の変位も生じうるため、電気転てつ機側末端部を完全拘束としたうえで、伸長させる部分に隣接するsolid要素をx方向およびz方向に1.5mmまでの変位を許容する非線形ばね要素に置き換えることにより再現した。

スイッチアジャスタは、左右それぞれのトングレールに取り付けられた連結板とスイッチアジャスタ自体の接触、連結板の穴に通したボルトと連結板の接触、およびスイッチアジャスタと動作かんの接触によって支持されている。動作かんとスイッチアジャスタ、スイッチアジャスタと連結板、ボルトと連結板の間はそれぞれペナルティ法による接触となっており、動作かんの移動によってスイッチアジャスタを介してトングレールに力が伝わることでトングレールと基本レールの密着力が生じるようになっている。

連結板の穴の直径はボルト径よりも大きいため、スイッチアジャスタはx方向およびy方向にも動くことができる。解析の初期におけるスイッチアジャスタの位置は、y方向には密着側の連結板に接触する位置、x方向にはFig. 3.10のように左右のボルトがそれぞれ連結板の穴のスイッチアジャスタ中央から見て右側のふちに接触する位置となっている。これは、Fig. 3.11に示すようにスイッチアジャスタが動作かんから受ける力と連結板から受ける力のベクトルが同一直線上にないため、Fig. 3.12に示すように前述の可動範囲内で解析中に徐々に回転してしまいトングレールと基本レールの密着力が0になってしまうのを避けるためである。なお、Fig. 3.12は回転が分かりやすいように変位を10倍してある。

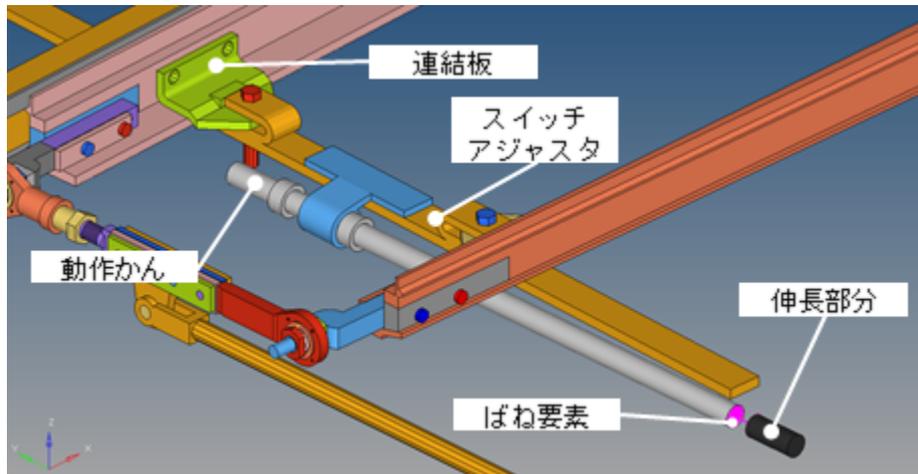


Fig. 3.9 スイッチアジャスタ周辺のモデリング

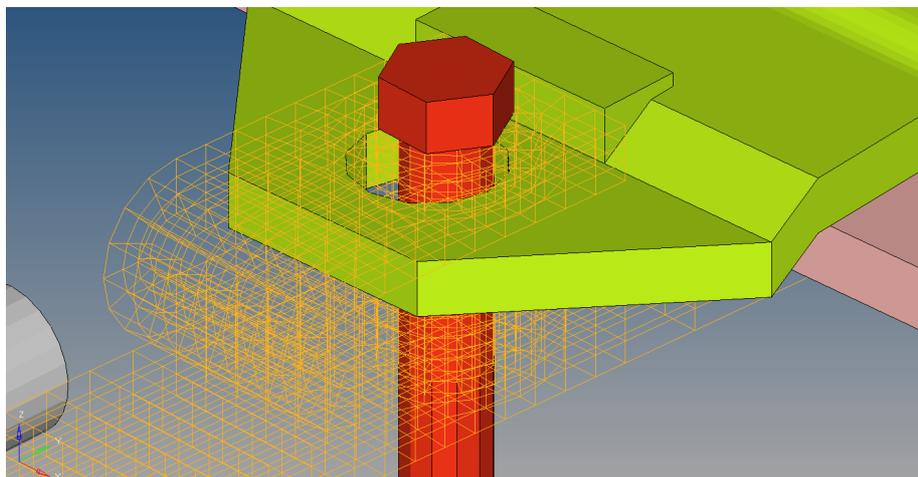


Fig. 3.10 スイッチアジャスタと連結板の接続部

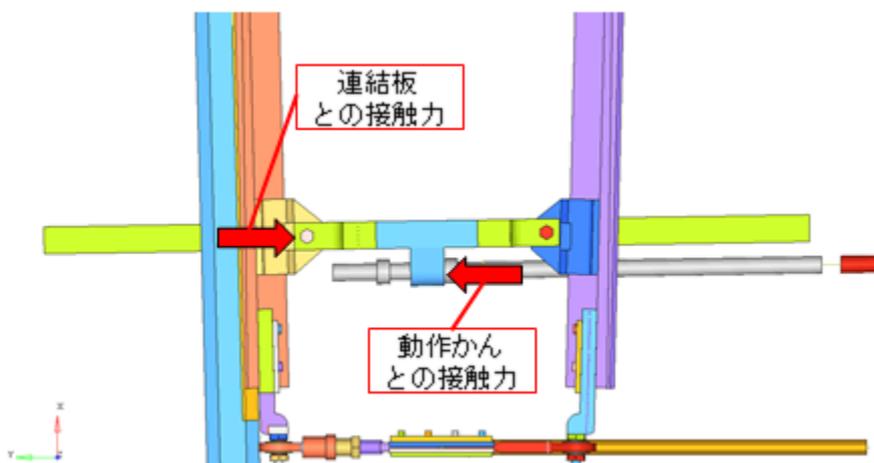


Fig. 3.11 スイッチアジャスタの受ける力

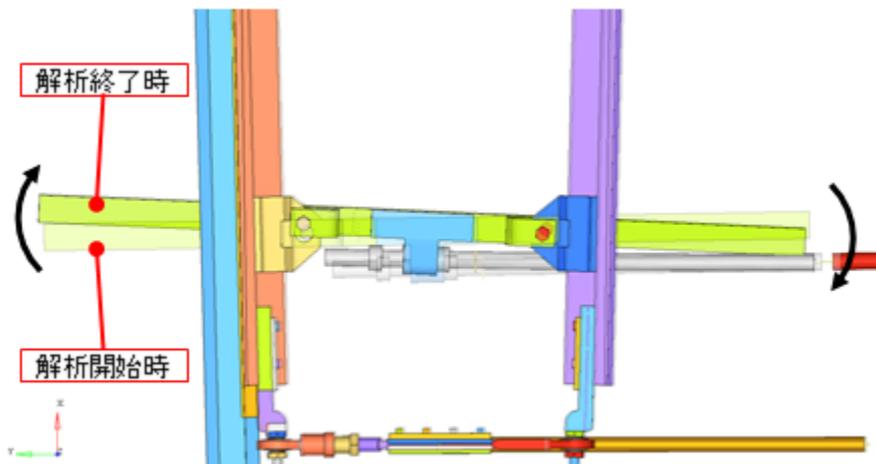


Fig. 3.12 スイッチアジャスタの回転(変位10倍)

## 2.2.4 フロントロッド・接続かん

フロントロッドおよび接続かんのモデルをFig. 3.13に示す。

フロントロッド両端と肘金の接続部およびフロントロッド中央部と接続かんの接続部の軸受もそれぞれ再現しており、いずれも回転することができる。肘金とトングレールの接続については、左右ともにボルト締結を再現している。軸受内部および肘金とトングレールの接続以外の部品間の接続は大部分が剛接となっている。

先行研究においては、フロントロッドは剛接により固定された調整の余地のない部品となっていたが、本研究においては、フロントロッドの調整状態を再現するため、フロントロッドの一部を長手方向に伸長させることとした。これにより、フロントロッドの長さを変化させ、張らせることが可能となる。

最初から長さの長いフロントロッドを作成するのではなく、解析中にフロントロッドを徐々に伸ばすこととしたのは、解析では初期状態において部品同士の接触により反力が生じている状態にはできないことから、フロントロッドが「張った」状態、すなわちフロントロッドに圧縮力が作用した状態で解析を始めることができないためである。

本研究では、解析ソフト上の熱膨張の設定を用いてフロントロッドの一部を伸長させて、動的緩和法により釣り合い状態を求めている。これによってフロントロッドの長さ調整機能を再現している。

フロントロッドを張らせる個所は、解析結果への影響を避けるため、応力や加速度などの結果を出力する点から可能な限り離れており、形状が一樣な棒状の部分、という要件から選定した。具体的な伸長部分はFig. 3.14に示した。また、伸長させたい方向である長手方向以外に形状変化を防ぐため、フロントロッドの長手方向がz軸、断面がxy平面となるローカル座標系を設定し、膨張させる部分のx方向およびy方向への変位と回転を拘束している。

フロントロッドの伸長は、解析開始から一定時間後までの間に温度を300Kから303Kまで正弦曲線状に滑らかに上昇させることによって行う。303Kに達した後は解析が終了するまで同温度を維持する。伸長の完了までにかかる時間は、フロントロッドの伸長量により0.01sまたは0.02sとしている。

温度を上昇させると、フロントロッドの伸長に伴い部品同士の接触が起こり、それによって応力の振動が発生する。この振動が存在していると衝撃荷重による振動と混ざり正確な評価ができなくなるため、衝撃荷重入力前に伸長による振動を減衰させる必要がある。そこで、計算開始からフロントロッドの伸長終了後0.01sまでは動的緩和法を用いて、振動が十分減衰したことを確認してから衝撃荷重を与える。なお、衝撃荷重入力後は動的緩和法を適用しない。以上の概略をFig. 3.15に示す。

フロントロッドを張らせることは現場での調整で行われており、具体的な伸ばす長さは定かではないが、ある事例 [3]ではフロントロッドが通常より5mmほど長く設定されていた。これをフロントロッド伸長量のオーダーの参考として、伸長量を0mmから約10mmまで約2mm刻みと約11mmの7通りに設定して解析を行った。なお、フロントロッド伸長にかかる時間については、伸長量が約2mmから約8mmまでは0.01s、約10mmと約11mmは0.02sとした。

以下、本論文において表記される時刻はすべて衝撃荷重入力時から起算したものであり、フロントロッドを伸長させる時間およびそれに伴う応力の振動を減衰させる時間の計0.02sまたは0.03sは除外する。

接続かんの一端は軸受によりフロントロッドに接続されている。もう一端は、先行研究では動作かんと同様にy方向にのみ1.5mmまでの変位を許容する非線形ばね要素を介して拘束としていたが、本研究ではフロントロッドの伸長により接続かんに軸力が発生することを回避するため、y方向の拘束は解除し自由に移動できるようにした。なお、接続かんの軸力の発生を回避するのは、実際の分岐器において接続かんに軸力が生じているということは接続かんに接続されている照査かんがロックピースと接触し反力が生じている、すなわちすでに転換不能に陥っている状態であり不適切なためである。また、先行研究の条件では接続かん末端がy方向に1.5mm以上変位することはなかったため、拘束を解除しても結果に影響を及ぼすことはないと考えられるが、異なる条件で解析を行う場合にはそれぞれの解析ごとに接続かん末端が衝撃荷重入力時と比べてy方向に1.5mm以上変位することがないか確認しなければならない。

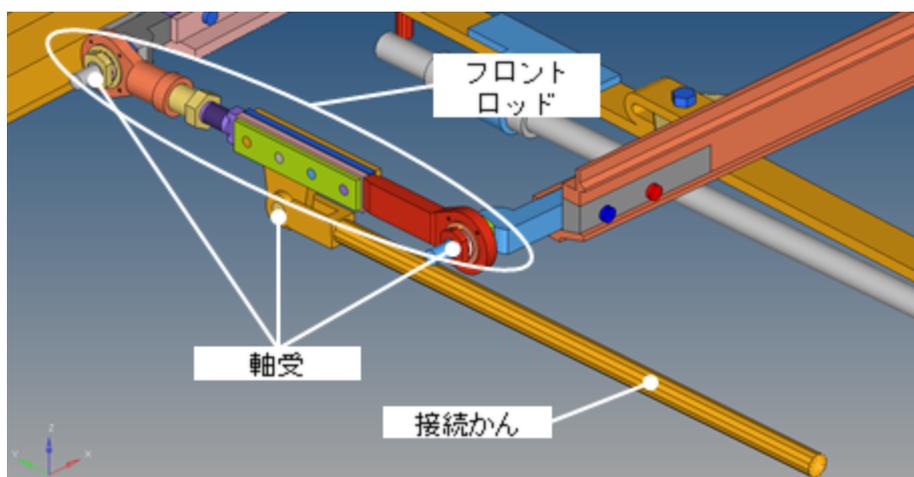


Fig. 3.13 フロントロッド周辺のモデリング

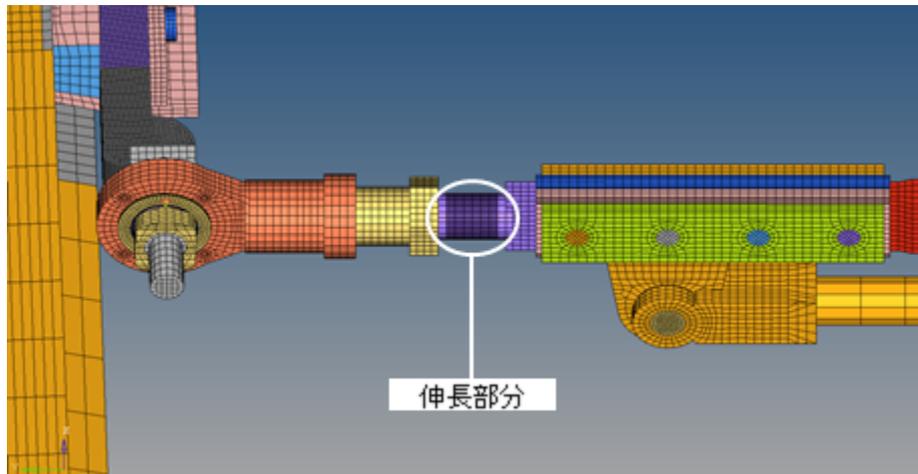


Fig. 3.14 フロントロッドの伸長箇所

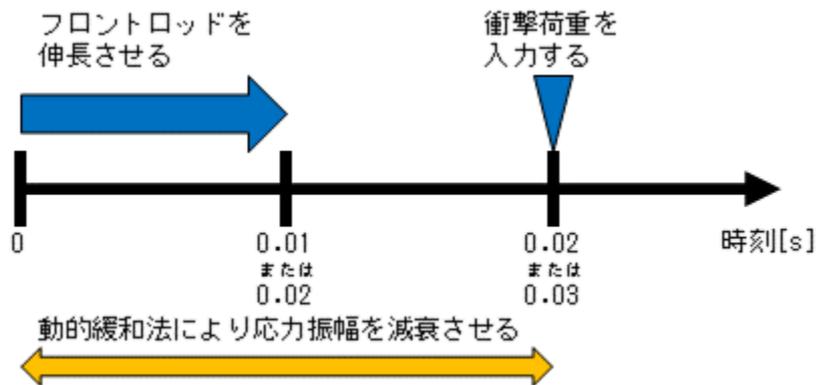


Fig. 3.15 フロントロッドの伸長手順

## 2.2.5 肘金部

肘金部のモデルをFig. 3.16およびFig. 3.17に示す。肘金部は、肘金および歯金、それらとトングレールを締結するボルトによって構成される。肘金はフロントロッドの左右両端に1つずつの計2つ存在する。

肘金とトングレール、肘金と歯金の間をそれぞれペナルティ法による接触とし、軸力を発生させたボルトによってこれらを締結している。ボルトと歯金の間にある座金は省略している。また、ボルトのネジ山やナットも省略し、リベットのような構造となっている。

ボルトの軸力は、トングレール内部でボルトを2つに分割し、これらの断面にrigid要素を介して一定の力を加え続けるばね要素で接続することで発生させている。分割した断面部で曲がらないよう、ボルト軸方向以外のばね定数は大きくしている。

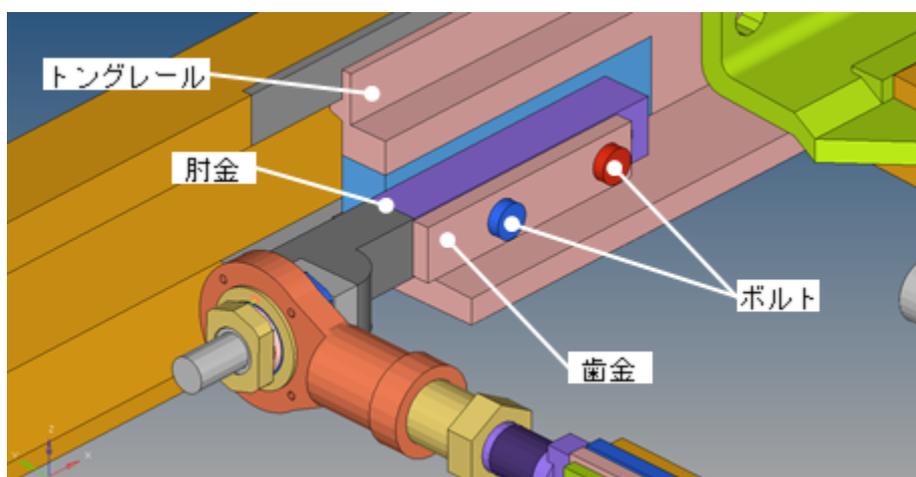


Fig. 3.16 肘金部（左側）のモデリング

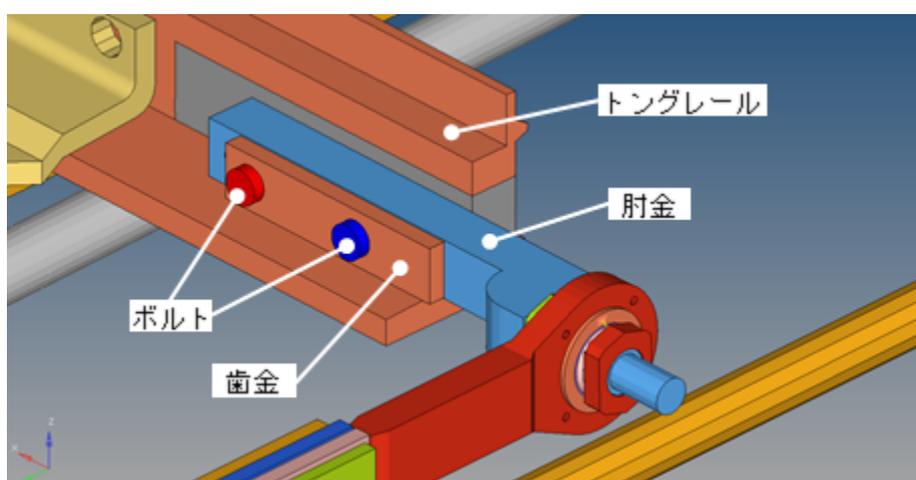


Fig. 3.17 肘金部（右側）のモデリング

## 2.3 衝撃荷重による振動解析

### 2.3.1 荷重入力位置

先行研究では、Table 3.2に示す分岐器の振動波形の実測が行われたときの条件を模擬した条件で解析を行った。この条件では、列車の進行方向右側の車輪は密着側のトングレール後端部継目を、進行方向左側の車輪は非密着側の基本レールを通過することから、列車の通過に伴う衝撃振動は密着側のトングレール後端部継目のみで発生することが明らかになっている。また、衝撃が生じるのは車輪が継目を超えて初めてトングレールに接触する位置と考えられるため、Fig. 3.18の位置に衝撃荷重を与えた。本研究においても同一の個所に衝撃荷重を与えるものとする。

Table 3.2 列車通過条件

列車種別	貨物, 特急, 普通
------	------------

進行方向	背向
分岐方向	定位 ただし、定位は直線側

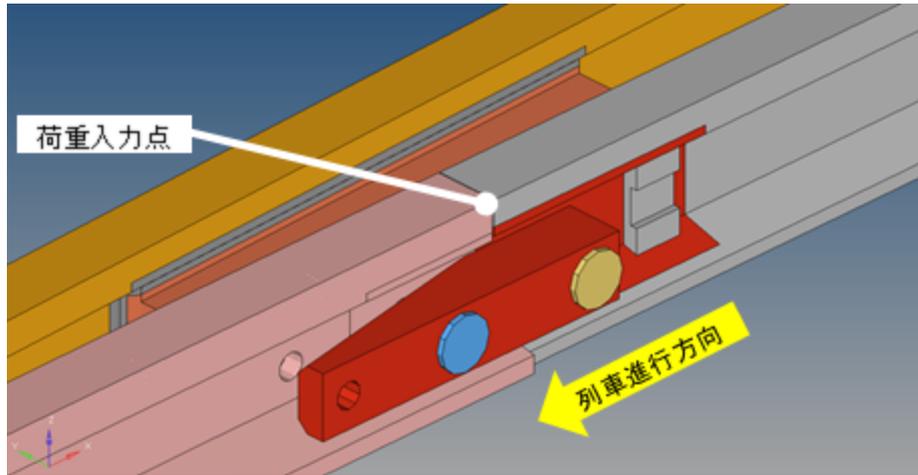


Fig. 3.18 衝撃荷重入力点

## 2.3.2 入力波形

先行研究では、トングレール後端部加速度の実測波形を参考にして、軌道内外方向のトングレール先端側から見て左向きであるy方向正の向きおよび鉛直下向きであるz方向負の向きに衝撃荷重を与えた。軌道平行方向であるx方向には荷重を与えていない。本研究においても同一の衝撃振動を与えるものとする。

各方向の入力波形をFig. 3.19およびFig. 3.20に示す。荷重の最大値はy方向が約2.7kN、z方向が約93kNである。

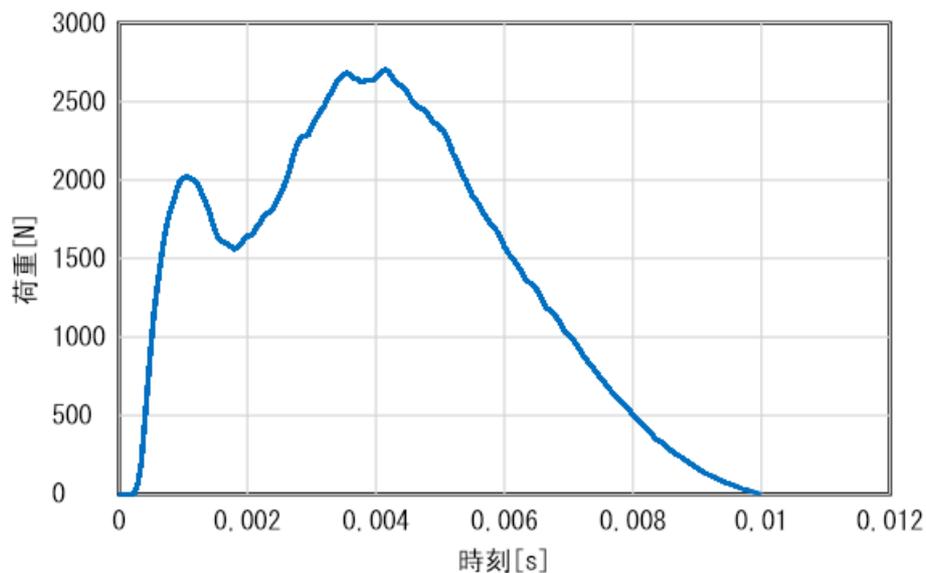


Fig. 3.19 y方向入力荷重

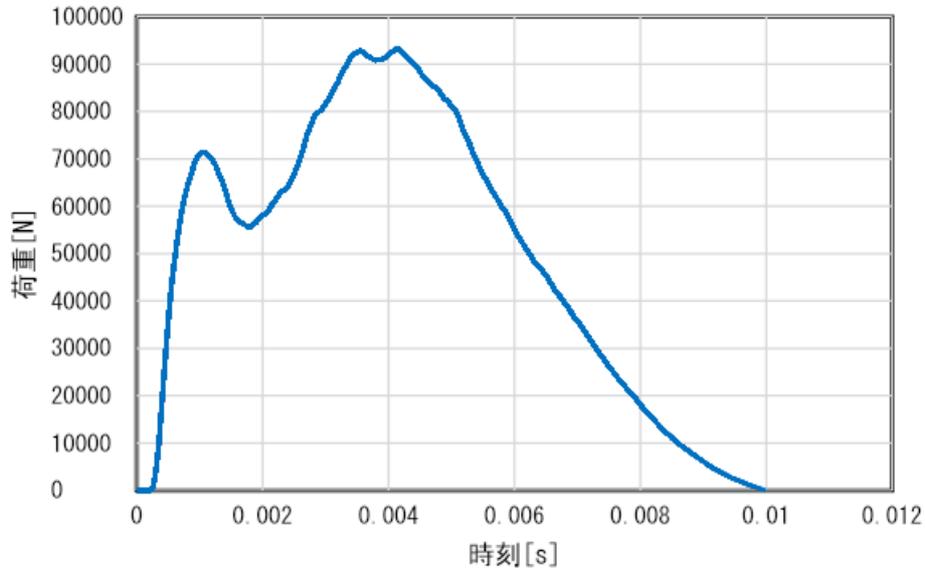


Fig. 3.20 z方向入力荷重

### 2.3.3 解析条件

解析時間は、荷重入力から0.1s後までとする。また、使用した材料の物性値をTable 3.3に、使用したばね要素の各軸方向のばね定数および減衰係数をTable 3.4およびTable 3.5に示す。なお、\*を付したものは非線形ばねであり、荷重が生じる変位においては記載の通りのばね定数となる。

解析条件をTable 3.6に示す。

Table 3.3 材料物性値

材料名	SC	SP	TPEE	PTEE	SUJ2
密度[ton/mm <sup>3</sup> ]	$7.86 \times 10^{-9}$	$8.6 \times 10^{-9}$	$1.12 \times 10^{-9}$	$2.15 \times 10^{-9}$	$7.8 \times 10^{-9}$
ヤング率[MPa]	$2.05 \times 10^5$	$7.9 \times 10^4$	$7.3 \times 10^2$	$4 \times 10^2$	$2.07 \times 10^5$
ポアソン比	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3

Table 3.4 ばね要素のばね定数および減衰係数 [5] [6]

軸方向	係数	レール枕木	トングレール枕木	レール端	動作かん	接続かん
x	ばね[kN/mm]	10	-	10	5.88*	1
	減衰[Ns/mm]	10	-	500	50	1
y	ばね[kN/mm]	10	-	10	100	0.001
	減衰[Ns/mm]	30	-	500	1	50
z	ばね[kN/mm]	10	3*	10	5.88*	1
	減衰[Ns/mm]	50	1	500	50	1

Table 3.5 肘金部ボルトのばね要素のばね定数および減衰係数 [6]

係数	ボルト軸方向	ボルト軸垂直方向	回転方向
ばね[kN/mm]	62.5	1000	1000
減衰[Ns/mm]	10	100	10

**Table 3.6 解析条件**

解析ソフト	Hyper Works Radioss Block 120
解析手法	陽解法
単位系	[ton] [mm] [MPa]
要素	Solid要素, Spring要素
接点数	338654
要素数	265561
解析時間	0.1s
タイムステップ	$1.0 \times 10^{-7}$ s

## 第3章 解析結果

### 3.1 緒言

本章では、2.8節で述べた条件をモデル上に模擬した解析を行った結果を述べる。

### 3.2 フロントロッドの正常状態の解析

本節では、フロントロッドの長さを所定の長さから変化させない場合の解析結果を述べる。

#### 3.2.1 実測データとの比較

先行研究では、JR東日本管内の営業線に実際に設置されている分岐器において、列車通過時の振動の測定を行った [5]。本項では、測定で得られたデータと本研究で作成したモデルでの解析結果との比較を行い、考察する。ここでは、トングレール後端部鉛直方向加速度、肘金部鉛直方向加速度、フロントロッド軸力、スイッチアジャスタ鉛直方向加速度の4種類各2点の実測値を比較の対象とする。なお、解析では高周波の成分が強く出ておりスイッチアジャスタ鉛直方向加速度以外は比較が困難なため、実測の条件に合わせて1000Hzのローパスフィルタをかけた。

##### 3.2.1.1 トングレール後端部鉛直方向加速度

トングレール先端側から見て左側、つまり衝撃振動が発生する側のトングレール後端部の鉛直方向加速度について、解析値および実測値の波形をFig. 4.1およびFig. 4.2に示す。Fig. 4.1から分かるように、トングレール後端部鉛直方向加速度は周波数が高く減衰が早い。ため、比較しやすいように0.02sまでを拡大したものをFig. 4.2に示した。

解析結果は最大値や最小値、周波数が実測とよい一致を見せていることが分かる。この付近のモデリングは先行研究 [5] [6]からほとんど変更していないため、解析値は先行研究のものと同じ傾向を示している。

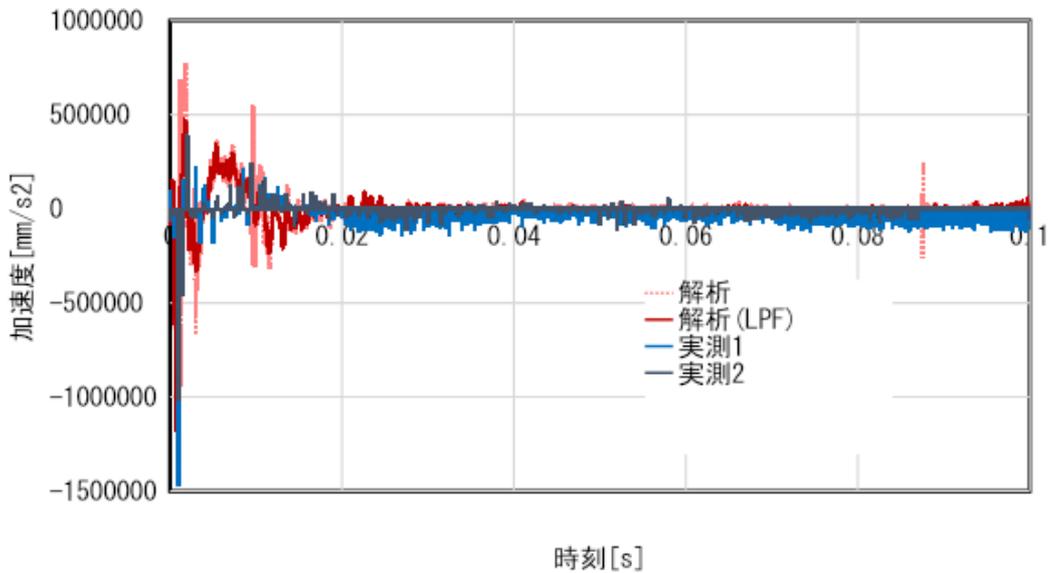


Fig. 4.1 トングレール後端部鉛直方向加速度

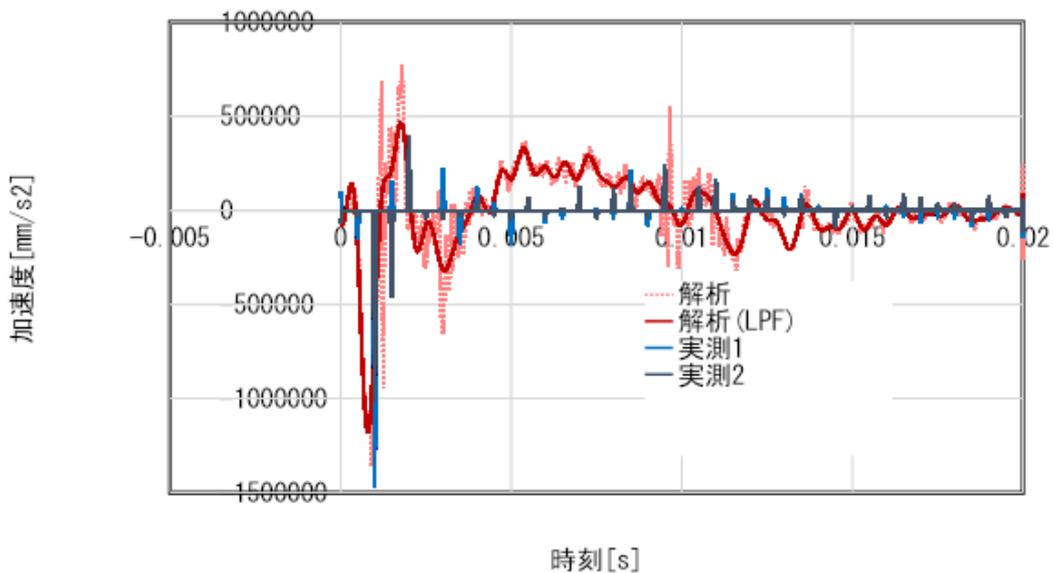


Fig. 4.2 トングレール後端部鉛直方向加速度(0-0.02s)

### 3. 2. 1. 2 肘金部鉛直方向加速度

トングレール先端側から見て左側、つまり密着側の肘金部の鉛直方向加速度について、解析値および実測値の波形をFig. 4.3およびFig. 4.4に示す。こちら周波数が高く減衰が早いため、比較しやすいように0.03sまでを拡大したものをFig. 4.4に示した。

解析結果は、最大値や最小値を含め極値はよく一致しており、タイミングもはじめの2つの大きな山についてはほぼ一致しているといえる。しかし、3つ目以降の山では極値をとるタイミングが実測よりも早く、周波数が高くなっている。これは、フロントロッドの伸長部分でロッドの径方向への膨張を防ぐ拘束が、その部分での曲げを許容しないため、固有振動数が高くなっているためだと考えられる。

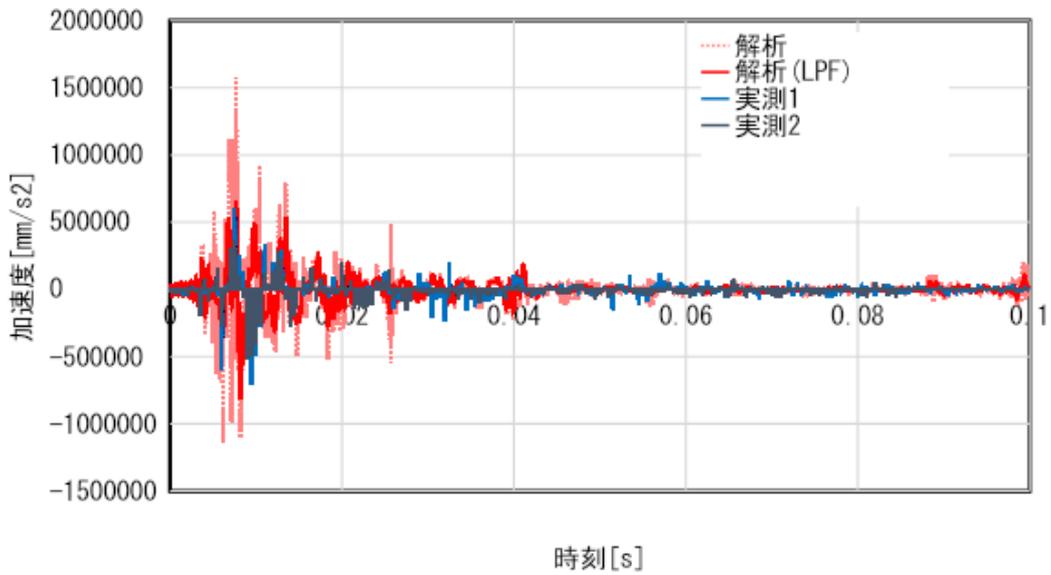


Fig. 4.3 肘金部鉛直方向加速度

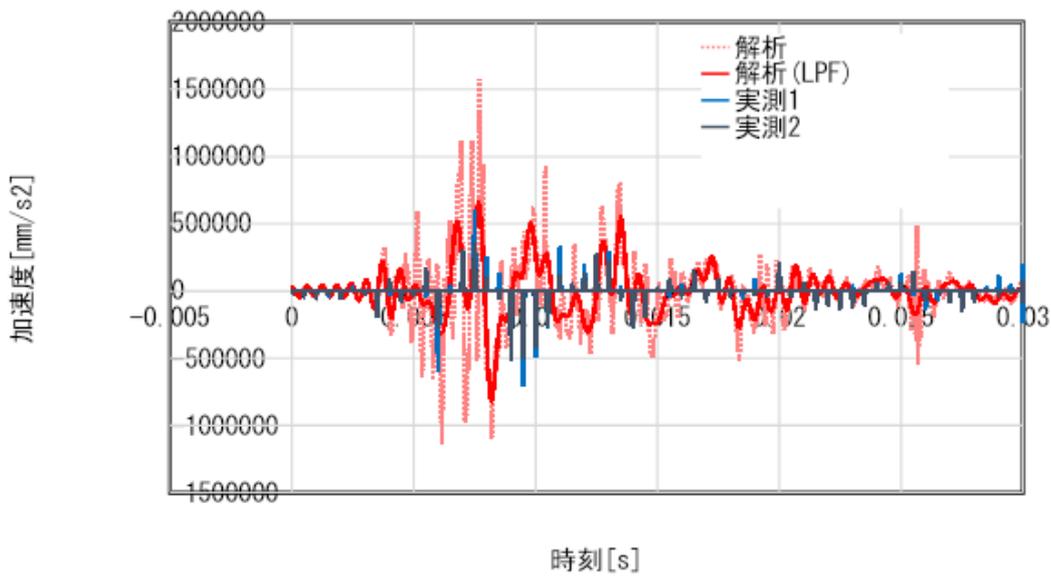


Fig. 4.4 肘金部鉛直方向加速度(0-0.03s)

### 3. 2. 1. 3 フロントロッド軸力

フロントロッドの軸力について、解析値および実測値の波形をFig. 4.5およびFig. 4.6に示す。こちらも周波数が高いため、比較しやすいように0.03sまでを拡大したものをFig. 4.6に示した。

解析結果は、最大値や0.03s頃までの周波数は概ね一致しているといえるが、波形にところどころずれがある。0.03s以降の低周波の振動は再現できていない。

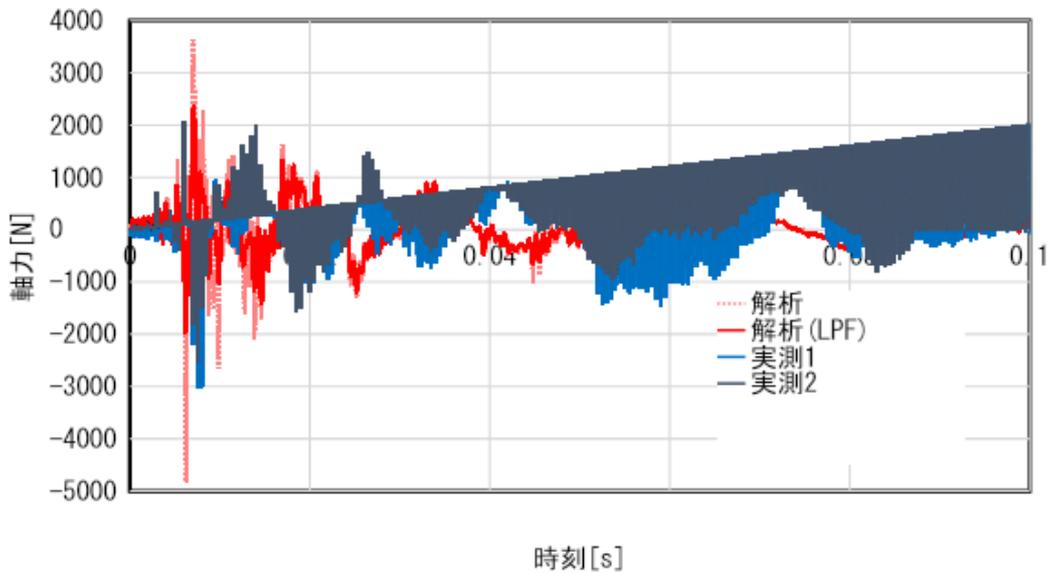


Fig. 4.5 フロントロッド軸力

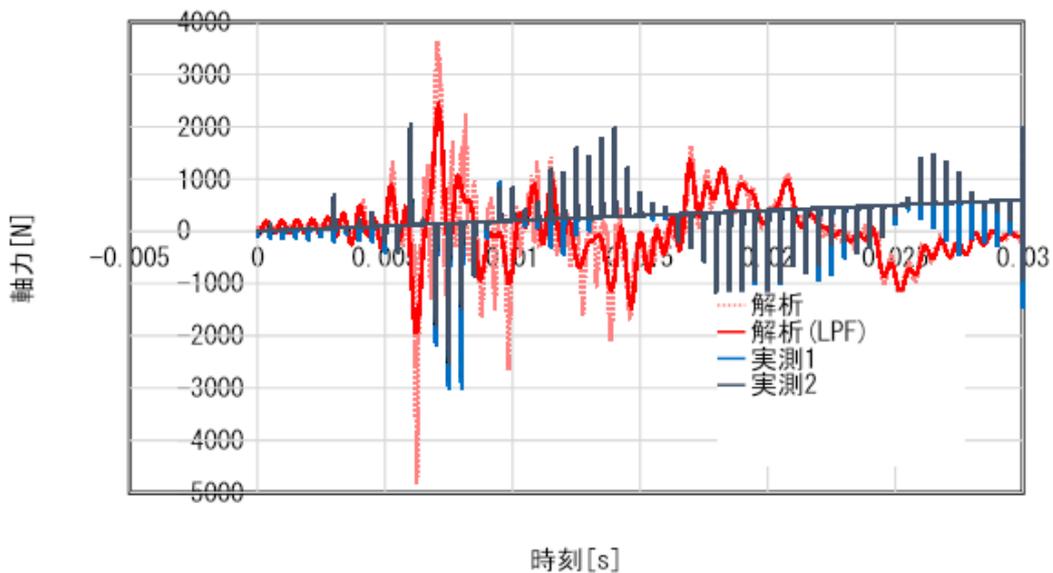


Fig. 4.6 フロントロッド軸力(0-0.03s)

### 3.2.1.4 スイッチアジャスタ鉛直方向加速度

スイッチアジャスタ中央部の鉛直方向加速度について、解析値および実測値の波形を Fig. 4.7, Fig. 4.8およびFig. 4.9に示す。周波数が極めて高いため、比較しやすいように0.005sから0.015sまでを拡大したものをFig. 4.8に示した。また、実測・解析ともに1000HzのLPFをかけたものをFig. 4.9に示した。

解析結果は、最大値や最小値については概ね一致したが、極値をとるタイミングにはところどころずれがあり、Fig. 4.9から実測より低い周波数の振動が強くなっていることがわかる。また、0.013sから0.015sにかけて実測では見られない大きな振動が発生しているが、それ以降の振幅は概ね一致している。

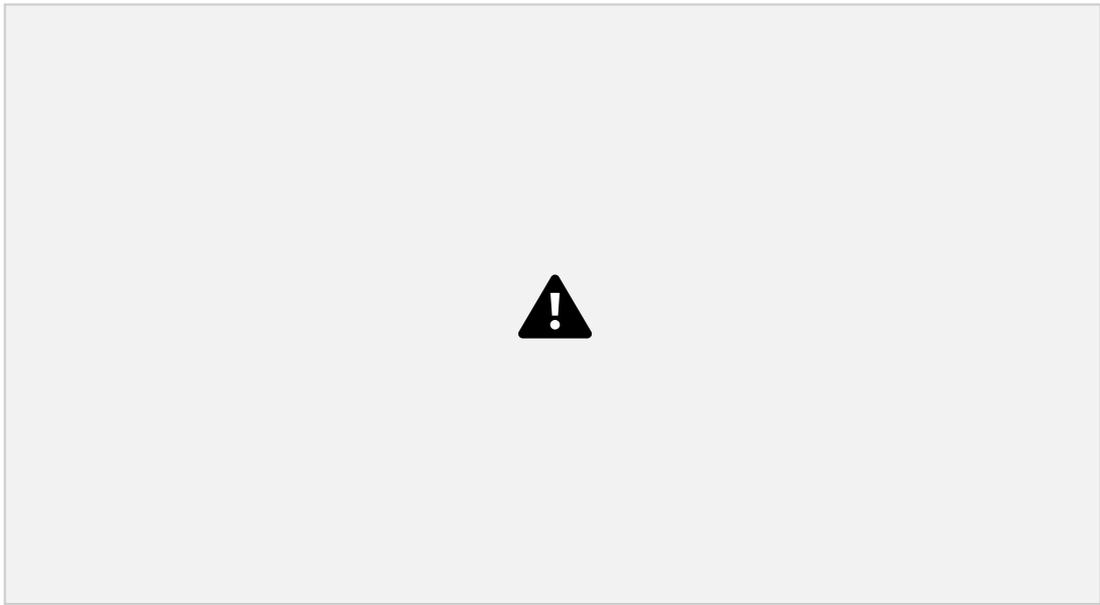


Fig. 4.7 スイッチアジャスタ鉛直方向加速度

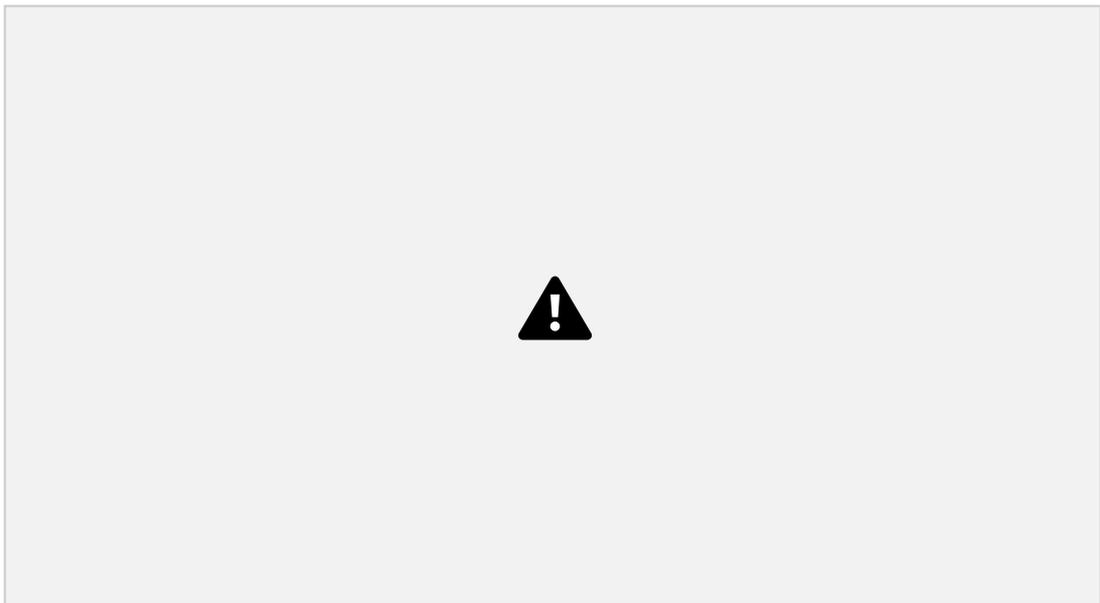


Fig. 4.8 スイッチアジャスタ鉛直方向加速度(0.005-0.015s)

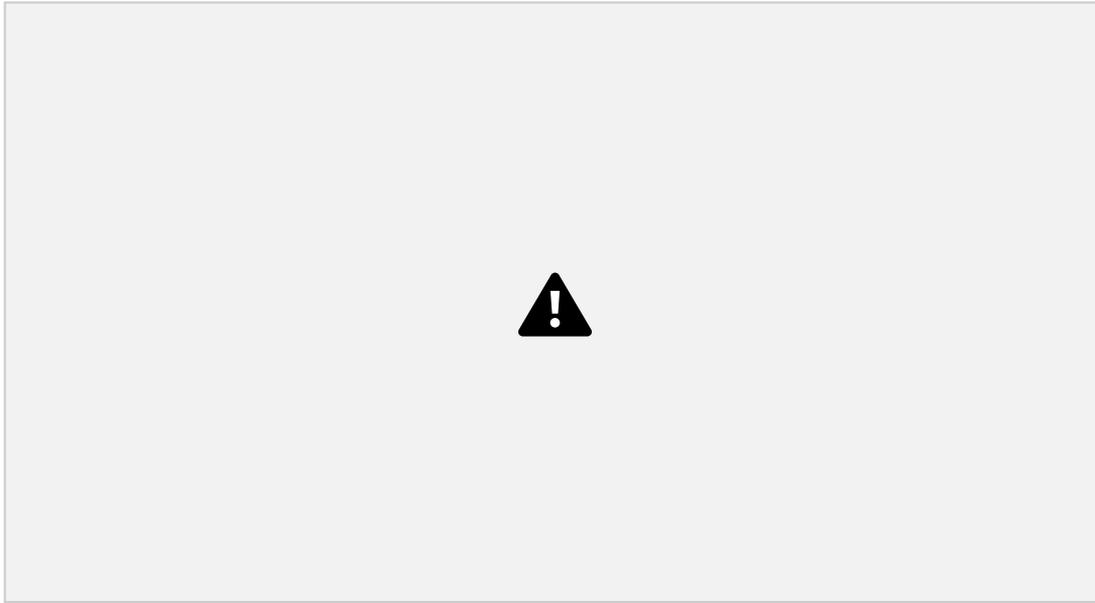


Fig. 4.9 スイッチアジャスタ鉛直方向加速度(LPF1000Hz)

## 3. 2. 2 応力分布

### 3. 2. 2. 1 主応力コンター

衝撃荷重入力時から0.007s後の、トングレーール先端側から見て左側の肘金の主応力コンターをFig. 4.10およびFig. 4.11に示す。0.007sは主応力が最大になる時刻であり、先行研究でも同じ時刻であった。なお、本論文での応力コンターの応力の単位はすべてMPaである。

Fig. 4.10は肘金をトングレーール側から見たものである。図中赤色で示される主応力が大きい部分は、トングレーール先端側の長穴の上側に分布していることが分かる。これは過去に肘金の折損が報告された個所と一致している。

Fig. 4.11は肘金をフロントロッド側から見たものである。2つの長穴の上下に主応力が圧縮となっている部分があるが、これはボルト軸力によってボルトの頭が歯金を介して押し付けられているため生じたものだと考えられる。

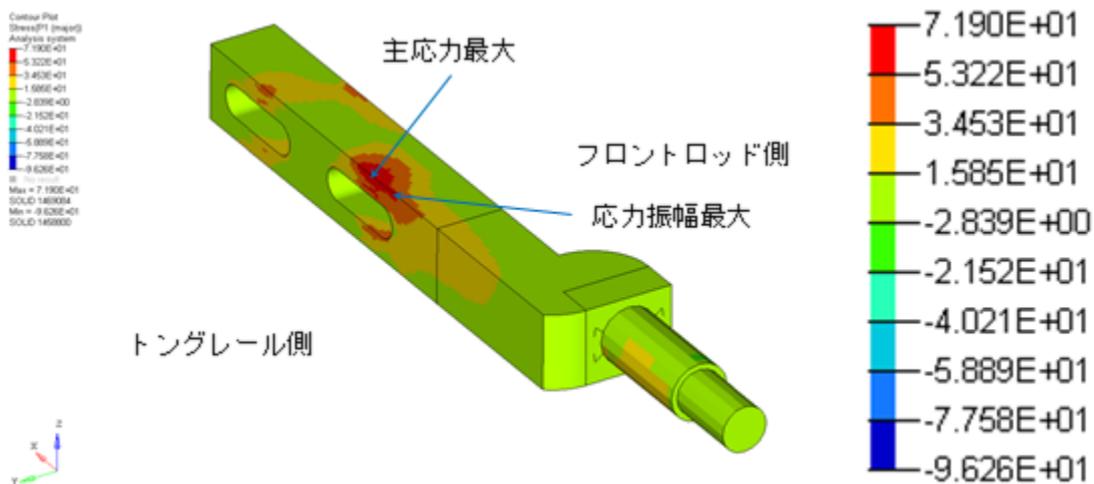


Fig. 4.10 主応力コンター(トングレール側,  $t=0.007s$ )

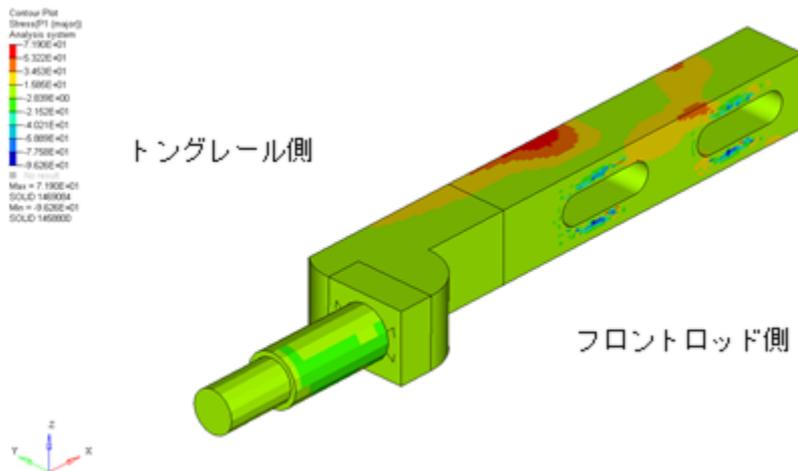


Fig. 4.11 主応力コンター(フロントロッド側,  $t=0.007s$ )

### 3.2.2.2 トングレールの密着力一定モデルとの比較

本研究のモデルと先行研究 [6]のモデルによる解析結果を比較する。フロントロッドの伸長を行わない場合の両者の最大の違いは、3.2.4項で述べたトングレールと基本レールの密着力が一定の力で与えられているか変位で与えられているかである。

まず、密着力を変位で与えたことによってどのような密着力の変化が生じたのかを見るために、Fig. 4.12に本研究のモデルにおけるトングレールと基本レールの密着力を示す。

グラフより、トングレールと基本レールの密着力は一定ではなく、衝撃振動が伝わることで密着力も上下したり、瞬間的にトングレールが基本レールから離れ密着力がなくなっていたりすることが分かる。

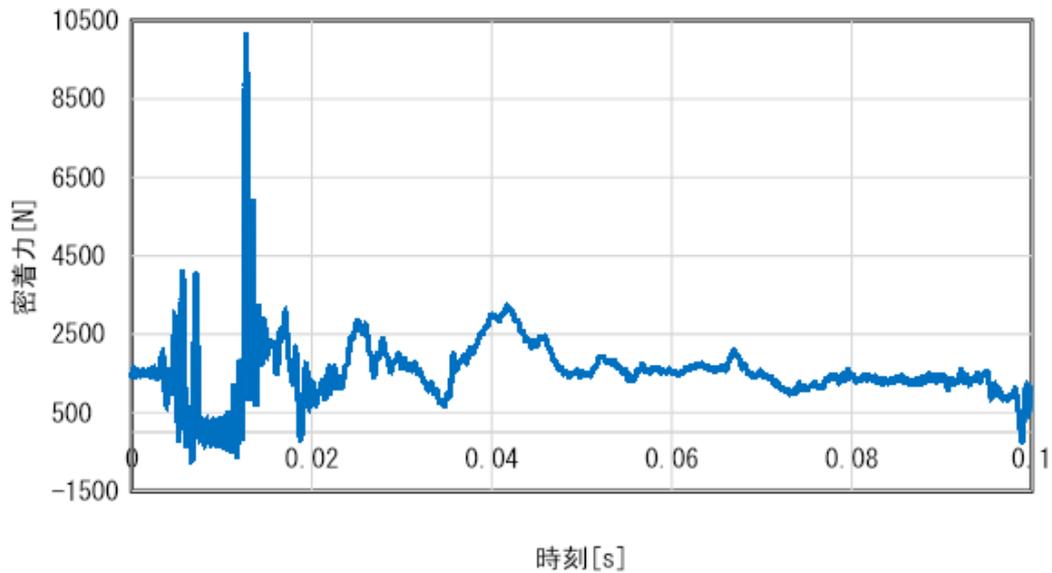


Fig. 4.12 トングレールと基本レールの密着力

次に、Fig. 4.13に本研究のモデルの肘金の主応力コンター、Fig. 4.14に先行研究のモデルの肘金の主応力コンターを示す。コンター図の各段階の分割は揃っている。両者を比べると、主応力の分布はよく一致しているが、本研究のモデルのほうが主応力の高い部分が狭いことが分かる。

また、応力振幅が最大となった個所はどちらもトングレール先端側の長穴の先端側上部であり、概ね一致しているといえる。この部分のモデリングは先行研究から変更しておらず、構造上応力が大きくなりやすいところなどが同じであるため、主応力の分布や応力振幅が最大の個所が同じ傾向を持ったのだと考えられる。

主応力の最大値は本研究のモデルは71.9MPaであり、先行研究のモデルで82.1MPaよりも減少した。Fig. 4.15およびFig. 4.16に示すスイッチアジャスタとトングレール(スイッチアジャスタ接続部より前方部分)の軌間内外方向加速度を比較すると、本研究のモデルではスイッチアジャスタの振動が大きくなっているのに対し、トングレールのスイッチアジャスタ接続部より前方の振動が小さくなっている。このため、応力振幅が減少したのは、トングレールと基本レールの密着力を変位で与えるように変更したことによって密着部分で振動がスイッチアジャスタに伝わりやすくなったためだと考えられる。

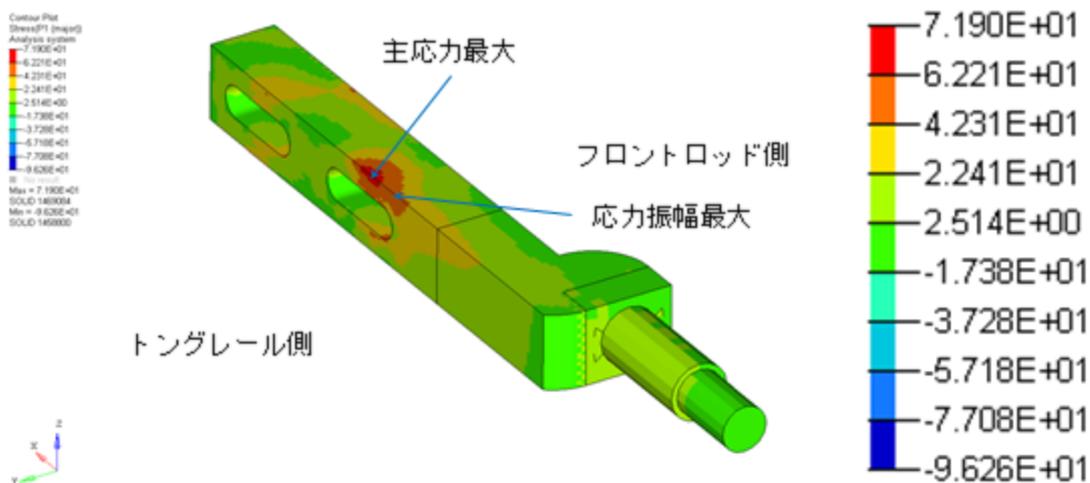


Fig. 4.13 主応力コンター(本研究モデル,  $t=0.007s$ )

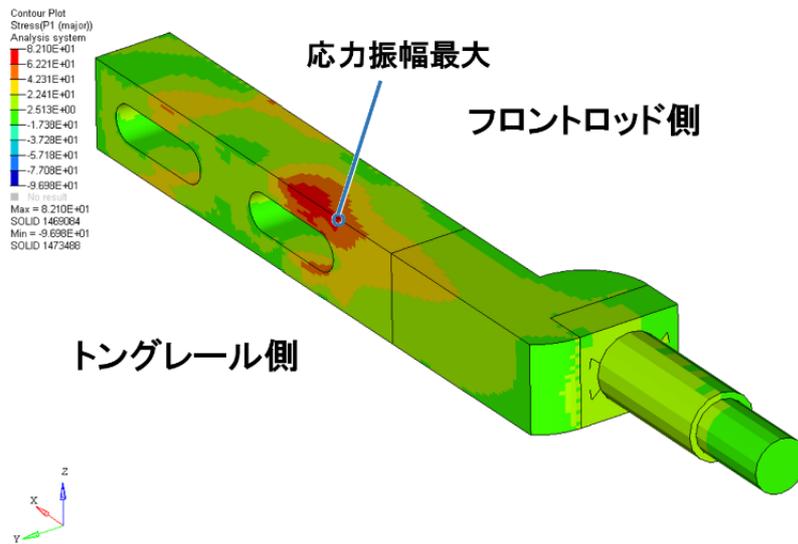


Fig. 4.14 主応力コンター(先行研究モデル, t=0.007s)

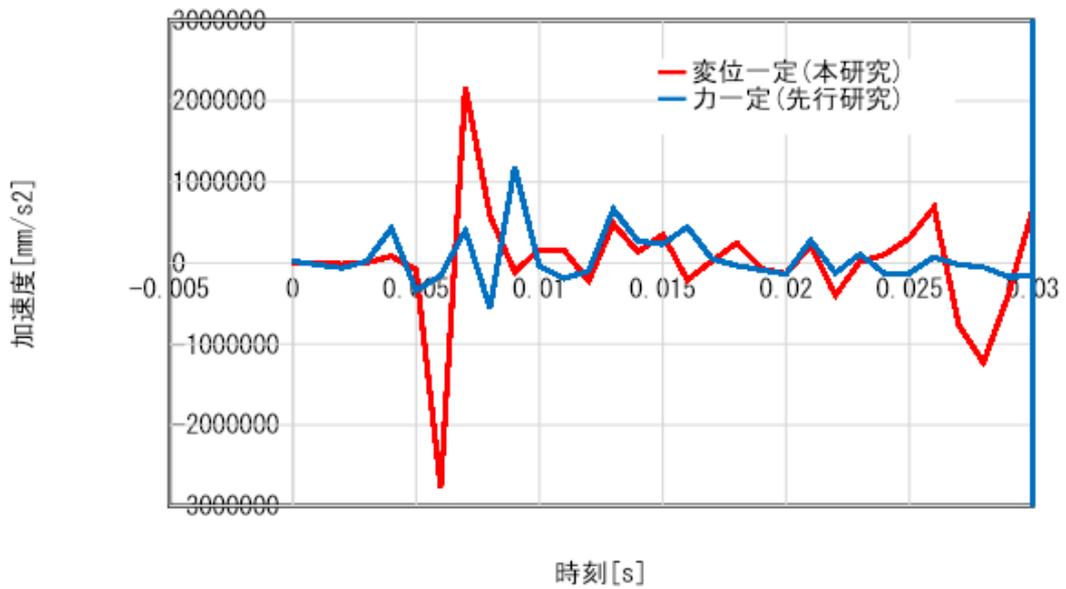


Fig. 4.15 スイッチアジャスタ軌間内外方向加速度

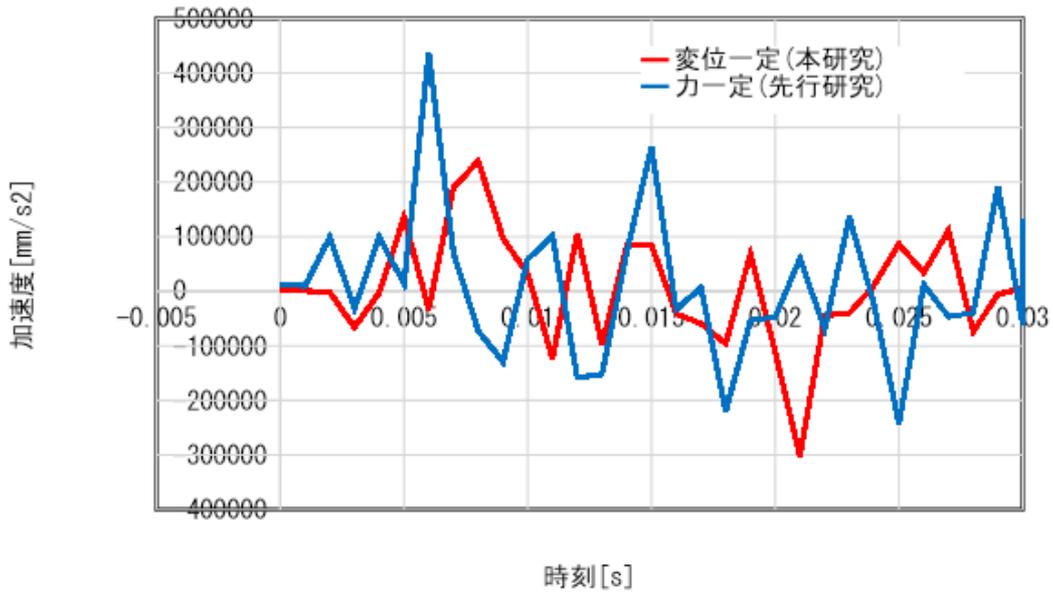


Fig. 4.16 トングレール前方部軌間内外方向加速度

### 3.2.3 応力振幅

先行研究と同様の手法により応力振幅を算出した。応力振幅が最大となったのはFig. 4.10で示したようにトングレール先端側の長穴のトングレール先端側の縁の上部であり、その値は37.07MPaであった。以下、本論文において、トングレール先端側の長穴のトングレール先端側の縁を長穴前縁と呼ぶことにする。

肘金の材料であるS25Cの疲労限度は約200MPaであり、この条件における応力振幅は疲労限度を大きく下回っている。

安全側に立って疲労限がないものとして修正マイナー則に基づいてSN線図(Fig. 4.17)に当てはめると、疲労破壊するまでの衝撃回数はおよそ $2 \times 10^{10}$ 回となる。先行研究において実測を行った分岐器の通過車軸数は1年あたり約 $3.7 \times 10^5$ 回、1交換周期あたりでは約 $2 \times 10^6$ 回[6]であるから、この条件においては肘金の疲労破壊が起こる可能性は極めて小さいといえる。

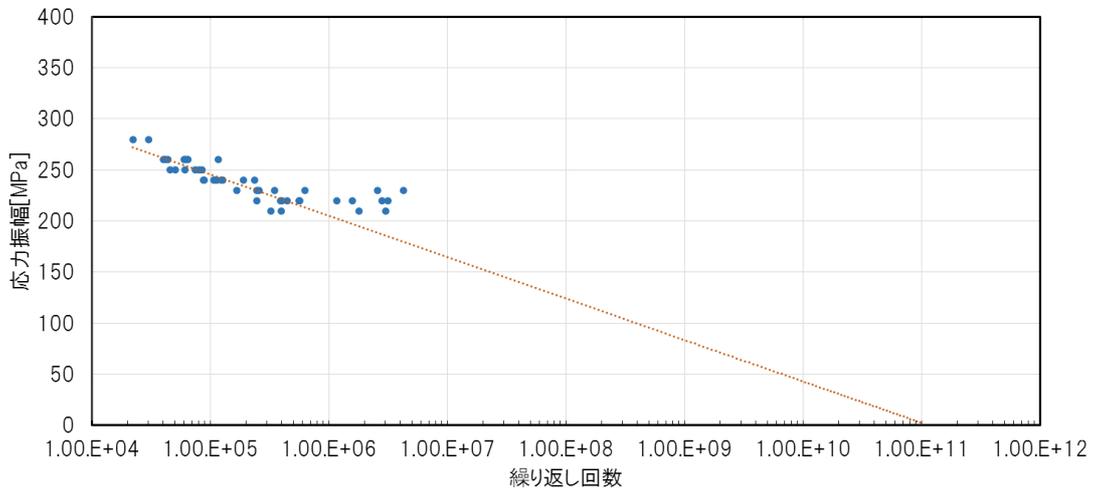


Fig. 4.17 S25CのSN線図（修正マイナー則）

### 3.3 フロントロッドに張りがある状態の解析

本節では、フロントロッドの長さを所定の長さより長くし、フロントロッドに「張り」がある場合の解析結果を述べる。

#### 3.3.1 フロントロッドの張りによる周辺部品の位置変化

衝撃荷重入力時における、フロントロッドを張らない場合のフロントロッド周辺部を Fig. 4.18に、フロントロッドを10mm伸ばして張った場合のフロントロッド周辺部を Fig. 4.19に示す。フロントロッドが伸びることによって周辺の部品も連動して動き、非密着側の連結板とスイッチアジャスタの隙間を見ると、非密着側トングレールが特に大きく動き2本のトングレールの間隔が広がっていることが分かる。

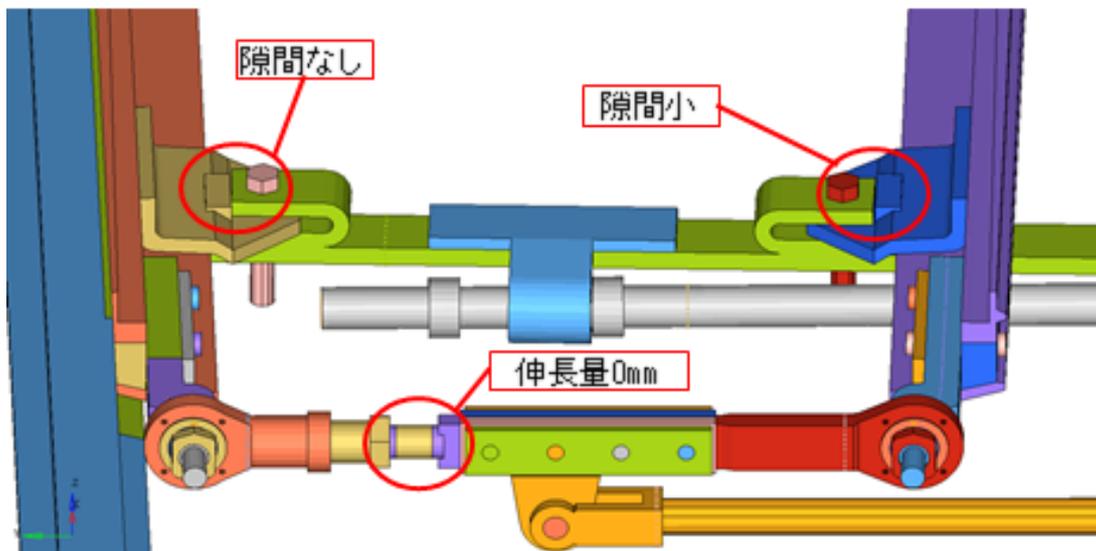


Fig. 4.18 フロントロッドを張らない場合のフロントロッド周辺部

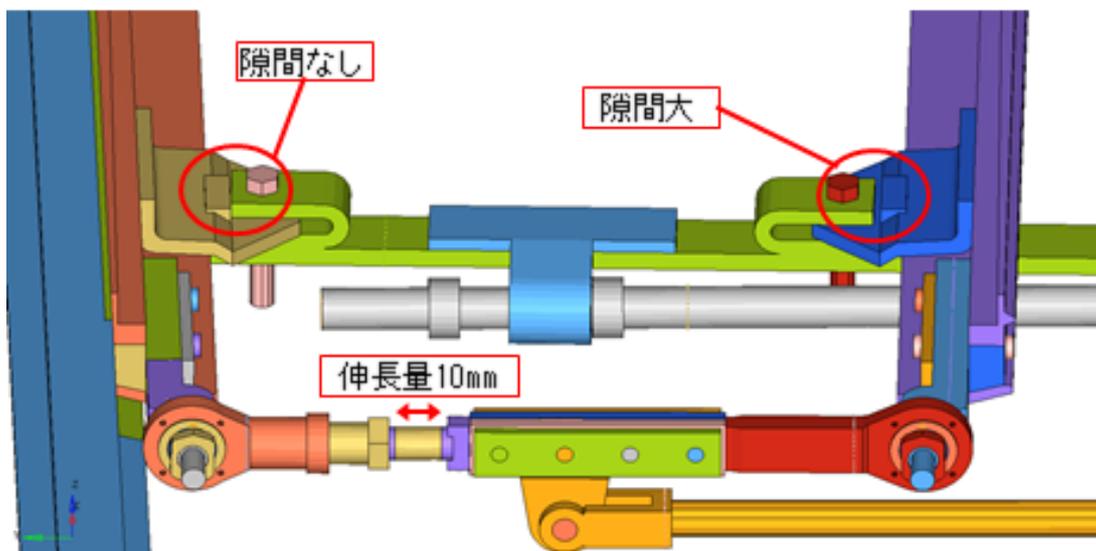


Fig. 4.19 フロントロッドを張った場合のフロントロッド周辺部

### 3.3.2 応力分布・応力振幅

#### 3.3.2.1 フロントロッド伸長量0mmのとき

この条件は、フロントロッドが所定の長さであるときであり、結果については4.2節で述べた。

他の条件との比較のためトングレール先端側から見て左側の肘金の衝撃荷重入力時から0.006s後のフロントロッド側の主応力コンターをFig. 4.20に示す。

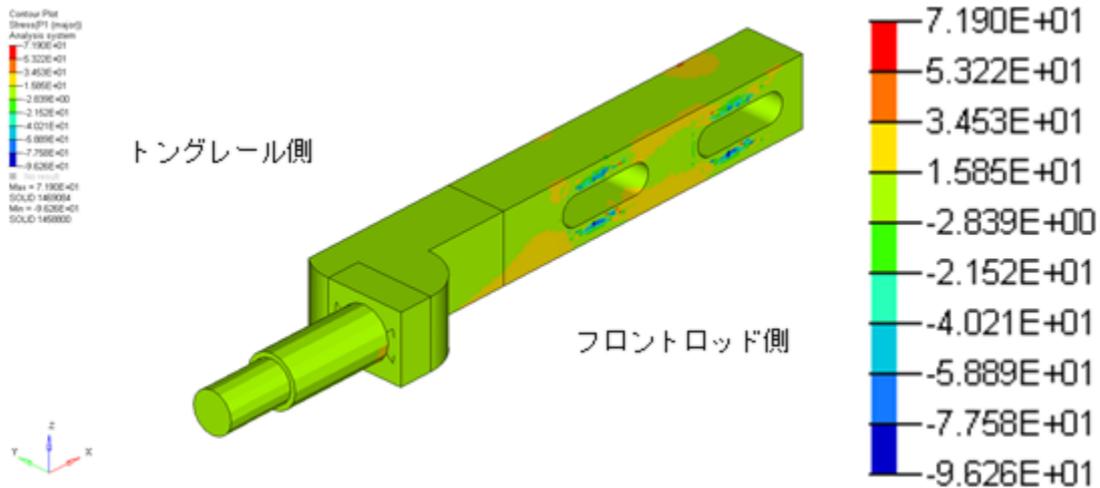


Fig. 4.20 主応力コンター(伸長量0mm, フロントロッド側,  $t=0.006s$ )

### 3.3.2.2 フロントロッド伸長量2mmのとき

トングレール先端側から見て左側の肘金の衝撃荷重入力時から0.007s後の主応力コンターをFig. 4.21に、0.006s後のフロントロッド側の主応力コンターをFig. 4.22に示す。応力振幅が最大となるのはFig. 4.21に示した個所で、その値は37.19MPaであった。

主応力の分布は、0.006s後、0.007s後ともにフロントロッドが所定の長さのときとよく似た傾向となったが、0.006s後では長穴前縁より少しトングレール先端寄りの下部の主応力が少し大きくなっている。

応力振幅が最大となる個所も長穴前縁上部のトングレール側から長穴前縁の前方下部のフロントロッド側が変わった。応力振幅の最大値は、フロントロッドが所定の長さのときとほとんど同じであった。

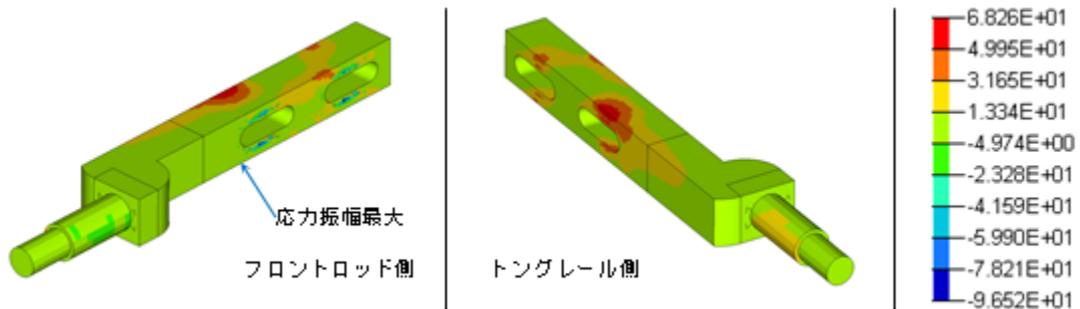


Fig. 4.21 主応力コンター(伸長量2mm,  $t=0.007s$ )

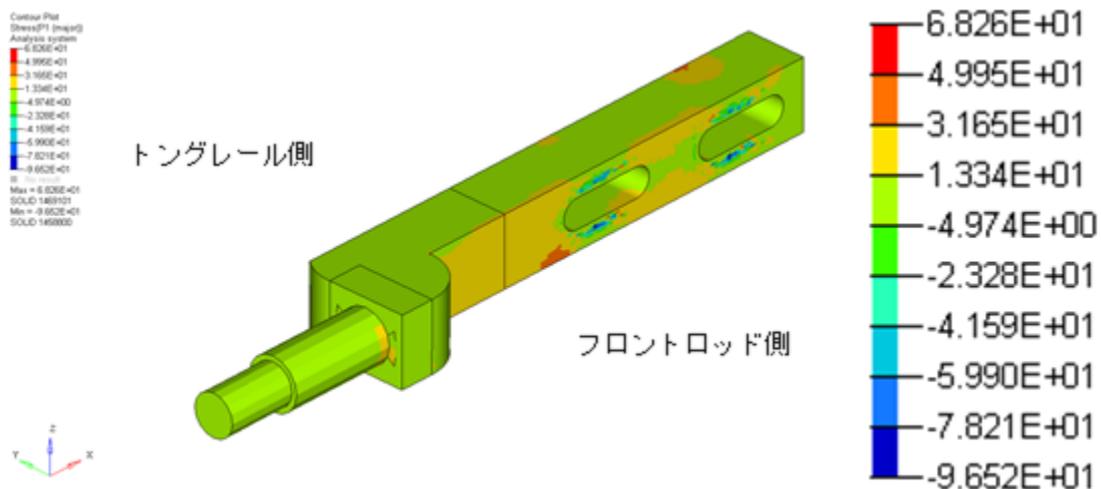


Fig. 4.22 主応力コンター(伸長量2mm, フロントロッド側,  $t=0.006s$ )

### 3.3.2.3 フロントロッド伸長量4mmのとき

トングレール先端側から見て左側の肘金の衝撃荷重入力時から0.007s後の主応力コンターをFig. 4.23に、0.006s後のフロントロッド側の主応力コンターをFig. 4.24に示す。応力振幅が最大となるのはFig. 4.23に示した個所で、その値は43.23MPaであった。

主応力の分布は、0.007s後はフロントロッドが所定の長さのときと似た傾向となったが、0.006s後では長穴前縁より少しトングレール先端寄りの下部の主応力がフロントロッド伸長量2mmのときよりもさらに大きくなっている。

応力振幅が最大となる個所は、フロントロッドが所定の長さのときともフロントロッド伸長量2mmのときとも異なる長穴前縁下部のトングレール側が変わった。応力振幅の最大値は、フロントロッドが所定の長さのときよりも増加したが、疲労限度の約200MPaを下回っている。

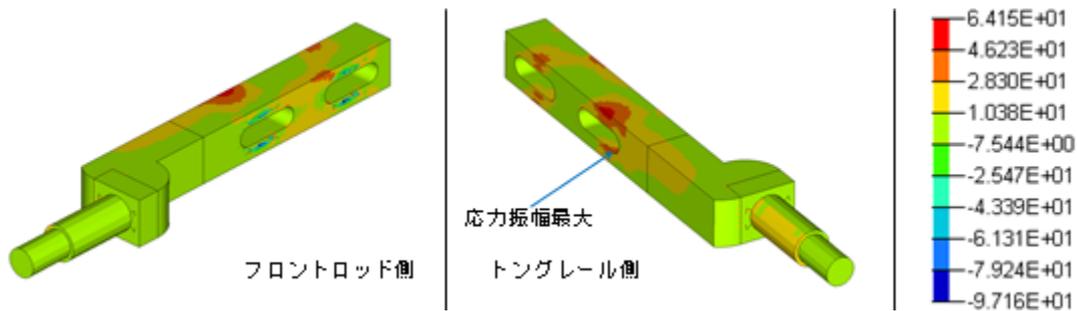


Fig. 4.23 主応力コンター(伸長量4mm,  $t=0.007s$ )

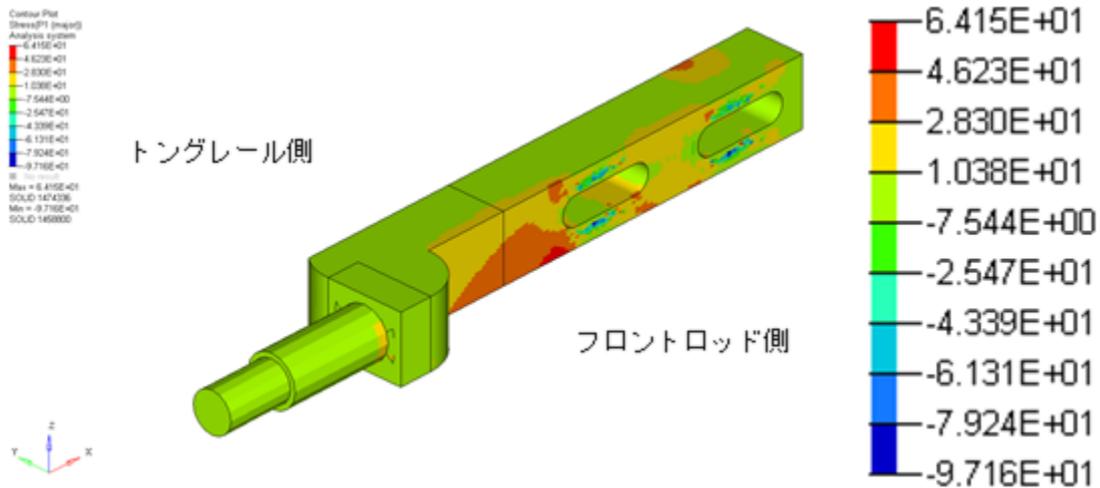


Fig. 4.24 主応力コンター(伸長量4mm, フロントロッド側,  $t=0.006s$ )

### 3.3.2.4 フロントロッド伸長量6mmのとき

トングレール先端側から見て左側の肘金の衝撃荷重入力時から0.007s後の主応力コンターをFig. 4.25に、0.006s後のフロントロッド側の主応力コンターをFig. 4.26に示す。応力振幅が最大となるのはFig. 4.25に示した個所で、その値は44.58MPaであった。

主応力の分布は、0.006s後、0.007s後ともにフロントロッド伸長量4mmのときとよく似た傾向となった。

応力振幅が最大となる個所は、フロントロッド伸長量4mmのときと同じく長穴前縁下部のトングレール側であった。応力振幅の最大値は、フロントロッド伸長量4mmのときよりもさらに増加し、本研究で解析した7通りの条件の中で最高の値となったが、疲労限度の約200MPaを下回っている。

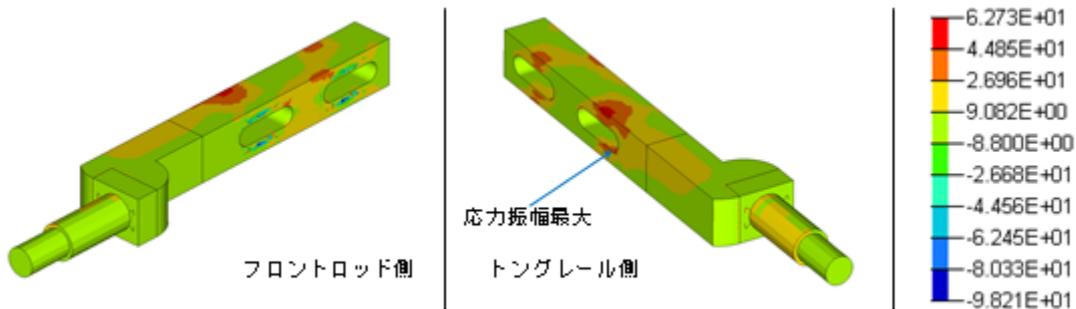


Fig. 4.25 主応力コンター(伸長量6mm,  $t=0.007s$ )

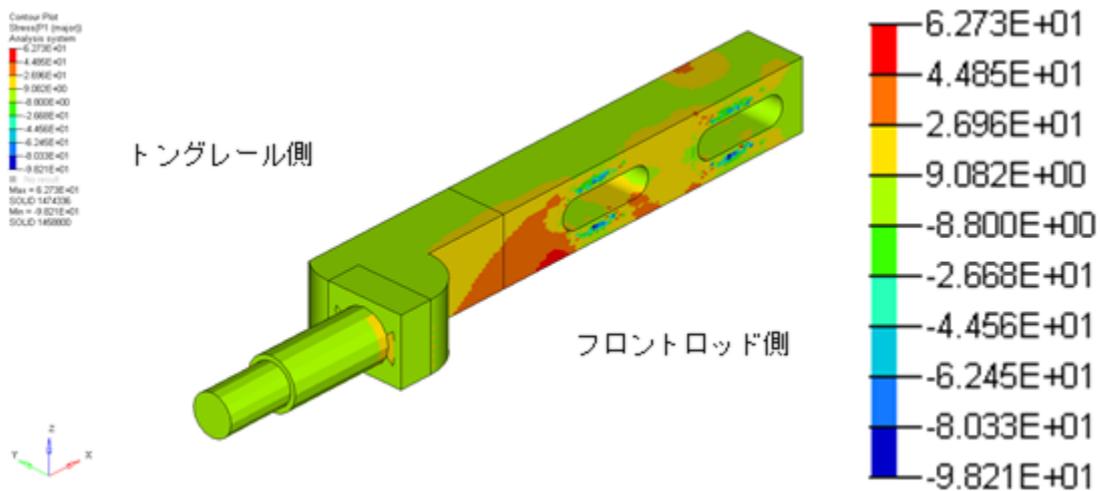


Fig. 4.26 主応力コンター(伸長量6mm, フロントロッド側, t=0.006s)

### 3.3.2.5 フロントロッド伸長量8mmのとき

トングレール先端側から見て左側の肘金の衝撃荷重入力時から0.007s後の主応力コンターをFig. 4.27に、0.006s後のフロントロッド側の主応力コンターをFig. 4.28に示す。応力振幅が最大となるのはFig. 4.27に示した個所で、その値は35.90MPaであった。

主応力の分布は、0.006s後、0.007s後ともにフロントロッド伸長量0~4mmのときと似たような傾向となったが、長穴前縁より前方の主応力が高い範囲が広がっているほか、2つの長穴の間のフロントロッド側上部の主応力が高くなっているなどの違いが見られる。

応力振幅が最大となる個所は、フロントロッド伸長量2mmのときと同じ長穴前縁下部のフロントロッド側に戻った。応力振幅の最大値は、フロントロッド伸長量6mmのときまでは伸長量の増加に伴って増加してきたのと異なり減少し、フロントロッドが所定の長さのときをも下回っている。

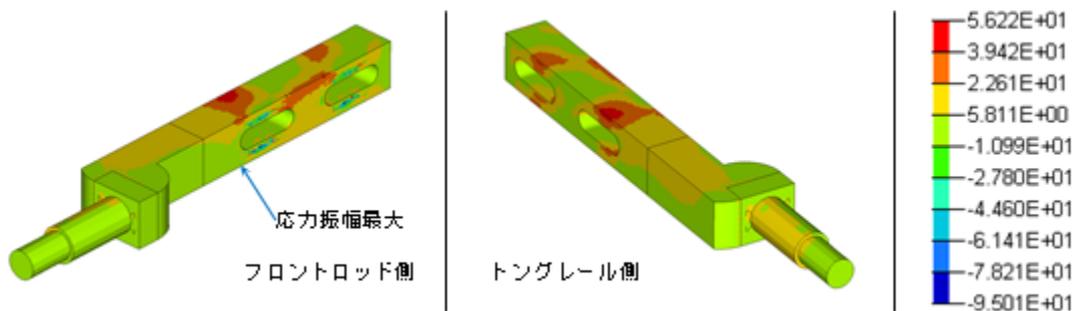


Fig. 4.27 主応力コンター(伸長量8mm, t=0.007s)

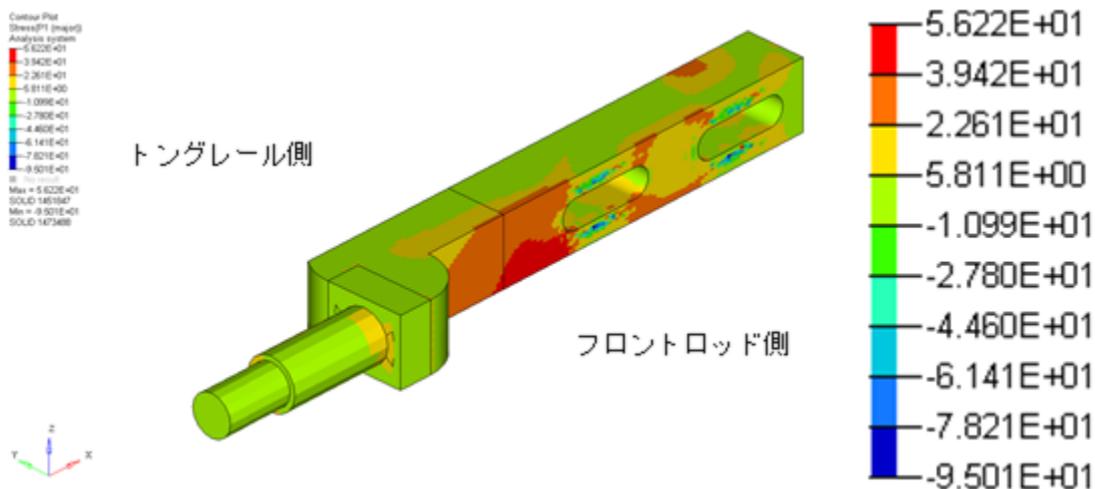


Fig. 4.28 主応力コンター(伸長量8mm, フロントロッド側,  $t=0.006s$ )

### 3.3.2.6 フロントロッド伸長量10mmのとき

トングレール先端側から見て左側の肘金の衝撃荷重入力時から0.007s後の主応力コンターをFig. 4.29に, 0.006s後のフロントロッド側の主応力コンターをFig. 4.30に示す. 応力振幅が最大となるのはFig. 4.29に示した個所で, その値は39.78MPaであった.

主応力の分布は, 0.007s後はフロントロッド伸長量0~8mmのときのいずれとも異なる傾向となり, 全体的に主応力が高い個所が減少した. また, 肘金がトングレール先端と接触する個所の主応力は圧縮になっている. 0.006s後ではフロントロッド伸長量8mmのときと似たような傾向となったが, 長穴前縁より前方の主応力がフロントロッド伸長量8mmのときよりもさらに大きくなっている.

応力振幅が最大となる個所は, フロントロッド伸長量8mmのときと同じく長穴前縁下部のフロントロッド側であった. 応力振幅の最大値は, フロントロッド伸長量8mmのときより増加し, フロントロッドが所定の長さのときを上回った.

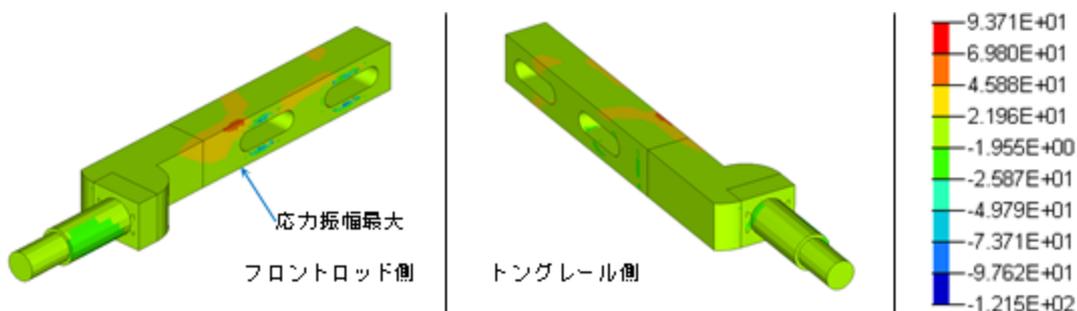


Fig. 4.29 主応力コンター(伸長量10mm,  $t=0.007s$ )

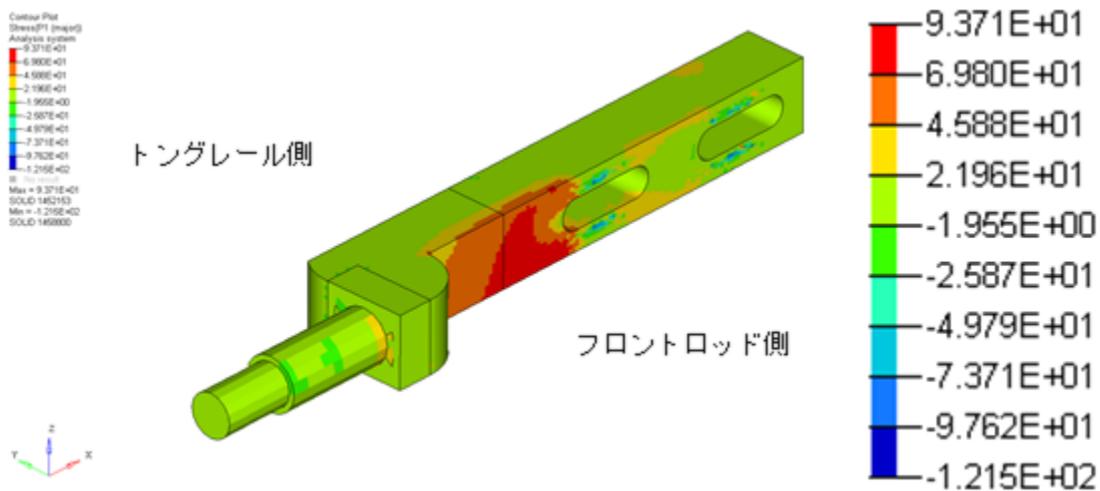


Fig. 4.30 主応力コンター(伸長量10mm, フロントロッド側,  $t=0.006s$ )

### 3.3.2.7 フロントロッド伸長量11mmのとき

トングレール先端側から見て左側の肘金の衝撃荷重入力時から0.007s後の主応力コンターをFig. 4.31に、0.006s後のフロントロッド側の主応力コンターをFig. 4.32に示す。応力振幅が最大となるのはFig. 4.31に示した個所で、その値は31.47MPaであった。

主応力の分布は、0.006s後、0.007s後ともにフロントロッド伸長量10mmのときと似たような傾向となった。

応力振幅が最大となる個所は、フロントロッド伸長量8~10mmのときと同じく長穴前縁下部のフロントロッド側であった。応力振幅の最大値は、フロントロッド伸長量10mmのときより減少し、本研究で解析した7通りの条件の中で最低の値となった。

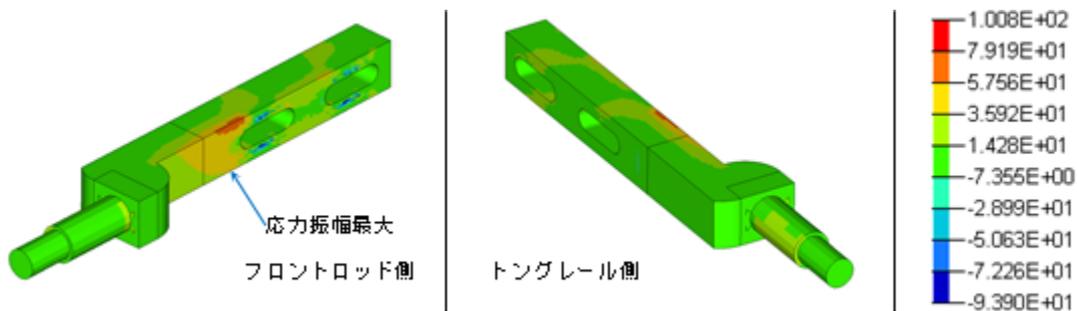


Fig. 4.31 主応力コンター(伸長量11mm,  $t=0.007s$ )

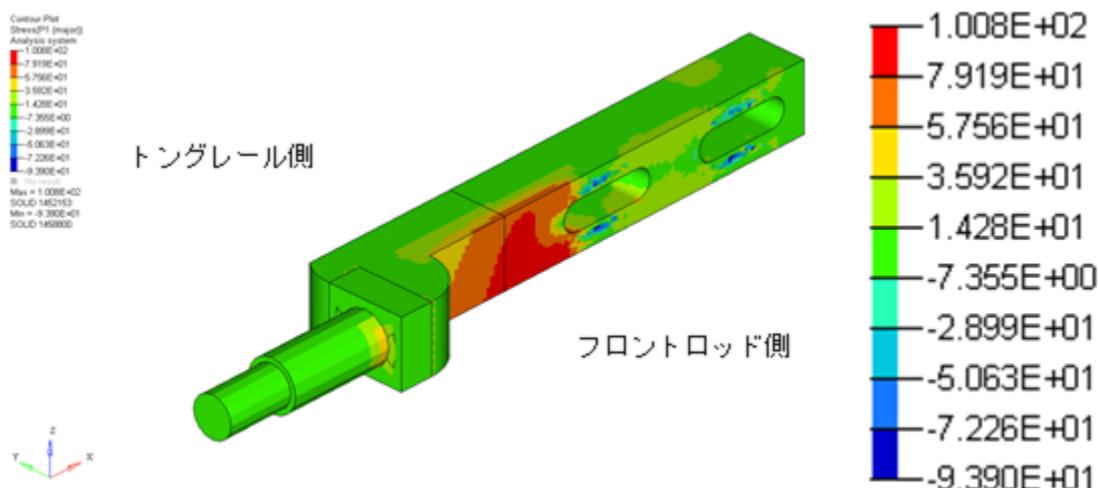


Fig. 4.32 主応力コンター(伸長量11mm, フロントロッド側,  $t=0.006s$ )

### 3.3.2.8 まとめと考察

4.3.2.1項から4.3.2.7項で述べた応力振幅が最大となる個所は、大別して長穴前縁の上部のトングレール側、長穴前縁の下部のトングレール側、長穴前縁の前方下部のフロントロッド側の3つに分類できる。これら3個所の各条件での応力振幅をTable 4.1に示す。

長穴前縁上部のトングレール側の応力振幅は、フロントロッド伸長量0~8mmの範囲ではおおむね同じような値となったが、フロントロッド伸長量6~11mmの範囲ではフロントロッドの「張り」が強くなるほど応力振幅が減少した。

長穴前縁下部のトングレール側の応力振幅は、フロントロッド伸長量6mmのときまでは伸長量の増加に伴い増加していたが、それ以上の伸長量では減少に転じた。

長穴前縁前方下部のフロントロッド側の応力振幅は、どの条件でもおおむね同じような値となった。

いずれの個所でも、応力振幅はS25Cの疲労限度を下回っており、疲労破壊が起こるとは考え難い。

長穴前縁下部および長穴前縁前方下部では、フロントロッド伸長量6mmを境に異なる傾向となったが、これは4.3.3.8項で述べるようにフロントロッド伸長量が6mm以上ではフロントロッドの軸力が急増することから、肘金にトングレール側に曲げようとする力が働き、引張の応力が小さくなったためであると考えられる。

Table 4.1 肘金の部位およびフロントロッド伸長量ごとの応力振幅

フロントロッド伸長量	長穴前縁上部トングレール側	長穴前縁下部トングレール側	長穴前縁前方下部フロントロッド側
0mm	37.07MPa	28.19MPa	35.52MPa
2mm	36.20MPa	32.82MPa	37.19MPa
4mm	40.11MPa	43.23MPa	39.75MPa
6mm	42.47MPa	44.58MPa	41.45MPa
8mm	35.28MPa	31.90MPa	35.90MPa
10mm	29.55MPa	22.52MPa	39.78MPa
11mm	25.88MPa	12.05MPa	31.47MPa

### 3.3.3 考察：トンブレール-基本レール密着力

フロントロッドが張ることによって、フロントロッドがトンブレールへの動力の伝達を担うようになると、フロントロッドとスイッチアジャスタではトンブレールへの取り付け位置が異なることから、トンブレールと基本レールの密着力の分布も異なってくる。本項では、フロントロッドの長さごとにトンブレールと基本レールの密着力の分布とスイッチアジャスタおよびフロントロッドの軸力を示し、考察する。

#### 3.3.3.1 フロントロッド伸長量0mmのとき

衝撃荷重入力時のトンブレールと基本レールの密着力の分布をFig. 4.33に示す。

トンブレール先端部から連結板の接続部にかけて広く密着力が生じているが、連結板の接続部の近くが特に強く密着していることが分かる。トンブレールと基本レールの密着力は1524Nであるのに対し、スイッチアジャスタ軸力は1804Nの圧縮、フロントロッド軸力は70Nの引張であった。これは、スイッチアジャスタによってトンブレールが押し付けられていることを示している。なお、スイッチアジャスタ軸力とフロントロッド軸力の合計がトンブレールと基本レールの密着力に一致しないのは、トンブレールの後方やほかの部品の影響であると考えられる。

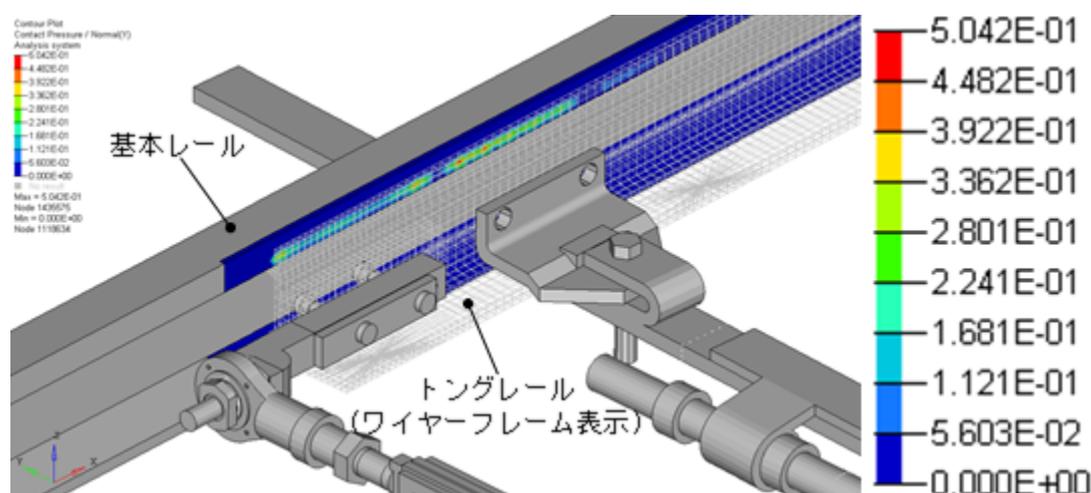


Fig. 4.33 接触圧カOUNTER(伸長量0mm, t=0.000s)

#### 3.3.3.2 フロントロッド伸長量2mmのとき

衝撃荷重入力時のトンブレールと基本レールの密着力の分布をFig. 4.34に示す。

トンブレール先端付近を中心に強い密着力が生じているほか、連結板との接続部にも接触力が生じていることが分かる。トンブレールと基本レールの密着力は1720Nであるのに対し、スイッチアジャスタ軸力は1455Nの圧縮、フロントロッド軸力は440Nの圧縮であった。このことから、スイッチアジャスタだけではなくフロントロッドもトンブレールに力を伝えるようになったと考えられる。

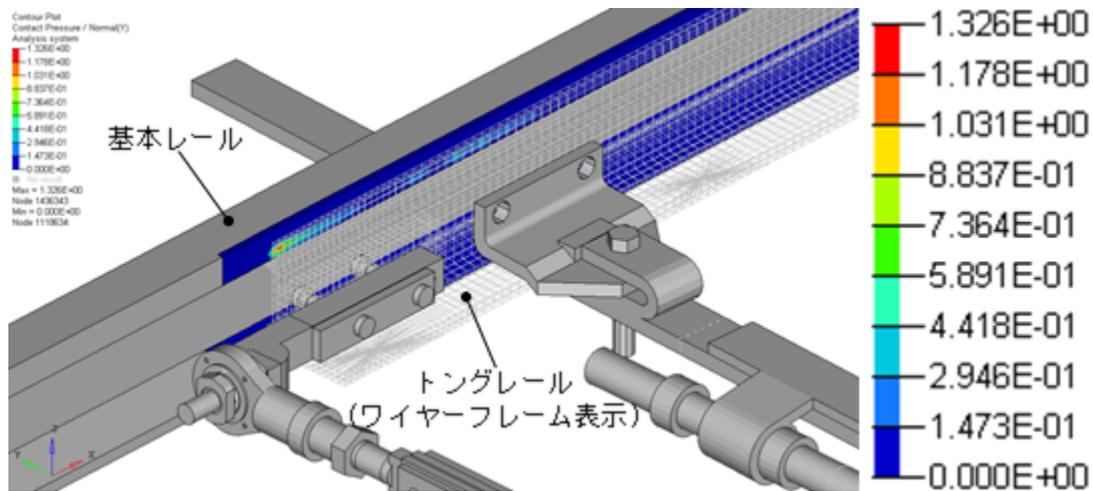


Fig. 4.34 接触圧力カウンター(伸長量2mm, t=0.000s)

### 3.3.3.3 フロントロッド伸長量4mmのとき

衝撃荷重入力時のトングレールと基本レールの密着力の分布をFig. 4.35に示す。

トングレール先端付近を中心として肘金との接続部全体にわたって密着力が生じていることが分かる。トングレールと基本レールの密着力は1815Nであるのに対し、スイッチアジャスタ軸力は985Nの圧縮、フロントロッド軸力は1077Nの圧縮であった。このことから、スイッチアジャスタとフロントロッドがトングレールと基本レールの密着に同程度の寄与をしているといえる。

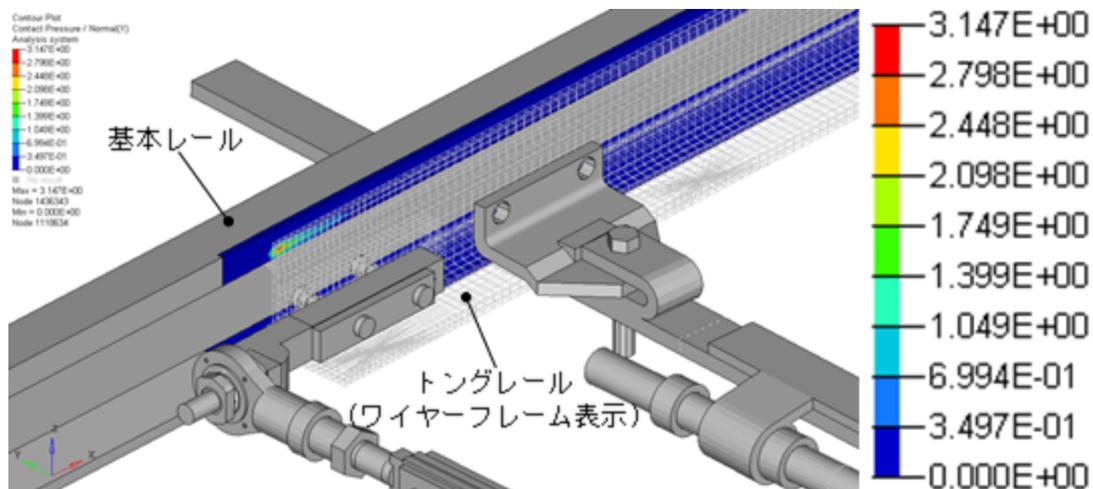


Fig. 4.35 接触圧力カウンター(伸長量4mm, t=0.000s)

### 3.3.3.4 フロントロッド伸長量6mmのとき

衝撃荷重入力時のトングレールと基本レールの密着力の分布をFig. 4.36に示す。

トングレール先端付近を中心として強い密着力が生じているのはフロントロッド伸長量が4mmのときと同様だが、圧力の最大値が大きくなり、分布の範囲が狭くなっている。トングレールと基本レールの密着力は2440Nであるのに対し、スイッチアジャスタ軸力は602Nの圧縮、フロントロッド軸力は2088Nの圧縮であった。このことから、トングレールと基本レールの密着力はフロントロッドのほうが主体となって生じているといえる。

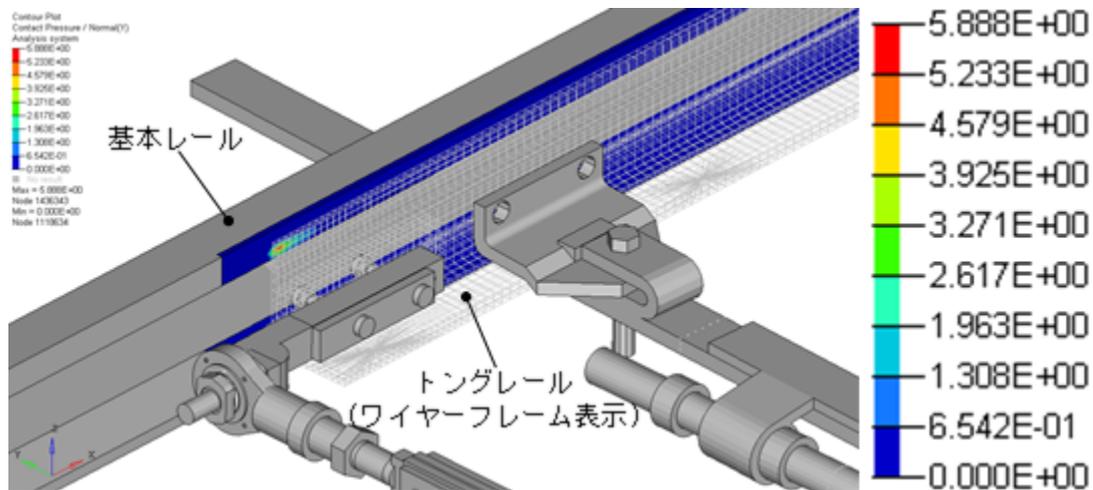


Fig. 4.36 接触圧力カウンター(伸長量6mm, t=0.000s)

### 3.3.3.5 フロントロッド伸長量8mmのとき

衝撃荷重入力時のトングレールと基本レールの密着力の分布をFig. 4.37に示す。

トングレール先端付近を中心に強い密着力が生じているのはフロントロッド伸長量が4~6mmのときと同様だが、圧力の最大値がさらに大きくなり、分布の範囲がさらに狭くなっている。トングレールと基本レールの密着力は3373Nであるのに対し、スイッチアジャスタ軸力は309Nの圧縮、フロントロッド軸力は3096Nの圧縮であった。このことから、トングレールと基本レールの密着力はほとんどフロントロッドによって生じているといえる。

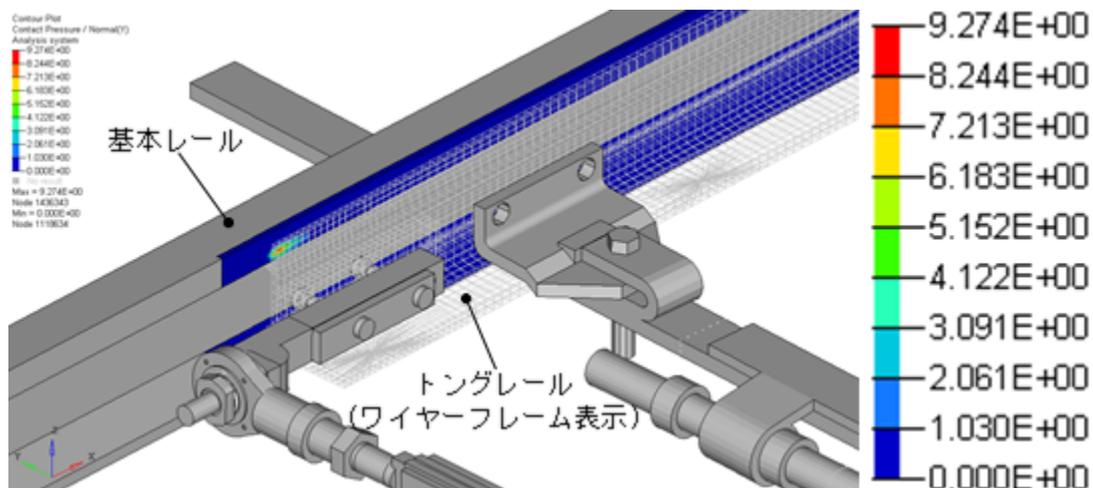


Fig. 4.37 接触圧力カウンター(伸長量8mm, t=0.000s)

### 3.3.3.6 フロントロッド伸長量10mmのとき

衝撃荷重入力時のトングレールと基本レールの密着力の分布をFig. 4.38に示す。

トングレール先端付近を中心に強い密着力が生じているのはフロントロッド伸長量が4~8mmのときと同様だが、圧力の最大値がさらに大きくなり、分布の範囲がさらに狭くなっている。トングレールと基本レールの密着力は3991Nであるのに対し、スイッチア

ジャスタ軸力は138Nの引張，フロントロッド軸力は4051Nの圧縮であった。このことから，フロントロッドのみがトングレールに力を伝える状態になっていると考えられる。

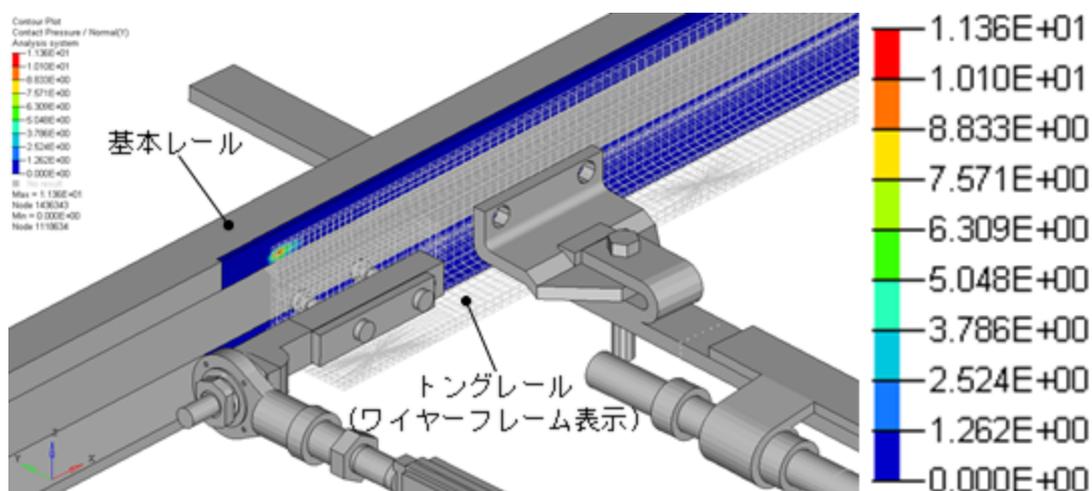


Fig. 4.38 接触圧力コンター(伸長量10mm,  $t=0.000s$ )

### 3.3.3.7 フロントロッド伸長量11mmのとき

衝撃荷重入力時のトングレールと基本レールの密着力の分布をFig. 4.39に示す。

トングレール先端付近を中心に強い密着力が生じているのはフロントロッド伸長量が4～10mmのときと同様だが，圧力の最大値がさらに大きくなるものの，分布の範囲が広がっている。トングレールと基本レールの密着力は4385Nであるのに対し，スイッチアジャスタ軸力は77Nの圧縮，フロントロッド軸力は4509Nの圧縮であった。このことから，フロントロッド伸長量が10mmのときと同様にフロントロッドのみがトングレールに力を伝える状態になっていると考えられる。

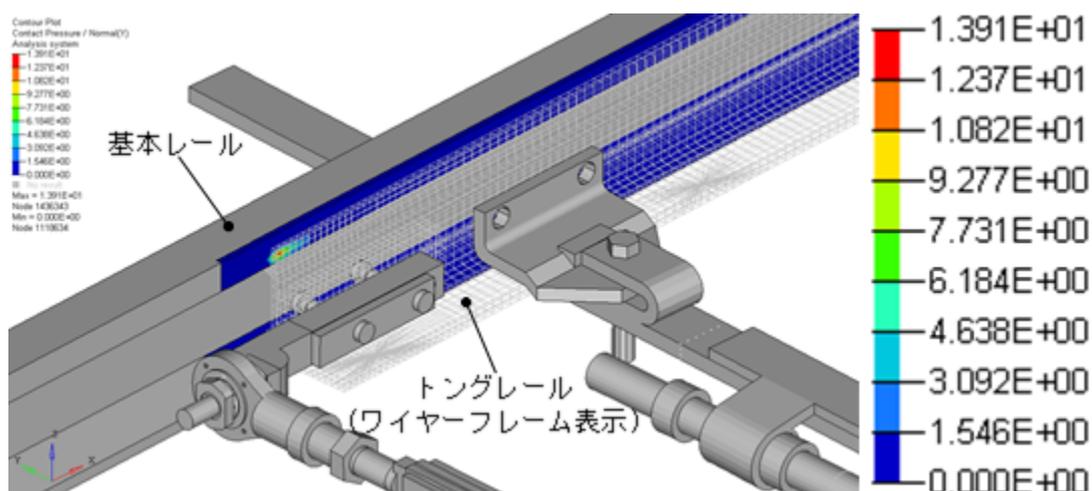


Fig. 4.39 接触圧力コンター(伸長量11mm,  $t=0.000s$ )

### 3.3.3.8 考察

4.3.3.1項から4.3.3.7項で述べた、フロントロッド伸長量と、衝撃荷重入力時のトングレールと基本レールの密着力およびスイッチアジャスタ軸力、フロントロッド軸力の関係をグラフとしてFig. 4.40に示す。

フロントロッドの「張り」が強くなるに従って、トングレールと基本レールの密着力を負担する部品がスイッチアジャスタからフロントロッドへと連続的に変化していくことが分かる。さらに、フロントロッドの伸長量が8mmを超えるとトングレールと基本レールの密着力の全てがフロントロッドによって与えられているといえる。

また、フロントロッド伸長量4~6mmを境にしてトングレールと基本レールの密着力の増加が急になっていることも分かる。これは、非密着側のスイッチアジャスタと連結板の接続部分の余裕がFig. 4.41に示すように約6mmあるが、フロントロッドを伸ばしていくと約6mmでFig. 4.42のように隙間がなくなる。それによって、スイッチアジャスタ部がそれ以上広がらなくなり、トングレールの連結板より先端側の部分だけのたわみが拡大していくためであると考えられる。

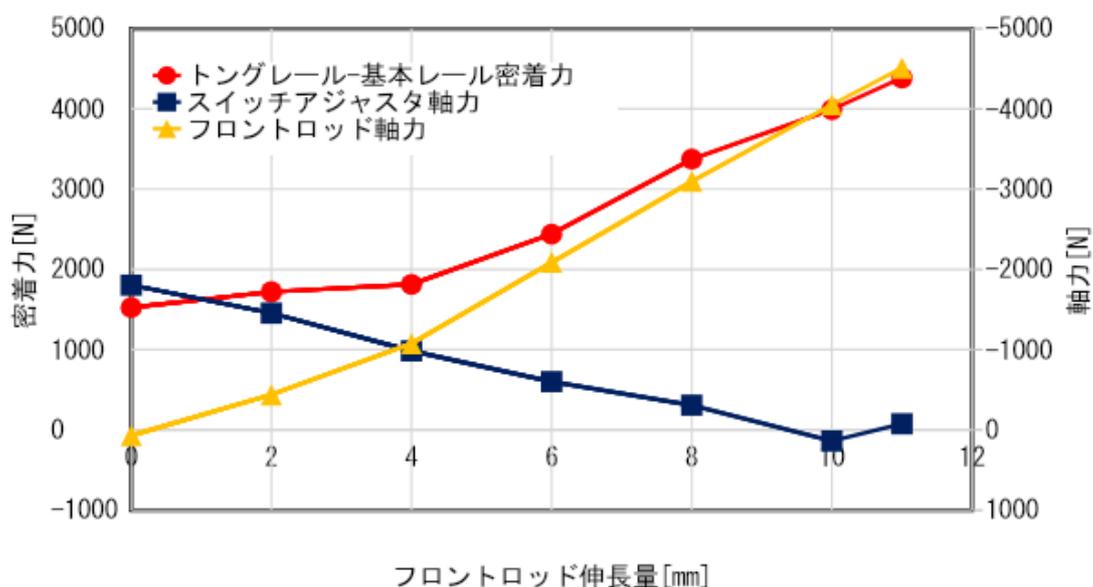


Fig. 4.40 各条件における衝撃荷重入力時の密着力および軸力

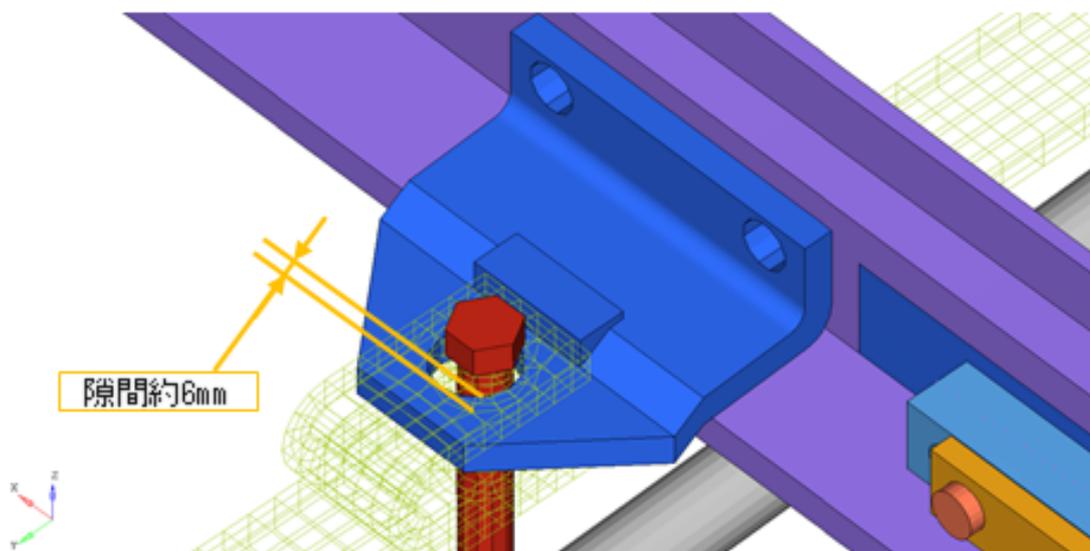


Fig. 4.41 フロントロッドを張らない場合のスイッチアジャスタ-連結板接続部

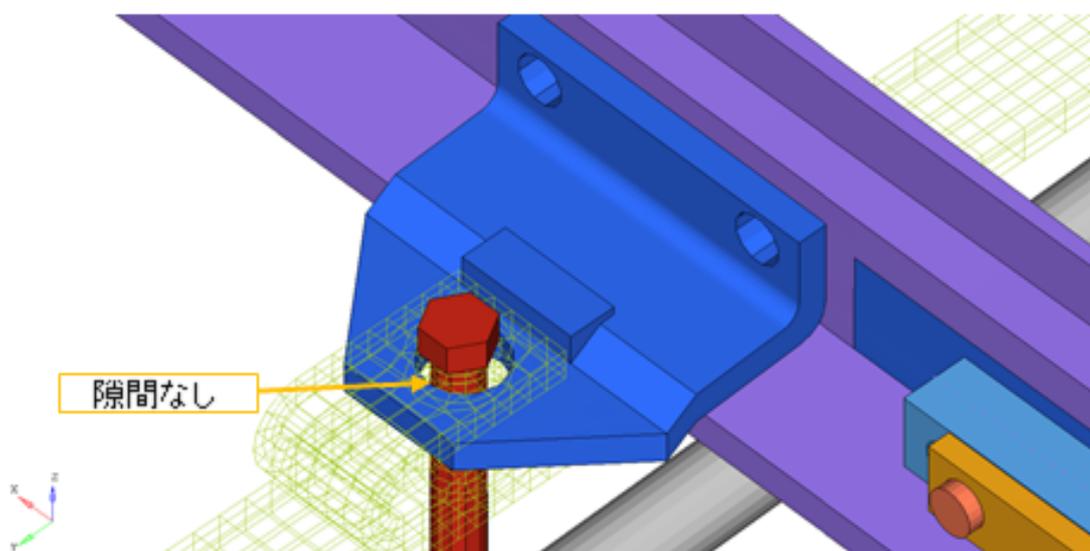


Fig. 4.42 フロントロッドを張った場合のスイッチアジャスタ-連結板接続部

### 3.3.4 考察：フロントロッド軸力

#### 3.3.4.1 結果

各条件における衝撃荷重入力時から0.03秒後までのフロントロッド軸力の変化をFig. 4.43に示す。いずれも高周波成分が強く出ているため、実測と同じ1000Hzのローパスフィルタをかけている。

振動の周波数や波形の極値をとるタイミングは、どの条件でもおおむね一致しているといえる。振幅は条件によってばらつきが見られ、伸長量との間に単純な関係はないようである。

また、フロントロッドの伸長量が0~6mmまでのときは約0.015秒より後の値がほとんど同じになっている。

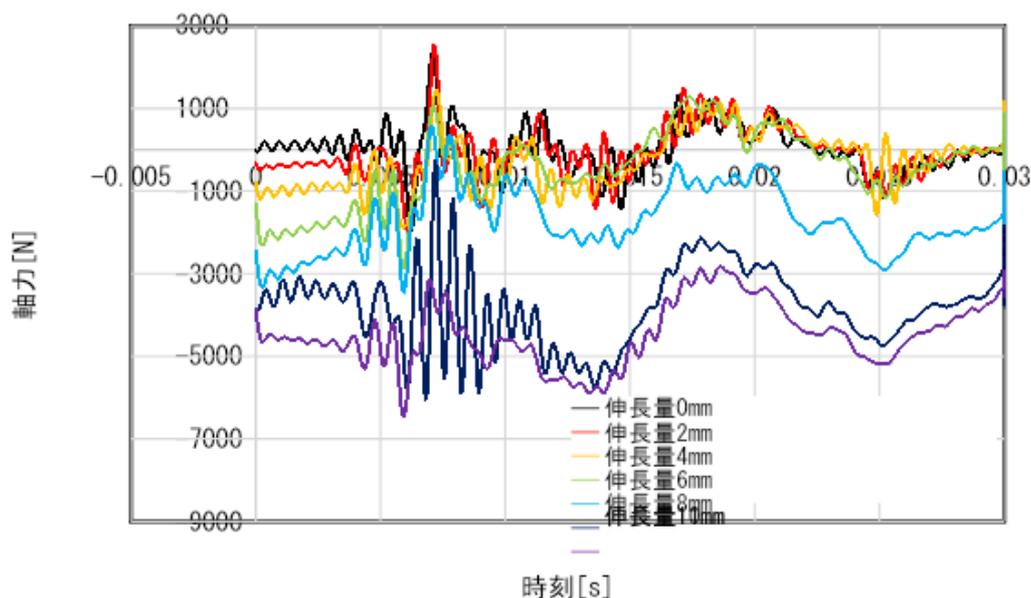


Fig. 4.43 各条件におけるフロントロッド軸力

### 3.3.4.2 考察

フロントロッドの「張り」の強さにかかわらず、振動の周波数や波形の極値をとるタイミングが同程度となったことから、フロントロッドの「張り」が分岐器の振動の特性に与える影響は大きくないと考えられる。

また、Fig. 4.44にトングレールのたわみの指標として非密着側トングレール先端部と連結板の変位の差を示した。フロントロッドを張らない場合は非密着側トングレールのたわみはほとんどなく、フロントロッドを4mm伸ばした場合には衝撃荷重入力時に存在しているたわみが解析終了時にはフロントロッドを張っていないときと同程度まで減少している。対して、フロントロッドを8mm伸ばした場合には衝撃荷重入力時にも解析終了時にもたわみが存在している。フロントロッドの伸長量が0~6mmまでのときに軸力が同程度に収束するのは、衝撃振動によって部品同士の接触の状態が変化し、Fig. 4.41に示した隙間の範囲内で非密着側トングレールが離れ2本のトングレールの間隔が広がることで、トングレールのたわみなどがなくなりフロントロッドを張らない場合との差が非密着側トングレールの位置以外になくなってしまうためであると考えられる。対して、フロントロッドの伸長量が8mm以上のときはFig. 4.42のようにトングレールの広がり拘束されるため、軸力に差が出ると考えられる。

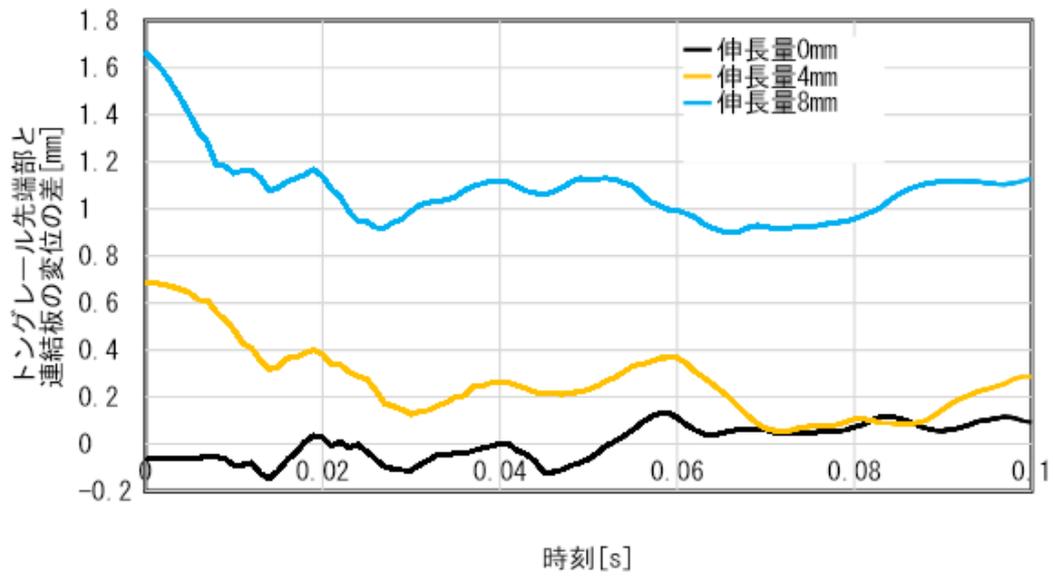


Fig. 4.44 非密着側トングレール先端部と連結板の変位の差の変化

## 第4章 結論

### 4.1 結論

本研究では、有限要素法解析を用いて分岐器のフロントロッドと呼ばれる部品の調整状態が異なる条件下での肘金の疲労評価を行った。

まず、フロントロッドの長さの調節が可能なモデルを作成し、フロントロッドの長さを変更せずに解析を行った。得られた結果を、先行研究 [5]において行われた分岐器の振動の実測データなどと比較することで、モデルの妥当性を確認した。

次に、フロントロッドの長さを変更した場合についての解析を行った。その結果、フロントロッドの長さを伸ばす、すなわち「張り」がある状態にすると、「張り」の量に応じてフロントロッドが本来担わないはずのトングレールへの動力の伝達を担うようになることが確認できた。また、フロントロッドの「張り」の量が変化すると、肘金の応力振幅が最大となる個所も変化した。しかし、肘金の応力振幅は今回解析を行ったいずれの条件でも肘金の材料であるS25Cの疲労限度を大きく下回り、通常の交換周期中に疲労破壊が起こる可能性は低いという結果になった。

### 4.2 課題と展望

本研究の解析においては、フロントロッドの「張り」以外の条件は先行研究と同一、つまり所定の状態に近い状態であった。そのため、実際にフロントロッドを張るという調整を行う事例である、スイッチアジャスタでトングレールを基本レールに押し付けてもトングレールが反ってしまう、といった状態の再現はできていない。このような状態を再現するためには、フロントロッドを張った分岐器の設置されている環境、例えば枕木の状態やバラストの量などを詳細に検討する必要がある。

# 謝辞

本研究は泉教授のご指導の下で行われました。泉教授には、研究や論文執筆に関して様々なご指導を頂きました。波田野講師と高本助教にも、研究にあたって貴重なご意見を頂きました。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を教えていただいたほか研究に関する相談に何度も乗っていただいた田處さん、熱膨張の設定方法を教えていただいた平能さんをはじめ、先輩方と同期の皆にも感謝しております。

東日本旅客鉄道株式会社の鈴木様、戸丸様、金田様には、打ち合わせで貴重なご指摘をいただいたほか、資料をご提供いただいたり、テクニカルセンターに設置されている分岐器を見学させていただいたり大変お世話になりました。深く感謝申し上げます。

ジェイアール総研電気システムの皆様には、営業線での分岐器の振動の測定を行っていただきました。ありがとうございました。

最後に、今までの大学生活を支えてくれた家族に感謝いたします。

## 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,” 著: 鉄道総研報告 *Vol.3 No.1*, 2009, pp. 29-32.
- [2] 堀雄一郎, 安岡和恵, 小尾実, 加治俊之, 尾高達男, 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-,” 著: *JR East Technical Review No.2*, 2003, pp. 64-68.
- [3] 東日本旅客鉄道, 内部資料.
- [4] 安原碩人, 伊東周二, 鹿間政男, “フロントロッドの改良(第1報),” 著: 鉄道奇術研究所速報, 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] 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.
- [7] 鉄道技術ポケットブック編集委員会, 鉄道技術ポケットハンドブック, オーム社, 2012.
- [8] 東日本旅客鉄道, JR東日本社内講座教本 -施設技術入門-.
- [9] コトバンク, “分岐器,” [オンライン]. Available: <https://kotobank.jp/word/%E5%88%86%E5%B2%90%E5%99%A8-867302>. [アクセス日: 29 1 2019].
- [10] 紅露一寛, 阿部和久, 石田誠, 鈴木貴洋, “レール継目部の衝撃応答解析における道床・路盤部のモデル化の影響,” 著: 応用力学論文集 *vol.7*, 2004, pp. 1-11.
- [11] 桃谷尚嗣, 堀池高広, “車輪走行によるレール継目部の衝撃荷重の評価,” 著: 鉄道総研報告 *Vol.19 No.2*, 2005, pp. 29-34.
- [12] 西本正人, 山口剛志, “列車荷重の継目部衝撃成分推定に関する検討,” 著: 第20回鉄道技術・政策連合シンポジウム講演論文集, 2013, pp. 5-8.
- [13] 鈴木貴洋, 名村明, 石田誠, “軌道構造変化箇所における輪重変動メカニズムの検討,” 著: 土木学会第59回年次学術講演会講演論文, 2004, pp. 49-50.
- [14] 紅露一寛, 阿部和久, 石田誠, 鈴木貴洋, “レール継目部列車走行試験の有限要素シミュレーションとその再現性,” 著: 応用力学論文集 *Vol.8*, 2005, pp. 1-12.
- [15] 伊東周二, “フロントロッドの改良,” 著: 鉄道技術研究所速報, 1987.
- [16] 樋口博俊, 鈴木雅彦, 加藤尚志, “電気転てつ機モニタリングデータを用いた転換不能予兆把握に関する研究,” 著: 第21回鉄道技術・政策連合シンポジウム講演論文集, 2014.
- [17] 宮下優, 比澤庸平, 五十嵐義信, “転換鎖錠装置のロック狂い現象のモデル化及び対策の検討,” 著: 第21回鉄道技術・政策連合シンポジウム講演論文集, 2014.

以上

## 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

平成31年2月1日提出  
03170209 坂西 空  
指導教員 泉 聡志 教授