

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年2月12日 提出

指導教員 泉 聡志 教授

東京大学大学院工学系研究科 機械工学専攻

37-176204 田處 恵大

目次

目次	1
図目次	5
表目次	8
第 1 章 序論	9
1.1 研究背景	9
1.2 目的	10
1.3 論文の構成	11
第 2 章 鉄道分岐器について	12
2.1 緒言	12
2.2 鉄道分岐器	12
2.2.1 分岐器の種類 [11]	12
2.2.1.1 普通分岐器 [14]	13
2.2.1.1 特殊分岐器 [9]	14
2.2.2 列車の通過方向 [12]	16
2.2.3 分岐器の座標系と各軸方向の名称 [7]	17
2.3 転てつ装置と転換動作	17
2.3.1 転てつ装置を構成する部品	17
2.3.1.1 電気転てつ機	18
2.3.1.2 スイッチアジャスタ	18
2.3.1.3 フロントロッド	18
2.3.2 転てつ装置の機能 [1] [11]	19
2.3.2.1 転換機能	19
2.3.2.2 照査機能	19
2.3.2.3 鎖錠機能	20
2.3.2.4 伝達機能	20
2.4 分岐器の転換不能について	20
2.4.1 転換不能の要因	21
2.4.2 過去の肘金折損事例 [3]	22
2.4.3 軸受摩耗・肘金折損につながる要因	22

2.4.3.1	トングレーール後端部の状態.....	23
2.4.3.2	分岐器の構造.....	23
2.4.3.3	分岐器の調整状態.....	24
2.4.3.4	分岐器の設置環境.....	24
2.4.4	本研究で着目する要因と研究アプローチ.....	24
第3章	列車通過時振動.....	25
3.1	営業線振動波形測定概要.....	25
3.2	営業線振動波形測定条件.....	26
3.2.1	分岐器条件.....	26
3.2.2	測定条件.....	26
3.2.2.1	測定内容と測定位置.....	26
3.2.2.1.1	ダブルスリップ分岐器 [9].....	26
3.2.2.1.2	普通分岐器.....	28
3.2.2.2	測定機器.....	29
3.2.2.2.1	ダブルスリップ分岐器 [25].....	29
3.2.2.2.2	普通分岐器 [26].....	30
3.2.2.3	測定機器設置方法.....	30
3.2.2.4	肘金部ひずみからの軸力の導出 [27].....	31
3.2.3	列車通過条件.....	33
3.2.3.1	ダブルスリップ分岐器.....	33
3.2.3.2	普通分岐器.....	34
3.3	測定データの分類.....	35
3.3.1	車軸の分類 [8].....	36
3.3.2	振動の分類.....	36
3.3.3	トングレーールの分類.....	37
3.4	振動波形データ.....	37
3.4.1	トングレーール後端部加速度.....	38
3.4.1.1	背向通過と対向通過の比較.....	39
3.4.1.2	通過速度の比較.....	42
3.4.2	フロントロッド肘金部加速度.....	44
3.4.2.1	背向通過と対向通過の比較.....	44
3.4.2.2	トングレーール上の車軸の影響.....	47
3.4.3	フロントロッド軸力.....	48
3.4.3.1	全体の波形傾向.....	48
3.4.3.2	衝撃振動.....	50
3.4.3.2.1	背向通過と対向通過の比較.....	50

3.4.3.2.2	トングレールの上の車軸の影響.....	51
3.4.3.3	輪重由来振動.....	52
3.4.3.3.1	対向通過と背向通過の比較.....	52
3.4.3.3.2	輪重由来振動の発生原因の考察.....	54
3.4.4	マクラギ加速度.....	54
第4章	有限要素モデリング（輪重由来振動の検討）.....	57
4.1	緒言.....	57
4.2	モデリング.....	57
4.2.1	モデリング範囲.....	57
4.2.2	トングレールモデリング.....	59
4.2.3	肘金部モデリング.....	60
4.2.3.1	ボルトのモデリング [10].....	60
4.2.3.2	トルクと軸力の関係式 [29].....	61
4.2.4	接続かん，動作かん，転てつ装置モデリング.....	61
4.2.5	マクラギモデリング.....	62
4.3	荷重条件.....	63
4.3.1	入力位置.....	63
4.3.2	入力波形.....	64
4.4	解析条件.....	65
第5章	解析結果.....	68
5.1	緒言.....	68
5.2	解析結果と実測データの比較.....	68
5.3	肘金の応力分布.....	69
5.3.1	応力コンター.....	69
5.3.2	応力振幅.....	70
5.3.3	考察.....	70
5.4	レール底面の状態を変更した解析.....	71
5.4.1	条件.....	71
5.4.2	結果.....	72
5.4.2.1	フロントロッド軸力.....	72
5.4.2.2	フロントロッド肘金部鉛直方向変位.....	73
5.4.2.3	フロントロッド肘金部軌間内外方向変位.....	73
5.4.2.4	肘金の応力分布.....	74
5.5	横圧を変更した解析.....	75
5.5.1	条件.....	75
5.5.2	結果.....	76

5.5.2.1	フロントロッド軸力.....	76
5.5.2.2	フロントロッド肘金部鉛直方向変位.....	77
5.5.2.3	フロントロッド肘金部軌間内外方向変位.....	77
5.5.2.4	肘金の応力分布.....	78
第 6 章	輪重由来振動に保守状態が与える影響.....	80
6.1	緒言	80
6.2	横圧と輪重由来振動の関係.....	80
6.3	バラストの状態変化.....	81
第 7 章	結論	83
7.1	結論	83
7.2	課題	83
謝辞	85
参考文献	86

図目次

Fig. 2.1 Crossing on the track.	12
Fig. 2.2 Various types of normal crossings [11] [12].	13
Fig. 2.3 General view of simple turnout [14].	14
Fig. 2.4 Actual equipment of simple turnout.	14
Fig. 2.5 Various types of special crossings [11] [12] [13].	15
Fig. 2.6 Schematic diagram of double slip switch [9].	16
Fig. 2.7 Double slip switch on the track [9].	16
Fig. 2.8 The railroad switch.	17
Fig. 2.9 Front rod (normal switch).	18
Fig. 2.10 Front rod (double slip switch).	18
Fig. 2.11 Lock mechanism of electric point machine [1].	20
Fig. 2.12 Lock normally [21].	21
Fig. 2.13 Lock error [21].	21
Fig. 3.1 Position of the measuring equipment on the crossing (double slip switch).	27
Fig. 3.2 Position of the measuring equipment on the crossing (normal switch).	29
Fig. 3.3 The measuring equipment at the heel of tongue rail.	31
Fig. 3.4 The measuring equipment at the hook of front rod (double slip switch).	31
Fig. 3.5 The measuring equipment at the hook of front rod (normal switch).	31
Fig. 3.6 The measuring equipment at the wooden sleeper (normal switch).	31
Fig. 3.7 Relationship between strain of hook and force from the front rod.	32
Fig. 3.8 Schematic view of the routes of trains (double slip switch).	34
Fig. 3.9 Schematic view of the routes of trains (normal switch).	35
Fig. 3.10 Position of wheels on the train car [8].	36
Fig. 3.11 Axial force of the front rod (far side of front rod A, Field).	36
Fig. 3.12 Illustration of the impulsive vibration.	38
Fig. 3.13 Illustration of the wheel load vibration.	38
Fig. 3.14 Vertical acceleration at the heel of tongue rail (Tongue rail a).	39
Fig. 3.15 Vertical acceleration at the heel of tongue rail (Pattern II, 0 - 6 sec).	40
Fig. 3.16 Vertical acceleration at the heel of tongue rail (Tongue rail b).	41

Fig. 3.17 Vertical acceleration at the heel of tongue rail (Tongue rail c).....	42
Fig. 3.18 Relationship between velocity of axles and amplitude of vertical acceleration at the heel of tongue rail.....	43
Fig. 3.19 Vertical acceleration at the hook of front rod (Tongue rail a).....	45
Fig. 3.20 Vertical acceleration at the hook of front rod (Tongue rail b).....	46
Fig. 3.21 Vertical acceleration at the hook of front rod (Tongue rail c).....	47
Fig. 3.22 Axial force of the front rod (Tongue rail a, 0 – 11 sec).....	48
Fig. 3.23 Axial force of the front rod (Tongue rail b, 0 - 11 sec).....	49
Fig. 3.24 Axial force of the front rod (Tongue rail c, 0 – 10 sec).....	49
Fig. 3.25 Axial force of the front rod (Tongue rail a, Impulsive vibration).....	50
Fig. 3.26 Axial force of the front rod (Tongue rail b, Impulsive vibration).....	51
Fig. 3.27 Axial force of the front rod (Tongue rail c, Impulsive vibration).....	51
Fig. 3.28 Axial force of the front rod (Tongue rail a, Wheel load vibration).....	52
Fig. 3.29 Axial force of the front rod (Tongue rail b, Wheel load vibration).....	53
Fig. 3.30 Axial force of the front rod (Tongue rail c, Wheel load vibration).....	53
Fig. 3.31 Picture of the toe of the tongue rail.....	54
Fig. 3.32 Vertical acceleration near the heel of tongue rail (Tongue rail d).....	55
Fig. 3.33 Vertical acceleration near the hook of front rod (Tongue rail d).....	56
Fig. 4.1 Top view of the FE model of double slip switch.....	58
Fig. 4.2 Isometric view of the FE model of double slip switch.....	58
Fig. 4.3 FE model of railroad switch device.....	58
Fig. 4.4 Drawing of the tongue rail and the stock rail.....	59
Fig. 4.5 FE model of the tongue rail and the stock rail (previous study [9]).....	59
Fig. 4.6 FE model of the tongue rail and the stock rail (this study).....	59
Fig. 4.7 FE model of the hook of front rod A (far side).....	60
Fig. 4.8 FE model of the hook of front rod A (near side).....	60
Fig. 4.9 FE model of the bolt of the toe of the tongue rail.....	61
Fig. 4.10 FE model of the connecting rod and the switching rod.....	62
Fig. 4.11 Force-displacement curve of rail-sleeper spring (toe of tongue rail).....	63
Fig. 4.12 Spring models simulating sleepers (at the toe of tongue rail).....	63
Fig. 4.13 The load points of FE model.....	64
Fig. 4.14 Wheel load and lateral force.....	65
Fig. 4.15 Wheel load curve.....	65
Fig. 4.16 Force-displacement curve of tongue rail-sleeper spring.....	66
Fig. 4.17 Force-displacement curve of connecting rod spring.....	66
Fig. 5.1 Axial force of the front rod (Analysis).....	68

Fig. 5.2 Contour figure of principal stress (front rod side).	69
Fig. 5.3 Contour figure of principal stress (tongue rail side).	69
Fig. 5.4 Principal stress at the hook of front rod.	70
Fig. 5.5 Contour figure of contact pressure (front rod side).	71
Fig. 5.6 Illustration of the contact between the hook and front rod.	71
Fig. 5.7 Spring models at the toe of tongue rail (3 springs changed).	72
Fig. 5.8 Spring models at the toe of tongue rail (5 springs changed).	72
Fig. 5.9 Axial force of the front rod (Analysis, Springs changed).	72
Fig. 5.10 Vertical displacement at the hook of front rod (Analysis, Springs changed).	73
Fig. 5.11 Lateral displacement at the hook of front rod (Analysis, Springs changed).	73
Fig. 5.12 Contour figure of principal stress (3 springs changed, front rod side).	74
Fig. 5.13 Contour figure of principal stress (3 springs changed, tongue rail side).	74
Fig. 5.14 Contour figure of principal stress (5 springs changed, front rod side).	74
Fig. 5.15 Contour figure of principal stress (5 springs changed, tongue rail side).	74
Fig. 5.16 Principal stress at the hook of front rod (Analysis, Springs changed).	75
Fig. 5.17 Lateral force curve.	76
Fig. 5.18 Dependence of axial force of the front rod on lateral force.	76
Fig. 5.19 Dependence of vertical displacement at the hook of front rod on lateral force.	77
Fig. 5.20 Dependence of lateral displacement at the hook of front rod on lateral force.	77
Fig. 5.21 Contour figure of principal stress (Lateral force 0kN, front rod side).	78
Fig. 5.22 Contour figure of principal stress (Lateral force 0kN, tongue rail side).	78
Fig. 5.23 Contour figure of principal stress (Lateral force 20kN, front rod side).	78
Fig. 5.24 Contour figure of principal stress (Lateral force 20kN, tongue rail side).	78
Fig. 5.25 Dependence of principal stress at the hook of front rod on lateral force.	79
Fig. 6.1 Illustration of the hook of front rod with weak lateral force.	80
Fig. 6.2 Illustration of the hook of front rod with strong lateral force.	80
Fig. 6.3 Picture of the toe of tongue rail (measured double slip switch).	81
Fig. 6.4 Illustration of sleeper and ballast at general ballast track.	82
Fig. 6.5 Illustration of sleeper and ballast at the toe of tongue rail (double slip switch).	82

表目次

Table 1.1 The scope of this study.	10
Table 2.1 Cases of the breakages of hook of front rod [3]	22
Table 2.2 Relationship between impact wave of heel and condition of train and crossing.	23
Table 3.1 Condition of the measured crossings [25] [26].	26
Table 3.2 Measured wave at the crossing (double slip switch).	27
Table 3.3 Measured wave at the crossing (normal switch).	28
Table 3.4 Measuring equipment of double slip switch.	29
Table 3.5 Measuring equipment of normal switch.	30
Table 3.6 Condition of the routes of trains (double slip switch).	33
Table 3.7 Condition of the routes of the trains (normal switch).	35
Table 3.8 Condition of the tongue rails.	37
Table 3.9 Patterns classified by the length of tongue rails and the passing direction of trains. ...	37
Table 3.10 Correlation coefficients of velocity of axles and amplitude of vertical acceleration at the heel of tongue rail.	44
Table 3.11 Statistics of vertical acceleration at the hook of front rod according to the presence of axle on the tongue rail.	48
Table 3.12 Statistics of axial force of the front rod according to the presence of axle on the tongue rail.	52
Table 4.1 Property of spring elements.	66
Table 4.2 Property of materials.	67
Table 4.3 Analysis condition of the double slip switch model.	67
Table 5.1 Amplitude of principal stress (Springs changed).	75
Table 5.2 Dependence of amplitude of principal stress on lateral force.	79

第 1 章 序論

1.1 研究背景

鉄道では一般に分岐器によって列車の進行方向が変更される。分岐器には様々な種類、形状が存在するが、いずれの分岐器も可動レールであるトングレールを動かし固定レールに密着させることで列車の進行方向を決定している。この一連の動作は転換動作と呼ばれているが、トングレールを動かし分岐器を転換させる装置のことを転てつ装置と呼ぶ。この転てつ装置に不備が生じ転換不能になってしまうと、設置箇所を通過する列車の遅延や運転中止などにつながってしまう。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。また、転てつ装置内の鎖錠機構の改良 [1] から分岐器全体の技術革新 [2] に至るまで、故障が発生しにくく省メンテナンス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中でも、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とともに移動し、その位置情報を接続かんと呼ばれる棒状の部品を介して転てつ機内部にある照査装置に伝達することで、正常に転換が完了したかどうかの確認を行う。そのため、トングレールが正しく転換できている場合でも、何らかの原因でフロントロッドや接続かんの位置に不備が生じると、照査装置でトングレールの位置に不備があると判定され、転換不能となってしまう。

このような位置不備が発生する要因として、接続かんとフロントロッドを接続している軸受の摩耗や、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 [3]。列車通過時の振動には、分岐器のトングレール後端部の継目を通過する際に生じる高周波振動と、車軸がトングレール上を通過することで生じる低周波振動の、大きく分けて 2 種類の振動が存在する。これらの現象によりフロントロッドが折損するなどの事例も報告されており、分岐器は列車通過によって転てつ装置付属部品に大きな負荷を与えている [4]。

軸受摩耗に関しては高周波振動が主に影響すると考えられる。そのため、高周波振動発生時の普通分岐器の過渡応答を模した有限要素解析を行い、その解析から求められた軸受の力学的特性をもとに軸受の摩耗量を推定するアプローチが行われてきた [5] [6] [7] [8]。また、特殊分岐器の 1 種であるダブルスリップ分岐器についても同様に、高周波振動発生時の過渡応答を模した有限要素解析から軸受の摩耗量が推定されている [9]。また肘金折損に

関しても、肘金のボルト締結部の条件を変えながら高周波振動発生時の普通分岐器の有限要素解析から、肘金の応力を評価するアプローチが行われた [10] .

高周波振動については軸受摩耗や肘金折損についての検討が行われてきた一方、低周波振動の影響についてはまだ明らかになっていない。特に、ダブルスリップ分岐器の有限要素解析 [9] で比較対象とした営業線分岐器の測定データでは、高周波振動と同程度あるいはそれ以上の振幅の振動が観測されており、肘金折損については低周波振動が高周波振動と同程度の影響を与える可能性がある。

軸受摩耗や肘金折損が起こる明確な原因が明らかになっていないが、使用するにつれて軸受の摩耗や肘金の疲労が進行していくことが経験的にわかっているため、フロントロッドや肘金などの部品は時間計画保全の考え方で定期的に交換がなされている。しかしながら、その交換周期は列車通過量や分岐器状態に関わらずほぼ均一に設定されており、不必要な交換が行われている可能性がある。そのため、通過列車や分岐器の種類、現場の調整状態などに応じた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させることができると考えられる。

しかしながら、JR 東日本管内にある全ての分岐器に対して現地調査で振動特性を把握し、逐一最適な交換周期を算出することは、膨大なコストと時間を要するため事実上不可能である。そのため、分岐器の形状や調整状態を変化させると分岐器の振動特性がどのように変化するかを、有限要素解析や統計的手法などを組み合わせることによって明らかにすることが求められている。

1.2 目的

Table 1.1 The scope of this study.

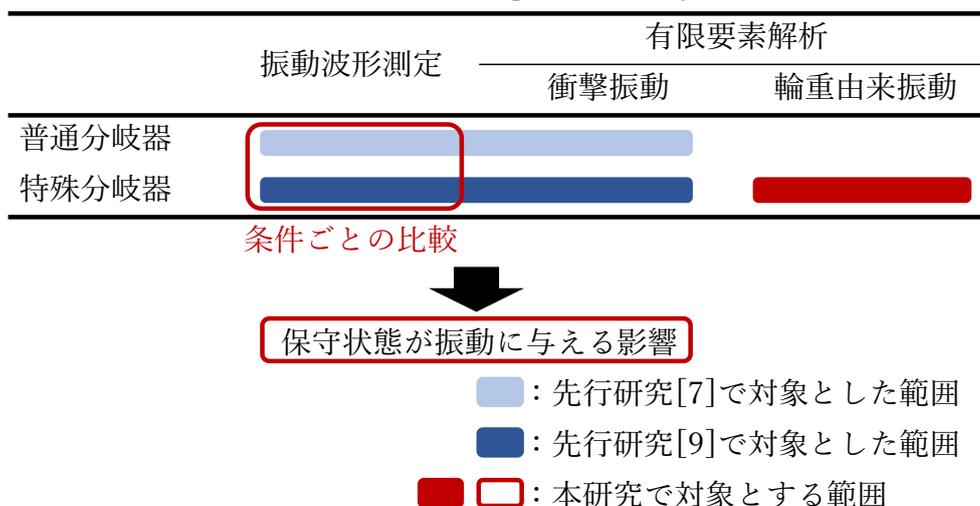


Table 1.1 に先行研究 [7][9] で対象とした範囲と本研究で対象とする範囲を示す。

これまで営業線の普通分岐器の振動波形測定は行われてきた [7][8] が、分岐器の振動特性をより詳細に把握するためにセンサの設置箇所を増やし振動波形の再測定を行った。この測定波形に加え、先行研究 [9] で実施したダブルスリップ分岐器の振動測定の測定波形と比較を行うことで、分岐器の振動特性に影響を与える要因を明らかにすることを 1 つ目の目的とする。

また、本研究室ではこれまで分岐器を列車が通過する際に発生する高周波振動に着目して、普通分岐器の軸受の摩耗評価 [7][8] や肘金の疲労評価 [10]、ダブルスリップ分岐器の軸受の摩耗評価 [9] 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列車通過時の低周波振動に着目し、この現象を有限要素解析で再現し、肘金の応力を評価することを 2 つ目の目的とする。

また、一連の研究で測定された実測データや構築された分岐器モデルを応用することで、分岐器の形状や通過する列車の種類、現場の調整状態の違いを考慮した分岐器の転てつ付属装置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。

1.3 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 章では実際の分岐器の列車通過時の振動波形を確認し、条件毎の比較を行う。

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

第 5 章では有限要素解析の解析結果について述べる。

第 6 章では現場の分岐器の振動特性に保守状態が与える影響について考察する。

最後に、第 7 章で本論文の結論を述べる。

第 2 章 鉄道分岐器について

2.1 緒言

この章では、分岐器および転てつ装置に関する用語や構造について説明し、分岐器の転換動作の仕組みについて述べる。また、転換不能要因について整理し、本研究で対象とする転換不能要因について説明する。

2.2 鉄道分岐器

トングレールと呼ばれる可動レールを用いて、列車の進路を振り分ける機構のことを分岐器と呼ぶ。この節では分岐器の構造や用語について述べる。営業線に敷設された一般的な分岐器（片開き分岐器）を Fig. 2.1 に示す。



Fig. 2.1 Crossing on the track.

2.2.1 分岐器の種類 [11]

分岐器は、普通分岐器と特殊分岐器の 2 種類に大別される。

2.2.1.1 普通分岐器 [14]

普通分岐器は 1 つの軌道から 2 つの軌道へと分岐する分岐器である。規格化されており生産やメンテナンスが容易なため、低コストであり最も多くの箇所で用いられている。普通分岐器には Fig. 2.2 に示すような種類が存在し、必要に応じて使い分けられている。

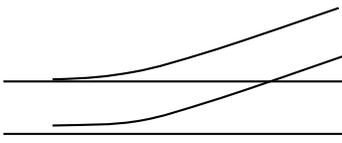
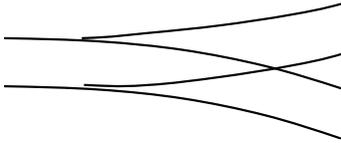
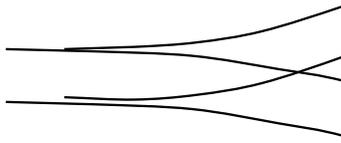
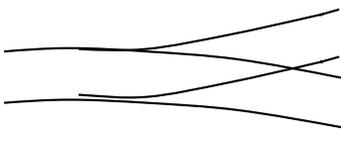
 <p style="text-align: center;">片開き分岐器</p> <p>直線の軌道から左右いずれかに分かれる分岐器</p>	 <p style="text-align: center;">両開き分岐器</p> <p>直線の軌道から左右対称に 2 方向に分かれる分岐器</p>	 <p style="text-align: center;">振分分岐器</p> <p>直線の軌道から左右非対称に 2 方向に分かれる分岐器</p>
 <p style="text-align: center;">内方分岐器</p> <p>曲線の軌道から曲線の内方に分かれる分岐器</p>	 <p style="text-align: center;">外方分岐器</p> <p>曲線の軌道から曲線の外方に分かれる分岐器</p>	

Fig. 2.2 Various types of normal crossings [11] [12].

本研究で対象とする分岐器の一つである片開き分岐器について説明する。Fig. 2.3 に分岐器（片開き分岐器）の構成図を、Fig. 2.4 に実物を示す。分岐器はトングレールを有するポイント部、リード部、クロッシング部の 3 つの部分から構成される。

ポイント部にある 2 本のレールが一對になって動く可動レールのことをトングレールと呼び、トングレールに接する 2 本のレールを基本レールと呼ぶ。ポイント部はトングレールの先端から後端までの部分をさし、転てつ装置もポイント部に含まれる。

リード部にはトングレールとクロッシングをつなぐ 2 本のレールが存在し、これをリードレールと呼ぶ。

クロッシング部には 2 本のガードレールが存在し、ガードレールと間隔材等の部品を含めガードと呼ばれる。

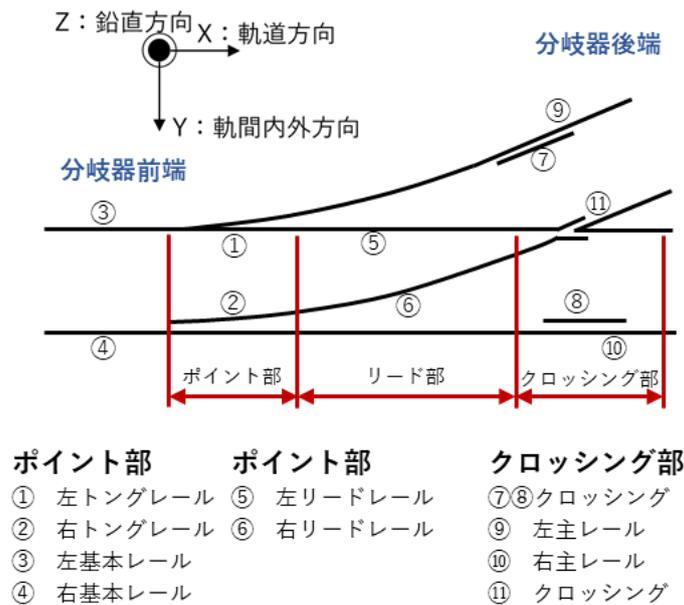


Fig. 2.3 General view of simple turnout [14].

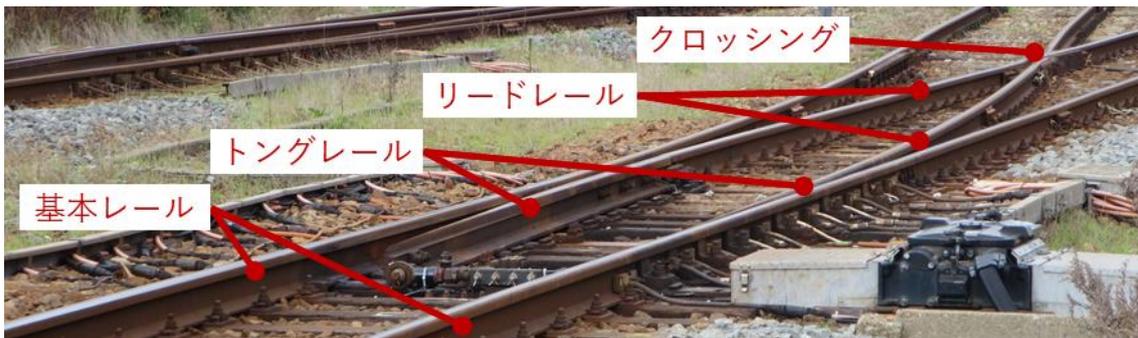


Fig. 2.4 Actual equipment of simple turnout.

2.2.1.1 特殊分岐器 [9]

特殊分岐器とは 2 方向だけでなく多くの方向の進路に分岐させることができる分岐器である、様々な用途に使用されている。特殊分岐器には多種多様な種類が存在するが、その中でも代表的な構造を Fig. 2.5 に示す。

特殊分岐器は設置場所に合わせた寸法や形状をとることができるため、普通分岐器を設置することができないような場所や構造にも設置することが可能である。一方で、一般に普通分岐器と比べ構造が複雑で可動部分が多いため、普通分岐器よりも部品の交換周期が短く設定されている。また、規格化されていないため、部品の生産にかかるコストが大きいという欠点がある。

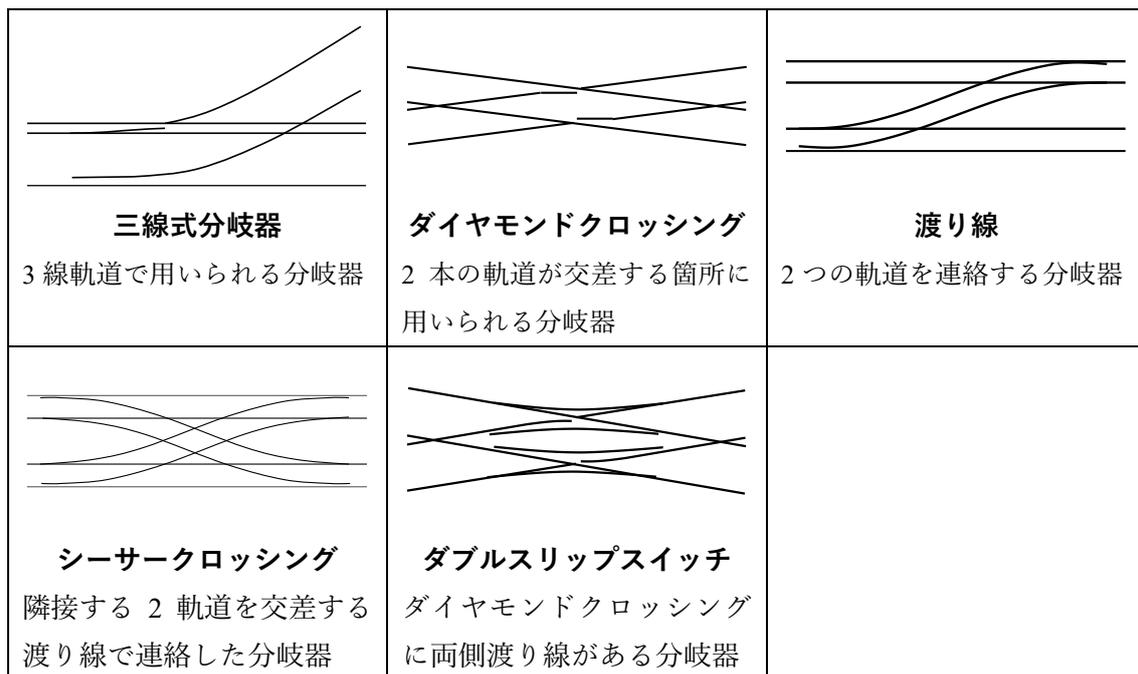


Fig. 2.5 Various types of special crossings [11] [12] [13].

本研究で対象とする分岐器の一つであるダブルスリップ分岐器について述べる。ダブルスリップ分岐器の構成図を Fig. 2.6 に、実物を Fig. 2.7 に示す。ダブルスリップ分岐器とは Fig. 2.5 のダイヤモンドクロッシングに左右両側の渡り線と対応するスリップポイントを配置することで、2 つの軌道の交差に加えもう一方の軌道に移ることが可能な分岐器である。

ダブルスリップ分岐器は Fig. 2.6 の中央部にある可動 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分けられる。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 台の電気転てつ機がそれぞれ 2 本のトングレールを操作する。スリップポイント部は片開き分岐器を 2 組並べたような構造をしており、Fig. 2.6 の左側（右側）の 2 方向からくる列車を右側（左側）の 2 方向へ自由に振り分けることが可能である。

ダブルスリップ分岐器は、片開き分岐器だけで同じような配線を構成する場合よりも小さい用地に設置することが可能なため、用地に制約がある場所に使用される。一方で、構造が複雑なため調整が難しい。また、構成部品が多く弱点箇所も多い [15] ため、レールふく進やマクラギ間隔狂いが発生しやすく、転てつ装置のロック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よりも発生しやすい [16] という欠点がある。

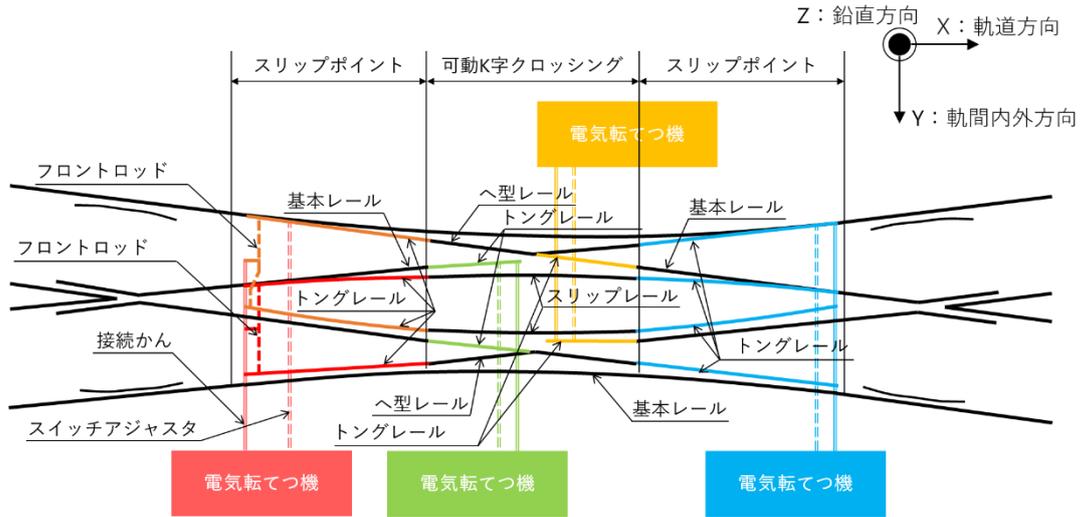


Fig. 2.6 Schematic diagram of double slip switch [9].



Fig. 2.7 Double slip switch on the track [9].

2.2.2 列車の通過方向 [12]

普通分岐器では、Fig. 2.3 左側の分岐器前端側から Fig. 2.3 右側の分岐器後端側、つまり軌道が分岐する方向に列車が通過することを対向通過と呼ぶ。逆に、分岐器後端側から分岐器前端側、つまり軌道が合流する方向に列車が通過することを背向通過と呼ぶ。

ダブルスリップ分岐器の場合も同様に列車の通過方向によって対向通過と背向通過が定義されている。可動 K 字部については Fig. 2.6 の中心から左右両端に向かう方向が対向通過、左右両端から中心に向かう方向が背向通過となる。逆に、スリップポイント部については Fig. 2.6 の左右両端から中心に向かう方向が対向通過、中心から左右両端に向かう方向が対向通過となる。

2.2.3 分岐器の座標系と各軸方向の名称 [7]

本研究では Fig. 2.3 および Fig. 2.6 に示すように座標系を定義し、それぞれの方向を以下のように呼称することとする。

レールと平行な方向を x 軸とし、軌道平行方向と呼ぶ。また、Fig. 2.3 および Fig. 2.6 の右側を正方向とする。

レールに対して垂直でマクラギと平行な方向を y 軸とし、軌間内外方向と呼ぶ。また、Fig. 2.3 および Fig. 2.6 の下側を正方向とする。

地面に対して垂直な方向を z 軸とし、鉛直方向と呼ぶ。重力がかかる方向と反対の向き、すなわち Fig. 2.3 および Fig. 2.6 の紙面上向きを正方向とする。

2.3 転てつ装置と転換動作

分岐器において、列車の進路方向を変更・決定する役割を担うのが転てつ装置である。転てつ装置には様々な動力が用いられるが、ここでは電気を動力としている転てつ装置の構成部品と、その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

転てつ装置の全体図を Fig. 2.8 に示す。

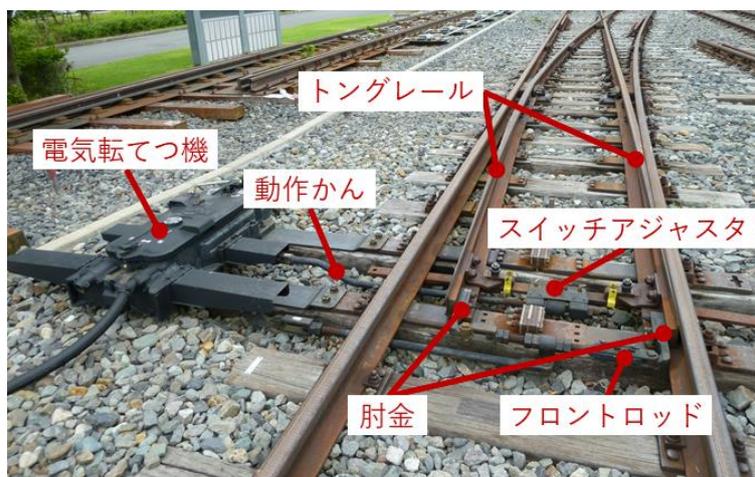


Fig. 2.8 The railroad switch.

2.3.1.1 電気転てつ機

電気転てつ機は内部のモーターによって分岐器を転換させる装置である。内部の機構によってモーターの回転運動を並進運動に変換し、動作かんやスイッチアジャスタと呼ばれる部品を介してトンダレールを可動させる。また、分岐器が正常に転換完了したかどうかを判定する機構や、転換時以外はトンダ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。

2.3.1.2 スイッチアジャスタ

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わった動力をトンダレールに伝達する装置である。スイッチアジャスタはトンダレールを左右いずれかの基本レールまで移動させるだけでなく、密着力を加えて拘束する役割も担っている。トンダレールと基本レールとの密着力は、分岐器の種類に応じて定められた基準値になるように調整されている。

2.3.1.3 フロントロッド

フロントロッドはトンダレール先端部に取り付けられた装置であり、接続かんを介して電気転てつ機にトンダレールの位置情報を伝える機能をもつ。また、トンダレール先端部の軌間広さを適切な値に調整する役割も担っている。軌間広さが適切な値でない場合、トンダレールと基本レールの密着が不完全になり、脱線などの重大な事故につながる恐れがある。

フロントロッドは Fig. 2.8 に示すように肘金と呼ばれる部品によってトンダレールと接続されており、フロントロッド中央部では接続かんに接続されている。フロントロッドには分岐器の種類によって様々な形状・調整機構が存在する。本研究で対象とする普通分岐器のフロントロッドを Fig. 2.9 に、ダブルスリップ分岐器のフロントロッドを Fig. 2.10 に示す。ダブルスリップ分岐器では構造上の干渉を防ぐために、一部のフロントロッドが曲がった形状である点や肘金が鉛直方向に長い形状になっている点などの特徴がある。



Fig. 2.9 Front rod (normal switch).

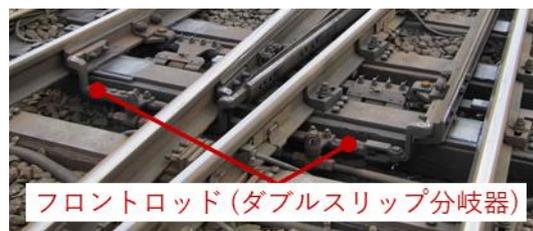


Fig. 2.10 Front rod (double slip switch).

2.3.2 転てつ装置の機能 [1] [11]

転てつ装置には転換機能、照査機能、鎖錠機能、伝達機能の 4 つの機能が存在する。以下では、日本の在来線において広く用いられている NS 形と呼ばれる種類の電気転てつ機が使用されている転てつ装置の機能について説明する。

2.3.2.1 転換機能

転換機能とはトングレールを移動させることによって列車の進路を変更させる機能である。転換動作を行うときに実際に必要となる力（転換負荷）は天候などの諸条件によって変化するので、転換負荷が電気転てつ機のもつ力（転換力）に対して十分小さくなるように、転てつ装置は設計される。

2.3.2.2 照査機能

照査機能とは転換終了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。Fig. 2.11 に示すような電気転てつ機内の鎖錠機構によって、照査機能と鎖錠機能が実現されている。

鎖錠かんには切欠きが 2 箇所あり、2 本あるロックピースの片方はどちらかの切欠きの中に収まっている。転換時には以下のような動作が行われ、もう片方のロックピースが鎖錠かんのもう 1 つの切欠きに収まる。

1. 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欠きから離れる。
2. 動作かんが動くことによって、トングレールが基本レールと密着するまで移動する。鎖錠かんは接続かん、フロントロッドを介してトングレールと繋がっているため、トングレールと連動して所定の位置まで移動する。
3. 鎖錠かんにある切欠きにロックピースが収まる。

故障などの原因によりトングレールが正しい位置まで移動していない場合、鎖錠かんも所定の位置まで移動しないため、ロックピースが鎖錠かんの切欠きに収まることができなくなる。このような機構により、トングレールの位置の照査が行われる。

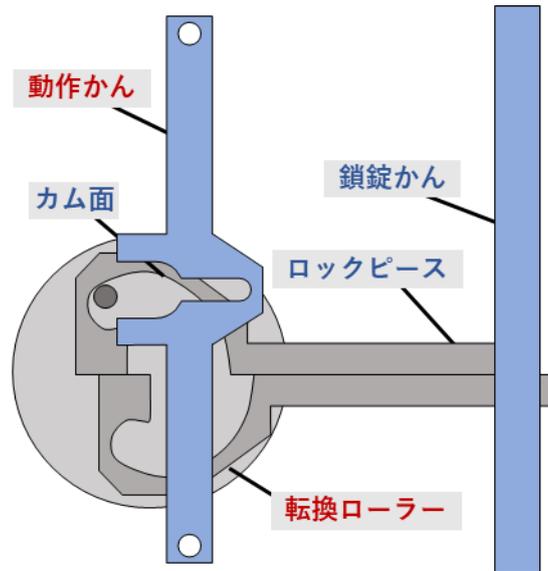


Fig. 2.11 Lock mechanism of electric point machine [1].

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状態を保持する機能である。この機能は、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されている。このような鎖錠を「主の鎖錠」と呼ぶ。また、ロックピースが鎖錠かんの切欠きに収まっていることにより、主の鎖錠が失われた場合でもトングレールが一定以上動かないようになっている。このような、主の鎖錠を補助する機構を「補の鎖錠」と呼ぶ。

2.3.2.4 伝達機能

伝達機能とは転てつ装置の状態（転換、鎖錠、表示）を電気信号として連動装置などに伝達する機能である。本研究の内容とは直接関係しないので省略する。

2.4 分岐器の転換不能について

分岐器には故障などによって転換不能な状態になる場合があり、転換不能が生じると列車の遅延や運行中止などにつながってしまう。この節では転換不能の要因として考えられるものを列挙し、本研究で対象とする現象について説明する。

2.4.1 転換不能の要因

転てつ装置における転換不能の原因には大きく分けて 2 つの要因がある。

1 つ目は、トングレールが正常に移動していない場合である。発生する要因としては、異物介在やレールふく進、控え棒の調整不足、油切れなどによる転換負荷増大、等の原因によるトングレール-固定レール間の接触不良などが考えられる [2] [16] [17]。この場合はレールの転換が正常に行われていないので、鎖錠かんとロックピースがかみあわず、照査機能が正常に機能して転換異常と判断されるため転換不能となる。このような原因で転換不能に至る場合、電気転てつ機の転換負荷データに異常の予兆が見られるため、転換不能データから転換不能の発生を予測する取組みが行われている [17] [18] [19]。また、位置情報を伝達するフロントロッドや、トングレールとフロントロッドをつなぐ肘金の折損が発生することがあり、このことが原因の転換不能も報告されている [3] [4]。フロントロッドや肘金の折損を防ぐために、肘金の形状や材料を変更するなどの改良が行われてきた [20]。

2 つ目は、トングレールが正常に移動し転換ができているのにも関わらず、照査機能が正常に機能せず転換不能と見なされる場合である。この要因として、ロック偏移と呼ばれる現象があげられる。ロック偏移とは、トングレールが移動し固定レールに密着した状態での鎖錠かんの切欠きの位置のずれの大きさのことを指す。Fig. 2.12 のように、鎖錠かんの切欠きにロックピースが収まることで転換が完了したと判定される。しかしながら、何らかの原因で切欠きの位置がずれ、Fig. 2.13 のようにロックピースが切欠きに収まらなくなると転換が完了したと判定されなくなってしまう。なお、鎖錠かんの切欠きの幅はロックピースの幅よりも 3.0mm 長く作られているため、ずれが 1.5mm 以内であれば鎖錠かんをロックピースの切欠きに収めることができる。

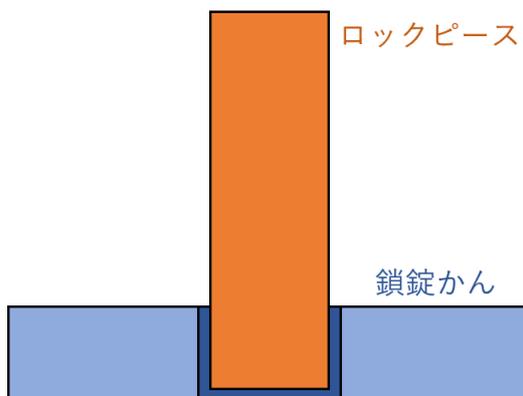


Fig. 2.12 Lock normally [21].

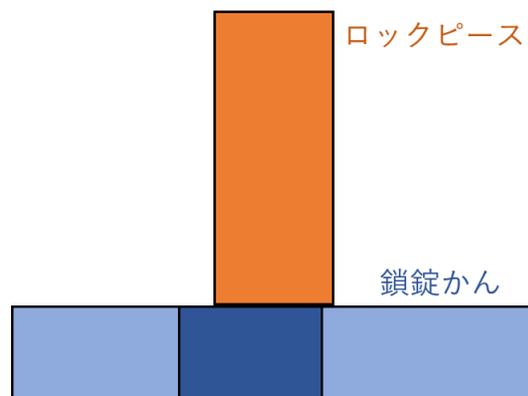


Fig. 2.13 Lock error [21].

ロック偏移が起こる原因としては、整備不良によるフロントロッドのずれや、レールのふく進、日中の温度変化によるフロントロッドやレールの熱変形などがあげられる [22]。ま

た、トングレールと鎖錠かんの間には複数の軸受が存在し、それらの摩耗によってもロック偏移が発生すると考えられる。後者の対策としてフロントロッド等の部品は定期的に交換されており、その交換周期は普通分岐器の場合は5年から7年、特殊分岐器の場合は約1年で交換されている。しかしながら、その周期は経験的に決められた年数であり、軸受の摩耗量を明らかにするために、普通分岐器と特殊分岐器の振動測定や有限要素解析が行われている [7][8]。

2.4.2 過去の肘金折損事例 [3]

JR 東日本管内で過去に発生した肘金部の折損の事例を Table 2.1 に示す。Table 2.2 の全ての事例で疲労が原因とみられる亀裂が生じている様子が確認された。破損箇所については、肘金と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。また、同一分岐器で2回肘金折損が発生している事例も存在する。

Table 2.1 Cases of the breakages of hook of front rod [3].

事例番号	場所	破損箇所	破損モード
1	a 駅構内	先端側ボルト長穴	疲労破壊
2	b 駅構内	先端側ボルト長穴	疲労破壊
3	c 駅構内	肘金部ボルト	疲労破壊
4	d 駅構内	先端側ボルト長穴	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	先端側ボルト長穴	疲労破壊
8	h 駅構内	先端側ボルト長穴	疲労破壊
9	d 駅構内	先端側ボルト長穴	疲労破壊

2.4.3 軸受摩耗・肘金折損につながる要因

2.4.1 項であげた転換不能の要因のうち、本研究ではフロントロッド軸受の摩耗と肘金の折損の2種類の現象に注目する。軸受については分岐器の振動により徐々に摩耗が進行していくと考えられている。また、肘金についても2.4.2 項で述べたように、分岐器の振動によって亀裂が生じその亀裂が進展することで折損した事例が報告されている。

分岐器で発生する主な振動として、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の2種類の振動があげられる。2種類の振動を比較すると、分岐器転換時のフロントロッド部の振動波形は列車通過時の振動波形と比べ十分小さい [23]。また、転換時の振動

は最も転換頻度が高い分岐器でも列車通過本数と同程度の回数しか発生しないのに対し、列車通過時振動は通過する列車の車軸の数だけ発生する。そのため、分岐器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くなるため、本研究では列車通過時の振動の影響のみを考える。

列車通過時の振動には大きく分けて 2 種類の振動が存在する。

1 つ目はトングレーール後端部継目で発生する高周波振動である。車軸がトングレーール後端部継目を通過する際に衝撃振動が生じ、その振動がトングレーールを經由して肘金まで伝達すると考えられている。本研究ではこの高周波振動のことを衝撃振動と呼ぶこととする。

2 つ目は車軸がトングレーールを進む際に発生する低周波振動である。トングレーールが車軸から輪重や横圧を受けることで変位し、その変位によってフロントロッド部に軸力が発生すると考えられる。本研究ではこの低周波振動のことを輪重由来振動と呼ぶこととする。

肘金やフロントロッドの振動の大きさに影響する因子として、トングレーール後端部の状態、分岐器の構造や調整状態、設置環境などが考えられる [3]。それらについて述べる。

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ールとリードレールの上に継目がある関節方式と、トングレーールとリードレールが一体となっておりトングレーール後端部継目が存在しない弾性方式の 2 種類が存在する。また、トングレーール後端部に継目がある場合は分岐器によってレール同士の段差などが異なっており、このような条件の違いによってトングレーール後端部で発生する振動の大きさが変化する。トングレーール後端部継目での衝撃振動が大きくなると肘金やフロントロッドに伝わる振動も大きくなると考えられる。Table 2.2 に衝撃振動の大きさと列車、分岐器条件の関係を示す。弾性方式ではトングレーール後端部継目が存在しないので、関節方式に比べフロントロッド部の振動が非常に小さくなる [3]。継目段違い量とは、トングレーール後端部継目におけるトングレーールとリードレールの間にある段差のことである。

Table 2.2 Relationship between impact wave of heel and condition of train and crossing.

衝撃振動の大きさ	大	小
通過方向	背向	対向
転換方式	関節方式	弾性方式
継目段違い量	大	小

2.4.3.2 分岐器の構造

2.2.1 で述べた通り、分岐器には形状・寸法が異なる様々な種類が存在する。分岐器の種類が異なると部品の数や形状、寸法、配置などが異なるので、分岐器の振動特性や伝達特性

が変化し、肘金やフロントロッドに伝わる振動の大きさが変化すると考えられる。

また、フロントロッドに使われる軸受についても球面軸受やジョーピンなどの種類が存在する。球面軸受とジョーピンでは軸方向の拘束などが異なり、軸受に加わる力学特性や摩擦しやすさが変化すると考えられる。

2.4.3.3 分岐器の調整状態

動作かんにはスイッチアジャスタと接触する位置を調節できる機能があり、トングレーと固定レールを適切な密着力で密着させるために定期的に調整が行われる。しかしながら、動作かんを調整してもトングレー先端と固定レールが密着させられない場合があり、そのような場合にフロントロッドの長さを調整して密着させる場合がある。そのことによって、部品同士の接触状態が変化し、振動特性が変わる可能性がある。

また、分岐器が設置される場所のマクラギやバラストは時間が経過するにつれて劣化してしまうため定期的にメンテナンスが行われている。例えばマクラギの材質が木材の場合、雨風などで腐食が進行していく。また、バラスト碎石は列車通過時の荷重によって摩耗の進行や側方への流動などの現象が発生する。バラストやマクラギの状態が変化すると、列車通過時の分岐器の沈下量や振動特性が変化すると考えられる。

2.4.3.4 分岐器の設置環境

分岐器が設置されている環境は場所によって様々である。分岐器の大部分は屋外に設置されており、日中の温度変化などによって部品が熱膨張する。さらに、屋外に分岐器は雨や雪、風にさらされている。

これらの環境の違いによって、分岐器の各部品に影響が生じる可能性がある。

2.4.4 本研究で着目する要因と研究アプローチ

以上の内容をまとめ本研究におけるアプローチを述べる。

本研究ではフロントロッド軸受の摩耗と肘金の折損について取り扱う。軸受摩耗や肘金折損には列車通過時の振動が大きく影響を与えると考えられるので、営業線分岐器において列車通過時の振動波形測定を行う。また、軸受の摩耗現象や肘金の疲労現象を把握するための手法として有限要素解析を用いる。測定データをもとに妥当性を確認した有限要素モデルを使用し、軸受の摩耗量推定や肘金の応力評価を行う。さらに、分岐器の調整状態の違いを有限要素モデルで模擬した条件で解析を行い、軸受摩耗や肘金折損に影響を与える要因を明らかにする。

第 3 章 列車通過時振動

3.1 営業線振動波形測定概要

先行研究 [9] の際に、営業線のダブルスリップ分岐器を対象とした列車通過時振動の測定が JR 東日本の協力のもと実施された。この実測波形をもとにダブルスリップ分岐器モデルの作成が試みられ、列車通過時振動によるフロントロッド接続軸受の摩耗量を算出した。

しかしながら、対象のダブルスリップ分岐器では 4 種類の列車進路での列車通過時振動を測定した一方で、先行研究 [9] で実測波形の考察やモデルの妥当性確認を行ったのは 4 種類の進路のうち 1 種類のみである。そこで、本章では先行研究 [9] で扱わなかった進路の振動波形データについても比較・考察を行い、トングレールの長さや列車の通過速度などの条件が異なると振動の大きさがどのように変化するかを述べる。

また、普通分岐器に対しても、JR 東日本管轄内の分岐器においてトングレール後端部の加速度や、フロントロッド肘金部の加速度、フロントロッドの軸力などの振動波形の測定が行われた [7] が、測定に使用した加速度センサのサンプリング周波数が低く、高周波の振動を測定することができていなかった。そこで、ダブルスリップ分岐器の波形実測 [9] と同じサンプリング周波数の加速度センサを用いて、営業線の普通分岐器を対象とした列車通過時振動の測定を JR 東日本の協力のもと実施した。さらに、今回の測定ではトングレール後端部やフロントロッド肘金部だけでなく、マクラギ上面にも加速度センサを新たに設置し測定を行った。これにより、列車通過時の振動がマクラギに伝達し振動する様子を測定することが可能となった。

本章では、上記 2 種類の分岐器で測定したデータをまとめ、各測定箇所の波形について説明する。また、測定された振動波形を条件ごとに整理し、考察を行う。

3.2 営業線振動波形測定条件

本研究で対象とした分岐器の分岐器条件，列車通過条件，測定条件について述べる．

3.2.1 分岐器条件

測定が行われた分岐器の条件を Table 3.1 に示す．

対象としている分岐器はいずれも衝撃振動が大きくなる関節方式の分岐器である．また，測定対象のダブルスリップ分岐器と普通分岐器では使われている軸受の種類が異なる．

Table 3.1 Condition of the measured crossings [25] [26].

分岐器種類	ダブルスリップ分岐器	普通分岐器
分岐器番号	M 駅 A 号, B 号, C 号	N 駅 D 号
分岐器型番	10 番ダブルスリップ	片開き 12 番普通
転換方式	関節方式	関節方式
フロントロッド型番	B721(A 号 B 号), B823(C 号)	B821
段違い量	約 3 [mm]	約 0 [mm]

3.2.2 測定条件

3.2.2.1 測定内容と測定位置

3.2.2.1.1 ダブルスリップ分岐器 [9]

Table 3.2 に測定内容を，Fig. 3.1 に測定位置を示す．ダブルスリップ分岐器は点対称な形状をしているため，M 駅にあるダブルスリップ分岐器の片側半分の範囲にあるトングレー ルやフロントロッドなどにセンサを設置した．Fig. 3.1 のように，スリップポイント部にある電気転てつ機に最も近いフロントロッドおよびフロントロッドに接続されているトングレー ルを以下「A 号」分岐，接続かんを介して A 号分岐とつながっているフロントロッド およびフロントロッドに接続されているトングレー ルを以下「B 号」分岐と呼称する．そして，可動 K 字部にあるフロントロッドとトングレー ルを「C 号」分岐と呼ぶ．また，電気転 てつ機に近い側のトングレー ルを「手前側」，その反対側のトングレー ルを「奥側」と呼ぶ．

なお，フロントロッド軸力に関してはひずみゲージによって付近の部品の曲げ応力によるひずみ量を測定し，その値から力に変換して算出している．変換方法については後述する．

Table 3.2 Measured wave at the crossing (double slip switch).

測定位置	測定値 [単位]	Fig. 3.1 対応箇所
トングレール後端部	鉛直方向加速度 [m/s ²]	A 号手前側：⑥ A 号 奥側：①
	軌間内外方向加速度 [m/s ²]	B 号手前側：⑭ B 号 奥側：⑨
	軌道平行方向加速度 [m/s ²]	C 号手前側：⑮ C 号 奥側：⑳
フロントロッド肘金部	鉛直方向加速度 [m/s ²]	A 号手前側：④ A 号 奥側：②
	軌間内外方向加速度 [m/s ²]	B 号手前側：⑫ B 号 奥側：⑩
	軌道平行方向加速度 [m/s ²]	C 号手前側：⑯ C 号 奥側：⑱
フロントロッド肘金部	フロントロッド軸力 [N]	A 号手前側：⑤ A 号 奥側：③ B 号手前側：⑬ B 号 奥側：⑪ C 号手前側：⑰ C 号 奥側：⑲
	鉛直方向加速度 [m/s ²]	
	軌間内外方向加速度 [m/s ²]	⑦
接続かん	軌道平行方向加速度 [m/s ²]	
接続かん	フロントロッド軸力 [N]	⑧

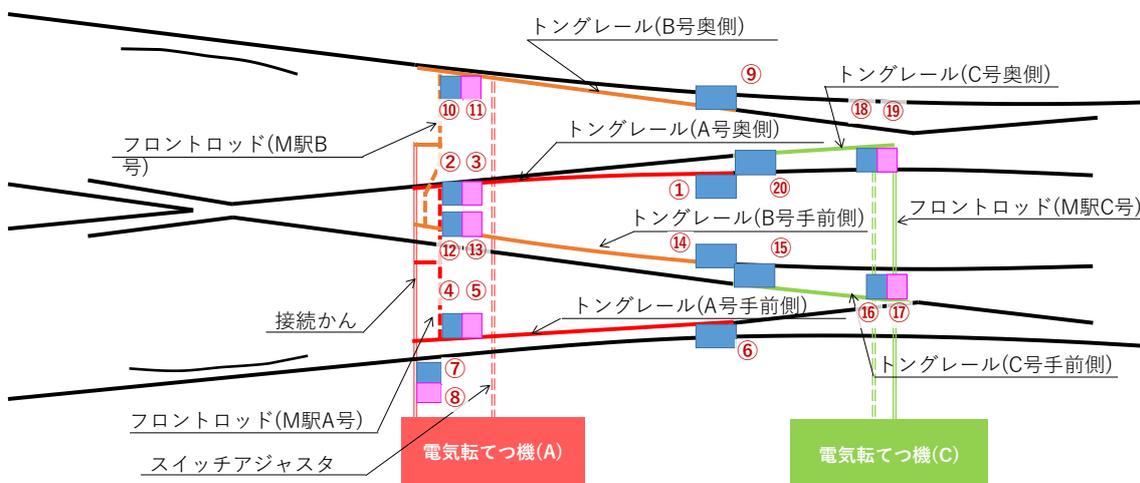


Fig. 3.1 Position of the measuring equipment on the crossing (double slip switch).

3.2.2.1.2 普通分岐器

測定内容を Table 3.3 に、測定位置を Fig. 3.2 に示す。Fig. 3.2 のように測定対象の普通分岐器のフロントロッドとトングレーールを以下「D号」分岐と呼び、電気転てつ機に近い側のトングレーールを「手前側」、その反対側のトングレーールを「奥側」と呼ぶこととする。

また、ダブルスリップ分岐器と同様にフロントロッド軸力に関しては付近の部品の曲げ応力によるひずみ量を測定した値から力に変換して算出している。

Table 3.3 Measured wave at the crossing (normal switch).

測定位置	測定値 [単位]	Fig. 3.2 対応箇所
トングレーール後端部	鉛直方向加速度 [m/s ²]	D号手前側：⑥ D号 奥側：①
	軌間内外方向加速度 [m/s ²]	
	軌道平行方向加速度 [m/s ²]	
フロントロッド肘金部	鉛直方向加速度 [m/s ²]	D号手前側：④ D号 奥側：②
	軌間内外方向加速度 [m/s ²]	
	軌道平行方向加速度 [m/s ²]	
フロントロッド肘金部	フロントロッド軸力 [N]	D号手前側：⑤ D号 奥側：③
接続かん	鉛直方向加速度 [m/s ²]	⑦
	軌間内外方向加速度 [m/s ²]	
	軌道平行方向加速度 [m/s ²]	
動作かん	鉛直方向加速度 [m/s ²]	⑧
	軌間内外方向加速度 [m/s ²]	
	軌道平行方向加速度 [m/s ²]	
スイッチアジャスタ	鉛直方向加速度 [m/s ²]	⑨
	軌間内外方向加速度 [m/s ²]	
	軌道平行方向加速度 [m/s ²]	
トングレーール後端部 マクラギ	鉛直方向加速度 [m/s ²]	D号手前側：⑬ D号 奥側：⑩
	軌間内外方向加速度 [m/s ²]	
	軌道平行方向加速度 [m/s ²]	
フロントロッド肘金部 マクラギ	鉛直方向加速度 [m/s ²]	D号手前側：⑫ D号 奥側：⑪
	軌間内外方向加速度 [m/s ²]	
	軌道平行方向加速度 [m/s ²]	

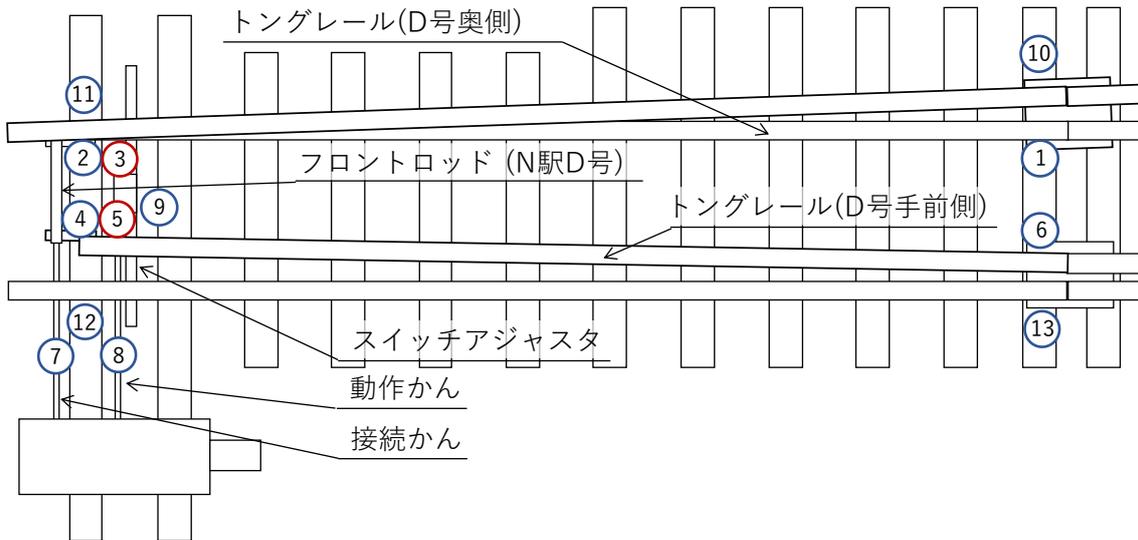


Fig. 3.2 Position of the measuring equipment on the crossing (normal switch).

3.2.2.2 測定機器

3.2.2.2.1 ダブルスリップ分岐器 [25]

ダブルスリップ分岐器の測定に使用された測定機器の諸元を Table 3.4 に示す。加速度のサンプリング周波数は 12000[Hz]，フロントロッド軸力のサンプリング周波数は 3000[Hz]である。なお，軸力には 1000[Hz]の LPF がかけられている。

Table 3.4 Measuring equipment of double slip switch.

測定波形	測定機器名	型式	メーカー名	最大測定加速度
トングレール 後端部加速度	圧電式加速度 ピックアップ	PV-97C	リオン株式会社	5000[m/s ²]
フロントロッド 肘金部加速度	圧電式加速度 ピックアップ	PV-93	リオン株式会社	10000[m/s ²]
フロントロッド 軸力	動ひずみ 測定器	DPM-910	共和電業	
接続かん 加速度	圧電式加速度 ピックアップ	PV-93	リオン株式会社	10000[m/s ²]
接続かん 軸力	動ひずみ 測定器	DPM-910	共和電業	
	振動計ユニット	UV-15	リオン株式会社	

3.2.2.2 普通分岐器 [26]

普通分岐器の測定に使用された測定機器の諸元を Table 3.5 に示す。ダブルスリップ分岐器の測定と同じく加速度のサンプリング周波数は 12000[Hz]、フロントロッド軸力のサンプリング周波数は 3000[Hz]で、軸力には 1000[Hz]の LPF がかけられている。

Table 3.5 Measuring equipment of normal switch.

測定波形	測定機器名	型式	メーカー名	最大測定加速度
トングレール 後端部加速度	圧電式加速度 ピックアップ	PV-93	リオン株式会社	10000[m/s ²]
フロントロッド 肘金部加速度	圧電式加速度 ピックアップ	PV-93	リオン株式会社	10000[m/s ²]
フロントロッド 軸力	動ひずみ 測定器	DPM-952	共和電業	
接続かん 加速度	圧電式加速度 ピックアップ	PV-93	リオン株式会社	10000[m/s ²]
動作かん 加速度	圧電式加速度 ピックアップ	PV-93	リオン株式会社	10000[m/s ²]
スイッチアジャスタ 加速度	圧電式加速度 ピックアップ	PV-93	リオン株式会社	10000[m/s ²]
トングレール後端部 マクラギ加速度	圧電式加速度 ピックアップ	PV-93	リオン株式会社	10000[m/s ²]
フロントロッド肘金部 マクラギ加速度	圧電式加速度 ピックアップ	PV-93	リオン株式会社	10000[m/s ²]
	振動計ユニット	UV-15	リオン株式会社	

3.2.2.3 測定機器設置方法

トングレール後端部に設置された加速度センサの様子を Fig. 3.3 に示す。トングレール後端部にある加速度センサは継目付近のレールの腹部に設置されている。

Fig. 3.4 にダブルスリップ分岐器の、Fig. 3.5 に普通分岐器のフロントロッド肘金部の様子を示す。構造の都合上、ダブルスリップ分岐器の肘金は普通分岐器の肘金とは異なる形状をしているため、それぞれ違う箇所に加速度センサやひずみゲージを設置している。ダブルスリップ分岐器では Fig. 3.4 のように、分岐器先端側にある肘金の面の最上部に加速度センサが、軌間内外方向に垂直な面の両側に鉛直方向にひずみゲージが設置されている。一方、普通分岐器では Fig. 3.5 のように、肘金の上面の分岐器先端側の位置に加速度センサが、軌間

内外方向に垂直な面の両側に軌道平行方向にひずみゲージが設置されている。ひずみゲージを肘金の両側の面に設置することで、2ゲージ2アクティブ法により曲げひずみを測定している。

トンダレール後端部のマクラギに設置された加速度センサの様子を Fig. 3.6 に示す。トンダレール後端部マクラギの加速度センサは、床板付近のマクラギ上面に設置されている。同様に、フロントロッド肘金部マクラギの加速度センサについても床板付近のマクラギ上面に設置されている。



Fig. 3.3 The measuring equipment at the heel of tongue rail.



Fig. 3.4 The measuring equipment at the hook of front rod (double slip switch).



Fig. 3.5 The measuring equipment at the hook of front rod (normal switch).



Fig. 3.6 The measuring equipment at the wooden sleeper (normal switch).

3.2.2.4 肘金部ひずみからの軸力の導出 [27]

フロントロッド軸力は、肘金部に設置したひずみゲージで計測したひずみを以下の考え方により力に変換したものである。

肘金はフロントロッドから接続部にある軸受を介して力を受ける。作用反作用の法則により、この力の逆ベクトルはロッドが受ける力となるため、ロッドから肘金に与える外力はロッド軸力と等しいと考えられる。

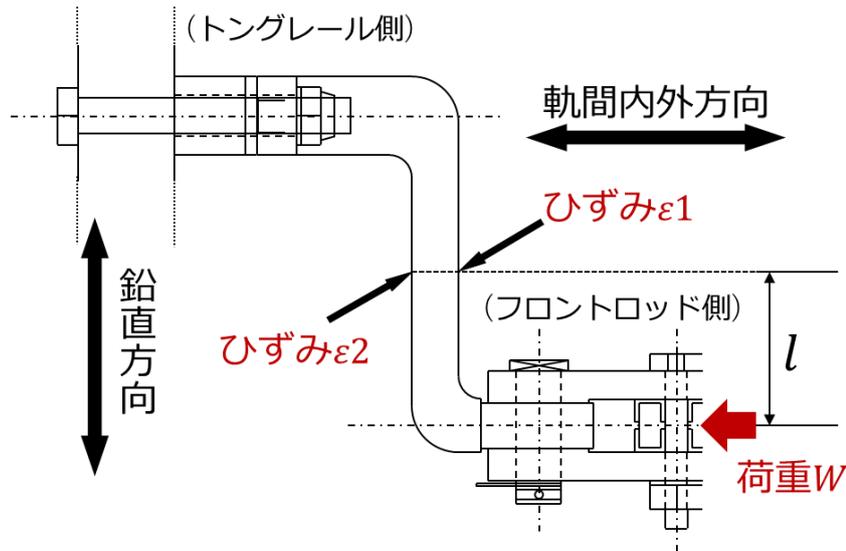


Fig. 3.7 Relationship between strain of hook and force from the front rod.

Fig. 3.7 に測定対象のダブルスリップ分岐器の肘金の模式図を示す。以下、測定対象のダブルスリップ分岐器の肘金の場合について説明を行うが、測定対象の普通分岐器においても同様の考え方でフロントロッド軸力を算出している。

肘金を梁と見立てると、フロントロッドからの軌間内外方向の外力によって軌間内外方向に曲げ応力が生じると見なせる。ひずみゲージは肘金の軌間内外方向に垂直な 2 つの面に対して鉛直方向のひずみが測定できるように貼付されている。ここで計測されるひずみが曲げ変形によって生じると考えると以下の関係式が導かれる。

肘金のひずみゲージ貼付位置にかかる曲げモーメントを M 、その箇所での断面係数を Z とすると、曲げ応力 σ は、

$$\sigma = \frac{M}{Z} \quad (3.1)$$

と表される。接続部である軸受中心からひずみゲージ貼付位置までの鉛直方向の距離を l 、ロッドから受ける軌間内外方向の外力を W とすると、

$$M = Wl \quad (3.2)$$

となる。2ゲージ2アクティブ法により計測しているため、計測箇所のうち右側における軌間内外方向の曲げ成分によるひずみを ε_b とすると、

$$\varepsilon_b = \frac{\varepsilon_1 - \varepsilon_2}{2} \quad (3.3)$$

と表すことができる。そして応力とひずみの関係より、

$$\sigma = E\varepsilon_b \quad (3.4)$$

となるので、式(3.1)、式(3.2)、式(3.3)、式(3.4)よりフロントロッド軸力 W と肘金部ひずみ $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ の関係は以下の式で表される。

$$W = \frac{EZ}{l} \cdot \frac{\varepsilon_1 - \varepsilon_2}{2} \quad (3.5)$$

3.2.3 列車通過条件

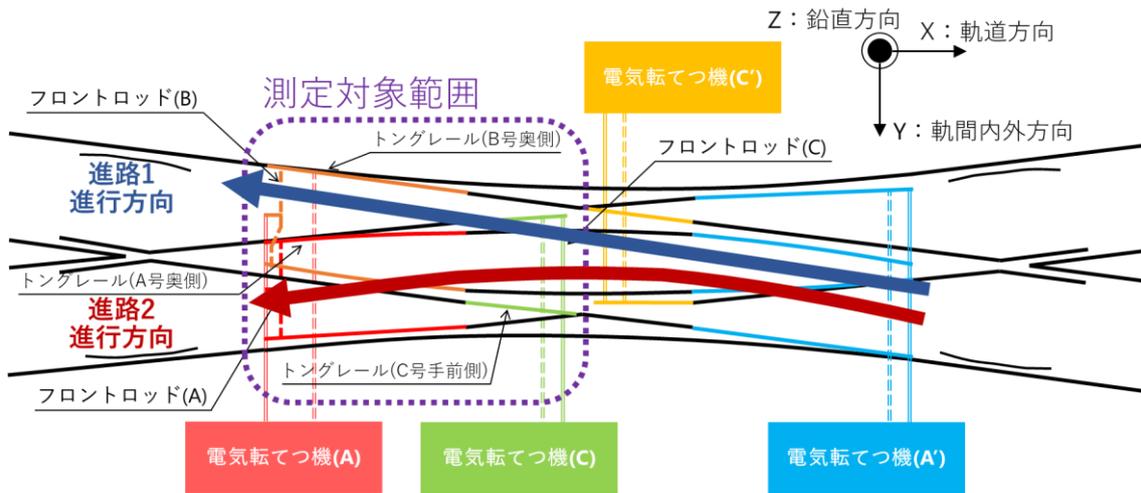
3.2.3.1 ダブルスリップ分岐器

Table 3.6 に測定対象のダブルスリップ分岐器の列車通過条件を、それぞれの進路の概要図を Fig. 3.8 に示す。測定対象の分岐器は普通列車のみが通過する分岐器であり、通過する普通列車の形式も全て同一である。また、分岐器を直進して通過する進路（進路 1, 3）や曲がりながら通過する進路（進路 2, 4）の 2 種類の進路が存在する。進路 1 については本線を通過する進路のため他の進路に比べて平均通過速度が速くなっている。

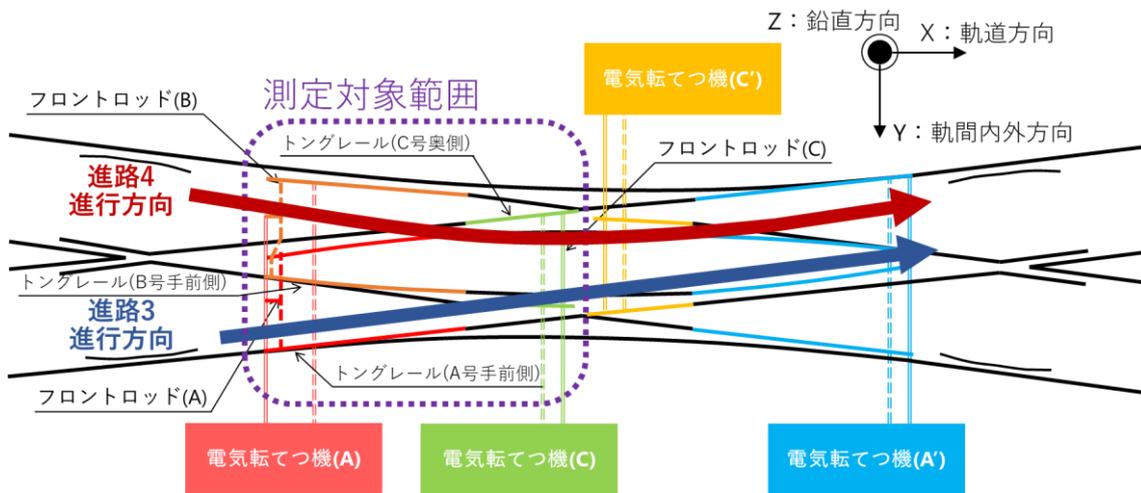
トングレールを通過する方向についても進路によって様々である。例えば、進路 1 では C 号手前側トングレールを対向通過し、その後 B 号奥側トングレールを背向通過する。

Table 3.6 Condition of the routes of trains (double slip switch).

通過進路	進路 1	進路 2	進路 3	進路 4	
列車種別	普通	普通	普通	普通	
線形	直線	曲線	直線	曲線	
測定車軸本数 [本]	176	112	96	80	
平均通過速度 [km/h]	40.2	30.5	30.1	30.4	
通過方向	A 号手前側	—	対向	—	
	A 号奥側	—	背向	—	
	B 号手前側	—	—	—	対向
	B 号奥側	背向	—	—	—
	C 号手前側	対向	—	—	—
	C 号奥側	—	—	背向	—



(a) Route 1, 2.



(b) Route 3, 4.

Fig. 3.8 Schematic view of the routes of trains (double slip switch).

3.2.3.2 普通分岐器

測定対象の普通分岐器の列車通過条件を Table 3.7 に、それぞれの進路の概要図を Fig. 3.9 に示す。通過する列車の種類は普通列車、特急列車、貨物列車の 3 種類が存在する。平均通過速度については、本線を通る進路 5 が進路 6 に比べて速くなっている上、進路 5 の中でも列車の種類によって平均通過速度が異なる。また、トングレールの通過方向についてはダブルスリップ分岐器とは異なり、背向通過の進路のみが存在する。

Table 3.7 Condition of the routes of the trains (normal switch).

通過進路		進路 5	進路 6
線形		直線	曲線
平均通過速度 [km/h]	普通列車	53.4	39.3
	特急列車	82.3	—
	貨物列車	72.6	—
測定車軸本数 [本]	普通列車	40	12
	特急列車	112	—
	貨物列車	258	—
通過方向	D 号手前側	—	背向
	D 号奥側	背向	—

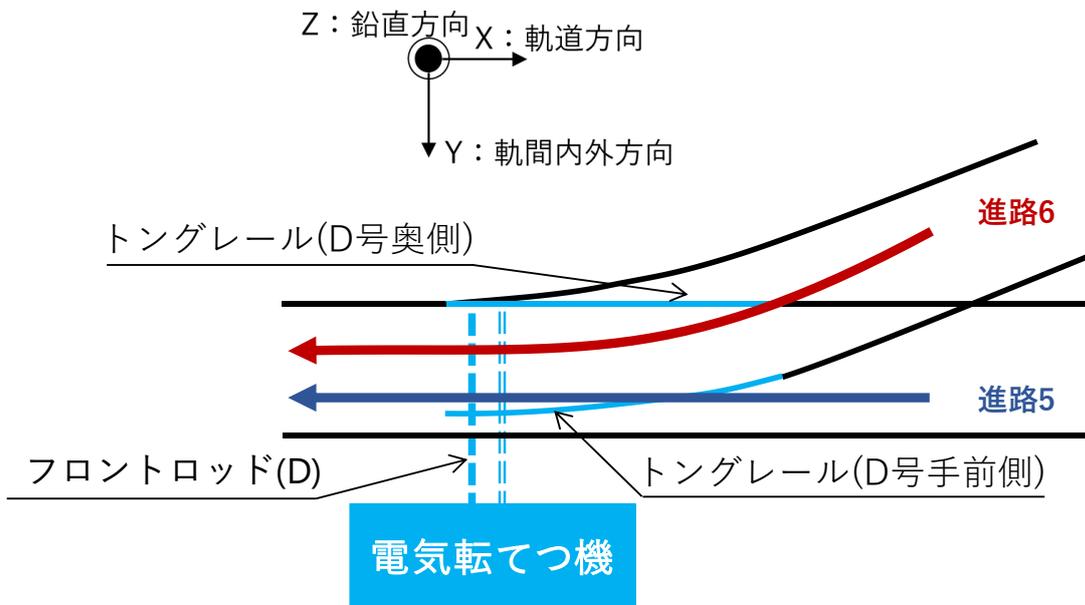


Fig. 3.9 Schematic view of the routes of trains (normal switch).

3.3 測定データの分類

測定対象の分岐器はトングレールの長さや通過列車の条件など様々な条件が異なっている。この項では測定された波形に対してどのような方法で分類を行うかについて説明する。

3.3.1 車軸の分類 [8]

一般的な鉄道車両には車両 1 両につき 2 台の台車が存在し、台車ごとに 2 本の車軸がついている。つまり、車両 1 両には 4 本の車軸がある。そこで、本研究では Fig. 3.11 に示すように進行方向から順に車軸番号を定義する。車両をまたぐ際には連番とせず、1 軸目から番号を振り直す。ただし、貨物列車の先頭車である機関車は例外で、車両 1 両につき 3 台の台車があるため 6 本の車軸が存在する。

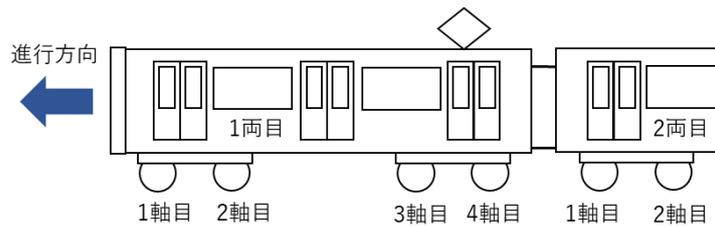


Fig. 3.10 Position of wheels on the train car [8].

3.3.2 振動の分類

Fig. 3.11 に進路 2 の列車が通過する際の A 号フロントロッド奥側のフロントロッド軸力の振動波形を示す。トングレール後端部を車両の 1 軸目と 3 軸目の車軸が通過するタイミングで 100[Hz]オーダーの衝撃振動が観測された。一方で、車軸がトングレール先端部を通過するタイミングで約 2[Hz]の輪重由来振動が観測されている。この輪重由来振動は非常に低周波なため、加速度の振動波形では捉えられなかった。他の進路、分岐器の場合でもフロントロッド軸力の波形に衝撃振動と輪重由来振動の両方が観測されたため、フロントロッド軸力に関しては衝撃振動と輪重由来振動に分けて最大振幅を算出し比較を行う。

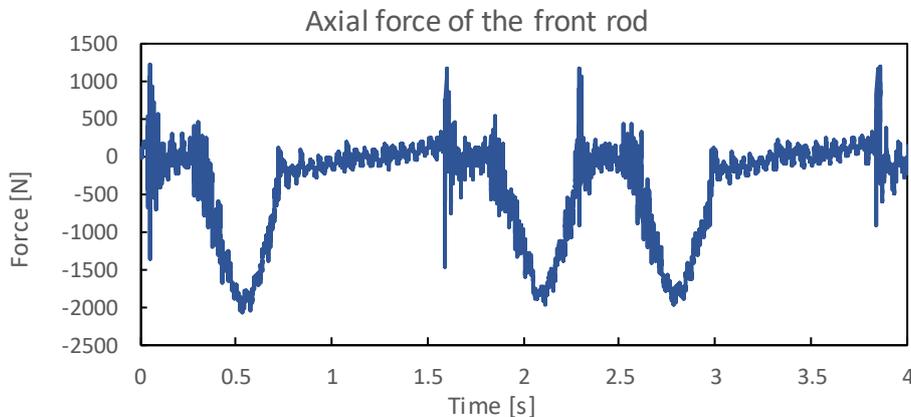


Fig. 3.11 Axial force of the front rod (far side of front rod A, Field).

3.3.3 トングレールの分類

本研究ではトングレールの長さによって分類し比較を行う。測定対象分岐器のトングレールを Table 3.8 のようにトングレール a, トングレール b, トングレール c, トングレール d と呼ぶこととする。

Table 3.8 Condition of the tongue rails.

トングレール名	トングレール a	トングレール b	トングレール c	トングレール d
トングレール長	2200[mm]	5700[mm]	5780[mm]	7000[mm]
該当する	C 号手前側	B 号手前側	A 号手前側	D 号手前側
トングレール	C 号 奥側	A 号 奥側	B 号 奥側	D 号 奥側
通過する進路	進路 1, 3	進路 2, 4	進路 1, 3	進路 5, 6

また、測定対象の分岐器には、列車がトングレールを背向通過した測定データと対向通過した測定データが存在する。そこで、トングレールの種類、列車の通過方向でのような 8 パターンで測定データを分類し比較を行うこととする。

Table 3.9 Patterns classified by the length of tongue rails and the passing direction of trains.

パターン	トングレール名	通過方向	線形	通過進路
パターン I	トングレール a	背向	直線	進路 3
パターン II	トングレール a	対向	直線	進路 1
パターン III	トングレール b	背向	曲線	進路 2
パターン IV	トングレール b	対向	曲線	進路 4
パターン V	トングレール c	背向	直線	進路 1
パターン VI	トングレール c	対向	直線	進路 3
パターン VII	トングレール d	背向	直線	進路 5
パターン VIII	トングレール d	背向	曲線	進路 6

3.4 振動波形データ

3.4 項において、測定された波形データの一般的な波形傾向と振動の大きさについて述べる。一般的な波形傾向については代表的な振動波形を比較し、振動の大きさについては振動の正方向の最大値と負方向の最大値の和である最大振幅で評価する。

Fig. 3.12 に衝撃振動が発生する際のトングレーールと模式図を示す。トングレーール後端部で発生した衝撃振動はトングレーールを経由してフロントロッドなどの各部へ伝達していく。この節では、衝撃が発生するトングレーール後端部から順に測定波形について述べる。

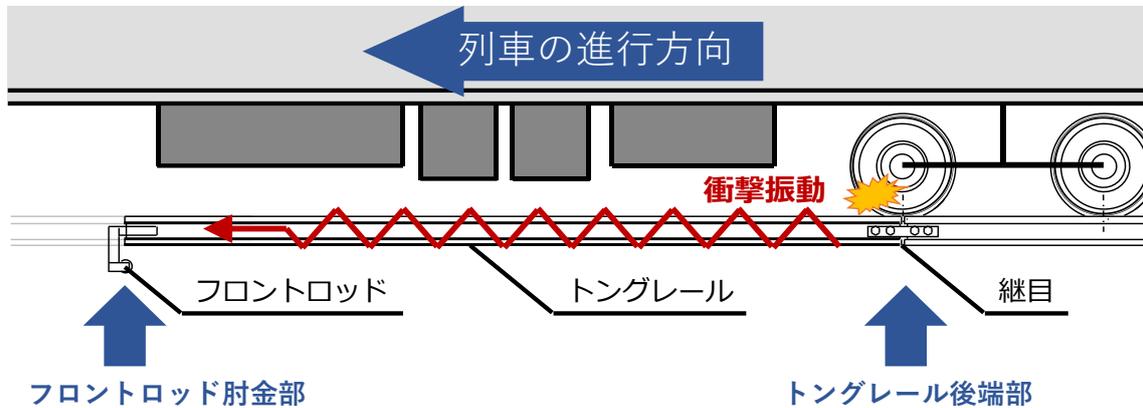


Fig. 3.12 Illustration of the impulsive vibration.

また、Fig. 3.13 に輪重由来振動が発生する際のトングレーールとフロントロッドの模式図を示す。輪重由来振動は車軸がトングレーール上を進むことで発生する低周波振動である。数 Hz オーダーの低周波な振動のため加速度センサでは振動の様子をうまく捉えることが出来ない。ひずみゲージではこの振動を捉えることが可能なため、フロントロッド軸力の項で輪重由来振動について述べる。

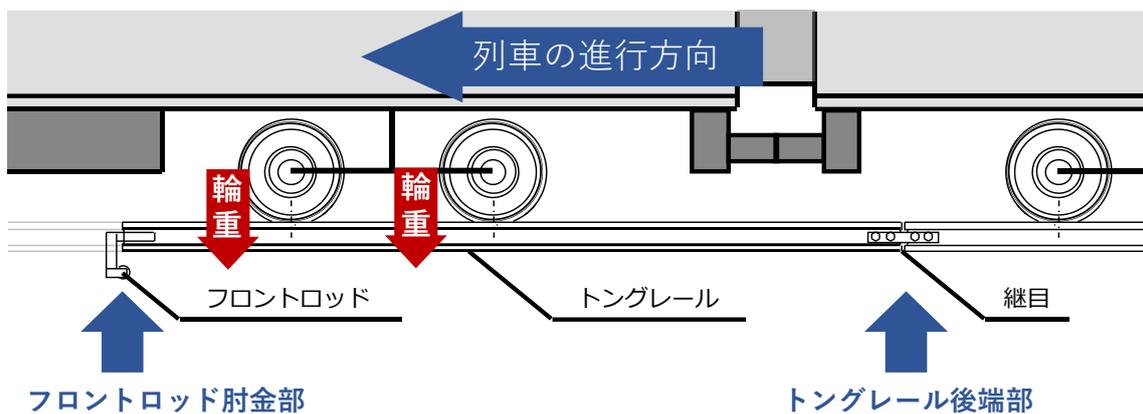


Fig. 3.13 Illustration of the wheel load vibration.

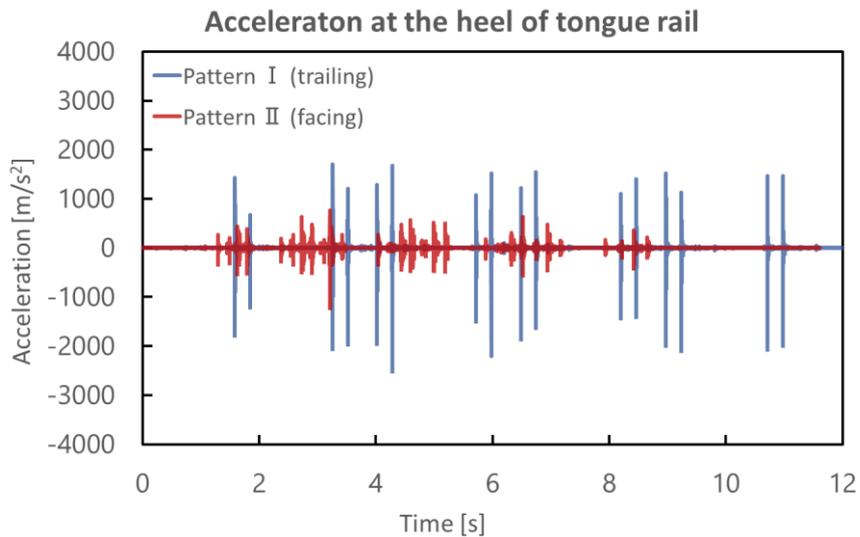
3.4.1 トングレーール後端部加速度

トングレーール後端部の加速度センサは衝撃振動が発生する継目の近くに設置されており、発生する衝撃と相関が高い振動波形になると考えられている。

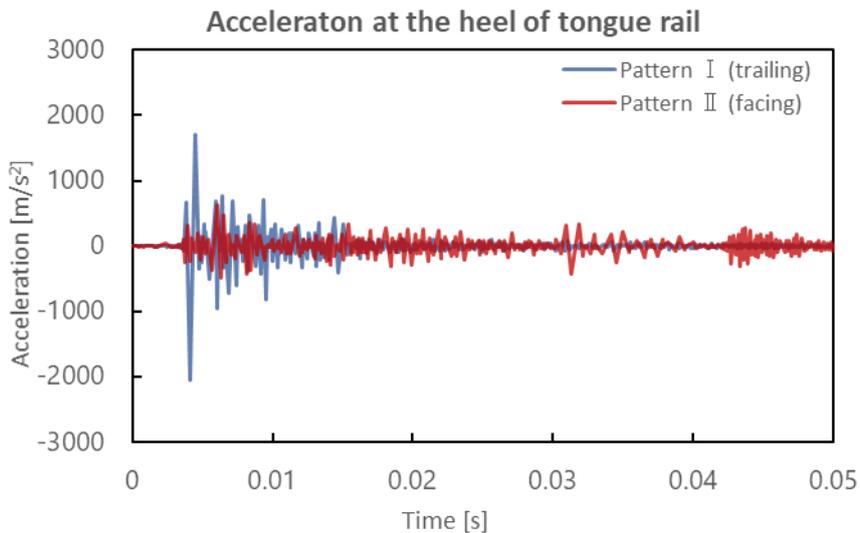
3.4.1.1 背向通過と対向通過の比較

トングレール a~c については列車の通過方向が背向通過の場合と対向通過の場合の両方の振動を測定した。そこで通過方向ごとの振動波形の比較を行う。

トングレール a を背向通過するパターン I と対向通過するパターン II の 1 列車分 (4 両 16 車軸) の通過波形を Fig. 3.14 (a) に、車軸 1 本分の波形を Fig. 3.14 (b) に示す。また、パターン II で衝撃振動が発生したタイミングを示した図を Fig. 3.15 に示す。



(a) 0 – 12 sec.



(b) 0 – 0.05 sec.

Fig. 3.14 Vertical acceleration at the heel of tongue rail (Tongue rail a).

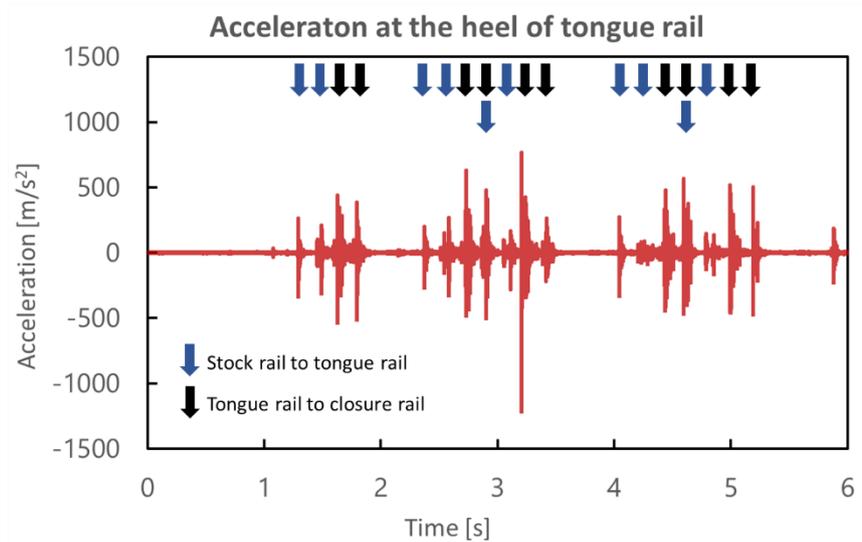


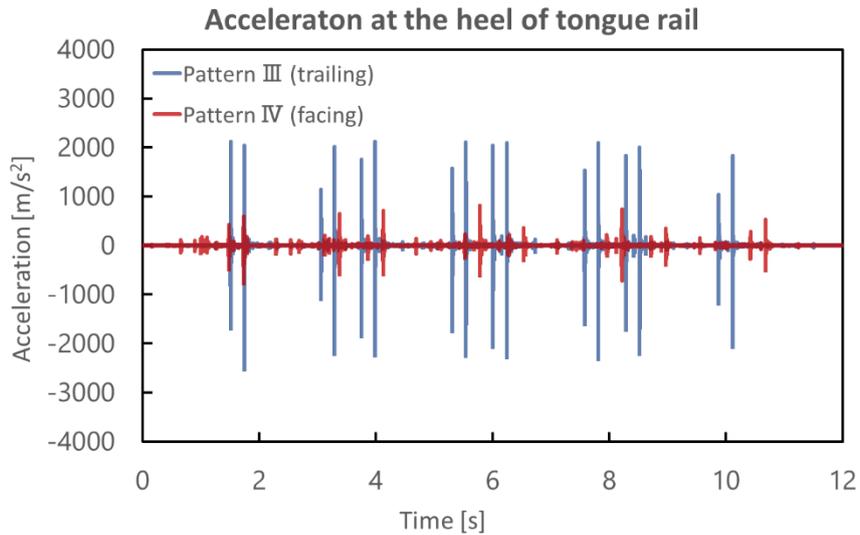
Fig. 3.15 Vertical acceleration at the heel of tongue rail (Pattern II, 0 - 6 sec).

Fig. 3.14 (a)に示すように、パターン I はトングレール後端部継目を車軸が通過した際に発生する衝撃振動が大きい振幅となった。一方、パターン II では車軸が継目を通過したタイミング (Fig. 3.15 の黒矢印) と車軸が固定レールからトングレールに移るタイミング (Fig. 3.15 の青矢印) で発生した振動が同程度の振幅となった。また、背向通過のパターン I の振動のほうが対向通過のパターン II の振動よりも最大振幅が大きい傾向になっている。

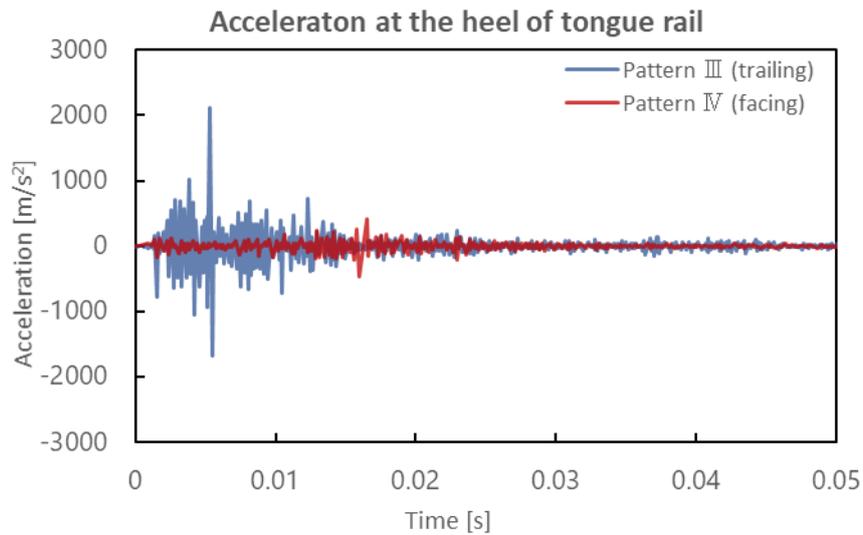
また Fig. 3.14 (b)に示すように、パターン I では最初に振幅の大きなインパルス波が発生した後に振動が減衰していく。一方、背向通過よりも減衰する速度が遅く振動が持続している様子がみられた。

次に、トングレール b を対向通過するパターン III と対向通過するパターン IV の 1 列車分の通過波形を Fig. 3.16 (a)に、車軸 1 本分の波形を Fig. 3.16 (b)に示す。Fig. 3.16 (a)より、パターン III でもパターン IV でも車軸が継目を通過したタイミングで発生する振動の方が固定レールからトングレールに移るタイミングで発生する振動よりも大きい振幅となった。また、背向通過のパターン III の振動のほうが対向通過のパターン IV の振動よりも最大振幅が大きい傾向はトングレール a と同様だった。

また Fig. 3.16 (b)よりパターン III では約 0.002s と約 0.006s に 2 回大きなインパルス波が発生し振動が減衰していく。一方、パターン IV では小さい振動が持続している様子がみられた。



(a) 0 - 12 sec.

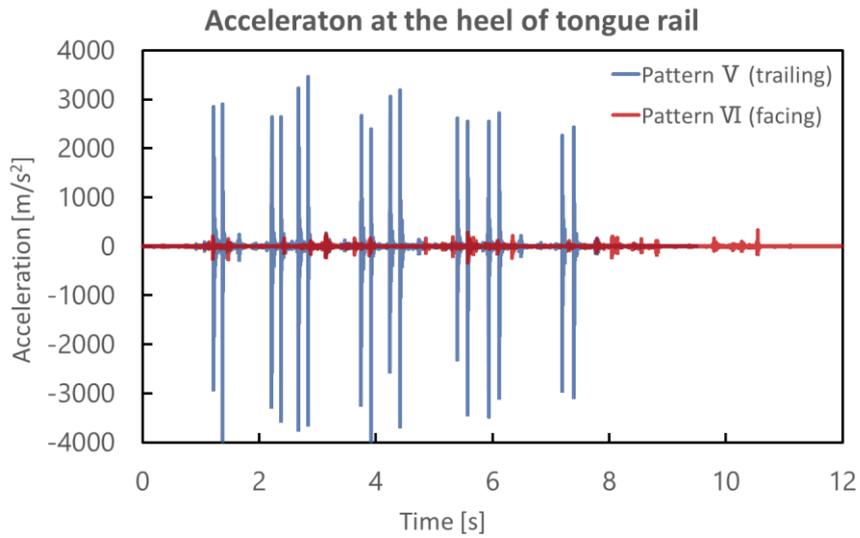


(b) 0 - 0.05 sec.

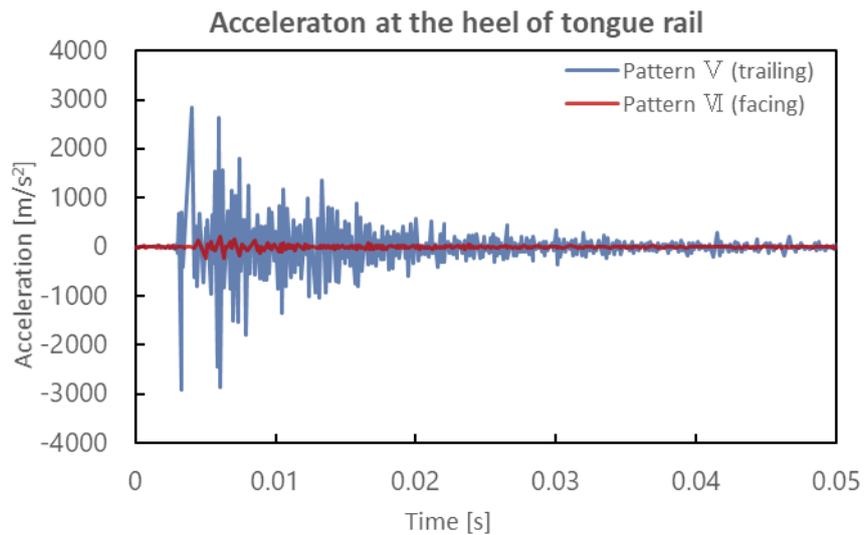
Fig. 3.16 Vertical acceleration at the heel of tongue rail (Tongue rail b).

最後に、トングレール c を対向通過するパターンVと対向通過するパターンVIの 1 列車分の通過波形を Fig. 3.17 (a)に、車軸 1 本分の波形を Fig. 3.17 (b)に示す。トングレール b と同様、パターンVでもパターンVIでも車軸が継目を通過したタイミングで発生する振動の方が固定レールからトングレールに移るタイミングで発生する振動よりも大きい振幅となった。また、背向通過のパターンVの振動のほうが対向通過のパターンVIの振動よりも最大振幅が大きい傾向も他のトングレールと同様だった。

また Fig. 3.17 (b)をみると、背向通過では約 0.004s と約 0.007s に 2 回大きなインパルス波が発生し振動が減衰していく。対向通過では他のトングレールよりも速く振動が減衰した。



(a) 0 -12 sec.



(b) 0 - 0.05 sec.

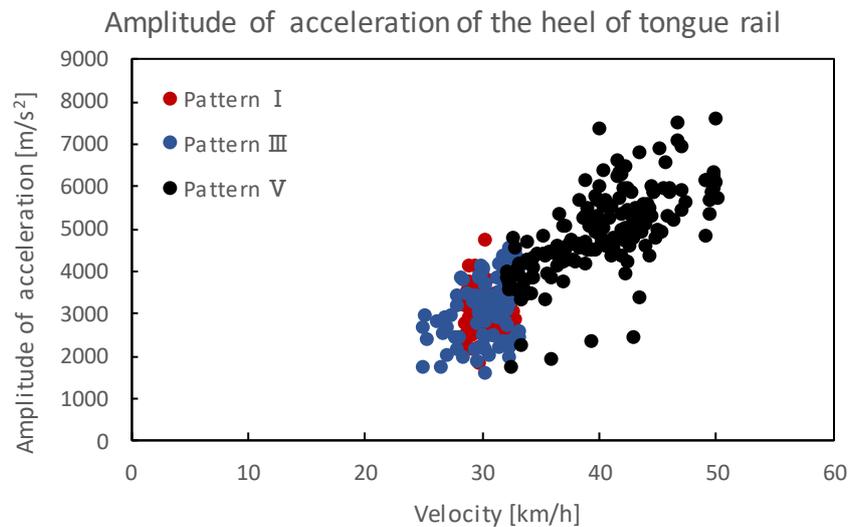
Fig. 3.17 Vertical acceleration at the heel of tongue rail (Tongue rail c).

3.4.1.2 通過速度の比較

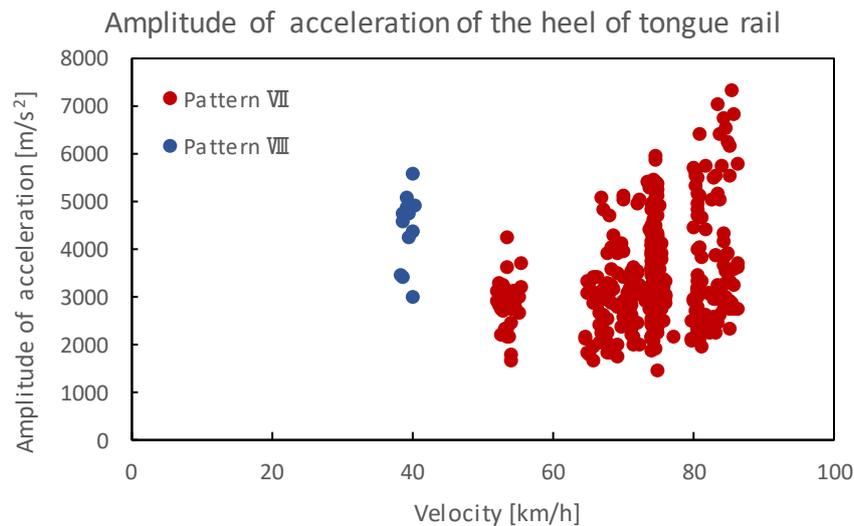
レール継目部で発生する衝撃荷重を ΔP_{unsp} [kN]，比例係数を α ，台車のばね下質量を m [kg/車輪]，車輪半径を r [m]，継目段違い量を h [m]とすると，一般レールの継目部で発生する衝撃荷重を推定する以下のような式が提案されている [28] .

$$\Delta P_{unsp} = \alpha m V \sqrt{\frac{2h}{r}} \quad (3.6)$$

(3.6)式より衝撃荷重は車軸通過速度や継目段違い量と相関があると考えられたため、背向通過の測定データについて、継目段違い量が異なるトングレール a~c (パターン I, III, V) とトングレール d (パターン VII, VIII) の 2 種類のグループに分類する。後端部加速度の振動波形は衝撃荷重と相関があると考えられるので、後端部加速度の振幅平均と車軸通過速度の関係性を比較する。



(a) Pattern A, C and E.



(b) Pattern G and H.

Fig. 3.18 Relationship between velocity of axles and amplitude of vertical acceleration at the heel of tongue rail.

後端部鉛直方向加速度の最大振幅と車軸通過速度の散布図を Fig. 3.18 に、相関係数を Table 3.10 に示す。Fig. 3.18(a)のように、パターン I, III, V では速度と振動の間に相関があるような分布になっている。一方で、Fig. 3.18(b)のようにパターン VII, VIII ではあまり相関が見られなかった。この原因としては、パターン VII では様々な種類の列車が通過するため車両重量のばらつきが大きく、最大振幅の分散が大きくなったと考えられる。

Table 3.10 Correlation coefficients of velocity of axles and amplitude of vertical acceleration at the heel of tongue rail.

パターン	相関係数
パターン I, III, V	0.835
パターン VII, VIII	0.141

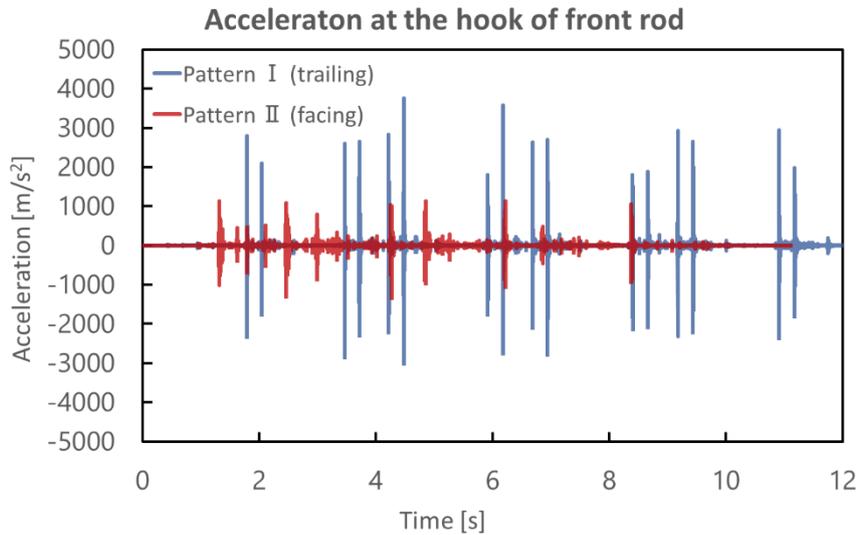
3.4.2 フロントロッド肘金部加速度

フロントロッド肘金部の加速度センサはフロントロッド接続軸受の近くの肘金に設置されており、軸受の摩耗量や肘金に発生する応力に相関があると考えられる。

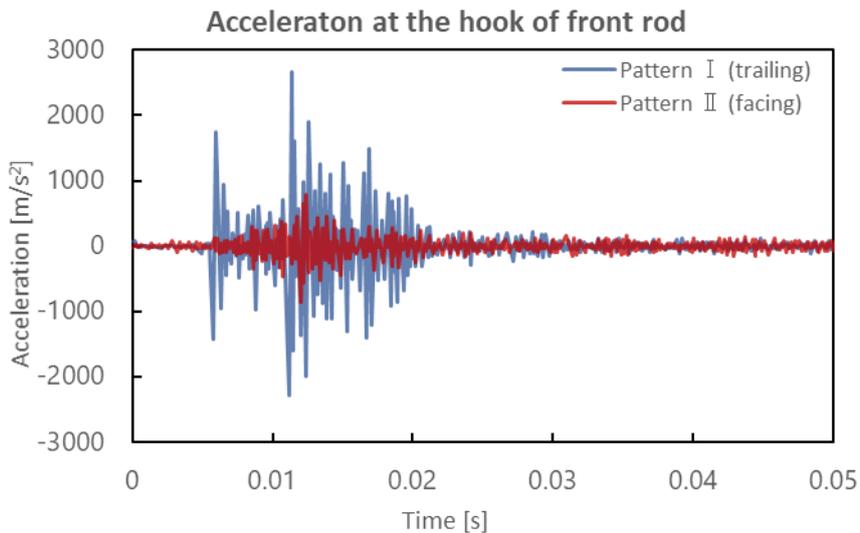
3.4.2.1 背向通過と対向通過の比較

トングレール a を背向通過するパターン I と対向通過するパターン II の 1 列車分の通過波形を Fig. 3.19 (a) に、車軸 1 本分の波形を Fig. 3.19 (b) に示す。Fig. 3.19 (a) に示したように、Fig. 3.14 (a) と同様にパターン I では車軸が継目を通過した際に発生する振動の方が固定レールからトングレールに乗り移る際に発生する振動よりも大きい振幅となった。一方でパターン II では、Fig. 3.14 (a) とは異なり継目を通過する際の振動よりも車軸がトングレールに乗り移る際の振動の方が大きい振幅の振動になった。また、背向通過のパターン I の振動のほうが対向通過のパターン II の振動よりも最大振幅が大きい傾向がみられる。

継目で発生する振動同士を比較したグラフを Fig. 3.19 (b) に示す。パターン I では約 0.005s と約 0.011s に 2 回大きなインパルス波が発生したあと振動が減衰していく。一方、パターン II では徐々に振動が大きくなったあと徐々に減衰する様子がみられた。



(a) 0 – 12 sec.

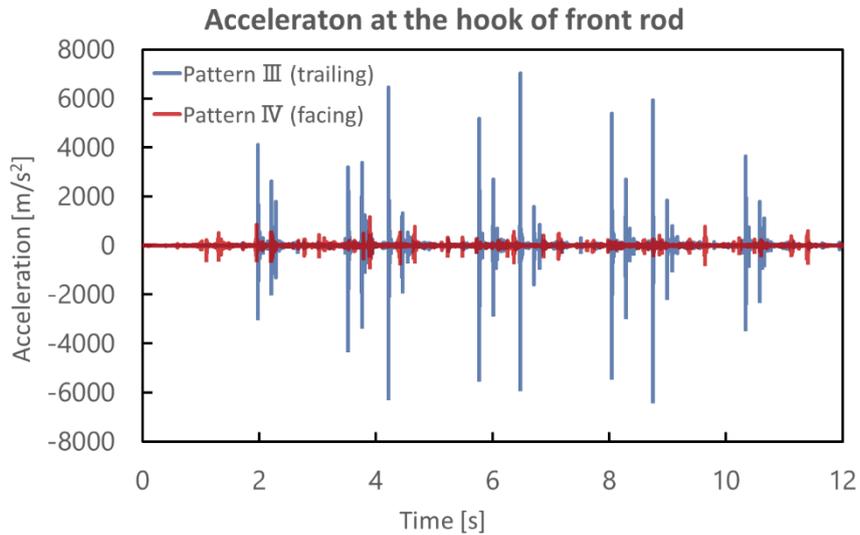


(b) 0 – 0.05 sec.

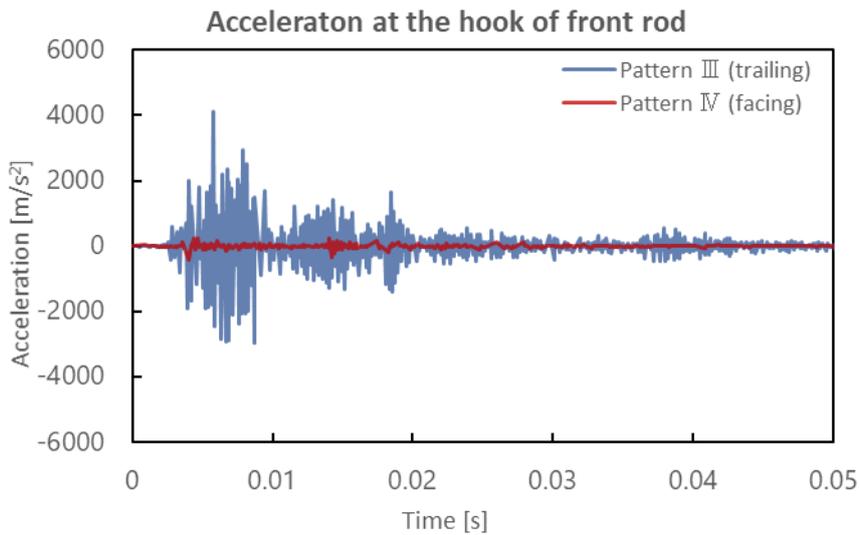
Fig. 3.19 Vertical acceleration at the hook of front rod (Tongue rail a).

次に、トングレール b を背向通過するパターンIIIと対向通過するパターンIVの 1 列車分の通過波形を Fig. 3.20 (a)に、車軸 1 本分の波形を Fig. 3.20 (b)に示す。Fig. 3.20 (a)に示すように、Fig. 3.16 と同様パターンIIIでもパターンIVでも車軸が継目を通じた際に発生する振動の方が固定レールからトングレールに乗り移る際に発生する振動よりも大きくなった。また、背向通過のパターンIIIの振動のほうが対向通過のパターンIVの振動よりも最大振幅が大きい傾向はトングレール a と同様だった。

Fig. 3.20 (b)に示すようにパターンIIIでは約 0.005s で大きなインパルス波が発生している。パターンIVでは約 0.004s と約 0.014s に 2 回インパルス波が発生している様子がみられた。



(a) 0 – 12 sec.

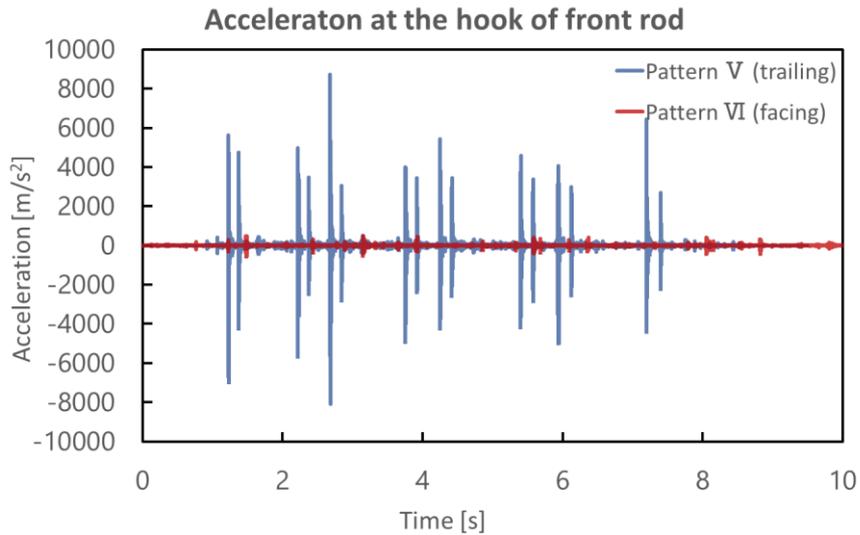


(b) 0 – 0.05 sec.

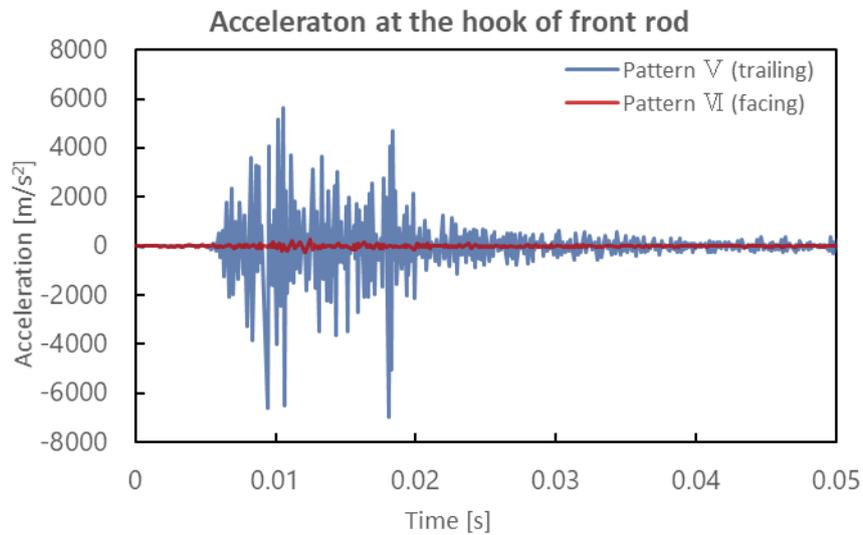
Fig. 3.20 Vertical acceleration at the hook of front rod (Tongue rail b).

最後に、トングレール c を背向通過するパターンVと対向通過するパターンVIの 1 列車分の通過波形を Fig. 3.21 (a)に、車軸 1 本分の波形を Fig. 3.21 (b)に示す。他のトングレールと同様、パターンVでは車軸が継目を通じた際に発生する振動の方が固定レールからトングレールに移る際に発生する振動よりも振動が大きくなった。一方、パターンVIでは 2 つの振動が同程度の大きさだった。また、背向通過のパターンVの振動のほうが対向通過のパターンVIの振動よりも最大振幅が大きい傾向は他のトングレールと同様である。

Fig. 3.21 (b)に示すようにパターンVでは約 0.004s と約 0.014s に 2 回インパルス波が発生している一方、パターンVIでは約 0.01 s に 1 回インパルス波が発生する様子がみられた。



(a) 0 – 10 sec.



(b) 0 - 0.05 sec.

Fig. 3.21 Vertical acceleration at the hook of front rod (Tongue rail c).

3.4.2.2 トングレール上の車軸の影響

トングレール後端部継目で衝撃振動が発生する際、トングレールに別の車軸が乗っているとフロントロッド肘金部の振動が小さくなる現象が報告されている [8]。そこで、背向通過であるパターンIII, V, VIIの車軸ごとの肘金部加速度の最大振幅を、トングレール上に車軸が存在するかどうかで分類し各種統計量を算出したものを Table 3.11 に示す。パターンVIIIについてはデータ点数が少ないため省略している。

いずれのパターンでも、トングレール上に前の車軸が存在すると肘金部加速度の振幅が

前の車軸が存在しない場合に比べ、約 1/2~1/3 になっている。これらの結果については、トングレール上に車軸が存在する場合と存在しない場合で Wilcoxon 検定を行い、有意な差があることが確認された。

Table 3.11 Statistics of vertical acceleration at the hook of front rod according to the presence of axle on the tongue rail.

パターン	トングレール上に車軸がない		トングレール上に車軸がある	
	平均 [m/s ²]	標準偏差 [m/s ²]	平均 [m/s ²]	標準偏差 [m/s ²]
パターンIII	9069.0	3910.7	3248.0	1201.6
パターンV	9669.0	2903.8	5065.8	1604.0
パターンVII	4426.6	2053.6	1902.7	1181.1

3.4.3 フロントロッド軸力

フロントロッド軸力は軸受にかかる面圧や肘金部の応力、肘金部加速度と同様に軸受の摩耗量や肘金に発生する応力に相関があると考えられる。

3.4.3.1 全体の波形傾向

トングレール a を背向通過するパターン I と対向通過するパターン II を比較したグラフの全体図を Fig. 3.22 に示す。2つの波形は列車の先頭の車軸（1両目1軸目）がトングレール後端部継目を通るタイミングを揃えている。背向通過するパターン I でも対向通過するパターン II でも衝撃振動と輪重由来振動が組み合わさったような波形になっている。

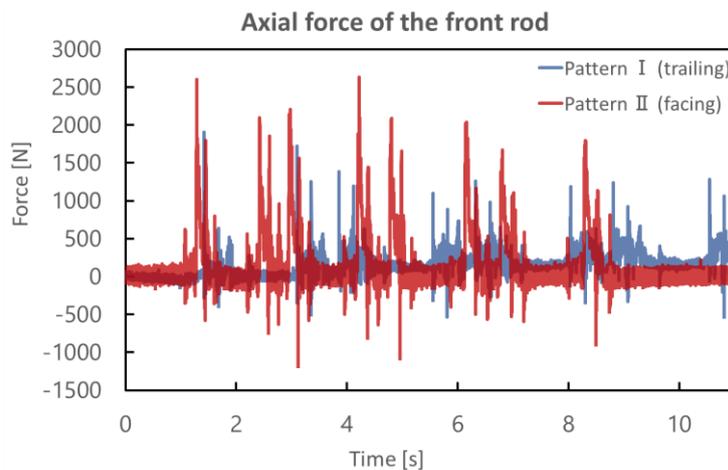


Fig. 3.22 Axial force of the front rod (Tongue rail a, 0 – 11 sec).

トングレール b を背向通過するパターンⅢと対向通過するパターンⅣを比較したグラフの全体図を Fig. 3.23 に示す。Fig. 3.22 と同様、2つの波形は列車の先頭車軸がトングレール後端部継目を通過するタイミングを揃えている。トングレール a と異なり、背向通過のパターンⅢでは圧縮の軸力、対向通過のパターンⅣでは引張の軸力と、通過方向によって輪重由来振動により発生するフロントロッド軸力の方向が異なっている。

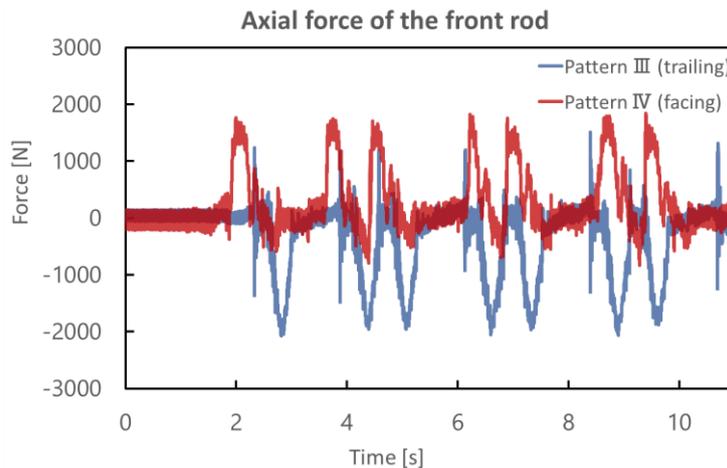


Fig. 3.23 Axial force of the front rod (Tongue rail b, 0 - 11 sec).

トングレール c を背向通過するパターンⅤと対向通過するパターンⅥを比較したグラフの全体図を Fig. 3.24 に示す。Fig. 3.22 と同様、2つの波形は列車の先頭車軸がトングレール後端部継目を通過するタイミングを揃えている。トングレール a と同様、背向通過のパターンⅤでも対向通過のパターンⅥでも衝撃振動と輪重由来振動が組み合わさったような波形になっている。

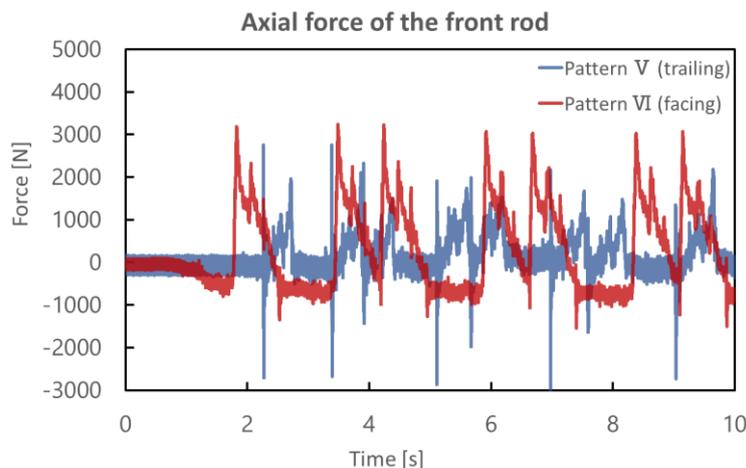


Fig. 3.24 Axial force of the front rod (Tongue rail c, 0 - 10 sec).

3.4.3.2 衝撃振動

3.4.3.2.1 背向通過と対向通過の比較

トングレール a を背向通過するパターン I と対向通過するパターン II の衝撃振動の波形を Fig. 3.25 に示す。Fig. 3.22 に示したように衝撃振動と輪重由来振動が組み合わさった振動波形であるため、輪重由来振動の影響を受けていない衝撃振動の波形を比較している。背向通過のパターン I では 10^3 [N] オーダーのインパルス状の高周波振動が 1 山生じたあと 10^2 [N] オーダーの低周波の振動に遷移していく様子がみられる。パターン II の対向通過では 10^2 [N] オーダーの低周波の振動が発生する点はパターン I と同じだが、インパルス状の高周波振動は発生しなかった。

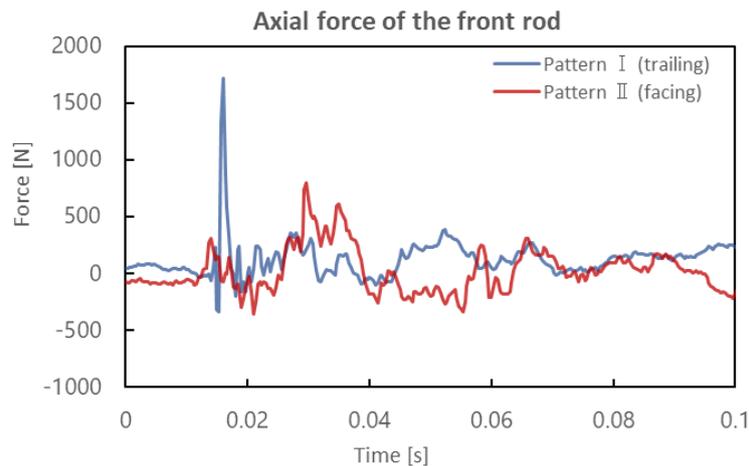


Fig. 3.25 Axial force of the front rod (Tongue rail a, Impulsive vibration).

トングレール b を背向通過するパターン III と対向通過するパターン IV の衝撃振動の波形を Fig. 3.26 に示す。背向通過のパターン III では約 300Hz、 10^3 [N] オーダーの高周波振動が生じたあと低周波の振動に遷移していく様子がみられる。一方、対向通過のパターン IV ではインパルス状の高周波振動は発生しなかった。

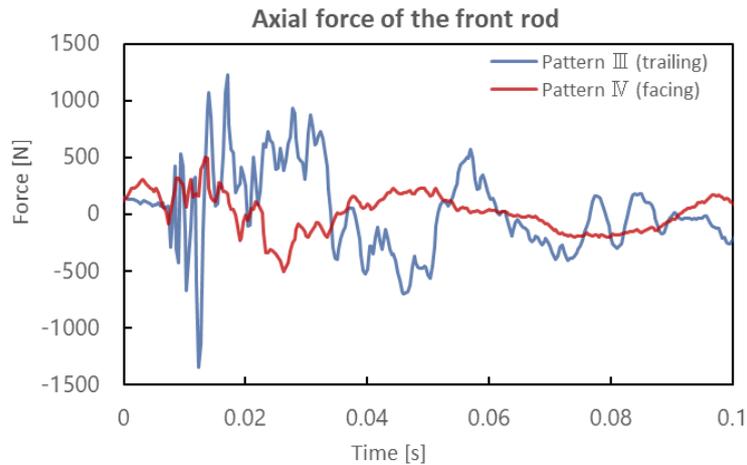


Fig. 3.26 Axial force of the front rod (Tongue rail b, Impulsive vibration).

トングレール c を背向通過するパターンVと対向通過するパターンVIの衝撃振動の波形を Fig. 3.27 に示す。Fig. 3.24 に示したように衝撃振動と輪重由来振動が組み合わさった振動波形なので、輪重由来振動の影響を受けていない衝撃振動の波形を比較する。トングレール a 同様、背向通過のパターンVでは 10^3 [N]オーダーのインパルス状の高周波振動が1山生じたあと低周波振動に遷移していく様子が確認できる。対向通過のパターンVIでは 10^2 [N]オーダーの低周波の振動が発生している。

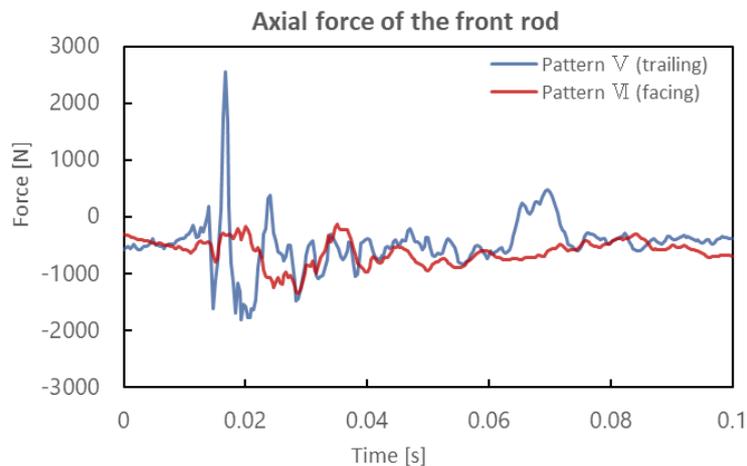


Fig. 3.27 Axial force of the front rod (Tongue rail c, Impulsive vibration).

3.4.3.2.2 トングレールの上の車軸の影響

肘金部加速度と同様に、背向通過であるパターンIII、V、VIIの車軸ごとの肘金部加速度の最大振幅を、トングレール上に車軸が存在するかどうかで分類し各種統計量を算出したものを Table 3.12 に示す。3.4.2.2 と同様パターンVIIIについてはデータ点数が少ないため省略し

ている。

いずれのパターンでも，トンダレール上に前の車軸が存在するとフロントロッド軸力の振幅が前の車軸が存在しない場合に比べ，約 2/3～1/3 になっている。これらの結果についても 3.4.2.2 と同様，トンダレール上に車軸が存在する場合と存在しない場合で Wilcoxon 検定を行い，有意な差があることが確認されている。

Table 3.12 Statistics of axial force of the front rod according to the presence of axle on the tongue rail.

パターン	トンダレール上に車軸がない		トンダレール上に車軸がある	
	平均 [N]	標準偏差 [N]	平均 [N]	標準偏差 [N]
パターン III	1876.2	376.3	984.4	217.9
パターン V	3917.1	850.4	1322.8	324.0
パターン VII	4437.5	2244.7	2712.6	1952.4

3.4.3.3 輪重由来振動

3.4.3.3.1 対向通過と背向通過の比較

トンダレール a を背向通過するパターン I と対向通過するパターン II の輪重由来振動を比較したグラフを Fig. 3.28 に示す。車軸の通過速度をもとに波形データの時間を通過距離に変換している。背向通過のパターン I では最大約 500N のノコギリ波，対向通過のパターン II では最大約 2500N の逆ノコギリ波になっている。衝撃振動ではパターン I の方が大きい振動になったが，輪重由来振動ではパターン II の方が大きくなった。

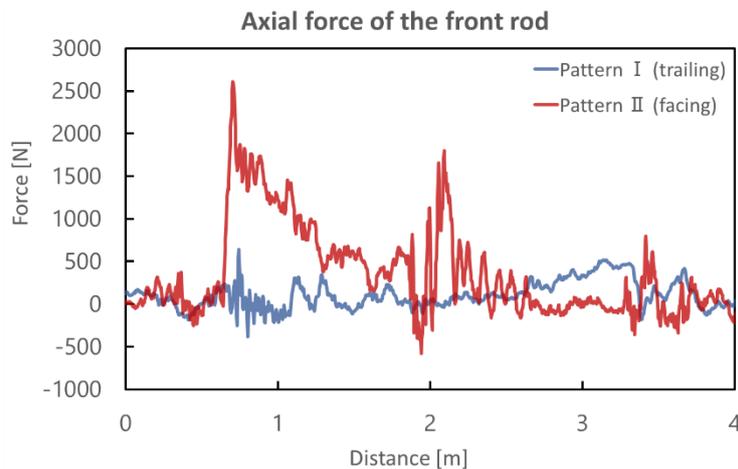


Fig. 3.28 Axial force of the front rod (Tongue rail a, Wheel load vibration).

トングレール b を背向通過するパターンIIIと対向通過するパターンIVの輪重由来振動を比較したグラフを Fig. 3.29 に示す。Fig. 3.28 と同様、車軸の通過速度をもとに波形データの時間を通過距離に変換している。背向通過のパターンIIIでは圧縮方向に最大約 2000N の正弦波、対向通過のパターンIVでは引張方向に最大約 2000N の台形波が観測された。

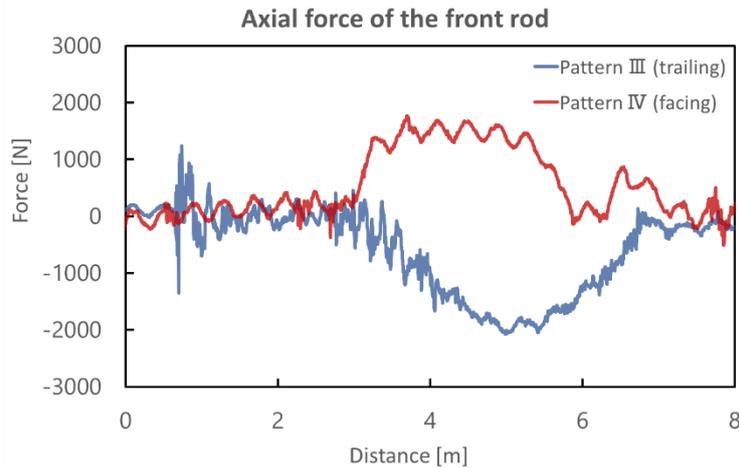


Fig. 3.29 Axial force of the front rod (Tongue rail b, Wheel load vibration).

トングレール c を背向通過するパターンVと対向通過するパターンVIの輪重由来振動を比較したグラフを Fig. 3.30 に示す。Fig. 3.28, Fig. 3.29 と同様、車軸の通過速度をもとに波形データの時間を通過距離に変換している。背向通過では最大約 2000N のノコギリ波、対向通過では最大約 3000N の逆ノコギリ波になっている。トングレール a 同様、衝撃振動では背向通過の方が大きい振動になったが、輪重由来振動では対向通過の方が大きくなった。

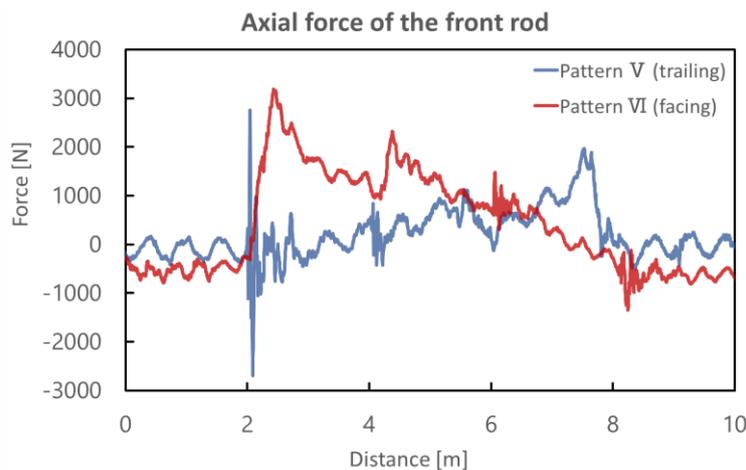


Fig. 3.30 Axial force of the front rod (Tongue rail c, Wheel load vibration).

3.4.3.3.2 輪重由来振動の発生原因の考察

パターンⅢについて、列車の車軸が通過する直前のトングレーール先端部の様子を Fig. 3.31(a)に、車軸が通過した直後のトングレーール先端部の様子を Fig. 3.31(b)に示す。Fig. 3.31で赤四角で囲んだ部分に注目すると、車軸の通過前後で犬クギの頭と床板の間の距離が変化する様子が観測された。一方で、マクラギについては目視で確認できるほどの変位は見られなかった。そのため、Fig. 3.31 左側にあるマクラギと床板の間にはすき間が存在し、レールが沈み込んで鉛直方向に変位しやすくなっていると考えられる。



(a) Before the passage of train axle.

(b) After the passage of train axle.

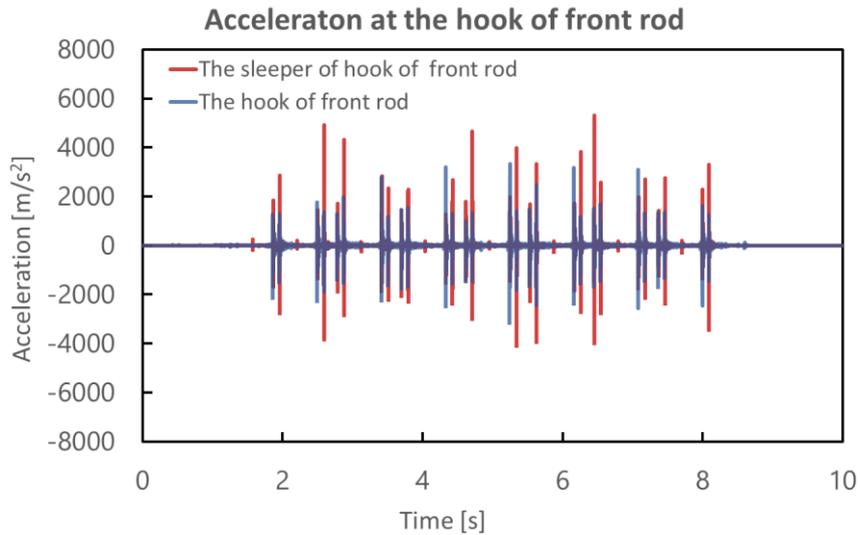
Fig. 3.31 Picture of the toe of the tongue rail.

3.4.4 マクラギ加速度

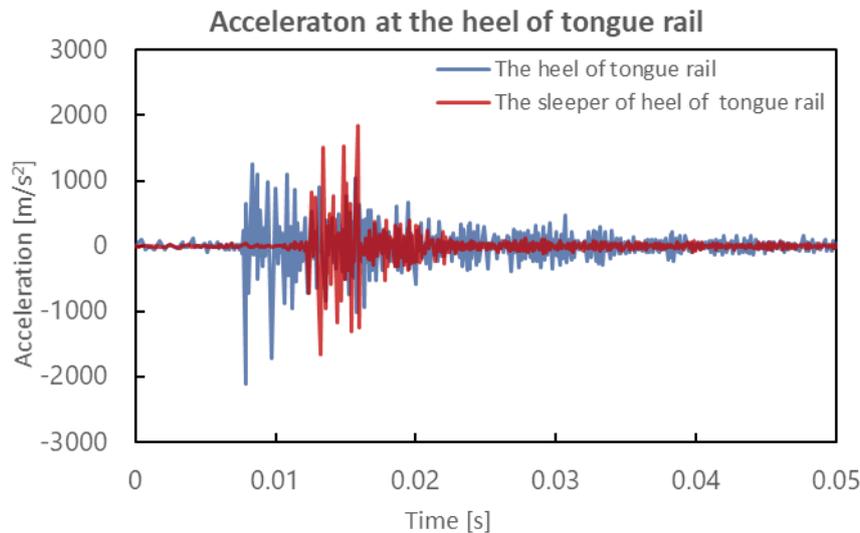
トングレーール d (パターンⅦ, Ⅷ) についてはトングレーール後端部とフロントロッド付近のマクラギに加速度センサを設置し測定を行った。

まず、トングレーール後端部加速度とトングレーール後端部マクラギ加速度について、パターンⅦの 1 列車分の通過波形を Fig. 3.32 (a)に、車軸 1 本分の波形を Fig. 3.32 (b)に示す。Fig. 3.32 (a)に示すように、トングレーール後端部で衝撃振動が発生したタイミングでトングレーール後端部マクラギでも振動している様子がみられる。また、トングレーール後端部よりもトングレーール後端部マクラギの方が振動の振幅が大きくなっている。

また、Fig. 3.32 (b)のように、トングレーール後端部で高周波振動が発生してから約 0.005s 遅れてトングレーール後端部マクラギでも高周波振動している様子がみられる。



(a) 0 – 10 sec.



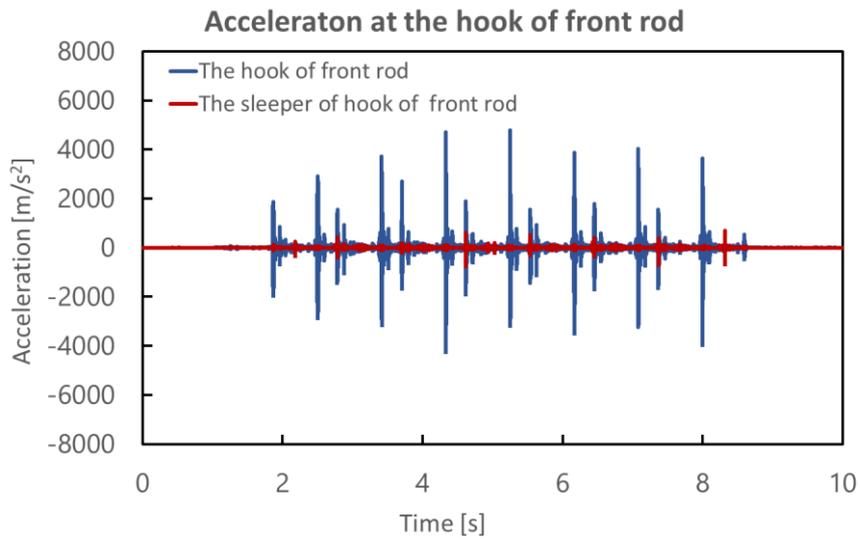
(a) 0 – 0.05 sec.

Fig. 3.32 Vertical acceleration near the heel of tongue rail (Tongue rail d).

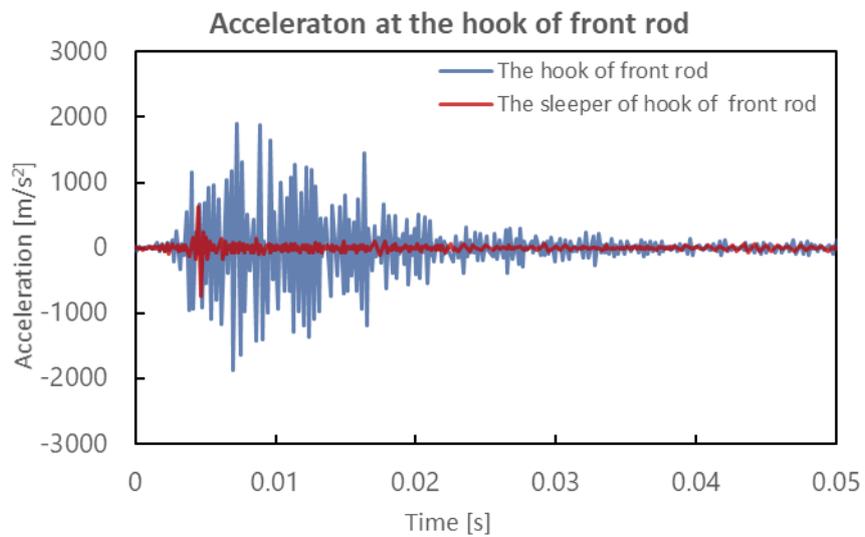
次に、フロントロッド肘金部加速度とフロントロッド肘金部マクラギ加速度について、パターンVIIの1列車分の通過波形を Fig. 3.33 (a)に、車軸1本分の波形を Fig. 3.33 (b)に示す。フロントロッド肘金部加速度に比べ、フロントロッド肘金部マクラギ加速度は小さい振幅になっており、振動がほとんど伝達されていないと考えられる。トングレール後端部マクラギには分岐器の振動が伝わっていることから、2本のマクラギでレールや床板とマクラギとの接触状態が異なっている可能性がある。

また、Fig. 3.33 (b)に示すように、フロントロッド肘金部では 10^3m/s^2 オーダーの振動が約 0.015s ほど持続しているのに対し、フロントロッド肘金部マクラギではインパルス状の高周

波振動が発生したあとすぐ振動が減衰している..



(a) 0 -10 sec.



(a) 0 - 0.05 sec.

Fig. 3.33 Vertical acceleration near the hook of front rod (Tongue rail d).

第 4 章 有限要素モデリング

(輪重由来振動の検討)

4.1 緒言

本章では先行研究 [9] の際には再現していなかった、ダブルスリップ分岐器の低周波の輪重由来振動を再現する解析のモデリング手法や解析条件について述べる。

営業線の分岐器での振動波形測定において、普通分岐器よりもダブルスリップ分岐器の方が大きい振幅の輪重由来振動が観測された。そこで、ダブルスリップ分岐器の中でも先行研究 [9] で解析対象とした A 号分岐器の進路 2 を再現対象とし、この場合に発生する輪重由来振動を再現する解析を行う。

4.2 モデリング

本解析では、先行研究 [9] のダブルスリップ分岐器モデルをもとに、応力評価を行う肘金周辺のモデリングの修正を行ったモデルを用いる。この節では、もととなった島本のモデルの概要と、本解析のために修正した部分について説明する。

4.2.1 モデリング範囲

本解析によって取り扱う現象は、トングレール上を車軸が進むことで発生する輪重由来振動によるトングレール及びフロントロッドの応答である。したがって、トングレール後端部継目継目周辺部から、接続かんまでの範囲をモデリングとした。また、トングレールと接触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を及ぼすと考えられるためモデリング対象とする。分岐器全体の有限要素モデルの上面図を Fig. 4.1 に、アイソメ図を Fig. 4.2 に示す。また、フロントロッド周辺の転てつ装置のモデルを Fig. 4.3 に示す。

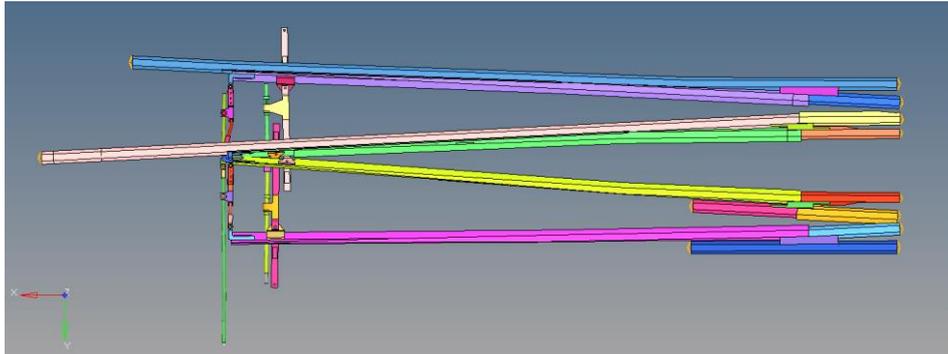


Fig. 4.1 Top view of the FE model of double slip switch.

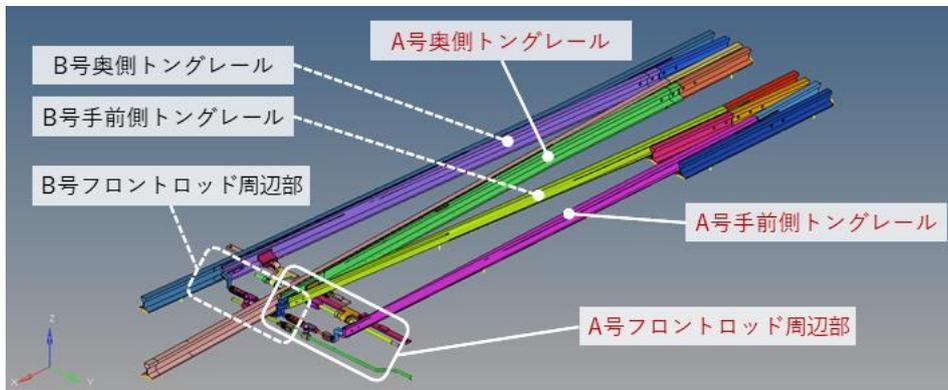


Fig. 4.2 Isometric view of the FE model of double slip switch.

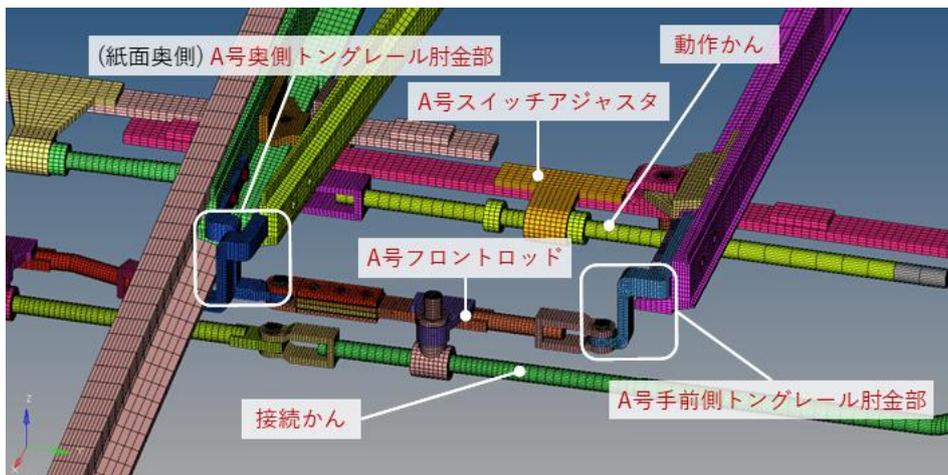


Fig. 4.3 FE model of railroad switch device.

4.2.2 トングレールモデリング

Fig. 4.4 にトングレールと固定レールの断面図を示す。車軸が通過するトングレールは固定レールに密着している。さらに、スイッチアジャスタによって規定の密着力で押し付けられている。そのため、トングレールが振動する際に固定レールの影響を受けると考えられる。そこで、トングレールと接触する固定レールについてはソリッド要素で作成し、トングレールとの接触を定義した。一方でトングレールと接触しない固定レールについては後端部周辺のみ再現し、それ以外の部分についてはモデル化を行っていない。

Fig. 4.5 に先行研究モデルの、Fig. 4.6 に本研究モデルのトングレールと固定レールの様子を示す。先行研究のモデルではトングレールの固定レール側底面と固定レール間にすき間が存在したが、Fig. 4.4 に示すように図面上はすき間が存在していない。また、輪重由来振動が発生するタイミングでトングレールが鉛直方向に大きく変位しており、トングレールと固定レールの接触状態が輪重由来振動の大きさに影響を与えると考えられるため、本研究モデルはすき間をなくすようなモデリングに変更した。

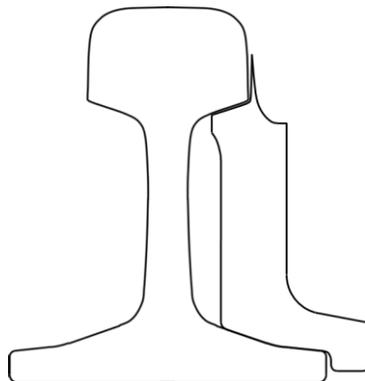


Fig. 4.4 Drawing of the tongue rail and the stock rail.

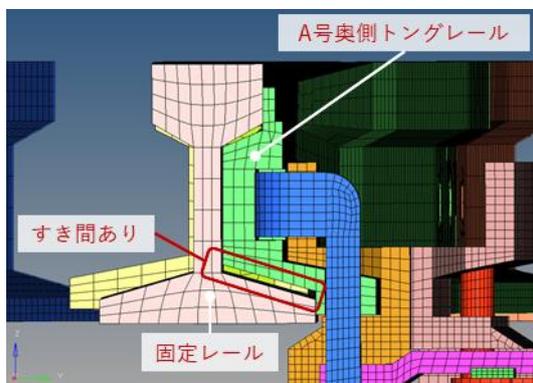


Fig. 4.5 FE model of the tongue rail and the stock rail (previous study [9]).

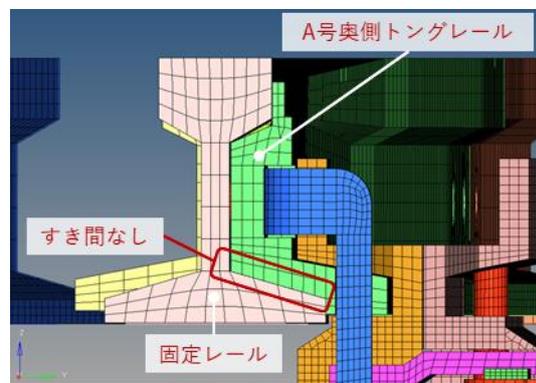


Fig. 4.6 FE model of the tongue rail and the stock rail (this study).

4.2.3 肘金部モデリング

A 号奥側トングレールに接続されている肘金のモデリングを Fig. 4.7 に、A 号手前側トングレールに接続されている肘金のモデリングを Fig. 4.8 に示す。先行研究 [9] では簡略化のため Fig. 4.8 のようにトングレールと肘金間のボルトを省略し、部品間の接続を剛接としてモデリングしていた。しかしながら、ボルト締結部で肘金が折損するという事例も報告されており [3]，肘金の応力を評価するためにはボルト締結をモデリングすることが必要と考えられる。

そこで、普通分岐器の肘金の信頼性評価 [10] と同様の手法でボルト締結部のモデリングを行う。Fig. 4.7 のように A 号奥側のトングレールと肘金に関しては、部品間の接続を剛接から接触に変更し、ソリッド要素で作成したボルトに軸力を発生させて部品同士を締結させている。軸力を発生させる方法については後述する。なお、実際のボルトと肘金の間には座金が存在するが、簡略化のため省略している。

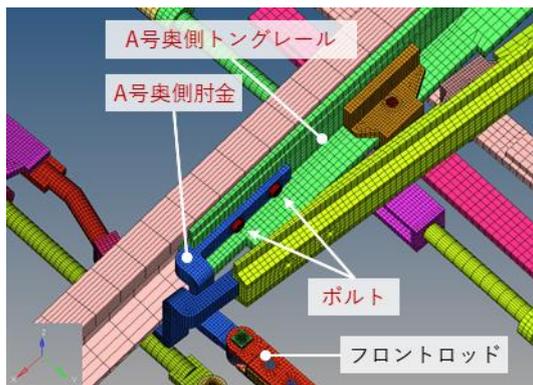


Fig. 4.7 FE model of the hook of front rod A (far side).

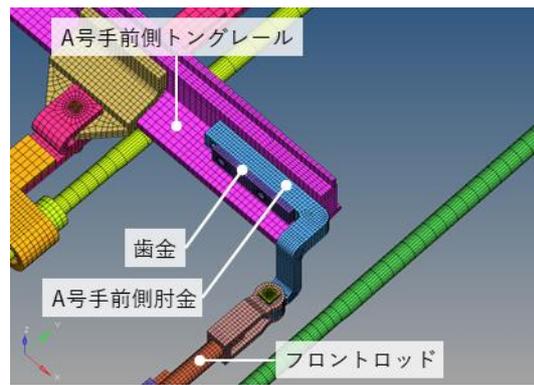


Fig. 4.8 FE model of the hook of front rod A (near side).

4.2.3.1 ボルトのモデリング [10]

トングレールと肘金を締結するボルトのモデリングを Fig. 4.9 に示す。実際のボルトはネジ山が付いたボルトであり、それをナットによって固定しているが、本研究ではネジ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、ボルトの軸力を発生させるためにボルトを 2 分割して間をばね要素で接続している。ボルトの断面とばね要素の間は rigid 要素で接続し、ばね要素はボルトの軸方向に一定の圧縮力を加え続けるようになっている。ただし、ボルト軸方向以外の方向にはばねが変形しないようばね定数を大きく設定している。

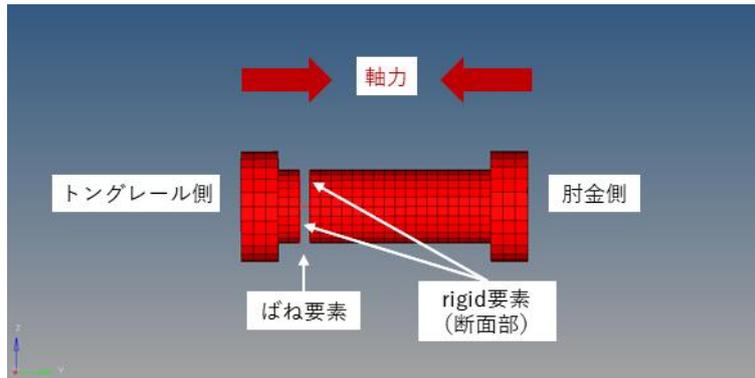


Fig. 4.9 FE model of the bolt of the toe of the tongue rail.

4.2.3.2 トルクと軸力の関係式 [29]

実際の分岐器のボルトではトルクによって管理されている。一方で、本研究のモデルではボルトに軸力を発生させることでボルト締結を再現している。そこで、本研究ではボルトと軸力の関係式を用いトルクと軸力の値の変換を行う。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、

$$T = k \cdot d \cdot f \quad (4.1)$$

という関係が成り立つ。トルク係数 k は摩擦係数などに依存しており、本研究では $k = 0.2$ を用いる。この関係式を用いると、メンテナンスの際の規定トルクである $200\text{N}\cdot\text{m}$ のとき、軸力は 62500N と算出される。

そこで本研究ではボルトに 62500N の軸力を入力することとする。

4.2.4 接続かん、動作かん、転てつ装置モデリング

接続かんは軸受を介して照査かんに接続されており、その照査かんは転てつ装置内部でロックピースによって拘束されている。また、動作かんについてはトングレールを密着させるための軸力を転てつ装置から受けている。そのため、転てつ装置とそこから伸びる接続かんと動作かんはレールの拘束条件の一種であると考えられるので、モデリング対象とする必要がある。

接続かんにはロックピースや軸受のすき間の存在するため、軌間内外方向に数 mm 程度自由に動くことができると考えられる。そこで、5mm 以上の変位をした際にばね力が生じる非線形ばねを使用し、接続かん端部と固定点を接続した。

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距離移動させることによりトングレールと固定レールを密着させており、動作かんは電気転てつ機から変位拘束を受けていると考えられる。そのため、本研究では動作かんの端部を固定し、動作かんの一部を伸

ばすことによってトングレールと固定レールの密着を再現している。動作かんの変位量に関しては、トングレールー固定レール間の密着力がメンテナンスの際の規定の密着力である $1.5 \pm 0.5 \text{ kN}$ の範囲に収まるように調整した値を用いている。

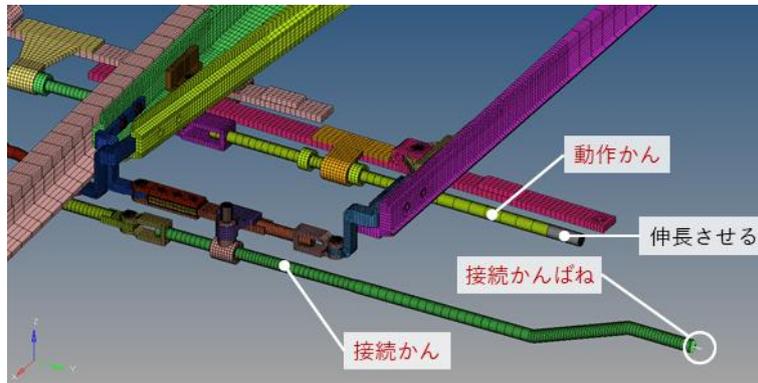


Fig. 4.10 FE model of the connecting rod and the switching rod.

4.2.5 マクラギモデリング

先行研究 [8][9] と同様、レールとマクラギの接触部については等価なばね要素を用いてモデリングしている。トングレール先端とその周辺以外の箇所については、同様のモデリング手法が用いられている文献 [28][30][31][32][33] をもとに物性値を設定した。

一方で、トングレール先端部とその周辺については鉛直方向に非線形なばね要素を用いた。3.4.3.3.2 で述べたように、Fig. 3.31 左側のマクラギと床板の間にはすき間が存在し、レールが沈み込んで鉛直方向に変位しやすくなっていると考えられる。この仮定に従い、トングレール先端部とその周辺のレールーマクラギばね要素に Fig. 4.11 のような荷重ー変位曲線を設定した（鉛直方向）。鉛直方向下向きに 15mm まではレールが沈み込みやすくなるようにばね力を弱く、それ以外の変位ではマクラギや犬クギに接触するとして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の存在によって床板が拘束されていると考えられるため、先行研究 [8][9] と同じ値を設定した。

Fig. 4.11 のような特性のばね要素を設定した箇所を Fig. 4.12 の赤丸部で示す。対象とするトングレールおよび密着している固定レールについて、トングレール先端部にある 7 本のレールーマクラギばね要素の設定を変更した。

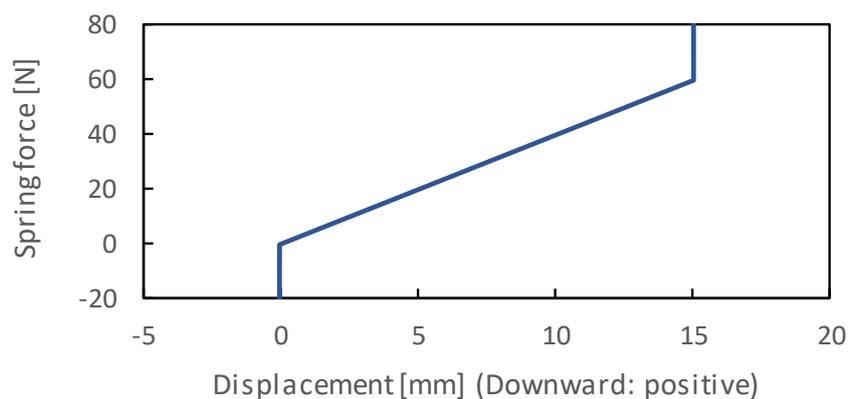


Fig. 4.11 Force-displacement curve of rail-sleeper spring (toe of tongue rail).

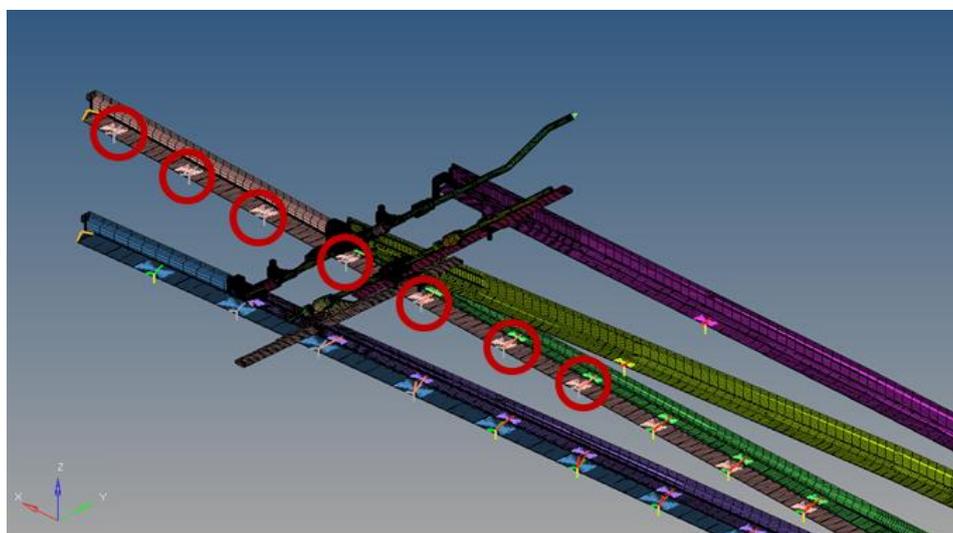


Fig. 4.12 Spring models simulating sleepers (at the toe of tongue rail).

4.3 荷重条件

車軸の通過により生じる荷重について、本解析における荷重条件を述べる。

4.3.1 入力位置

実際の輪重由来振動はトングレール上を車軸が進むことで発生すると推定されるが、トングレールと車軸の接触状態を有限要素解析で再現するにはメッシュを非常に細かくする必要があり、膨大な計算時間を要する。そのため、本解析では車軸から受ける荷重を模擬した集中荷重をトングレールに負荷することとする。

Fig. 3.11 に示したフロントロッド軸力の振動波形と列車の通過速度から、各台車の前軸（1 軸目、3 軸目）がトンダグレール先端部にあるタイミングで輪重由来振動が圧縮方向の最大値をとると推定される。そこで、Fig. 4.13 に示すように、トンダグレール先端部に台車の前軸による輪重を模擬する荷重を入力することとする。新品レールと新品車輪の場合、A 号奥側トンダグレールではトンダグレール先端から 241mm の位置で車軸がトンダグレールから固定レールに乗り移る [3] ため、トンダグレール先端から 241mm 離れた節点に荷重を入力する。このとき、台車の前軸の 2100mm 後方を通過する台車の後軸もトンダグレール上に乗っているため、前軸模擬荷重の 2100mm 後ろの節点にも輪重を模擬した荷重を入力する。

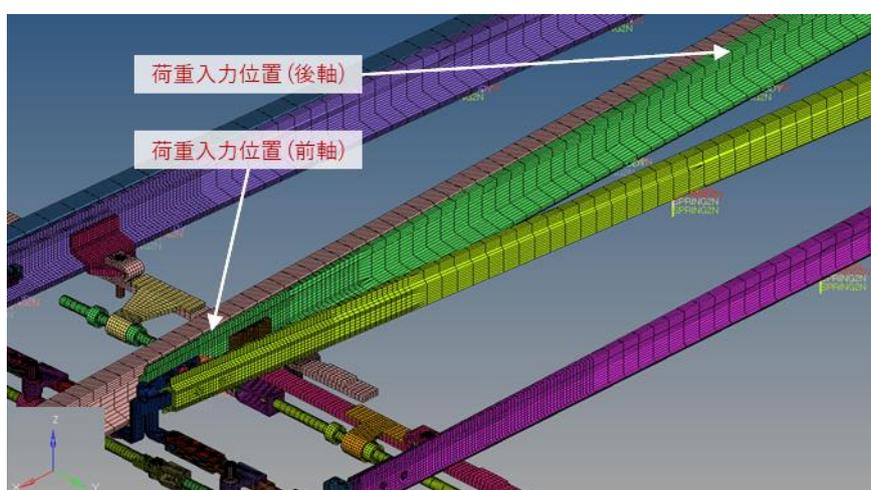


Fig. 4.13 The load points of FE model.

4.3.2 入力波形

一般に、レールは鉛直方向下向きの輪重と軌間外方向の横圧の 2 種類の荷重を車軸から受けるため、鉛直方向下向きと軌間外方向の 2 種類の荷重を入力する。

対象分岐器を通過する列車の 1 車軸あたりにかかる重量は約 10t であるため、その約半分値である最大 48kN の荷重を鉛直方向に負荷する。波形については Fig. 3.11 の輪重由来振動の振動波形をもとに、Fig. 4.15 に示すような 0.25 秒かけてサインカーブで立ち上がり、0.05 秒のあいだ最大値を維持した後、0.2 秒かけてサインカーブで 0N に戻るような波形を設定した。また、軌間外方向に負荷する横圧についても輪重荷重と同じ波形とし、最大値は輪重の約 0.2 倍の 10kN とした。

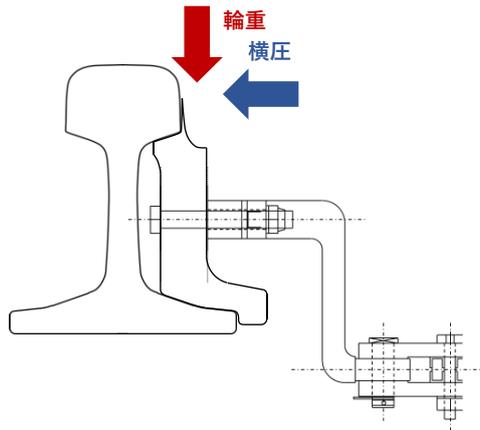


Fig. 4.14 Wheel load and lateral force.

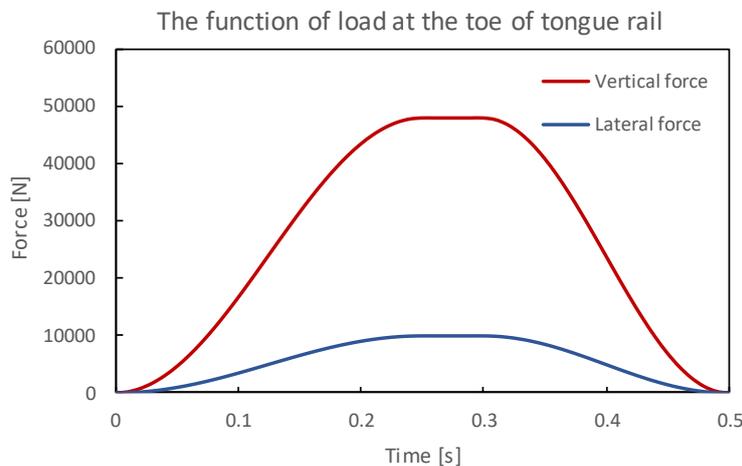


Fig. 4.15 Wheel load curve.

4.4 解析条件

Fig. 3.11 より対象のトングレールでの輪重由来振動は約 2Hz の振動であるため、解析時間は輪重荷重と横圧荷重を与えて始めてから 0.5 秒後までとする。なお、スイッチアジャスタと肘金部ボルトについては計算の都合上、初期状態では軸力をかけていない。そのため、0.01 秒かけて軸力を加えた後、0.04 秒かけて動的緩和法で軸力発生による振動を減衰させており、その後に輪重荷重と横圧荷重を与えた。

本解析に用いたばね要素の特性を Table 4.1 に示す。「*」印が付いている方向については非線形ばねであり、ばね力が発生する際のばね定数を記載している。トングレールマクラギばね要素の非線形ばねの荷重-変位曲線を Fig. 4.16 に、接続かんばね要素の非線形ばねの荷重-変位曲線を Fig. 4.17 に示す。また、用いた材料の物性値を Table 4.2 に、解析条件を Table 4.3 に示す。

Table 4.1 Property of spring elements.

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

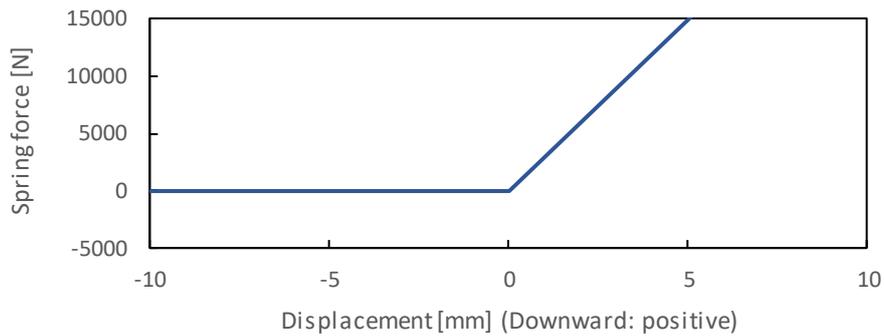


Fig. 4.16 Force-displacement curve of tongue rail-sleeper spring.

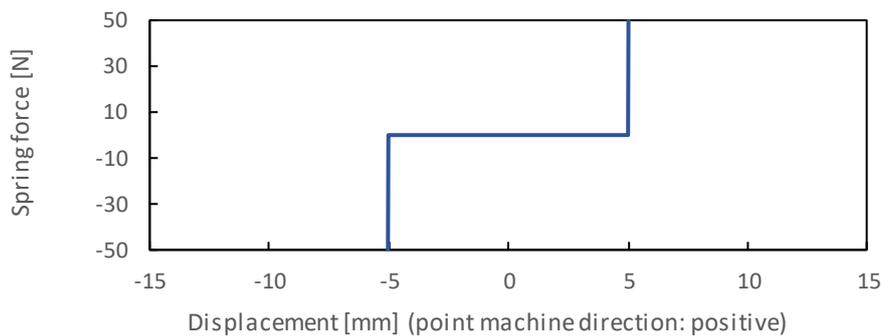


Fig. 4.17 Force-displacement curve of connecting rod spring.

Table 4.2 Property of materials.

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

Table 4.3 Analysis condition of the double slip switch model.

解析ソフト	HyperWorks Radioss block 120
解析手法	陽解法
単位系	[ton] [mm] [MPa]
要素	Solid 要素, Spring 要素
節点数	415308
要素数	320704
解析時間	0.5s
タイムステップ	1.0×10^{-7} s

第 5 章 解析結果

5.1 緒言

本章では第 4 章で説明したダブルスリップ分岐器の輪重由来振動再現解析の結果について述べる。解析結果と実測波形データを比較し、考察を行う。

5.2 解析結果と実測データの比較

A 号奥側フロントロッド軸力の解析結果と実測データを比較したグラフを Fig. 5.1 に示す。実測データで見られる 0.1s までの高周波振動は台車の後軸（2 軸目，4 軸目）がトンダレール後端部継目で発生する衝撃振動である。振動の周波数については再現できていないものの振幅については再現できている。

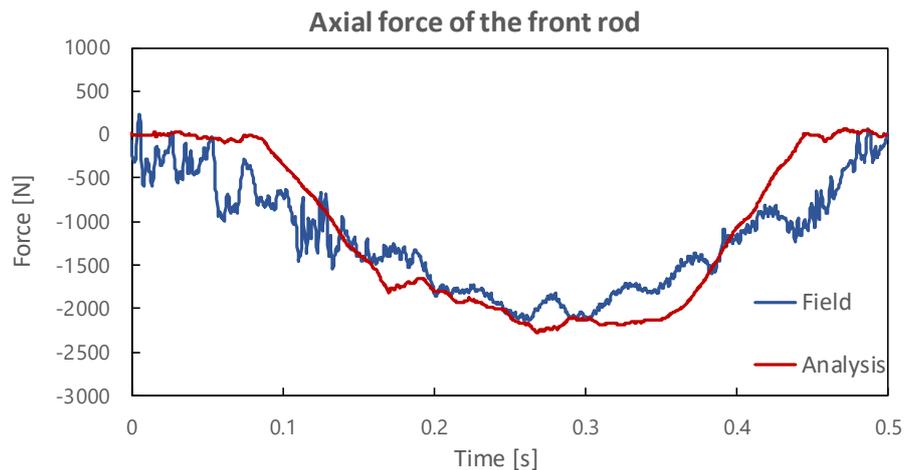


Fig. 5.1 Axial force of the front rod (Analysis).

5.3 肘金の応力分布

5.3.1 応力コンター

荷重を入力し始めてから 0.25s 後の主応力コンターを Fig. 5.2 と Fig. 5.3 に示す. Fig. 5.2 は肘金をフロントロッド側から眺めたもので, Fig. 5.3 は肘金をトングレール側から眺めたものである. 過去に肘金の折損が報告された箇所であるボルト穴付近ではなく, フロントロッドとの接続部で一番主応力が大きくなった.

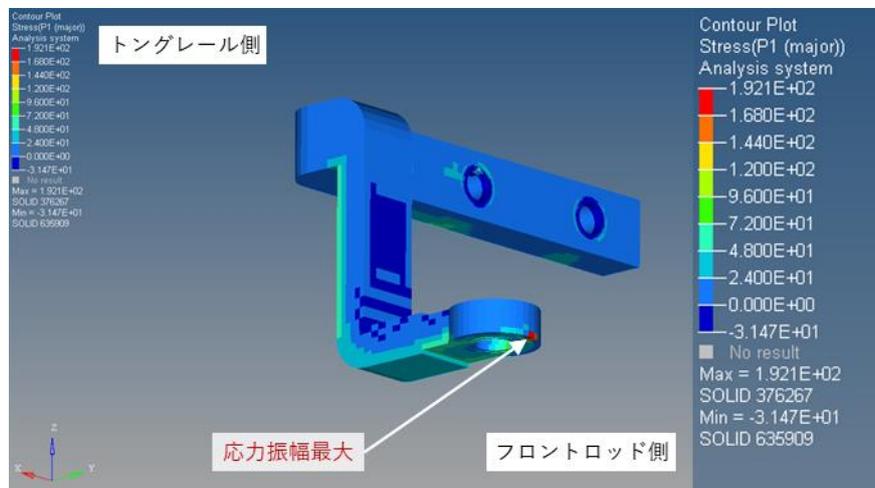


Fig. 5.2 Contour figure of principal stress (front rod side).

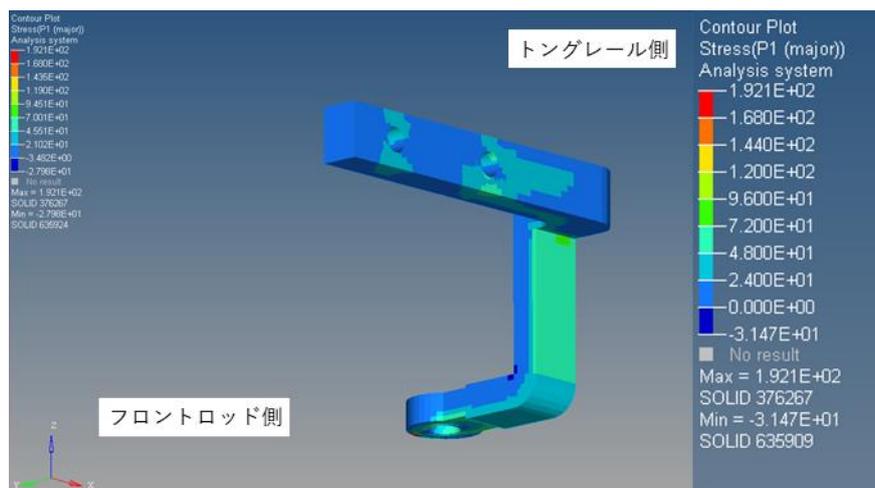


Fig. 5.3 Contour figure of principal stress (tongue rail side).

5.3.2 応力振幅

Fig. 5.2 で応力振幅が最大となった箇所の主応力の時間変化を Fig. 5.4 に示す。Fig. 5.1 のフロントロッド軸力の波形と同じような周波数の振動をしている様子が確認できる。応力振幅は 96.1MPa, 平均応力は 95.8MPa となった。修正グッドマン線図をもとに等価応力振幅を計算すると 150.6MPa となる。

対象の肘金の材料には S25C が使用されており, その疲労限度は約 200MPa である [34]。上記の等価応力振幅は S25C の疲労限度を下回っており, 実測を行った分岐器の条件では, 通常の状態では肘金の疲労破壊が起こる可能性は非常に低い。

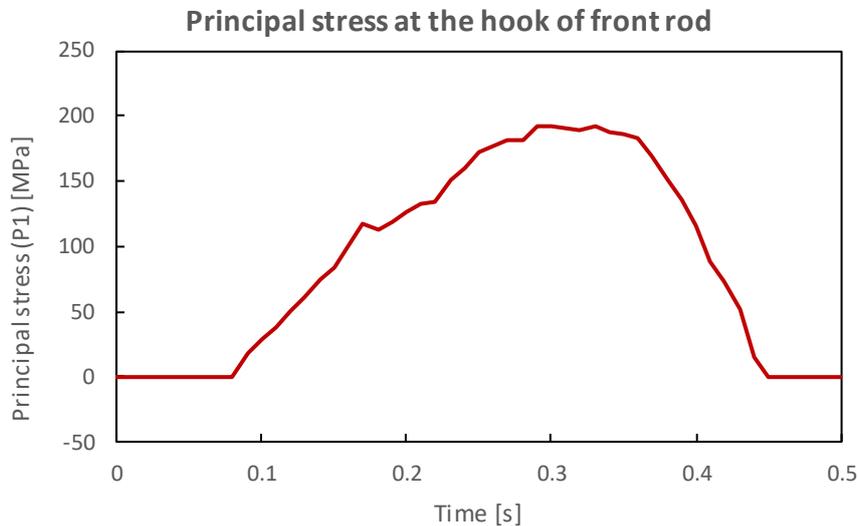


Fig. 5.4 Principal stress at the hook of front rod.

5.3.3 考察

肘金のフロントロッド接続部で応力が大きくなった原因について考察する。Fig. 5.5 に肘金の接触面圧のコンター図を示す。ボルト締結部だけでなく, 主応力が最大となった箇所でも接触面圧が大きくなっている。そのため, Fig. 5.6 のように主応力が最大となった箇所で肘金がフロントロッドに押し付けられ, フロントロッドと肘金の上にせん断応力が発生し主応力が大きくなると考えられる。

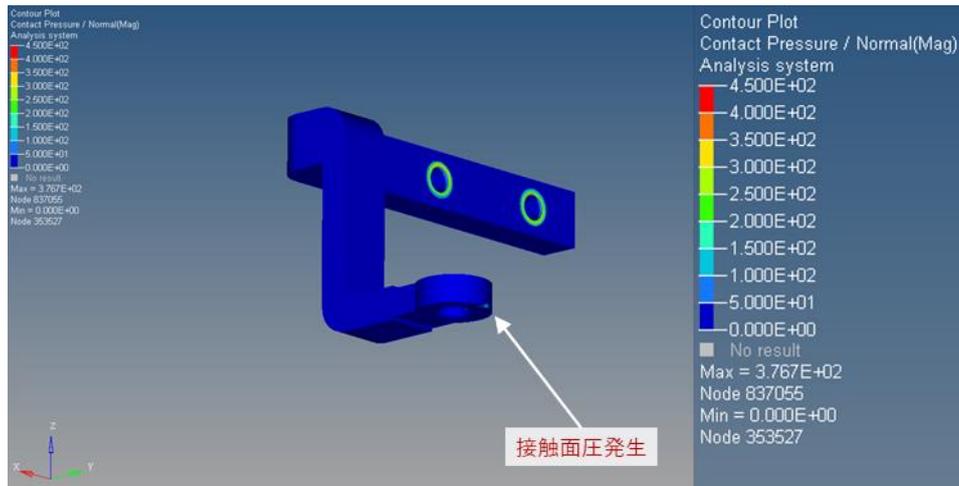


Fig. 5.5 Contour figure of contact pressure (front rod side).

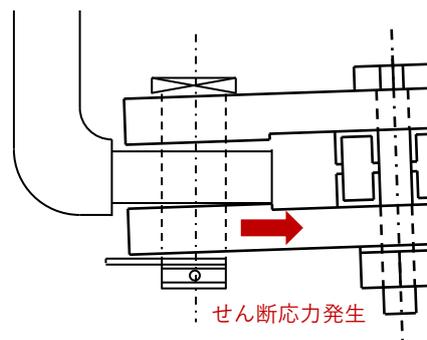


Fig. 5.6 Illustration of the contact between the hook and front rod.

5.4 レール底面の状態を変更した解析

4.2.5 項で述べたように、トングレール先端部の 7 本のレールマクラギばね要素の設定を先行研究モデル [9] から変更して解析を行った。そこで、4.2.5 項のような設定に変更するばね要素の数を変える、つまりトングレール先端部のマクラギ、バラストの状態の変化を模擬する解析を行いフロントロッド軸力や肘金の応力の変化などを確認する。

5.4.1 条件

トングレール先端部の 3 本のレールマクラギばね要素を先行研究モデル [9] から変更したモデル (Fig. 5.7 の赤丸部を変更) と、5 本のレールマクラギばね要素を変更したモデル (Fig. 5.8 の赤丸部を変更) を作成し解析を行った。

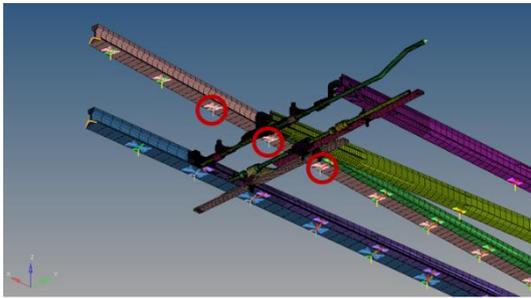


Fig. 5.7 Spring models at the toe of tongue rail (3 springs changed).

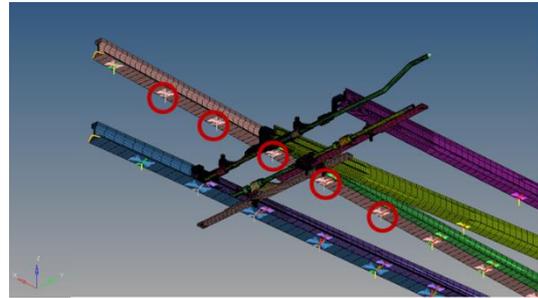


Fig. 5.8 Spring models at the toe of tongue rail (5 springs changed).

5.4.2 結果

5.4.2.1 フロントロッド軸力

A 号奥側フロントロッド軸力を Fig. 5.9 に示す。鉛直方向のばね力が小さいばね要素の本数が増えるほど、トングレール先端部のばね要素がレールからの荷重を負荷しなくなり、フロントロッド軸力の値が大きくなる様子が確認できる。

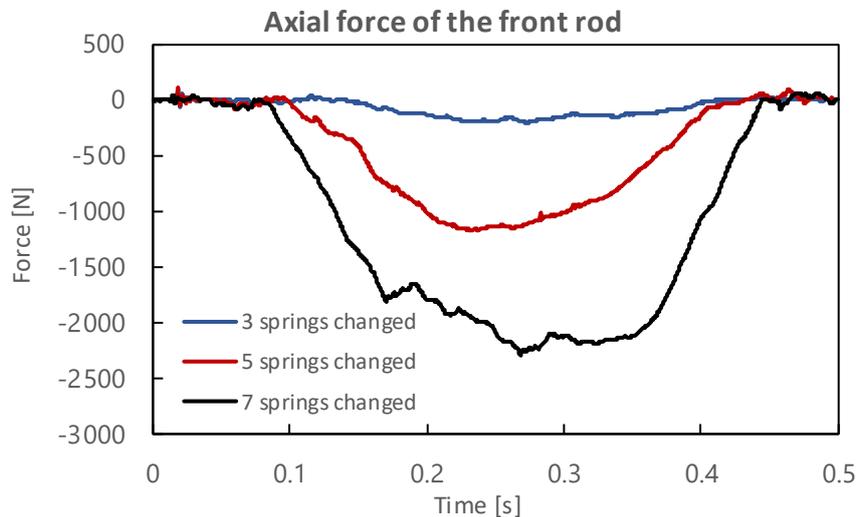


Fig. 5.9 Axial force of the front rod (Analysis, Springs changed).

5.4.2.2 フロントロッド肘金部鉛直方向変位

A 号奥側肘金の鉛直方向変位を Fig. 5.10 に示す。フロントロッド軸力と同様に、鉛直方向のばね力が小さいばね要素の本数が増えるほど、鉛直方向の変位が大きくなった。ただし、振動の周波数についてはフロントロッド軸力よりも低周波になっている。

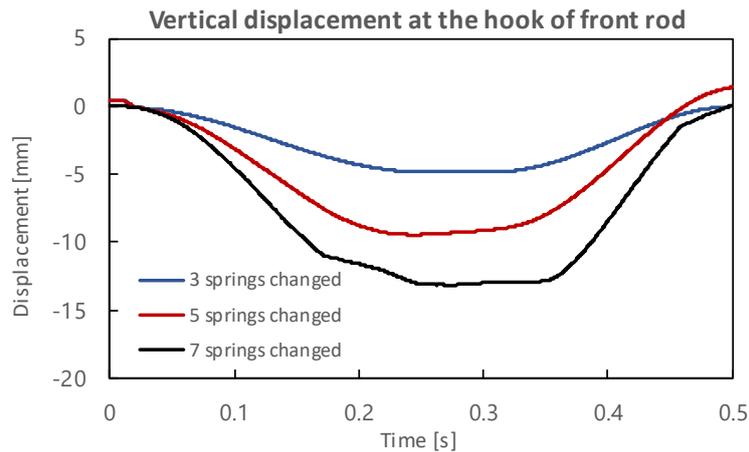


Fig. 5.10 Vertical displacement at the hook of front rod (Analysis, Springs changed).

5.4.2.3 フロントロッド肘金部軌間内外方向変位

A 号奥側肘金の軌間内外方向変位を Fig. 5.11 に示す。電気転てつ機に向かう方向が軌間内外方向の正方向である。鉛直方向変位と同様に、鉛直方向のばね力が小さいばね要素の本数が増えるほど、軌間内外方向の変位が大きくなった。

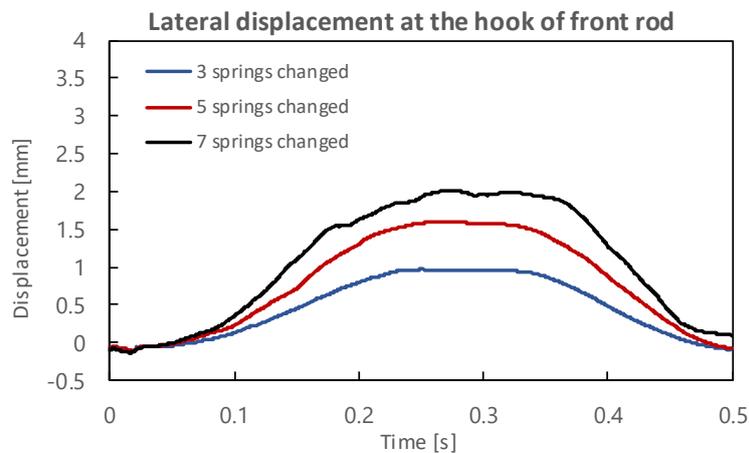


Fig. 5.11 Lateral displacement at the hook of front rod (Analysis, Springs changed).

5.4.2.4 肘金の応力分布

ばね要素を 3 本変更したモデルの応力コンターを Fig. 5.12 と Fig. 5.13 に、ばね要素を 5 本変更したモデルの応力コンターを Fig. 5.14 と Fig. 5.15 に示す。5.3.1 項と同様に、Fig. 5.12 と Fig. 5.14 は肘金をフロントロッド側から眺めたもので、Fig. 5.13 と Fig. 5.15 は肘金をトングレール側から眺めたものである。5 本変更したモデルでは 7 本変更したモデルと同様にフロントロッドとの接続部で主応力が大きくなった。一方、3 本変更したモデルではトングレール先端側のボルト穴の下部で主応力が大きくなった。

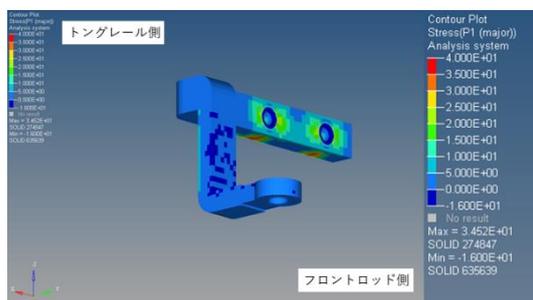


Fig. 5.12 Contour figure of principal stress
(3 springs changed, front rod side).

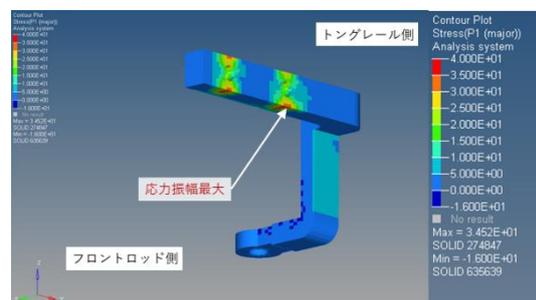


Fig. 5.13 Contour figure of principal stress
(3 springs changed, tongue rail side).

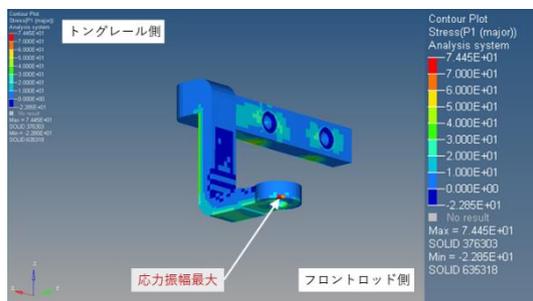


Fig. 5.14 Contour figure of principal stress
(5 springs changed, front rod side).

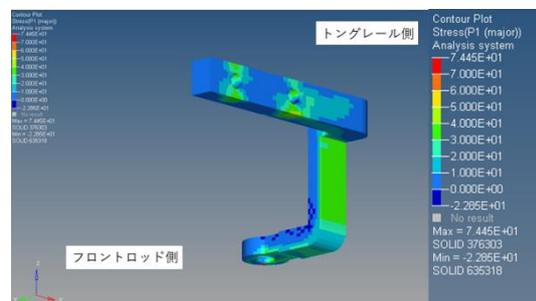


Fig. 5.15 Contour figure of principal stress
(5 springs changed, tongue rail side).

また、それぞれのモデルについて主応力が最大になった箇所での主応力の時間変化を Fig. 5.16 に示す。3 本変更したモデルでは、主応力最大の箇所では主応力にほとんど変化が見られなかった。また、主応力の等価応力振幅を Table 5.1 に示す。変更したマクラギばね要素の本数が少ないほど応力振幅が小さくなった。

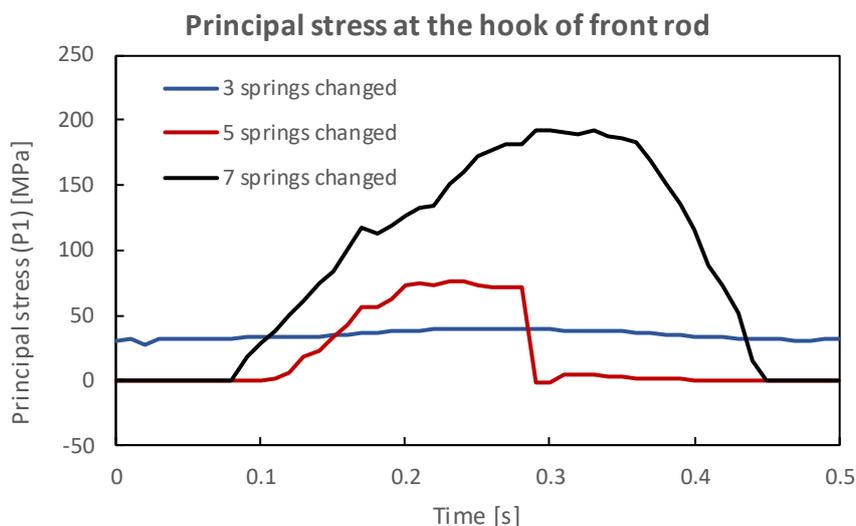


Fig. 5.16 Principal stress at the hook of front rod (Analysis, Springs changed).

Table 5.1 Amplitude of principal stress (Springs changed).

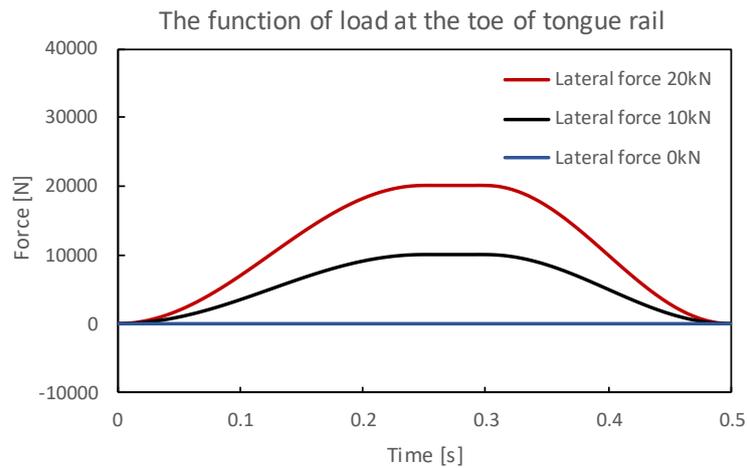
主応力	3本変更モデル	5本変更モデル	7本変更モデル
最大主応力 [MPa]	39.6	76.3	192.0
最小主応力 [MPa]	30.9	-1.7	-0.3
平均応力 [MPa]	35.3	37.3	95.8
応力振幅 [MPa]	4.3	39.0	96.1
等価応力振幅[MPa]	5.0	45.3	150.6

5.5 横圧を変更した解析

4.3.2項で述べたように、5.4節までの解析では横圧の最大値を10kNとして解析を行った。しかし、実際の横圧はレールと車輪の微小すべりによって生じる横クリープ力などの影響を受け値が変動する [35]。そこで、横圧の最大値を変更して解析を行いフロントロッド軸力などの値の変化を確認する。

5.5.1 条件

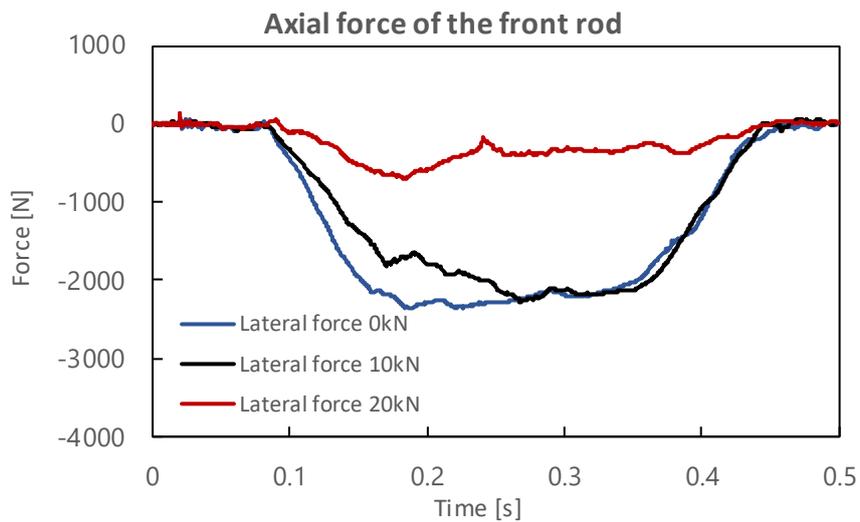
入力波形を Fig. 5.17 に示す。入力する横圧の値を 0kN, 20kN としたモデルで解析を行い、10kN の場合の解析結果と比較を行った。

**Fig. 5.17 Lateral force curve.**

5.5.2 結果

5.5.2.1 フロントロッド軸力

A 号奥側フロントロッド軸力を Fig. 5.18 に示す。横圧が 0kN の場合は 10kN の場合と同じような波形になった。一方、横圧が 20kN の場合の最大圧縮軸力は 10kN の場合の約 1/3 の値になった。

**Fig. 5.18 Dependence of axial force of the front rod on lateral force.**

5.5.2.2 フロントロッド肘金部鉛直方向変位

A 号奥側肘金の鉛直方向変位を Fig. 5.19 に示す。5.4 節とは異なり、鉛直方向の変位にはあまり差がみられない..

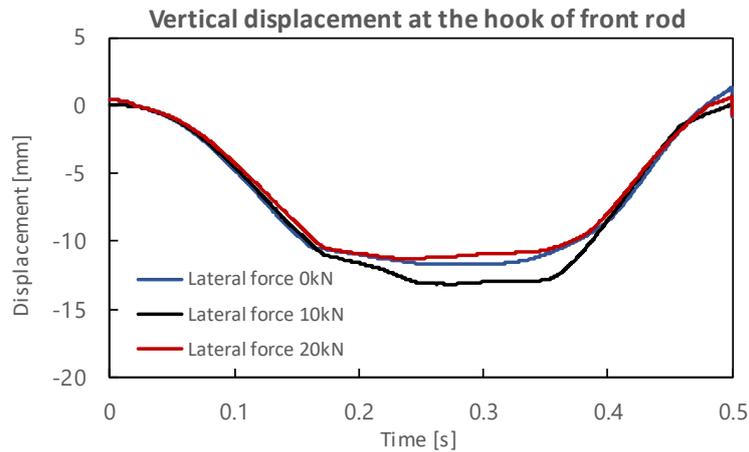


Fig. 5.19 Dependence of vertical displacement at the hook of front rod on lateral force.

5.5.2.3 フロントロッド肘金部軌間内外方向変位

A 号奥側肘金の軌間内外方向変位を Fig. 5.20 に示す。鉛直方向とは異なり、フロントロッド軸力の大きさに比例して軌間内外方向の変位が大きくなった。

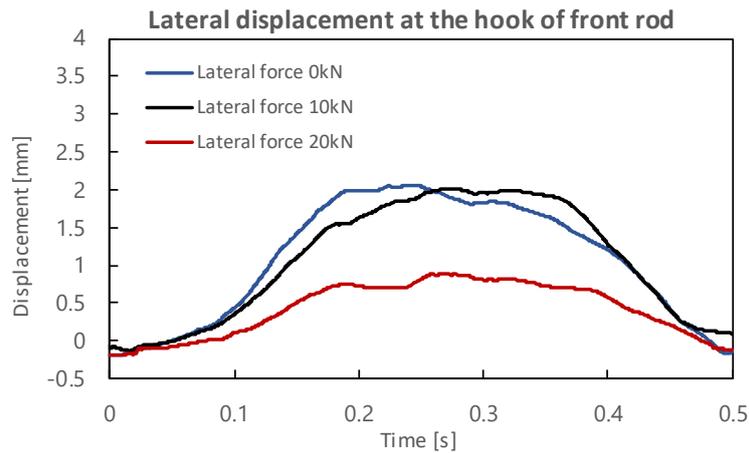


Fig. 5.20 Dependence of lateral displacement at the hook of front rod on lateral force.

5.5.2.4 肘金の応力分布

横圧が 0kN のモデルの主応力コンターを Fig. 5.21 と Fig. 5.22 に、横圧が 20kN のモデルの主応力コンターを Fig. 5.23 と Fig. 5.24 に示す。5.4.2.4 と同様に、Fig. 5.21 と Fig. 5.23 は肘金をフロントロッド側から眺めたもので、Fig. 5.22 と Fig. 5.24 は肘金をトングレール側から眺めたものである。横圧が 0kN のモデルでは、肘金のフロントロッド接続部底面で主応力が最大となった。一方、横圧が 20kN のモデルではトングレール後端側のボルト穴の下部で主応力が大きくなった。

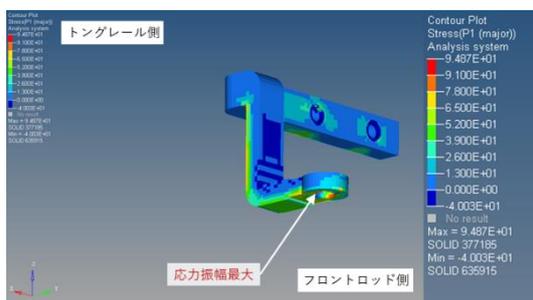


Fig. 5.21 Contour figure of principal stress
(Lateral force 0kN, front rod side).

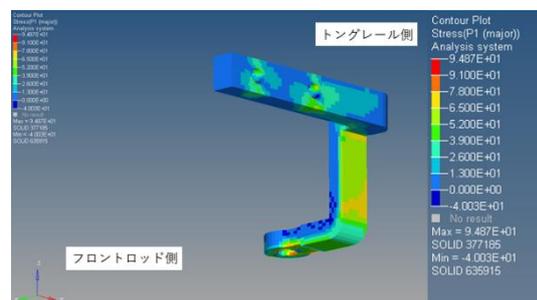


Fig. 5.22 Contour figure of principal stress
(Lateral force 0kN, tongue rail side).

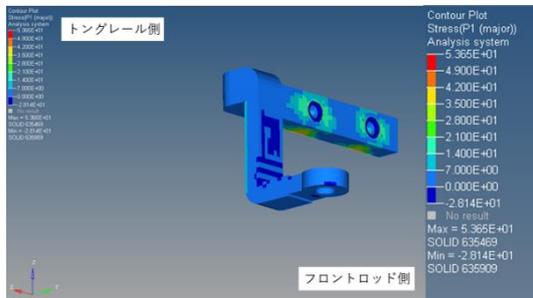


Fig. 5.23 Contour figure of principal stress
(Lateral force 20kN, front rod side).

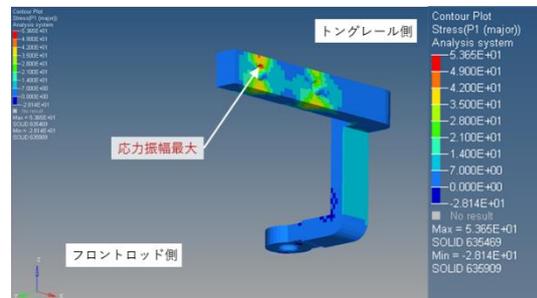


Fig. 5.24 Contour figure of principal stress
(Lateral force 20kN, tongue rail side).

また、それぞれのモデルについて主応力が最大になった箇所での主応力の時間変化を Fig. 5.25 に示す。3 本変更モデルでは、主応力最大の箇所では主応力にほとんど変化が見られなかった。また、主応力の等価応力振幅を Table 5.2 に示す。横圧 10kN と 0kN ではフロントロッド軸力は同じような最大値だったのに対し、0kN の応力振幅は 10kN の 1/3 程度の値になった。0kN のモデルでは肘金とフロントロッドが面的に当たっているために応力振幅が小さくなったと考えられる。

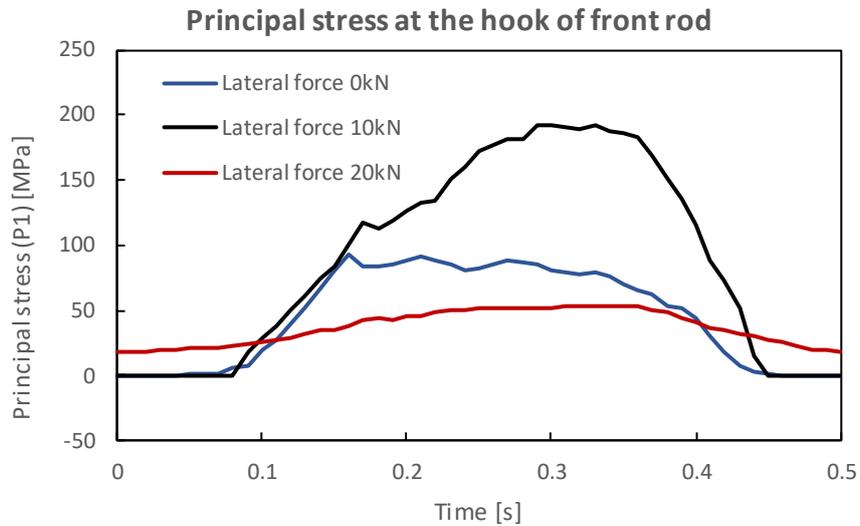


Fig. 5.25 Dependence of principal stress at the hook of front rod on lateral force.

Table 5.2 Dependence of amplitude of principal stress on lateral force.

主応力	横圧 0kN	横圧 10kN	横圧 20kN
最大主応力 [MPa]	92.5	192.0	53.7
最小主応力 [MPa]	-0.8	-0.3	18.5
平均応力 [MPa]	45.8	95.8	36.1
応力振幅 [MPa]	46.6	96.1	17.6
等価応力振幅[MPa]	56.4	150.6	20.4

第 6 章 輪重由来振動に保守状態 が与える影響

6.1 緒言

第 3 章の測定結果や第 5 章の解析結果をもとに、現場での調整状態が列車通過時の分岐器振動の大きさに与える影響を考察する。

6.2 横圧と輪重由来振動の関係

5.5 節では、負荷する横圧の大きさを変化させるとフロントロッド軸力の最大値が変化するという解析結果が得られた。その原因について考察する。

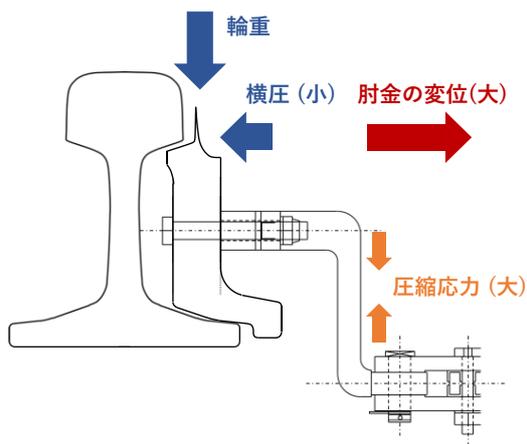


Fig. 6.1 Illustration of the hook of front rod with weak lateral force.

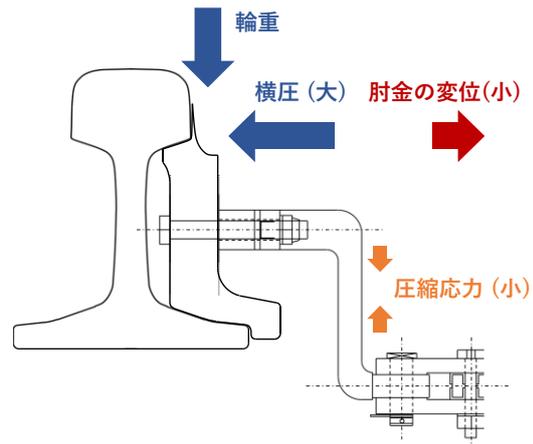


Fig. 6.2 Illustration of the hook of front rod with strong lateral force.

横圧が小さい場合のフロントロッド肘金部の模式図を Fig. 6.1 に、横圧が大きい場合のフロントロッド肘金部の模式図を Fig. 6.2 に示す。トングレール底面と基本レールの接触面が斜面になっているので、横圧が小さい場合は輪重によってトングレール先端部が電気転てつ機方向に滑ると考えられる。トングレールが電気転てつ機方向に変位すると、Fig. 6.1 のように肘金のひずみゲージを設置している箇所に大きな圧縮応力が発生すると考えられる。一方で、横圧が大きい場合は、トングレールが固定レールにしっかりと押し付けられるため、トングレールの軌間内外方向変位が小さくなり、Fig. 6.2 のように肘金のひずみゲージを設置している箇所が発生する圧縮応力が小さくなると考えられる。

6.3 バラストの状態変化

3.4.3.3.2 で示したように、トングレール先端部においてレールが鉛直方向下向きに大きく変位する現象が見られた。その要因について考察する。



Fig. 6.3 Picture of the toe of tongue rail (measured double slip switch).

ダブルスリップ分岐器のトングレール先端部の様子を Fig. 6.3 に示す。一般的な分岐器では接続かんや動作かんなどの部品をレールの下に通すためにトングレール先端部のバラストを掘り込んでいる。ダブルスリップ分岐器では普通分岐器に比べてレールなどの部品が多く、構造上の干渉を防ぐために普通分岐器よりも深い位置に接続かんや動作かんなどの部品を配置している。そのため、ダブルスリップ分岐器では普通分岐器よりもバラストを深く掘り込んでいる (Fig. 6.3 白四角部)。

一般的なバラスト軌道のマクラギとバラストの模式図を Fig. 6.4 に、ダブルスリップ分岐器のトングレール先端部のマクラギとバラストの模式図を Fig. 6.5 に示す。一般的なバラスト軌道では列車通過による繰返し荷重による側方への分力と、高周波振動による粒子間摩

擦の低下によって、バラスト碎石に変位が発生し側方へ流動していく [24] . ダブルスリップ分岐器のトングレール先端部では一般的なバラスト軌道に比べバラストが少なくなっており, バラストの側方への流動が進行しやすくなっていた可能性がある. バラストの流動が進むとマクラギが沈降していくため, レールの鉛直方向の変位が大きくなると考えられる.

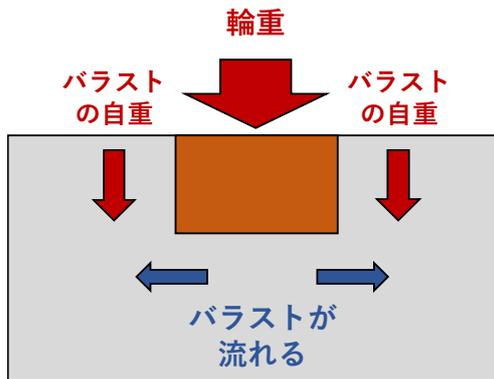


Fig. 6.4 Illustration of sleeper and ballast at general ballast track.

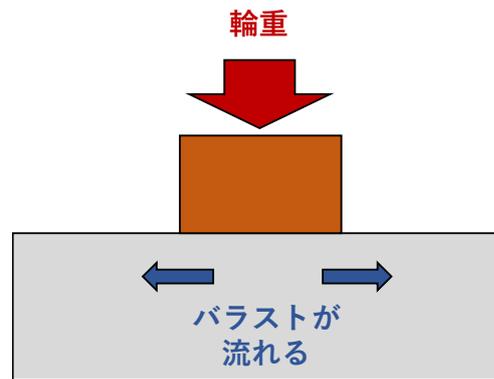


Fig. 6.5 Illustration of sleeper and ballast at the toe of tongue rail (double slip switch).

第 7 章 結論

7.1 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、トングレール上を車軸が進むことで発生する輪重由来振動について、現象を再現するような有限要素解析を行い、肘金と呼ばれる部品に発生する応力を評価した。

第 1 に、営業線に設置された複数の分岐器に対して行われた加速度や軸力の測定結果から、列車通過時にどのような振動が発生するか、分岐器や通過列車の条件によって振動がどのように変化するかを把握した。測定対象の分岐器では主に①トングレール上後端部継目で発生する衝撃振動、②トングレール上を車軸が進むことで発生する輪重由来振動の 2 種類の振動が発生した。①については列車が背向通過する場合の振動の方が対向通過する場合の振動よりも大きい振動が発生したが、②については対向通過の場合でも背向通過の場合と同程度の振動が発生した。

第 2 に、上記のうち②の現象を再現するような解析を行い、肘金に発生する応力を評価した。肘金の主応力が最大となった箇所では等価応力振幅が約 150MPa となり、先行研究で行った普通分岐器の肘金の疲労評価 [10] で得られた最大の応力振幅の約 1.6 倍の値になった。また、レールとその底面にあるマクラギの間にすき間が存在する状態を模擬した解析を行い、トングレールの鉛直方向の変位が大きくなるほどフロントロッドという部品にかかる軸力の値が大きくなる結果が得られた。この結果から、レール底面のマクラギやバラストの状態が輪重由来振動の大きさに影響を与えらる。

7.2 課題

本研究のモデルではマクラギとバラストをばね要素で代替してモデリングしている。しかし、様々な現場調整状態を再現した解析を行うためには、マクラギやバラストを Solid 要素などの 3 次元的な形状でモデリングする必要があると考えられる。

軌間内外方向の横圧については推定値を入力したが、実際にはトングレールがどのような横圧や輪重を受けているのか不明である。車輪にひずみゲージを設置して輪重や横圧を測

定する実験や解析は数多く行われているが、トングレールや車輪の摩耗の程度によって接触位置や輪重・横圧の値が変化してしまう。そのため、測定対象とした分岐器が車軸から受ける輪重や横圧については測定を行わないと明らかにできない。

本研究ではフロントロッド軸力に圧縮方向の軸力が発生した場合の輪重由来振動の再現を行ったが、引張方向の軸力が発生した場合の輪重由来振動については再現が行われていない。引張方向に軸力が発生する場合は肘金の応力分布が変化すると考えられるので、引張方向の軸力が発生している分岐器の肘金の応力評価を行うためにはその再現解析を行う必要がある。

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。

指導教員である泉教授をはじめとして、酒井教授や波田野講師、高本講師には数多くの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方々には定期的な打ち合わせを設定していただいただけでなく、大変手間のかかる実験の手配を行っていただきました。戸丸様、鈴木様、金田様、そして前任の新野様、小林様には打ち合わせの際に的確なご指摘をいただいたり、データや資料などを用意していただきました、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、営業線分岐器での振動波形の測定を行っていただきました。貴重なデータをとっていただき、誠にありがとうございました。

アルテアエンジニアリングの柴田様と依知川様には有限要素解析のモデリング手法やデータの整理法に関して様々な助言をいただきました、感謝申し上げます。

同じ研究テーマだった平能くんや坂西くんをはじめとした研究室の皆様には大変お世話になりました、感謝いたします。

最後に、これまで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 (2009), pp.64-68.
- [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-, 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), 鉄道技術研究所速報 (1982).
- [5] 近藤祐樹, 卒業論文:有限要素法を用いた鉄道分岐器モデルにおける衝撃応答解析 (2013).
- [6] 良本真啓, 卒業論文:転てつ付属装置の摩耗現象解明のための有限要素法解析 (2014).
- [7] 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).
- [8] 近藤祐樹, 島本琢磨, 波田野明日可, 泉聡志, 酒井信介, 樋口博俊, 鈴木雅彦, 加藤尚志, 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, 機械学会論文集, Vol.81, No.83 (2015), pp.1-15.
- [9] 島本琢磨, 修士論文:列車通過時振動による特殊分岐器付属装置摩耗予測のための有限要素法と実機試験による検証 (2017).
- [10] 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 (2017).
- [11] 鉄道技術ポケットブック編集委員会編, 鉄道技術ポケットハンドブック (2012), pp.471-497, オーム社.
- [12] 日本工業規格, JIS E 1311 (2002).
- [13] 東日本旅客鉄道, JR 東日本社内講座教本 -施設技術入門-
- [14] 柳川秀明, ワンポイント基礎知識 (12-3) 分岐器, RRR, Vol.64, No.10 (2007), p. 36.
- [15] 小尾実, 堀雄一郎, 特殊分岐器における設備故障防止対策, 日本鉄道施設協会誌, Vol.39, No.11 (2001), pp.887-889.
- [16] 和泉和弘, 堀雄一郎, 鶴飼毅彦, 分岐器の設備故障防止の取組み, JR EAST Technical Review, No.17 (2006), pp. 29-33.
- [17] 潮見俊輔, 押味良和, 五十嵐義信, 分岐器の動作の正常性を診断する, RRR, Vol.74,

- No.2 (2017), pp.16-19.
- [18] 樋口博俊, 鈴木雅彦, 加藤尚志, 転てつ機モニタリングデータを用いた故障予測手法に関する研究, JR EAST Technical Review, No.48 (2014), pp. 43-46.
- [19] 新野善行, 鈴木雅彦, 小林巧, 電気転てつ機モニタリング, JR EAST Technical Review, No.55 (2016), pp. 43-46.
- [20] 伊東周二, フロントロッドの改良, 鉄道技術研究所速報 (1987).
- [21] 五十嵐義信, 転てつ機モニタ装置, 信号通信技術交流会要旨 (2014).
- [22] 宮下優, 比澤庸平, 五十嵐義信, 相川典久, 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, 第 21 回鉄道技術・政策連合シンポジウム講演論文集 (2014).
- [23] 主要波形データ集, 吉原鉄道工業.
- [24] 相川明, バラスト軌道の動的応答特性に関する現場測定とスペクトル解析, 土木学会論文集 A2(応用力学), Vol.69, No.2 (2013), pp.I_299-308.
- [25] ジェイアール総研電気システム, 営業線実測波形データ集 (2016).
- [26] ジェイアール総研電気システム, 営業線実測波形データ集 (2018).
- [27] 吉原鉄道工業技術開発部, 振動測定に伴う応力測定について (2014).
- [28] 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, 第 20 回鉄道技術・政策連合シンポジウム講演論文集(2013).
- [29] 日本工業規格, JIS B 1083 (2008).
- [30] 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, 応用力学論文集, Vol.7 (2004), pp.1-11.
- [31] 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, 応用力学論文集, Vol.8 (2005), pp.1-12.
- [32] 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, 鉄道総研報告, Vol.19, No.2 (2005), pp.29-34.
- [33] 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, 土木学会第 59 回年次学術講演会講演論文(2004), pp.49-50.
- [34] 科学特許庁金属材料技術研究所, 金属材料研究所疲れデータシート, No.1 (1978).
- [35] 日本機械学会編, 鉄道車両のダイナミクスとモデリング(2017), pp.33-85, 丸善出版.