

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

平成 29 年 2 月 1 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

37-156205 島本 琢磨

目次

目次	1
第 1 章 序論	9
1.1 研究背景	9
1.2 先行研究	9
1.3 研究目的	11
1.4 本論文の構成	11
第 2 章 鉄道分岐器について	12
2.1 緒言	12
2.2 分岐器	12
2.2.1 分岐器の種類, 構成 [10]	12
2.2.1.1 普通分岐器	12
2.2.1.2 特殊分岐器	13
2.2.1.3 ダブルスリップ分岐器	14
2.2.1 分岐器のレール構成	15
2.2.1.1 分岐器のレール構成	15
2.2.1.2 転換方式	17
2.2.2 分岐器の各状態の名称	18
2.2.2.1 分岐器番号について	18
2.2.2.2 列車の通過方向の名称について [11]	18
2.2.2.3 開通方向の名称について	18
2.2.2.4 分岐器の座標系と各軸方向の名称	18
2.3 転てつ装置と転換動作	19
2.3.1 電気転てつ機 [10]	19
2.3.1.1 転換機能	19
2.3.1.2 照査機能	19
2.3.1.3 鎖錠機能	20
2.3.1.4 伝達機能	20
2.3.2 スイッチアジャスタ [10]	21
2.3.3 フロントロッド [10]	21
2.4 転換不能要因の考察	23
2.4.1 様々な転換不能要因	23
2.4.2 軸受摩耗を引き起こす原因	23
2.4.3 転換不能要因のうち注目する点と解明のための研究アプローチ	24
第 3 章 軸受摩耗	25

3.1	緒言.....	25
3.2	フロントロッドの軸受.....	25
3.2.1	軸受位置.....	25
3.2.2	軸受詳細.....	25
3.3	軸受摩耗の詳細.....	27
3.3.1	摩耗の種類.....	27
3.3.2	軸受部力学的特性からの摩耗量の定量化.....	27
3.4	軸受摩耗試験.....	29
3.4.1	試験概要.....	29
3.4.2	試験装置について.....	29
3.4.2.1	装置概要図.....	29
3.4.2.2	試験装置の動作 [29].....	29
3.4.2.3	試験条件 [29].....	30
3.4.3	測定条件について.....	31
3.4.3.1	測定対象と測定機器 [30].....	31
3.4.3.2	測定方法 [29].....	32
3.4.4	測定結果.....	33
3.4.4.1	時刻歴波形 [29].....	33
3.4.4.2	変位-軸力関係 [29].....	33
3.4.4.3	累積摩耗量 [29].....	34
3.4.4.4	比摩耗量の算出方法について.....	36
3.5	軸受摩耗試験模擬解析.....	36
3.5.1	軸受摩耗試験模擬解析の目的.....	36
3.5.2	軸受摩耗試験模擬解析のモデリング.....	37
3.5.2.1	軸受部モデリング.....	37
3.5.2.2	全体モデリング.....	38
3.5.2.3	解析条件.....	40
3.5.2.4	出力波形.....	41
3.5.3	解析結果と実測データとの比較.....	41
3.5.3.1	ロッド変位.....	41
3.5.3.2	ロッド軸力.....	42
3.5.4	軸受部 PV 値の算出.....	42
3.5.4.1	面圧.....	43
3.5.4.2	滑り速度.....	45
3.5.4.3	PV 積分値.....	47
3.5.5	比摩耗量の算出.....	49
3.6	本章のまとめ.....	52
第 4 章	ダブルスリップ分岐器の列車通過時振動.....	53
4.1	緒言.....	53
4.2	営業線振動波形測定概要.....	53

4.3	営業線振動波形測定条件	54
4.3.1	分岐器条件	54
4.3.2	測定条件	54
4.3.2.1	測定箇所	54
4.3.2.2	測定機器 [33]	55
4.3.2.3	測定機器設置方法	56
4.3.2.4	肘金部ひずみからの軸力導出	57
4.4	営業線振動波形データ	58
4.4.1	分岐器各所の波形傾向 [33]	58
4.4.1.1	①A号密着側トングレール後端部加速度	58
4.4.1.2	②A号密着側フロントロッド肘金部加速度	59
4.4.1.3	④A号非密着側フロントロッド肘金部加速度	60
4.4.1.4	③⑤A号フロントロッド軸力	61
4.4.1.5	⑦接続かん加速度	62
4.4.1.6	⑩B号密着側フロントロッド肘金部加速度	63
4.4.1.7	⑫B号非密着側フロントロッド肘金部加速度	64
4.4.1.8	⑪⑬B号フロントロッド軸力	65
4.4.2	普通分岐器波形 [8]との違いとその原因について [21]	66
4.4.3	軸受摩耗に影響を与える現象についての考察	69
4.5	ダブルスリップ分岐器衝撃応答解析	70
4.5.1	ダブルスリップ衝撃応答解析の目的	70
4.5.2	ダブルスリップ分岐器衝撃応答解析のモデリング	70
4.5.2.1	FEモデリング範囲	70
4.5.2.2	トングレール後端部モデリング	71
4.5.2.3	密着側トングレールモデリング	72
4.5.2.4	接続かん、動作かん、転てつ装置モデリング	73
4.5.2.5	荷重条件	74
4.5.2.6	解析条件	76
4.5.2.7	出力波形	77
4.5.3	解析結果と実測データとの比較	77
4.5.3.1	A号密着側トングレール後端部加速度	78
4.5.3.2	A号密着側フロントロッド肘金部加速度	79
4.5.3.3	その他の箇所の加速度	80
4.5.3.4	フロントロッド軸力について	81
4.6	摩耗予測について	82
4.6.1	軸受部のPV積分値の算出	82
4.6.1.1	面圧	83
4.6.1.2	滑り速度	84
4.6.1.3	PV積分値	85
4.6.2	衝撃振動によって発生する摩耗量	90

4.6.3 考察.....	93
第5章 結論.....	94
5.1 結論.....	94
5.2 課題.....	94
謝辞	96
参考文献	97

目次

Fig. 2.1 普通分岐器の種類 [11].....	12
Fig. 2.2 普通分岐器の構成図 [12].....	13
Fig. 2.3 特殊分岐器の種類 [11].....	13
Fig. 2.4 ダブルスリップ分岐器の構成図.....	14
Fig. 2.5 ダブルスリップ分岐器全体図.....	15
Fig. 2.6 ダブルスリップ分岐器スリップポイント部トングレール構成.....	16
Fig. 2.7 ダブルスリップ分岐器可動 K 字部レール構成.....	16
Fig. 2.8 関節方式トングレールの後端部継目(ダブルスリップ分岐器).....	17
Fig. 2.9 ダブルスリップ分岐器の転てつ装置全体図.....	19
Fig. 2.10 電気転てつ機とその付属装置.....	20
Fig. 2.11 動作かんとロックピースの仕組み [1].....	20
Fig. 2.12 ロックピースと鎖錠かんの仕組み [10].....	20
Fig. 2.13 スイッチアジャスタ (スリップポイント部).....	21
Fig. 2.14 スイッチアジャスタ (可動 K 字クロッシング部).....	21
Fig. 2.15 トングレールの連結板と スイッチアジャスタ(密着側).....	21
Fig. 2.16 トングレールの連結板と スイッチアジャスタ(非密着側).....	21
Fig. 2.17 B821 型フロントロッド.....	22
Fig. 2.18 B823 型フロントロッド.....	22
Fig. 2.19 B721 型フロントロッド (普通分岐器用).....	22
Fig. 2.20 B721 型フロントロッド (ダブルスリップ分岐器用).....	22
Fig. 3.1 フロントロッドの軸受位置.....	26
Fig. 3.2 (左)ジョーピン (中央)肘金部軸受 (右)接続かん間軸受.....	26
Fig. 3.3 中央部軸受 詳細.....	26
Fig. 3.4 ホルムの式適用のための軸受モデル [23].....	28
Fig. 3.5 軸受摩耗試験用装置 [29] (左)概要図 (右)写真.....	30
Fig. 3.6 軸受摩耗試験 軸受部の様子 [29] (左)ジョーピン (右)外輪要素(コネクタとロッド).....	30
Fig. 3.7 荷重発生器の機構 [29].....	31
Fig. 3.8 荷重発生器の変位-ばね力曲線 [29].....	31
Fig. 3.9 ロッド変位測定のための変位計 [31].....	32
Fig. 3.10 ロッド軸力測定のための軸力計 [31].....	32
Fig. 3.11 ガタ量測定のための変位計 [29].....	33
Fig. 3.12 ガタ量測定時の軸力計測 [29].....	33
Fig. 3.13 軸受摩耗試験におけるロッド変位の時刻歴波形.....	33
Fig. 3.14 軸受摩耗試験におけるロッド軸力の時刻歴波形.....	34
Fig. 3.15 軸受摩耗試験におけるロッドの変位-軸力関係.....	34
Fig. 3.16 軸受のガタ量と摺動角 0 度の近似曲線.....	35
Fig. 3.17 軸受有限要素モデル(左, 外観図 右, カットモデル).....	37

Fig. 3.18 軸受の接触インターフェース配置	38
Fig. 3.19 軸受摩耗試験装置 モデル対象部 図面 [29].....	38
Fig. 3.20 軸受摩耗試験装置 有限要素モデル 全体図.....	39
Fig. 3.21 軸受摩耗試験装置 有限要素モデル コネクタ回転軸部.....	39
Fig. 3.22 コネクタ回転軸部 強制回転変位関数.....	39
Fig. 3.23 軸受摩耗試験装置 有限要素モデル 荷重発生器代替ばね部.....	40
Fig. 3.24 荷重発生器代替ばね 変位-ばね力曲線.....	40
Fig. 3.25 ロッド変位, ロッド軸力計測箇所	41
Fig. 3.26 軸受摩耗試験模擬解析のロッド変位量とその実測値比較.....	42
Fig. 3.27 軸受摩耗試験模擬解析のロッド軸力とその実測値比較.....	42
Fig. 3.28 面圧, 滑り速度データ使用対象箇所.....	43
Fig. 3.29 軸受部各接触面の面圧(圧縮⇒引張 転換解析).....	44
Fig. 3.30 軸受部各接触面の面圧(引張⇒圧縮 転換解析)	45
Fig. 3.31 軸受部各接触面の滑り速度(圧縮⇒引張 転換解析)	46
Fig. 3.32 軸受部各接触面の面圧(引張⇒圧縮 転換解析).....	47
Fig. 3.33 軸受部各接触面の PV 積分値(圧縮⇒引張 転換解析).....	48
Fig. 3.34 軸受部各接触面の PV 積分値(引張⇒圧縮 転換解析).....	49
Fig. 3.35 軸受摩耗試験終了後のジョーピン [29]	52
Fig. 4.1 列車進行方向	54
Fig. 4.2 測定装置設置箇所	55
Fig. 4.3 トングレール後端部 測定機器.....	57
Fig. 4.4 肘金部・接続かん 測定機器.....	57
Fig. 4.5 肘金部ひずみとフロントロッド軸力の関係.....	58
Fig. 4.6 A 号密着側トングレール後端部加速度	59
Fig. 4.7 A 号密着側フロントロッド肘金部加速度.....	60
Fig. 4.8 A 号非密着側フロントロッド肘金部加速度	61
Fig. 4.9 A 号フロントロッド軸力.....	62
Fig. 4.10 接続かん加速度.....	63
Fig. 4.11 B 号密着側フロントロッド肘金部加速度.....	64
Fig. 4.12 B 号非密着側フロントロッド肘金部加速度.....	65
Fig. 4.13 B 号フロントロッド軸力.....	66
Fig. 4.14 ダブルスリップ分岐器と普通分岐器の後端部軌間内外方向加速度比較	66
Fig. 4.15 ダブルスリップ分岐器と普通分岐器の後端部鉛直方向加速度比較	67
Fig. 4.16 普通分岐器の後端部と肘金部の鉛直方向加速度比較	67
Fig. 4.17 ダブルスリップ分岐器と普通分岐器のフロントロッド軸力比較.....	67
Fig. 4.18 後端部継目における調整状況.....	68
Fig. 4.19 フロントロッド肘金部曲がり方推定図	69
Fig. 4.20 ダブルスリップ分岐器 FE モデル上面図.....	71
Fig. 4.21 ダブルスリップ分岐器 FE モデルアイソメ図.....	71
Fig. 4.22 ダブルスリップ分岐器 FE モデルフロントロッド周辺部	71

Fig. 4.23 FE モデルトングレール後端部	72
Fig. 4.24 トングレール後端部	72
Fig. 4.25 継目部列車通過前後のレールの様子	72
Fig. 4.26 FE モデルトングレール-固定レール接触部	73
Fig. 4.27 トングレール-固定レール接触部断面図	73
Fig. 4.28 FE モデルトングレール-マクラギ間代替ばね要素	73
Fig. 4.29 FE モデル転てつ装置周辺部モデリング	74
Fig. 4.30 継目通過時のトングレール-車輪間の接触現象推定図	75
Fig. 4.31 FE モデル荷重入力位置	76
Fig. 4.32 入力荷重曲線	76
Fig. 4.33 トングレール後端部加速度波形出力箇所	77
Fig. 4.34 フロントロッド周辺部波形出力箇所	77
Fig. 4.35 A 号密着側トングレール後端部鉛直方向加速度(解析値)	78
Fig. 4.36 A 号密着側トングレール後端部軌間内外方向加速度(解析値)	78
Fig. 4.37 A 号密着側フロントロッド肘金部鉛直方向加速度(解析値)	79
Fig. 4.38 A 号密着側フロントロッド肘金部軌間内外方向加速度(解析値)	79
Fig. 4.39 接続かん軌間内外方向加速度(解析値)	80
Fig. 4.40 B 号密着側フロントロッド肘金部軌間内外方向加速度(解析値)	80
Fig. 4.41 A 号フロントロッド密着側軸力(解析値)	81
Fig. 4.42 A 号フロントロッド非密着側軸力(解析値)	81
Fig. 4.43 肘金部軸受拡大図	82
Fig. 4.44 肘金-ジョーピン間面圧(解析値)	83
Fig. 4.45 接続板上部-ジョーピン間面圧(解析値)	83
Fig. 4.46 接続板下部-ジョーピン間面圧(解析値)	84
Fig. 4.47 肘金-ジョーピン間滑り速度(解析値)	84
Fig. 4.48 接続板上部-ジョーピン間滑り速度(解析値)	85
Fig. 4.49 接続板下部-ジョーピン間滑り速度(解析値)	85
Fig. 4.50 肘金-ジョーピン間 PV 積分値(解析値)	86
Fig. 4.51 接続板上部-ジョーピン間 PV 積分値(解析値)	86
Fig. 4.52 接続板下部-ジョーピン間 PV 積分値(解析値)	86
Fig. 4.53 肘金-ジョーピン間 摩耗傾向(解析値)	87
Fig. 4.54 接続板上部-ジョーピン間 摩耗傾向(解析値)	88
Fig. 4.55 接続板下部-ジョーピン間 摩耗傾向(解析値)	89

表目次

Table 3.1 軸受の仕様.....	27
Table 3.2 軸受摩耗試験の条件 [29].....	31
Table 3.3 測定位置と測定値と測定機器 [30].....	32
Table 3.4 軸受摩耗試験における軸受ガタ量と寸法測定による摩耗量 [29].....	35
Table 3.5 軸受摩耗試験におけるジョーピンの寸法測定結果 [29].....	35
Table 3.6 軸受摩耗試験におけるジョー, コネクタの寸法測定結果 [29].....	36
Table 3.7 軸受有限要素モデル条件.....	37
Table 3.8 軸受摩耗試験模擬解析 解析条件.....	40
Table 3.9 軸受摩耗試験模擬解析 材料物性値.....	41
Table 3.10 軸受摩耗試験模擬解析 出力波形箇所.....	41
Table 3.11 軸受の各接触面における PV 積分値.....	50
Table 3.12 軸受の各部の比摩耗量.....	50
Table 4.1 分岐器仕様と測定時条件.....	54
Table 4.2 測定箇所と測定内容.....	55
Table 4.3 測定機器.....	56
Table 4.4 ばね要素特性.....	76
Table 4.5 分岐器衝撃応答解析 解析条件.....	76
Table 4.6 分岐器衝撃応答解析 材料物性値.....	77
Table 4.7 分岐器衝撃応答解析 出力波形箇所.....	77
Table 4.8 肘金・ジョーピン間 角度毎の軸受 PV 積分値(解析値).....	87
Table 4.9 接続板上部・ジョーピン間 角度毎の軸受 PV 積分値(解析値).....	88
Table 4.10 接続板下部・ジョーピン間 角度毎の軸受 PV 積分値(解析値).....	89
Table 4.11 A 号肘金 摩耗量.....	90
Table 4.12 A 号接続板上部 摩耗量.....	90
Table 4.13 A 号接続板下部 摩耗量.....	91
Table 4.14 A 号ジョーピン 摩耗量.....	91
Table 4.11 B 号肘金 摩耗量.....	92
Table 4.12 B 号接続板上部 摩耗量.....	92
Table 4.13 B 号接続板下部 摩耗量.....	92
Table 4.14 B 号ジョーピン 摩耗量.....	92

第1章 序論

1.1 研究背景

一般に鉄道は分岐器によって列車の進行方向が変更される。様々な形状の分岐器が存在するが、いずれも可動レールであるトングレーを動かすことによって、列車の進行方向を決定している。トングレーを動かすために設けられている装置が転てつ装置である。この転てつ装置の不備によって転換不能が生じてしまうと、設置個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ほか、分岐器の形状変化に伴う転てつ装置の改良や [1]、分岐器全体の技術革新 [2]に至るまで、故障を起こ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4つの機能¹のうち、照査機能に着目する。照査機能のために設けられている部品のうちフロントロッドや接続かんはトングレーの先端部に付属している。これらの部品はトングレーとともに移動することで、転てつ機内部にある照査装置にトングレーの位置情報を物理的に伝達させる役割を持つ。その位置情報が正しければ正常に転換が完了したと判断される。ここで、たとえトングレーが正常な位置に転換したとしても、フロントロッドや接続かんに位置不備があると転てつ機内部の照査装置が転換完了の状態にならない、すなわち転換不能に陥ってしまう。

位置不備の大きな要因の一つとして、フロントロッドとトングレーや接続かん間の接続部品として用いられている軸受の摩耗が考えられる [3]。軸受の摩耗量は面圧や滑り速度などが決定要因となり、実測においては滑り速度は算出困難であるものの、面圧に関してはフロントロッド軸力からある程度推測可能である。そこで普通分岐器に対して計測を行ったところ、分岐器内継目通過時の衝撃振動発生時に軸力が高くなった [4]。このことから、列車通過時の分岐器内継目における振動が軸受摩耗の主要因であると考えられてきた [5] [6] [7] [8]。一方で、車輪がトングレー上を通過することで低周波振動も生じ、これによってフロントロッドを含む分岐器付属部品に負荷がかかっているという結果も出ており [9]、この低周波振動が軸受摩耗に影響している可能性も残っている。

軸受摩耗の要因について推定の域を脱してはいないものの、使用するにつれて徐々に摩耗することはわかっているため、フロントロッドは時間計画保全の考え方で定期的な交換がなされている。その周期は、列車通過量や分岐器状態に関わらずほぼ均一となっており、不必要な交換がなされている可能性もある。そのため、通過列車や分岐器の種類、現場の調整状態に応じた適切な交換周期を定める手法が求められている。

1.2 先行研究

JR 東日本管内にある分岐器の数は膨大である。すべての分岐器に対して軸受摩耗を実測により把握し、逐一交換周期を算出するのは不可能である。そこでこれまで本研究室においては2種類のアプローチから適切な交換周期を求める手法の提言を行ってきた。1つ目のアプローチは2010年度における村中、

¹ 転換機能、照査機能、鎖錠機能、伝達機能のこと。後述する。

2011 年度における池田の卒業論文で述べられた、営業線でのフロントロッドの肘金部軸受摩耗量を実測したうえで統計的に最適な交換周期を検討する方法であるが、本研究とは関係がないので省略する。

2 つ目のアプローチは 2012 年度における近藤 [5]、2013 年度における良本 [6]の卒業論文及び 2014 年度における近藤の修士論文 [7]とそれをさらにまとめた論文 [8]で述べられた、衝撃入力時の普通分岐器の過渡応答を模した有限要素法解析から軸受の摩耗にかかわる力学的負荷を把握する方法である。その研究内容について以下に示す。

- ・ 過去の文献や営業線分岐器の数か所の列車通過時の振動波形より、車輪のトンダレール後端部継目通過時の衝撃振動が軸受摩耗の原因であると推測した。
- ・ 波形の計測を行った分岐器を模した FEM モデルを作成し、後端部の衝撃荷重が入力された際の過渡応答解析を行った。トンダレール後端部や肘金部の加速度やフロントロッド軸力などといった各種波形を出力し、実測結果と傾向が一致していることを確認した。
- ・ 以上のことから妥当性が確認されたモデルを用いて、衝撃入力時にフロントロッド接続軸受にかかる面圧や滑り速度といった摩耗量算出に必要な値を算出した。
- ・ フロントロッド接続軸受に使用されている型の軸受に荷重をかけつつ強制往復回転運動を与える摩耗試験を行い、摩耗量を測定した。また、摩耗試験を模擬した解析を行い、試験時に軸受に発生する面圧と滑り速度を算出した。これら 3 つの値からホルムの式を用いて比摩耗量を算出した。
- ・ 衝撃入力時の軸受の面圧や滑り速度の値、及び比摩耗量を用いて衝撃入力 1 回あたりの軸受摩耗量を算出した。さらに波形の計測を行った分岐器の 1 日当たりの通過列車を考慮することで、観察対象分岐器の軸受の許容摩耗量に達するまでの年数を算出した。

これらの研究の結果、B821 型フロントロッドを用いた片開き普通分岐器のフロントロッド軸受において許容摩耗量に達するまでの年数を定量的に算出する手法を提言することができた。しかしながら、これらの研究の課題として、以下のことがあげられた。

- ・ フロントロッド軸力の低周波振動が再現できず、摩耗量が小さく見積もられている可能性がある。
- ・ 衝撃振動部での振動波形は、マクラギ等を模した代替要素の特性値のフィッティングによりよく再現できたが、他の分岐器に応用できるかは未知数である。
- ・ 分岐器の実測波形で見られたばらつきは大きく、それらが摩耗量に影響を与える可能性がある。このため、実測データのばらつきを考慮したモデル化を行う必要がある。
- ・ 実際の分岐器においては現場調整状態によって軸受の摩耗量が大きく変化する事例がみられる。このため、分岐器各所毎の調整状態による摩耗進行の変化について考察する必要がある。

また、これらの研究を通して実測が行われた分岐器はフロントロッド接続軸受が球面軸受である B821 型フロントロッドを用いた普通分岐器のみであったが、実際には接続軸受がジョーピンやリーマボルトを用いた平軸受であるフロントロッドを用いているものも多数存在し、分岐器の形状もさまざまなものがある。このため、先行研究での「軸受摩耗の発生の主要因は継目通過時の衝撃振動である」という仮定や、分岐器のモデリング手法があらゆる分岐器に対して適用可能であるかは不明であった。

1.3 研究目的

これまでに行われた一連の研究は、あらゆる分岐器の適切な交換周期の提言を目標としてきたが、中でも特殊分岐器の適切な交換周期について注目している。これは、特殊分岐器のフロントロッドの交換周期は普通分岐器のものよりも短く設定されているからである。

先行研究において構造が単純である普通分岐器の実測における摩耗発生要因の推定、そしてその現象を再現できるモデリング手法の確立が一段落ついた。このため、本年度は特殊分岐器の一種であるダブルスリップ分岐器に着目し、営業線上において波形実測が行われた。この波形から摩耗発生要因を推定し、その現象を有限要素法解析により再現することを本研究の1つ目の目的とする。

次に、軸受の要素摩耗試験が行われ、対象軸受の摩耗傾向を把握した。模擬解析結果と照らし合わせることで比摩耗量を算出する。球面軸受の比摩耗量算出はこれまでに行われてきたが、球面軸受は摺動面が1か所しかなく比摩耗量の算出は比較的容易であった。しかし、本研究で取り扱う軸受は部品や摺動面が複数あり、比摩耗量の算出には工夫を要すると考えられる。算出した比摩耗量と摩耗発生要因となる現象発生時の軸受にかかる力学的負荷からフロントロッド軸受の定量的評価をできるようにすることを本研究の2つ目の目的とする。

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、分岐器の種類や通過列車諸元、現場調整状態を考慮したあらゆる分岐器の転てつ付属装置の最適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 本論文の構成

第1章では、本研究の背景と目的を述べた。

第2章では、分岐器や転てつ装置の詳細を述べる。

第3章では、対象軸受の摩耗現象を把握し、摩耗量算出手法とそれに必要な実験及び解析について述べる。

第4章では、ダブルスリップ分岐器への実測を行い摩耗発生要因となる現象について推定する。また、その現象を模した解析を行い、実測との比較を行う。さらに摩耗発生要因となる現象が発生した際の軸受摩耗量を算出する。

第5章では、本研究の結論を述べる。

第2章 鉄道分岐器について

2.1 緒言

本章においては分岐器及び転てつ器装置の用語や仕組みについて詳述する。そして、フロントロッド接続軸受の摩耗によって分岐器が転換不能になる理由を、転てつ動作の流れを追いながら説明する。

2.2 分岐器

可動レールであるトングレールを用いて、列車の進路方向を分岐させるために設けられている機構を分岐器と呼ぶ。

2.2.1 分岐器の種類、構成 [10]

分岐器の種類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

普通分岐器は1本の軌道から2本の軌道へと分岐させる分岐器で、形状や寸法が規格化されている。そのため、生産やメンテナンスが後述する特殊分岐器よりも容易で低コストであり、多用されている。様々な種類があり(Fig. 2.1)、必要に応じて使い分けられている。

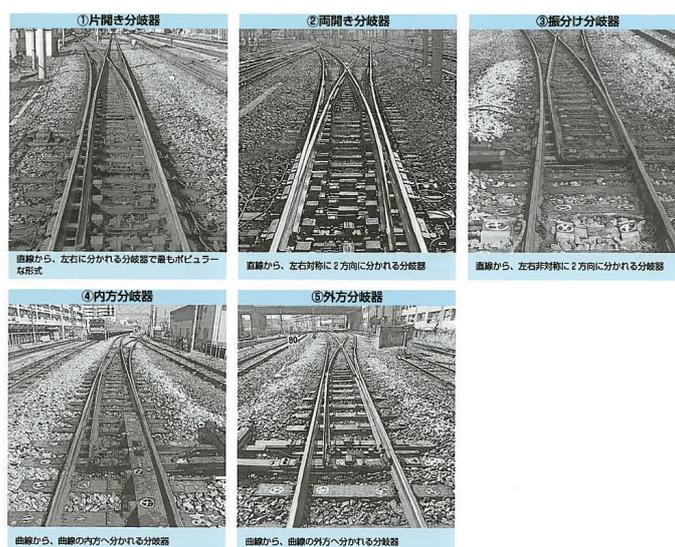


Fig. 2.1 普通分岐器の種類 [11]

普通分岐器はポイント部、リード部、クロッシング部から構成されている(Fig. 2.2)。

ポイント部は、トングレールの先端部から後端部までを指す。転てつ装置があるのはこの部分である。

鉄道分岐器について

また、可動ノーズクロッシング付き分岐器を除いて、分岐器において可動部があるのはこの部分のみである。クロッシング部は、レール同士が交差する部分である。レールが分断されるため、車輪が進路と異なるレールに乗り上げないように対となるレールにはガードレールが設置されている。リード部はポイント部とクロッシング部の間の区間を指す。

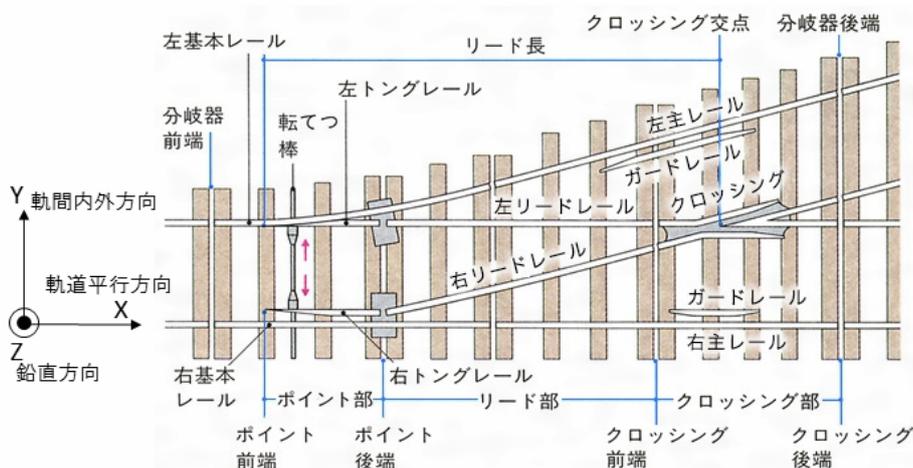


Fig. 2.2 普通分岐器の構成図 [12]

2.2.1.2 特殊分岐器

特殊分岐器は普通分岐器と異なり、規格化されていない分岐器である。また、2方向だけでなく多方向に軌道を分岐させるなどといった様々な用途に使用できる。さらに用地に合わせて形状や寸法を設定できるといった利点がある。一方で、構造が複雑なものもあり可動部が多いことから交換周期が短くなる、生産にかかるコストが大きくあるといった欠点がある。

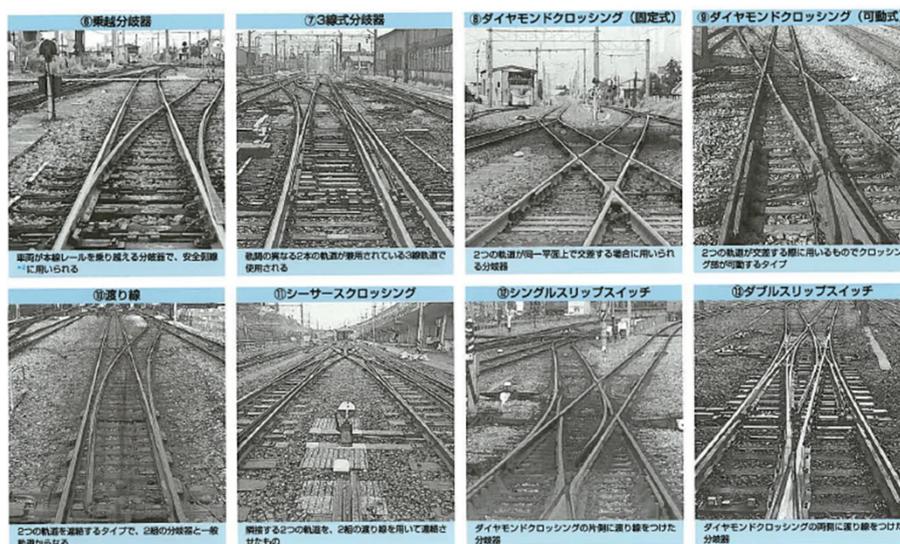


Fig. 2.3 特殊分岐器の種類 [11]

Fig. 2.3 のうち、⑥⑦⑩⑪⑫⑬に関しては軌道が分岐している箇所があるため Fig. 2.2 に類似あるいは同様の機構を持つ。一方で、⑧⑨に関しては 2 本の軌道が交差しているため Fig. 2.2 のような構造はない。また、⑧の軌間線欠線をなくするために可動 K 字²と呼ばれる機構を設けたものが⑨である。可動 K 字は⑫⑬の分岐器内にも存在する。

2.2.1.3 ダブルスリップ分岐器

本研究では Fig. 2.3 の⑬のダブルスリップ分岐器に着目する。その構成図を Fig. 2.4 に、実物を Fig. 2.5 示す。Fig. 2.3 の⑨ダイヤモンドクロッシング内で左右両側の渡り線とそれに対応するスリップポイントを設けることで、2 つの軌道を交差させるだけでなく互いの軌道へ移行できるようにした分岐器である。

前後部のスリップポイント部と中央部の可動 K 字クロッシング部に大別できる。可動 K 字クロッシング部はダイヤモンドクロッシング(可動式)と類似の構造をしており、2 つのトングレールを操作する電気転てつ機が 2 台設置されている。スリップポイント部は 2 つの片開き分岐器を組み合わせたような構造をしており、4 つのトングレールを操作する電気転てつ機が両端に 1 台ずつ計 2 台設置されている。

機能としては 2 つの片開き分岐器を背合わせにしたものと同じものであり、Fig. 2.4 の左側の 2 方向からくる列車を右側 2 方向へ自由に振り分けることができる。しかしダブルスリップを用いた場合の全長は、2 つの片開き分岐器を用いた場合の全長の約 1/2 程度に収めることができ³、用地が限られる箇所において使用される [13]。

欠点として、構造が複雑なため調整が難しいほか、へ型レール等において締結装置が少なく、また転換モーターの取り付けのために道床断面不足によって道床縦抵抗力が減少してしまうため、レールふく進及びマクラギ間隔狂いが発生しやすい。これによって転てつ装置のロック偏移と呼ばれる現象(後述)や軌道短絡など転換不能につながる事象が発生している。このため、突起型ふく進防止装置や皿ばねを用いた締結装置の開発、軌道短絡防止用の絶縁体設置などといった改良が加えられている [14] [15]。

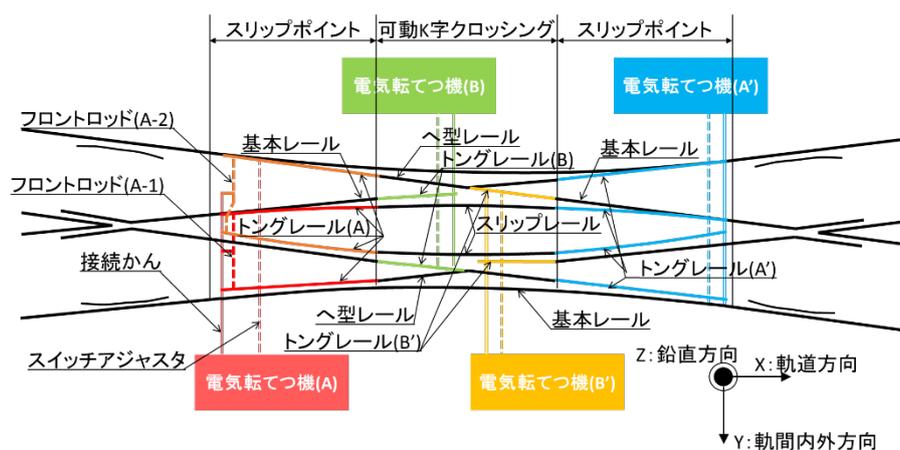


Fig. 2.4 ダブルスリップ分岐器の構成図

² 分岐を目的としたものではないものの、可動 K 字もトングレールや転てつ装置が付属しており普通分岐器と類似の構造となっている。可動 K 字を持たない⑧に関しては、転てつ装置は付属しない。

³ 具体的に 10 番分岐器の場合、片開き分岐器 2 組だと全長 50[m]になるのに対して、ダブルスリップ分岐器だと全長 27[m]となる [7]。



Fig. 2.5 ダブルスリップ分岐器全体図

2.2.1 分岐器のレール構成

2.2.1.1 分岐器のレール構成

ダブルスリップ分岐器のスリップポイント部においては Fig. 2.4 に示すように、基本レールとトングレールの 2 種類のレールによって構成されている。基本レールは固定レールでマクラギによって固定されている。トングレールは前述したとおり可動レールであり、電気転てつ機によって操作されている。1 つのスリップポイント部には 4 本のトングレールがあり、これは普通分岐器の 2 倍である。

ここで、Fig. 2.6 に示すようにトングレールを 2 本ずつに分けて考えると、片開き分岐器が 2 つ組み合わさることによって成り立っている様子がわかる。実際に取り扱う際も Fig. 2.6 に示すように「△△イ号」、「△△ロ号」といったように区分している。これら 2 組のトングレールは 1 台の電気転てつ機によって操作されているので、△△イ号が Fig. 2.6 の上側に存在する場合は△△ロ号も上側に存在することになるし、逆もまた然りである。Fig. 2.6 は Fig. 2.4 の左側のスリップポイント部を拡大したものであるが、右側のスリップポイント部も同様の構造になっている。

列車が通過する場合は、片輪は基本レールに密着している側のトングレール、もう片輪はトングレールと密着していない側の基本レールに沿って進むことになる。スリップポイント部において列車が直進方向に進んだ場合、後述する可動 K 字クロッシング部のトングレールを通過することになる。一方で曲線方向に進んだ場合、可動 K 字クロッシング部のトングレールを通過することなく反対側のスリップポイント部に進むことになる。

鉄道分岐器について

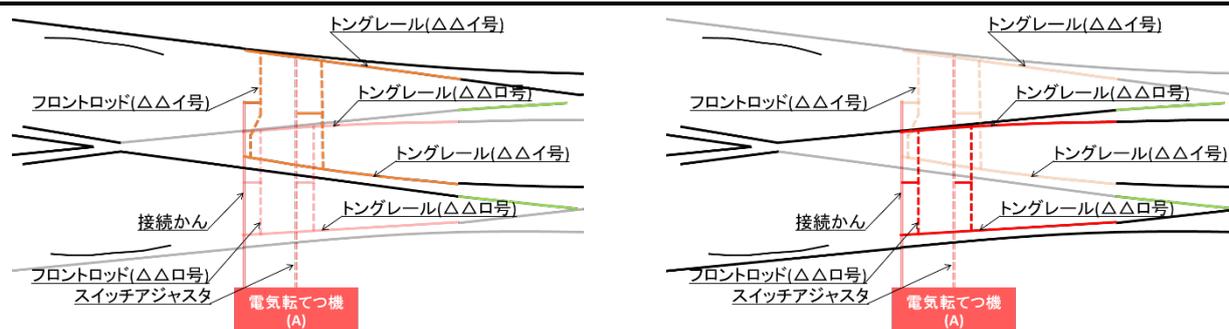


Fig. 2.6 ダブルスリップ分岐器スリップポイント部トングレール構成

左図は上側のトングレールやフロントロッド等一式(ここでは「△△イ号」と呼ぶ)を強調表示、
右図は下側のトングレールやフロントロッド等一式(ここでは「△△ロ号」と呼ぶ)を強調表示している。

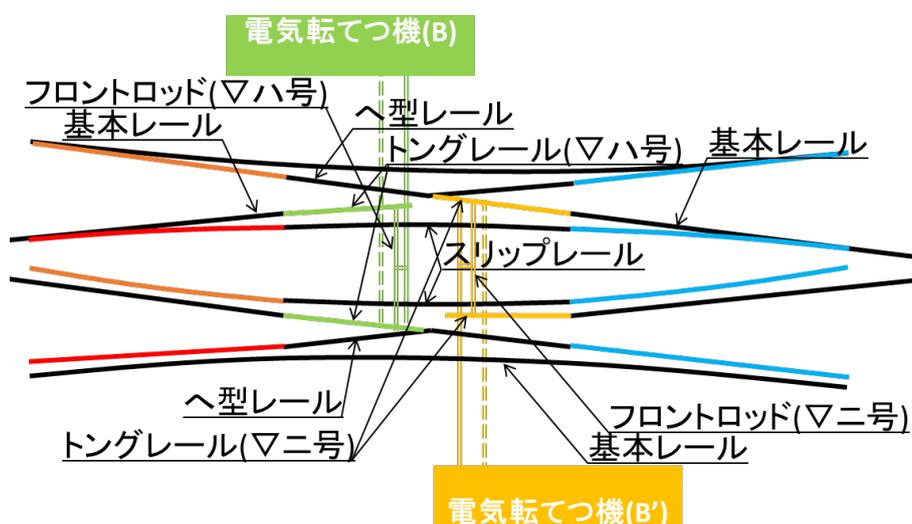


Fig. 2.7 ダブルスリップ分岐器可動 K 字部レール構成

ここでは左側のトングレールやフロントロッド等一式(緑色で表示)を「▽ハ号」、
右側のトングレールやフロントロッド等一式(黄色で表示)を「▽ニ号」と呼ぶ。

ダブルスリップ分岐器の可動 K 字クロッシング部においては Fig. 2.4 に示すように、基本レールとへ型レールとスリップレールとトングレールの 4 種類のレールによって構成される。基本レールとへ型レールとスリップレールは固定レールでマクラギによって固定されている。トングレールは可動レールで、左右に 2 本ずつ計 4 本存在する。左右それぞれにある 2 台の電気転てつ機で、1 台当たり 2 本のトングレールを操作する。

Fig. 2.7 で示す緑色の部分のみ、もしくは黄色の部分のみに着目すると、トングレールと接触する固定レールがへ型レールである点、トングレールの配置がはっきりした「ハ」の字状である点を除けば普通分岐器と類似の構造をしている。実際に取り扱う際も Fig. 2.7 に示すように「▽ハ号」、「▽ニ号」といったように区分している。

列車が通過する際、スリップポイント部において曲線側に進んだ場合は、片輪は上もしくは下側の基本レール、もう片輪はスリップレールを通過することになる。そのため、トングレールは通過しない。スリップポイント部において直進側に進んだ場合は、片輪は“トングレールが密着していない側のへ型レール→へ型レールに密着している側のトングレール”と、もう片輪は“へ型レールに密着している側のトングレール→トングレールが密着していない側のへ型レール”と進むことになる。

△△イ号, △△ロ号, ▽ハ号, ▽ニ号については, 実際には 15 イ号, 15 ロ号などのように数字が割り当てられている。

2.2.1.2 転換方式

トングレーの先端部は電気転てつ機と繋がっており, 列車の進路に合わせて動くようになっている。一方で後端部は固定レールと繋がっているため固定もしくはそれに近い状態にしておく必要がある。そのトングレー後端部の設置方法には大きく分けて 2 種類あり, それぞれ関節方式と弾性方式と呼ぶ。

関節方式は, Fig. 2.8 に示すようにトングレーと固定レールが分割されており, その間に継目が存在するものである。トングレーは分岐器継目板, そしてそれにつながっている固定レールによってほぼ固定される⁴。トングレーの先端部が動く際は, 継目付近を中心に回転する。

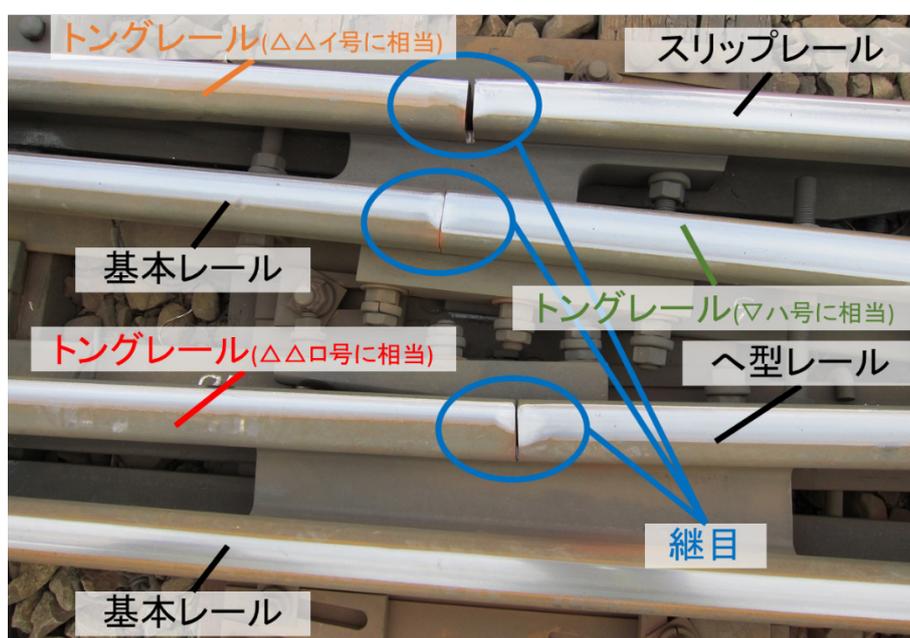


Fig. 2.8 関節方式トングレーの後端部継目(ダブルスリップ分岐器)

弾性方式は, トングレーと固定レールが連続しており, トングレーをたわませることで分岐器の転換を行うものである。トングレーをたわませるために後端部に当たる部分の底部の一部を切り欠かしている。関節分岐器と比較すると, 継目が存在しないので踏面の損傷や振動や騒音が抑えられる利点がある。このため, 以前は関節方式が一般的だったものの, 新設される箇所では弾性方式が取り入れられるようになってきている。この傾向は普通分岐器のみならずダブルスリップ分岐器においても存在する [16]。一方で, 転換の際にたわませるための大きな負荷がトングレーにかかるという課題もある。

⁴ 完全に固定してしまうと, トングレー先端における転換のための回転動作ができなくなる。そのため, 分岐器継目板との間に取り付けるボルトの軸力を固定レールの場合よりも弱めにすることでトングレーの回転動作を可能にしている [37]。

2.2.2 分岐器の各状態の名称

2.2.2.1分岐器番号について

分岐器においては 2 つの進路の開き具合を番号で表記する。分岐点から 10[m]離れたところで本線と副線が 1[m]離れる場合、その分岐器は 10 番分岐器と呼ばれる。

2.2.2.2列車の通過方向の名称について [11]

Fig. 2.2 において列車が X 軸正向きに、つまり進路が分岐する向きに通過することを対向通過と呼ぶ。逆に、X 軸負向きに、つまり進路が合流する向きに通過することを背向通過と呼ぶ。

2.2.2.3開通方向の名称について

分岐器には開通方向によって定位と反位と呼ばれる状態が存在する。定位とは通常時に列車を進入させる方向へ開通している状態で、範囲とは定位以外の方向へ列車を進入させる状態である。通常時に列車を進入させる方向は分岐器ごとに決められている⁵。

本研究では、分岐器の力学現象を取り扱うため構造の状態に着目する必要がある。そのため、“定位”“反位”ではなく、フロントロッドが引張状態であるとき、すなわちトングレールが転てつ装置に近づいている状態を“引張開通”，フロントロッドが圧縮状態であるとき、すなわちトングレールが転てつ装置から離れている状態を“圧縮開通”と述べることにする。

2.2.2.4分岐器の座標系と各軸方向の名称

本研究では Fig. 2.4 及び Fig. 4.1 に示すように座標系を定義する、それぞれの方向は鉄道用語で名称が定められている。

x 軸方向は軌道平行方向と呼ばれ、レールと平行な方向を指す。Fig. 2.4 及び Fig. 4.1 の右側を正方向とする。

y 軸方向は軌間内外方向と呼ばれ、レールに直角でありマクラギと平行な方向を指す。Fig. 2.4 及び Fig. 4.1 の下側を正方向とする。

z 方向は鉛直方向と呼ばれ、重力がかかる方向として一般的に用いられている。重力がかかるのとは逆向き、すなわち Fig. 2.4 及び Fig. 4.1 の紙面上向きを正方向とする。

⁵ 分岐器の定位・反位は一定のルールで決められており、分岐器の直線側が定位とは限らないことに注意する必要がある。エラーを防ぐために、現地においては「右開通」「左開通」を用いる [31]。

2.3 転てつ装置と転換動作

分岐器において軌道の開通方向を変更・決定する役割を担うのが転てつ装置である。転てつ装置の機能として①転換機能②照査機能③鎖錠機能④伝達機能が存在する [10]。その全体図を Fig. 2.9 に示す。

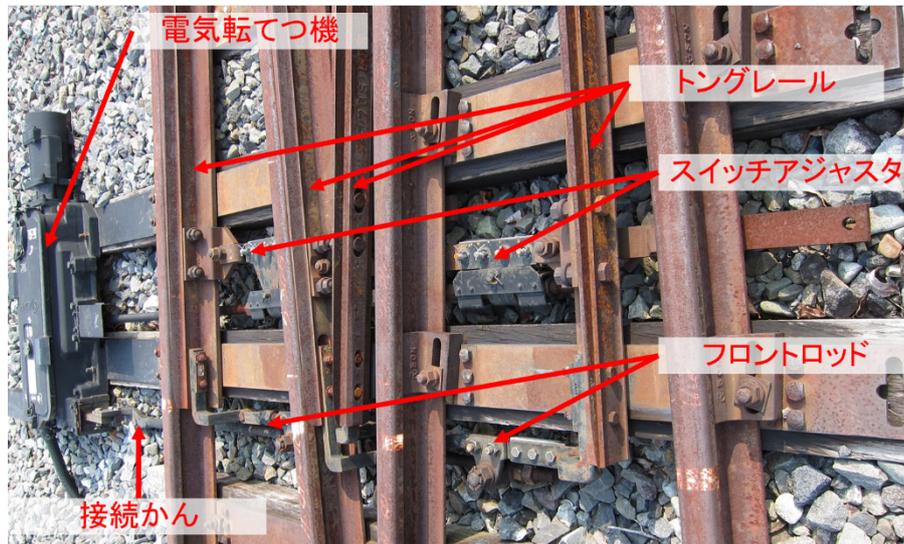


Fig. 2.9 ダブルスリップ分岐器の転てつ装置全体図

2.3.1 電気転てつ機 [10]

電気転てつ機はモーターにより分岐器を転換するもので、一般的な分岐器にはほぼ設置されている。Fig. 2.10 に示す電気転てつ機もその一種で NS 形と呼ばれるものである。NS 形は在来線において広く用いられている電気転てつ機である。以下、NS 形電気転てつ機の転換動作について 4 つの機能に着目しながら説明する (Fig. 2.11, Fig. 2.12 参照)。

2.3.1.1 転換機能

動作かん、スイッチアジャスタを介して、モーターの動力によってトングレールを移動させ基本レールと密着させる。電気転てつ機内部において動作かんは転換ローラーを回すことによって作動させるが、この際ロックピースも同時に動くようになっている。

2.3.1.2 照査機能

フロントロッド、接続かん、鎖錠かんは軸受を介してつながっており、さらにフロントロッドはトングレールにつながっているため、これら 3 つの部品はトングレールと一緒に動くようになっている。通常は、ロックピースは鎖錠かんの切欠きに収まっている。転換の際は、

- (1) ロックピースが鎖錠かんの切欠きから離れる。
- (2) 動作かんによってトングレールが固定レールに密着するまで動かされる。同時に、トングレールと繋がっているフロントロッド、接続かん、鎖錠かんも所定の位置まで動く。

(3) 所定の位置にある鎖錠かんの切欠きにロックピースが収まる。

といった動作を行う。転換には定位状態と反位状態の2種類があるので、鎖錠かんには2つの切欠きが存在し、ロックピースは2つ存在する。ここで、万が一トングレールが正しい位置まで動けない場合は鎖錠かんも所定の位置まで移動せず、鎖錠かんの切欠きにロックピースを収めることができない。このような仕組みを用いて、トングレールの位置の照査を行う

2.3.1.3 鎖錠機能

転換完了後はトングレールの状態を保持する必要がある。これは電気転てつ機の内部機構によってスイッチアジャスタや動作かんの位置が保持されることで実現される。これを「主の鎖錠」と呼ぶ。一方で、主の鎖錠が失われた際も、鎖錠かんの切欠きにロックピースが収まっていることによって、トングレールは一定以上動かないようになっている。これを「補の鎖錠」と呼ぶ。

2.3.1.4 伝達機能

電気転てつ機には転てつ機の状態を扱い所や連動装置に伝達する機能が備わっている。本研究には直接関係がないので省略する。



Fig. 2.10 電気転てつ機とその付属装置

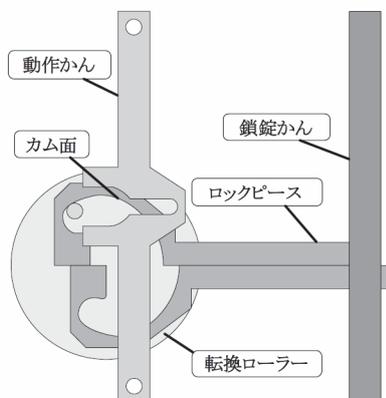


Fig. 2.11 動作かんとロックピースの仕組み [1]

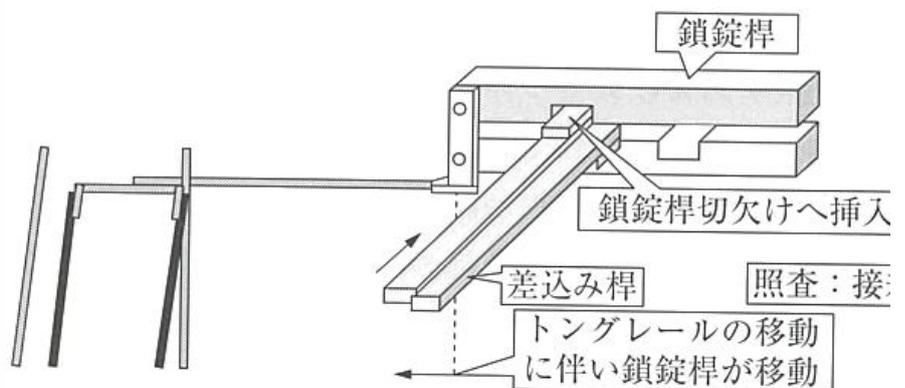


Fig. 2.12 ロックピースと鎖錠かんの仕組み [10]

2.3.2 スイッチアジャスタ [10]

Fig. 2.13, Fig. 2.14 に示すスイッチアジャスタは動作かんより伝わる電気転てつ機の動力をトングレーに伝達する装置である。転換時に動力によってトングレーを左右どちらかの固定レールまで移動させるだけでなく、転換完了後は密着力を加えて強く拘束するような仕組みになっている。その密着力は分岐器の種類によって決まっている一定値になるように調整されている。

機構としてスイッチアジャスタ-トングレー連結板間接続ボルトには遊びがあるため、トングレーを左側に押し付けている場合、密着側の連結板とスイッチアジャスタは接触しているもの(Fig. 2.15)、非密着側のスイッチアジャスタと連結板には隙間がある(Fig. 2.16)。したがって、スイッチアジャスタは左右のトングレーの軌間の広さを拘束するものではない。

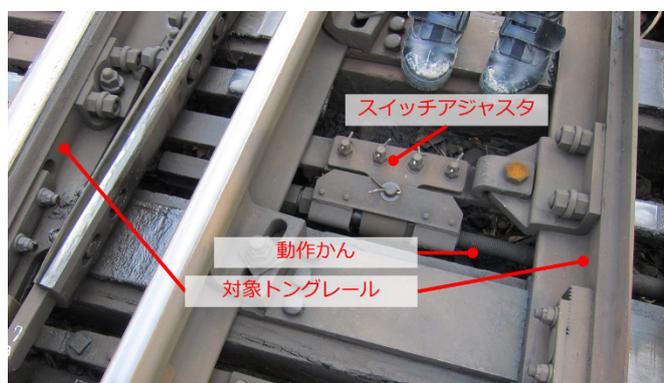


Fig. 2.13 スイッチアジャスタ
(スリップポイント部)

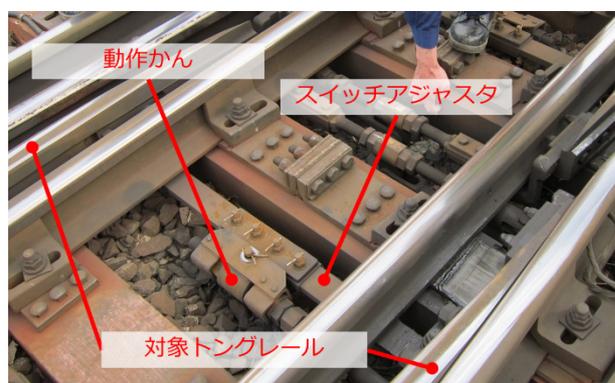


Fig. 2.14 スイッチアジャスタ
(可動 K 字クロッシング部)

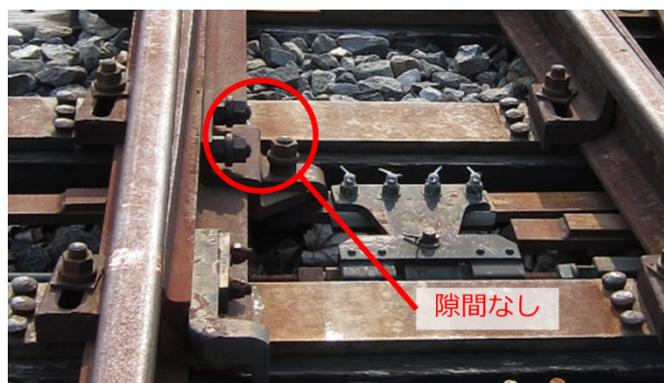


Fig. 2.15 トングレーの連結板と
スイッチアジャスタ(密着側)



Fig. 2.16 トングレーの連結板と
スイッチアジャスタ(非密着側)

2.3.3 フロントロッド [10]

フロントロッドとは、トングレーの先端部に設置される、照査機能を行うための機構の部品の一つである。スイッチアジャスタがトングレーに動力を伝えるものであるのに対し、フロントロッドは動力伝達のためには用いられず、トングレーとともに移動するのみである。トングレーの位置情報が接続かんを介して鎖錠かんに物理的に伝えられ、電気転てつ機内で照査・鎖錠が行われるため、照査機能におい

て重要な役割を持っている。

また、特に対向通過時に車輪を確実にトングレーにさせるために、トングレー先端部は基本レールに密着している必要がある。そのためにロッド長さを調節することで、トングレー先端部の軌間広さを適切な値に調節するという機能も持っている。

さらに、転換完了時に鎖錠かんは電気転てつ機内でロックピースによって固定されるため、フロントロッドもほぼ固定されることになる。この仕組みを用いて、鎖錠機能の二重化の役割も持っている。

フロンロッドは肘金部でトングレーと接続され、ロッド中央部で接続かんと接続される。型番によってロッドと肘金の接続部分や調整機構などが異なる。また、同じ型番でも使用する分岐器の種類によって様々な形状を持つ。例えば、Fig. 2.17 に示される先行研究 [8] で用いられたフロントロッドは B821 型と呼ばれ、接続部分に球面軸受が用いられており、その軸方向はレールと平行の方向である。また、本研究では取り扱わないが、ダブルスリップ分岐器内の可動 K 字クロスング部のトングレーには Fig. 2.18 に示すように B823 型と呼ばれるフロントロッドが取り付けられている。こちらはトングレーとの接続部分にブシュ付きの平軸受、接続かんととの接続部分に球面軸受が用いられている。

一方で、本研究で対象としているフロントロッドは B721 型と呼ばれ、接触要素にジョーピンが用いられており、その軸方向は鉛直方向である。B721 型フロントロッドでも使用される分岐器に応じて様々な形状が存在する。先行研究 [5] では Fig. 2.19 に示されるように普通分岐器用のものを対象とした。本研究で対象とするのは Fig. 2.20 に示されるようなダブルスリップ分岐器用の B721 型フロントロッドで、肘金が鉛直方向に長いという点や構造上の干渉を防ぐためにロッドが曲がっているものも存在するという点が普通分岐器と異なる。

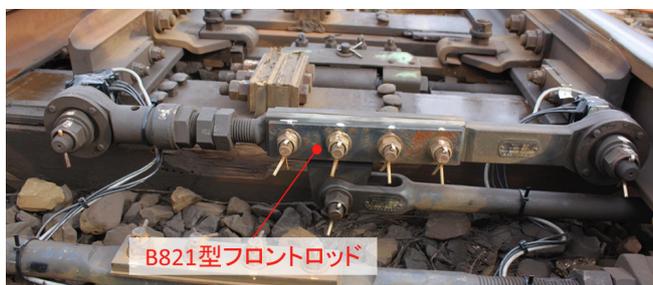


Fig. 2.17 B821 型フロントロッド



Fig. 2.18 B823 型フロントロッド



Fig. 2.19 B721 型フロントロッド
(普通分岐器用)



Fig. 2.20 B721 型フロントロッド
(ダブルスリップ分岐器用)

2.4 転換不能要因の考察

分岐器には稀に転換不能を生じて、列車の遅延や運航中止を招いてしまうことがある。その考えられる転換不能要因を列挙し、本研究で取り扱う要因の現象について述べる。

2.4.1 様々な転換不能要因

転てつ装置における転換不能の原因は大きく分けて2つに分けられる。

一つ目は、実際にトングレールが正常に移動しない場合である。原因として異物介在、レールふく進や控え棒の調整不足によるトングレール-固定レール間の接触不良などがあげられる [17]。この場合、正常な転換が行われないので、正常な照査機能が働いているといえる。これらが原因の場合、電気転てつ機内のトルクデータにみられる予兆から転換不能の発生を予測する取り組みが行われている [18]。

二つ目は、実際にトングレールが正常に移動しているにもかかわらず、電気転てつ機側が正常に移動していないと認識する場合である。原因として、ロック偏移と呼ばれる現象があげられる。この場合、照査機能が正しく働いていないといえる。

ロック偏移とは、トングレールの移動が完了し固定レールに密着した状態における、鎖錠かん切欠きの位置のずれ量のことを指す。前節で説明した通り、鎖錠かんの切欠きにロックピースが収まると転換が完了するが、何らかの理由で鎖錠かんの位置がずれると切欠きにロックピースが収まらなくなる。設計の時点でこのようなずれが発生することは想定しており、鎖錠かんの切欠きはロックピースよりも 3.0mm 大きく作られている。しかし、鎖錠かんのずれが 1.5mm 以上であるとロックピースは鎖錠かんの切欠きに収まらず、照査機能の機構により電気転てつ機は転換が完了したと認識できなくなる。

ロック変位の原因として、分岐器内のレールのふく進によるものやマクラギの移動によるもの [17]、日中の温度変化によるロッドの熱変形によるもの [19]などがあげられる。また、トングレール-鎖錠かん間には複数の軸受が存在し、それらが摩耗することによってロック変位が発生する [20]可能性も考えられる。後者の対策として、フロントロッドは約 5~7 年(普通分岐器の場合)、あるいは約 1 年(特殊分岐器の場合)で定期的に交換されているが、その周期は明確な根拠に基づいたものではない。

2.4.2 軸受摩耗を引き起こす原因

本研究においては、様々な転換不能原因のうち軸受摩耗に着目する。軸受摩耗が発生するのは軸受到力学的負荷がかかるときであるが、これは分岐器の転換時もしくは列車通過時の 2 種類が考えられる。ここで、分岐器転換時のフロントロッド部の波形は列車通過時のものと比較すると十分小さく [21]、列車通過時の影響が通過列車の車軸の数だけ発生すると考えると、転換の影響は列車通過時の影響よりも十分回数が小さくなるので、列車通過時の影響のみを考えればよいと考えられる。

軸受にかかる力に大きく影響を与えられのがフロントロッドの軸力であるが、列車通過時のフロントロッド軸力を実測した例はいくつか存在する。B721 型フロントロッドを用いた普通分岐器のフロントロッド部の軸力において大きな高周波振動が発生したのち低周波振動に推移していく波形が観測された [9]。高周波振動は車輪がトングレール後端部継目を通過する際に生じる振動がトングレールを伝わったものであり、低周波振動は車輪がトングレール上を進む際に生じるものであると考えられた。一方で B821 型フロントロッドを用いた普通分岐器のフロントロッド軸力においては、車輪が後端部継目

を通過する際に高周波振動が発生するが、低周波振動は発生しないことがわかった [4]。このことから B821 型フロントロッドを用いた分岐器においては軸受摩耗を引き起こす原因は後端部継目における衝撃振動のみであると仮定し、その現象の再現解析を行った結果、波形を再現できることが確認した [8]⁶。

しかしながら本研究で観察対象としているダブルスリップ分岐器のフロントロッドは B721 型である。そのため、過去に実測が行われた B721 型フロントロッド使用の分岐器と同様に後端部における衝撃振動だけでなく車輪のトングレール通過もフロントロッド軸力発生 of 要因となり軸受の摩耗を引き起こす可能性が考えられる。これらのことは実際に分岐器の波形の実測を行うことで判断する必要がある。

2.4.3 転換不能要因のうち注目する点と解明のための研究アプローチ

転換不能要因のうち本研究において注目する点をまとめ、その現象を解明するために次章より詳説する研究についてのアプローチを述べる。

- ・ 本研究では、分岐器転換不能につながるロック偏移の原因の一つであるフロントロッド接続軸受の摩耗に着目する。
- ・ 但し、観察対象分岐器における軸受摩耗要因となりうる現象は絞りきれていない。そのため、実測波形の測定により推定する必要がある。
- ・ 実測により推定した軸受摩耗要因となる現象発生時の、軸受の摩耗現象を把握するための方法として有限要素法解析を用いる。
- ・ 解析により軸受部分の力学的特性を求めることによって摩耗予測を行うことができる。

⁶ 固定レール・トングレール間に継目の存在しない弾性普通分岐器の列車通過時のフロントロッド付近の加速度を確認したところ、分岐器番数、列車通過速度、列車種類など様々な点で異なるが、関節普通分岐器の約 1 割の振幅であった。このことから、軸受到力学的負荷を与えると考えられるフロントロッドの振動は車輪の継目通過時に発生していると考えられる。

第3章 軸受摩耗

3.1 緒言

前章においては転換不能の主要因を列車の後端部継目通過時の振動による軸受摩耗であると定めた。本章においては、軸受に発生している摩耗現象を考察し、摩耗量の定量化方針を述べる。そして、摩耗量の定量化のために行われた軸受摩耗試験の概要と結果、そして摩耗量算出に必要な軸受固有の定数算出のための解析について詳説する。

3.2 フロントロッドの軸受

本研究で対象としている B721 型フロントロッドには 2 種類の滑り軸受が使用されている。それらの仕様について述べる。

3.2.1 軸受位置

Fig. 3.1 に B721 型フロントロッドの軸受位置を示す。

フロントロッド-接続かんの接続部であるフロントロッド中央部にフロントロッド 1 基あたり 1 つずつ(以下, "中央部軸受"と呼ぶ)と、フロントロッド-肘金の接続部にフロントロッド 1 基あたり 2 つずつ(以下, "肘金部軸受"と呼ぶ)と、接続かん同士の接続部に 1 つ(以下, "接続かん間軸受"と呼ぶ)の計 3 つの軸受が用いられている。肘金部軸受と接続かん間軸受は共通寸法のもが使用されているが、中央部軸受は径や軸方向長さが大きいものを使用している。

いずれもすべり平軸受で軸方向は鉛直方向である。

3.2.2 軸受詳細

Table 3.1 に中央部軸受、肘金部軸受と接続かん間軸受の詳細を示す。

いずれの軸受の外輪も肘金や接続板など周囲の部品との一体成型となっている。また、肘金部軸受と接続かん間軸受の内輪に関してはジョーピンを使用しており、外輪である肘金やアジャストジョー等(以下, "外輪要素"と呼ぶ)に差し込んだのち割りピンで固定している。外輪要素のうち片一方は“コ”の字状もしくは“ニ”の字状に配置されており、もう一方の外輪要素を挟み込むように配置される。一方で、中央部軸受の内輪に関しては調整金具と一体成型になっており、外輪であるブラケットに差し込んだのちナットで固定している。この際、内輪が軸方向に完全に固定されないように一定の隙間が設けられる。

いずれの軸受も点検の際は給油が行われるが、通常は無給油の状態で使用されているため流体・混合潤滑を考慮する必要はないと考えられる。



Fig. 3.1 フロントロッドの軸受位置



Fig. 3.2 (左)ジョーピン (中央)肘金部軸受 (右)接続かん間軸受

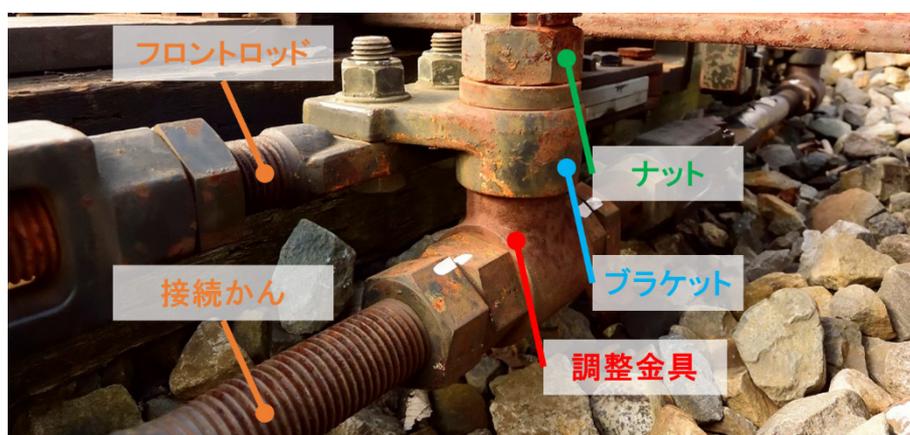


Fig. 3.3 中央部軸受 詳細

Table 3.1 軸受の仕様

接続位置	フロントロッド-接続かん (中央部軸受)	フロントロッド-肘金部 (肘金部軸受) 接続かん-接続かん (接続かん間軸受)
軸受種類	すべり平軸受	すべり平軸受
内輪軸径	38[mm]	22[mm]
内輪軸方向長さ (肘金・接続かん厚さ)	40[mm]	45[mm] (19[mm])
状態	無給油	無給油

3.3 軸受摩耗の詳細

すべり軸受で発生している摩耗の種類を推測し、その定量化方針について述べる。

3.3.1 摩耗の種類

すべり軸受で発生するのはスカuffing摩耗であると推測される。これは凝着摩耗の一種で、高い面圧や滑り温度の上昇などによって金属面同士が融着しては引き裂かれ、引っ掻き傷を生じる損傷によって摩耗が発生する⁷ [22]。歯車の歯先と歯元に発見されやすいが、同じ金属面同士の高圧下のすべりという条件で、同様の摩耗が生じると考えられる。また、この引っ掻き傷の跡と考えられるものが、軸受摩耗試験後のジョーピンから見つかったことから、スカuffing摩耗が発生していると考えられる。

3.3.2 軸受部力学的特性からの摩耗量の定量化

一般にすべり軸受の摩耗量 W はホルムの式とよばれる、

$$W = K \cdot P \cdot V \cdot T \quad (3.1)$$

で求められる⁸ [23] [24]。 K は比摩耗量と呼ばれる軸受固有の定数、 P は軸受接触箇所の面圧、 V は軸受の滑り速度、 T は時間である。

すべり軸受は含油軸受などのように隙間が流体で満たされて潤滑されているものが一般的であり、その際は軸受の表面粗さとレイノルズ方程式に支配される潤滑材の圧力分布、表面粗さの突起同士の接触荷重、軸受の弾性変形などを考慮する必要がある [25] [26]、理論的な圧力算出や有限要素法解析のモデル設定が難解となる。しかし、無給油で使用されている分岐器内の軸受のようなドライ軸受に対してもこ

⁷ 凝着摩耗において摩耗量は一般に荷重に比例して増大するが、接触圧力が硬さの 1/3 以上になるとこの関係は成り立たなくなる [19]。しかし、後述する解析の結果、接触圧力は十分小さいので、考慮する必要はない。

⁸ すべり軸受のみならず、一般に摩耗量を求める際にも適用可能である [19]。

の式は適用可能であり，また無給油であることから固体同士が直接接触することによる圧力などを用いて定量化を行う．

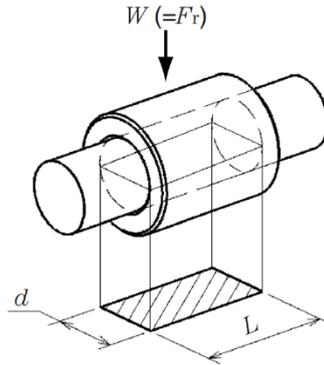


Fig. 3.4 ホルムの式適用のための軸受モデル [23]

軸受における摩耗量算出のために用いられる，式(3.1)は一定回転時における評価式であり，Figに示されるように力 F ，軸径 d ，軸受幅 L ，回転数 n の時，

$$P = \frac{W \cdot L}{d} \quad (3.2)$$

$$V = \pi \cdot d \cdot n \quad (3.3)$$

であらわされるような P と V の値が一定である場合の式である [23]．一方で，材料の硬さが一定の条件のもと⁹，荷重を変化させた場合でも比較的広い荷重範囲でホルムの式は成立することが知られている [27]．このため，面圧分布に基づいて局部的に摩耗量を算出することも可能であると考えられる．そこで， P と V が摩耗量算出のための評価指標であると考えて，ホルムの式を本研究でも適用できるものに変更する．

自動車用エンジンのクランクシャフト主軸受の摩耗量算出において

$$W_i = \int_0^{4\pi} W_c V \cdot d\theta \quad (3.4)$$

$$W_v = \lambda \cdot W_i \cdot C \quad (3.5)$$

であらわされるように定式化が行われた [28]． W_i がエンジン1サイクル当たりの摩耗量評価指数， W_c が軸受における固体接触荷重， V が滑り速度， θ がクランク角である．さらに，全サイクル数 C の摩耗量 W_v 算出には比摩耗量 λ とホルムの摩耗式を用いている．

この式では W_c と V が θ の関数となっており，クランク角 θ から $\theta + d\theta$ 間の面圧と滑り速度の積 $W_c V$ をクランク角の変位量で積分すると摩耗量が求まることになる．ここでクランク角 θ を時間 t に置き換えて， W_c と V を時間 t の関数としてとらえると

$$W = C \cdot K \int_0^{t_i} P V \cdot dt \quad (3.6)$$

とあらわすことができる．ここで， K は比摩耗量で t_i は1サイクルに必要な時間である． C はサイクル数であるが，後述する軸受摩耗試験に関しては1往復分=1サイクルとして，試験における往復数を，また，

⁹ 特に，ピストンリングなどに用いられている球状黒鉛鋳鉄については接触の面圧や滑り速度によって組織変化を起こし，硬さが変化し比摩耗量に影響を与える．このため，高荷重下あるいは高速域でホルムの摩耗式の成立範囲が限定される [30]．本研究では軸受に使用される材料の接触による硬さ変化を考慮してないが，より厳密に摩耗量を算出する際は考慮する必要があると考えられる．

4章以降の分岐器の列車通過時の振動に関しては1車軸通過分=1サイクルとして、通過車軸数を当てはめることができる。以下、摩耗量算出においては式(3.6)を用いる。

3.4 軸受摩耗試験

肘金部軸受を対象とした軸受摩耗試験が行われた。

3.4.1 試験概要

これまで、フロントロッドに用いられている軸受に対して、摩耗量把握のための要素試験などが行われてこなかった。そこで、分岐器の転換機構などを組み合わせて、摺動動作を繰り返すことによって軸受を摩耗させていく試験をJR東日本と吉原鉄道工業の協力のもと行った。

試験を行うことで、軸受摩耗傾向を把握し摩耗モデルを考えることができる。また、この試験で得られるサイクル数及び摩耗量と、この試験の模擬解析から得られる軸受の面圧や滑り速度といった力学的特性から、観察対象となる軸受の比摩耗量を算出することができる。

3.4.2 試験装置について

3.4.2.1 装置概要図

軸受摩耗試験装置の概要図及び写真をFig. 3.5に示す。試験対象とする軸受はFig. 3.5の③のコネクタ先端部に設置されている。その様子をFig. 3.6に示す。

3.4.2.2 試験装置の動作 [29]

この試験装置の動作は以下の手順で行われる。

1. モーター(Fig. 3.5の①)を動力として転換させる機構を介して、コネクタ部(Fig. 3.5の②)に直近のクランク回転軸(Fig. 3.5の③)を中心とした回転変位を与える。
2. 軸受を介してコネクタ部と接続しているロッドが軸方向に変位する。するとばね機構を有する荷重発生器(Fig. 3.5の④)より変位に応じたばね反力が発生する。
3. ロッドのコネクタ側では作用反作用の関係より、軸受に荷重発生器と反対側の荷重がかかりロッド軸力が発生する。

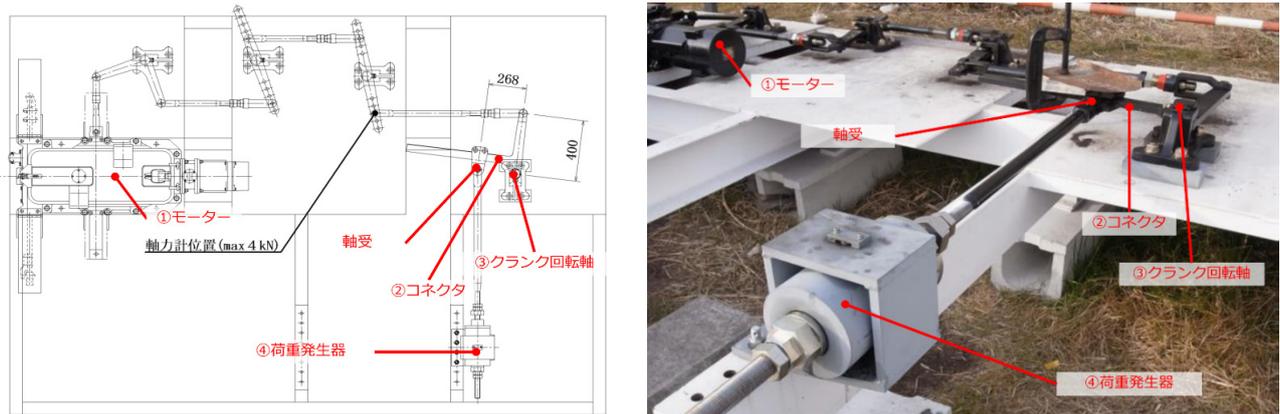


Fig. 3.5 軸受摩耗試験用装置 [29] (左)概要図 (右)写真

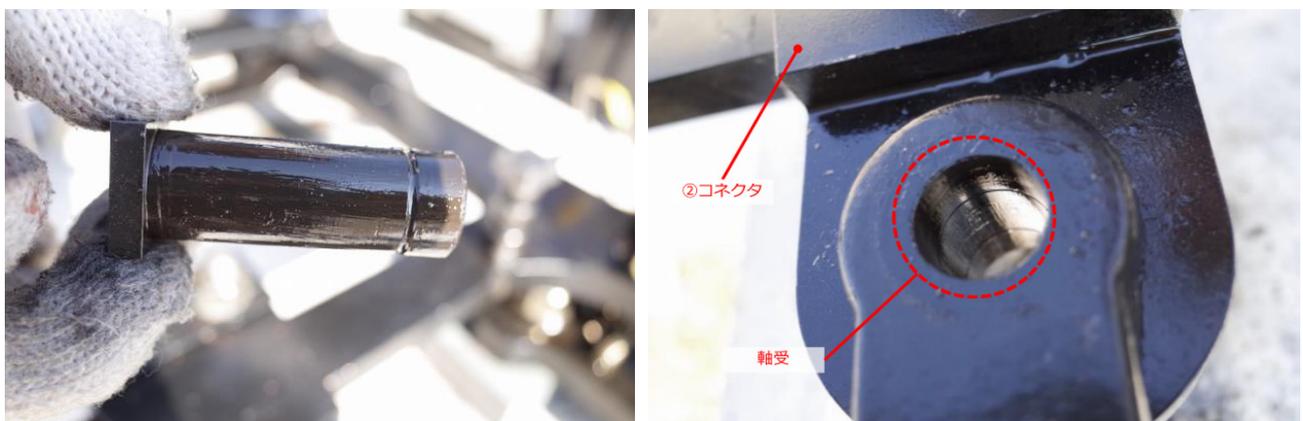


Fig. 3.6 軸受摩耗試験 軸受部の様子 [29] (左)ジョーピン (右)外輪要素(コネクタとロッド)

この方法により、荷重発生器によって軸受に荷重を与えつつ、モーターによって滑り速度を加えていることになる。荷重発生器はコネクタ部のロッド垂直方向変位に追従するように回転可能な構造となっている。

動作が終了した際は摺動角が最大の状態となっているため、ロッドには圧縮もしくは引張の最大値がかかっている状態となる。動作が終了した状態では滑り速度は生じないため、摩耗は発生しない。したがって動作している間のみ着目する。

3.4.2.3 試験条件 [29]

Table 3.2 に最大荷重や最大摺動角などの条件を示す。荷重は営業線分岐器で測定されるフロントロッド軸力よりも大きく、摩耗が早く進行するように条件を設定している。荷重発生器のばね機構は Fig. 3.7 のようになっており、Fig. 3.8 に示すような非線形の変位-ばね力曲線を取る。ばね力-6000[N]から+6000[N]を発生させるためには 60[mm]のストロークを発生させる必要があり、そのために摺動角度が 12.6 度になるように機構を設定している。

Table 3.2 軸受摩耗試験の条件 [29]

最大荷重	6000N
摺動角度	約 12.6 度
転換動作時間	約 2.8 秒
転換回数	往復 70000 回

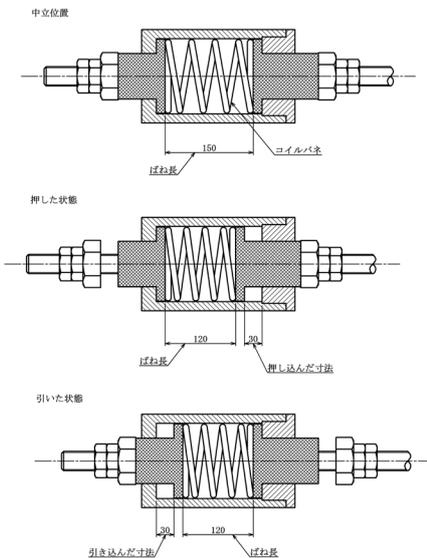


Fig. 3.7 荷重発生器の機構 [29]

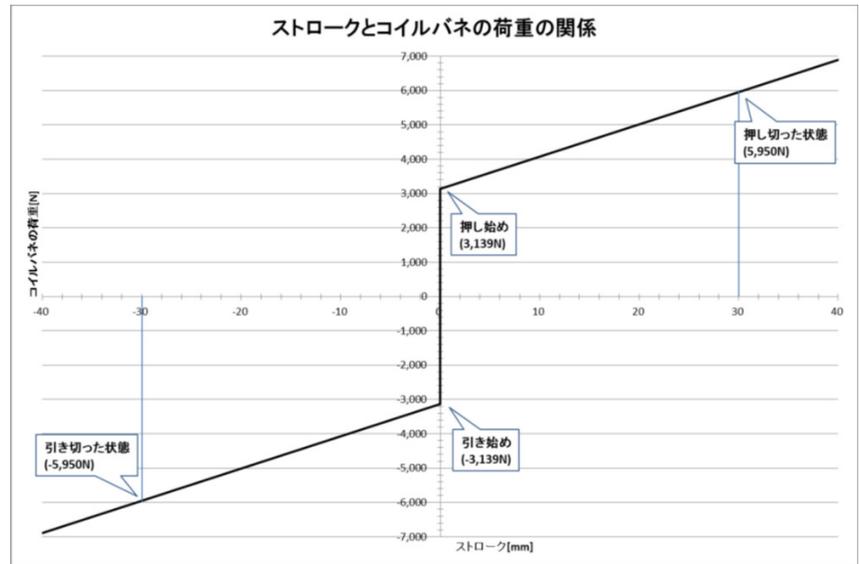


Fig. 3.8 荷重発生器の変位-ばね力曲線 [29]

3.4.3 測定条件について

試験において変位や力などの測定方法について述べる。

3.4.3.1 測定対象と測定機器 [30]

Table 3.3 に試験における測定位置と測定された値及び測定に用いた機器を示す。

ロッド変位はロッドの時刻歴で記録され、回転半径で除することによって回転角とほぼ一致する。ロッド軸力は時刻歴で記録され、ロッド変位と時間の同期をとることで荷重発生装置の実際の変位-ばね力曲線を確認できる。軸受ガタ量は軸受摩耗量を求める際に必要となる値である。軸受ガタ量を用いた軸受摩耗量の算出手法は後述する。ロッド変位とロッド軸力はサンプリング周波数 200Hz で測定され、軸受ガタ量は試験開始前と試験開始後、約 10000 往復ごとに測定される。さらに、上記のガタ量測定とは別に、試験前と試験後にジョーピンの外径とジョー・コネクタの内径の実測を行った。

Table 3.3 測定位置と測定値と測定機器 [30]

測定位置	測定値[単位]	測定機器	定格容量
ロッド部	ロッド変位[mm]	株式会社キーエンス製 レーザー判別変位センサ IL-600	600±400[mm]
軸受部	ロッド軸力[N]	株式会社共和電業 ジョーピン型軸力計(在来線用) LTP-S-30KNSB9	30[kN]
	軸受ガタ量[mm]	東京測器株式会社 高感度変位計 CDP-10	10[mm]

3.4.3.2測定方法 [29]

それぞれの測定値の測定方法について示す。

ロッド変位は Fig. 3.9 に示すように、荷重発生器の上部に取り付けられたレーザー変位計によって、ロッドに取り付けられた板部にレーザーを照射することでロッドの変位を計測している。荷重発生装置・ロッド間においてロッド軸方向以外の自由度はないので、ロッド軸方向の変位のみを計測することができる。

ロッド軸力は Fig. 3.10 に示すように、Fig. 3.5 で図示している箇所におけるロッド-コネクタ間の作用力を、ジョーピン型軸力計を用いて計測する。そして、計測箇所からロッド間に存在する各クランクの長さを考慮してロッド軸力を算出する。

軸受ガタ量は Fig. 3.11 に示すように、測定時にロッド部分にコネクタとのロッド軸方向相対変位量を計測できるように高感度変位計を設置する。まず、ロッド端部から人力によってロッド軸方向に「押し」「引き」の入力を加える。この際に Fig. 3.12 に示す軸力計で一定の荷重(0.2kN)が出るように人力を調整する。そして「押し」の際の変位量と「引き」の際の変位量の差分を取ることでガタ量を測定する。この手法を用いた理由として、一定荷重を与えないと摩耗時に内部で生じる摩耗粉などの影響で正確な値が計測できないと考えられるからである。また、測定は約0度位置、約+7度位置、約-7度位置の3点について行う。この計測によりジョーピン・ジョー(ロッドのジョーピン設置部分)・コネクタの直径に対する合計の摩耗量が計測されることになる。



Fig. 3.9 ロッド変位測定のための変位計 [31]



Fig. 3.10 ロッド軸力測定のための軸力計 [31]



Fig. 3.11 ガタ量測定のための変位計 [29]

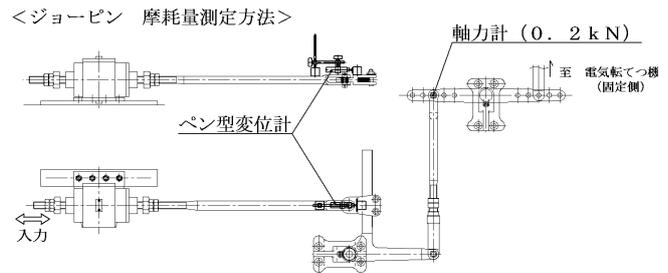


Fig. 3.12 ガタ量測定時の軸力計測 [29]

3.4.4 測定結果

軸受摩耗試験において測定された波形と摩耗量について述べる。

3.4.4.1時刻歴波形 [29]

時刻歴波形はロッド変位とロッド軸力である。各サイクルにおいても同様の波形となるため、代表的な1サイクルの波形を示す。それぞれのグラフを Fig. 3.13, Fig. 3.14 に示す。

ロッド変位に関しては[圧縮→引張], [引張→圧縮]は変位 0[mm]の横軸に対して線対称な波形が見られ、引張側も圧縮側も約 29[mm]の変位がみられる。ロッド軸力に関しては、[圧縮→引張], [引張→圧縮]は変位 0[mm]の横軸に対して線対称な波形が見られ、引張側も圧縮側も約 6200[N]の最大軸力がかかる。1.3[s]から 1.6[s]にかけて軸力がほぼ 0[N]に落ちるが、これは荷重発生器のばね機構の遊びに差し掛かったものと考えられる。急激に落ちる直前は引張側、圧縮側のいずれも軸力約 3500[N]となる。

3.4.4.2変位-軸力関係 [29]

ロッド変位とロッド軸力の各時間の値から、荷重発生装置の変位-ばね力曲線の設計値(Fig. 3.8)よりも実現象に則した荷重発生装置の変位-ばね力曲線が得られると考えられる。その結果を Fig. 3.15 に示す。

この変位-軸力関係によると、-0.5[mm]から 1.5[mm]の間は荷重が発生しない。これは荷重発生器のばね機構に遊びがあったものと考えられる。また、軸力が正側も負側も約 3500[N]以下になると前述の遊びの区間以外ではほとんど変位しない。これは荷重発生装置の設計値(Fig. 3.8)よりもやや大きい値である。一方で、-29[mm]から-1.0[mm]の間と+2.0[mm]から+29[mm]の間では線形ばねの特性がみられる。この箇所は荷重発生装置の設計値通りの特性を示す。

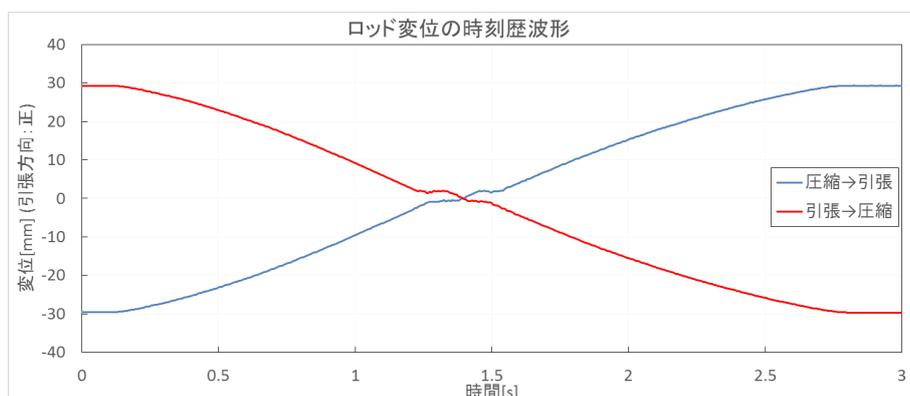


Fig. 3.13 軸受摩耗試験におけるロッド変位の時刻歴波形

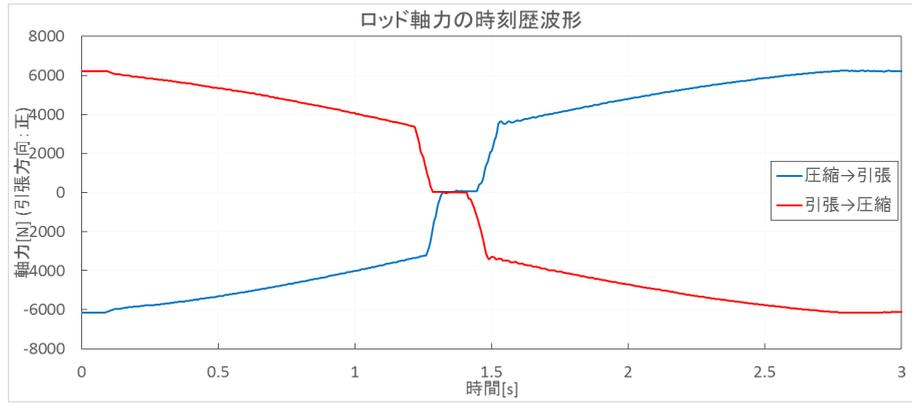


Fig. 3.14 軸受摩耗試験におけるロッド軸力の時刻歴波形

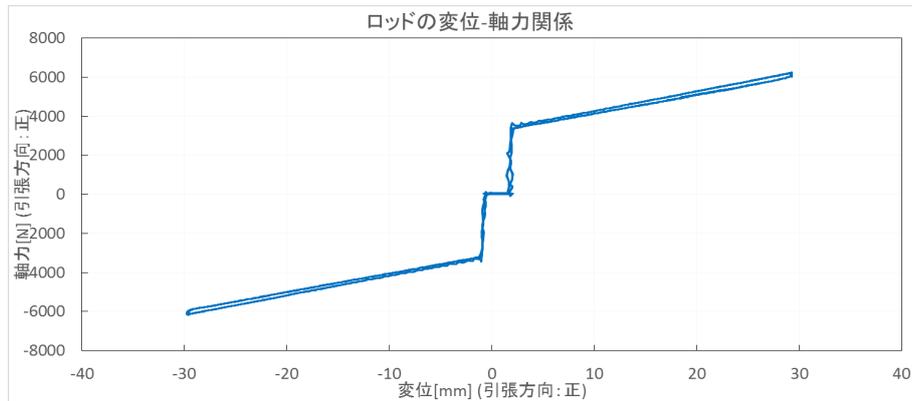


Fig. 3.15 軸受摩耗試験におけるロッドの変位-軸力関係

3.4.4.3 累積摩耗量 [29]

ジョーピンは設計の時点でジョーピンの穴の内径がジョーピンの外径よりも若干大きく設定されており、また公差も設定されているので、試験開始前からガタ量が存在する。そこで試験前に計測されたガタ量をオフセット値とすることで、試験開始後に新たに発生するガタ量を算出することができる。Table 3.4 に約 10000 サイクル刻みで測定された摺動角 0 度方向、 ± 7 度方向の軸受摩耗量を示し、Fig. 3.16 にサイクル数-摩耗量の関係をプロットしたグラフとその近似曲線を示す。

なお、30000 サイクルまでは摩耗量の値がマイナスの値になる、すなわちガタ量が減るという結果になったが、この原因については、試験後の寸法測定時に目視により各部の表面に凝着摩耗のような破壊が見られ、その破壊により隆起した部分を測定したためであると考えられる。そのため、摩耗量がマイナスの値となる 30000 サイクルまでの値は外れ値として、今回は除外して近似曲線を求めた。摺動角 0 度のデータに対して原点を通る一次関数で近似したところ、近似曲線の式は $y = 4.69 \times 10^{-6} \cdot x$ 、また相関係数は 0.9290 という精度の高い近似曲線となった。

また、Table 3.4、Fig. 3.16 には試験前後で部品ごとに行った寸法測定で算出した摩耗量も記載している(70000 サイクル目のみ)。寸法測定で算出した摩耗量がガタ量算出の値よりも大きく出るのは、ガタ量計測の際に摩耗粉やその他異物が摺動部で多く発生し、さらに介在することでガタ量が過小評価となるからであると考えられる。

Table 3.4 軸受摩耗試験における軸受ガタ量と寸法測定による摩耗量 [29]

往復数 [サイクル]	摩耗量[mm]			
	摺動角 0 度	摺動角+7 度 (圧縮)	摺動角-7 度 (引張)	寸法測定 (平均値)
9225	0.001	-0.039	-0.029	—
19270	-0.011	-0.051	-0.036	—
28357	-0.023	-0.037	-0.001	—
41131	0.170	0.145	0.150	—
54235	0.241	0.207	0.235	—
63960	0.299	0.253	0.287	—
70000	0.353	0.324	0.341	0.345

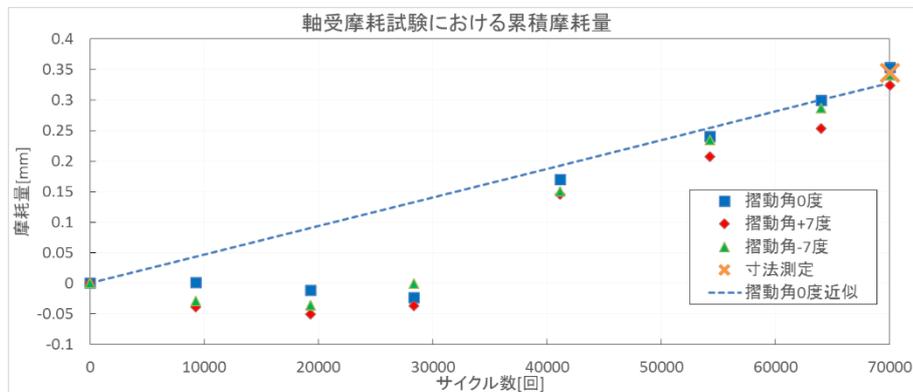


Fig. 3.16 軸受のガタ量と摺動角 0 度の近似曲線

試験開始前と試験終了後に行ったジョーピンとジョー、コネクタの寸法を直接計測した結果を Table 3.5, Table 3.6 に示す。ジョーピンに関しては X 方向 Y 方向のいずれもほぼ一様に摩耗している一方で、ジョーやコネクタに関しては X 方向に大きく摩耗している一方、Y 方向にはほとんど摩耗していない。ジョーやコネクタはジョーピンを軸とした回転運動をほとんどしないため軌間内外方向(ロッド軸方向)に集中的に摩耗が進むのに対して、ジョーピンは試験中にジョーピンを軸とした回転運動をするため周方向に一様に摩耗が進むためであると考えられる。

Table 3.5 軸受摩耗試験におけるジョーピンの寸法測定結果 [29]

設計図寸法との差分(単位[mm])		上(7.75mm) ジョー上部と接触	中(24.0mm) コネクタと接触	下(40.25mm) ジョー下部と接触
X 方向 (割りピン穴方向)	試験開始前	-0.075	-0.078	-0.080
	試験開始後	-0.110	-0.138	-0.092
	前後の差分	0.035	0.060	0.012
Y 方向 (X に直交)	試験開始前	-0.078	-0.08	-0.08
	試験開始後	-0.108	-0.132	-0.102
	前後の差分	0.03	0.052	0.022

Table 3.6 軸受摩耗試験におけるジョー，コネクタの寸法測定結果 [29]

設計図寸法との差分(単位[mm])		ジョー上部	コネクタ部(中央部)	ジョー下部
X 方向 (軌間内外方向)	試験開始前	+0.020	+0.035	+0.012
	試験開始後	+0.105	+0.225	+0.075
	前後の差分	0.085	0.190	0.063
Y 方向 (軌道平行方向)	試験開始前	+0.018	+0.032	+0.012
	試験開始後	+0.025	+0.022	+0.015
	前後の差分	0.007	-0.01	0.003

本試験において、(3.6)のうちサイクル数 C と摩耗量 W を求めることができた。面圧 P と滑り速度 V に関しては実測不可能であるので、次節で説明する本試験を模した解析を行うことで導き出す。

3.4.4.4 比摩耗量の算出方法について

本研究で取り扱うジョーピンを用いた軸受は、外輪要素 1, 外輪要素 2, ジョーピンはいずれも異なる材質である。また、ジョーピンは外輪要素 1, 外輪要素 2 の向きにかかわらず常にジョーピンの軸方向を軸とした回転が可能である。そのため、外輪要素は接触力の発生する箇所に局部的に摩耗するのに対して、ジョーピンは全体が一様に摩耗する。これらのことから、比摩耗量はそれぞれの接触箇所及び接触部品ごとに求める必要がある。

3.5 軸受摩耗試験模擬解析

前節で述べた軸受摩耗試験を模擬した解析を行った。

3.5.1 軸受摩耗試験模擬解析の目的

軸受摩耗試験によりロッド変位やロッド軸力が求まり試験装置の挙動を把握することができたが、軸受の滑り速度や角度毎の面圧は、軸受部の接触角度が時々刻々と変わっていることを考えると理論的に求めることは困難である。そこで軸受摩耗試験を模擬した有限要素法解析を行うことによって、軸受部の角度毎の面圧や滑り速度といった力学的特性を算出する。これらの値と前節の摩耗量の試験結果から軸受の比摩耗量を算出することができる。

3.5.2 軸受摩耗試験模擬解析のモデリング

3.5.2.1 軸受部モデリング

肘金部軸受は 2 つの外輪要素と内輪であるジョーピンの 3 つの部品によって構成されている。モデル条件を Table 3.7, 作成したモデルを Fig. 3.17 に示す。外輪要素とジョーピンは半径が 11[mm]とされているが, 寸法公差が設定されている。本モデルでは設定されている寸法公差のうち中央値を使用して径を決定した。摩擦係数は 0.3 で定数として設定する。

Table 3.7 軸受有限要素モデル条件

軸受要素名		外輪要素 1	外輪要素 2	ジョーピン
接触面メッシュ サイズ[mm]	周方向	0.481	0.481	0.478
	高さ方向	0.962	1.000	1.000
半径[mm]		11.013	11.013	10.959
高さ[mm]		12.5×2	19.0	47.4
材質		SC	SC	SC

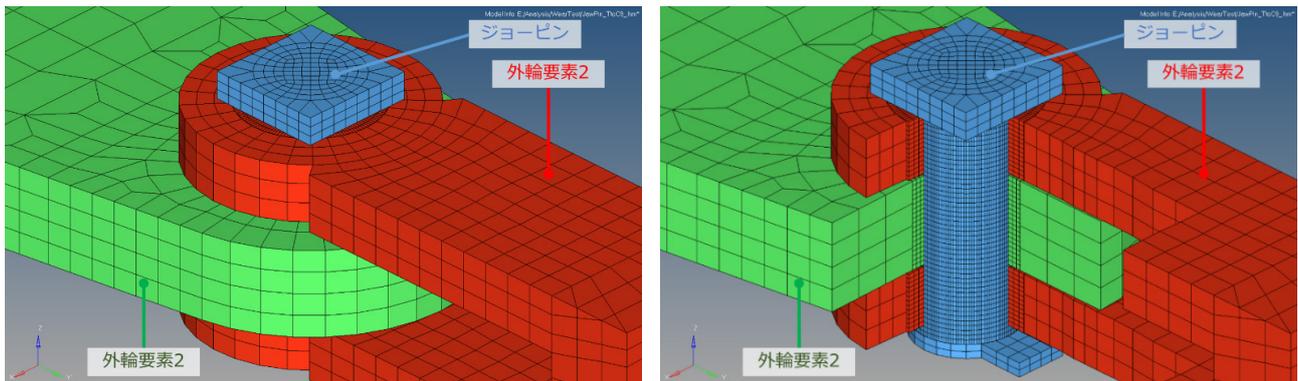


Fig. 3.17 軸受有限要素モデル(左, 外觀図 右, カットモデル)

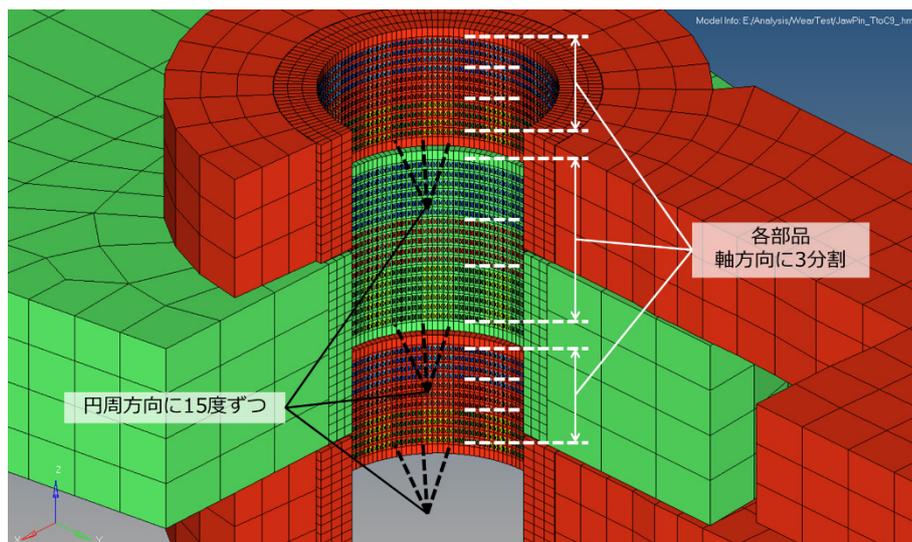


Fig. 3.18 軸受の接触インターフェース配置

本研究で取り扱う軸受摩耗は局所的に発生しているものもあるため、軸受にかかる力学的特性を詳細に確認していく必要がある。そのため、各部品の軸受の接触インターフェースを円周方向に15度ずつ24分割、軸方向に3分割、計72分割した(Fig. 3.18)。これが、外輪要素1の上部、外輪要素2、外輪要素1の下部にそれぞれ設定されているため、一つのジョーピンは計216個の接触インターフェースと対応することになる。各箇所での滑り速度や面圧を算出することが可能である。面圧は各インターフェース中心での圧力ベクトルの円筒面における法線方向成分として算出し、滑り速度は各インターフェース中心でのジョーピンに対する外輪要素の相対速度ベクトルの円筒面における接線方向成分として算出した。接触にはペナルティ法を使用し、外輪要素にマスターサーフェスを、ジョーピンにスレーブノードを設定した。

本解析において外輪要素1はロッドに対応し、外輪要素2はコネクタに対応する。また、この軸受モデリング手法及び接触インターフェース配置手法は後述する分岐器モデルでも使用する。

3.5.2.2 全体モデリング

軸受摩耗試験装置のうち有限要素モデル対象とした部分の図面を Fig. 3.19 に、それを基に Fig. 3.20 に示すような有限要素モデルを作成した。

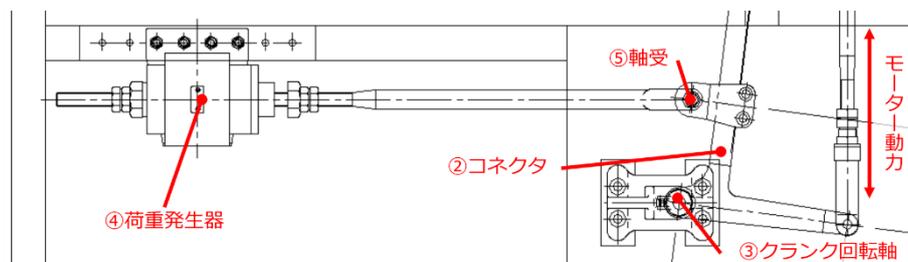


Fig. 3.19 軸受摩耗試験装置 モデル対象部 図面 [29]

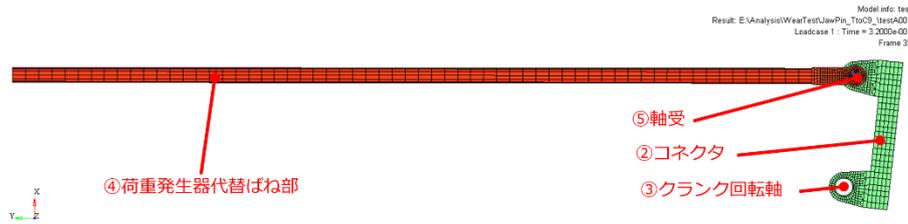


Fig. 3.20 軸受摩擦試験装置 有限要素モデル 全体図

実機におけるモーターによる強制変位とモーター-コネクタ間の動力伝達は、コネクタ回転軸に強制回転変位を与えることによって代替している(Fig. 3.21). 入力波形に関しては実測されたロッド変位波形とコネクタ長さから算出している(Fig. 3.22).

解析においては荷重発生器代替ばねのばね力が発生しない回転角度 0 度の状態から始まるので、圧縮状態もしくは引張状態のどちらかの状態にしてから、[圧縮→引張]の解析もしくは[引張→圧縮]の解析を行う必要がある。そのため、最初の 0.1[s]までにどちらかの状態になるように回転させて、0.2[s]間の静止状態にするための無回転時間を設けたのち、転換動作を行うようにしている。

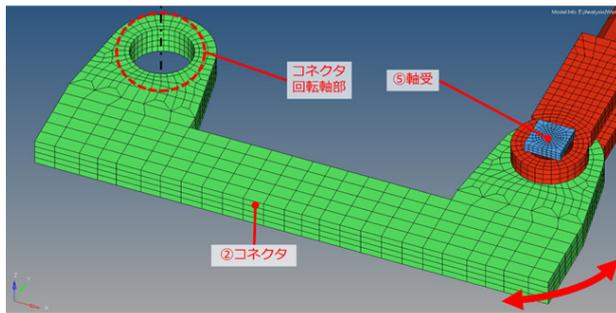


Fig. 3.21 軸受摩擦試験装置 有限要素モデル
コネクタ回転軸部

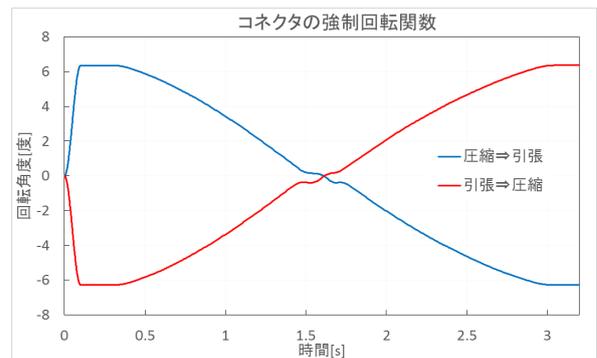


Fig. 3.22 コネクタ回転軸部 強制回転変位関数

荷重発生器については実物同様の非線形ばね特性を持つばね要素で再現した(Fig. 3.23). ロッド軸方向のばね特性を Fig. 3.24 に示す. これは荷重発生器内のばね特性の設計値(Fig. 3.8)ではなく、実際のロッドの変位-軸力関係(Fig. 3.15)を参考にしている. また、実機の荷重発生器はロッド方向の並進、及び鉛直を軸とした回転が可能となっており、それ以外の動作は不可能となっているので、解析用モデルにおいてもそのような拘束を設定した。

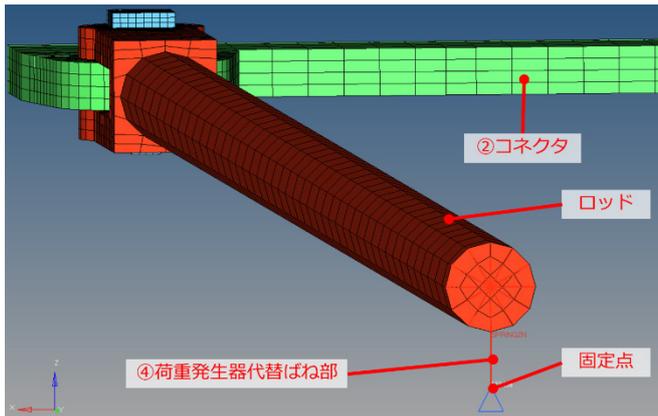


Fig. 3.23 軸受摩耗試験装置 有限要素モデル
荷重発生器代替ばね部

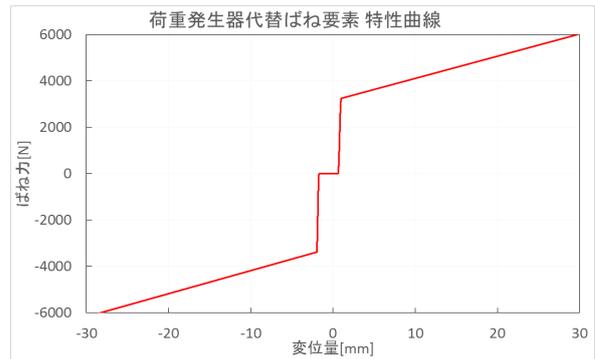


Fig. 3.24 荷重発生器代替ばね 変位-ばね力曲線

3.5.2.3解析条件

解析条件を Table 3.8 に示す。本解析では準静的な現象を再現することが目的であるため、マススケーリング法を用いる。モデルの最小メッシュサイズおよび解析条件の物性値からタイムステップを $6.60e-008[s]$ 以下にする必要があるところを、解析の設定により強制的にタイムステップが $2.00e-006[s]$ になるように設定している。このため、一部要素において解析条件の密度物性値よりも大きくなっているものが存在する。また、マススケーリングによって慣性力が大きくなったり、接触により高周波振動が発生したりするため、それらを抑制するために動的緩和法を設定して解析を行っている。

また、3.5.2.2 目で述べた通りロッドが圧縮状態から引張状態に転換する解析と、引張状態から圧縮状態に転換する解析の 2 つの解析を行う。

Table 3.8 軸受摩耗試験模擬解析 解析条件

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	56943
要素数	39052
解析時間	3.2[s]
タイムステップ	$2.0 \times 10^{-6}[s]$
その他	自動マススケーリング, 動的緩和法

また、用いた材料の物性値を Table 3.9 に示す。

Table 3.9 軸受摩耗試験模擬解析 材料物性値

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

3.5.2.4 出力波形

本解析により出力する各種波形についてまとめたものを Table 3.10 に示す。

Table 3.10 軸受摩耗試験模擬解析 出力波形箇所

出力波形	目的	出力箇所
ロッド変位	Validation	Fig. 3.25 参照
ロッド軸力	Validation	
軸受部変位, 速度	軸受の滑り速度算出	Fig. 3.18 の各接触インターフェース中心部の点 及び, 上記点に対するジョーピン上の点
軸受部接触力	軸受の面圧算出	Fig. 3.18 の各接触インターフェース

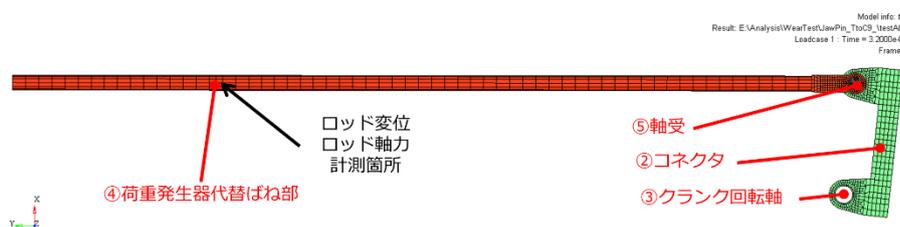


Fig. 3.25 ロッド変位, ロッド軸力計測箇所

3.5.3 解析結果と実測データとの比較

解析が実際の軸受摩耗試験を再現できているか確認するために, ロッド変位やロッド軸力, そして変位-荷重関係の実測データと解析結果を比較する。

3.5.3.1 ロッド変位

Fig. 3.26 に解析より出力されたロッド変位の結果及び, 実測データとの比較を示す。いずれの解析結果も実測データと一致していることから, 妥当な強制回転角を入力したと考えられる。

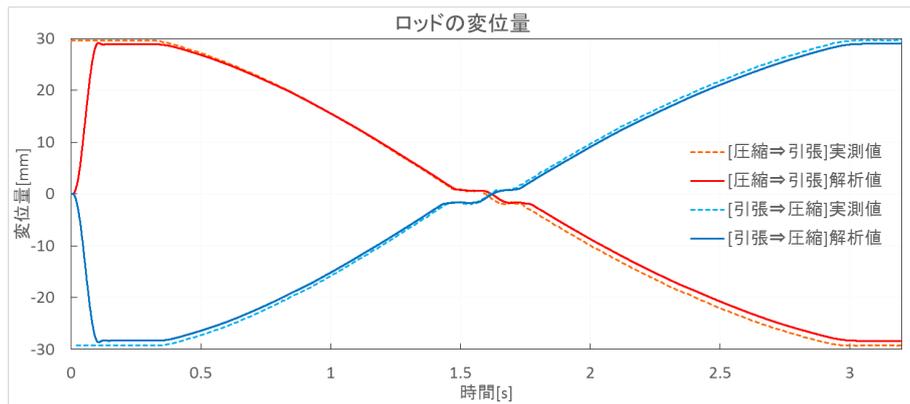


Fig. 3.26 軸受摩耗試験模擬解析のロッド変位量とその実測値比較

3.5.3.2 ロッド軸力

Fig. 3.27 に解析より出力されたロッド変位の結果及び、実測データとの比較を示す。いずれの解析においても、1.4[s] 付近で実測よりも早く軸力が 0 [N] になり、1.7[s] 付近で実測よりも軸力が発生するのが遅れるものの、よく一致している。ロッドの変位波形もよく一致していたため、変位に対する適切なばねを設定できたと考えられる。

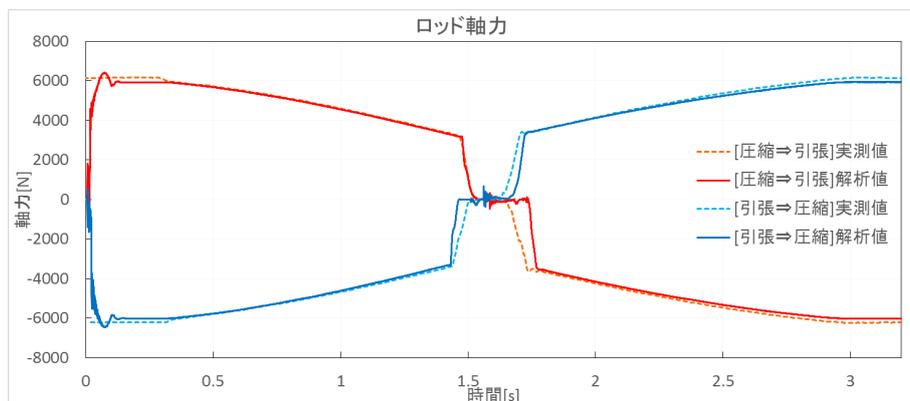


Fig. 3.27 軸受摩耗試験模擬解析のロッド軸力とその実測値比較

ロッド変位、ロッド軸力のいずれも実測値を再現できたことから、本解析は軸受摩耗試験を再現していると考えられる。

3.5.4 軸受部 PV 値の算出

前項において解析モデルの妥当性が確認できたので、本解析より出力される軸受の比摩耗量算出に必要な力学的特性について述べる。なお、解析において出力されたデータを用いて 3 か所の接触面それぞれ軸受の円周方向に 24 分割、軸方向に 3 分割の計 72 か所の面圧と滑り速度を算出した。その中で PV 積分値が最大となった、Fig. 3.28 に示す各接触面 90 度方向と 270 度方向のデータについて以下の項で示す。また、各接触面軸方向に関しては 3 分割したそれぞれの箇所データのデータがあるが、いずれも値はほぼ等しいため、3 つのデータの平均値を用いる。90 度方向、270 度方向は Fig. 3.28 にて定義する。

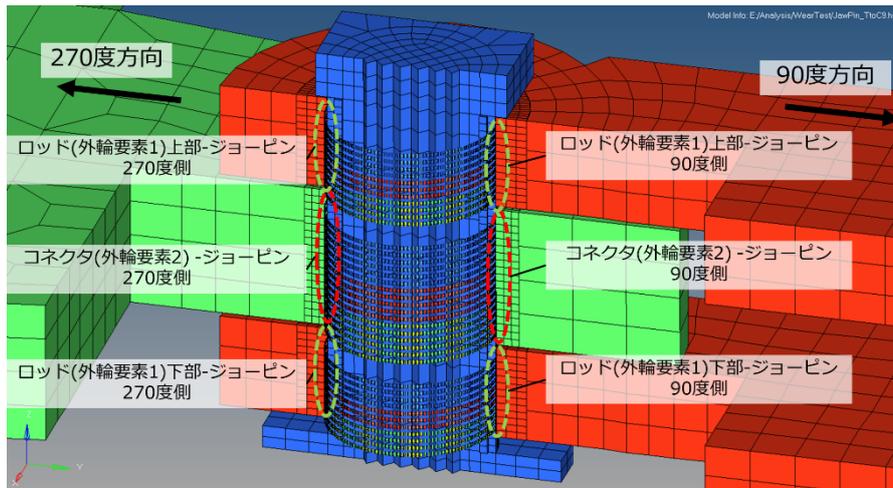


Fig. 3.28 面圧，滑り速度データ使用対象箇所

3.5.4.1 面圧

Fig. 3.29 に圧縮状態から引張状態への転換を模した解析，Fig. 3.30 に引張状態から圧縮状態への転換を模した解析の，各接触面の面圧の解析結果を示す．コネクタ-ジョーピン間の面圧について，圧縮状態時はコネクタ側の 270 度方向にのみ発生し，引張状態時は荷重発生器側の 90 度方向にのみ発生している．ロッド-ジョーピン間の面圧については，圧縮状態時は荷重発生器側の 90 度方向にのみ発生し，引張状態時はコネクタ側の 270 度方向にのみ発生する．これらの結果は力学的に正しい接触を再現できたといえる．最大値は引張状態，圧縮状態のいずれもほぼ同じ値で，コネクタ-ジョーピン間は約 65[MPa]，ロッド-ジョーピン間は約 55[MPa]となっている．

一部の波形に関しても最大引張状態から中立状態，最大圧縮状態から中立状態に至るまで 2 回ほど急激に跳ね上がる波形がみられるが，これは接触面のメッシュ分割が 2.5 度ごとになされているためであると考えられる．

また中立地点付近において一旦どちらの波形も 0 に収まるが，しばらくすると 90 度もしくは 270 度のいずれかの波形が跳ね上がる様子が見られる．これは軸受の外輪要素とジョーピンの寸法公差によって発生する隙間の影響で発生する，部品間同士の衝突によるものと考えられる．

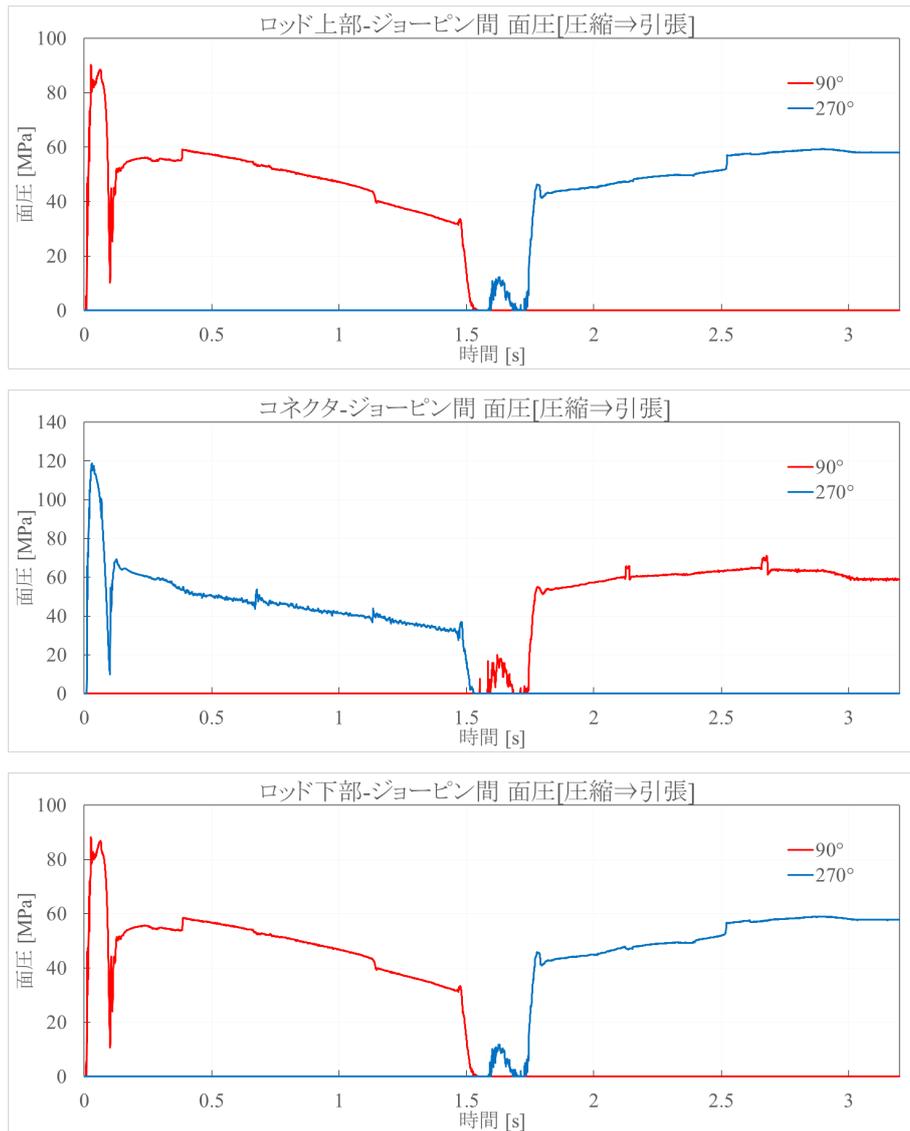


Fig. 3.29 軸受部各接触面の面圧(圧縮⇒引張 転換解析)

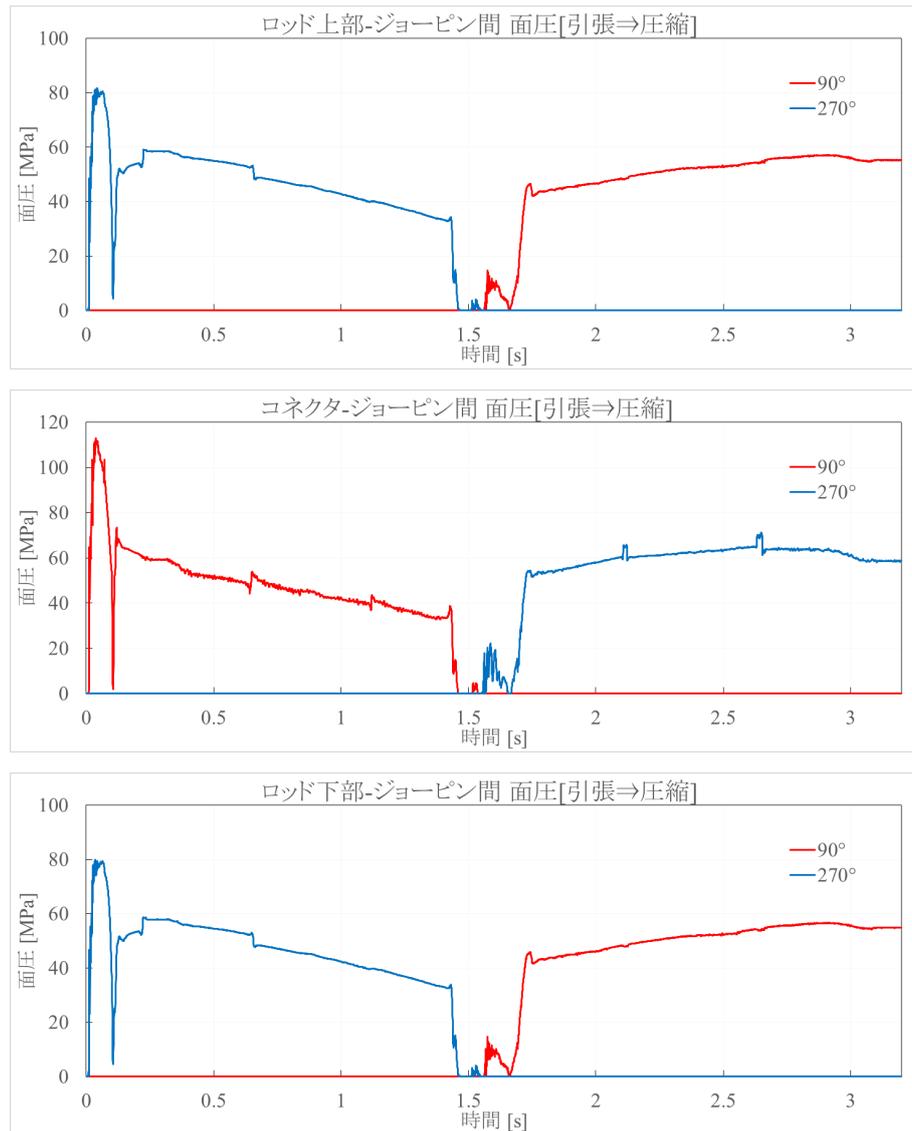


Fig. 3.30 軸受部各接触面の面圧(引張⇒圧縮 転換解析)

3.5.4.2 滑り速度

Fig. 3.31 に圧縮状態から引張状態への転換を模した解析, Fig. 3.32 に引張状態から圧縮状態への転換を模した解析の, 各接触面の面圧の解析結果を示す. コネクタ-ジョーピン間の滑り速度について, いずれの面も 0.3[s] の転換開始時には 0 [mm/s] だった速度が中立状態直前の 1.5[s]には 1.5[mm/s]に上昇し, 中立状態である 1.5[s]から 1.7[s]の間に大きな振動をする. そして, 中立状態直後の 1.7[s]には 1.5[mm/s]に収束し, 転換完了時の 3.1[s]には 0[mm/s]となる. ロッド-ジョーピン間の滑り速度について, いずれの面も中立状態を除く転換時の最大は約 0.2[mm/s]と, コネクタ-ジョーピン間と比較すると小さく接触面においてほぼ滑っていないことがわかる.

中立状態における高周波振動は部品間の衝突によるものと考えられ, 摩耗の評価値である PV 積分値に大きな影響を与えそうに見えるが, この付近では面圧がほぼ 0 に近いので, 後述するように PV 積分値にはほとんど影響を与えない.

軸受摩擦

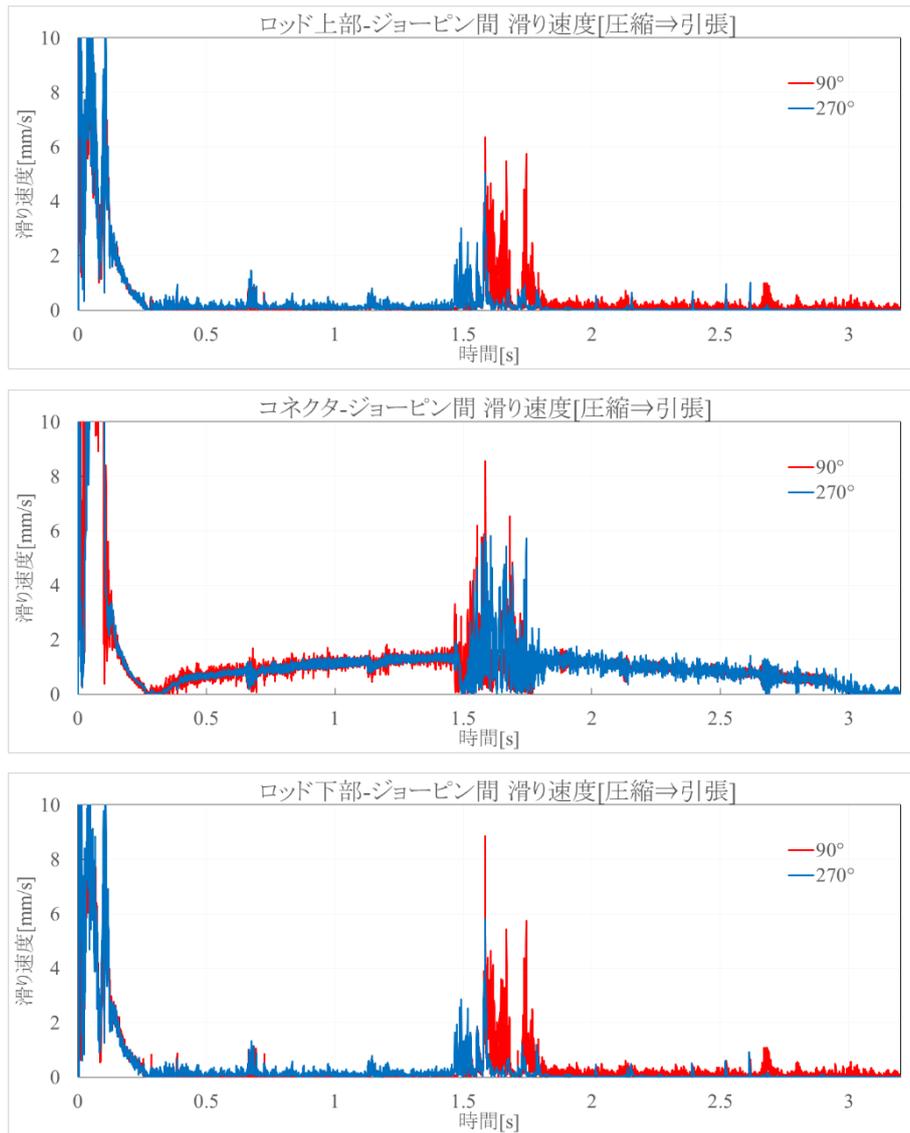


Fig. 3.31 軸受部各接触面の滑り速度(圧縮⇒引張 転換解析)

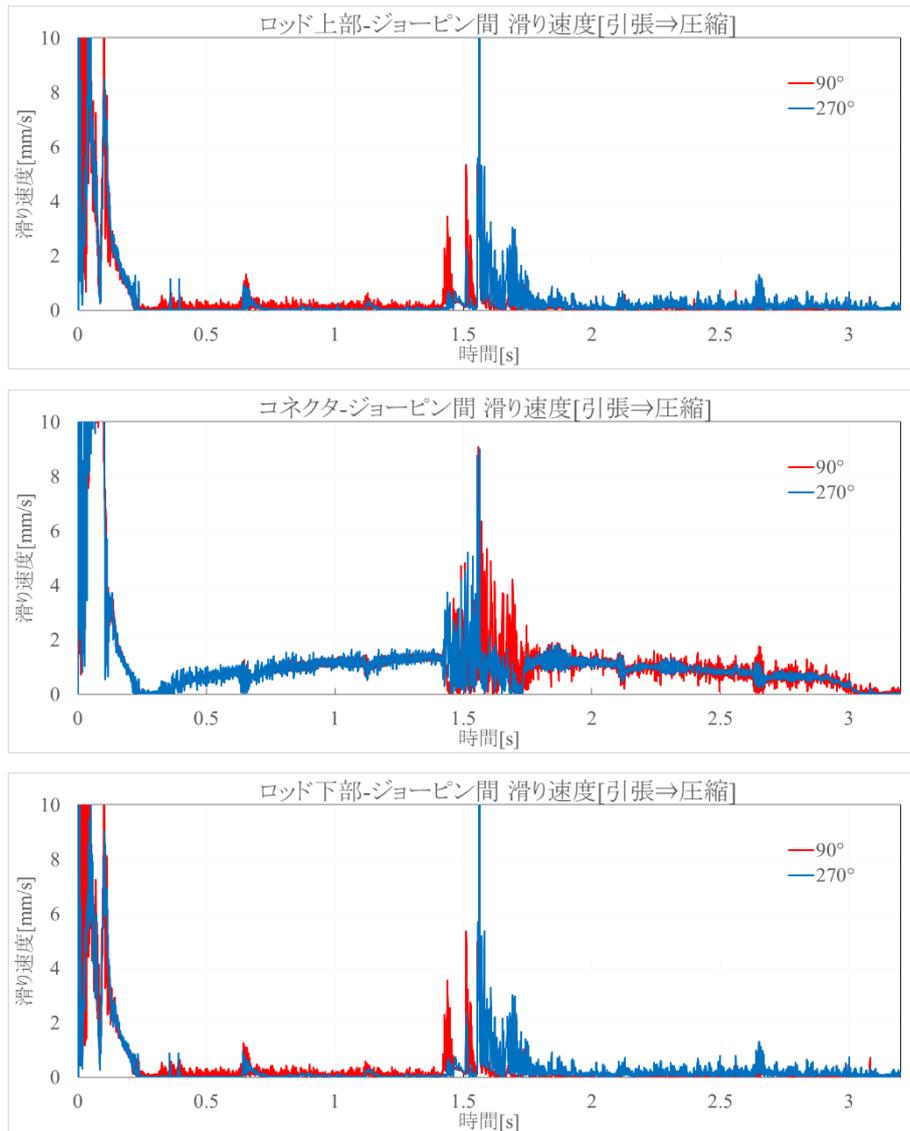


Fig. 3.32 軸受部各接触面の面圧(引張⇒圧縮 転換解析)

3.5.4.3PV 積分値

Fig. 3.33 に圧縮状態から引張状態への転換を模した解析, Fig. 3.34 に引張状態から圧縮状態への転換を模した解析の, 各接触面の PV 積分値の解析結果を示す. コネクタ-ジョーピン間の PV 積分値について, 圧縮状態時はコネクタ側の 270 度方向のみ増加し, 引張状態時は荷重発生器側の 90 度方向のみ増加する. ロッド-ジョーピン間の PV 積分値について, 圧縮状態時は荷重発生器側の 90 度方向のみ増加し, 引張状態時はコネクタ側の 270 度方向のみ増加する. このような結果となるのは面圧の発生の有無が大きな影響を与えるためであると考えられる.

また中立状態である 1.5[s]から 1.7[s]にかけてはいずれの方向においても PV 積分値はほとんど増加しない. このことから, 中立状態の滑り速度において見られた高周波の波形は PV 積分値に影響を与えないことがわかる.

軸受摩耗

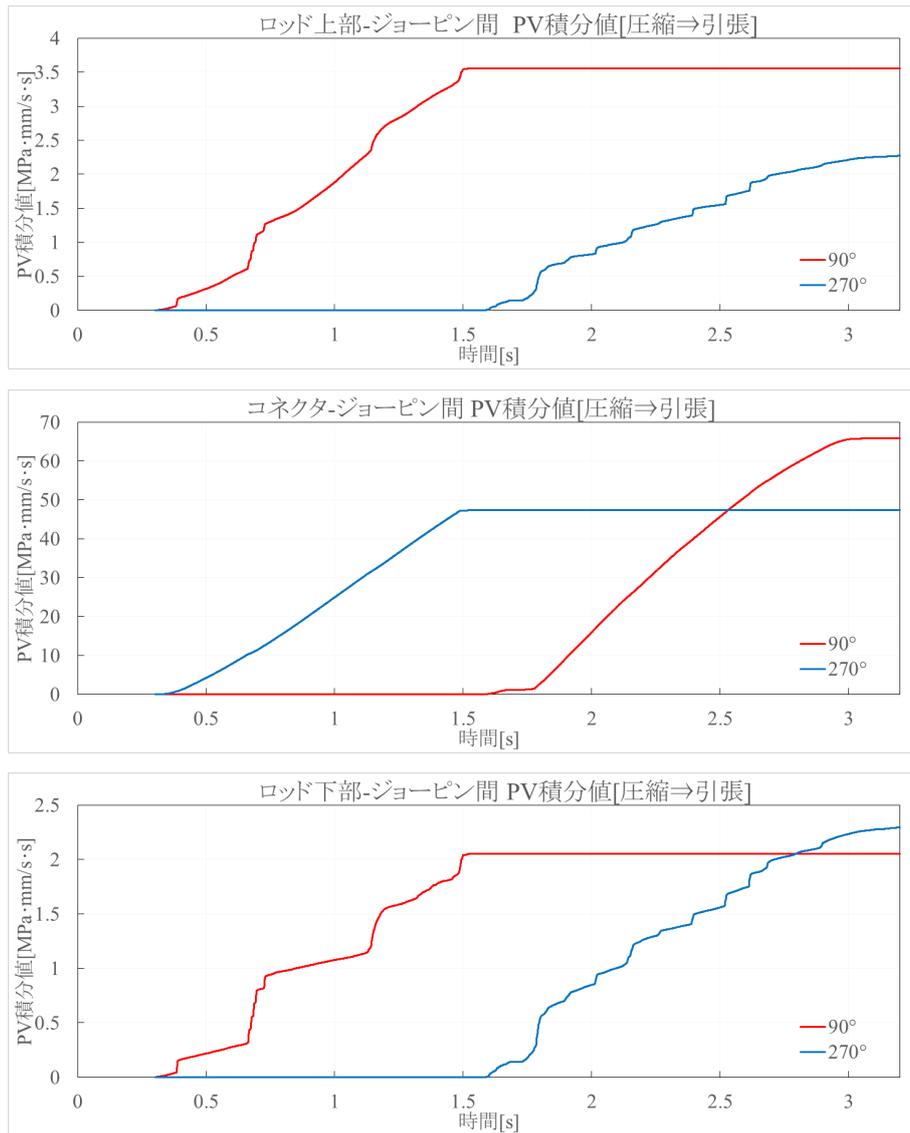


Fig. 3.33 軸受部各接触面の PV 積分値(圧縮⇒引張 転換解析)

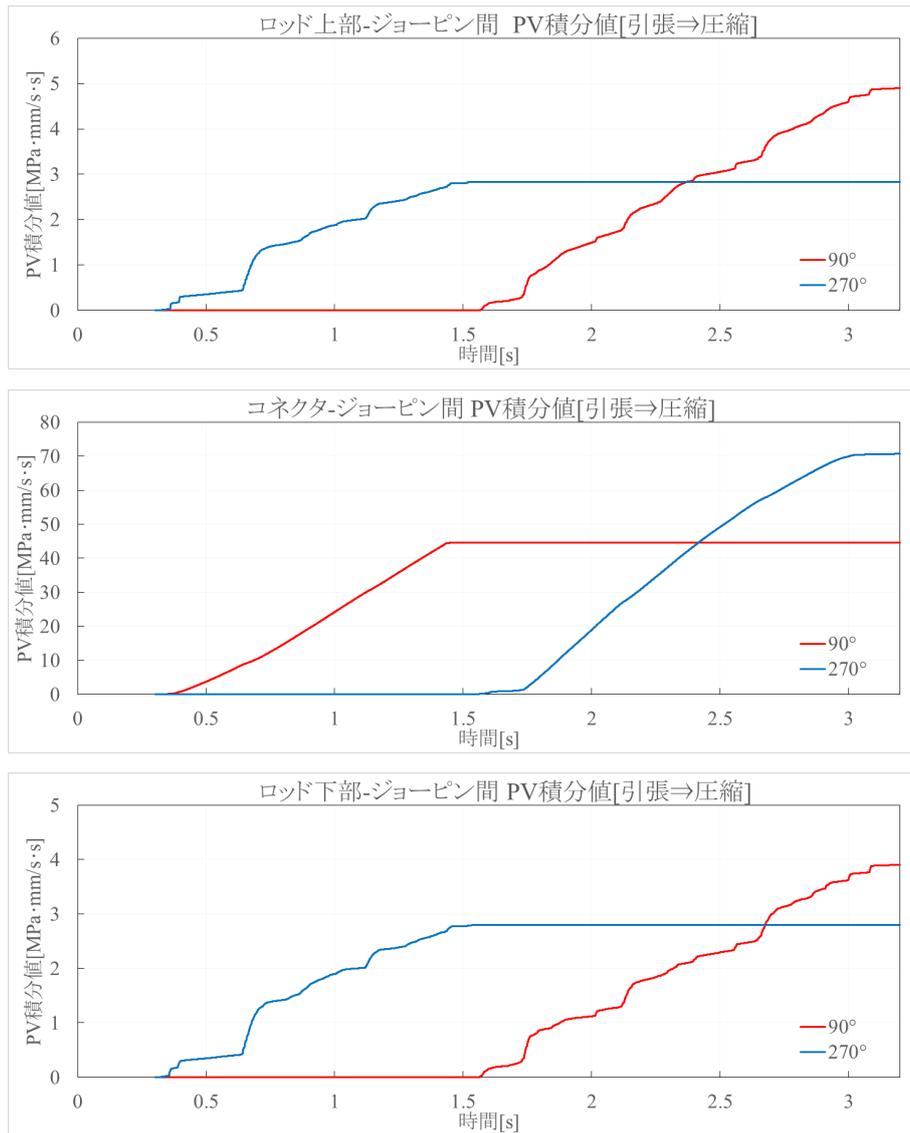


Fig. 3.34 軸受部各接触面の PV 積分値(引張⇒圧縮 転換解析)

3.5.5 比摩耗量の算出

3 か所の接触面における、それぞれの転換動作の 90 度及び 270 度の測定点で得られた計 12 個の PV 積分値について Table 3.11 にまとめる。“全方向平均×2”の値は全方向一様に摩耗するジョーピンの PV 積分値として用いるために、“90 度+270 度”の値は力学的負荷のかかる方向に局部的に摩耗する外輪要素であるロッドやコネクタの PV 積分値として用いるために算出したものである。

Table 3.11 軸受の各接触面における PV 積分値

PV 積分値(単位[MPa・mm/s・s])		全方向平均×2	90 度方向	270 度方向	90 度+270 度
ロッド上部- ジョーピン	[圧縮⇒引張]	0.701	3.547	2.288	5.835
	[引張⇒圧縮]	1.012	4.852	2.836	7.688
	合計	1.713	—	—	13.523
コネクタ- ジョーピン	[圧縮⇒引張]	16.513	65.886	47.323	113.209
	[引張⇒圧縮]	16.660	44.560	70.670	115.230
	合計	33.173	—	—	228.439
ロッド下部- ジョーピン	[圧縮⇒引張]	0.559	2.063	2.313	4.376
	[引張⇒圧縮]	0.904	3.919	2.801	6.720
	合計	1.463	—	—	11.096

Table 3.11 の“全方向平均×2”の PV 積分値と、Table 3.5 の実測によるジョーピン摩耗量及びその時のサイクル数 $C = 70000$ を式(3.6)に代入することで、ジョーピンのそれぞれの箇所における比摩耗量が算出できる。また、Table 3.11 の“90 度+270 度”の PV 積分値と、Table 3.6 の実測によるロッドやコネクタの摩耗量及びその時のサイクル数 $C = 70000$ を式(3.6)に代入することで、ロッドやコネクタのそれぞれの箇所における比摩耗量が算出できる。それらを Table 3.12 に示す¹⁰。

Table 3.12 軸受の各部の比摩耗量

部品	比摩耗量 (単位[mm ² /N])	部品	比摩耗量 (単位[mm ² /N])
ロッド(上部)	8.99×10^{-8}	ジョーピン (ロッド上部と接触)	2.71×10^{-7}
コネクタ	1.23×10^{-8}	ジョーピン (コネクタと接触)	2.46×10^{-8}
ロッド(下部)	8.11×10^{-8}	ジョーピン (ロッド下部と接触)	1.66×10^{-7}
ロッド(平均)	8.55×10^{-8}	ジョーピン (ロッド接触部の平均)	2.19×10^{-7}

軸受に使用されているロッド、コネクタ、ジョーピンの 3 つの部品において算出された比摩耗量に違いが見られた。これに関して考察する。

ロッドの上部と下部において比摩耗量に差が発生したのは、軸受摩耗試験模擬解析において重力を考慮しなかったためである。軸受で寸法公差によって発生する隙間が存在すること、またロッドは軸受部と荷重発生器部の 2 点支持で自重によるたわみも発生することから、特に面圧においては重力の影響を受

¹⁰ 先行研究で行われた普通分岐器の球面軸受は、比摩耗量は 7.542×10^{-9} [mm²/N] と算出された [8]。また、ブッシュを使用した無潤滑状態の軸受は $1.7 \times 10^{-9} \sim 8.3 \times 10^{-9}$ [mm²/N] が比摩耗量の目安として考えられている [24]。

けると考えられる。しかし、解析時間を短くする¹¹ために本解析ではマススケーリングを用いている。マススケーリングされている要素上の節点に通常の重力加速度を加えると、質量が増えている分重力による鉛直下向きの力も実際より大きくなってしまう。あるいは質量を増やした分重力加速度を減らすという手もあるが、本解析の場合は重力加速度を $4.9[\text{mm}/\text{s}^2]$ に設定しなくてはならず、解析開始から重力がかかる環境においての定常状態に至るまでに非常に時間がかかることになる。このため、解析上で重力の影響を加味するのは難しい。そこで、ロッドの比摩耗量を算出する際は上部と下部の平均値を使用する。ジョーピンの対ロッド上部比摩耗量と対ロッド下部比摩耗量についても同様に平均値を使用する。

ロッドとコネクタにおいて比摩耗量に差が発生したのは、ロッドとコネクタは使用する材質が異なるためである。ロッドは SS400 を使用し、コネクタは S25C を使用している。このため、S25C を使用しているコネクタのほうが、硬さが大きいことになる。一般に金属においては硬さが大きいほうが耐摩耗度に優れるとされており [22]、すなわちこれは比摩耗量が小さくなるということになる。ここで、ロッドとコネクタの比摩耗量を比較すると硬さの大きいコネクタのほうがロッドよりも比摩耗量が小さくなっており、上記の傾向と一致する。このようなことから、ロッドとコネクタにおいて比摩耗量に差が発生する。

ジョーピンの対ロッド部と対コネクタ部において比摩耗量が発生したのは、前述したとおりジョーピンの接触相手であるロッドとコネクタの材質の違いであると考えられる。鉄道用車輪の硬さとレールの摩耗量の関係についての研究より、車輪の硬さが大きいほど発生する摩耗粉の量が減り、レールの摩耗量も減るという現象が解明されている [32]。同様にジョーピンがロッドやコネクタに接触した際に、硬さの大きいコネクタとの接触部のほうが、摩耗粉の発生量が少なく摩耗量が減り、比摩耗量も小さくなったと考えられる。

ジョーピンとロッドやコネクタといった外輪要素において比摩耗量が発生したのは、ジョーピンと外輪要素の加工方法の違いや接触時間の違いであると考えられる。ジョーピンは、SS400 や S25C よりも硬さの大きい S35C を使用しているため上記の材料の違いでは説明できない。一方で外輪要素は防錆加工がなされているのに対し、ジョーピンはなされていない。また、外輪要素はジョーピンとの接触面が常に同じ位置であるため、表面の錆が進む前に接触による摩耗が進むと考えられる。一方でジョーピンは、試験中に徐々に回転するため、表面の一点に注目すると、“外輪要素と接触する”状態と“接触しない”状態が交互に発生する。このため“接触しない”状態の時に錆が進み、“接触する”状態になった際に錆が剥がれてしまうため径の減少量すなわち摩耗量が大きくなってしまおうと考えられる。に示すように、本実験終了後のジョーピンを確認すると表面に錆が発生している様子が確認できる。

以上のような理由から、部品ごとあるいは接触面ごとに比摩耗量に違いが発生すると考えられる。

¹¹ 本解析は 4 コア使用で約 2 日間かかる。マススケーリングを使用しない場合、約 50 日間かかると考えられる。

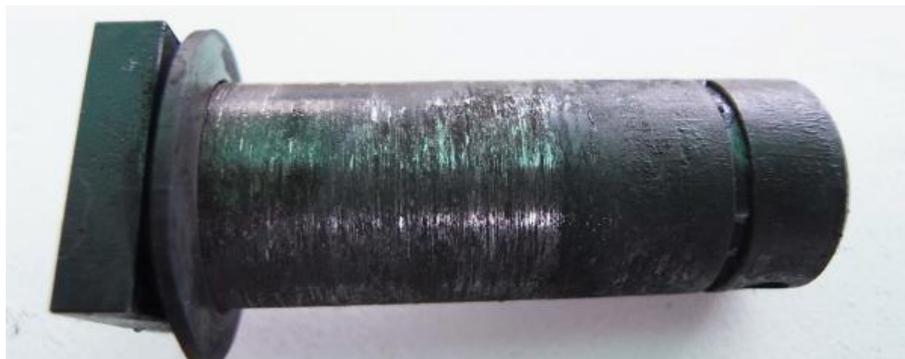


Fig. 3.35 軸受摩耗試験終了後のジョーピン [29]

分岐器においても，外輪要素 1 にあたる部品は SS400，外輪要素 2 にあたる部品は S25C，ジョーピンは防錆処理を行っていない S35C が使用されている．このため，本章で算出した比摩耗量は分岐器においても適用可能であると考えられる．

3.6 本章のまとめ

ジョーピンにおいて発生する摩耗現象と摩耗量算出手法について考察を行った．そして，摩耗量算出に必要な比摩耗量を，実験とそれを模した解析を行うことによって導き出すことができた．これによって，列車通過時の軸受にかかる PV 積分値を算出することができれば，摩耗量を推定できるようになった．次章では，実分岐器上の軸受における，列車通過時の PV 積分値算出のための考察及び摩耗量算出を行う．

第4章 ダブルスリップ分岐器の列車通過時振動

4.1 緒言

前章においては、観察対象のダブルスリップ分岐器で使用されている軸受のうち最も振動の影響を受けると考えられる軸受の摩耗量の定量化の方針、及びそれに必要な軸受固有の定数を実験と解析により算出した。本章においては、ダブルスリップ分岐器の軸受摩耗に影響する振動について述べる。営業線で測定したデータと、ダブルスリップ分岐器の衝撃応答を模擬した解析のデータの両方を確認しながら、発生している現象について考察する。

4.2 営業線振動波形測定概要

以前にも JR 東日本管轄内のいくつかの営業線の普通分岐器において、列車通過時の分岐器各所の加速度やフロントロッド軸力といった波形データが測定されており [21]、トンダレール後端部継目を車輪が通過する際に衝撃振動が発生する現象が最も軸受摩耗に影響を与えると仮定することができた。そして、これらの波形をもとに衝撃振動に対する過渡応答特性を再現した普通分岐器モデルの作成が試みられてきた [5] [6] [8]。これらの普通分岐器に対する実測及びモデルの作成は、形状が複雑な特殊分岐器を再現するモデル作成のためのノウハウを得るために行われたものであった。

一方で、特殊分岐器の一種である、形状が複雑なダブルスリップ分岐器に対しては実機の波形データの計測がなされたことはなく、列車通過時にどのような現象が発生するか、またいずれの現象が軸受摩耗に影響を与えるかが不明であった。そこで、本年度にダブルスリップ分岐器を対象とした営業線列車通過時波形の測定が JR 東日本とジェイアール総研電気システムの協力のもと行われた。この測定により、後端部継目における衝撃振動を含む、軸受摩耗を引き起こす現象の推定が可能となる。また、その現象を再現する解析の合わせこみを、測定された波形を用いて行うことができるようになる。

4.3 営業線振動波形測定条件

4.3.1 分岐器条件

測定対象分岐器の仕様および測定時の条件について Table 4.1 に示す。実際の計測においては様々な進行方向に列車が通過する際の波形を計測したが、本研究では1条件に絞って取り扱う。

Table 4.1 分岐器仕様と測定時条件

分岐器番号	A 駅 A 号, B 号
分岐器種類	10 番ダブルスリップ部
転換方式	関節方式
フロントロッド型番	B721
段違い量	0[mm]
進行方向	背向(Fig. 4.1 参照)
開通方向	圧縮開通

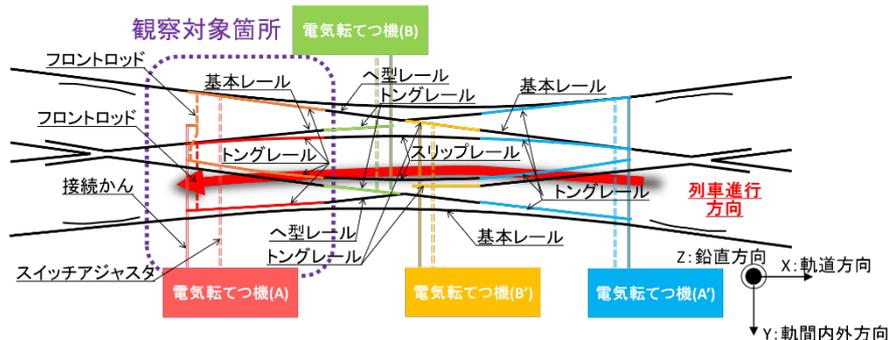


Fig. 4.1 列車進行方向

4.3.2 測定条件

4.3.2.1 測定箇所

Table 4.2 に測定箇所と測定内容について示す。先行研究 [8]において最も軸受摩耗に影響を与えると仮定した、トングレール後端部の衝撃振動発生箇所にあたるトングレール及びそれに対応するフロントロッドを以下“A 号”分岐、A 号側と接続かんを介してつながっているフロントロッド及びそれに対応するトングレールを以下“B 号”分岐と呼ぶ。また、固定レールと密着している側のトングレールを以下“密着側”，固定レールから離れている側のトングレールを以下“非密着側”と呼ぶ。

なお、フロントロッド軸力はひずみゲージで付近の部品の曲げによるひずみ量を測定したのち、ひずみ量から力に変換して求めている。その変換方法については後述する。

Table 4.2 測定箇所と測定内容

測定位置	測定値[単位]	Fig. 4.2 対応箇所
トングレール後端部	鉛直方向加速度[m/s ²]	A号密着側：①
	軌間内外方向加速度[m/s ²]	A号非密着側：⑥
	軌道平行方向加速度[m/s ²]	B号密着側：⑨ B号非密着側：⑭
フロントロッド肘金部	鉛直方向加速度[m/s ²]	A号密着側：②
	軌間内外方向加速度[m/s ²]	A号非密着側：④
	軌道平行方向加速度[m/s ²]	B号密着側：⑩ B号非密着側：⑫
フロントロッド肘金部	フロントロッド軸力[N]	A号密着側：③ A号非密着側：⑤ B号密着側：⑪ B号非密着側：⑬
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]	
接続かん	接続かん軸力[N]	⑧

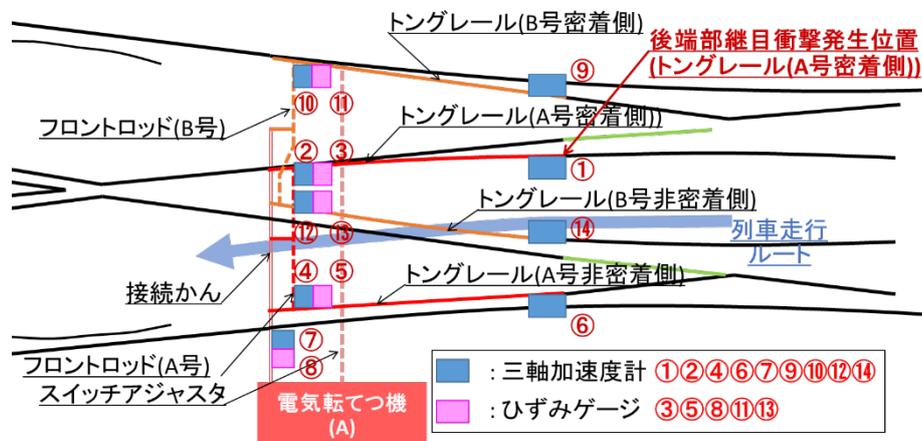


Fig. 4.2 測定装置設置箇所

4.3.2.2測定機器 [33]

測定機器の諸元を Table 4.3 に示す. 加速度のサンプリング周波数は 12000[Hz], 軸力のサンプリング周波数は 3000[Hz]である. ただし, 軸力には 1000[Hz]の LPF がかけてある.

Table 4.3 測定機器

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 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	—

4.3.2.3測定機器設置方法

実機における測定機器のうちトングレー後端部に設置されるものの設置状況を Fig. 4.3 に、フロントロッド肘金部と接続かんに設置されるものの設置状況を Fig. 4.4 に示す。トングレー後端部の加速度計は継目から 350[mm]先端側のレールの腹部に設置されている。フロントロッド肘金部の加速度計は肘金の軌道平行方向に垂直な面のうち先端側最上部に設置されている。フロントロッド肘金部のひずみゲージは肘金の軌間内外方向に垂直な面の両側に、上面から 70[mm]の位置に設置されている。両側の面にひずみゲージを設置することで、2ゲージ2アクティブ法で引張成分を測定している。接続かんの加速度計は継手を固定するためのナットの側面に設置されている。接続かんのひずみゲージは継手から 550[mm]転てつ装置方向に進んだところに、軌道平行方向に垂直になるように設置されている。

いずれの加速度計もそれぞれ軌道平行方向、軌間内外方向、鉛直方向に 3 軸が向くように設置されている。



Fig. 4.3 トングレール後端部 測定機器



Fig. 4.4 肘金部・接続かん 測定機器

4.3.2.4 肘金部ひずみからの軸力導出

軸力は肘金部で計測されたひずみを以下の考え方によって変換したものである。

肘金は接続部である軸受部にてロッドより力を受ける。作用反作用の法則により、こ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に等しいと考えられる。

Fig. 4.5 に示すように肘金を梁と見立てると、ロッドからの軌間内外方向外力により、軌間内外方向に曲げ変形が生じるとみなせる。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、鉛直方向のひずみが計測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ものであると考えると以下の関係式が導かれる。

肘金部ひずみゲージ貼付位置にかかる曲げモーメントを M 、その地点での断面係数を Z とすると、曲げ応力 σ は、

$$\sigma = \frac{M}{Z} \quad (4.1)$$

とあらわされる。接触部である軸受中心部からひずみゲージ貼付位置までの鉛直方向距離を l 、今回求めたいロッドから受ける軌間内外方向外力を W とすると、

$$M = W \cdot l \quad (4.2)$$

である。ここで、2 ゲージ 2 アクティブ法により計測を行っているので、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 $\varepsilon_{bending}$ とすると、

$$\varepsilon_{bending} = \frac{\varepsilon_1 - \varepsilon_2}{2} \quad (4.3)$$

と、おくことができる。そして応力とひずみの関係より

$$\sigma = E \cdot \varepsilon_{bending} \quad (4.4)$$

となることから、式(4.1)、式(4.2)、式(4.3)、式(4.4)によってロッド軸力 W と肘金部ひずみ ε_1 、 ε_2 の関係は以下の式で表される。

$$W = \frac{E \cdot Z}{l} \cdot \frac{\varepsilon_1 - \varepsilon_2}{2} \quad (4.5)$$

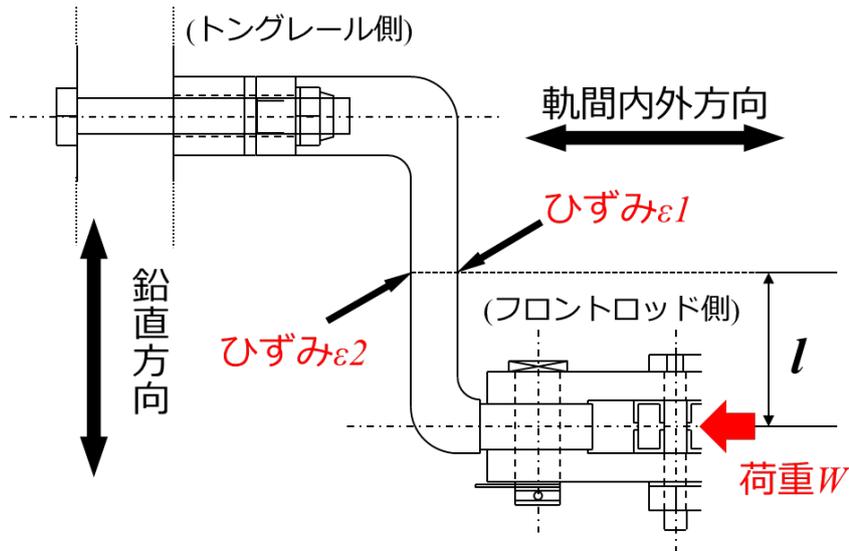


Fig. 4.5 肘金部ひずみとフロントロッド軸力の関係

4.4 営業線振動波形データ

各測定点での波形傾向を確認する。

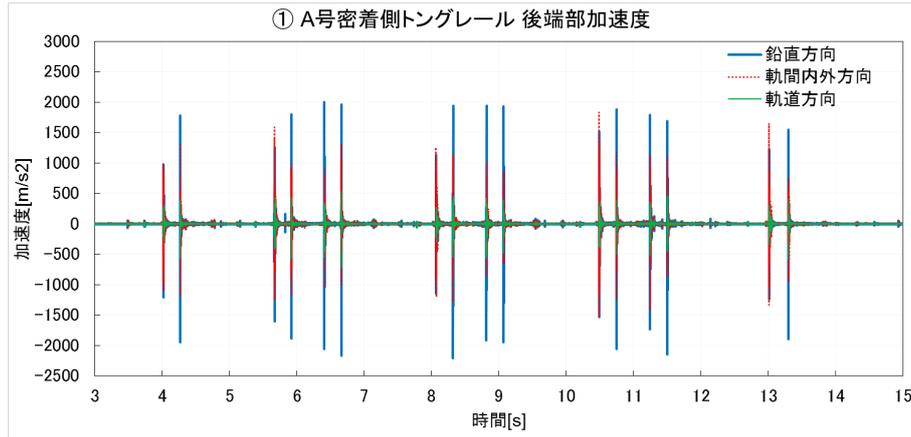
4.4.1 分岐器各所の波形傾向 [33]

それぞれの測定点の波形のうち、一列車通過分の波形を見たもの(以下“全体図”と述べる)と、その中で継目部の衝撃振動によるインパルス波形状のものを拡大したもの(以下“詳細図”と述べる)について確認する。なお、いずれの波形も、同一箇所の異方向波形は時間同期がなされているが、異なる場所同士での時間同期はなされていない。

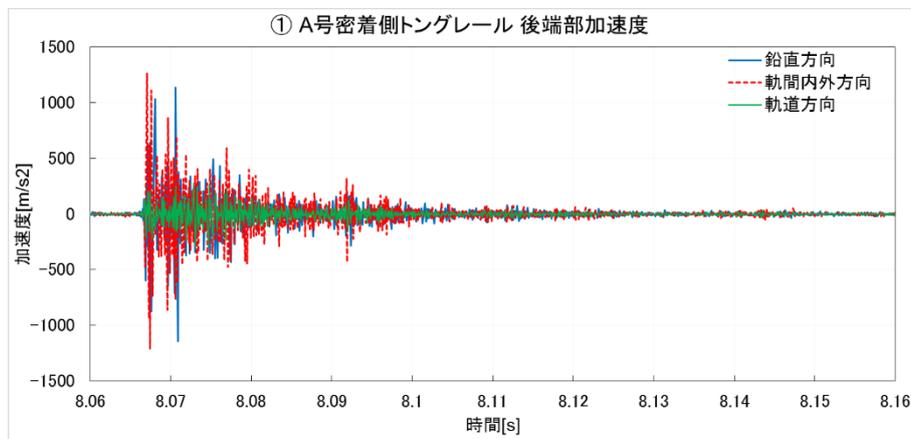
また、①以外のトングレー後端部加速度と⑧の接続かん軸力に関しては記載していない。前者に関しては最大値が $200[\text{m/s}^2]$ 以下と十分小さく、後者に関しては約 $30[\text{Hz}]$ の一様な波形のみが記録され正しく観測が行われなかったと考えられるためである。

4.4.1.1 ①A号密着側トングレー後端部加速度

鉛直方向と軌間内外方向において振幅が $10^3[\text{m/s}^2]$ オーダーの値が確認された。一方で、軌道平行方向に関しては $10^2[\text{m/s}^2]$ オーダーの値だったので、継目通過時荷重の入力波形としては鉛直方向と軌間内外方向の2つを考える必要がある。全体図を確認すると、衝撃が発生するのは16回で通過車軸の数に等しい。また、発生する時間から、継目を車輪が通過する際に衝撃が発生すると判断できる。詳細図を確認すると、鉛直方向に関しては $0.003[\text{s}]$ 間隔で2回衝撃波形が確認されるのに対して、軌間内外方向に関しては1回のみ衝撃波形が確認される。衝撃波形発生から $0.01[\text{s}]$ までは振幅 $500[\text{m/s}^2]$ の振動が残ったのち減衰する様子が見られる。



(a) 全体図

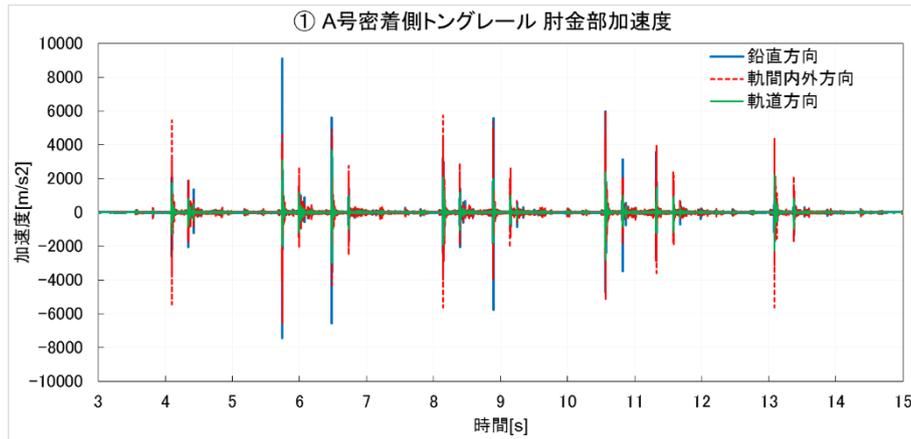


(b) 詳細図

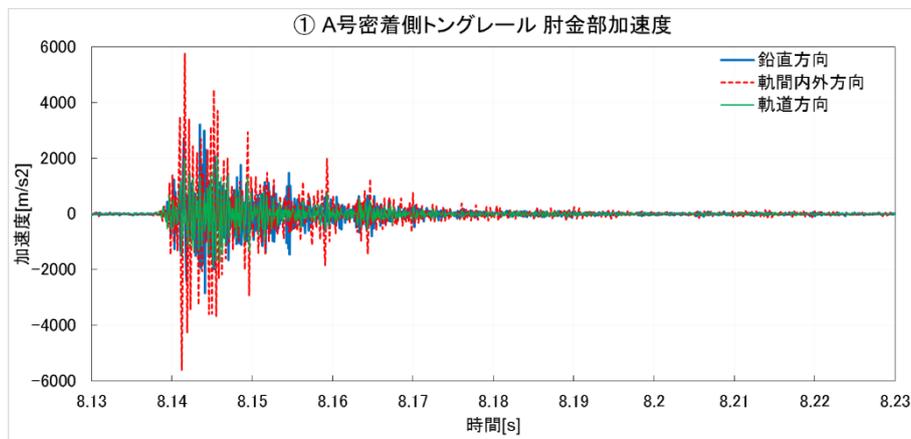
Fig. 4.6 A 号密着側トングレール後端部加速度

4.4.1.2②A 号密着側フロントロッド肘金部加速度

全方向において、振幅が $10^3[\text{m/s}^2]$ オーダーの値が観測された。これらの値は加振点付近であるトングレール後端部の加速度の振幅よりも大きいものである。特に鉛直方向と軌間内外方向の加速度が最大で $5 \times 10^3[\text{m/s}^2]$ 以上となる。全体図を確認すると、衝撃が発生するのは16回で通過車軸の数に等しい。また、発生する時間から、後端部で発生した衝撃振動が肘金部でも衝撃となって表れると判断できる。1, 3軸目にあたる衝撃振動の振幅が大きく2, 4軸目にあたる衝撃振動の振幅が小さい。これは車輪が継目を通る際のトングレール上の前軸の有無の差によって発生する現象であると考えられる。詳細図を確認すると、鉛直方向では衝撃振動が1回のみ発生するのに対して、軌間内外方向では衝撃振動が2回発生する様子が見られる。これらの波形は衝撃振動から0.04[s]程で減衰する。



(a) 全体図

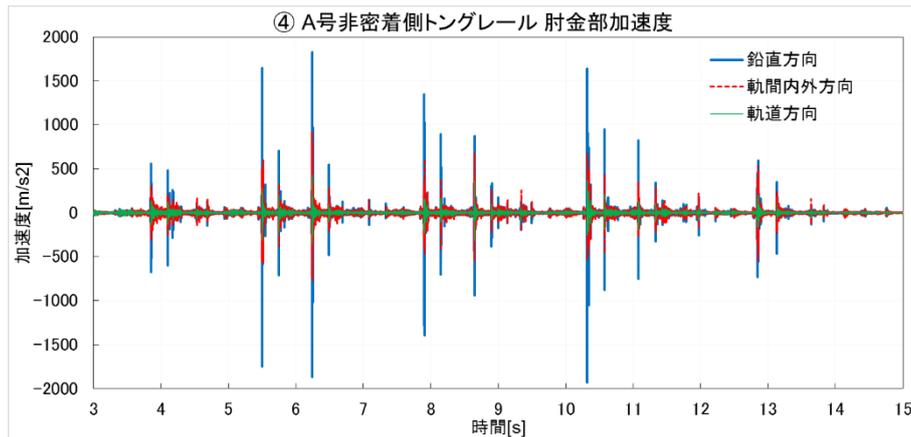


(b) 詳細図

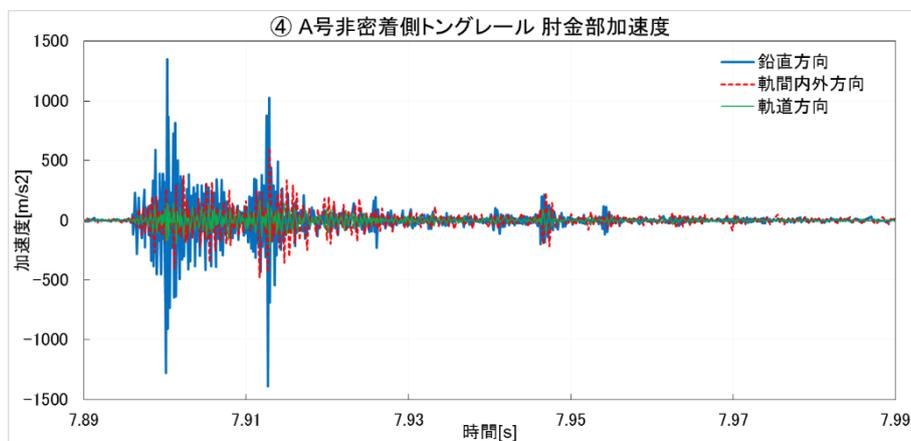
Fig. 4.7 A 号密着側フロントロッド肘金部加速度

4.4.1.3④A 号非密着側フロントロッド肘金部加速度

鉛直方向において振幅が 10^3 [m/s²]オーダーの値が観測された。また、軌間内外方向に関しても 10^3 [m/s²]に近い値が観測された。全体図を確認すると、衝撃振動の発生する間隔はほぼ密着側に等しく、フロントロッドの密着側に伝わった衝撃振動が多少減衰しながらも非密着側にも伝わっていることがわかる。詳細図を確認すると、鉛直方向において0.01[s]間隔で衝撃振動が2回発生している。これは、密着側で観測された衝撃振動2回の間隔よりも広がっている。



(a)全体図

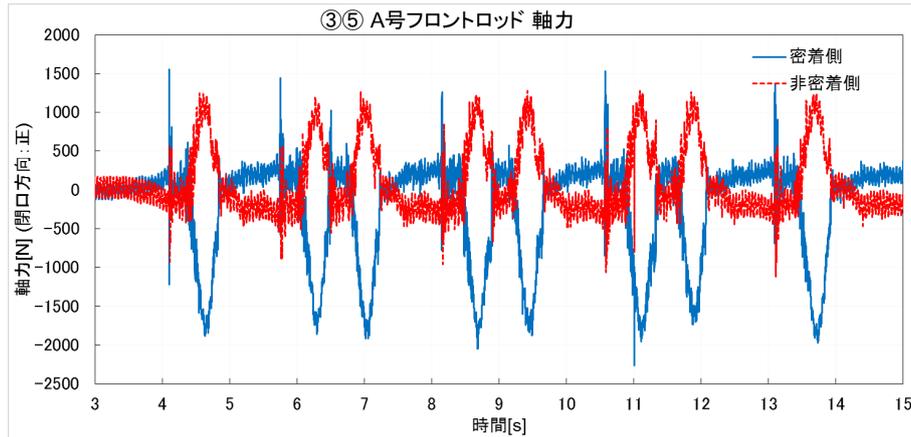


(b)詳細図

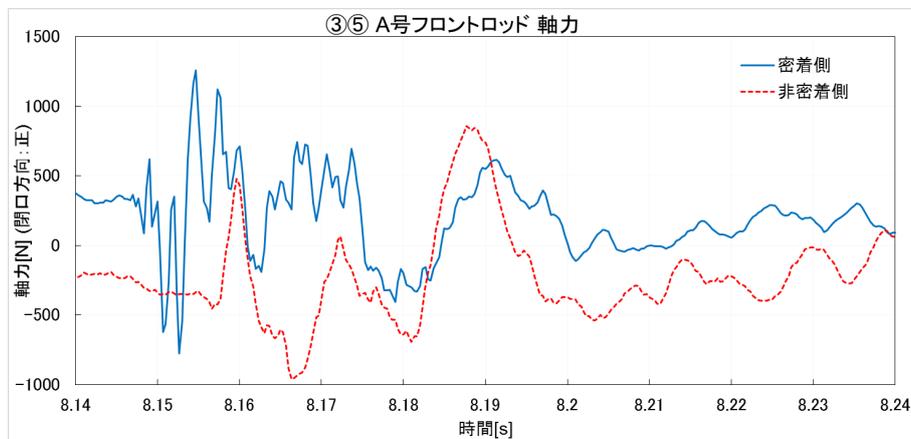
Fig. 4.8 A 号非密着側フロントロッド肘金部加速度

4.4.1.4③⑤A 号フロントロッド軸力

全体図を確認すると密着側において高周波振動が発生したのち低周波振動が発生する様子が見られた。高周波振動が発生する間隔は、加速度において 1 軸目と 3 軸目による衝撃振動が発生する間隔と同じであり、高周波振動が発生するのは 1 軸目と 3 軸目の衝撃振動によるものと考えられる。2 軸目と 4 軸目の継目通過にあたる時間には高周波振動は観測されない。また、車輪が肘金部直上を通過する時間と周波数約 1[Hz]振幅約 1000[N]の低周波振動のピークの時間は一致している。非密着側は、高周波振動は発生しないものの、周波数約 1[Hz]振幅約 600[N]の低周波振動は発生し、その発生時間は密着側と一致する。詳細図は高周波振動の箇所に着目したものである。密着側は周波数 100[Hz]振幅 2000[N]と周波数 300[Hz]振幅 500[N]の波形が混合したものが発生したのち、低周波低振幅に遷移していく。非密着側は密着側よりも振幅が小さくなり、300[Hz]の高周波波形が消えるものの、密着側とほぼ同様の傾向を示している。また、約 1[Hz]の低周波振動直後は軸力の値が 0[N]になるがその後、高周波振動発生時間が近づくとつれて約 400[N]の軸力が発生する様子が見られる。



(a) 全体図

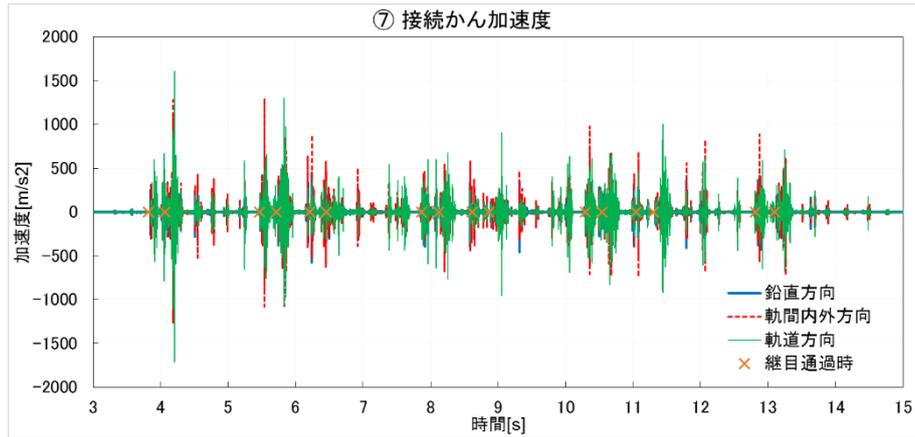


(b) 詳細図

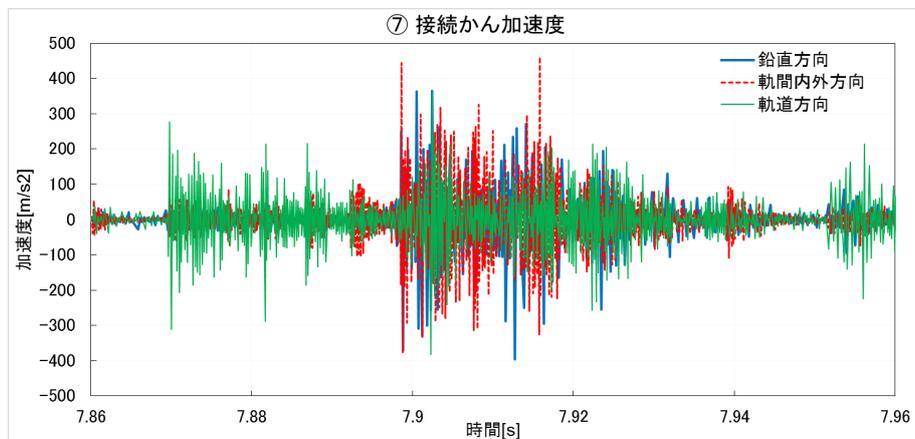
Fig. 4.9 A 号フロントロッド軸力

4.4.1.5⑦接続かん加速度

6[s]までにおいていずれの方向も振幅が $10^3[\text{m/s}^2]$ オーダーの値が観測された一方で、それ以降は軌道平行方向と軌間内外方向で $10^3[\text{m/s}^2]$ オーダーの値が観測された。全体図を確認すると、衝撃波形が多数存在し、どの衝撃波形が継目通過のタイミングと一致するかわかりにくくなっている。そのため、継目通過の時間を橙色×印でプロットした。継目通過直後でない衝撃波形は同間隔で発生し、その周波数は約4[Hz]である。ただし、振幅の大小は不規則であり、方向によっては発生しないものもある。また、6[s]以降は不規則に波形が発生することもある。詳細図を確認すると、鉛直方向と軌間内外方向はほぼ同時に大きな振幅の波形が発生するが、軌道平行方向のみ他方向よりも0.03[s]早く大きな振幅の波形が発生する。



(a) 全体図

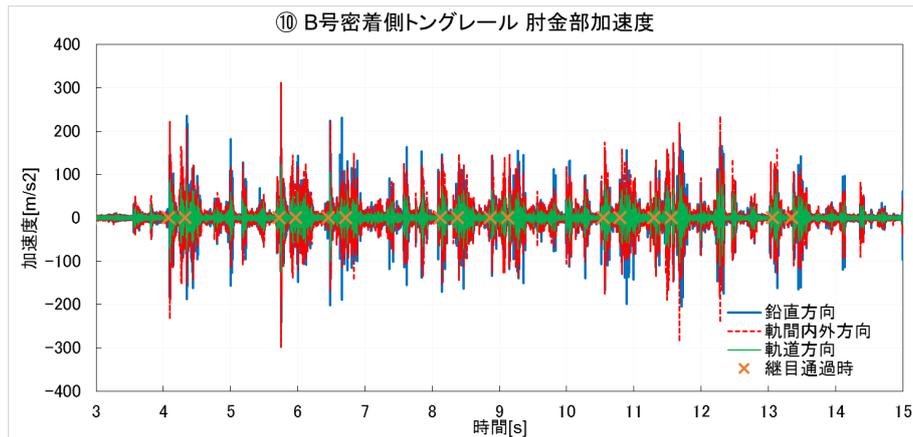


(b) 詳細図

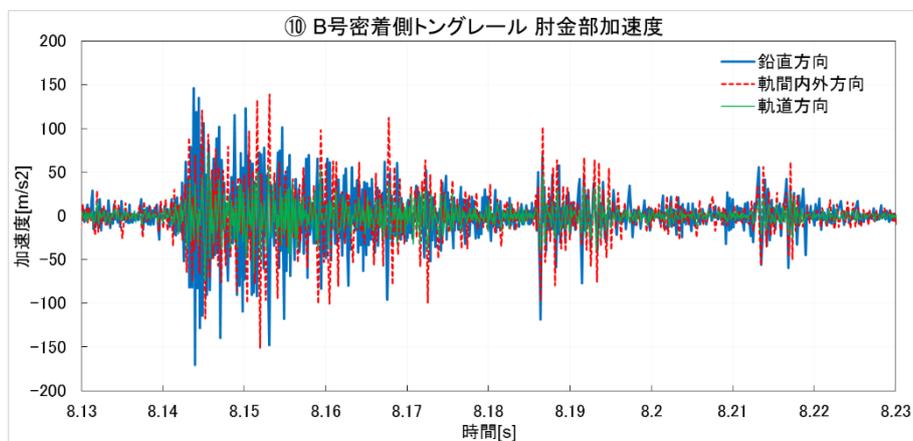
Fig. 4.10 接続かん加速度

4.4.1.6⑩B号密着側フロントロッド肘金部加速度

いずれの方向も振幅が 10^2 [m/s²]オーダーとなった。全体図を確認すると衝撃波形の発生する時間と継目通過の時間がまったく一致しておらず、衝撃波形が多数存在する。また、詳細図からも分かる通り、十分減衰する前に次の衝撃波形が発生する。



(a) 全体図

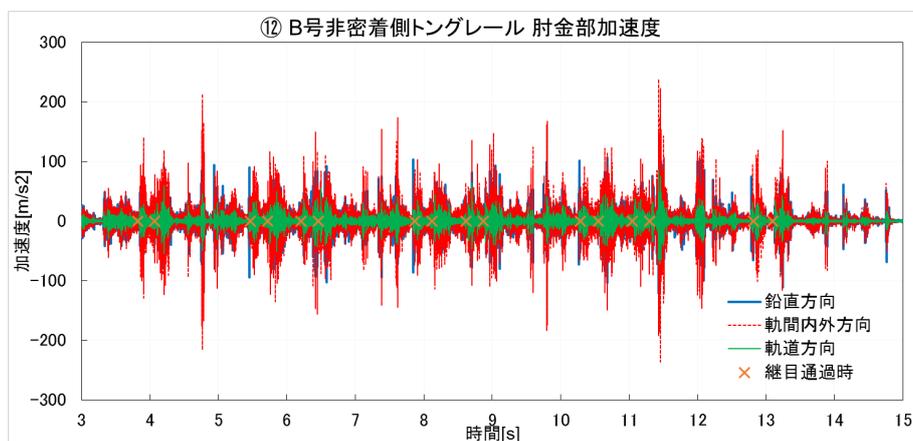


(b) 詳細図

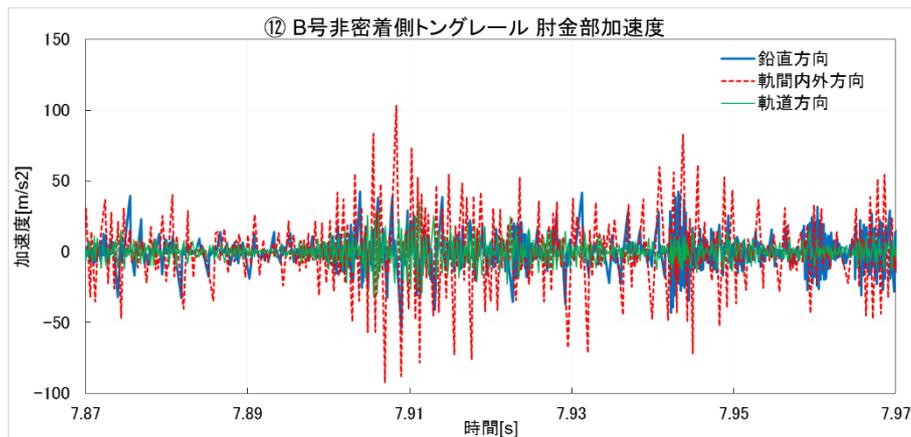
Fig. 4.11 B号密着側フロントロッド肘金部加速度

4.4.1.7 ⑫ B号非密着側フロントロッド肘金部加速度

いずれの方向も振幅が 10^2 [m/s²]オーダーとなった. 全体図も詳細図も B号密着側と似たような傾向を示すものの, 大きさが密着側よりも小さくなっている.



(a) 全体図

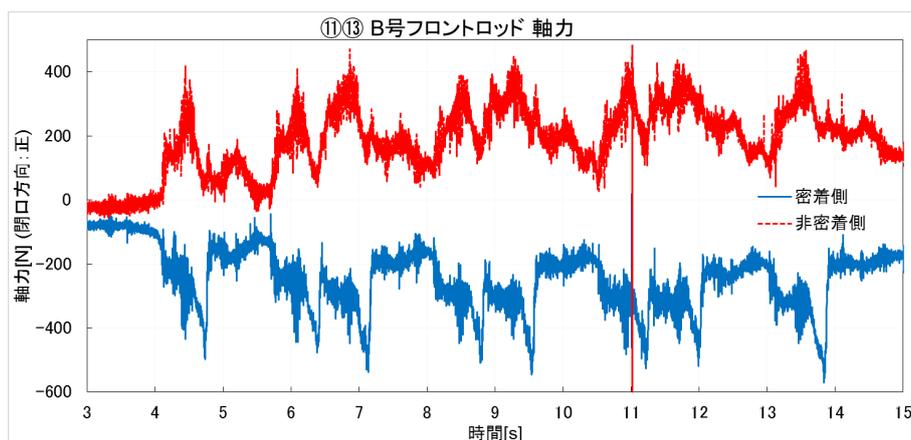


(b) 詳細図

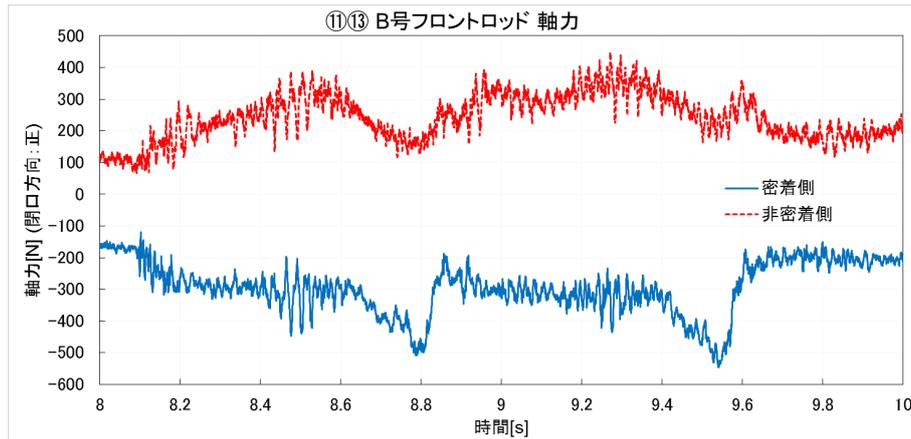
Fig. 4.12 B号非密着側フロントロッド肘金部加速度

4.4.1.8⑪⑬B号フロントロッド軸力

ひずみ値において⑧接続かんひずみ同様約 15~30[Hz]の一樣な波形が乗っており、ノイズと考えられたので、本データにはBSF15~30[Hz]をかけている。全体図を確認すると密着側と非密着側でx軸を基準とした線対称の波形を取っていることがわかる。A号フロントロッド軸力で発生した継目通過直後の高周波振動は発生せず、肘金直上の車輪通過に合わせて周波数約1[Hz]振幅200[N]の低周波振動が発生している。詳細図からも高周波振動が発生していないのは明らかである。また、時間がたつにつれて密着側は約-200[N]、非密着側は約200[N]のオフセットが加わるようになる。



(a) 全体図



(b) 詳細図

Fig. 4.13 B号フロントロッド軸力

4.4.2 普通分岐器波形 [8]との違いとその原因について [21]

ここまでダブルスリップ分岐器に対して実測された波形について確認した。その中で先行研究において計測を行った普通分岐器では見られなかった現象がいくつか見られたので以下に列挙する。ただし以下に述べる違いは先行研究 [8]で計測が行われた普通分岐器において発生するもので、全ての普通分岐器において発生するものではないことに注意する必要がある。また、ダブルスリップ分岐器においても同様である。

- ① 加振点付近である A 号密着側トングレール後端部加速度において、鉛直方向だけでなく軌間内外方向の加速度も 10^3 [m/s²] オーダーの大きな値が計測された。

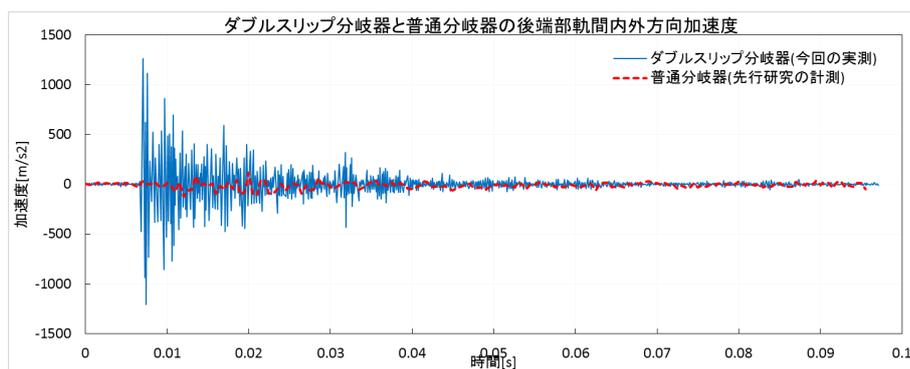


Fig. 4.14 ダブルスリップ分岐器と普通分岐器の後端部軌間内外方向加速度比較

- ② A 号密着側トングレール後端部の鉛直方向加速度において、衝撃振動が 2 回発生する様子が見られた。

ダブルスリップ分岐器の列車通過時振動

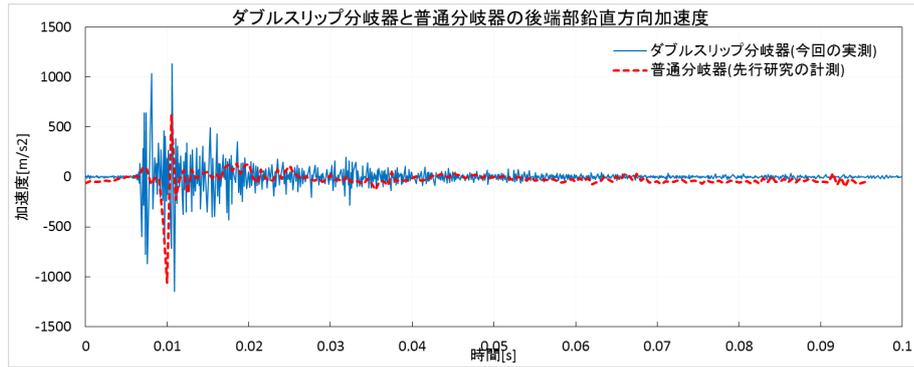


Fig. 4.15 ダブルスリップ分岐器と普通分岐器の後端部鉛直方向加速度比較

- ③ 加振点付近である A 号密着側トングレール後端部加速度よりも加振点から離れた A 号密着側フロントロッド肘金部加速度のほうが大きな値が計測された。

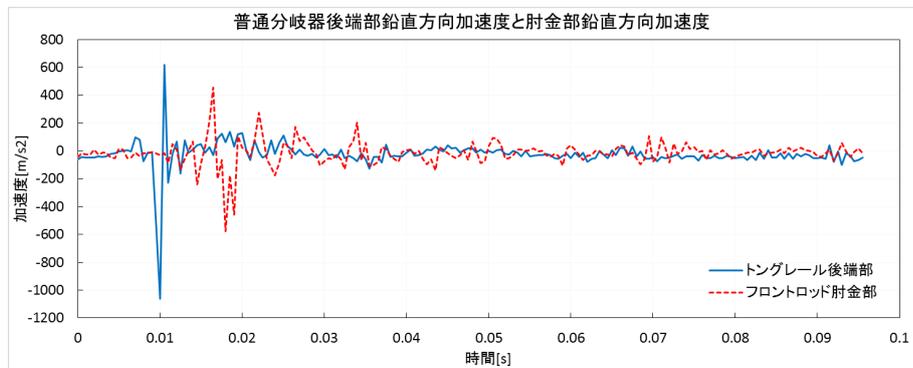


Fig. 4.16 普通分岐器の後端部と肘金部の鉛直方向加速度比較

- ④ A 号フロントロッド密着側の軸力において約 100[Hz]程度の衝撃振動が発生したのち、約 1[Hz]程度の低周波の波形が計測された。

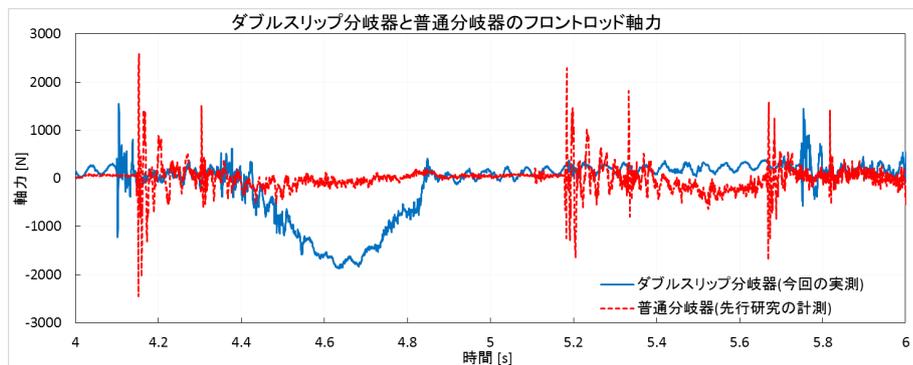
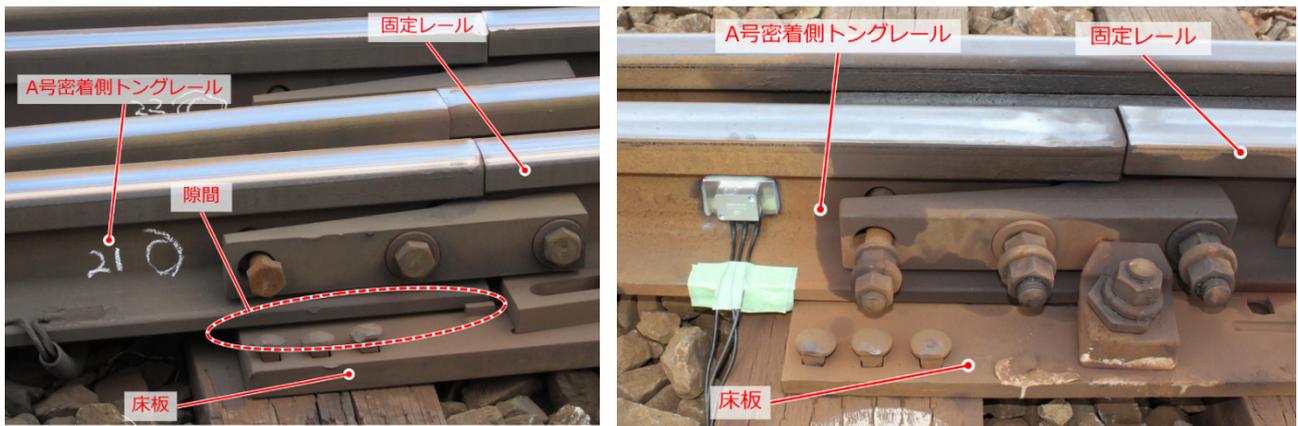


Fig. 4.17 ダブルスリップ分岐器と普通分岐器のフロントロッド軸力比較

- ⑤ A 号フロントロッド密着側の軸力において③で述べた低周波振動とは別に車輪の通過に合わせて約 500[N]の軸力が発生した。

①に関しては、普通分岐器は直進方向に通過する列車に対して計測したのに対し、今回は曲線側に通過する列車に対して計測を行った。車両が曲線を通る際は外側のレールに横圧がかかる。トンダレール後端部の継目は外側のレールにあたるため、横圧がかかる分、軌間内外方向の衝撃力も大きくなると考えられる。このため、後端部の加速度は大きくなると考えられる。

②に関しては、現場の調整状況による影響が考えられる。Fig. 4.18 に示されるように、普通分岐器ではトンダレールと床板の間に隙間がなかったため一回の衝撃振動のみが加わったが、ダブルスリップ分岐器ではトンダレールと床板の間に隙間が存在し、これによってダブルハンマリングに類似するような現象が生じたために二回の衝撃振動が加わったものと考えられる。



(a) ダブルスリップ分岐器の継目付近

(b) 普通分岐器の継目付近

Fig. 4.18 後端部継目における調整状況

③に関しては、フロントロッド接続軸受の違いが考えられる。普通分岐器ではフロントロッド接続軸受に球面軸受を使用している。この軸受は外輪と内輪の間に $0.05[\text{mm}]$ の隙間が設定されているだけである。一方でダブルスリップ分岐器ではジョーピンタイプの軸受を使用している。この軸受は特に鉛直方向において $1[\text{mm}]$ の隙間が設定されている。このように、接続軸受にジョーピンを用いているトンダレール先端部の拘束力は弱くなるため、後端部よりも肘金部のほうは振動が大きくなると考えられる。

④に関しても、フロントロッド接続軸受の違いが考えられる。この $1[\text{Hz}]$ の低周波波形は車輪が肘金部直上に来るタイミングで発生していることから、軸重による影響であると考えられる。軸重により特に拘束力の少ないトンダレール先端においてはレールに軌道平行方向を軸とした回転変位が発生する。一方で、ジョーピンタイプの接続軸受は基本的に鉛直方向を軸とした回転変位のみが可能であるので、軌道平行方向を軸とした回転成分を吸収できず、肘金部やフロントロッドに負荷を与える(Fig. 4.19(a))。フロントロッド軸受は肘金のひずみから算出しているため、この負荷の分もフロントロッド軸力として計測される。特に今回計測を行ったダブルスリップ分岐器は構造上、肘金が鉛直方向に長くなっており、その分レールの回転変位による肘金やフロントロッドに与える負荷も大きくなる。一方で普通分岐器においては車輪が肘金部直上に来ても軸力は計測されない。普通分岐器で使用されていた球面軸受は鉛直方向を軸とした回転変位のみならず、軌道平行方向を軸とした回転変位も可能である。このためレールで発生した軌道平行方向を軸とした回転成分を軸受で吸収することができ、肘金やフロントロッドにあまり負荷を与えないために(Fig. 4.19(b))、低周波波形は発生しないと考えられる。

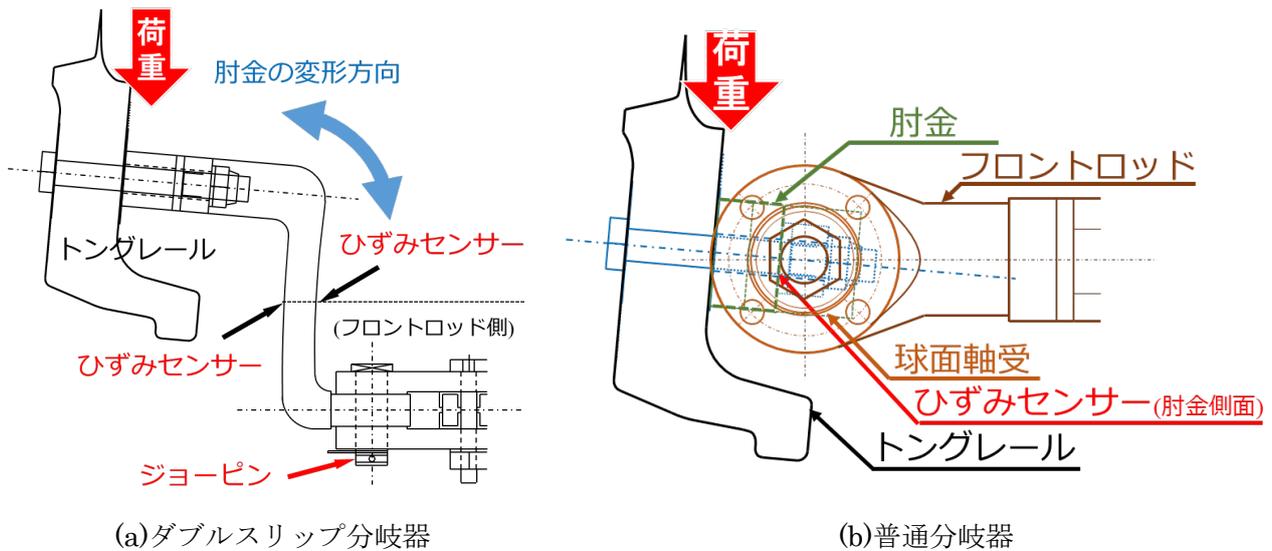


Fig. 4.19 フロントロッド肘金部曲がり方推定図

⑤に関しては④に述べた 1[Hz]の波形よりもさらに低周波で、各車両 2 軸目通過直後にほぼ 0[N]になり 3 軸目通過が近くなるにつれて徐々に増加し、3 軸目通過直前で約 400[N]になる。という挙動を繰り返す。このように徐々に大きくなることから、車両重量による分岐器の沈み込みが原因として考えられる。ダブルスリップ分岐器においては 2.2.1.3 で述べた通り、道床縦抵抗力が従来の分岐器よりも小さいため、普通分岐器よりも沈み込みが大きくなることが見込まれる。また、④で述べたように軸受としてジョーピンタイプのものを使っていることから、沈み込み変位の影響を大きく受けるものと見込まれる。

4.4.3 軸受摩耗に影響を与える現象についての考察

実測波形から軸受摩耗量の決定要因となる面圧や滑り速度を算出するのは困難であるものの、面圧に関してはフロントロッド軸力からある程度の推定が可能とされている [4]。フロントロッド軸力の発生要因の考察を前項で行ったところ ①トングレール後端部における衝撃振動、②トングレールの輪重入力時の回転変位、③分岐器全体の沈み込み の 3 つがあげられた。ここで、Fig. 4.9 を確認すると通過する車軸によって起きているフロントロッド軸力の発生要因が違っていることが考えられる。各車両 3 軸目通過時(1 両目のみ 1 軸目通過時も)においては軸力約 400[N]がかかった状態から高周波振動が発生することから、①と③の影響を大きく受けていると考えられる。各車両 2 軸目及び 4 軸目通過時は前軸が肘金部直上付近に存在するため①による高周波振動は見られず②による低周波振動の影響を受けている。①による影響を受けないのは軸重による押さえつけ力によりフロントロッド周りの拘束力が高まるためであると考えられる。各車両(1 両目を除く)1 軸目に関しても①によるものとみられる高周波振動は見られるところもあるもののその振幅は小さく、②による影響が大きいもの見られる。

一方で、Fig. 4.7 の A 号密着側フロントロッド肘金部加速度を確認すると、いずれの車軸においても後端部で発生する衝撃振動によるものと考えられる衝撃振動が発生している。このことから①による軸力振動が発生しない 1 軸目 2 軸目 4 軸目においても加速度という点に関して衝撃振動の影響を受けている。そして、肘金部の加速度は軸受摩耗量の決定要因となる滑り速度に影響を与えるということが普通分岐器の解析 [8]において述べられている。

以上のことから、3軸目(及び1両目の1軸目)の継目通過による摩耗についてはトングレール後端部による衝撃振動による影響と分岐器全体の沈み込みによる影響のみを考えればよい一方、それ以外の車軸の継目通過による摩耗については上記2つの影響に加えトングレール輪重入力時の回転変位による影響も考えなければならない。ダブルスリップ分岐器のモデリング手法が確立していない中で、複数の現象を一度に再現するのは困難が伴うので、まずは3軸目(及び1両目の1軸目)の継目通過について考える。③による軸力波形は①による高周波振動が発生している間はほぼ定常であることから振動にはあまり影響を与えないと考えられる。そこで本研究では、①のトングレール後端部における衝撃振動による影響のみ着目することとする。次項で述べる有限要素法解析はトングレール後端部における衝撃振動による影響を再現するために行う。

4.5 ダブルスリップ分岐器衝撃応答解析

前節で計測された波形で推測された軸受摩耗に影響を与える現象のうち、トングレール後端部で発生する衝撃振動による過渡応答を模擬した解析を行った。

4.5.1 ダブルスリップ衝撃応答解析の目的

営業線振動波形実測により列車通過時にどのような現象が発生しているかを推測することができた。しかし、本研究で対象とする衝撃振動による過渡応答中の軸受にかかる力学的特性を理論的に求めることは困難である。そこで、過渡応答を再現した有限要素法解析を行うことによって、軸受部の面圧や滑り速度といった力学的特性を算出する。これらの値と前章で算出した比摩耗量から、衝撃振動によって発生する軸受摩耗量を求めることができる。

4.5.2 ダブルスリップ分岐器衝撃応答解析のモデリング

基本的なモデリング方針は先行研究 [8]で普通分岐器に対して行われたものを用いる。なお、ジョーピンを用いた軸受に関しては3.5.2.1目と同様のモデリングを行っている。

4.5.2.1 FE 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後端部継目で発生する衝撃振動によるトングレール及びフロントロッドの過渡応答である。したがって、トングレール後端部継目周辺部から、接続かんまでをモデリング範囲とする。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拘束要素として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. 4.20 に、アイソメ図を Fig. 4.21 に示す。また、フロントロッド周辺の詳細を Fig. 4.22 に示す。

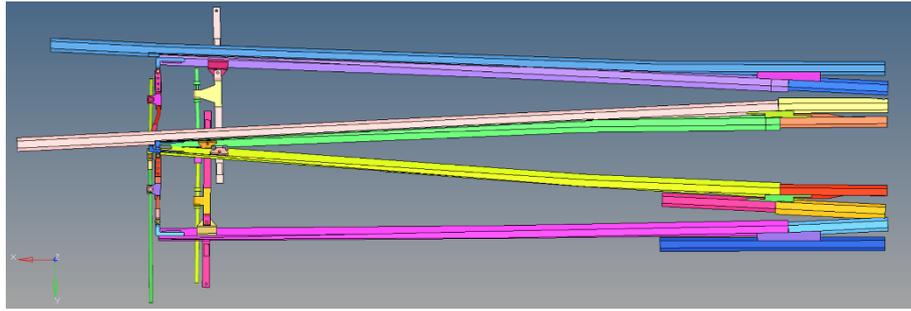


Fig. 4.20 ダブルスリップ分岐器 FE モデル上面図

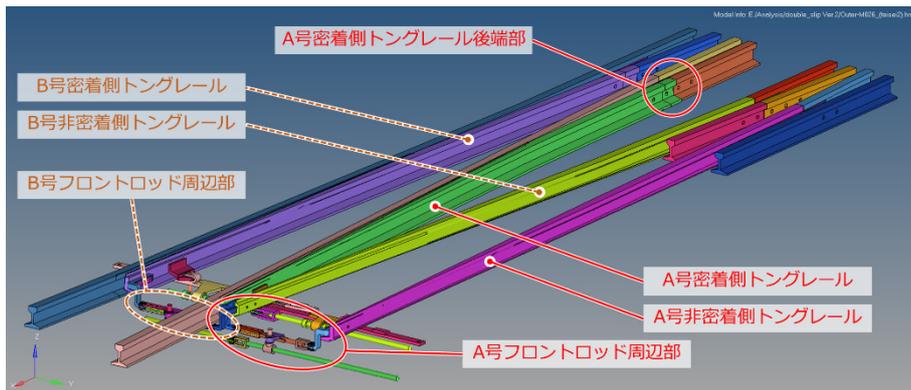


Fig. 4.21 ダブルスリップ分岐器 FE モデルアイソメ図

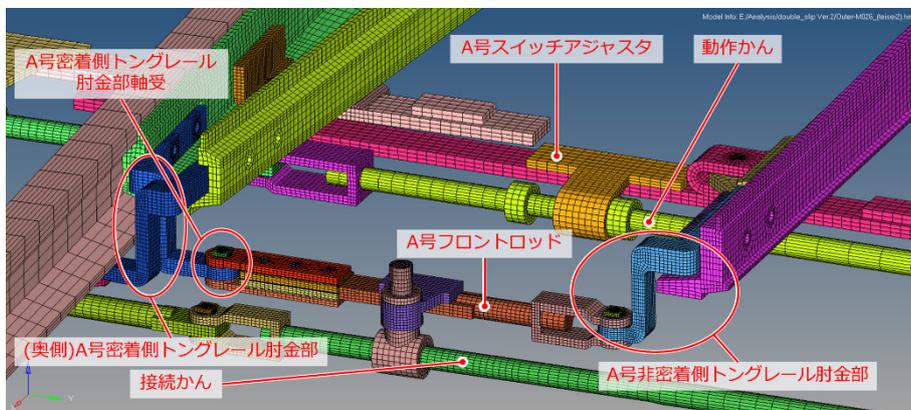


Fig. 4.22 ダブルスリップ分岐器 FE モデルフロントロッド周辺部

4.5.2.2 トングレール後端部モデリング

Fig. 4.23 にトングレール後端部の有限要素モデルの詳細図を、また比較対象として Fig. 4.24 に実機のトングレール後端部を示す．この部分では固定レールが床板を介してマクラギと繋がっている．そのため、床板を模擬した Rigid 要素で接続し、マクラギを模したばね要素により固定点と連結している．このマクラギ代替ばね要素は様々な軌道モデリングで使用されておりばね定数値や粘性係数値もさまざまであるが [34]、本研究の観察対象分岐器は先行研究 [8]の観察対象の普通分岐器と同様にバラスト軌道で木マクラギを使用しているため、普通分岐器とほぼ同じ値で定めた．

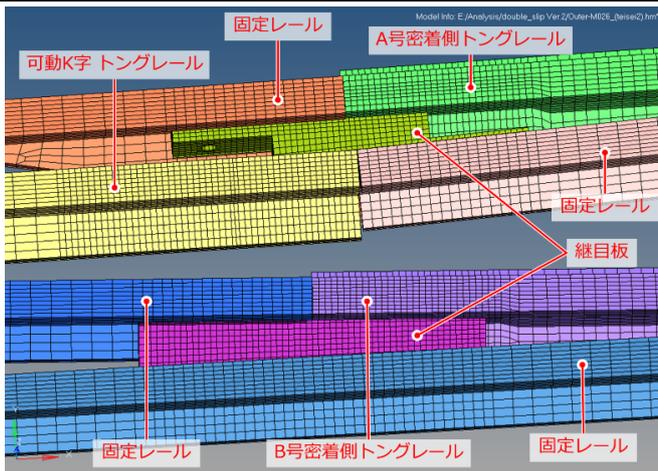
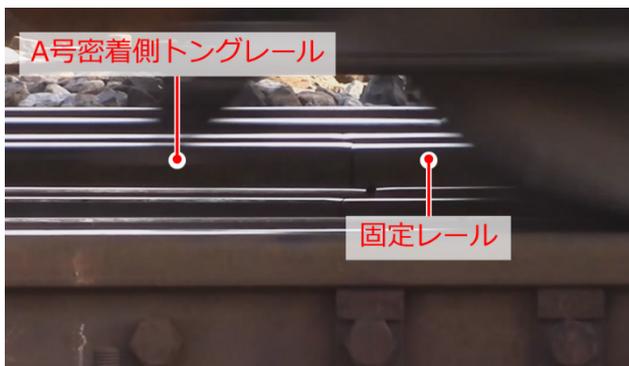


Fig. 4.23 FE モデルトングレール後端部

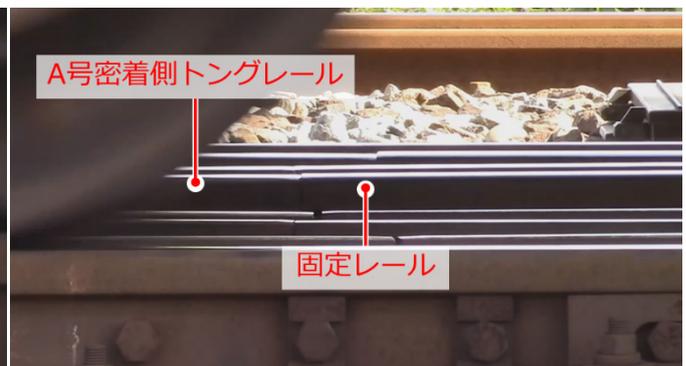


Fig. 4.24 トングレール後端部

一方で、トングレールは床板とは締結されておらず、継目板を介して固定レールと繋がっている。また、観察対象分岐器は関節分岐器であり、トングレールは継目板を支点として回転することで転換動作を行う。この継目において普通継目のようにきつく締結してしまうと、トングレールは回転できなくなってしまう。そのため、この箇所における継目板ボルトの締結力は弱めに設定されており [35]、その分拘束力も弱くなると考えられる。また、Fig. 4.25 にみられるように列車通過前後でトングレールと固定レールの高さが変化していることから完全拘束されていないことがわかる。以上のことから、衝撃振動が加わる A 号密着側トングレールの後端部については、継目板を模したばね要素によって固定レールとの連結を行った。輪重により沈み込みが確認されることから、一定量の変位まではばね力を弱くし、それ以外を強くすることで変位を直接固定レールに伝達するようにばね特性を設定した。



(a) 継目部列車通過前(手前から 5 本目)



(b) 継目部列車通過後(手前から 5 本目)

Fig. 4.25 継目部列車通過前後のレールの様子

4.5.2.3 密着側トングレールモデリング

列車通過時に衝撃振動が発生し車輪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押しつけられている。そのため、フロントロッド側に振動が伝わる過程において固定レールの影響を受けることが考えられる。そのため、トングレールに接触する固定レールは後端部からトングレール先端部までソリッド要素で作成し、トングレールとの接触も定義した。一方で、トング

レールと接触しない固定レールは後端部周辺のみ再現し、それ以外はモデル化を行っていない。また、固定レールの端部は振動の反射を防ぐため、減衰の大きなばね要素で固定点と接続している。

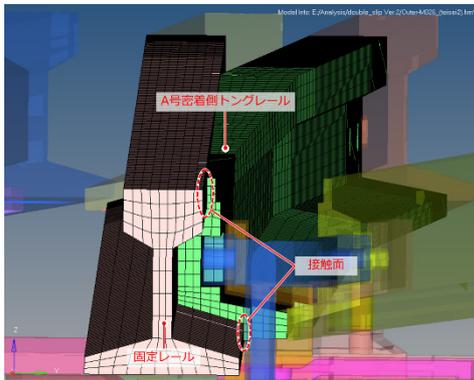


Fig. 4.26 FE モデルトングレール-固定レール接触部

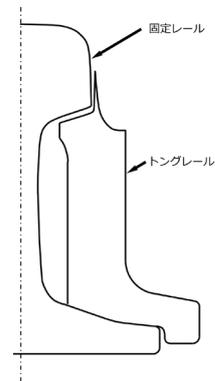


Fig. 4.27 トングレール-固定レール接触部断面図

また、マクラギとの接触部はばね要素を用いてモデリングしている。固定レール-マクラギ間は後端部同様にばね定数の大きな線形ばねを用いている。一方でトングレールに関しては、実物においてはマクラギに設置された鋼製の道床に置かれているだけで、ボルトによる締結等はなされていない。このため、軌道平行方向や軌間内外方向には拘束力はなく、鉛直方向には下向変位時のみ反力が発生する。したがって、トングレール-マクラギばね要素に関しては、 z 軸負方向に変位した場合のみ反力が発生し、正方向に変位した場合には反力が発生しない非線形ばねとした。

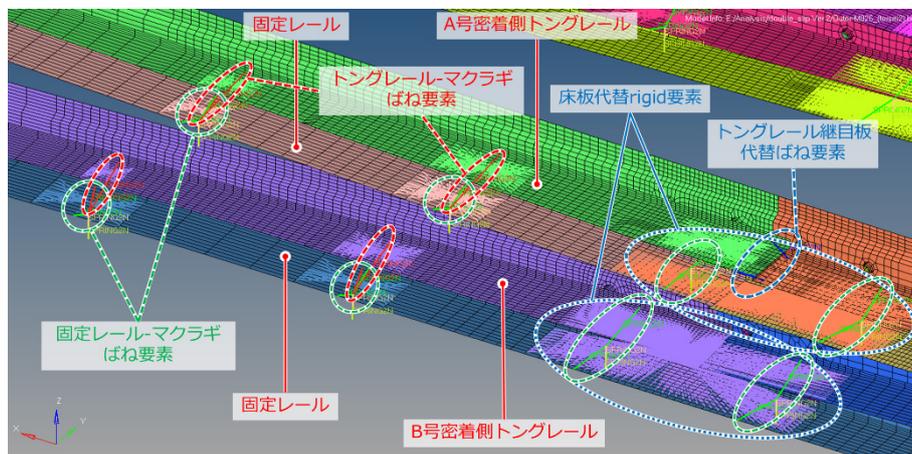


Fig. 4.28 FE モデルトングレール-マクラギ間代替ばね要素

4.5.2.4 接続かん、動作かん、転てつ装置モデリング

接続かんはジョーピンを用いた軸受を介して、照査かんにつながっている。さらに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、動作かんもジョーピンを用いた軸受を介して転てつ装置内部へつながる動作かんにつながっており、転てつ装置内部で、トングレールを拘束するための軸力を発生させている。このように転てつ装置とそこから延びるかんは拘束条件の一種としてとらえるこ

とができるので、モデリング対象とする必要がある。接続かんに関してはロックピースや軸受の隙間などを考慮して、普通分岐器と同様 5[mm]以上の変位をしたときにばね力が生じる非線形ばねを使用し、かん端部と固定点を接続した。動作かん端部に関しては接続かんと同様の構造とし、さらに押しつけ力として、y 軸負方向に 1570[N]の力を加えている。

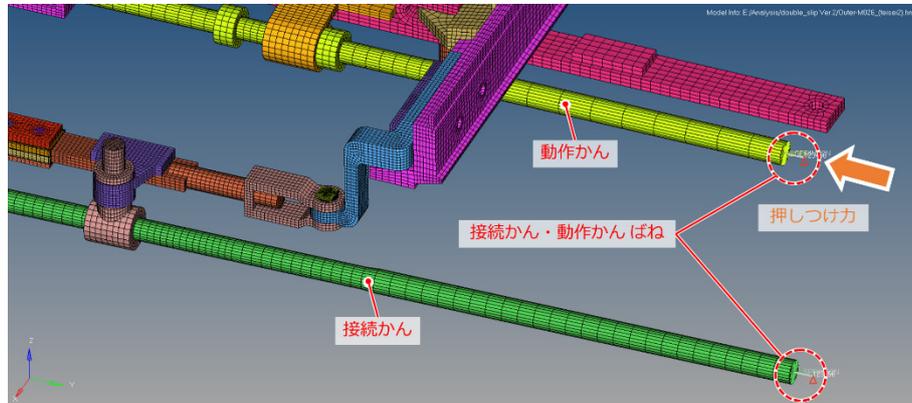
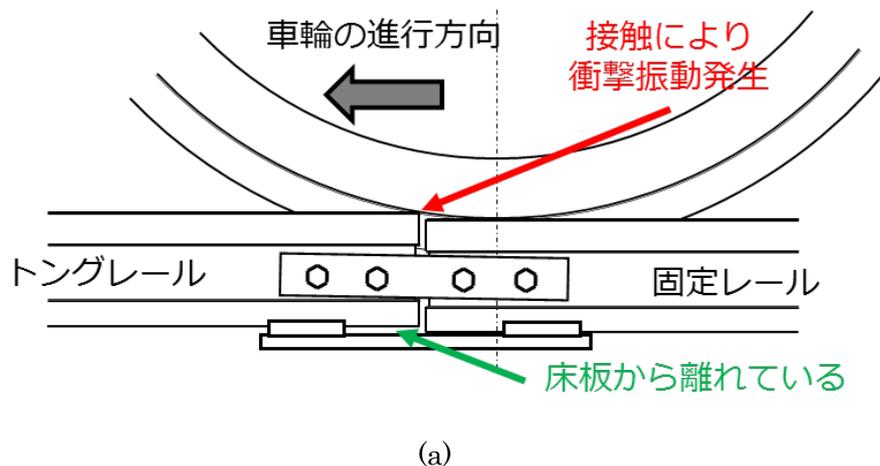


Fig. 4.29 FE モデル転てつ装置周辺部モデリング

4.5.2.5 荷重条件

荷重入力位置を Fig. 4.31 に示す。Fig. 4.25 において確認できる通り、車輪が継目を通過する直前は固定レールが押し下げられ、トングレールのほうが高い位置になるが、継目通過後はトングレールが押し下げられて低い位置になる。また、後端部鉛直方向加速度を確認すると 2 回の衝撃波形が確認された (Fig. 4.6)。このことから、トングレールと車輪の接触においては以下のような現象が発生すると仮定する。

- ① まず、トングレールと車輪が衝突することにより衝撃荷重が発生する。このとき、まだ車輪の中心は固定レール上である。(衝撃荷重 1) →Fig. 4.30 (a)
- ② その後、車輪の中心が継目に近づき輪重が徐々にかかることによってレールが次第に押し下げられていく。(軸重荷重) →Fig. 4.30 (b)
- ③ 車輪の中心がトングレール上来たとき全軸重がトングレールに加わる。このとき、衝突に近い挙動を示すため、衝撃荷重が発生する。(衝撃荷重 2) →Fig. 4.30 (c)



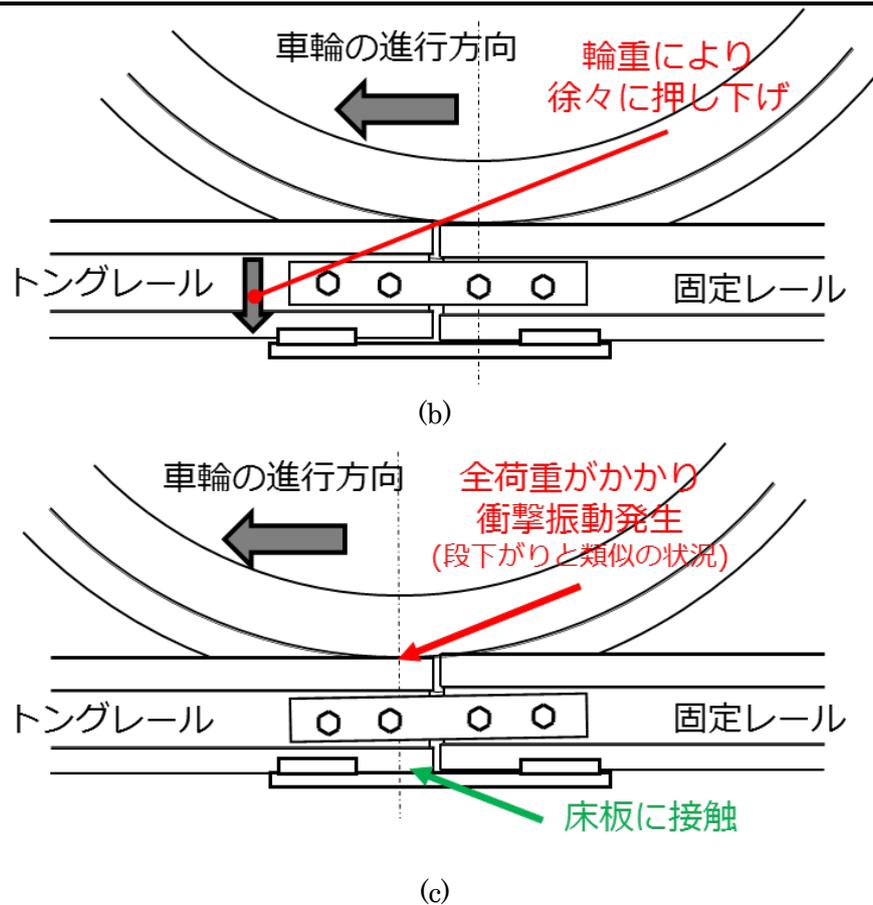


Fig. 4.30 継目通過時のトングレール-車輪間の接触現象推定図

以上のような現象を再現するために Fig. 4.32 に示す波形を設定した。①に相当する荷重として、0[s]から周波数 2000[Hz]、最大荷重 25000[N]を与える。それと同時に②に相当する荷重として、0[s]から増加時 150[Hz]、減少時 45[Hz]、最大荷重 60000[N]を与える。さらに、0.003[s]後に③に相当する荷重として、周波数 2000[Hz]、最大荷重 25000[N]を与える。これらを足し合わせたのが後端部に z 軸下向きに加える荷重である。

また、実測においては軌間内外方向も横圧によるものと考えられる大きな加速度が出た。このことから軌間内外方向にかかる荷重も考慮しなければならない。そこで、増加時 4000[Hz]、現象時 36[Hz]、最大値 11000[N]の車軸押圧相当荷重を与える。また、Z 軸における 2 回の衝撃荷重入力時には、5000[N](衝撃荷重 1 の時)もしくは 4000[N](衝撃荷重 2 の時)の衝撃荷重を同じタイミングで与える。軌道平行方向に対しては軌間内外方向の 0.2 倍の荷重を与える。

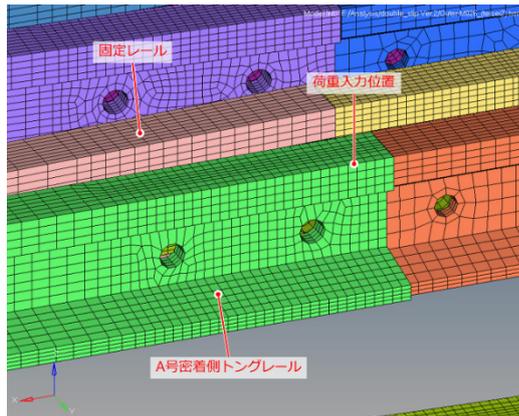


Fig. 4.31 FE モデル荷重入力位置

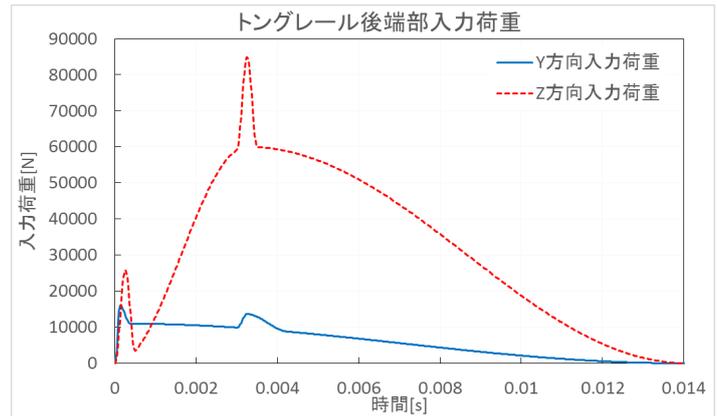


Fig. 4.32 入力荷重曲線

4.5.2.6 解析条件

A 号密着側フロントロッド肘金部加速度と A 号フロントロッド密着側軸力の実測波形から、衝撃入力から 0.1[s] 以内にはほぼ減衰することがわかったので、本解析も荷重入力から 0.1[s] までを解析時間とする。用いたばね要素特性を Table 4.4 に示す。「*」印は非線形ばねあり、ばね力が発生する際のばね定数を記載している。ばね力が発生する条件に関しては本項前目に記載している。また、解析条件を Table 4.5 に、用いた材料の物性値を Table 4.6 に示す。

Table 4.4 ばね要素特性

軸 方向 係数	x(軌道平行方向)		y(軌間内外方向)		z(鉛直方向)	
	ばね [N/mm]	減衰 [N・s/mm]	ばね [N/mm]	減衰 [N・s/mm]	ばね [N/mm]	減衰 [N・s/mm]
固定レール-マクラギ	10000	10	10000	30	10000	50
トングレール-マクラギ	0.005	0.0001	0.005	0.0001	*3000	0.1
固定レール端部	10000	500	10000	500	10000	500
接続かん・動作かん	1000	1.0	*10000	0	1000	1.0
トングレール-継目板	2500	10	10000	60	*10000	30

Table 4.5 分岐器衝撃応答解析 解析条件

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	692578
要素数	499651
解析時間	0.1[s]
タイムステップ	1.0×10^{-7} [s]

Table 4.6 分岐器衝撃応答解析 材料物性値

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

4.5.2.7出力波形

本解析により出力する各種波形についてまとめたものを Table 4.7 に示す。

Table 4.7 分岐器衝撃応答解析 出力波形箇所

出力波形	目的	出力箇所
トングレール後端部加速度	Validation	Fig. 4.33 参照
フロントロッド肘金部加速度	Validation	Fig. 4.34 参照
フロントロッド肘金部ひずみ	Validation	
接続かん加速度	Validation	Fig. 4.34 及び Fig. 3.18 参照
軸受部変位, 速度	軸受の滑り速度算出	
軸受部接触力	軸受の面圧算出	

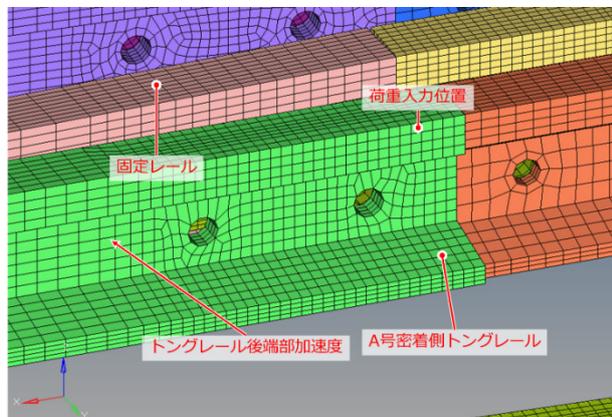


Fig. 4.33 トングレール後端部加速度波形出力箇所

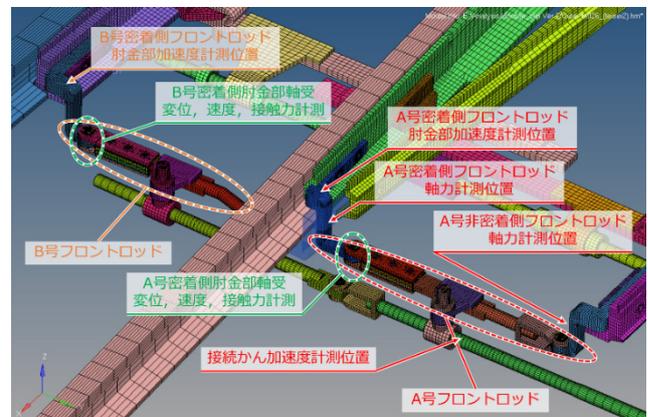


Fig. 4.34 フロントロッド周辺部波形出力箇所

4.5.3 解析結果と実測データとの比較

解析が実際の分岐器の衝撃振動に対する過渡応答を再現できているか確認するために、分岐器各所の加速度や軸力の実測データと解析結果を比較する。有限要素法解析は高周波波形を再現することができない。そこで 12000[Hz]で計測された実測波形を解析との比較を行うために LPF をかけることにするが、フィルタの値が小さすぎると、4.4.1 項で述べた特徴的な波形が見えなくなってしまう上に、振幅が $10^2[\text{m}/\text{s}^2]$ オーダーに減少してしまう。このため実測データに対して LPF3000[Hz] をかけた。また、解析データも 20000[Hz] で出力されるため、実測データ同様 LPF3000[Hz] をかけ、両者の比較を行った。

4.5.3.1A 号密着側トングレール後端部加速度

この箇所は周波数が高くすぐに減衰するので 0.03[s]までの結果での比較を行う。また、鉛直方向と軌間内外方向で大きな値が発生したので、この2つの方向において比較を行う。

鉛直方向に関しては、実測値において見られる2回の衝撃波形のうち、一回目のピークが出る時間が解析値においては遅れるものの、最大値や周波数、減衰といった点で良い一致を見せている。2回の衝撃振動の間の波形がやや大きく出ているが、この箇所は実測においても振幅の大小の差が出るので、問題ないものと考えられる。

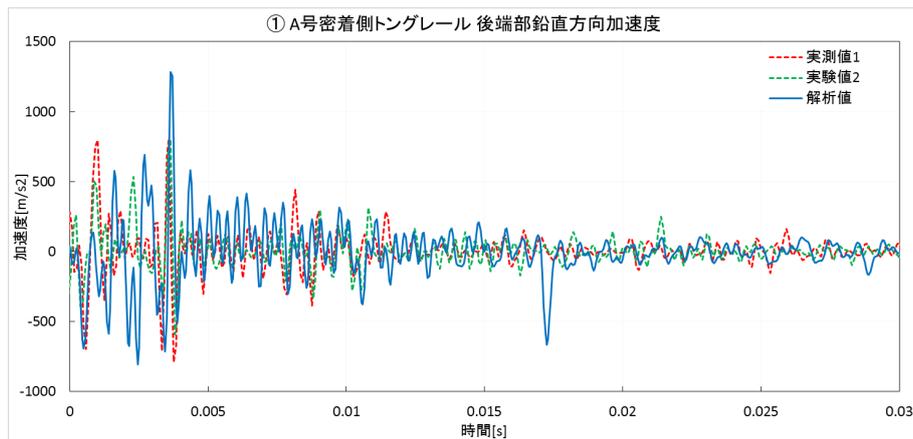


Fig. 4.35 A 号密着側トングレール後端部鉛直方向加速度(解析値)

軌間内外方向に関しては、衝撃入力時から 0.015[s]までは実測よりも振幅や周波数が多くなるといった違いが見られた。分岐器継目板代替ばねの特性値や軌間内外方向の荷重条件において見直しを行う必要がある。ただし、振幅においてはオーダー級の違いは出ていない。また、0.015[s]から減衰する際の振幅や周波数についてはほぼ再現することができている。

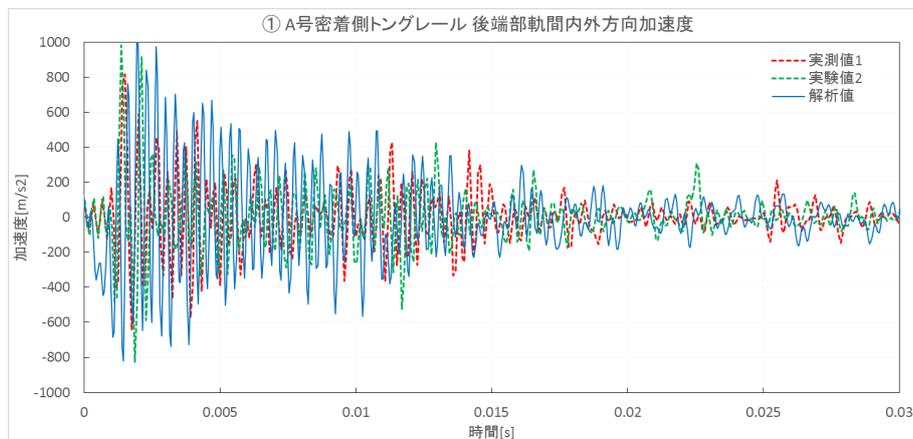


Fig. 4.36 A 号密着側トングレール後端部軌間内外方向加速度(解析値)

4.5.3.2A 号密着側フロントロッド肘金部加速度

この箇所は周波数が高くすぐに減衰するが、後端部よりは減衰が遅いので 0.05[s]までの結果での比較を行う。また、鉛直方向と軌間内外方向で大きな値が発生したので、この 2 つの方向において比較を行う。

鉛直方向は列車によって負側に加速度が大きく出たり、正側の加速度のピークが出るタイミングが異なったりするので、一概に合わせこむのは難しい。しかしながら振幅の大きさや周波数、減衰具合はほぼ再現できているといえる。

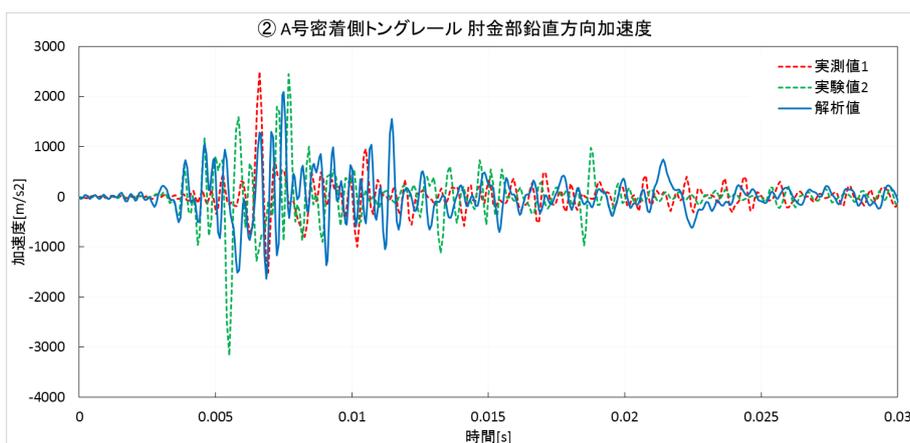


Fig. 4.37 A 号密着側フロントロッド肘金部鉛直方向加速度(解析値)

軌間内外方向に関しても列車によって負側に加速度が大きく出たり、正側の加速度のピークが出るタイミングが異なったりするので、一概に合わせこむのは難しい。しかしそれを考慮しても解析値は実測値と比較すると小さくなった。後端部と同様、継目板代替ばね要素の軌間内外方向の特性およびカーブ中の横圧の影響を考慮した衝撃入力のリプレースメントがうまくいかなかったためであると考えられる。

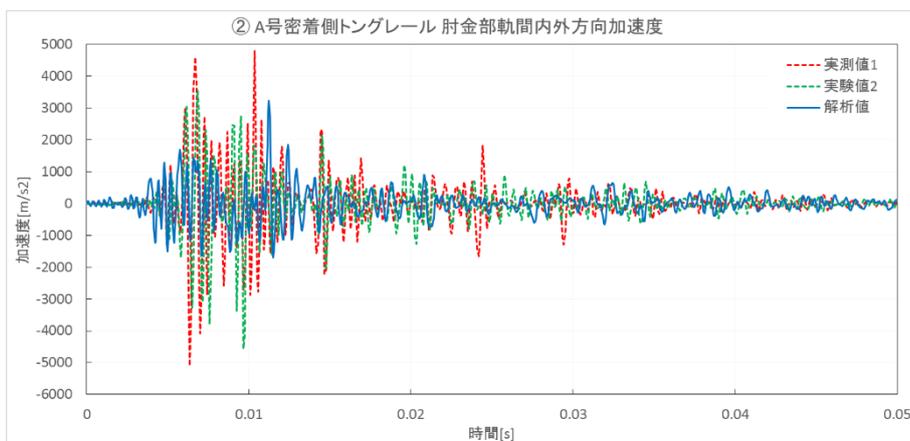


Fig. 4.38 A 号密着側フロントロッド肘金部軌間内外方向加速度(解析値)

4.5.3.3 その他の箇所の加速度

本研究で摩耗量算出対象である軸受付近の計測点の加速度を前目において確認した。最も衝撃振動の影響を受ける軸受のみに着目するのであれば上記の加速度の合わせこみで十分であるが、ダブルスリップ分岐器モデルの精度向上のために、全体の合わせこみも行うのが望ましい。そこで、接続かん及びB号フロントロッドのうち最も振動が伝達しやすいと考えられる軌間内外方向の加速度について比較を行う。

接続かんにおいては、振幅及び減衰をほぼ再現することができた。このことから、軸受によって振動が減衰する様子を再現できたといえる。0.032[s]付近で高周波振動が発生するが、ロッド端部のばねにおいて変位量が増え、ばね力が発生する領域に入ったために起こった現象と考えられる。

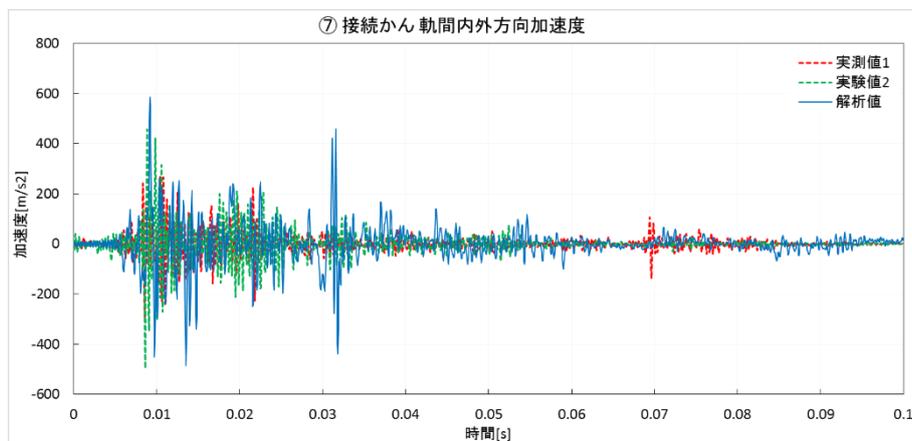


Fig. 4.39 接続かん軌間内外方向加速度(解析値)

B号フロントロッド肘金部加速度に関しては4.4.1.6目で述べた通り、ピークの出る時間が必ずしも衝撃入力の時でなく不明である。そのため、ここでの合わせこみは最大振幅のみにとどめるが、ほぼ同じ大きさであり、A号トングレールからB号フロントロッド肘金部にかけて複数存在する軸受によって振動が減衰する様子を再現できているといえる。

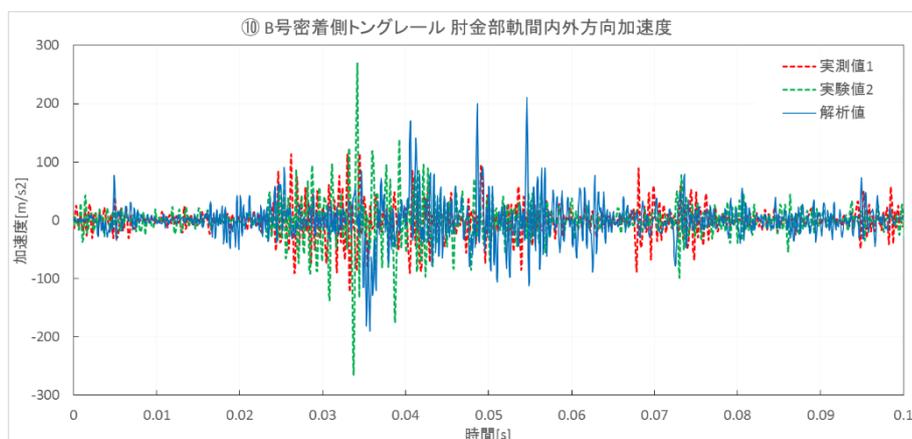


Fig. 4.40 B号密着側フロントロッド肘金部軌間内外方向加速度(解析値)

4.5.3.4 フロントロッド軸力について

高周波波形が観測された A 号フロントロッドの軸力について比較を行う。

密着側は 0.01[s]までの高周波振動は再現できていないもののそれ以降の高周波及び低周波に遷移するところまでの振幅、周波数、減衰具合において再現できている。0.033[s]付近で負向きの大きな波形が発生するが、これは前述したとおり、ロッド端部のばねにおいて変位量が増え、ばね力が発生する領域に入ったために起こった現象と考えられる。

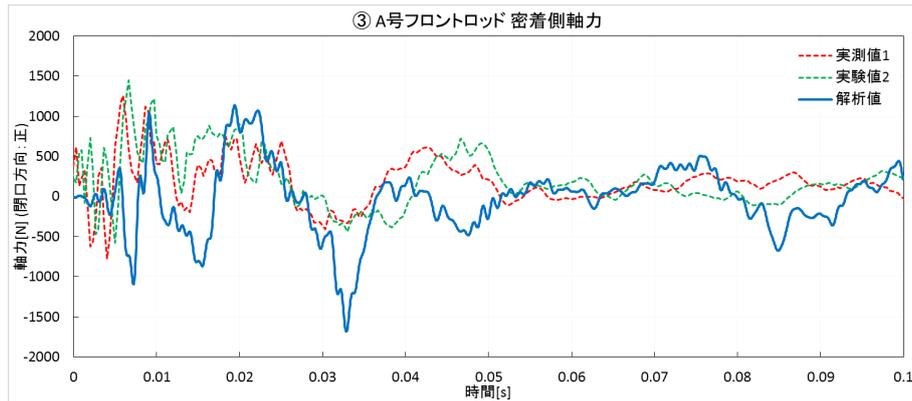


Fig. 4.41 A 号フロントロッド密着側軸力(解析値)

非密着側に関しては 0.01[s]付近の正方向の高周波振動を再現できていないがそれ以外は高周波及び低周波に遷移するところまでの振幅、周波数、減衰具合において再現できている。全体的に解析値のほうが、値が大きいですが、これは実測を行った分岐器が 4.4.3 で述べた③の現象の影響を受けているためであると考えられる。

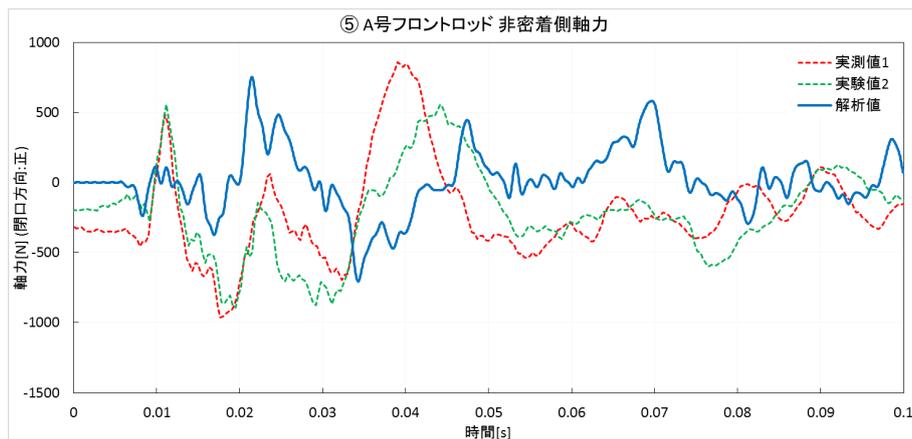


Fig. 4.42 A 号フロントロッド非密着側軸力(解析値)

以上の解析結果より、実測の波形と相違がほとんど見られないものが多数であった。また、相違がみられる波形においても、振幅のオーダー単位や減衰具合や周波数に関して大きな違いは見られなかったため、本モデルは実機の衝撃に対する応答の再現という点において妥当性のあるものであることが確認さ

れた．次節においては本モデルを用いて衝撃が加わった際に発生する，軸受摩耗算出に必要な面圧と滑り速度について算出していく．

4.6 摩耗予測について

4.4.3 項で述べた通り，本解析ではダブルスリップ分岐器における 3 つの軸受摩耗の要因となる現象のうち 1 つのみを再現しただけである．そのため，交換周期を提言するためには本解析のように衝撃振動による影響を見るだけでなく，輪重によるトングレールの沈み込みや，車両通過によるダブルスリップ分岐器全体の沈み込みといった影響も見ていかなければならない．そのことに注意したうえで，衝撃振動のみによって発生する軸受の摩耗量を算出していく．

本分岐器は多数の軸受が存在するが，加振点から最も近く振動による影響を受けやすいと考えられる，A 号フロントロッド肘金部密着側に存在するジョーピンタイプの軸受に着目する．

4.6.1 軸受部の PV 積分値の算出．

前節において用いられたモデルの軸受部分は軸受摩耗試験模擬解析のものと同じ構造となっている．そのため，外輪要素 1 にあたる(フロントロッド)接続板の上部及び下部とジョーピン，外輪要素 2 にあたる肘金部とジョーピンの計 3 つの接触面に対して，それぞれ円周方向に 24 か所，軸方向に 3 か所の計 72 か所の点において，面圧や滑り速度を算出できる．まずは 0 度方向(x 軸負側)，90 度方向(y 軸正側)，180 度方向(x 軸正側)，270 度方向(y 軸負側)の面圧や滑り速度，PV 値などについて確認を行う．なお，方向については Fig. 4.43 の通り指定する．また，各接触面においては軸方向に 3 分割して算出しているが，4.6.1.1 目から 4.6.1.3 目においてはその平均値を用いる．

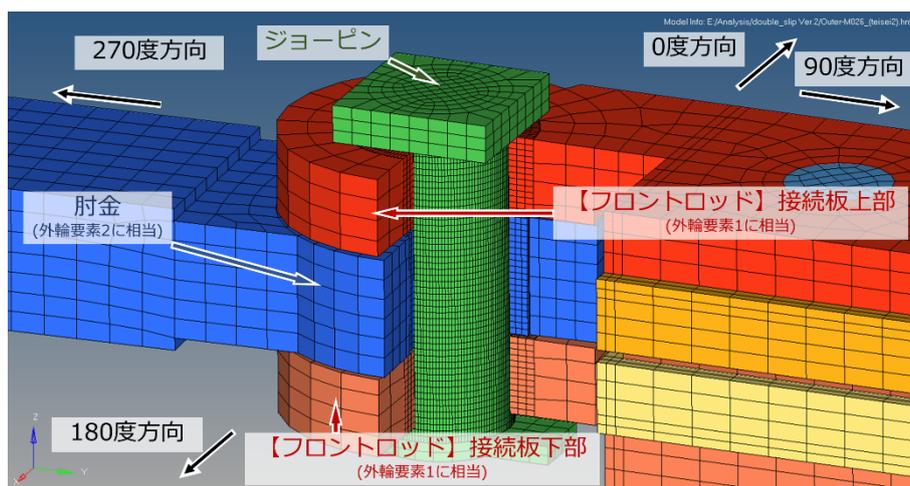


Fig. 4.43 肘金部軸受拡大図

4.6.1.1 面圧

面圧については加速度や軸力が高周波振動によって大きな値を取る 0.008[s]付近で最大値 30-45[N]となる。今回示した測定点では軌間内外方向の 2 点で大きな値が生じる傾向があり、摩耗が進行しやすい方向であると考えられる。肘金-ジョーピン間で 90 度方向に面圧が発生しているときは接続板-ジョーピン間では 270 度方向に面圧が発生しており、逆も同様である。これはジョーピンカの釣り合いを考えると妥当な結果であるといえる。接続板の上下ではほぼ同じ面圧が発生しているものの、一部時間帯においては大小がはっきりする。これはレールのロール方向の変位によるものであると考えられる。

波形の周期を見ると、普通分岐器の球面軸受面圧よりも高周波の波がみられる。これは、球面軸受は接触部に使われている材料が柔らかいライナーであるのに対し、ジョーピンタイプの軸受は接触部が鋼材であるためであると考えられる。

フロントロッド軸力において実測よりも減衰しにくいいため、面圧においても 0.09[s]付近で 10[MPa]程度の面圧が発生することがある。これは PV 積分値に対しても影響を与える。

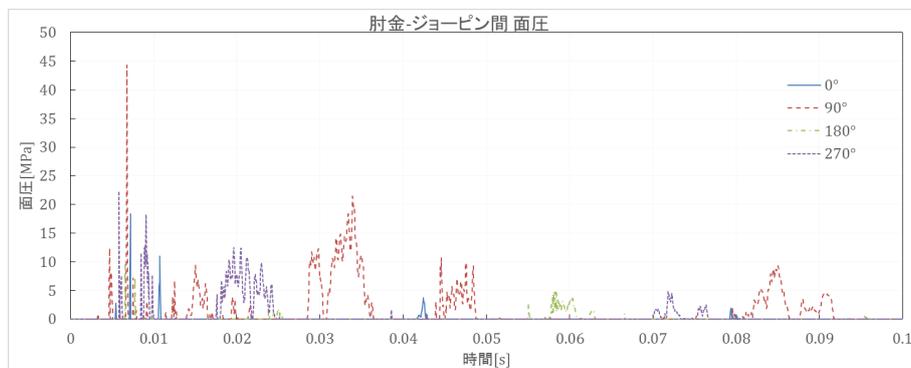


Fig. 4.44 肘金-ジョーピン間面圧(解析値)

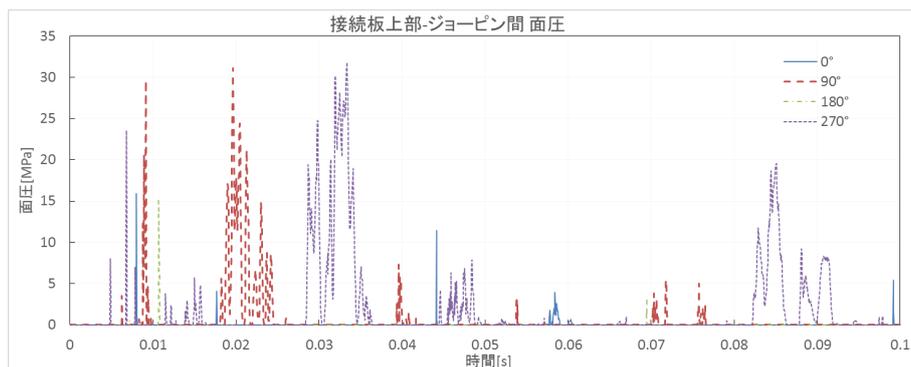


Fig. 4.45 接続板上部-ジョーピン間面圧(解析値)

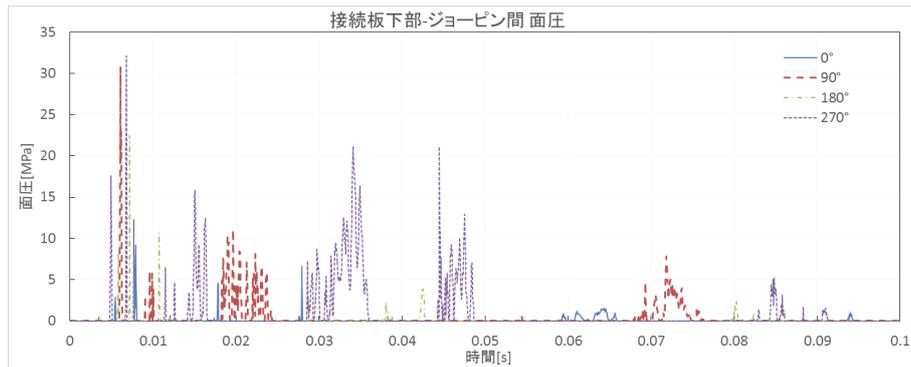


Fig. 4.46 接続板下部-ジョーピン間面圧(解析値)

4.6.1.2 滑り速度

滑り速度は同一接触面における各点でほぼ同じ波形となる．これは軸受の内輪と外輪の相対回転運動のみを取り出して算出しているため、軸受要素の変形分を除いてどの測定点でもほぼ同じ値になるはずであり、妥当な結果といえる．また、違う接触面同士を比較するとピークの出る時間や最大値はほぼ同じであるものの、特に高周波発生時に波形の違いが見られた．これは、内輪と外輪の間の隙間によって発生する運動の違いによるものと考えられる．

最大値 900-600[mm/s]が面圧と同様 0.008[s]付近で発生し、その後減衰するものの 0.05[s]を過ぎても約 300[mm/s]の衝撃波形が発生するなど、肘金部の加速度とは違う点がみられる．また、完全に 0[mm/s]には収束しないため、0.09[s]付近で軸受に大きな面圧が発生した際に PV 積分値の増加がみられるといった現象が発生する．

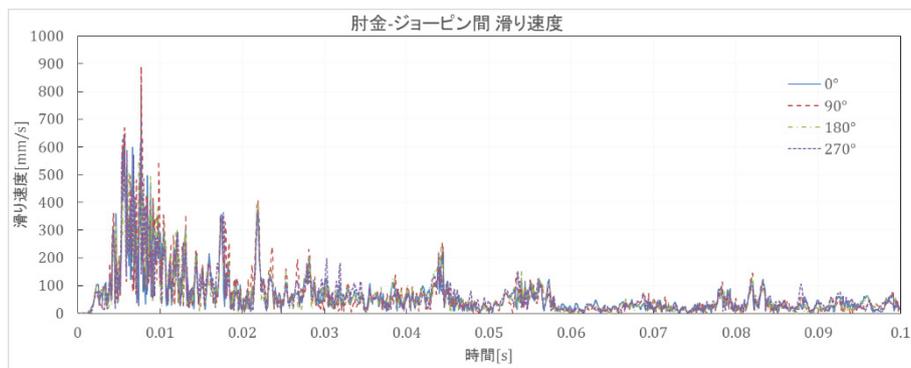


Fig. 4.47 肘金-ジョーピン間滑り速度(解析値)

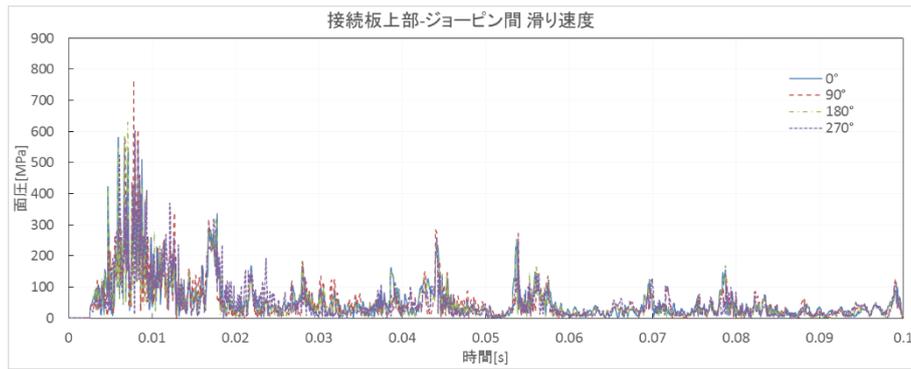


Fig. 4.48 接続板上部-ジョーピン間滑り速度(解析値)

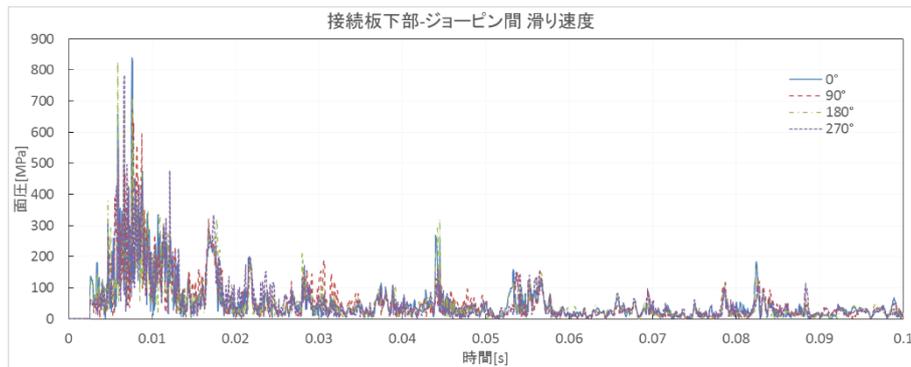


Fig. 4.49 接続板下部-ジョーピン間滑り速度(解析値)

4.6.1.3 PV 積分値

グラフから、最終的な PV 積分値の小さい 0 度方向と 180 度方向に関しては 0.02[s]までに積分値の増加が完了することがわかる。一方で、PV 積分値の大きくなる 90 度方向と 270 度方向に関しては 0.02[s]の時点では増加が完了しておらず、最終的な PV 積分値の半分に満たない箇所も存在する。肘金-ジョーピン間の 90 度方向と、接続板上部-ジョーピン間の 270 度方向を除いて 0.05[s]に増加がほぼ完了するが、これは肘金部密着側軸力の低周波振動が実測波形においても解析波形においても収束する時間とほぼ同じである。このことから、PV 積分値を算出するにはフロントロッド軸力の低周波振動までを再現する必要があると考えられる。

最終的な PV 積分値の値を確認すると、肘金-ジョーピン間においては 90 度方向が大きく約 7.4[N/mm] 次いで 270 度方向の約 4.6[N/mm]である。また、接続板-ジョーピン間においてはどちらも 270 度方向が約 3.5[N/mm]で、90 度方向が約 2.0-1.5[N/mm]である。両者の接触面面積比を考慮するとこの差は妥当であると考えられる。

次に全測定点での PV 積分値を Table 4.8, Table 4.9, Table 4.10 に示し、摩耗傾向を図示したものを Fig. 4.53, Fig. 4.54, Fig. 4.55 に示す。摩耗傾向を図示の際はその変化がわかりやすいように、PV 積分値に 0.7[mm²/N]をかけて、初期軸受半径を足すことによって可視化している。0.7[mm²/N]という値は可視化のためだけに設定した値であることに注意する必要がある。

ダブルスリップ分岐器の列車通過時振動

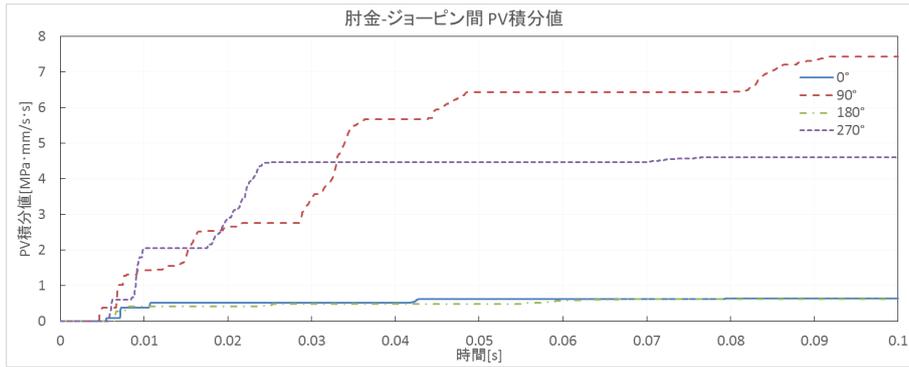


Fig. 4.50 肘金-ジョーピン間 PV 積分値(解析値)

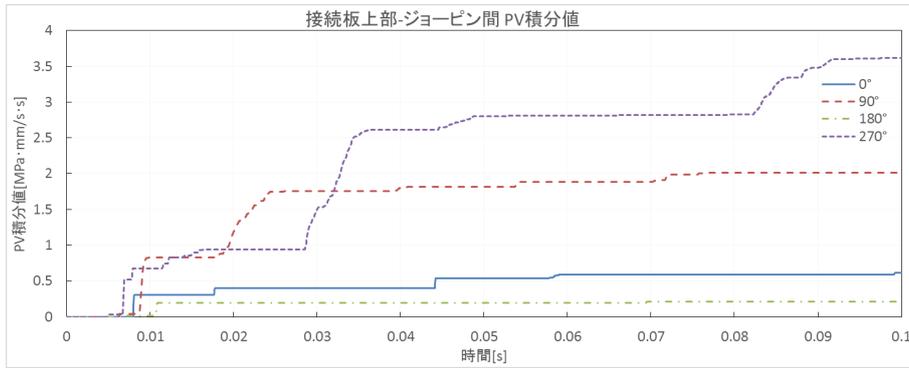


Fig. 4.51 接続板上部-ジョーピン間 PV 積分値(解析値)

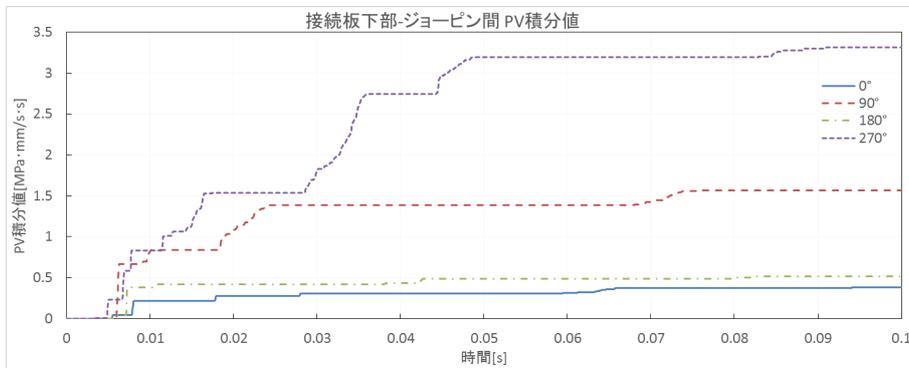


Fig. 4.52 接続板下部-ジョーピン間 PV 積分値(解析値)

Table 4.8 肘金-ジョーピン間 角度毎の軸受 PV 積分値(解析値)

角度[度]	上側[N/mm]	中側[N/mm]	下側[N/mm]	平均[N/mm]
0	0.559	0.121	1.092	0.591
15	0.360	0.133	1.868	0.787
30	0.253	0.139	1.307	0.566
45	0.492	0.313	0.929	0.578
60	1.162	0.405	1.806	1.124
75	4.646	0.197	5.348	3.397
90	<u>10.633</u>	<u>0.894</u>	<u>10.023</u>	<u>7.183</u>
105	7.333	0.567	7.753	5.217
120	2.448	0.327	4.427	2.400
135	0.525	0.033	3.285	1.281
150	0.209	0.087	2.556	0.951
165	0.534	0.021	1.270	0.608
180	0.637	0.027	1.219	0.628
195	0.538	0.000	0.619	0.386
210	0.843	0.000	0.126	0.323
225	1.868	0.000	0.262	0.710
240	5.045	0.000	0.088	1.711
255	7.995	0.000	0.326	2.774
270	10.947	<u>0.004</u>	2.018	4.323
285	<u>11.059</u>	0.000	<u>5.042</u>	<u>5.367</u>
300	6.317	0.000	3.643	3.320
315	1.473	0.000	1.062	0.845
330	0.645	0.000	1.353	0.666
345	0.474	0.000	0.588	0.354

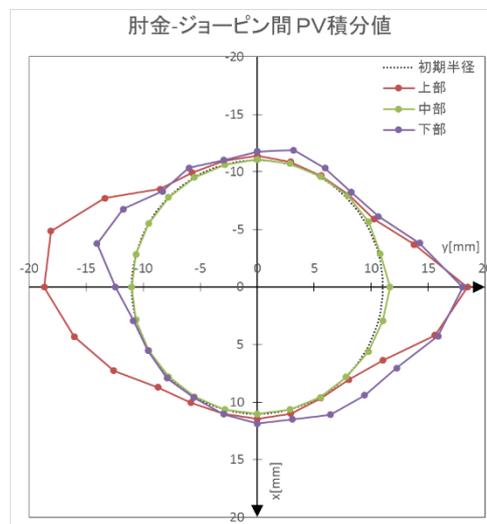


Fig. 4.53 肘金-ジョーピン間 摩耗傾向(解析値)

Table 4.9 接続板上部-ジョーピン間 角度毎の軸受 PV 積分値(解析値)

角度[度]	上側[N/mm]	中側[N/mm]	下側[N/mm]	平均[N/mm]
0	1.671	0.235	0.025	0.644
15	1.014	0.099	0.061	0.391
30	0.757	0.266	0.164	0.396
45	0.899	0.116	0.095	0.370
60	1.722	0.266	0.205	0.731
75	3.686	1.244	1.918	2.283
90	3.117	1.080	1.733	1.977
105	<u>4.822</u>	<u>1.708</u>	<u>2.593</u>	<u>3.041</u>
120	3.618	0.833	0.637	1.696
135	1.097	0.099	0.020	0.405
150	1.058	0.140	0.090	0.430
165	0.547	0.103	0.310	0.320
180	0.460	0.073	0.117	0.217
195	0.317	0.011	0.000	0.109
210	0.590	0.054	0.033	0.226
225	1.540	0.152	0.093	0.595
240	2.341	0.173	0.087	0.867
255	3.014	0.542	0.629	1.395
270	<u>4.997</u>	<u>2.311</u>	3.335	<u>3.548</u>
285	4.120	1.889	<u>3.432</u>	3.147
300	1.692	0.849	2.320	1.620
315	0.702	0.223	0.594	0.506
330	0.392	0.022	0.024	0.146
345	0.853	0.074	0.059	0.329

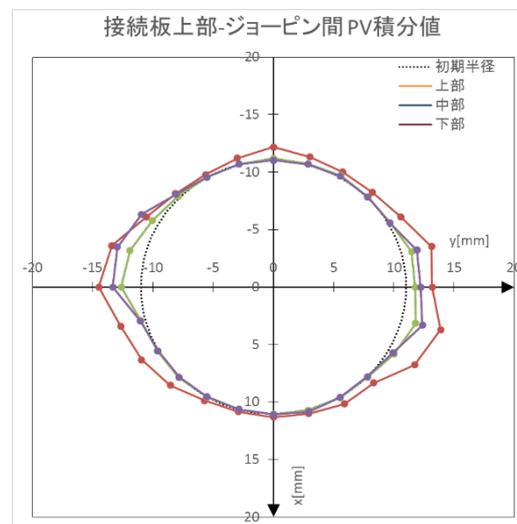


Fig. 4.54 接続板上部-ジョーピン間 摩耗傾向(解析値)

Table 4.10 接続板下部-ジョーピン間 角度毎の軸受 PV 積分値(解析値)

角度[度]	上側[N/mm]	中側[N/mm]	下側[N/mm]	平均[N/mm]
0	0.152	0.043	1.051	0.415
15	0.164	0.052	0.681	0.299
30	0.032	0.009	0.268	0.103
45	0.156	0.116	1.097	0.456
60	0.877	0.279	1.165	0.773
75	0.827	0.230	0.867	0.641
90	<u>1.853</u>	<u>0.728</u>	2.170	<u>1.583</u>
105	1.197	0.572	<u>2.441</u>	1.404
120	0.185	0.248	1.437	0.624
135	0.131	0.127	1.170	0.476
150	0.031	0.064	1.234	0.443
165	0.060	0.040	1.123	0.408
180	0.242	0.143	1.236	0.540
195	0.016	0.036	1.060	0.371
210	0.000	0.000	0.519	0.173
225	0.497	0.153	1.270	0.640
240	0.962	0.415	2.921	1.433
255	1.257	0.447	3.061	1.588
270	<u>3.629</u>	<u>1.452</u>	<u>5.033</u>	<u>3.371</u>
285	3.513	1.426	4.708	3.216
300	2.022	0.696	1.985	1.567
315	0.370	0.103	0.747	0.406
330	0.030	0.021	0.701	0.251
345	0.304	0.061	0.781	0.382

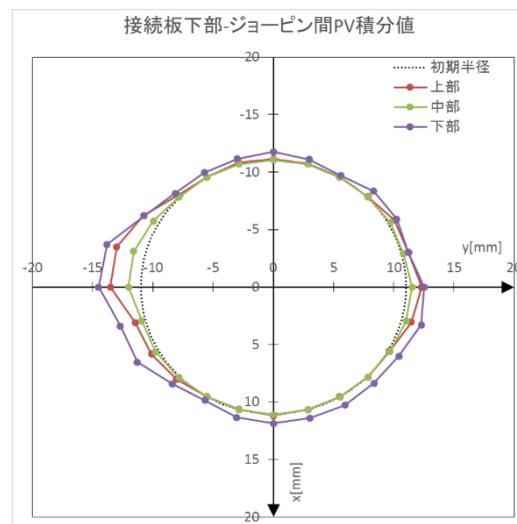


Fig. 4.55 接続板下部-ジョーピン間 摩耗傾向(解析値)

Table 4.8, Table 4.9, Table 4.10 には、各列 0-165 度と 180-345 度のうち、最大値を示すものに下線をつけている。いずれの接触面においても 90 度もしくは 105 度と、270 度もしくは 285 度といった軌間内外方向において最大値を取る。また、0 度や 180 度といった軌道平行方向においては低い値を取る。

また、上部・中部・下部で比較すると、中部が最も低くなる傾向が見られた。これは衝撃振動により接触面において片当たりをして上部や下部といったエッジ部分もしくはそれに近い箇所のみ面に面圧が加わるためであると考えられる。片当たりによってエッジ部分とその周辺部が特に摩耗が進むと、次第に中部にも面圧が加わり摩耗が進行していくことが予想される。このような場合上部・中部・下部での摩耗量は平均化されていくものだと考えられる。もしくは引き続き中部に面圧が加わることはなく上部・下部のエッジ部分とその周辺部のみが摩耗していく可能性もある。このような場合中部の摩耗は発生しないため、フロントロッドなどの部品の偏移は起こらず、ロック偏移も起きなくなると考えられる。

営業線分岐器で使用された肘金やジョーピンなどの軸受部品がないのでどのような現象が発生しているかを確認するのは不可能であるが、前者の考え方が安全側であると考えられる。そこで摩耗予測を行う際は、軸方向に 3 分割して算出した PV 積分値の平均値を用いることとする。各接触面、各角度の PV 積分値の軸方向平均値は Table 4.8, Table 4.9, Table 4.10 に記載している。

4.6.2 衝撃振動によって発生する摩耗量

第 3 章で述べた軸受摩耗試験においてジョーピンには軸方向の回転自由度があるため、試験中に徐々に回転し、外輪要素が局所的に摩耗する一方でジョーピンはどの方向もほぼ均一的に摩耗する現象が見られたと述べた。これと同様の現象は分岐器で使用されている際も発生し、ジョーピンを用いた分岐器に対する実測においてはジョーピンがどの方向もほぼ均一に摩耗しているデータが確認されている [20]。よって、第 3 章同様に外輪要素である肘金や接続板の摩耗に関しては角度毎の PV 積分値のうち最大のものを、ジョーピンの摩耗に関しては全角度の平均 PV 積分値を使用する。

Table 4.11 A 号肘金 摩耗量

PV 積分値が最大となる方向	PV 積分値 [N/mm]	比摩耗量 [mm ² /N]	摩耗量 [mm]
90 度	7.183	1.23 × 10 ⁻⁸	8.84 × 10 ⁻⁸
285 度	5.367		6.60 × 10 ⁻⁸

Table 4.12 A 号接続板上部 摩耗量

PV 積分値が最大となる方向	PV 積分値 [N/mm]	比摩耗量 [mm ² /N]	摩耗量 [mm]
105 度	3.041	8.55 × 10 ⁻⁸	2.60 × 10 ⁻⁷
270 度	3.548		3.03 × 10 ⁻⁷

Table 4.13 A 号接続板下部 摩耗量

PV 積分値が 最大となる方向	PV 積分値 [N/mm]	比摩耗量 [mm ² /N]	摩耗量 [mm]
90 度	1.583	8.55 × 10 ⁻⁸	1.35 × 10 ⁻⁷
270 度	3.371		2.82 × 10 ⁻⁷

Table 4.14 A 号ジョーピン 摩耗量

	全方向平均 PV 積分値 [N/mm]	比摩耗量 [mm ² /N]	摩耗量 [mm]
肘金との接触面	1.920	2.46 × 10 ⁻⁸	4.20 × 10 ⁻⁸
接続板上部との接触面	1.058	2.19 × 10 ⁻⁷	2.31 × 10 ⁻⁷
接続板下部との接触面	0.899	2.19 × 10 ⁻⁷	1.96 × 10 ⁻⁷

Table 4.11 から Table 4.14 にかけて各部品の 1 回の衝撃によって発生する摩耗量を算出した。PV 積分値の最大値を取る方向が 90 度ではなく 105 度となる部品や、270 度ではなく 285 度となる部品も存在するが、便宜上それぞれ 90 度方向の摩耗量、270 度方向の摩耗量とする。

軸受全体の摩耗の影響を考える際はこれらの値を組み合わせる必要がある。肘金と接続板が押し合う状況の摩耗による影響を見る際は、ジョーピンと接触するのは肘金の 270 度側と接続板の 90 度側であるため、(肘金の 270 度方向の摩耗量) + (ジョーピンの対肘金摩耗量) + (ジョーピンの対接続板摩耗量) + (接続板の 90 度方向の摩耗量) で求める必要がある。逆に、肘金と接続板が引き合う状況の摩耗による影響を見る場合は、ジョーピンと接触するのは肘金の 90 度側と接続板の 270 度側であるため、(肘金の 90 度方向の摩耗量) + (ジョーピンの対肘金摩耗量) + (ジョーピンの対接続板摩耗量) + (接続板の 270 度方向の摩耗量) で求める必要がある。接続板の摩耗量やジョーピンの対接続板の摩耗量においては上下で差があるが、平均値を使用すると前者においては 1 回の衝撃振動当たり 5.19×10^{-7} [mm]、後者においては 1 回の衝撃振動当たり 6.36×10^{-7} [mm]、摩耗によって偏移可能量が増えることになる。先行研究で算出された普通分岐器における一回の衝撃振動に対する摩耗発生量と比較すると約 20 倍の値である¹²。この値については、

- ① 軸受摩耗試験での同条件下において給油なしジョーピンのほうが球面軸受よりも約 10 倍摩耗量が多い [29]。
- ② ジョーピンタイプの軸受は特に軸方向の拘束が弱く滑り速度の値が球面軸受よりも大きくなると考えられる(最大値では約 1.2 倍~1.5 倍)。また、拘束力が弱くなるため、速度の減衰も遅くなる。
- ③ 軸受の PV 積分値算出のためのダブルスリップ分岐器モデルは、フロントロッド軸力の低周波成分も再現でき、その分求められる PV 積分値も約 2 倍大きくなる。
- ④ 観察対象とした軸受が、先行研究ではフロントロッド中央部だったのに対して本研究では肘金部である。

といった理由が考えられるが、相対的に評価するとほぼ妥当な値であると考えられる。

¹² 先行研究の球面軸受を用いた普通分岐器のフロントロッド中央部の 1 衝撃当たりの摩耗量は最大で 2.851×10^{-8} [mm](半径方向)と算出された [8]。

ダブルスリップ分岐器の列車通過時振動

一方で、B号フロントロッドの密着側肘金部軸受に関しても同様の算出手法を用いて偏移可能量を計算したところ(Table 4.15～Table 4.18)、肘金と接続板が押し合う状況の摩耗による影響の場合は 9.18×10^{-8} mm、肘金と接続板が引き合う状況の摩耗による影響の場合は 4.36×10^{-8} mmと算出された。このことから、A号側で衝撃振動が発生した場合はB号側フロントロッドの軸受が受ける影響はA号側フロントロッドの軸受に比べて十分小さいと考えられる。

Table 4.15 B号肘金 摩耗量

PV 積分値が 最大となる方向	PV 積分値 [N/mm]	比摩耗量 [mm ² /N]	摩耗量 [mm]
120度	0.347	1.23×10^{-8}	4.27×10^{-9}
285度	1.084		1.33×10^{-8}

Table 4.16 B号接続板上部 摩耗量

PV 積分値が 最大となる方向	PV 積分値 [N/mm]	比摩耗量 [mm ² /N]	摩耗量 [mm]
105度	0.792	8.55×10^{-8}	6.77×10^{-8}
300度	0.156		1.33×10^{-8}

Table 4.17 B号接続板下部 摩耗量

PV 積分値が 最大となる方向	PV 積分値 [N/mm]	比摩耗量 [mm ² /N]	摩耗量 [mm]
90度	0.407	8.55×10^{-8}	3.48×10^{-8}
285度	0.128		1.09×10^{-8}

Table 4.18 B号ジョーピン 摩耗量

	全方向平均 PV 積分値 [N/mm]	比摩耗量 [mm ² /N]	摩耗量 [mm]
肘金との接触面	0.183	2.46×10^{-8}	4.50×10^{-9}
接続板上部との接触面	0.135	2.19×10^{-7}	2.96×10^{-8}
接続板下部との接触面	0.0721	2.19×10^{-7}	1.58×10^{-8}

4.6.3 考察

トンダレール後端部継目における衝撃の影響のみを考慮して摩耗予測を行ったが、球面軸受を使用した普通分岐器と比べると 20 倍という非常に速い速度で摩耗が進行していくと算出された。しかし、これは非常に条件を単純化しており交換周期を求める用途には使うことができない。交換周期を解析によって求めるためには様々な事象を再現する必要がある。

まずは、分岐器全体の沈み込みを考慮する必要がある。この現象はほぼ静的な荷重によるもので過渡応答には影響を与えないが、軸受の面圧と関連が高いフロントロッド軸力において定常軸力を発生させるため、その分軸受の面圧も高いものとなり摩耗の進行が早くなるものと予測される。

また、本解析のようにフロントロッド軸力が高周波振動を示すのは各車両 3 軸目のみで、それ以外の車軸通過時はトンダレール上に存在する車軸の影響を受ける。これによってフロントロッド軸力には約 1[Hz]の低周波が観測される。この波形の振幅は、高周波振動の振幅よりも若干小さいものの、肘金部の加速度波形において振動が発生している間は常に軸力が発生しているため、PV 積分値が増加しやすくなると考えられる。

このように 4.4.3 項で説明した、全ての現象を再現することが、安全側に交換周期を求めるためには必要である。

一方で今回の算出で用いた比摩耗量は給油がなされていないジョーピンタイプ軸受のものを使用した。しかし、実際の運用においては、定期的に給油がなされている。軸受摩耗試験においては同一条件下のジョーピンタイプ軸受で給油有りのほうが給油無しよりも摩耗量が約 1/10 となる結果が出ている [29]。風雪や砂塵などの影響を受けるため難しいものの、現場のジョーピンタイプ軸受の潤滑油の状態を把握することができればより効率的な摩耗予測をすることが可能になると考えられる。

第5章 結論

5.1 結論

一つ目として、営業線上のダブルスリップ分岐器に対して加速度や軸力の実測を行い、分岐器付属部品であるフロントロッド軸受摩耗に影響を与えるとがなが得られる現象の推定を行った。軸受摩耗量算出のための指標である面圧と大きな相関があると考えられる軸力からその推定を行ったところ ①トンダレール後端部継目で発生する衝撃振動、②トンダレール上を通過する車輪の軸重によるトンダレールのロール変位(もしくは変形)、③列車通過によるダブルスリップ分岐器全体の沈み込み が考えられた。ダブルスリップ分岐器の軸受摩耗予測を行うにはこの3つの現象を再現する必要がある。

二つ目として、上記のうち①の現象を再現するために、ダブルスリップ分岐器の衝撃応答解析を行い、その衝撃応答特性をほぼ再現した。そして、そのモデルから軸受のPV積分値を算出したところ、フロントロッド軸力の低周波振動が収束する0.05[s]までPV積分値は増加した。これはフロントロッド軸力の低周波振動を再現できず、高周波振動が収束する0.02[s]でPV積分値の増加は終了すると結論付けた先行研究の結果とは異なるものである。このことから、フロントロッド軸力の低周波振動まで再現することが適切な摩耗量算出には不可欠であるといえる。

三つ目として、軸受摩耗試験で得られたジョーピンタイプの軸受の摩耗量増加傾向とその模擬解析によって得られた軸受部力学的特性により、軸受の各部品の比摩耗量を算出した。部品ごとに比摩耗量を算出したのは、部品によって摩耗傾向が異なるためである。衝撃応答解析から得られたPV積分値と比摩耗量を用いて1衝撃あたりに発生する摩耗量及び軸受の偏移可能量を算出した。この値は、先行研究で行われた普通分岐器の約20倍であり、本研究で観察対象となった分岐器は先行研究の普通分岐器よりも摩耗速度が速くなることが算出された。

5.2 課題

ダブルスリップ分岐器の実測軸力から軸受の摩耗に影響を与える現象の推定を行い3種類の現象が発生していると考えられたが、本研究では1つ再現したのみで、他の2つに関しては再現を行わなかった。しかし、この2つに関しても軸受の摩耗に大きな影響を与えられることから、軸受摩耗予測のためにはこれらの再現を行う必要がある。

マクラギが木製であることやバラストを使用しているという点で先行研究の普通分岐器と類似の環境であったため、モデリングにおいてもマクラギ代替ばね特性をほぼそのまま使用することができた。しかし、特に衝撃が加わる後端部において特徴の異なる波形が観測され、それが肘金部にも影響を与えるとみられる様子が確認された。後端部波形の特徴の違いは後端部継目の現場調整状態の違いにより発生したと考えられる。今回は実測値に合わせこむために何度もモデリングの調整を行ったが、あらゆる分岐器に対してそのようなことを行うのは不可能であり、現場調整状態に応じてどのようにモデリングを修正すればよいかを一意的にする必要がある。

今回の計測は曲線中に後端部継目が存在するため、軌間内外方向の入力およびモデリングが重要となったが、今回作成したモデルでは再現が不十分であった。これらをどのように再現するかは衝撃応答特性

の再現性向上のために重要である。また、分岐器で使用される曲線半径は様々であり、半径に応じた定量的な入力の決め方を決定する必要がある。

今回の摩耗量算出には給油無し状態で算出された比摩耗量を用いたが、給油有りの状態では軸受摩耗試験の結果から、摩耗速度が約 1/10 になると考えられる。実際分岐器においては、定期的に給油がなされているものの、常に潤滑状態にあるとは限らない。そこで効率的かつ安全に摩耗予測を行うには天気や湿度などといった分岐器の置かれている状況から軸受の潤滑状態を予測する必要がある。

謝辞

本研究は東京大学大学院工学系研究科機械工学専攻泉教授のご指導の下で行われました。泉教授には有限要素法手法や研究の段取りの立て方等、様々なことを教えていただきました。また、酒井教授には研究会や打ち合わせの度に結果に対する考え方など、様々なアドバイスをしていただき、研究の進め方を決める際の助けとなりました。波田野助教授には研究会で様々なご意見を頂戴していただいたり、研究室の環境を浴していただいたりしました。

共同研究をしていただいた東日本旅客鉄道株式会社の方々には定期的に打ち合わせをしていただいたり、非常に困難な実験を手配していただいたりして頂きました。小林様、鈴木様、新野様、そして前任の加藤様、樋口様には打ち合わせの際に的確なご指摘をいただき本当に感謝申し上げます。新野様には何度もやり取りをしていただき、データや資料などに関して迅速に手配していただいたりしました。

ジェイアール総研電気システムの皆様には、本研究で最も重要となる分岐器の振動波形の測定を行っていただきました。試験の構想段階から実際の設置・測定まで、多大な労力をおかけした中で、貴重なデータを取っていただき、またその後のデータの使用方法について様々なアドバイスを頂きありがとうございました。

吉原鉄道工業の皆様には軸受摩耗試験を行っていただきました。専用の実験器具を作成して試験を行っていただき、また実験から日数がたっているにもかかわらずデータを今日のために保存していただき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にはモデリング手法やデータの使用方法に関して様々なご指導を頂戴しました。感謝申し上げます。

博士課程の高本さんをはじめとする研究室の皆様には、研究室での生活を支えていただいたことに感謝します。

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,” *鉄道総研報告*, 第 23 卷, 第 1 号, pp. 29-32, 2009.
 - [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一世代分岐器・転てつ機の開発一,” *JR East Technical Review*, 第 2 号, pp. 64-68, 2003.
 - [3] 東日本旅客鉄道, 産学共同研究打ち合わせ資料.
 - [4] 吉原鉄道工業技術開発部, “東大 泉准教授よりのご質問に対するコメント,” 2012.
 - [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:鉄道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,” 2014.
 - [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,” *日本機械学会論文集*, 第 81 卷, 第 832 号, pp. 1-15, 2015.
 - [9] 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.
 - [10] 鉄道技術ポケットブック編集委員会, *鉄道技術ポケットブック*, オーム社, 2012.
 - [11] 東日本旅客鉄道, *JR 東日本社内講座教本 -施設技術入門-*.
 - [12] “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: 5 1 2017].
 - [13] 小野実, 堀雄一郎, “新宿駅構内にみる特殊分岐器,” *鉄道ジャーナル*, 第 36 巻, 第 5 号, pp. 48-52, 2002.
 - [14] 三原泰司, 粕谷恵介, “特殊分岐器のふく進防止対策について,” *土木学会第 53 回年次学術講演会*, pp. 906-907, 1998.
 - [15] 若月雅人, “DSS の狭隘部(スリップポイント部)の短絡防止策,” *新線路*, 第 63 巻, 第 9 号, pp. 12-16, 9 2009.
 - [16] 石田辰典, 加藤文三, “大宮駅構内に敷設された弾性可動式ダブルスリップスイッチ,” *鉄道線路*, 第 26 巻, 第 12 号, pp. 612-616, 1978.
 - [17] 和泉和宏, 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*, 第 17 巻, pp. 29-33, 2006.
 - [18] 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,” *第 21 回鉄道技術・政策連合シンポジウム講演論文集*, 2014.
 - [19] 塚本大吾, 楠藤正伯, 内山貴博, 大串祐郁, “NS 形電気転てつ機の適切な状態監視にむけた諸検討 (その 1),” *第 23 回鉄道技術連合シンポジウム(J-RAIL2016)*, pp. 491-492, 2016.
-

-
- [20] 吉原鉄道工業, “特殊分岐器フロントロッドの実使用による摩耗量測定報告書,” 2013.
- [21] 吉原鉄道工業, 主要波形データ集.
- [22] 日本潤滑学会, 潤滑ハンドブック, 養賢堂, 1970.
- [23] NTN 株式会社, NTN 精密樹脂<ベアリー商品>, p. 6.
- [24] オイレス工業株式会社, 推定摩耗量の考え方.
- [25] 加藤孝久, 益子正文, トライポロジーの基礎, 培風館, 2004.
- [26] 渡部幸夫 他, “回転機の劣化予測技術の開発 (1) (軸受摩耗解析),” 日本機械学会, 2000.
- [27] W.Hirst, “Proc. Conf. Lubrication and Wear,” 1957.
- [28] 宮内勇馬, 廣部敏之, 木村昇平, 権代明典, 広田哲昭, “軸受け摩耗予測計算と薄層放射化法による予測精度検証,” マツダ技報, 第 巻 No. 26, pp. 147-152, 2008.
- [29] 吉原鉄道工業, “研開テ第 250 号 フロントロッド摩耗劣化要素試験 報告書,” 2015.
- [30] 吉原鉄道工業, “使用機器一覧,” 2015.
- [31] 吉原鉄道工業, “TC 軸試験機測定方法,” 2015.
- [32] 岡方義則, “鉄道用車輪設計技術の現状と今後の展望,” 新日鉄住金技報, 第 395, pp. 26-33, 2013.
- [33] ジェイアール総研電気システム, “営業線実測測定データ集,” 2016.
- [34] 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, 第 巻 7, pp. 1-11, 2004.
- [35] 佐藤泰生, 分岐器の構造と保守, 社団法人 日本鉄道施設協会, 1999.
- [36] 山田俊宏, “球状黒鉛鋳鉄の摩耗特性に及ぼす硬さの影響,” 1976.
- [37] 石瀬裕之, 遠藤明久, 佐々木敦, “信号の保全・工事におけるヒューマンエラーの研究,” *JR EAST Technical Review*, 第 巻 29, pp. 51-54, 2009.
- [38] 川口二俊, 田中慎一郎, 村田香, 長倉清, “レール継目衝撃音に係る車輪・軌道の振動特性評価-軌道編,” 第 18 回鉄道技術・政策連合シンポジウム講演論文集, 2011.
- [39] 佐藤泰生, 分岐器の構造と保守, 社団法人 日本鉄道施設協会, 1999.
-