

卒業論文

転てつ付属装置の
摩耗現象解明のための有限要素法解析

平成 26 年 1 月 31 日提出

指導教員 酒井信介教授

120252 良本真啓

目次

第1章 序論	11
1.1 研究背景	11
1.2 先行研究 [1], [2]	12
1.3 先行研究 [3]	13
1.4 研究目的	14
1.5 本論文の構成	14
第2章 鉄道分岐器および摩耗について	15
2.1 緒言	15
2.2 分岐器 [4]	16
2.2.1 分岐器の種類 [4]	17
2.2.1.1 普通分岐器	17
2.2.1.2 特殊分岐器	18
2.2.2 分岐方式 [4]	20
2.2.2.1 関節方式	20
2.2.2.2 弾性方式	20
2.3 転てつ装置の仕組み	21
2.3.1 電気転てつ装置	21
2.3.2 トングレール	22
2.3.3 スイッチアジャスタと動作かん	23
2.3.4 フロントロッド	23
2.3.5 球面軸受および受け座	25
2.3.6 考察	25
2.4 摩耗のメカニズム [6]	26
2.4.1 潤滑状態と摩擦	26
2.4.2 摩耗	26
2.4.3 軸受摩耗の評価方針	27
第3章 実測データを用いた考察	28
3.1 緒言	28
3.2 実測波形データ [8]	29

3.2.1	測定条件	30
3.2.2	同一分岐器の同一列車通過時における振動波形の再現性	31
3.2.3	各分岐器毎の波形データ	34
3.2.3.1	A 分岐器	34
3.2.3.2	B 分岐器	35
3.2.3.3	C 分岐器（貨物列車通過）	36
3.2.3.4	C 分岐器（特急列車通過）	37
3.2.4	考察	38
3.3	打撃試験 [9]	38
3.3.1	振動伝達についての試験	39
3.3.1.1	試験条件	39
3.3.1.2	試験結果	40
3.3.2	固有振動数と固有モードについての試験	42
3.3.2.1	試験条件	42
3.3.2.2	試験結果	43
3.3.3	打撃試験の考察	47
第4章	有限要素法解析	48
4.1	緒言	48
4.2	解析方針	49
4.3	対象分岐器とモデリング方針	49
4.3.1	対象分岐器	49
4.3.2	モデリング方針	50
4.4	モデリングと境界条件	50
4.4.1	フロントロッド	52
4.4.2	スイッチアジャスタと動作かん	52
4.4.3	接続かん	53
4.4.4	基本レール	53
4.4.5	軸受	54
4.4.6	受け座	55
4.4.7	レール拘束条件	56

4.5	荷重条件	58
4.5.1	衝撃荷重	58
4.5.2	動作かん押しつけ力	59
4.6	解析条件	60
4.7	考察	60
第5章	解析結果	61
5.1	緒言	61
5.2	モーダル解析	62
5.2.1	打撃試験結果との比較	62
5.2.2	各振動モード	66
5.2.3	モーダル解析結果の考察	71
5.3	衝撃応答解析	72
5.3.1	実測結果との比較	72
5.3.1.1	肘金部鉛直方向加速度波形	72
5.3.1.2	フロントロッド軸力波形	75
5.3.2	衝撃応答解析結果の考察	78
5.4	各部モデリングの影響	78
5.4.1	接続かん・動作かん	79
5.4.2	スイッチアジャスタ押しつけ力	80
5.4.3	スイッチアジャスタ・動作かん	82
5.4.4	基本ルール	84
5.4.5	各部モデリングの考察	86
5.5	考察	86
第6章	軸受摩耗について	88
6.1	緒言	88
6.2	解析結果	89
6.2.1	フロントロッド軸力との比較	89
6.2.2	左側軸受の箇所毎の比較	91
6.2.2.1	軌道内外方向外側測定点	91
6.2.2.2	軌道内外方向内側測定点	92
6.2.2.3	鉛直方向上側測定点	93

6.2.2.4	鉛直方向下側測定点	95
6.2.2.5	各箇所 ¹ の累積 PV 値の比較.....	96
6.2.2.6	考察.....	97
6.2.3	右側軸受との比較	97
6.3	考察	99
第7章	結論	101
7.1	結論	101
7.2	課題	101
7.3	今後必要となるデータおよび試験.....	102
参考文献	103
謝辞	104

図目次

図 2.1	分岐器全体図.....	16
図 2.2	普通分岐器の種類 [5].....	18
図 2.3	特殊分岐器の種類 [5].....	19
図 2.4	トングレール後端継ぎ目	20
図 2.5	分岐器全体図.....	21
図 2.6	電気転てつ機.....	22
図 2.7	電気転てつ機内部	22
図 2.8	トングレール.....	22
図 2.9	スイッチアジャスタと動作かん	23
図 2.10	フロントロッド肘金具接続部分	24
図 2.11	B821 型フロントロッド.....	24
図 2.12	B721 型フロントロッド [3]	25
図 2.13	B823 型フロントロッド [2]	25
図 2.14	球面軸家および受け座.....	25
図 3.1	計測箇所.....	31
図 3.2	肘金部鉛直方向加速度 (1 両目前側台車)	32
図 3.3	肘金部鉛直方向加速度 (1 両目後側台車)	32
図 3.4	肘金部鉛直方向加速度 (2 両目後側台車)	32
図 3.5	フロントロッド軸力 (1 両目前側台車)	33
図 3.6	フロントロッド軸力 (1 両目後側台車)	33
図 3.7	フロントロッド軸力 (2 両目後側台車)	33
図 3.8	肘金部鉛直方向加速度 (A 分岐器)	34
図 3.9	フロントロッド軸方向軸力 (A 分岐器)	34
図 3.10	肘金部鉛直方向加速度 (B 分岐器)	35
図 3.11	フロントロッド軸方向軸力 (B 分岐器)	35
図 3.12	肘金部鉛直方向加速度 (C 分岐器貨物列車)	36
図 3.13	フロントロッド軸方向軸力 (C 分岐器貨物列車)	36
図 3.14	肘金部鉛直方向加速度 (C 分岐器特急列車)	37
図 3.15	フロントロッド軸方向軸力 (C 分岐器特急列車)	37
図 3.16	打撃試験 加振ハンマ	38
図 3.17	3 軸加速度センサ取付け図	39
図 3.18	加速度センサ取り付け位置.....	40
図 3.19	各計測点での周波数応答関数.....	40

図 3.20	転換毎の周波数応答関数	41
図 3.21	加速度センサ取付け位置(トンダレール)	42
図 3.22	加速度センサ取付け位置 (フロントロッド周辺)	42
図 3.23	全体モード図.....	43
図 3.24	モード1 21.1Hz	44
図 3.25	モード2 22.4Hz	44
図 3.26	モード3 35.3Hz	45
図 3.27	モード4 37.9Hz	45
図 3.28	モード5 57.3Hz	46
図 3.29	モード6 77.3Hz	46
図 4.1	対象分岐器モデリング範囲.....	50
図 4.2	解析モデル全体図 (上面図)	50
図 4.3	解析モデル全体図 (アイソメ図)	51
図 4.4	解析モデルフロントロッド周辺図.....	51
図 4.5	フロントロッドと肘金具モデリング	52
図 4.6	動作かんモデリング	52
図 4.7	接続かんモデリング	53
図 4.8	基本レール全体図	53
図 4.9	トンダレール-基本レール間接触モデリング	54
図 4.10	軸受接触部モデリング (断面)	55
図 4.11	受け座接触部モデリング.....	55
図 4.12	レール拘束モデリング	56
図 4.13	衝撃荷重入力位置	58
図 4.14	押しつけ力荷重入力位置	59
図 5.1	モード1 21.1Hz (試験結果)	62
図 5.2	モード 21.9Hz (解析結果)	63
図 5.3	モード2 22.4Hz (試験結果)	63
図 5.4	モード 36.0Hz (解析結果)	64
図 5.5	モード3 35.3Hz (試験結果)	64
図 5.6	モード 56.8Hz (解析結果)	65
図 5.7	モード4 37.9Hz (試験結果)	65
図 5.8	モード 45.4Hz (解析結果)	66
図 5.9	モード 30.6Hz (解析結果)	66
図 5.10	モード 51.4Hz (解析結果)	67
図 5.11	モード 71.1Hz (解析結果)	67
図 5.12	モード 73.6Hz (解析結果)	68

図 5.13	モード 82.3Hz (解析結果)	68
図 5.14	モード 87.6Hz (解析結果)	69
図 5.15	モード 88.2Hz (解析結果)	69
図 5.16	モード 92.6Hz (解析結果)	70
図 5.17	モード 99.4Hz (解析結果)	70
図 5.18	肘金部鉛直方向加速度 (解析結果)	72
図 5.19	肘金部鉛直方向加速度 (B 分岐器)	73
図 5.20	肘金部鉛直方向加速度 (A 分岐器)	73
図 5.21	肘金部鉛直方向加速度 FFT 解析 (解析結果)	74
図 5.22	肘金部鉛直方向加速度 FFT 解析 (B 分岐器)	74
図 5.23	肘金部鉛直方向加速度 FFT 解析 (A 分岐器)	74
図 5.24	フロントロッド軸力 (解析結果)	75
図 5.25	フロントロッド軸力 (B 分岐器)	75
図 5.26	フロントロッド軸力 (A 分岐器)	76
図 5.27	フロントロッド軸力 FFT 解析 (解析結果)	76
図 5.28	フロントロッド軸力 FFT 解析 (B 分岐器)	77
図 5.29	フロントロッド軸力 FFT 解析 (A 分岐器)	77
図 5.30	接続かん・動作かん代替要素モデリング	79
図 5.31	肘金部鉛直方向加速度 (動作かん・接続かん代替要素モデル)	79
図 5.32	フロントロッド軸力 (動作かん・接続かん代替要素モデル)	80
図 5.33	肘金部鉛直方向加速度 FFT 解析結果 (動作かん・接続かん代替要素モデル)	80
図 5.34	肘金部鉛直方向加速度 (押しつけ力変更モデル)	81
図 5.35	フロントロッド軸力 (押しつけ力変更モデル)	81
図 5.36	肘金部鉛直方向加速度 FFT 解析結果 (押しつけ力変更モデル)	81
図 5.37	スイッチアジャスタ・動作かん変更後モデリング	82
図 5.38	肘金部鉛直方向加速度 (スイッチアジャスタ・動作かん変更後モデリング)	83
図 5.39	フロントロッド軸力 (スイッチアジャスタ・動作かん変更後モデリング)	83
図 5.40	肘金部鉛直方向加速度 FFT 解析結果	83
図 5.41	基本レール代替要素モデリング	84
図 5.42	肘金部鉛直方向加速度 (基本レール代替要素モデル)	85
図 5.43	フロントロッド軸力 (基本レール代替要素モデル)	85
図 5.44	肘金部鉛直方向加速度 FFT 解析結果 (基本レール代替要素モデル)	85
図 6.1	軸受面圧・すべり速度計測箇所	89

図 6.2	面圧（左側軸受軌道内外方向外側）	90
図 6.3	フロントロッド軸力（引張り方向）	90
図 6.4	面圧（左側軸受軌道内外方向外側）	91
図 6.5	すべり速度（左側軸受軌道内外方向外側）	91
図 6.6	PV 値（左側軸受軌道内外方向外側）	92
図 6.7	面圧（左側軸受軌道内外方向内側）	92
図 6.8	すべり速度（左側軸受軌道内外方向内側）	93
図 6.9	PV 値（左側軸受軌道内外方向内側）	93
図 6.10	面圧（左側軸受鉛直方向上側）	94
図 6.11	すべり速度（左側軸受鉛直方向上側）	94
図 6.12	PV 値（左側軸受鉛直方向上側）	94
図 6.13	面圧（左側軸受鉛直方向下側）	95
図 6.14	すべり速度（左側軸受鉛直方向下側）	95
図 6.15	PV 値（左側軸受鉛直方向下側）	96
図 6.16	PV 値（右側軸受軌道内外方向外側）	97
図 6.17	PV 値（右側軸受軌道内外方向内側）	98
図 6.18	PV 値（右側軸受鉛直方向上側）	98
図 6.19	PV 値（右側軸受鉛直方向下側）	98

表目次

表 3.1	測定分岐器と測定条件	30
表 3.2	測定機器	30
表 3.3	測定箇所と測定値	30
表 3.4	打撃試験 使用機器	38
表 3.5	モデルパラメータ	43
表 4.1	モデリング対象分岐器条件	49
表 4.2	レール拘束ばね物性値	57
表 4.3	解析条件	60
表 6.1	左側軸受各測定点での累積 PV 値	96
表 6.2	右側軸受各測定点での累積 PV 値	99

第1章 序論

1.1 研究背景

鉄道では、列車の進路を変更するために、分岐器によるレールの切り替えを行っている。分岐器とは、トングレールという可動レールを動かし、列車の進行方向を変更するものである。このレールを可動させる機構を転てつ装置を呼ぶ。また、分岐器には、寸法等を規格化した普通分岐器と設置状況に応じて様々な寸法や形状をもつ特殊分岐器が存在する。転てつ装置の故障による転換不能は設置路線の鉄道の運行に大きな影響及ぼし、大幅な遅延や運行中止につながる。そのため、JR 東日本では転てつ装置の改善のために研究開発が行われている。

転てつ装置の構成部品のうち、左右トングレール先端部を結ぶフロントロッドと呼ばれる部品が接続されている。転てつ装置の転換不能の原因の一つには、この接続部に用いられている軸受の摩耗であると考えられている。分岐器では、フロントロッドの位置情報が転てつ装置に伝わることで、トングレールの転換が完了したと判断される機構となっている。そのため、フロントロッド接続部軸受が摩耗するとフロントロッドの正しい位置を検知できなくなり列車の正常な運行に影響を及ぼすことになるので、JR 東日本では転てつ装置部品の点検・交換を定期的に行っている。しかしながら、これらの交換周期は経験的に定められたもので、設置場所等によらず一律である。最適な交換周期で保守点検が行われていない場合は、交換基準に達していない部品についても交換されることになり、無駄が生じている可能性がある。よって、軸受摩耗量等の実測データによる理論的根拠に基づいた交換周期を提言する必要がある。

現在、列車通過による振動がフロントロッドへ伝わり、軸受の摩耗進行に影響するメカニズムは解明されておらず、軸受の摩耗量を定量的に予測する方法は確立していない。また、JR 東日本管轄内の膨大な種類の全分岐器について摩耗量を定期的に実測することは不可能である。したがって、軸受摩耗現象について解明するとともに、寸法・形状の異なる様々な分岐器へ応用できる有限要素法解析モデルを構築し、軸受の摩耗について定量的に把握することができれば、様々な種類・条件の分岐器に対して最適な保守計画が提言できる。

1.2 先行研究 [1], [2]

2010 年度における村中氏の先行研究[1]、2011 年度における池田氏の先行研究[2]では、フロントロッド軸受の摩耗量に基づいたフロントロッド交換周期について信頼性工学を用いて検討が行われた。

まず、村中氏の研究[1]についてその内容を以下に示す。

- ・ 実線で使用されている分岐器についてフロントロッド軸受部の摩耗量を測定した。
- ・ 磨耗要因と考えられる列車振動・通過トン数・列車振動をパラメータとして、摩耗進行との関係を調べた。その実測摩耗データを基に、摩耗が正規分布に従い実測摩耗量が平均値となると仮定して、摩耗進行モデルを 2 種類作成した。作成した摩耗進行モデルは、1 日当たりの半径摩耗量を一定と仮定したモデル(モデル①)と 1 日当たりの摩耗によって失われる体積を一定と仮定したモデル(モデル②)である。
- ・ 許容摩耗量を超える確率を故障確率として、基準年での故障確率を設定した。普通分岐器と特殊分岐器それぞれに対して、交換基準年における故障確率に達する時の 3 種類のパラメータの値を調べ、交換基準を定めた。
- ・ 許容可能な故障確率(許容確率)を設定し、許容確率に達した時点での日数を交換周期として、年間通過トン数から交換周期を算出する方法を提案した。

次に池田氏の研究[2]についてその内容を以下に示す。

- ・ JR 東日本にて行われたフロントロッド加振試験の結果を基に、累積摩耗半径が日数の指数乗に比例する摩耗進行モデル(モデル③)を作成した。
- ・ 摩耗進行の標準偏差について摩耗平均値の 1/3 倍とした場合と通過トン数データの標準偏差に等しい場合の 2 通りを仮定した。それぞれの方法で、先行研究[1]のモデルも含めた 3 通りの摩耗進行モデルについて、故障確率を算出した。
- ・ 先行研究[1]で普通分岐器と特殊分岐器の 2 種類で考えていた交換基準を、普通分岐器・関節方式と普通分岐器・弾性方式、特殊分岐器・弾性方式の 3 種類で考え、交換周期を算出した。

しかし、これらの研究の課題として以下が挙げられた。

- データ点数が少なかったため、様々な部分を仮定して交換周期を算出しなければならず精度が低かった。また、作成した摩耗進行モデルの妥当性を検証できていない。
- 交換基準年での故障率確率を仮定して計算しているため、交換基準年においては故障確率が一定になる。
- フロントロッド振動試験において、フロントロッド取付け方法や加振方法が実際に設置されている状況と異なる可能性があり、実線での摩耗進行を再現できていない可能性が高い。

1.3 先行研究 [3]

2012年度における近藤氏の先行研究[3]では、フロントロッド軸受部の摩耗について、有限要素法を用いて分岐器モデルのモーダル解析や衝撃応答解析を行った。

その研究内容について以下に示す。

- JR 東日本管轄内の分岐器各部について列車通過時の振動波形を実測した。また、そのデータから、車輪のトンダレール後端継ぎ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。
- JR 東日本管轄内の実験線に設置されている分岐器に対して打撃試験を行い、分岐器の固有モードを把握した。
- 分岐器を対象として FEM モデルを作成し、モーダル解析と列車振動を模擬した入力に対する衝撃応答解析を行った。軸受接続部付近の加速度とフロントロッド軸力に着目し、その解析結果と実測結果を比較してモデリングの妥当性について検証した。
- 解析結果から軸受の力学的特性の把握が可能であることを確認した。

しかし、この研究の課題として以下が挙げられた。

- モデリングにおいて用いた数値は推定によるものがあり、実測と異なる可能性がある。
- 実測波形測定対象の分岐器・フロントロッドと解析モデリング対象の分岐器・フロントロッドが異なるため、モデルの適合性、特にフロントロッド軸力の再現性がとれていない。

- ・ 分岐器の構成部品の一部はばね要素や梁要素を用いて代替していること、接続部のボルトをモデリングしていないこと等により、減衰や非線形性を再現できていないと考えられる。
- ・ 軸受の摩耗特性について把握するためには、実測を行い解析結果と比較する必要がある。

1.4 研究目的

村中氏、池田氏の研究により、前節の背景のうち、軸受部摩耗量に基づいたフロントロッドの交換周期の提言という一つの目的が達成された。また、近藤氏の研究により、列車通過による軸受摩耗のメカニズムについて、レール継ぎ目通過時の衝撃振動が軸受摩耗の原因であると推定できた。さらに、転てつ装置全体の有限要素法モデルを作成することで、振動に起因する力学的特性の把握が可能になった。

以上を踏まえて、本研究では、様々な分岐器に対して有限要素法解析モデルを用いてフロントロッド軸受摩耗量を予測するために、再現性の高い有限要素法解析モデルを構築する、およびフロントロッド接続部軸受の摩耗現象について評価する。

そして、先行研究の結果と合わせることで、転てつ装置の摩耗予測・最適な保全計画の作成を共同研究の最終目標とする。

1.5 本論文の構成

第1章では本研究の背景および目的について述べた。

第2章では分岐器の構成・仕組み、および摩耗のメカニズムについて説明する。

第3章では実測データを示し、考察する。

第4章では分岐器の有限要素法解析モデルについて説明する。

第5章では解析結果を示し、実測結果と比較して、モデルの妥当性等を考察する。

第6章では軸受摩耗に関する解析結果から、軸受の摩耗について考察する。

第7章では本研究の結論と今後の展望を述べる。

第2章 鉄道分岐器および摩耗について

2.1 緒言

フロントロッドの摩耗には列車通過時の振動が関わっていると考えられる。よって、摩耗進行を理解するために分岐器の仕組みおよび摩耗のメカニズムについて知ることが必要である。

本章では、分岐器附属転てつ装置の仕組みと用語、および摩耗のメカニズムについて述べる。

2.2 分岐器 [4]

可動レールを用いて線路を分岐させて、列車の進路変更を行う機構を分岐器と呼ぶ。分岐器は、ポイント部、リード部、クロッシング部の3つの部分から構成されている。分岐器の概要を図 2.1 に示す。

トングレールが回転して、列車の進路が変更される。ポイント部とは、このトングレール先端部分からトングレールが基本レールに接する部分までを表す。クロッシング部とは、レールが交差する部分を表す。リード部とはポイント部とクロッシング部をつなぐ部分である。

分岐器の構造上、クロッシング部においてレールが分断されてしまうため、車輪が進路と異なるレールに乗り上げないようにガードレールが設置されている。

本研究では、ポイント部に着目する。ポイント部にはトングレールの他に、転てつ装置と呼ばれるトングレールを動かす装置が設置されている。転てつ装置の詳細については 2.4 節で説明する。

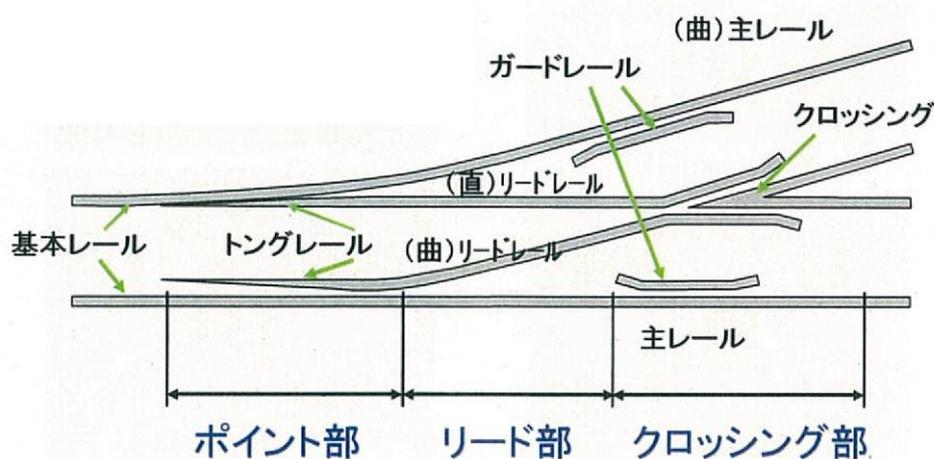


図 2.1 分岐器全体図

分岐器には定位と反位と呼ばれる状態が存在する。定位とは通常時に一定方向へ列車を侵入させる状態であり。反位とは定位以外の方向へ列車を侵入させる状態である。

また、トングレールの固定側を後端部、可動側を先端部として、列車がトングレール先端部から後端部の方向に進行することを対向通過、トングレール後端部から先端部の方向に進行することを背向通過と呼ぶ。

2.2.1 分岐器の種類 [4]

分岐器には、普通分岐器と特殊分岐器の2種類が存在する。それらについて、以下で順に説明する。

2.2.1.1 普通分岐器

普通分岐器は鉄道において最も多くの箇所で使用されている分岐器である。普通分岐器は、1本の軌道から2本の軌道へと分岐する分岐器を指し、その形状や寸法が規格化されている。

形状については、一方の軌道が直線でもう一方の軌道が曲線のものを片開き分岐器と呼び、両方の軌道が左右対称な曲線に分岐するものを両開き分岐器と呼ぶ。この他にも様々な形状の普通分岐器が存在する。

また、寸法についてはその定位と反位の開き具合を番号で表し、規格化している。例えば、本線と分岐線の間隔が1mになる位置が分岐点から12mである場合は12番分岐器と呼ぶ。

普通分岐器は規格化されているため、大量生産や部品交換が容易であるので、コストを抑えることが可能である。一方で、構造が決まっているため、設置する条件に合わせた複雑な構造をとりにくいのが問題点となる。

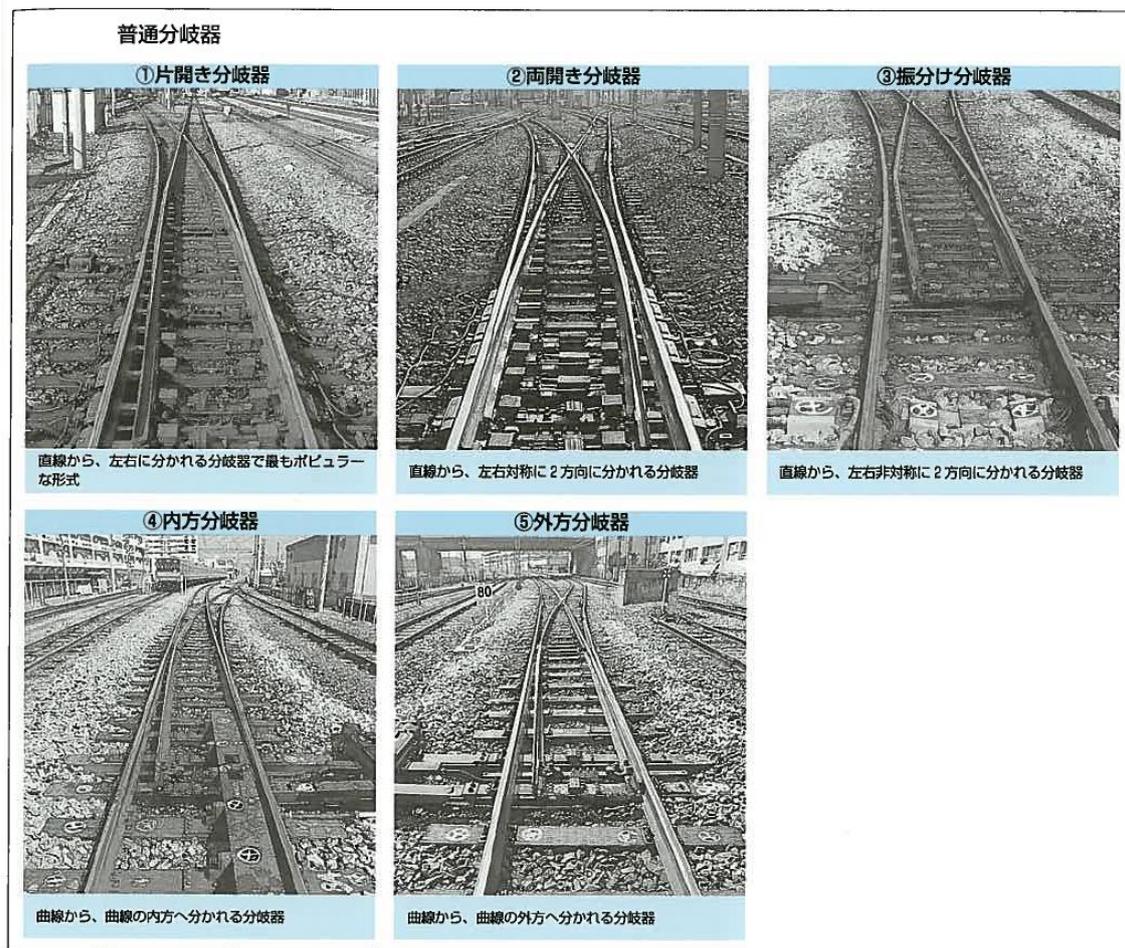


図 2.2 普通分岐器の種類 [5]

2.2.1.2 特殊分岐器

特殊分岐器は 2 つ以上の進路に分岐でき、様々な用途で用いられる分岐器である。設置条件に合わせて形状寸法を変更することで用地を有効に利用でき、普通分岐器は設置できないような箇所にも設置できる。一方で、構造が複雑であり、また、可動部が多いため剛性が低くなり耐久力が落ちるので、交換周期が短く普通分岐器に比べて大幅にコストが増加してしまう。そのため、JR 東日本管轄内に存在する特殊分岐器について普通分岐器への変更の検討が進んでいる。

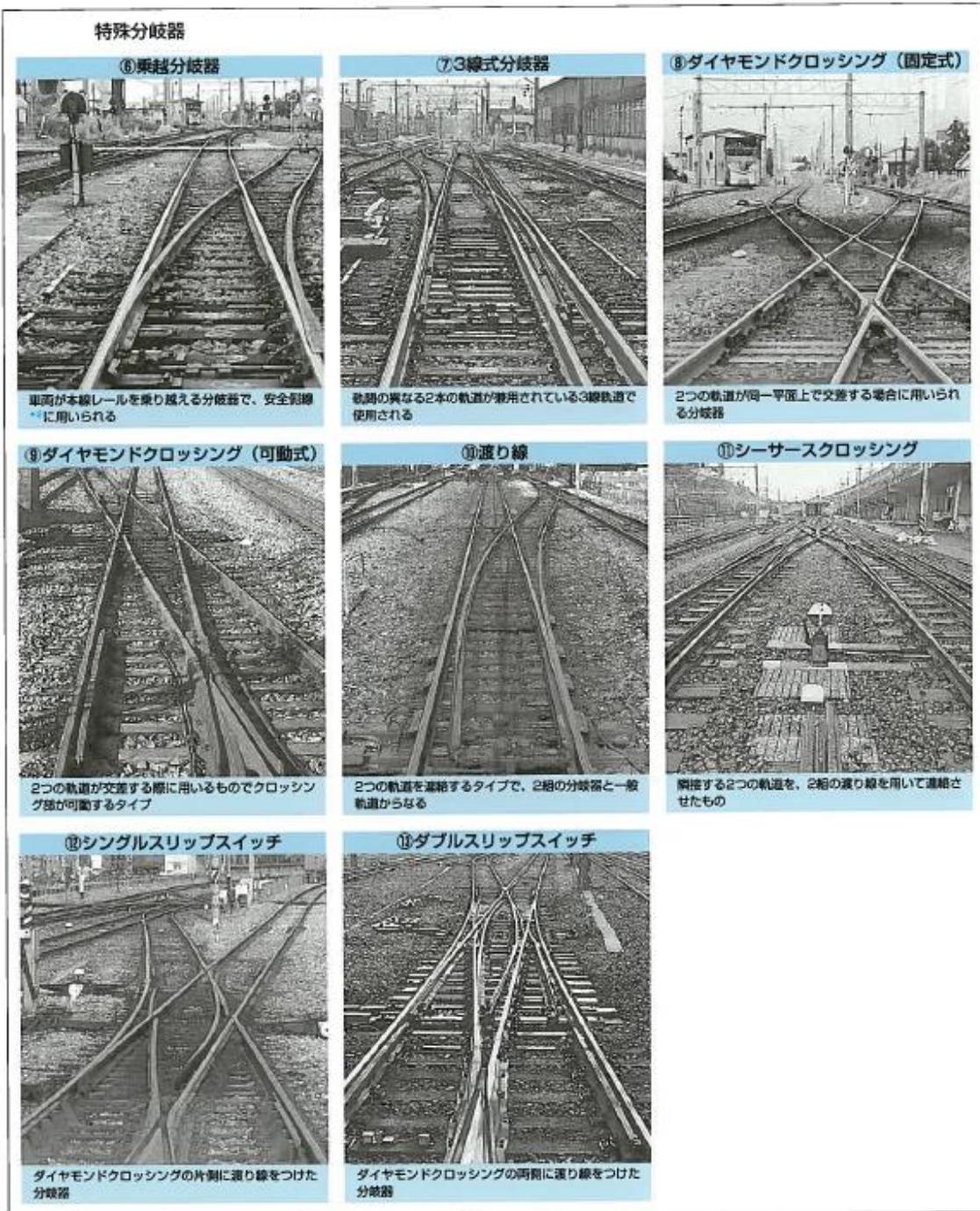


図 2.3 特殊分岐器の種類 [5]

2.2.2 分岐方式 [4]

分岐器の分岐方式はトングレールの形状により、関節方式と弾性方式の 2 種類が存在する。それらについて、以下で順に説明する。

2.2.2.1 関節方式

関節方式とは、トングレールとリードレールが別のレールで構成されている方式である。転換は、トングレールがリードレールと接続している部分を中心に回転することで行われる。

トングレールとリードレールが別部品であるため、その間には継ぎ目が生じてしまう。転換や列車通過による継ぎ目部分での損傷や、列車が継ぎ目を通過する時の振動、騒音が問題となる場合がある。



図 2.4 トングレール後端継ぎ目

2.2.2.2 弾性方式

弾性方式とは、トングレールとリードレールが一つのレールで構成されている方式である。転換は、トングレールをたわませることで行われる。

継ぎ目が存在しないため損傷が少なく、関節方式に比べて列車通過時の振動や騒音が抑えられる。しかしながら、トングレールをたわませるために転換の際に負荷がかかる上、関節方式に比べて高価になってしまう。

2.3 転てつ装置の仕組み

分岐器の中でも、トングレールを転換することで左右どちらかの基本レールに密着させる装置と、その状態を保持する鎖錠装置のことを総称して転てつ装置と呼ぶ。レールの転換には非常に大きな力が必要となるので、転てつ装置は動力を使用して分岐器を転換するために必要な装置である。本研究で対象となる試験線の分岐器の全体図を図 2.5 に示し、転てつ装置の各装置の役割を以下で説明する。

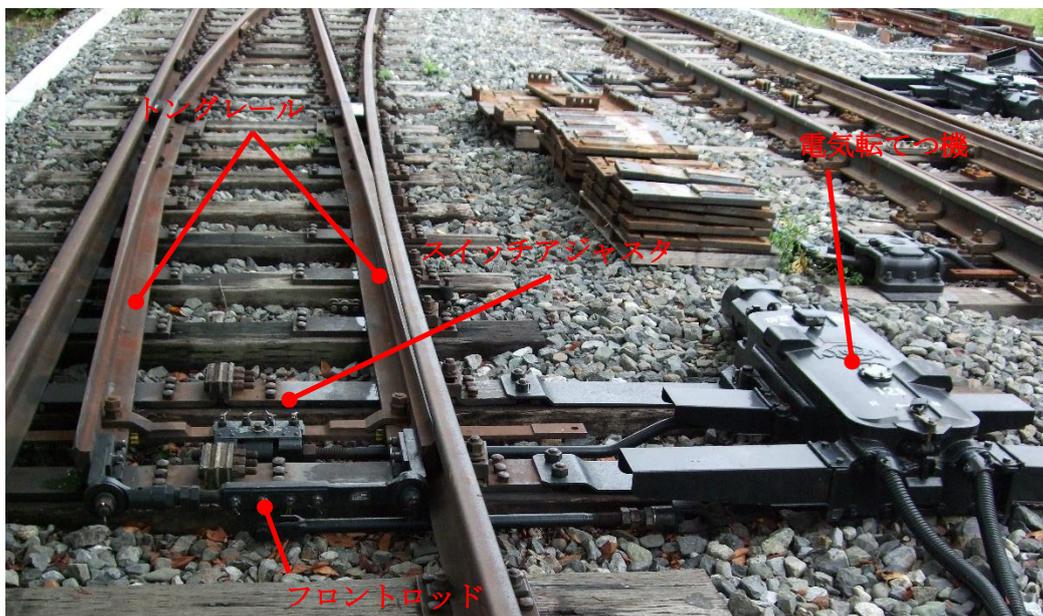


図 2.5 分岐器全体図

2.3.1 電気転てつ装置

図 2.6 に示す電気転てつ機は電気により稼動して分岐器を転換するもので、ほとんどの分岐器において用いられている。転換の際には、動作かんと呼ばれる部品を介してスイッチアジャスタに動力が伝えられる。転換終了時に、フロントロッドからのびる接続かんと呼ばれる部品から、鎖錠かんと呼ばれる部品を介して位置情報が送られ、電気転てつ機内部(図 2.7)のロックピースが鎖錠かんの切り欠きにはまることで転換が完了したと判断される。



図 2.6 電気転てつ機

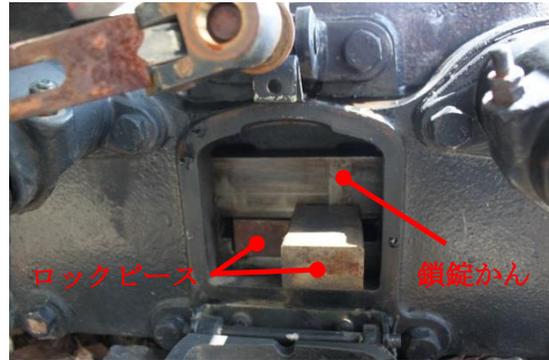


図 2.7 電気転てつ機内部

2.3.2 トングレール

トングレールとは、転換の際に稼働する可動レール（図 2.8）である。後端部が固定されており、先端部に次節で説明するスイッチアジャスタやフロントロッドが取り付けられている。後端部から先端部まで連続的に変化することで、基本レールとの車輪の受け渡しが可能な形状となっている。そのため、片開き分岐器では左右で対称な形状となっている。また、転換時以外は、片側のトングレールは電気転てつ機により、動作かん・スイッチアジャスタを介して基本レールに密着して固定されている。

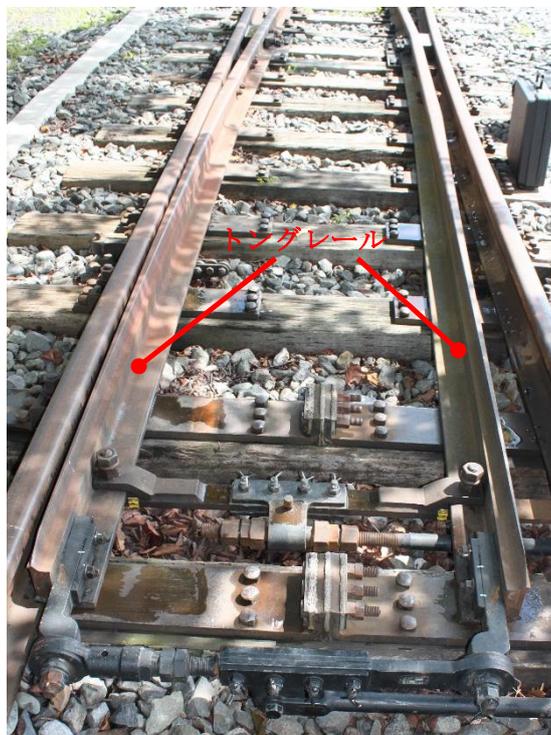


図 2.8 トングレール

2.3.3 スイッチアジャスタと動作かん

スイッチアジャスタとは図 2.9 において左右のレールを繋いでいる部品で、動作かんは、図 2.9 の右側からのびてスイッチアジャスタに接続されている部品である。トングレールの回転および固定のために電気転てつ機からの動力をトングレールに伝える。

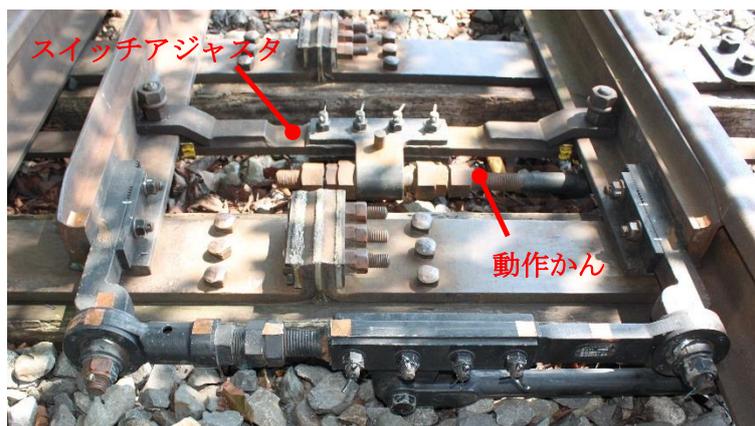


図 2.9 スイッチアジャスタと動作かん

2.3.4 フロントロッド

フロントロッドとは、トングレール先端部に接続され、接続かんを介して位置情報を電気転てつ機に送るための機器である。電気転てつ機からの動力をトングレールに伝えるものがスイッチアジャスタであるのに対し、フロントロッドは動力を伝達しない。

接続かんの位置が適切でないと、ロックピースが切り欠きにはまらず転換終了と判断できず、異常と判断され信号が切り替わらない。接続かんの位置は接続されているフロントロッド位置で定まるため、フロントロッドは位置決めのため重要である。

フロントロッドの両端部は、トングレール先端部に締結されている肘金具と呼ばれる部品と接続されており、その接続要素として軸受が用いられている。肘金具との接続部分は、フロントロッドの型番により、肘金具・フロントロッドの形状が異なり、使用される軸受も球面すべり軸受や円筒形のすべり軸受など異なるものが用いられている。

JR 東日本では、トングレールに締結されている肘金具とフロントロッドの接続部分に使用されている軸受が摩耗し、フロントロッドの位置不備につながる可能性があると考えている。本研究では B821 型という型番のフロントロッド (図 2.10) をモデリング対象とする。肘金具との接続に使用されている軸受は球面すべり軸受である。このフロントロッドは営業線の多くの箇所で使用されており、試験線にも設置されているため、振動に関する実測、実験が行いやすく、解析モデルの妥当性が検証しやすいと考えられる。

また、本研究では軌道内外方向(図 2.11 の左右方向)をフロントロッド軸方向と定義する。

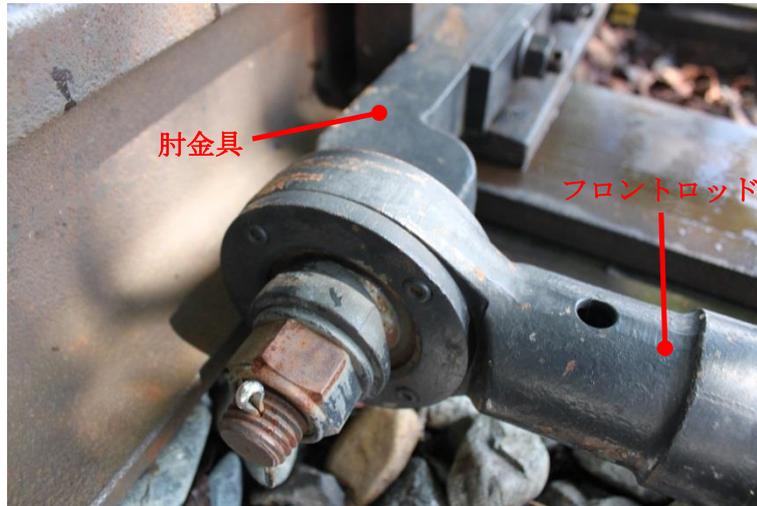


図 2.10 フロントロッド肘金具接続部分



図 2.11 B821型フロントロッド

一方で、先行研究 [3]においてモデリング対象となったフロントロッドは、B721型（図 2.12）と呼ばれるもので、B821型に対して接続部の軸方向や形状が異なる。また、先行研究 [2]において振動試験に用いられたフロントロッドは、B823型（図 2.13）と呼ばれるものである。B721型とほとんど同じ形状であるが、接続部分に円筒形のすべり軸受が用いられている。



図 2.12 B721 型フロントロッド [3]



図 2.13 B823 型フロントロッド [2]

2.3.5 球面軸受および受け座

前節で述べたように B821 型フロントロッドと肘金具の接続部には，球面すべり軸受が用いられている．軸受は，ハウジング側をフロントロッドに固定してピロボール側を肘金具のボルトが通る形で，受け座を介して締結されている．これによって，常にフロントロッドが軸まわりに回転しないようにしながら，進路変更の際にはトングレールの回転に追従できるようにしている．



図 2.14 球面軸受および受け座

2.3.6 考察

分岐器の仕組みを理解することで，有限要素法解析モデルのモデリング方針や解析結果において適切に評価できると考えられる．軸受の摩耗について評価できる解析モデルを作成するために，トングレール後端部から軸受を通してフロントロッドに至る衝撃振動の伝

達経路については詳細にモデリングする必要があると考えられる。一方で、その他の周辺部品については、振動伝達途中の減衰等に影響することからモデリングは必要であると考えられるが、他分岐器への応用性を残しておくため簡便なモデルにできることが望ましいと考えられる。

2.4 摩耗のメカニズム [6]

本研究で軸受の摩耗について考察するために、必要であると考えられるトライボロジーの知見について以下に述べる。

2.4.1 潤滑状態と摩擦

通常、すべり面には摩擦、摩耗を低減するために潤滑油が使用される。表面同士が接触している状態を乾燥摩擦状態、または、固体摩擦状態と呼ぶ。また、二面が油膜により隔てられているときは、流体潤滑状態と呼ばれる状態となり、摩擦は油の粘性によって決定される。流体潤滑状態において、過度にすべり速度が大きくなったり、荷重が小さくなったりすると、摩擦係数は増加する。逆に、二面のすべり速度が低下したり、荷重が高くなったりすると、油膜が減少する。油膜が表面粗さよりも薄くなると、金属表面の凸部が直接接触するようになり、その接触箇所の周辺では表面に吸着した油分子の薄い層で潤滑されている状態となる。この状態を境界潤滑状態と呼ぶ。この状態では摩擦係数が大きい。なお、表面の凹部に油膜が存在して、乾燥・境界・流体潤滑の 3 つの状態が混在する状態を混合潤滑状態と呼ぶ。この状態から油膜が厚くなり流体潤滑状態に近づくにつれて、摩擦係数は小さくなる。

2.4.2 摩耗

乾燥摩擦や混合潤滑状態においては、表面同士の直接接触があるため、運動により摩耗が生じる。軸受の摩耗量は一般に荷重あるいは圧力の関数として整理され、定量化されている。本研究でも、軸受の摩耗量に対して一般に使用されている次式(ホルムの摩耗式 [7]) を利用して定量的に評価することを考える。

$$M = \lambda \cdot W \cdot L \text{ ----- (1)}$$

M : 軸受摩耗量, λ : 摺動面の比摩耗量

W : 単位面積あたりに作用する荷重, L : 摺動距離

軸受の単位面積あたりに作用する荷重 W, 摺動距離 L の積を、1 サイクル中の時刻歴の面圧 P, すべり速度 V, 1 サイクルに要する時間 t_1 から以下の式により算出する。

$$W \cdot L = \int_0^{t_i} PVdt \text{ ----- (2)}$$

1回の衝撃振動を1サイクルとして、1サイクル当たりの径方向軸受摩耗量を R_r 、径方向の比摩耗量を λ_r とすると、1サイクル当たり径方向軸受摩耗量 R_r は以下の式になる。

$$R_r = \lambda_r \int_0^{t_i} PVdt \text{ ----- (3)}$$

この式から、電車の通過本数から算出できる衝撃振動の回数を C とすると、

$$M = C \cdot R_r = C \cdot \lambda_r \cdot \int_0^{t_i} PVdt \text{ ----- (4)}$$

となり、実験もしくは実測により比摩耗量を算出することで、本研究の解析結果から算出した軸受の面圧 P およびすべり速度 V の積を用いて軸受の摩耗量を算出できる。

2.4.3 軸受摩耗の評価方針

摩擦・摩耗・潤滑に関する学問であるトライボロジーは、幅広く複雑なものであり、関係する全てについて解明されているわけでない。よって、本研究では、摩耗については一般的な考え方に倣い、あくまで有限要素法解析に主眼を置く。

フロントロッド接続部軸受の摩耗原因について、転換による摺動、列車通過による振動、車輪のトングレーレ後端部継ぎ目通過による衝撃振動が考えられる。このうち、先行研究 [3] および、参考文献 [8] から車輪のトングレーレ後端部継ぎ目通過による衝撃振動が軸受の摩耗に最も影響していると考えられる。そのため本研究では、軸受の摩耗原因としては車輪のトングレーレ後端部継ぎ目通過による衝撃振動のみに着目する。

使用されている軸受について、球面すべり軸受は摩耗が進行していない状態ではピロボールとハウジングが面で接触していると考えられる。さらに、転換時以外は摺動せず、停止しているものとして使用されている。そのため、球面軸受の潤滑状態は境界潤滑状態、もしくは混合潤滑状態と考えられる。

第3章 実測データを用いた考察

3.1 緒言

軸受の摩耗進行を把握や解析モデルの妥当性検証のために実際に測定したデータが必要である。

本章では軸受摩耗および対象分岐器の振動に関する実測データについて説明し、考察する。

3.2 実測波形データ [8]

JR 東日本管轄内の実線の複数の分岐器について、トングレーール後端ヒール部の歪、肘金加速度、フロントロッド軸力などの波形データの測定が行われていた。これらの波形データを用いることで、軸受摩耗の要因となる軸受付近の振動について解析結果と比較し、解析モデルの妥当性について検証できる。

本研究では、分岐器の衝撃振動入力による振動を定量的に評価するため、計測された実測データの内、肘金部の鉛直方向加速度波形とフロントロッド軸力波形についてまとめる。これは、肘金部の鉛直方向加速度波形が、先行研究 [3]から、軸受に近い肘金部の各方向加速度波形の中で最も振幅の大きい方向が鉛直方向であり軸受付近の代表的な振動波形として考えられるからである。また、フロントロッド軸力は、フロントロッド位置不備において問題となる軸受摩耗の要因の 1 つである軸受の面圧に影響すると考えられるからである。

また、実測波形データは列車 1 編成通過時の振動波形が測定されている。しかし、先行研究 [3]から、ある車輪の衝撃入力によってトングレーール先端が振動する際、次の車輪の衝撃入力はほとんど影響しないことが分かっている。そのため、実測波形データは、列車 1 編成の内の 1 つの車輪がトングレーール後端継ぎ目を通過した際の衝撃による振動に着目してまとめることとする。

本節では、まず、列車 1 編成のうちの直前に台車のない車輪が通過した際のある分岐器の波形データを参考にして、同一分岐器・同一列車通過における振動波形の再現性について述べる。次に、設置個所が異なる複数の同型分岐器の実測データについて述べる。

3.2.1 測定条件

表 3.1 に測定分岐器と測定条件を，表 3.2 に使用した測定機器を示す．図 3.1 に波形計測箇所を図示し，表 3.3 にて計測するデータを示す．また，本論文では，x 方向を軌道内外方向，y 方向を軌道平行方向，z 方向を鉛直方向と定める．

表 3.1 測定分岐器と測定条件

測定分岐器	A 分岐器	B 分岐器	C 分岐器	C 分岐器
分岐方式	関節方式	関節方式	関節方式	関節方式
フロントロッド	B821 型	B821 型	B821 型	B821 型
通過列車	特急電車	貨物列車	貨物電車	特急列車
通過方向	背向通過	背向通過	背向通過	背向通過
通過速度	61.02km/h	73.69 km/h	88.05 km/h	116.08km/h
トングレール長さ	7000mm	7000mm	10600mm	10600mm

表 3.2 測定機器

使用機器	歪ゲージ 共和電業社製
	加速度計 共和電業社製
	軸力 吉原鉄道工業
	動歪アンプ 共和電業社製
	AD コンバータ National Instruments 社製
	ソフトウェア National Instruments 社製 LabVIEW

表 3.3 測定箇所と測定値

測定箇所	測定値(単位)
フロントロッド	フロントロッド軸力(N)
フロントロッド肘金具	鉛直方向加速度(m/s ²)

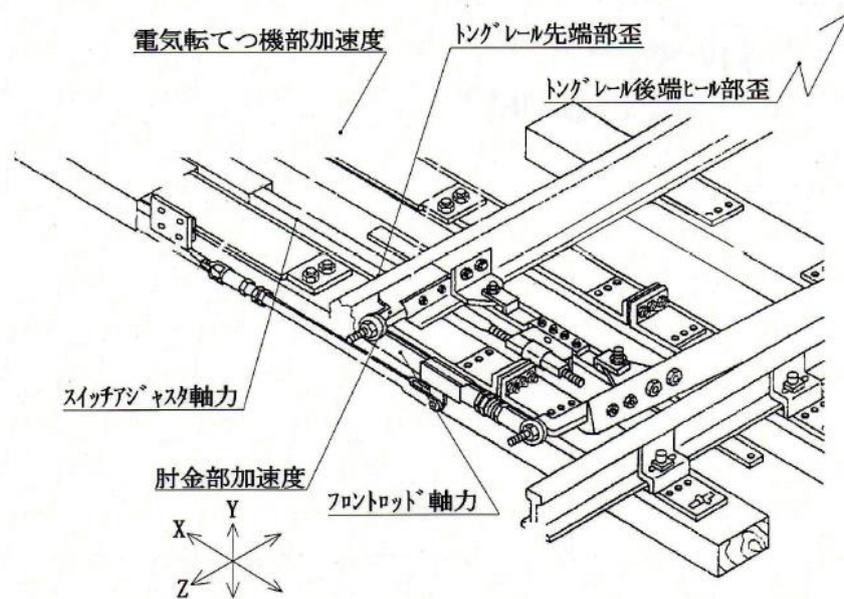


図 3.1 計測箇所

3.2.2 同一分岐器の同一列車通過時における振動波形の再現性

本節では、A 分岐器特急列車 A 通過における実測波形データから、1 両目前側台車の先頭の車輪、1 両目後側台車の先頭の車輪、2 両目後側台車の先頭の車輪による振動について、鉛直方向加速度波形を図 3.2～図 3.4 に、フロントロッド軸力波形を図 3.5～図 3.7 に示す。上記の車輪は、その車輪がトングレール後端継ぎ目通過時に 1 つ前の車輪がトングレール上にはないものを選んでいく。これは、衝撃振動入力時のレールの振動・変形による入力後への影響を極力排除するためである。

以下の図より、肘金部鉛直方向加速度波形、フロントロッド軸力波形どちらも、振動発生直後の波形にわずかに差異がみられるが、振幅やその後の減衰はほとんど同じであり 3 つの車輪について波形がほとんど変化しないと見て良いと考えられる。よって、同一分岐器の同一列車通過時における振動波形は、トングレール後端継ぎ目通過時に 1 つ前の車輪がトングレール上にはない車輪について再現性があると言える。

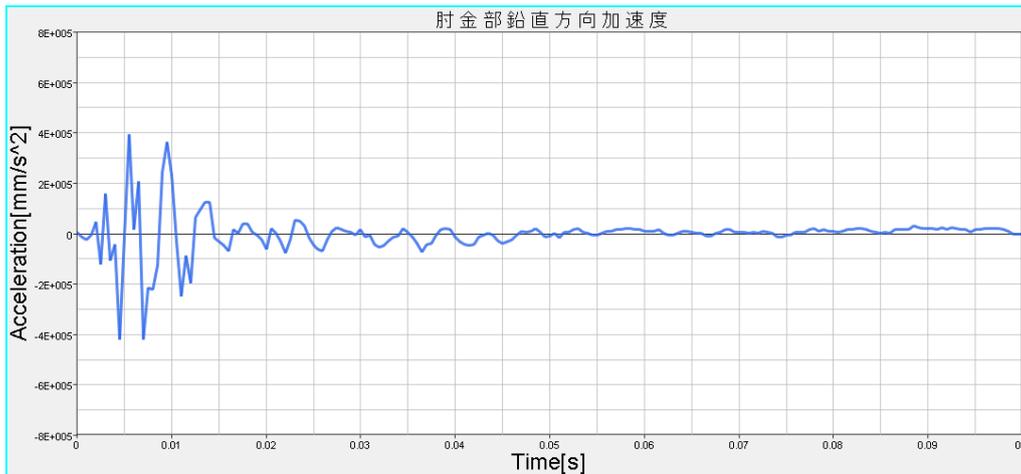


図 3.2 肘金部鉛直方向加速度 (1 両目前側台車)

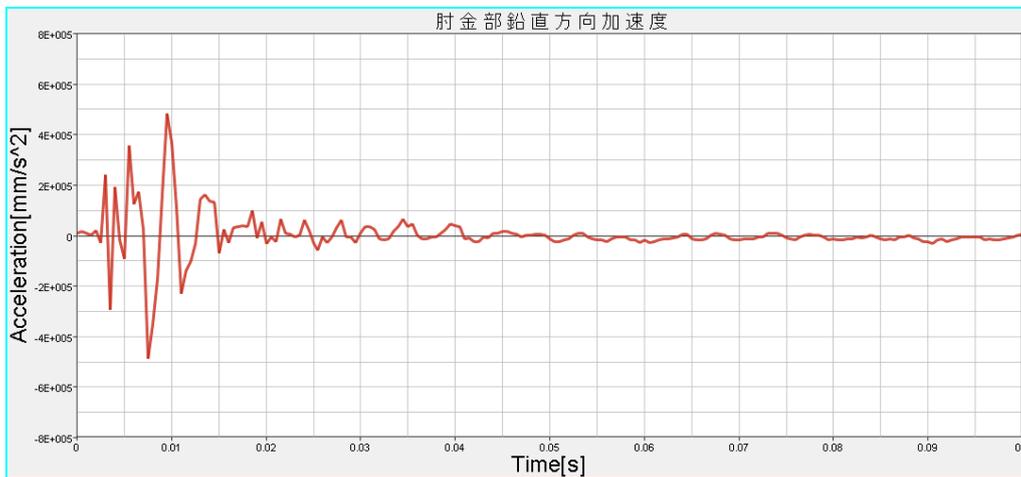


図 3.3 肘金部鉛直方向加速度 (1 両目後側台車)

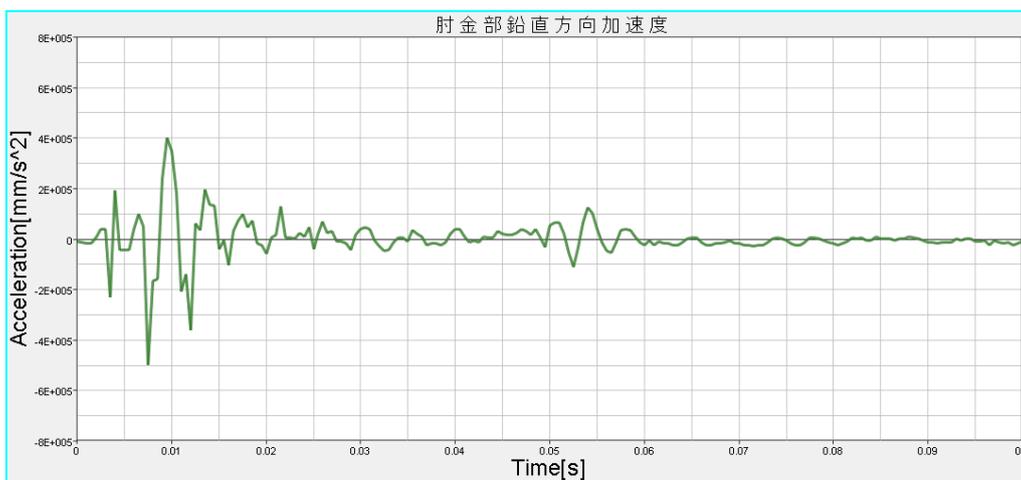


図 3.4 肘金部鉛直方向加速度 (2 両目後側台車)

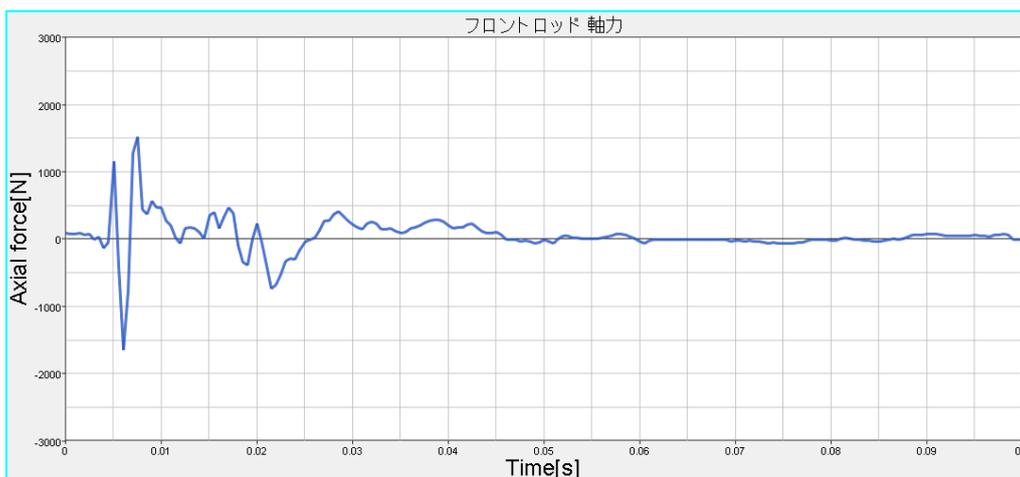


図 3.5 フロントロッド軸力 (1 両目前側台車)



図 3.6 フロントロッド軸力 (1 両目後側台車)

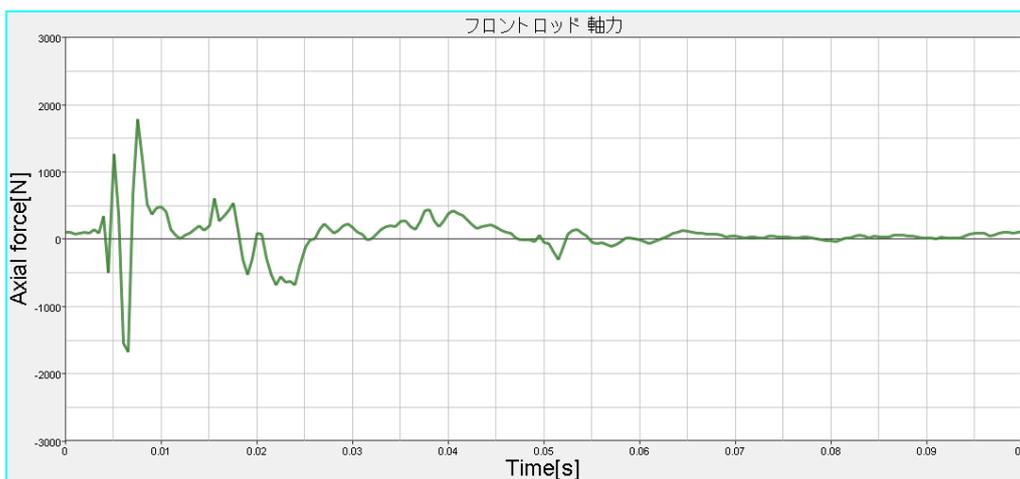


図 3.7 フロントロッド軸力 (2 両目後側台車)

3.2.3 各分岐器毎の波形データ

前節より、同一分岐器の同一列車通過における振動波形の再現性が確認できたので、本節では各設置場所・列車通過毎の分岐器の波形データは、1両目前側台車の先頭車輪による振動波形のみを代表的に示すこととする。肘金部鉛直方向加速度およびフロントロッド軸力の実測波形データについて、各設置場所・列車通過毎の分岐器について以下に説明する。

3.2.3.1 A分岐器

A分岐器の肘金部鉛直方向加速度波形を図3.8に示し、フロントロッド軸力波形を図3.9に示す。肘金部鉛直方向加速度は最大振幅400m/s²で減衰は早い。フロントロッド軸力の最大振幅は1.5kNほどで、こちらも減衰は早い。

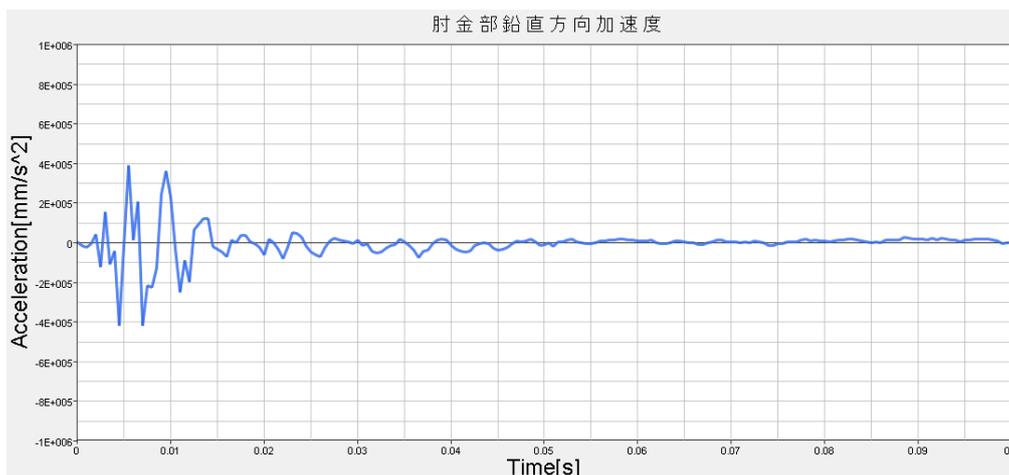


図 3.8 肘金部鉛直方向加速度 (A分岐器)

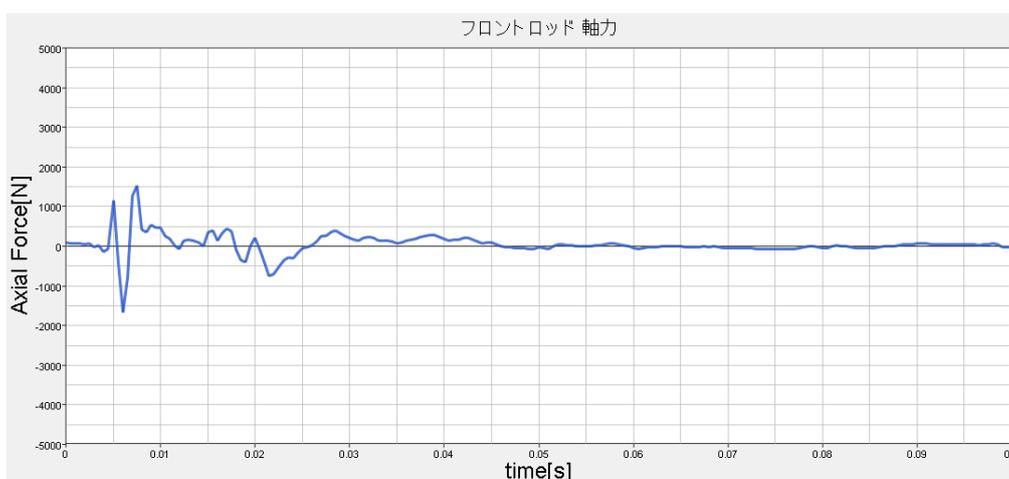


図 3.9 フロントロッド軸方向軸力 (A分岐器)

3.2.3.2 B分岐器

B分岐器の鉛直方向加速度波形を図 3.10 に示し、フロントロッド軸力波形を図 3.11 に示す。肘金部鉛直方向加速度は最大振幅 800m/s^2 で減衰は早い。フロントロッド軸力の最大振幅は 4kN ほどで、こちらは減衰せず振動が続く。

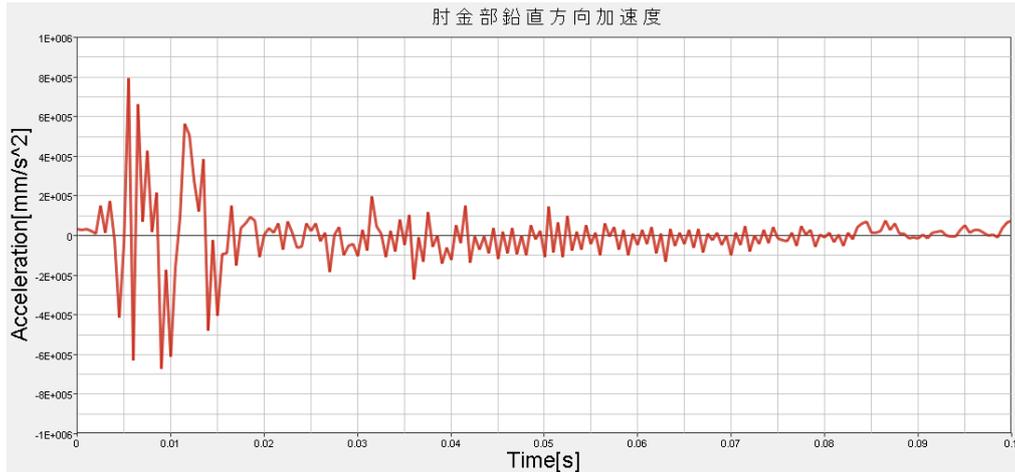


図 3.10 肘金部鉛直方向加速度 (B分岐器)

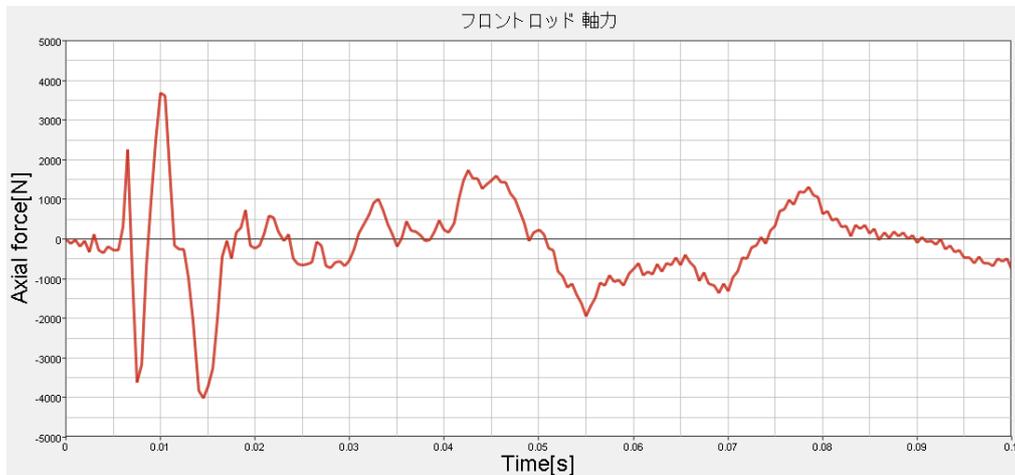


図 3.11 フロントロッド軸方向軸力 (B分岐器)

3.2.3.3 C分岐器（貨物列車通過）

C分岐器貨物列車通過時の鉛直方向加速度波形を図 3.12 に示し、フロントロッド軸力波形を図 3.13 に示す。肘金部鉛直方向加速度は最大振幅 500m/s^2 で減衰は早い。フロントロッド軸力の最大振幅は 2kN ほどで、こちらも減衰は早い。

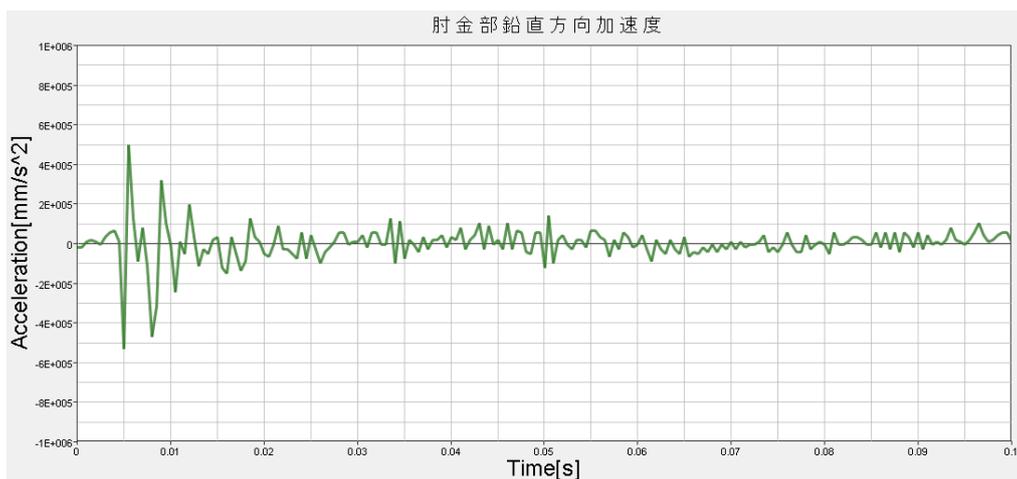


図 3.12 肘金部鉛直方向加速度（C分岐器貨物列車）

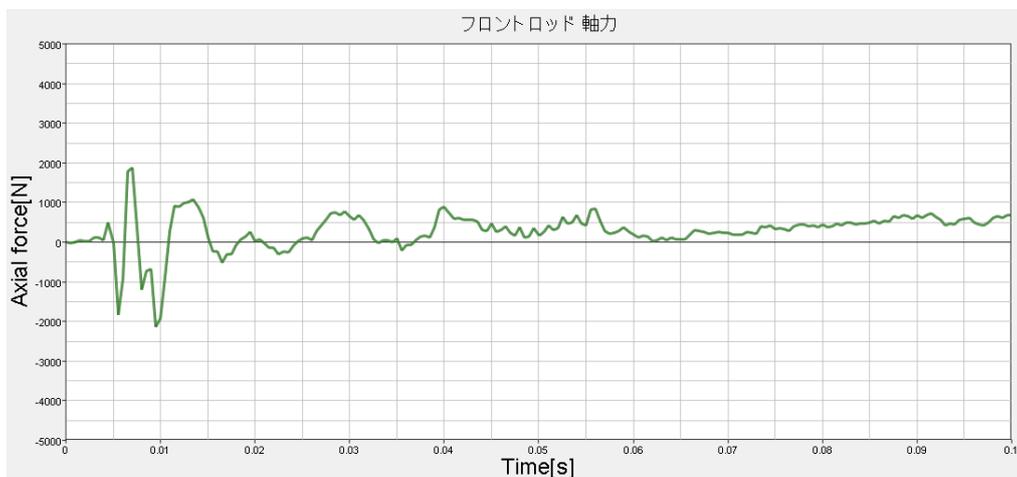


図 3.13 フロントロッド軸方向軸力（C分岐器貨物列車）

3.2.3.4 C分岐器（特急列車通過）

C分岐器特急列車通過時の鉛直方向加速度波形を図 3.14 に示し、フロントロッド軸力波形を図 3.15 に示す。肘金部鉛直方向加速度は最大振幅 600m/s^2 で減衰は早い。フロントロッド軸力の最大振幅は 2.5kN ほどで、こちらも減衰は早い。C分岐器貨物列車通過時の波形と比較して振幅は大きくなり、減衰については大きな違いはない。

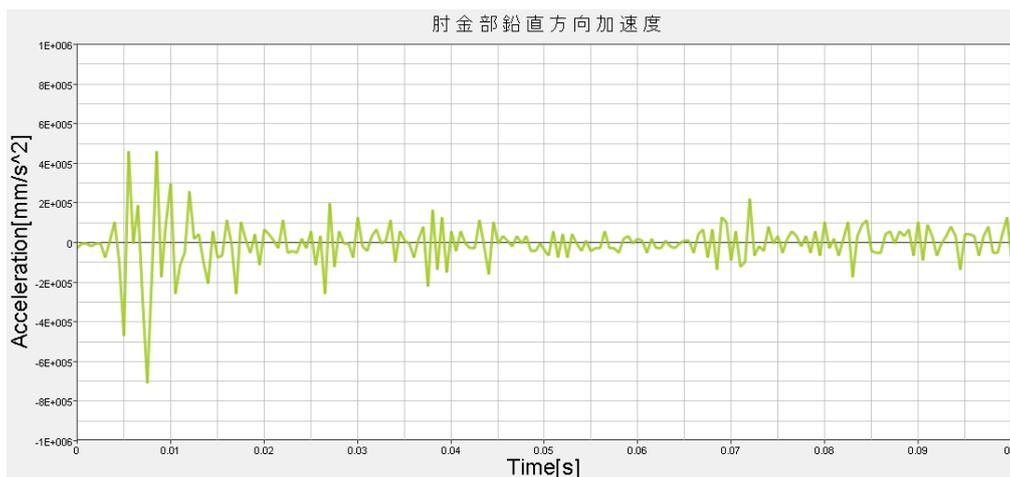


図 3.14 肘金部鉛直方向加速度 (C分岐器特急列車)



図 3.15 フロントロッド軸方向軸力 (C分岐器特急列車)

3.2.4 考察

肘金部鉛直方向加速度振動波形は、トンダレール後端継ぎ目の段違い・目違い量，車両の重量・速度に影響されると考えられる。しかし，トンダレール長さの等しい分岐器である A 分岐器と B 分岐器の実測結果では両方の波形が大きく異なるが，C 分岐器の結果から同一分岐器であれば通過する列車が異なっても近い波形をとることが確認できた。このことから，振動波形は，列車の速度や重量，トンダレール長さより各分岐器のトンダレール後端継ぎ目の段違い・目違い量，拘束状態による影響が大きいと考えられる。また，フロントロッド軸力の変化は軸受の与圧や摩耗量にも左右される可能性がある。

3.3 打撃試験 [9]

JR 東日本研究開発センターの分岐器において，JR 東日本と共同で打撃試験を行い，モデリング対象とする分岐器の振動特性について実機解析が行われた。この試験に用いた機器を表 3.4 に示し，このうちの打撃ハンマについて図 3.16 に，3 軸加速度センサの取り付けの様子を図 3.17 に図示する。

表 3.4 打撃試験 使用機器

使用機器	WCA A&D 社製
	打撃ハンマ Dytran 社製
	加速度センサ Dytran 社製，PCB 社製
	ソフトウェア A&D 社製 信号処理ソフト
	ソフトウェア Vibrant Technology 社製 ME'scopeVES



図 3.16 打撃試験 加振ハンマ



図 3.17 3軸加速度センサ取付け図

打撃試験は大別して3つの目的で行われる。[10]

第1に固有振動数とその固有モードの把握，第2に高精度な方法による本試験の予備試験，第3に周波数応答関数を得るためである。本研究では，まず，第3の目的で加振を行い，加振箇所毎の振動伝達関数を算出した。その後，先行研究[3]と同様に第1の目的として打撃試験を行い，分岐器およびフロントロッドが持つ固有振動数と固有モードを確認した。この結果を有限要素法モーダル解析と比較することで，モデルの妥当性の評価につながると考えられる。

3.3.1 振動伝達についての試験

衝撃振動が加わるトングレールにおいて振動が伝わりやすい箇所を求めるため，トングレールのヒール部分を加振した際のフロントロッド取り付け部への周波数応答関数を確認した。試験は，NVソリューションズと共同で行った。

3.3.1.1 試験条件

加振箇所は図 3.18 に示すように車輪通過衝撃振動が加わるトングレール上とし，加速度計測はフロントロッド球面軸受上部とした。トングレールヒール部の加振点はポイント1として，1m 間隔でポイント5までの5点それぞれで加振した。また，ポイント3での加振をトングレールの転換毎に計測した。加振力は約 1500N とし，計測周波数範囲は 200Hz までとした。



図 3.18 加速度センサ取り付け位置

3.3.1.2 試験結果

フロントロッドの加速度応答から、加振毎の振動伝達について周波数応答関数を求めた。
 図 3.19 に示す

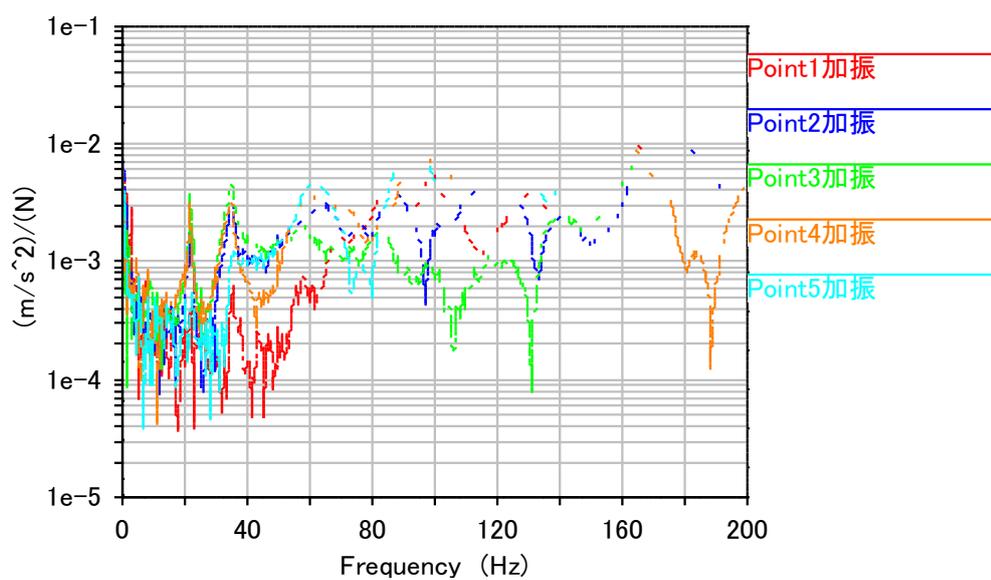


図 3.19 各計測点での周波数応答関数

トングレール後端部であるポイント1では 50Hz 以下においてフロントロッドに振動が伝わりにくいことが確認できた。

また、数回トングレールの転換を行い、ポイント3において計測した。その結果を図 3.20 に示す。

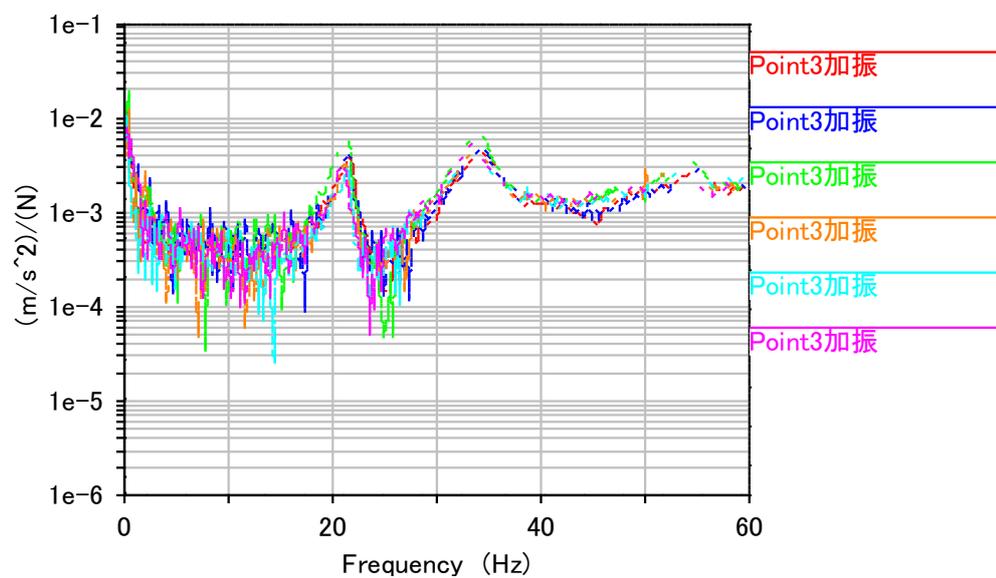


図 3.20 転換毎の周波数応答関数

周波数応答関数が多くの周波数で重なっていることから、転換毎に再現性があることが確認できた。

3.3.2 固有振動数と固有モードについての試験

分岐器およびフロントロッドが持つ固有振動数と固有モードを確認した。

3.3.2.1 試験条件

図 3.21, 図 3.22 のようにトングレール, およびフロントロッドに 3 軸加速度センサを, 図 3.23 のように全体のモード図が確認できるように設置した. 加振箇所は, 前節のポイント 2 とした.

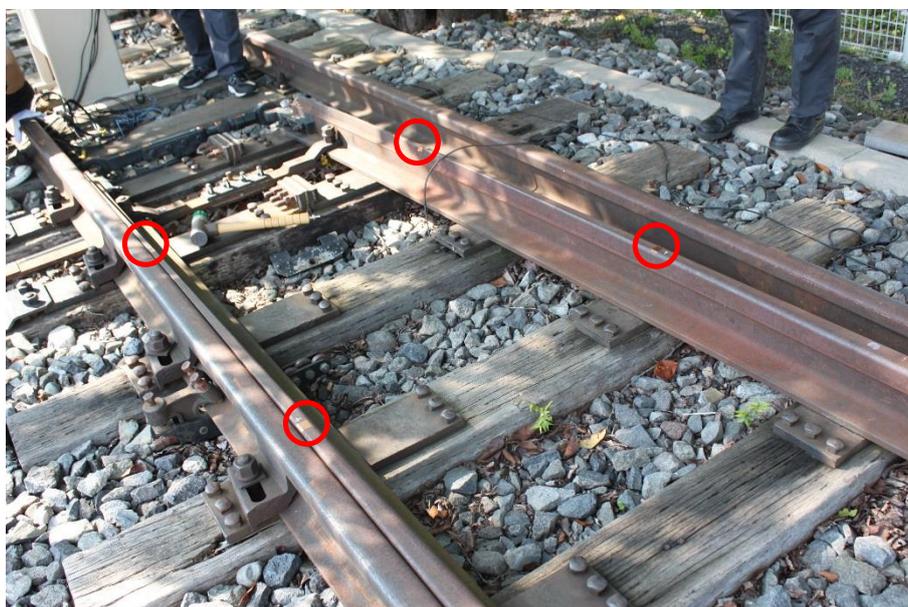


図 3.21 加速度センサ取付け位置(トングレール)

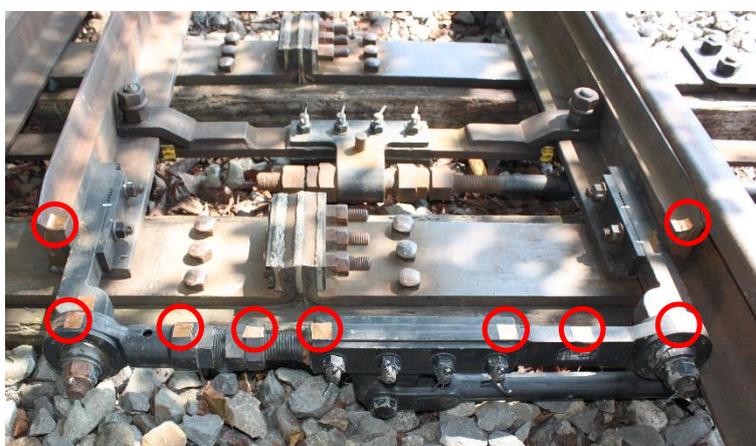


図 3.22 加速度センサ取り付け位置 (フロントロッド周辺)

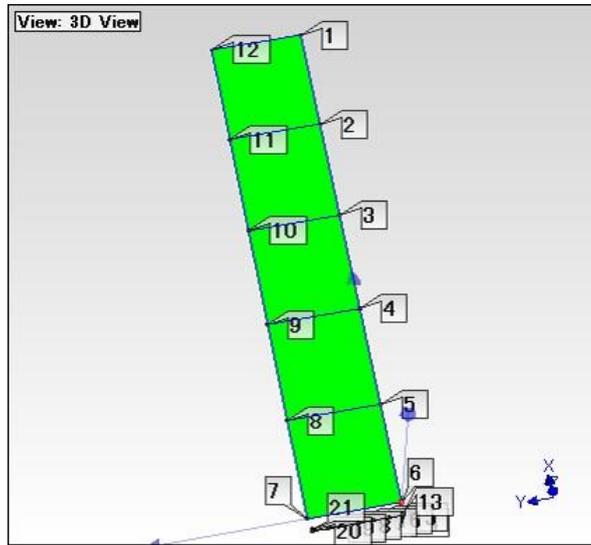


図 3.23 全体モード図

3.3.2.2 試験結果

転てつ機全体において表 3.5 のようなモーダルパラメータが得られた。

表 3.5 モーダルパラメータ

モード	周波数(Hz)	減衰比(%)
モード 1	21.061	0.051499
モード 2	22.408	1.2618
モード 3	35.254	4.0405
モード 4	37.905	0.90643
モード 5	57.321	2.789
モード 6	77.264	1.5711

また、それぞれのモード図を図 3.24~図 3.29 に示す。約 20Hz からトンダレールの振動モードが見られた。

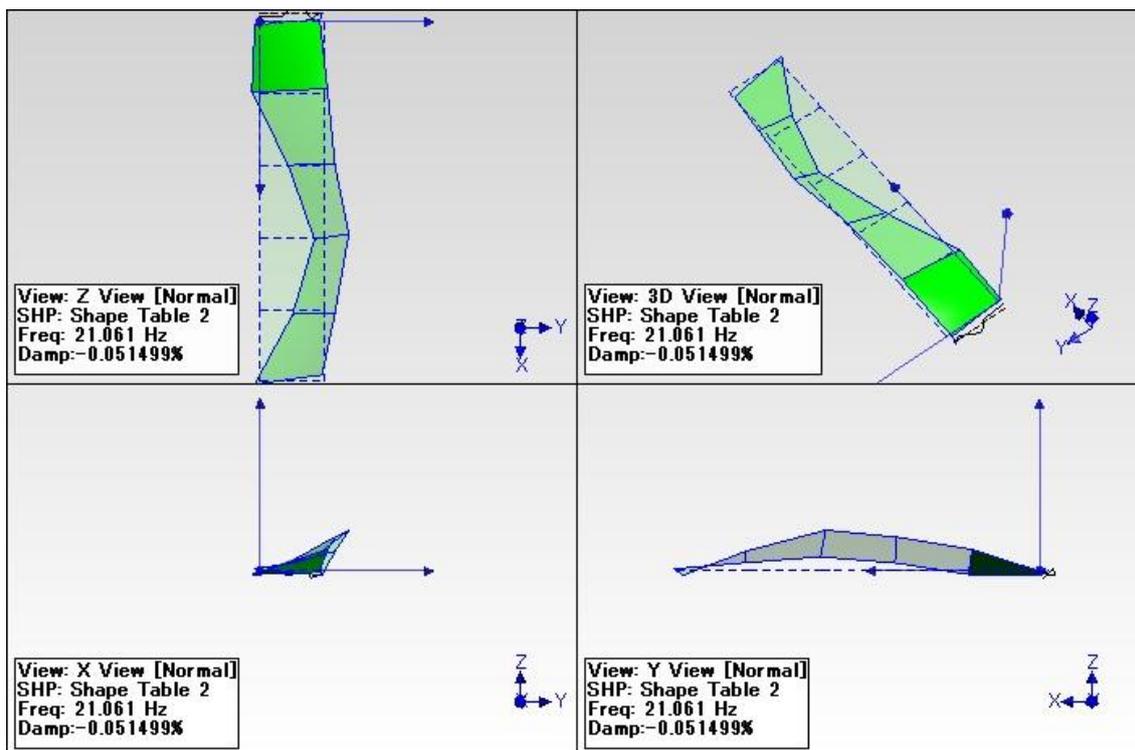


図 3.24 モード1 21.1Hz

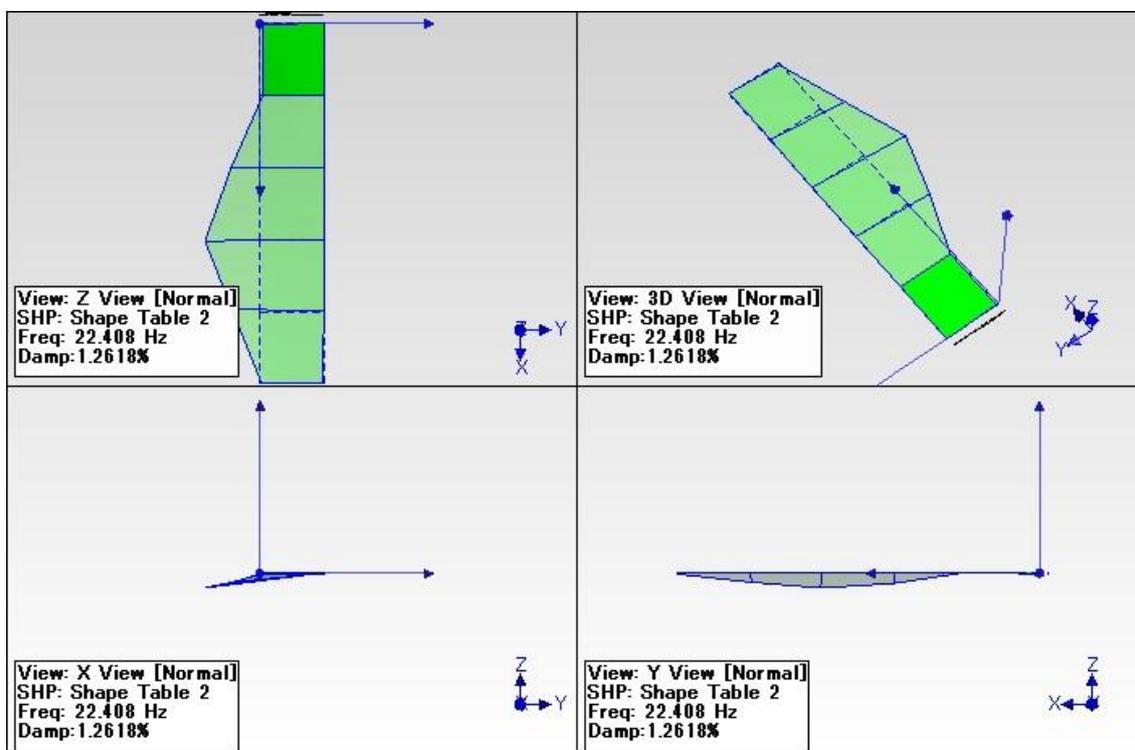


図 3.25 モード2 22.4Hz

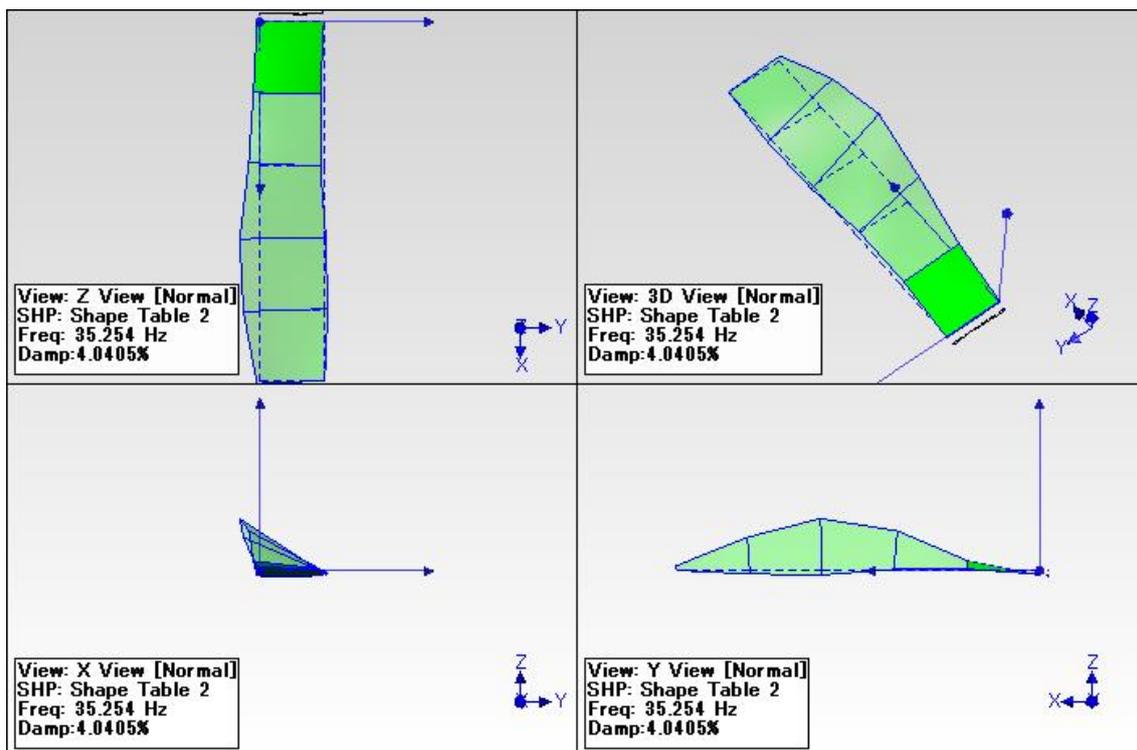


図 3.26 モード 3 35.3Hz

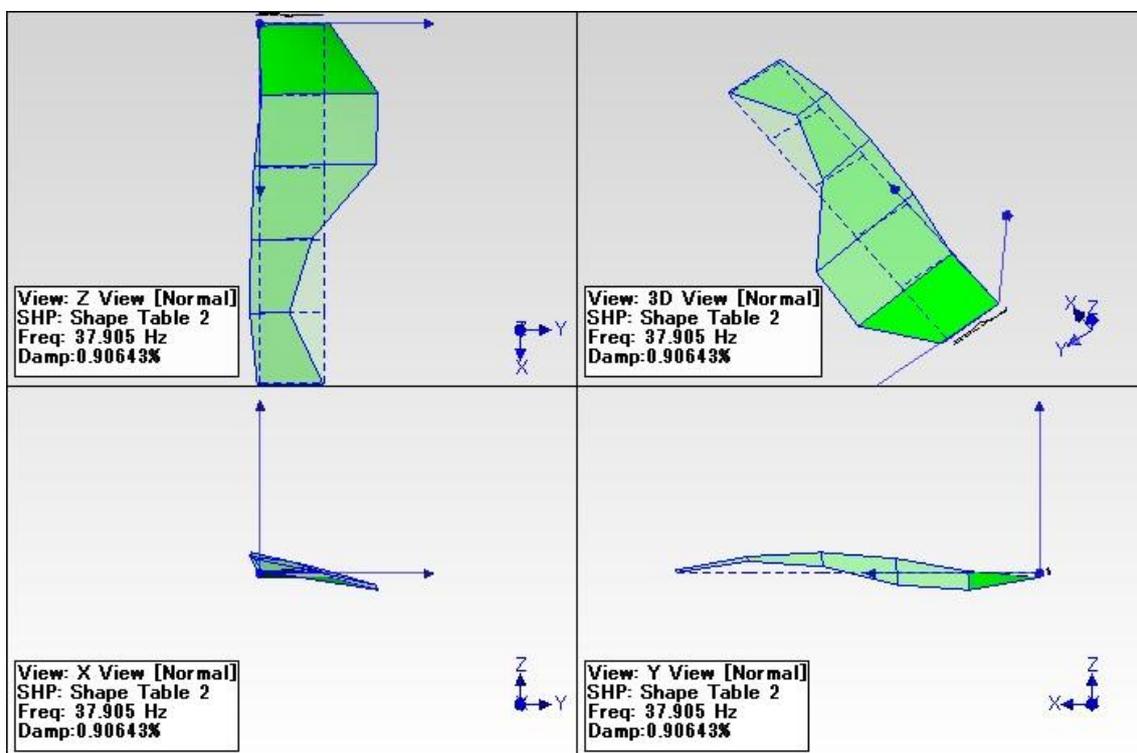


図 3.27 モード 4 37.9Hz

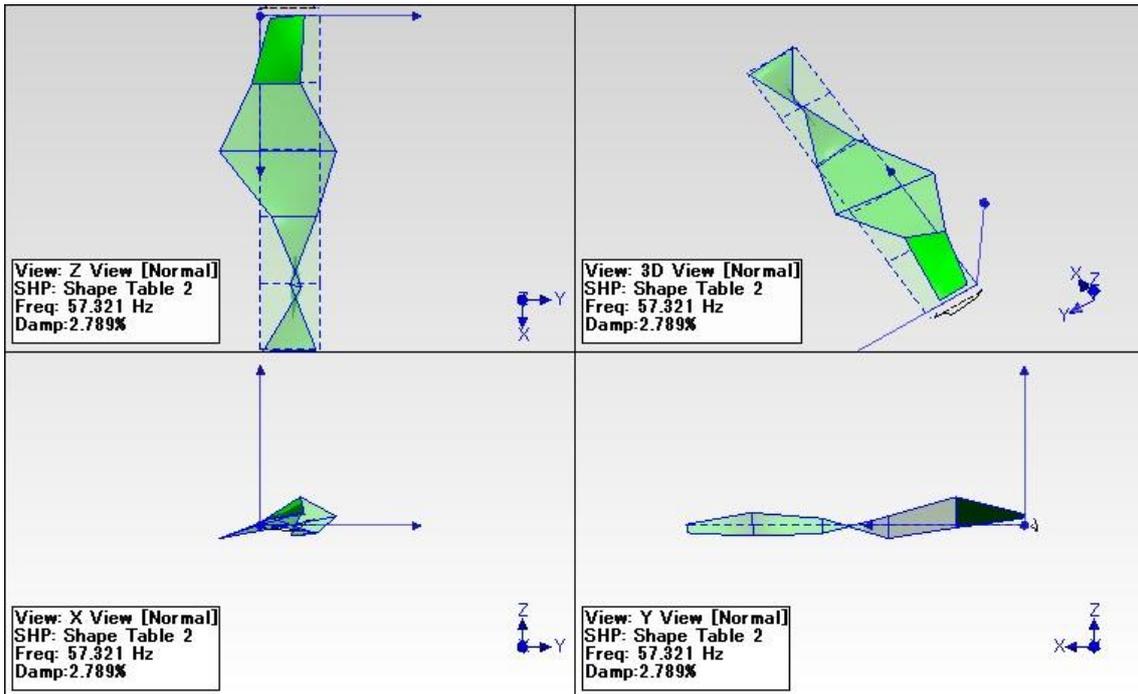


図 3.28 モード5 57.3Hz

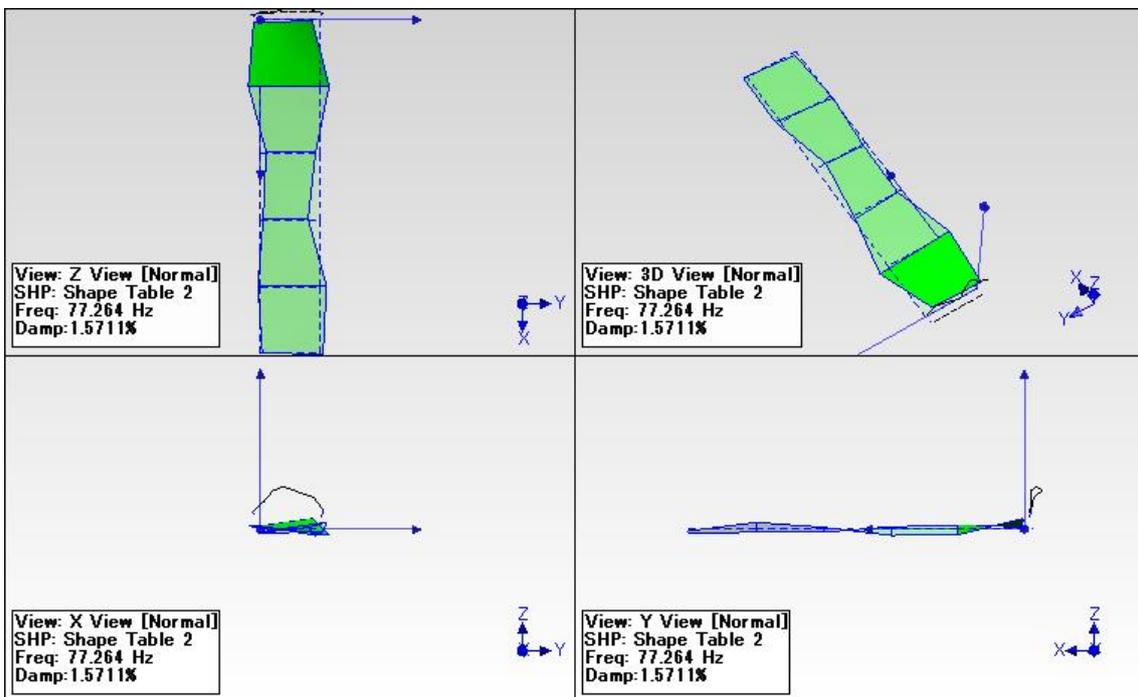


図 3.29 モード6 77.3Hz

3.3.3 打撃試験の考察

トンダレールの振動モードとしては、モード 1, モード 2, モード 3 において基本レールに密着している側のトンダレールが振動するのに対して、非密着側のトンダレールが振動するのはモード 4 からである。よって、非密着側のトンダレールの方が、固有振動数が高いと考えられ、左右のトンダレールの重量は変わらないことから拘束条件が異なることが確認できた。密着側トンダレールにおいては、縦振動より横振動の方がより低周波で生じることから、横方向の剛性が高いことが分かった。この原因としては動作かんによる押しつけ力が考えられる。

また、先行研究 [3]にて行われた打撃試験結果と比較して、21Hz 付近において非密着側トンダレールが、片持ち梁の 1 次縦振動をするモードから横振動をするモードになっている。また、縦振動するモードは 35Hz に存在し固有振動数が高くなっているなど、モードに変化が見られる。これは、先行研究 [3]の対象分岐器の拘束状態と本研究の対象分岐器の拘束状態が異なるためだと考えられる。

第4章 有限要素法解析

4.1 緒言

本章では, 有限要素法解析の方針について述べ, その後解析で用いる分岐器モデルについて述べる.

4.2 解析方針

次節以降で述べる有限要素法解析モデルを用いてモーダル解析および、車輪通過による継ぎ目振動を模擬した入力による衝撃応答解析を行う。

モーダル解析については、実測モード結果から固有モードの比較を行い、また、衝撃応答解析の結果と実測振動波形から衝撃振動についての応答について比較を行うことで、有限要素法解析モデルの妥当性を検証する。

4.3 対象分岐器とモデリング方針

有限要素解析モデルの対象とする分岐器とそのモデリング方針について、以下で説明する。

4.3.1 対象分岐器

解析モデリングの対象とするのは、B821型フロントロッドを使用している分岐器である。表 4.1 にモデリング対象分岐器の諸条件について示す。また、モデルの対象とする範囲は図 4.1 に示すように、リードレールからトングレール先端部である。ただし、非密着側（図 4.1 の上側）の基本レールのモデリング対象範囲はトングレール後端部付近のみである。

表 4.1 モデリング対象分岐器条件

名称	8 番片開き分岐器	
分岐器種別	普通分岐器	
分岐方式	関節方式	
場所	JR 東日本研究開発センター試験線	
トングレール長さ	4900mm	
条件	分岐方向	定位
	通過方向	背向通過
	基本レール密着側 トングレール	トングレール後端部から見て左側 (図 4.1 の下側)

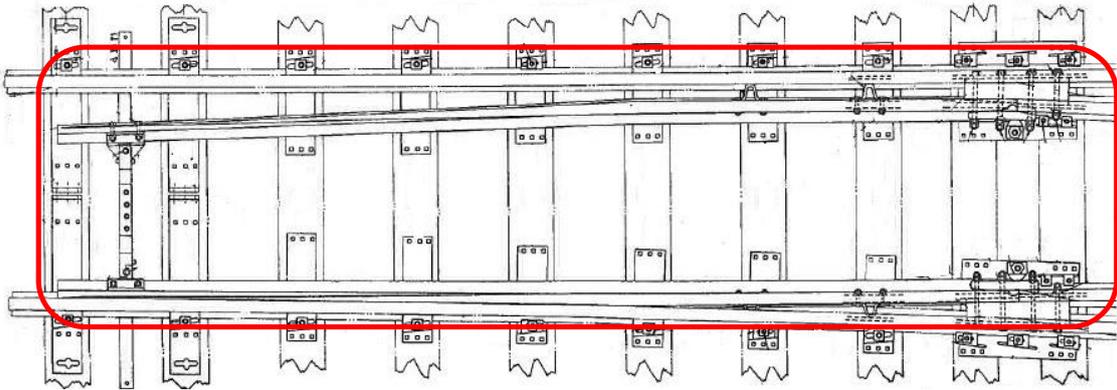


図 4.1 対象分岐器モデリング範囲

4.3.2 モデリング方針

本研究の有限要素法解析モデルは、先行研究 [3]のモデルを参考にモデリングを行う。ただし、モデルの再現性向上のため、先行研究 [3]においてばね要素・梁要素といった代替要素を用いてモデリングしていた部品についても、3次元モデリングにより再現する。

接続部分、接触部分についてはモーダル解析では線形要素にするためすべて剛接とする。衝撃応答解析では締結部は剛接とし、その他接触する箇所は接触要素を用いる。

4.4 モデリングと境界条件

前節でのモデリング方針に沿ってモデリングを行った。本節において、具体的に説明を述べる。図 4.2、図 4.3 に解析モデルの全体図を、図 4.4 にフロントロッド周辺図を示す。

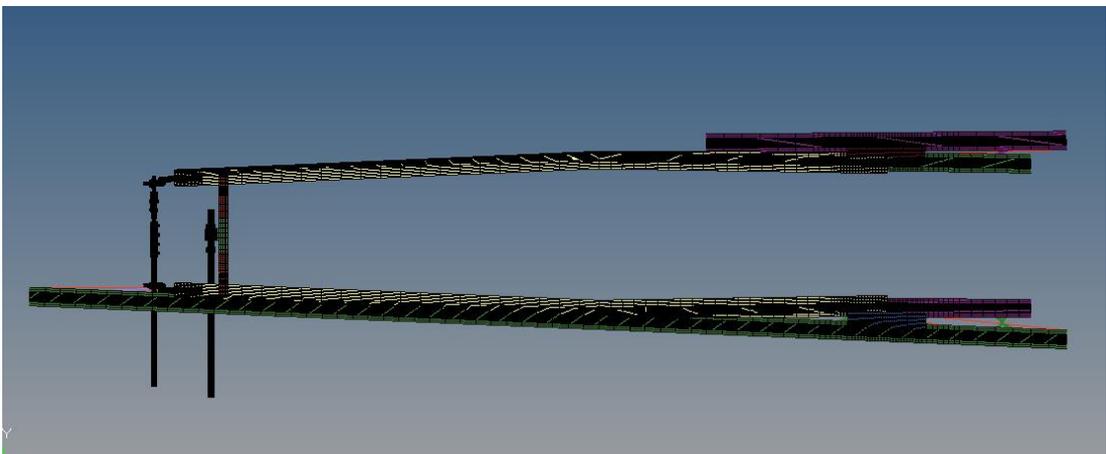


図 4.2 解析モデル全体図（上面図）

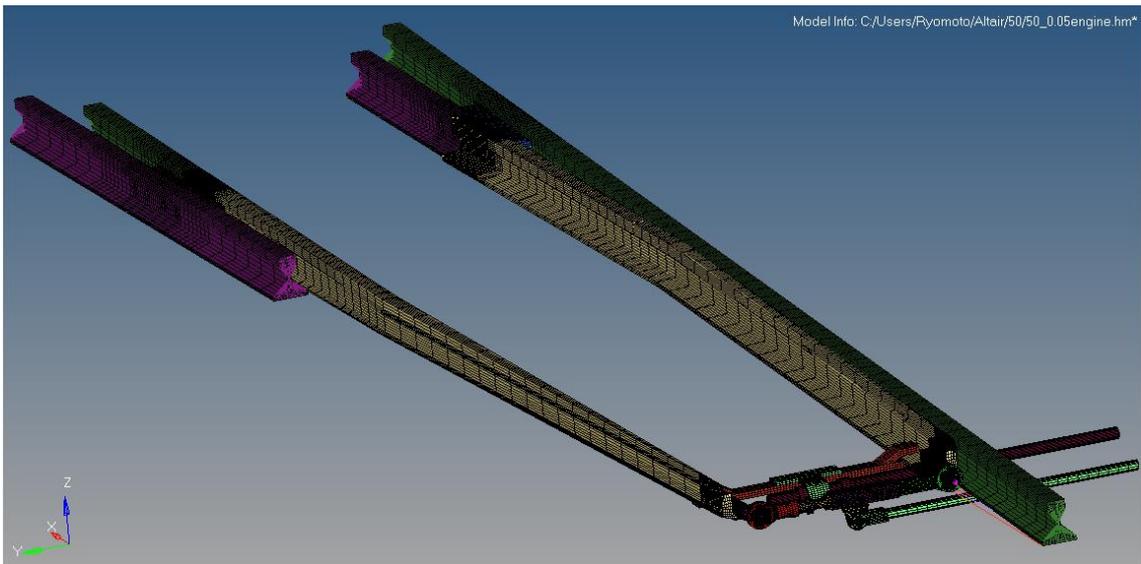


図 4.3 解析モデル全体図 (アイソメ図)

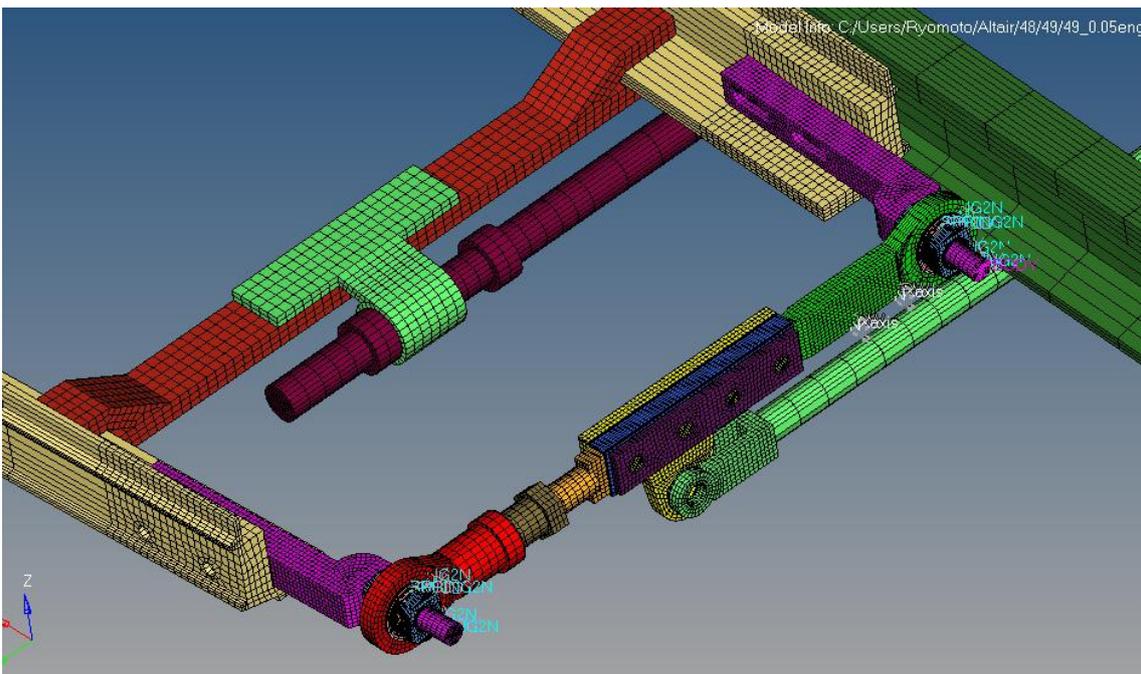


図 4.4 解析モデルフロントロッド周辺図

4.4.1 フロントロッド

モデリング対象のフロントロッドを、先行研究 [3] で対象とした B721 型から B821 型に変更して、図 4.5 のようにフロントロッドおよび肘金具の基本的な形状のモデリングを行った。各構成部品は剛接とし、ナット、ねじ部などの箇所についてはモデリングを省略した。

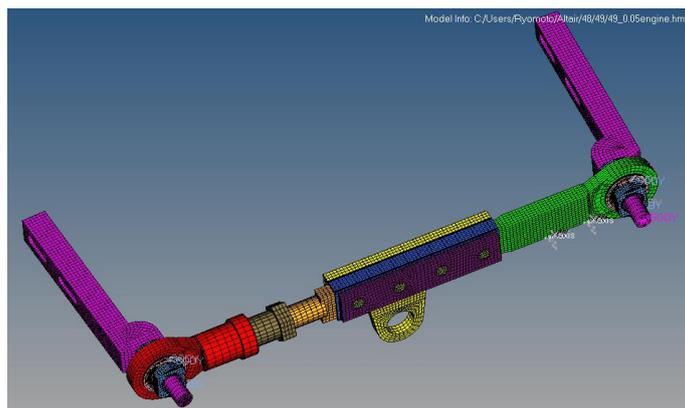


図 4.5 フロントロッドと肘金具モデリング

4.4.2 スイッチアジャスタと動作かん

スイッチアジャスタと動作かんのモデリングについて、先行研究 [3] では梁要素により再現していたが、基本的な形状を 3 次元モデルにより再現した。動作かんの先には電気転てつ機がつながっており、すべてをモデリングすることは難しいので、簡略化してモデリングを行った。動作かんとスイッチアジャスタとの接続は、図 4.6 に示すように、押しつけ力による影響を再現するため接触要素を用い、電気転てつ機側の拘束はばね要素を用いてモデリングした。

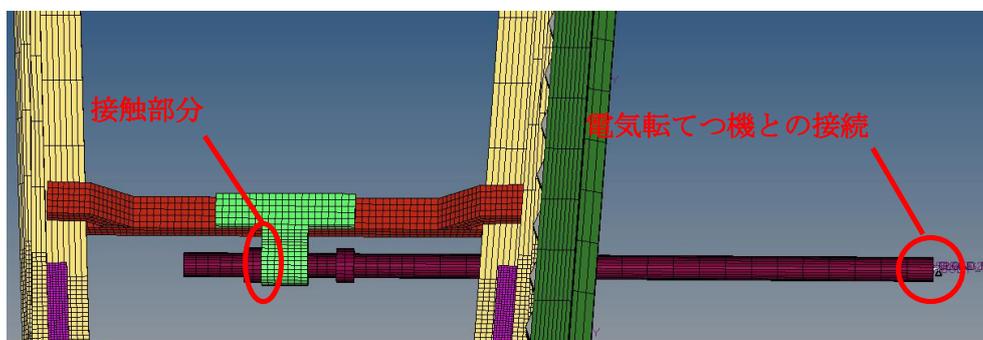


図 4.6 動作かんモデリング

4.4.3 接続かん

接続かんは、先行研究 [3]では梁要素により再現していたが、動作かんと同様に基本的な形状を3次元モデルにより再現した。図 4.7 のように、接続かんとフロントロッドとの接続は剛接とし、電気転てつ機側の拘束はガタを考慮した非線形ばね要素でモデリングした。

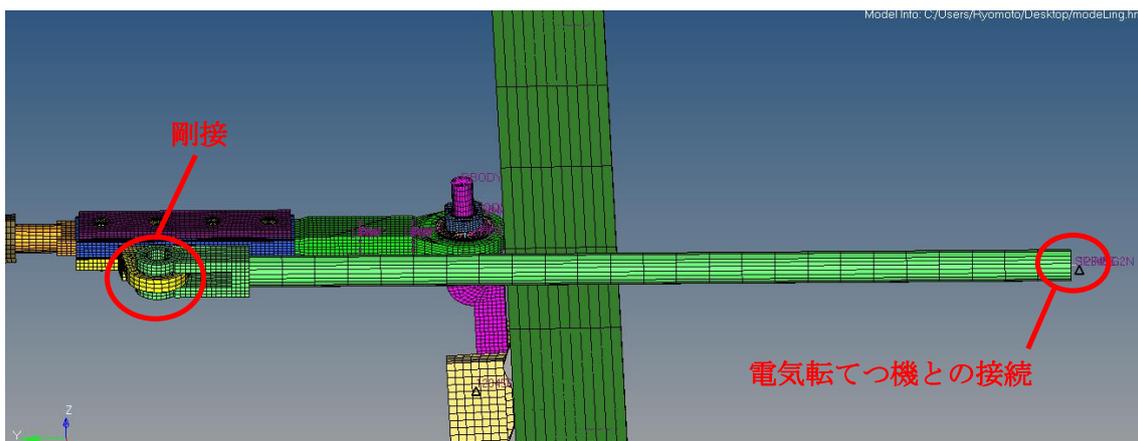


図 4.7 接続かんモデリング

4.4.4 基本レール

基本レールのモデリングについて、先行研究 [3]ではばね要素により基本レールとの接触のみを再現していたが、図 4.8 のように基本的な形状を3次元モデルにより再現した。トングレールと接触している側の基本レールについて押しつけ力による減衰などの再現するため、図 4.9 のようにトングレールとの接触部分に接触要素を用いて再現した。

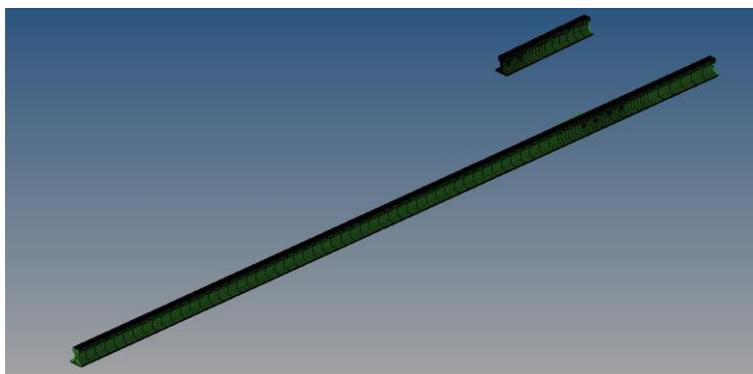


図 4.8 基本レール全体図

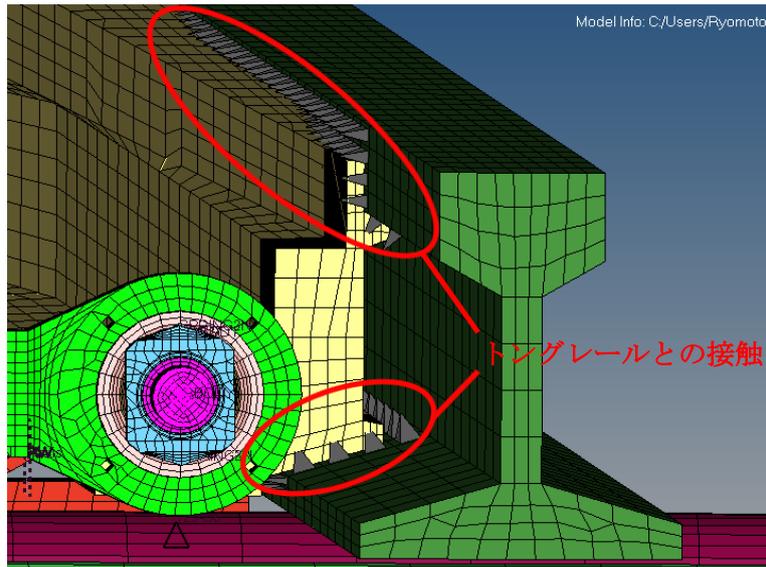


図 4.9 トングレール-基本レール間接触モデリング

4.4.5 軸受

フロントロッド接続部に使用されている軸受のモデリングについて、基本的な形状は3次元モデリングを行った。ピロボールとハウジングの接触は、図 4.10 のように接触要素を用いて再現した。フロントロッドとの接続は、モデル簡略化のために固定している部品を省略して剛接とした。軸受の潤滑状態は境界潤滑状態と仮定して、接触部の摩擦係数については表面粗さやすべり速度による影響は無視して一定とした。また、軸受のラジアル隙間に関して、図面では 0.01~0.035mm と指定されているが、先行研究 [2] から A 分岐器の摩耗進行量について 73 日間で摩耗半径 0.008mm と計測されていること、および普通分岐器のフロントロッド交換周期が 7 年であることから、ある程度摩耗が進行していることを想定して 0.05mm とした。

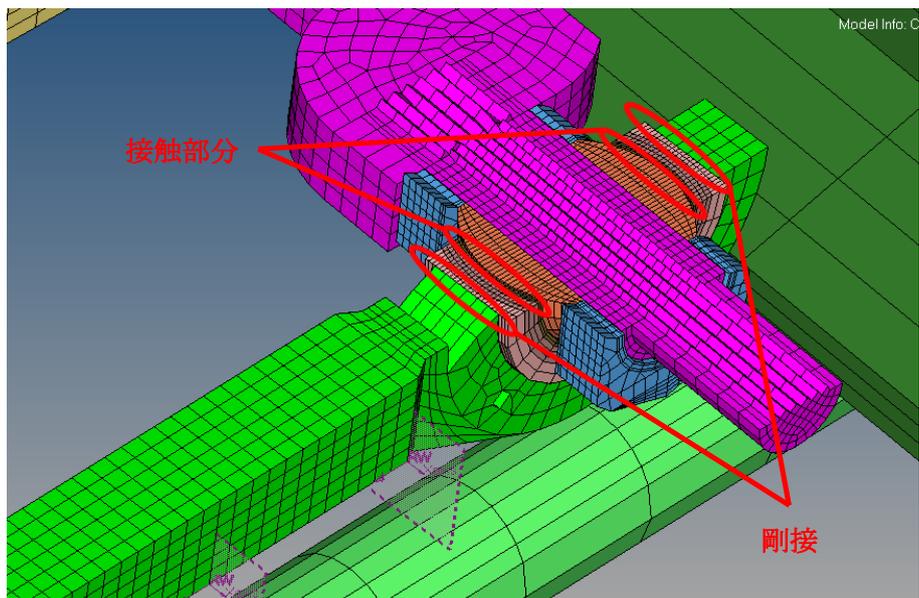


図 4.10 軸受接触部モデリング (断面)

4.4.6 受け座

フロントロッド接続部軸受の固定に使用されているモデリングについて、基本的な形状は3次元でモデリングを行った。フロントロッド軸周りの回転を抑えるための部品であるので、図 4.11 のように、受け座と軸受ハウジング部との接続は y 方向の変位に対してだけ反力を生じる条件を与えたばね要素により再現した。

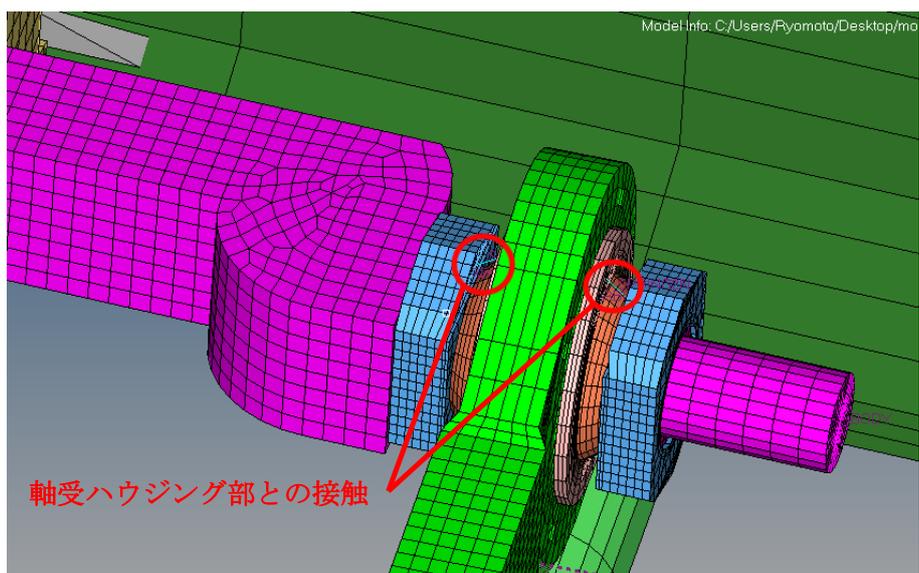


図 4.11 受け座接触部モデリング

4.4.7 レール拘束条件

基本レールに密着していない側のトングレール先端部では枕木と接触していたため、接触部の拘束が必要であると考えた。

衝撃応答解析において、枕木を押し込む方向に変位が生じるときは反力が生じ、離れる方向に変位が生じるときは反力が生じない条件を与えたばね要素でモデリングした。非密着側のトングレールについては、先行研究 [3]とは枕木との接触位置やレール保持器の位置が異なっており、解析モデルのばね要素接続位置も変更した。その他のレール枕木接触箇所についてもばね要素で再現した。レールの拘束のモデリングについて図 4.12 に示し、ばねの物性値については表 4.2 に示す。

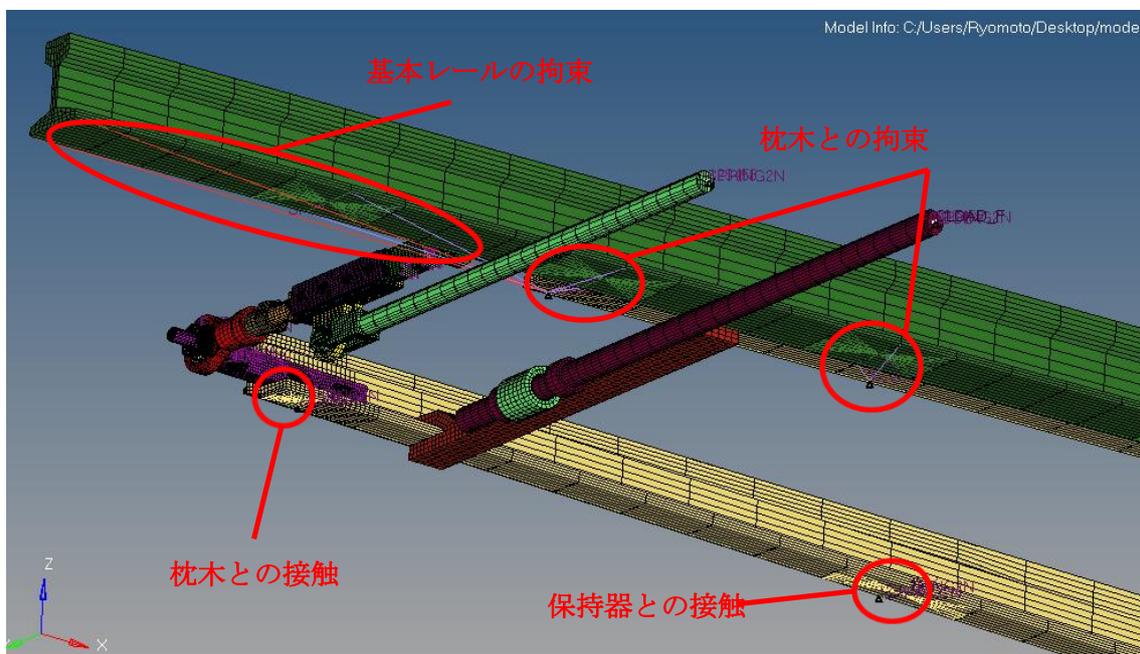


図 4.12 衝撃応答解析のレール拘束モデリング

表 4.2 レール拘束ばね物性値

枕木ばね 物性値	ばね定数	20 kN/mm
	粘性係数	2.0 N・s/mm
基本レール ばね物性値	軌道平行方向 ばね定数	50 kN/mm
	軌道平行方向 粘性係数	5.0 N・s/mm
	軌道内外方向 ばね定数	50 kN/mm
	軌道内外方向 粘性係数	5.0 N・s/mm
	鉛直方向 ばね定数	20 kN/mm
	鉛直方向 粘性係数	5.0 N・s/mm

また、モーダル解析においては線形要素しか用いることができないため、基本レールのモデルを廃して、トングレーと基本レールの接触をばね要素によって図 4.13 のように再現した。基本レール密着側のトングレーはスイッチアジャスタと動作幹を介して電気転てつ機によって基本レールに固定されているため、軌道内外方向の接触を再現したばね要素は先端に配置させた。モーダル解析に用いた基本レール接触を再現したばねの物性値については表 4.3 モーダル解析の基本レール接触ばね物性値に示す。

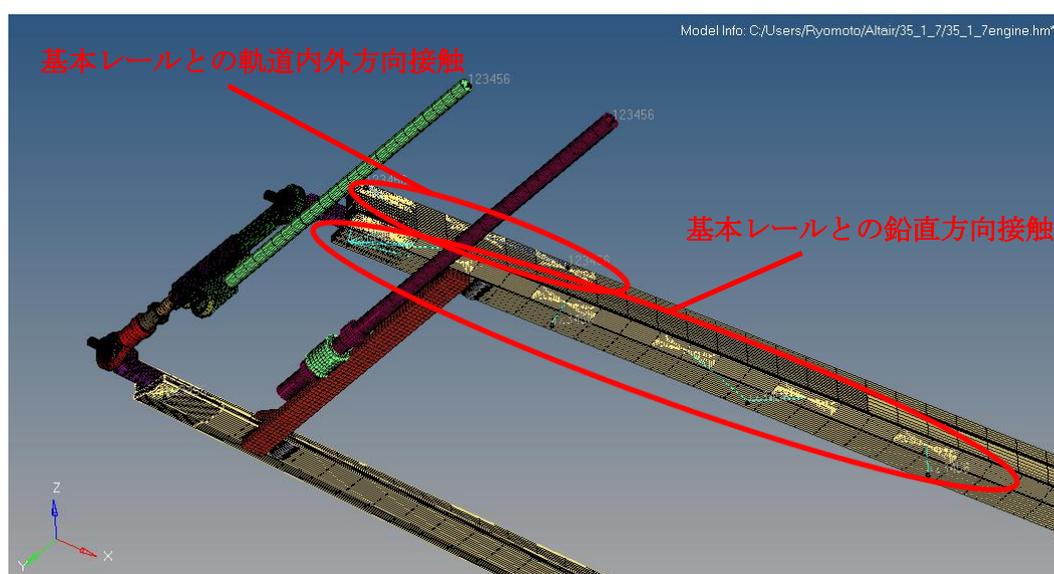


図 4.13 モーダル解析のレール拘束モデリング

表 4.3 モーダル解析の基本レール接触ばね物性値

基本レール接触 ばね物性値	軌道内外方向 ばね係数	5.0 N・s/mm
	軌道内外方向 粘性係数	0.5 N・s/mm
	鉛直方向 ばね定数	300 N/mm
	鉛直方向 粘性係数	0.5 N・s/mm

4.5 荷重条件

解析モデルに入力する荷重は、車輪のトングレール後端継ぎ目通過時の衝撃振動と電気転てつ機のスイッチアジャスタへの押しつけ力の 2 つである。それらについて、以下に順に述べる。

4.5.1 衝撃荷重

列車のレール継ぎ目通過による衝撃振動を模擬した荷重を、先行研究 [3]を参考に設定した。入力波形は正弦波形として、最大値は輪重、車輪形状から鉛直方向に 60kN、軌道内外方向に 30kN、軌道前後方向に 10kN とし、周波数は 1kHz とした。入力位置は図 4.14 に示すようにトングレールの継ぎ目後端部に設定した。



図 4.14 衝撃荷重入力位置

4.5.2 動作かん押しつけ力

動作かん・スイッチアジャスタを介して電気転てつ機がトングレーを固定している状態を再現するため、図 4.15 のように動作かん電気転てつ機側端部に動作かん軸方向に荷重を入力する。荷重値は 1.57kN とした。

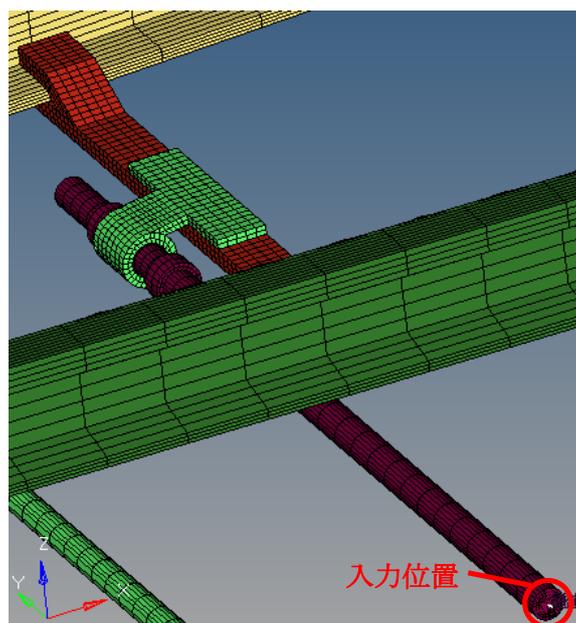


図 4.15 押しつけ力荷重入力位置

4.6 解析条件

解析条件を表 4.3 に示す.

表 4.4 解析条件

解析ソフト	Hyper Works Radioss block 110			
	モーダル解析	陰解法		
	衝撃応答解析	陽解法		
単位系	[ton][mm][MPa]			
要素	3次元 Solid 要素, Spring 要素			
材料物性値	S25C	密度	7.86×10 ⁻⁹ ton/mm ³	
		ヤング率	2.05×10 ⁵ MPa	
		ポアソン比	0.3	
	SP	密度	8.6×10 ⁻⁹ ton/mm ³	
		ヤング率	7.9×10 ⁴ MPa	
		ポアソン比	0.3	
荷重	衝撃入力	荷重最大値	鉛直方向	60kN
			軌道内外方向	30kN
			軌道平行方向	10kN
	入力波形	波形	正弦波	
		周期	0.001s	
	押しつけ力	荷重最大値	動作かん軸方向	1.57kN

4.7 考察

先行研究において課題となった解析モデルの再現性を向上させるため、代替要素の多くを 3次元モデルにより再現した。先行研究においてはばね要素を用いたのは様々な分岐器への応用性を考慮したためであるので、モデリング前後による解析結果の変化について考察する必要があると考えられる。

第5章 解析結果

5.1 緒言

本章では,モーダル解析および衝撃応答解析の結果について示し, モデルの再現性について考察する. また, 衝撃応答解析については先行研究におけるモデリングとの比較を行い, 各部品の振動波形への影響についても考察する

5.2 モーダル解析

有限要素法を用いて行ったモーダル解析結果について、第 3 章で説明した打撃試験結果との比較を行い考察する。解析周波数は打撃試験と同様の 0~100Hz とした。

解析モデルは、第 4 章で説明した分岐器モデルに対して、基本レールのモデリングは先行研究 [3]と同様に、基本レール密着側トングレール拘束するばね要素により再現し、接触部はすべて剛接としたモデルを用いた。ただし、先行研究 [3]におけるばね要素の物性値ではレールの拘束状態が実際より強いと考えられたので、ばね要素の物性値では変更した。

5.2.1 打撃試験結果との比較

打撃試験におけるモード 1, モード 2, モード 3, モード 4 について、モーダル解析結果においても同様の振動モードが存在したのでそれらを比較する。解析結果の振動モード図については、変位を全て 100 倍で表示している。

打撃試験結果のモード 1 は図 5.1 のようになり、21.1Hz で両方のトングレールが軌道内外方向に両端固定支持の 1 次振動をするモードである。モーダル解析の結果では、図 5.2 のように 21.9Hz の振動モードにおいて、同様に両方のトングレールが軌道内外方向に両端固定支持の 1 次振動をするモードが見られた。ただし、振幅については打撃試験結果とは異なり、非密着側トングレールの振幅の方が大きい。

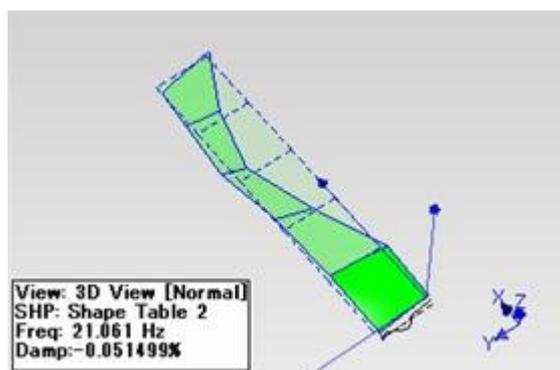


図 5.1 モード 1 21.1Hz (試験結果)

Contour Plot
 Displacement(Mag)
 Analysis system
 3.664E-08
 3.257E-08
 2.849E-08
 2.442E-08
 2.035E-08
 1.628E-08
 1.221E-08
 8.141E-09
 4.071E-09
 0.000E+00
 No result
 Max = 3.664E-08
 Node 545405
 Min = 0.000E+00
 Node 406618

Model info: 35_1_7
 Result: C:\Users\Ryomoto\Altair\2013\modal\35_1_7\35_1_7A001
 Loadcase 1 : Time = 21.650670
 Frame 1 : Angle 0.000000

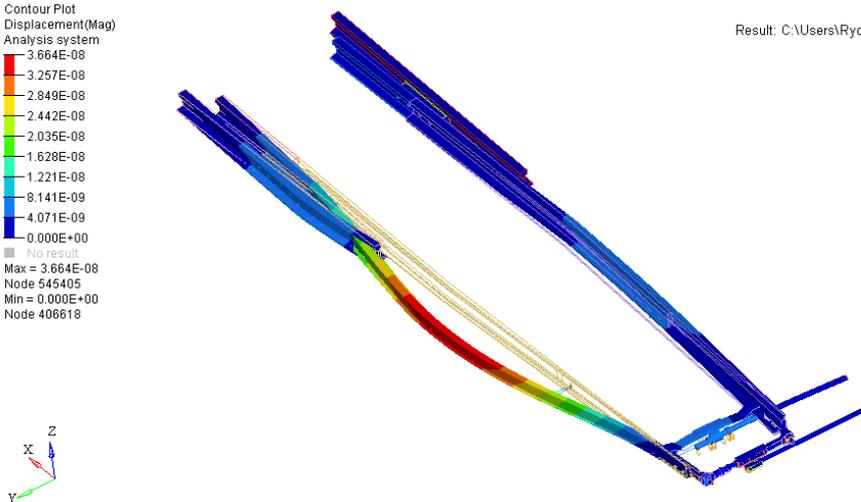


図 5.2 モード 21.9Hz (解析結果)

打撃試験結果のモード2は図 5.3 のようになり、22.4Hz で基本レール密着側のトングレールが軌道内外方向に両端固定支持の1次振動をするモードである。モーダル解析の結果では、図 5.4 のように 26.4Hz の振動モードにおいて、同様に基本レール密着側のトングレールが軌道内外方向に両端固定支持の1次振動をするモードが見られた。

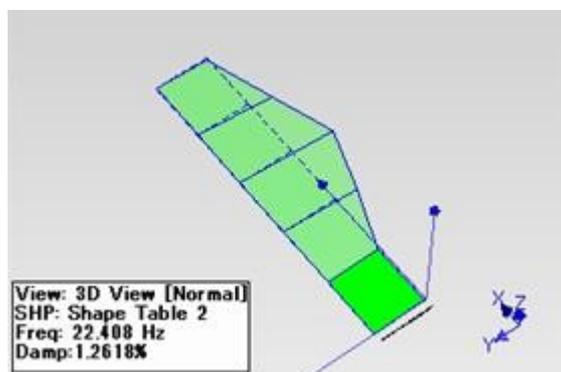


図 5.3 モード 2 22.4Hz (試験結果)

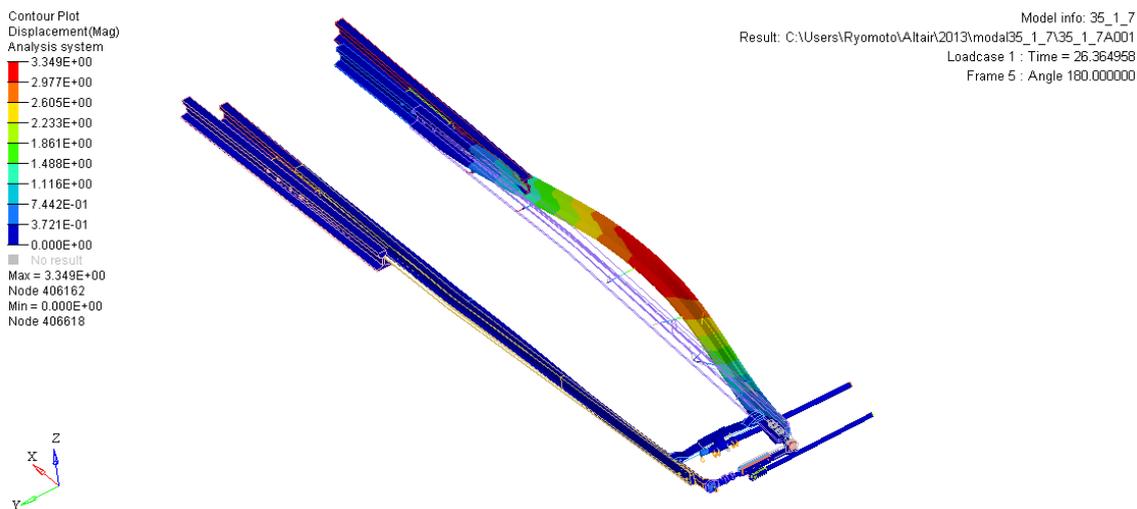


図 5.4 モード 26.4Hz (解析結果)

打撃試験結果のモード3は図 5.5 のようになり，35.3Hz で基本レール密着側のトングレールが鉛直方向に両端固定支持の 1 次の縦振動を，非密着側トングレールが軌道内外方向に両端固定支持の 2 次の横振動をするモードである．振幅は非密着側トングレールの方が小さい．モーダル解析の結果では，図 5.6 のように 51.8Hz の振動モードにおいて，同様に基本レール密着側のトングレールが鉛直方向に両端固定支持の 1 次の縦振動をし，非密着側トングレールが軌道内外方向に両端固定支持の 2 次の横振動をするモードが見られた．非密着側トングレールの振動モードはねじり振動に近いものであるが，打撃試験においては，ねじり振動モードを検出できないため，同一の振動モードではない可能性もある．

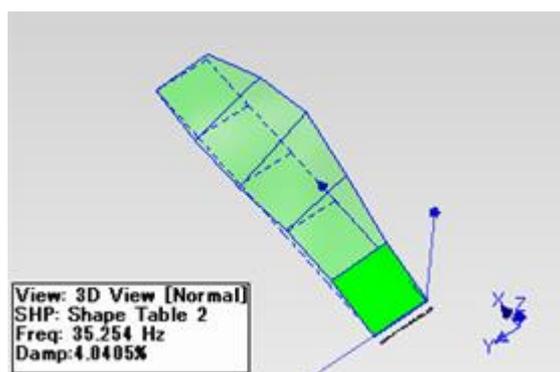


図 5.5 モード 3 35.3Hz (試験結果)

Contour Plot
 Displacement(Mag)
 Analysis system
 4.150E+00
 3.689E+00
 3.228E+00
 2.787E+00
 2.306E+00
 1.844E+00
 1.383E+00
 9.222E-01
 4.611E-01
 0.000E+00
 No result
 Max = 4.150E+00
 Node 753554
 Min = 0.000E+00
 Node 406618

Model info: 35_1_7
 Result: C:\Users\Ryomoto\Altair\2013\modal\35_1_7\35_1_7A001
 Loadcase 1 : Time = 51.831142
 Frame 5 : Angle 180.000000

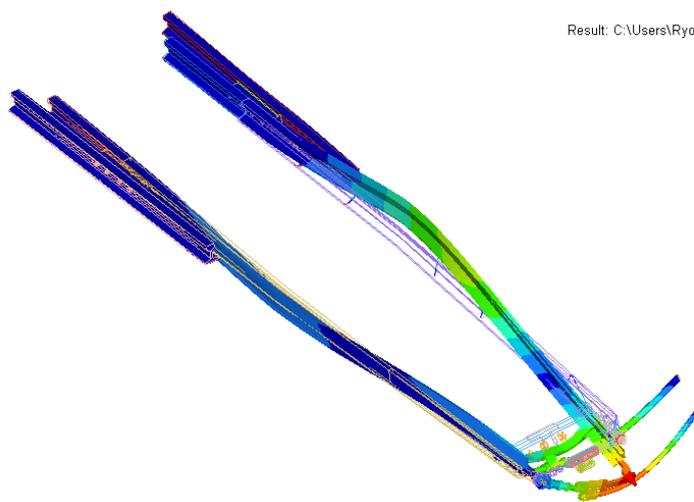


図 5.6 モード 51.8Hz (解析結果)

打撃試験結果のモード4は図 5.7 のようになり，37.9Hz で密着側トングレールが軌道内外方向に2次の横振動をし，非密着側トングレールが2次の横振動をするモードである。モーダル解析の結果では，図 5.8 のように45.4Hzの振動モードにおいて，同様に密着側トングレールが軌道内外方向に2次の横振動をし，非密着側トングレールが2次の横振動をするモードが見られた。

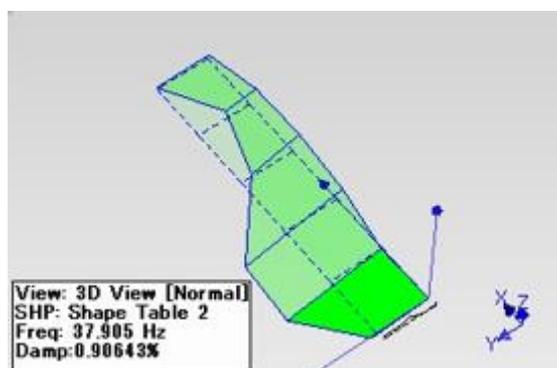


図 5.7 モード4 37.9Hz (試験結果)

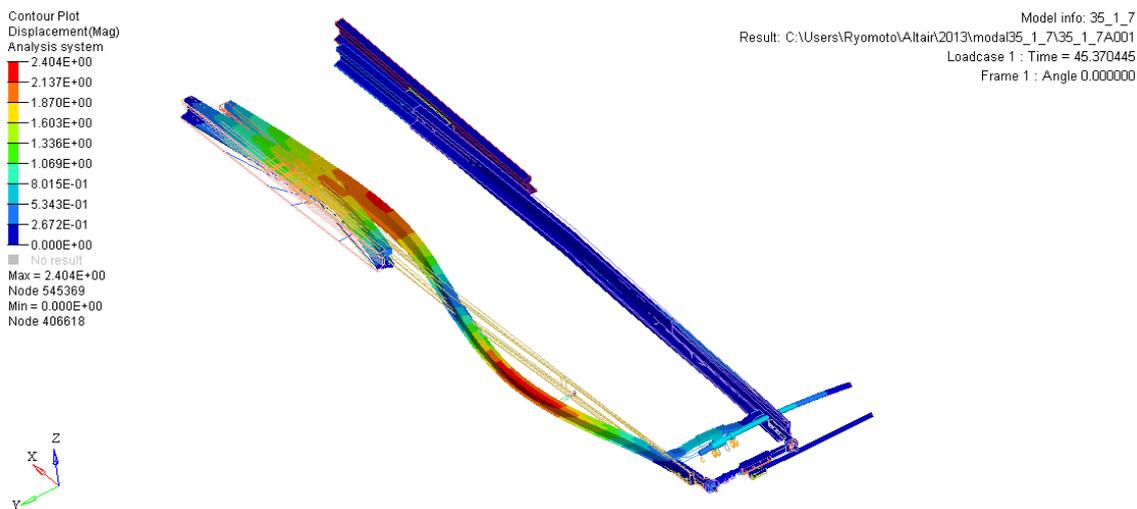


図 5.8 モード 45.4Hz (解析結果)

5.2.2 各振動モード

前節で説明したもの以外の振動モードについては、以下の図 5.9～図 5.17 に示す。これらの振動モードは、打撃試験の結果と同一の振動モードと判断するのが難しく、特に高次のモードにおいて相違が大きくなる。また、フロントロッドやスイッチアジャスタ、動作かん、接続かんの振動モードについても相違が大きかった。

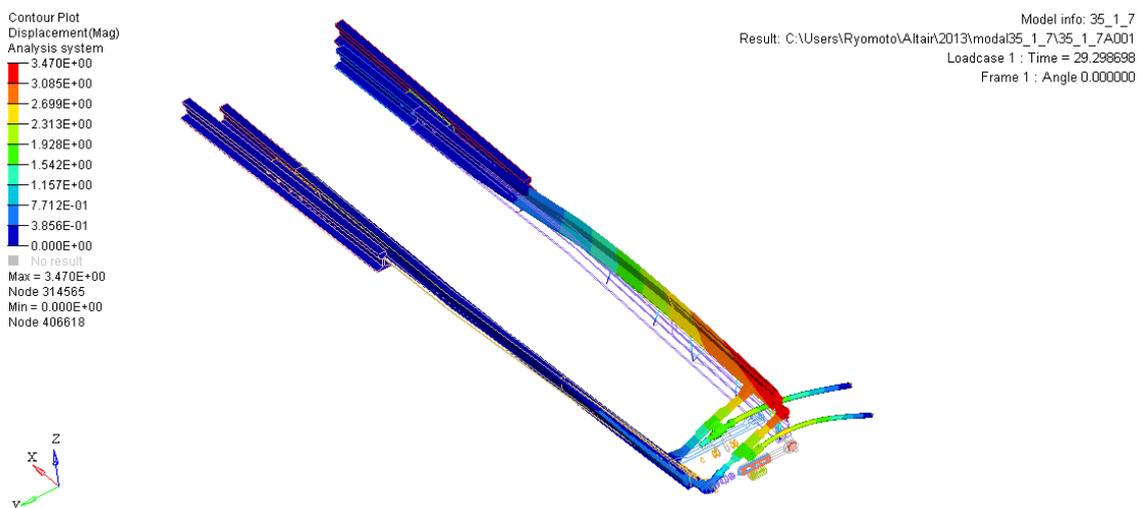
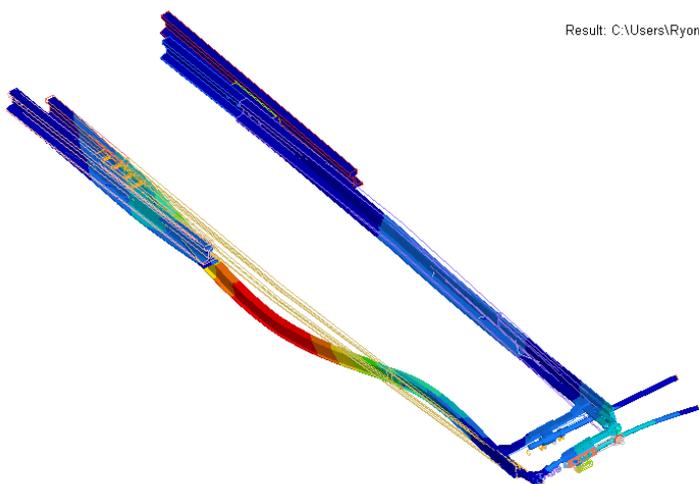


図 5.9 モード 29.3Hz (解析結果)

Contour Plot
Displacement(Mag)
Analysis system

2.952E+00
2.624E+00
2.296E+00
1.968E+00
1.640E+00
1.312E+00
9.840E-01
6.560E-01
3.280E-01
0.000E+00

■ No result
Max = 2.952E+00
Node 266582
Min = 0.000E+00
Node 406618



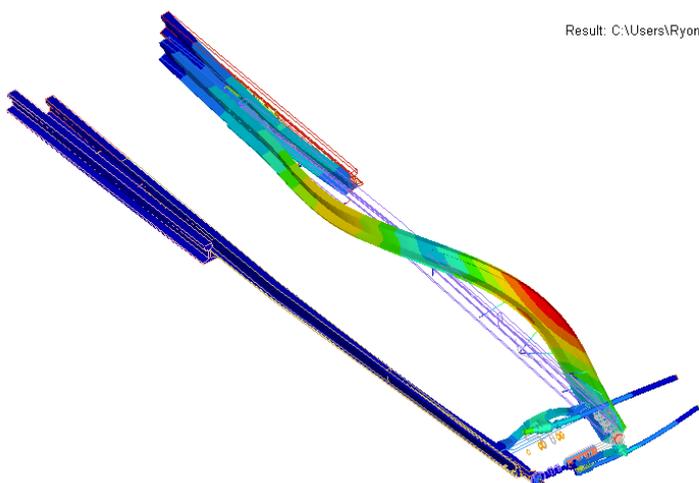
Model info: 35_1_7
Result: C:\Users\Ryomoto\Altair\2013\modal35_1_7\35_1_7A001
Loadcase 1 : Time = 51.398642
Frame 1 : Angle 0.000000

図 5.10 モード 51.4Hz (解析結果)

Contour Plot
Displacement(Mag)
Analysis system

3.224E+00
2.866E+00
2.508E+00
2.150E+00
1.791E+00
1.433E+00
1.075E+00
7.165E-01
3.583E-01
0.000E+00

■ No result
Max = 3.224E+00
Node 396169
Min = 0.000E+00
Node 406618



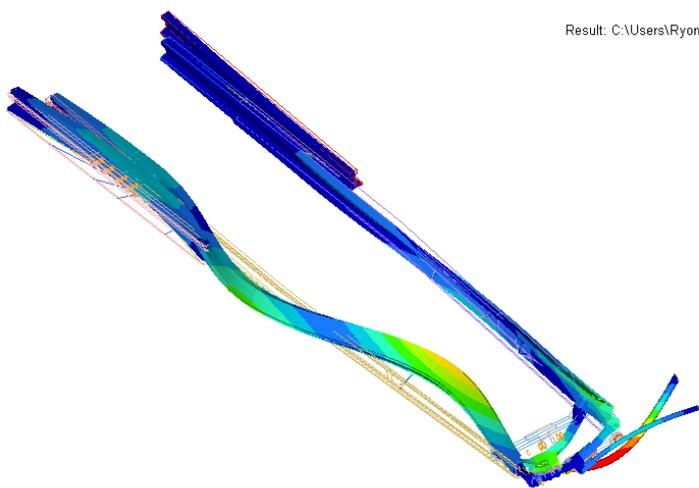
Model info: 35_1_7
Result: C:\Users\Ryomoto\Altair\2013\modal35_1_7\35_1_7A001
Loadcase 1 : Time = 66.513611
Frame 1 : Angle 0.000000

図 5.11 モード 66.5Hz (解析結果)

Contour Plot
Displacement(Mag)
Analysis system

4.408E+00
3.918E+00
3.429E+00
2.939E+00
2.449E+00
1.959E+00
1.469E+00
9.796E-01
4.898E-01
0.000E+00

■ No result
Max = 4.408E+00
Node 830920
Min = 0.000E+00
Node 406618



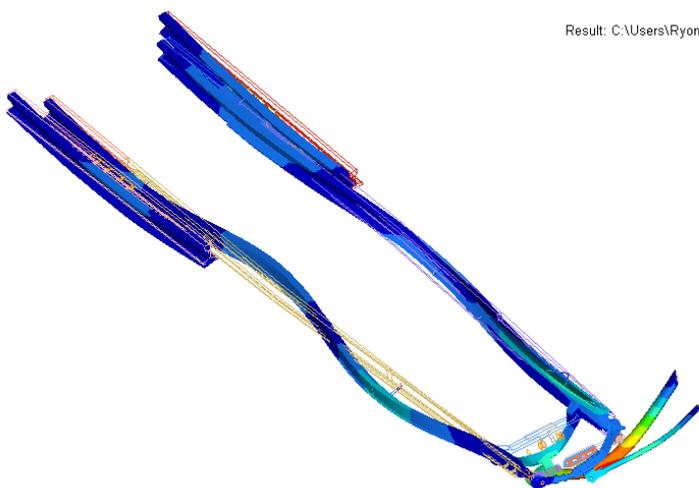
Model info: 35_1_7
Result: C:\Users\Ryomoto\Altair\2013\modal\35_1_7\35_1_7A001
Loadcase 1 : Time = 73.049927
Frame 1 : Angle 0.000000

図 5.12 モード 73.0Hz (解析結果)

Contour Plot
Displacement(Mag)
Analysis system

6.510E+00
5.786E+00
5.063E+00
4.340E+00
3.616E+00
2.893E+00
2.170E+00
1.447E+00
7.233E-01
0.000E+00

■ No result
Max = 6.510E+00
Node 831031
Min = 0.000E+00
Node 406618



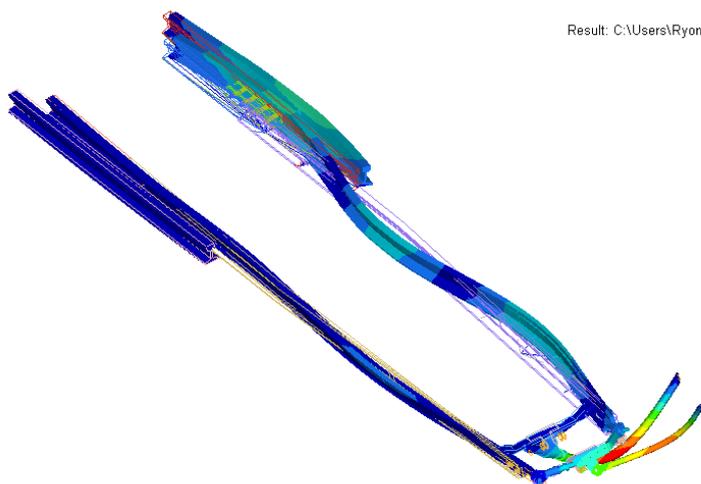
Model info: 35_1_7
Result: C:\Users\Ryomoto\Altair\2013\modal\35_1_7\35_1_7A001
Loadcase 1 : Time = 80.913002
Frame 1 : Angle 0.000000

図 5.13 モード 80.9Hz (解析結果)

Contour Plot
Displacement(Mag)
Analysis system

5.130E+00
4.560E+00
3.990E+00
3.420E+00
2.850E+00
2.280E+00
1.710E+00
1.140E+00
5.700E-01
0.000E+00

■ No result
Max = 5.130E+00
Node 831139
Min = 0.000E+00
Node 406618



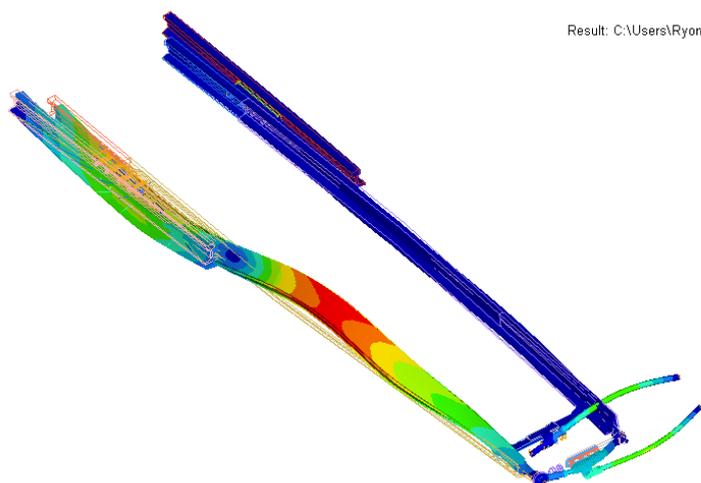
Model info: 35_1_7
Result: C:\Users\Ryomoto\Altair\2013\modal\35_1_7\35_1_7A001
Loadcase 1 : Time = 85.904228
Frame 1 : Angle 0.000000

図 5.14 モード 85.9Hz (解析結果)

Contour Plot
Displacement(Mag)
Analysis system

2.544E+00
2.262E+00
1.979E+00
1.696E+00
1.414E+00
1.131E+00
8.482E-01
5.654E-01
2.827E-01
0.000E+00

■ No result
Max = 2.544E+00
Node 529489
Min = 0.000E+00
Node 406618



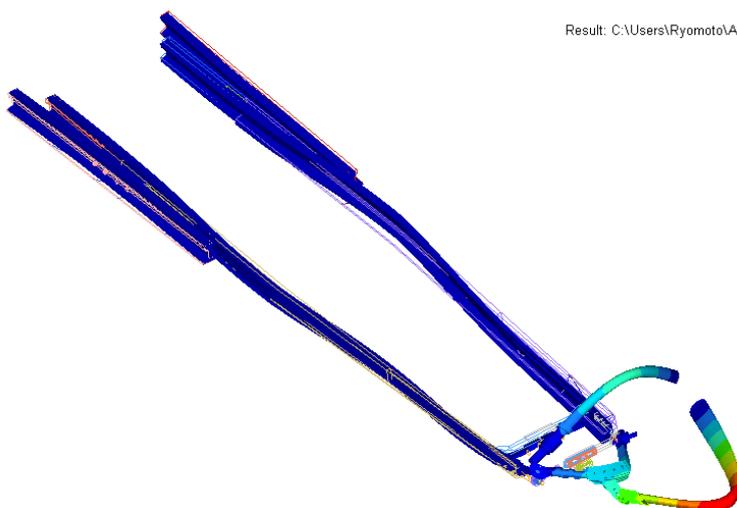
Model info: 35_1_7
Result: C:\Users\Ryomoto\Altair\2013\modal\35_1_7\35_1_7A001
Loadcase 1 : Time = 88.014458
Frame 1 : Angle 0.000000

図 5.15 モード 88.0Hz (解析結果)

Contour Plot
Displacement(Mag)
Analysis system

1.216E+01
1.080E+01
9.454E+00
8.103E+00
6.753E+00
5.402E+00
4.052E+00
2.701E+00
1.351E+00
0.000E+00

■ No result
Max = 1.216E+01
Node 805027
Min = 0.000E+00
Node 406618



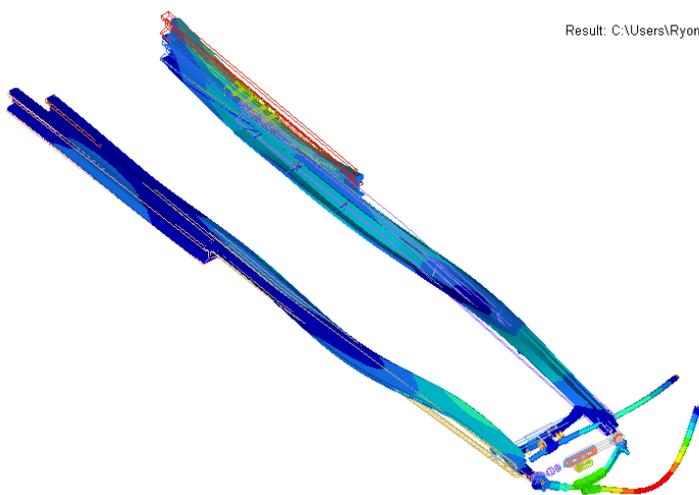
Model info: 35_1_7
Result: C:\Users\Ryomoto\Altair\2013\modal\35_1_7\35_1_7A001
Loadcase 1 : Time = 92.476402
Frame 1 : Angle 0.000000

図 5.16 モード 92.5Hz (解析結果)

Contour Plot
Displacement(Mag)
Analysis system

4.058E+00
3.607E+00
3.156E+00
2.705E+00
2.254E+00
1.803E+00
1.353E+00
9.017E-01
4.508E-01
0.000E+00

■ No result
Max = 4.058E+00
Node 804989
Min = 0.000E+00
Node 406618



Model info: 35_1_7
Result: C:\Users\Ryomoto\Altair\2013\modal\35_1_7\35_1_7A001
Loadcase 1 : Time = 98.623633
Frame 1 : Angle 0.000000

図 5.17 モード 98.6Hz (解析結果)

5.2.3 モーダル解析結果の考察

B821 型フロントロッド分岐器のモデルにおいても低次モードでは、打撃試験結果に相当すると考えられるモードが存在した。また、打撃試験結果、解析結果どちらにおいても、先行研究 [3]では低次のモードにおいて 20Hz 付近で非密着側のトングレールが縦振動をするモードが存在しているが、本研究では横振動をするモードである。これについて、トングレールの拘束条件の変更に伴って振動モードが変化しており、解析結果においても同様であることが分かる。よって、モーダル解析から解析モデルは基本的な形状や物性値、拘束を再現できていると確認できた。

上記に加えて、実際の列車衝撃入力による振動はより高い周波数と考えられることから、モデルを変更してモーダル解析における再現性を追求しても衝撃応答解析の結果につながることは考えられないため、参考程度にとどめることとする。

同じ振動モードでもその周波数は解析結果の方が高く、打撃試験結果と合致しないモードも多く見られ、試験結果と解析結果に相違が生じた原因としては、レール拘束条件が強く出ていることと、各接続部やトングレール-基本レール間の接触要素等の非線形要素を再現して解析できていないことが考えられる。

5.3 衝撃応答解析

本節では、第 4 章で説明した分岐器モデルに対して有限要素法を用いた衝撃応答解析の結果について説明する。

衝撃振動による応答を見るため、衝撃振動入力時刻を 0 秒として、0.1 秒まで解析を行った。この衝撃応答解析の解析結果を実測データと比較して、軸受付近の振動についての再現性を評価する。比較する解析結果は、軸受に近い肘金部の鉛直方向加速度波形、および軸受摩耗に影響すると考えられるフロントロッド軸力波形である。

5.3.1 実測結果との比較

鉛直方向加速度波形とフロントロッド軸力波形について実測データとの比較を行った。実測データについては、波形振幅が最も大きな B 分岐器と最も小さい A 分岐器の波形を代表的な実測データとして比較に用いる。

5.3.1.1 肘金部鉛直方向加速度波形

肘金部鉛直方向加速度解析結果を図 5.18 に、B 分岐器の実測結果を図 5.19 に、A 分岐器を図 5.20 に示す。最大応答振幅は B 分岐器とほとんど同じになった。また、入力後 0.02 秒以降は振幅が小さくなっており、減衰も同じ程度である。

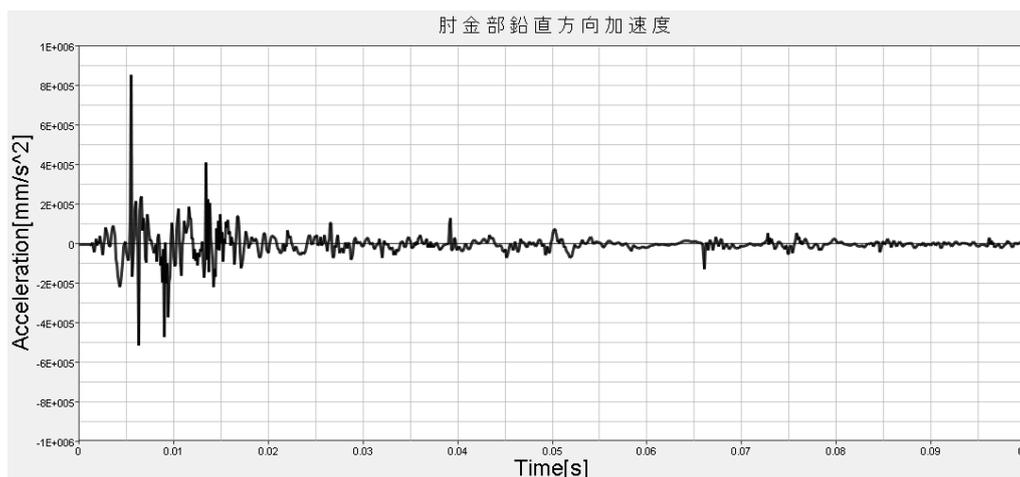


図 5.18 肘金部鉛直方向加速度（解析結果）

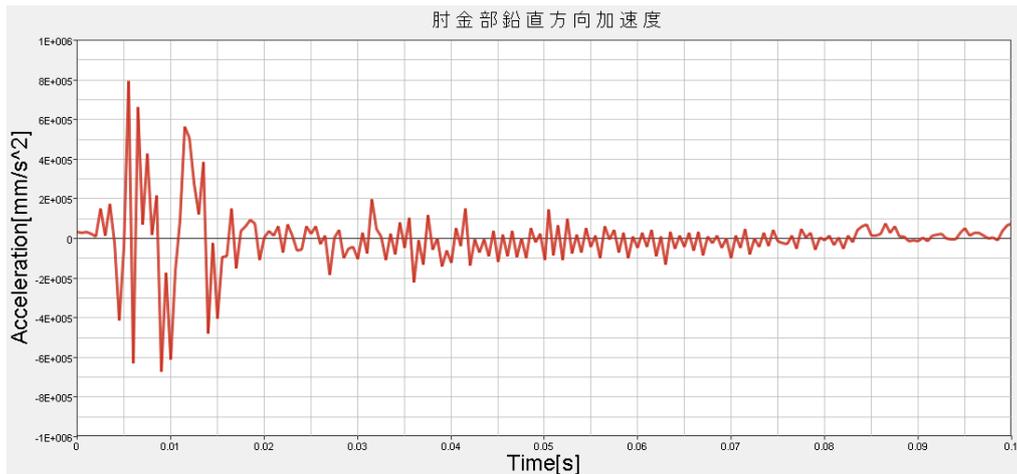


図 5.19 肘金部鉛直方向加速度 (B 分岐器)

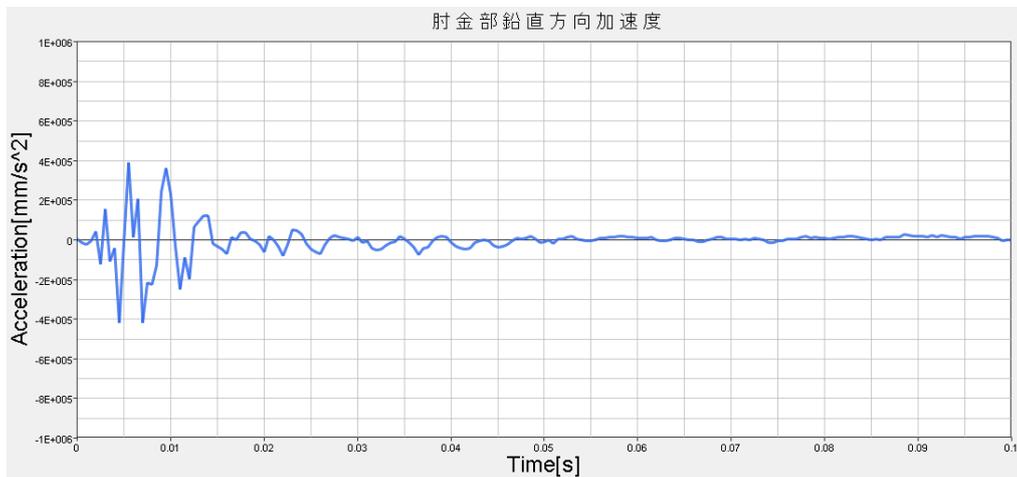


図 5.20 肘金部鉛直方向加速度 (A 分岐器)

次に、それぞれについて、1kHz まで FFT 解析を行った結果について、解析結果を図 5.21 に、B 分岐器の実測結果を図 5.22 に、A 分岐器を図 5.23 に示す。B 分岐器では 200Hz と 650~750Hz 付近、A 分岐器では 270Hz と 800Hz 付近でピークをとり、解析結果では 220Hz 付近と 600Hz 付近でピークを取る。また、600Hz 以上の周波数成分の分布は実測結果同士でも異なることが分かる。

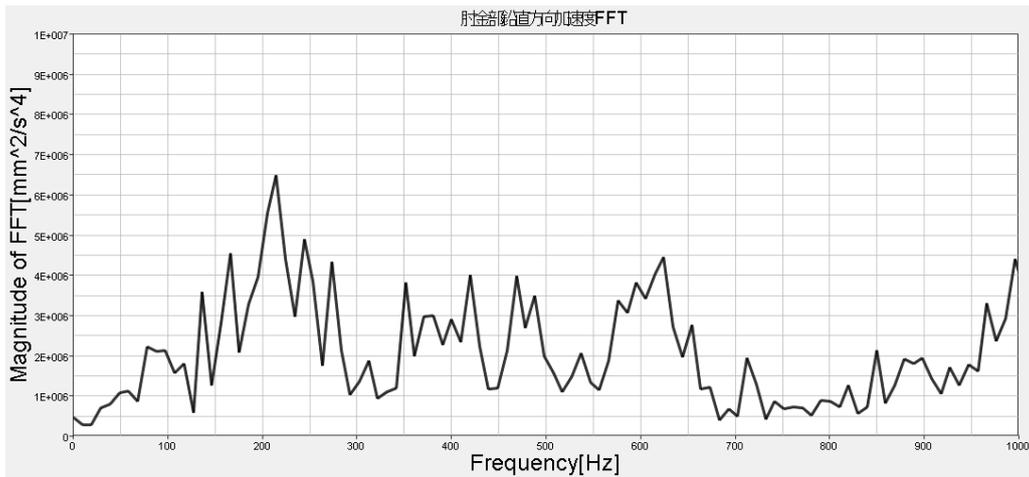


图 5.21 肘金部鉛直方向加速度 FFT 解析 (解析結果)

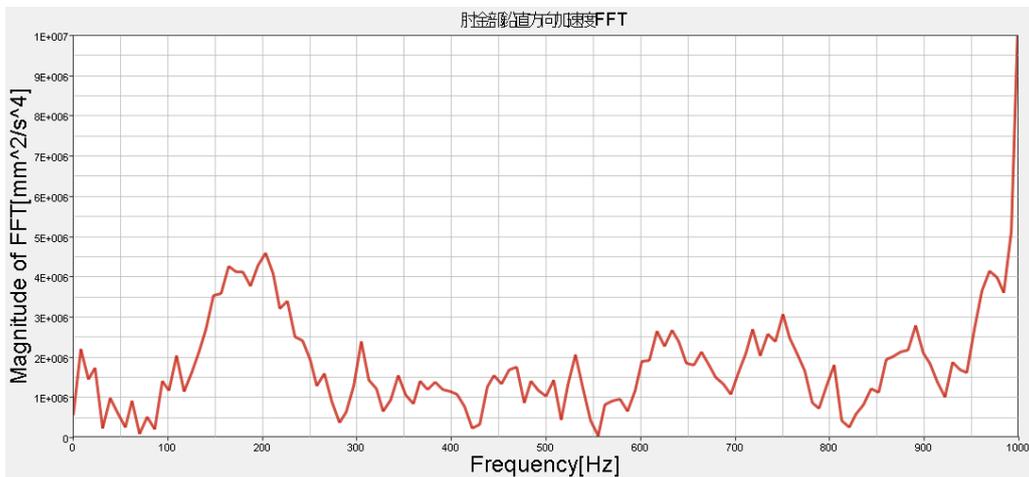


图 5.22 肘金部鉛直方向加速度 FFT 解析 (B分岐器)

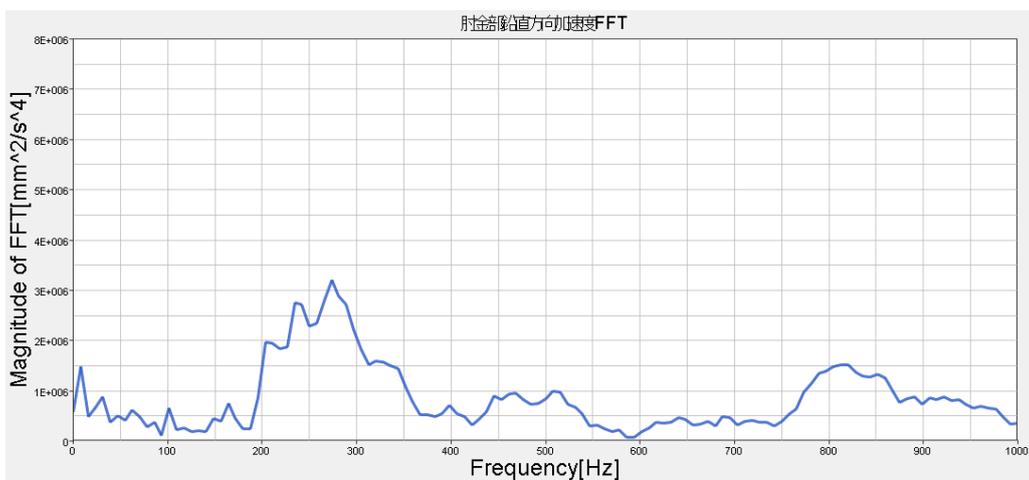


图 5.23 肘金部鉛直方向加速度 FFT 解析 (A分岐器)

5.3.1.2 フロントロッド軸力波形

フロントロッド軸力解析結果を図 5.24 に、B 分岐器の実測結果を図 5.25 に、A 分岐器を図 5.26 に示す。最大応答振幅については B 分岐器が 4000N、A 分岐器が 1500N に対して、解析結果は 3000N である。減衰については、解析結果は減衰が小さく、入力後 0.02 秒以降も振動が続いている。実測結果では B 分岐器は減衰が遅いに対して、A 分岐器は減衰が早い。

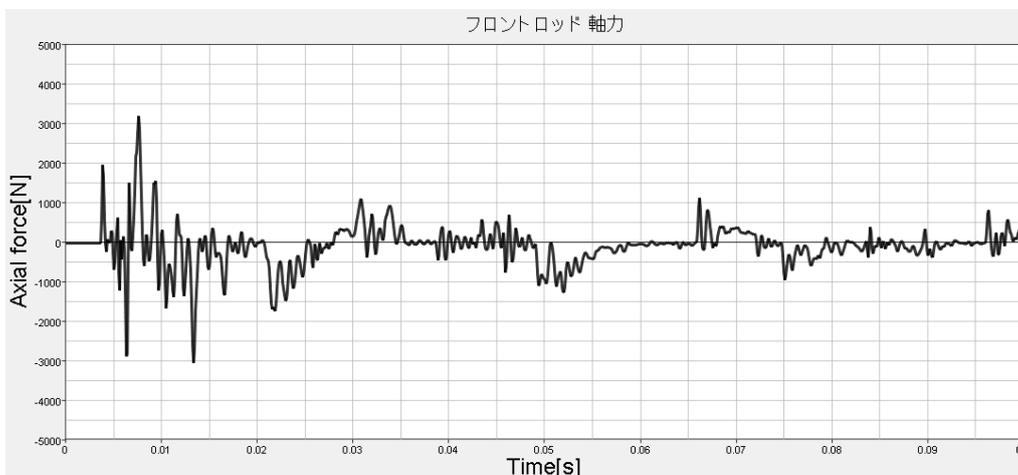


図 5.24 フロントロッド軸力 (解析結果)

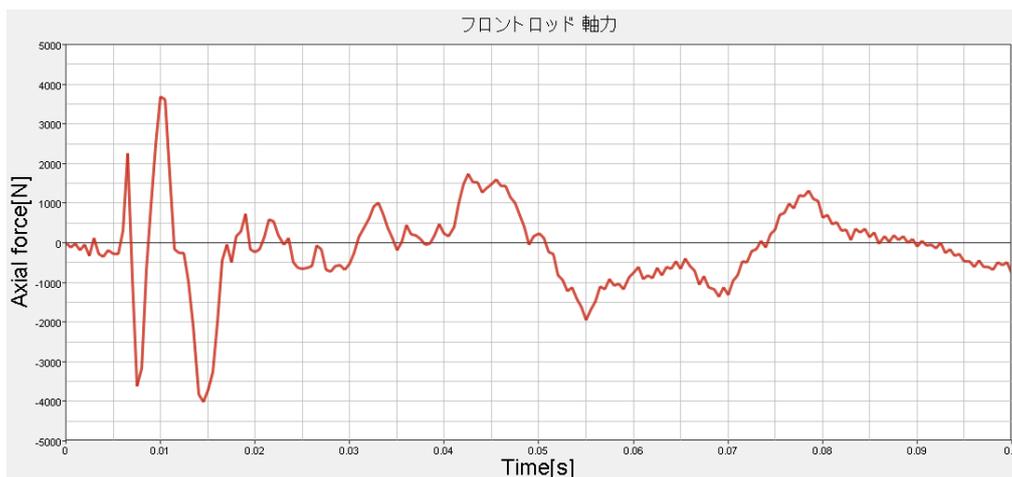


図 5.25 フロントロッド軸力 (B分岐器)

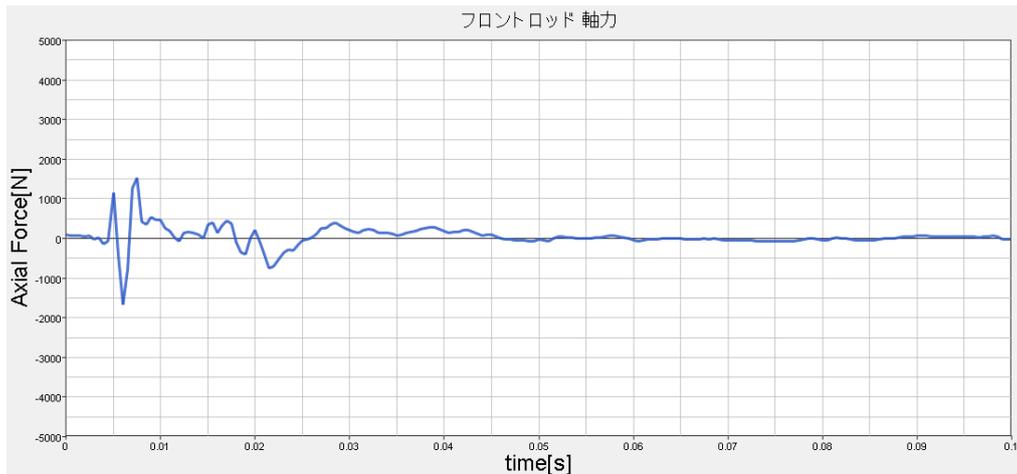


図 5.26 フロントロッド軸力 (A分岐器)

次に、周波数成分を確認するため FFT 解析を行った。解析結果を図 5.27 に、B 分岐器の実測結果を図 5.28 に、A 分岐器を図 5.29 に示す。解析結果は 100Hz 以下にピークが存在し、周波数が高くなるほど周波数成分が小さくなっていく。実測結果でも解析結果と同様に 100Hz 以下にピークが存在し、周波数が高くなるほど周波数成分が小さくなっていくことが確認できる。

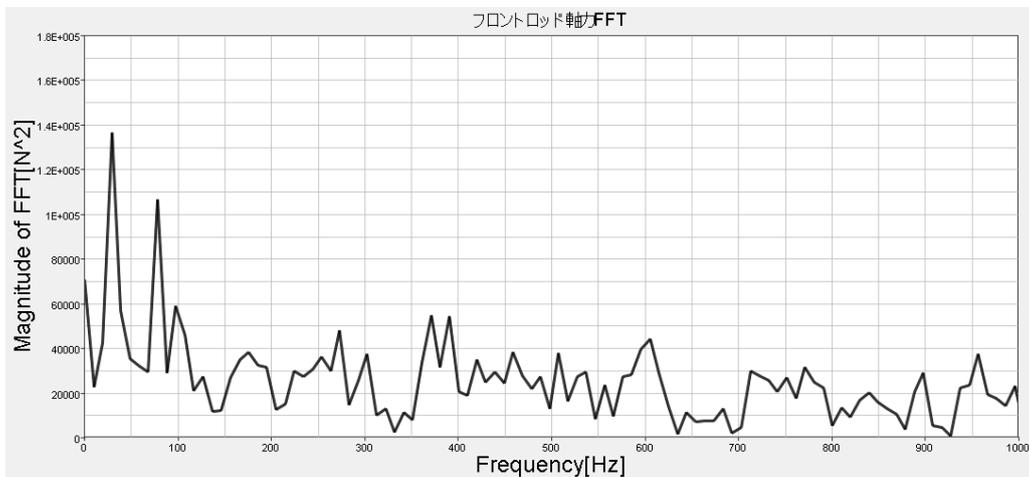


図 5.27 フロントロッド軸力 FFT 解析 (解析結果)

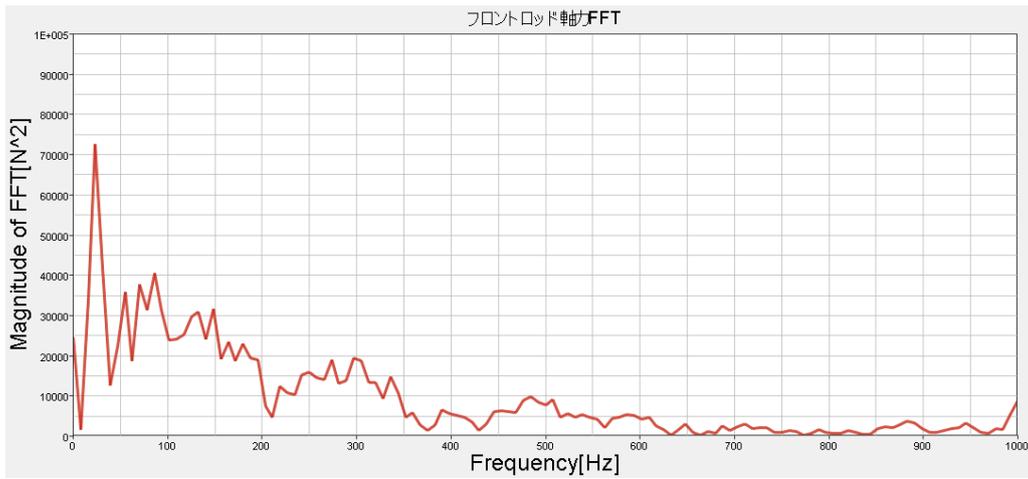


図 5.28 フロントロッド軸力 FFT 解析 (B 分岐器)

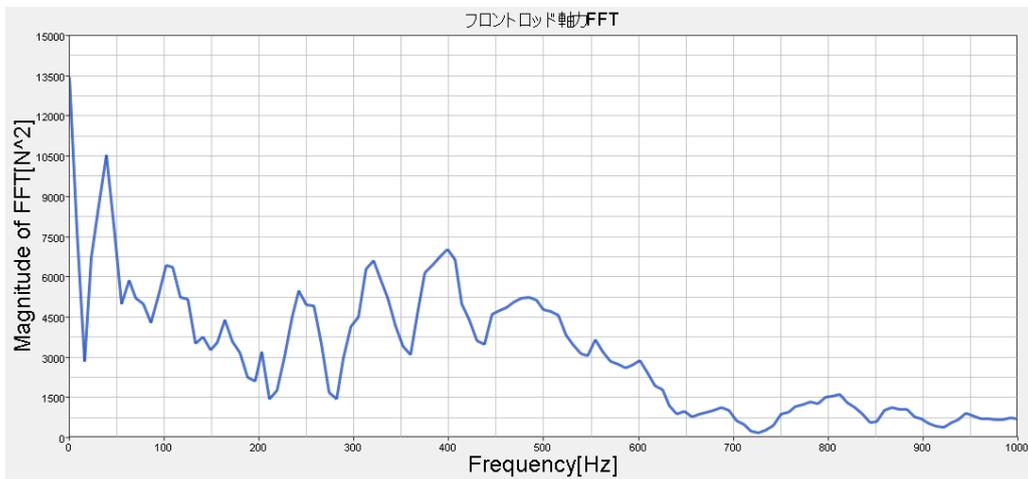


図 5.29 フロントロッド軸力 FFT 解析 (A 分岐器)

5.3.2 衝撃応答解析結果の考察

肘金部鉛直方向加速度波形もフロントロッド軸力波形も最大振幅については合致していると言える。また、肘金部鉛直方向加速度波形は減衰についても合致している。周波数成分の分布について、両波形ともに実測結果に近いものになることが分かった。よって、解析モデルの再現性は向上したと言える。

さらに、肘金部鉛直方向加速度の周波数成分のピークが実測結果において 200~300Hz, 650~800Hz 付近に存在し、解析結果においても 220Hz, 600Hz 付近に存在することから、分岐器の全体の固有振動数がそのあたりに存在し衝撃的な外力によって励起されたと考えられ、振動系としてのモデルの妥当性が示されたとも考えられる。

ただし、どちらの波形にも高周波成分がのっており、実測結果は十分に高い周波数まで計測していることを考慮すると、実際と異なる可能性が高いと考えられる。この原因としては、軸受-受け座間のばね要素の物性値が異なること、または軸受のラジアル隙間が大きいことその他に、モデリング対象分岐器のトングレール長さが異なることによる減衰の相違も考えられる。

また、現場調整状態によって影響されると考えられる衝撃荷重の大きさや周波数、軸受の摩耗状態については、解析結果が B 分岐器の実測結果とよく一致していることから、この分岐器におけるものに近いと考えられる。

5.4 各部モデリングの影響

本研究の最終目標は、様々な分岐器について応用可能な有限要素法解析モデルを構築し、各分岐器の最適なフロントロッド交換周期の提言を行うことである。したがって、様々な分岐器に対して解析モデルを応用することを考慮すると、モデリングは簡便である方が良い。

本節では、各部分についてのモデリング方針を検証するため、簡易なモデリングに変更もしくは削除して、変更前後での解析結果を比較する。

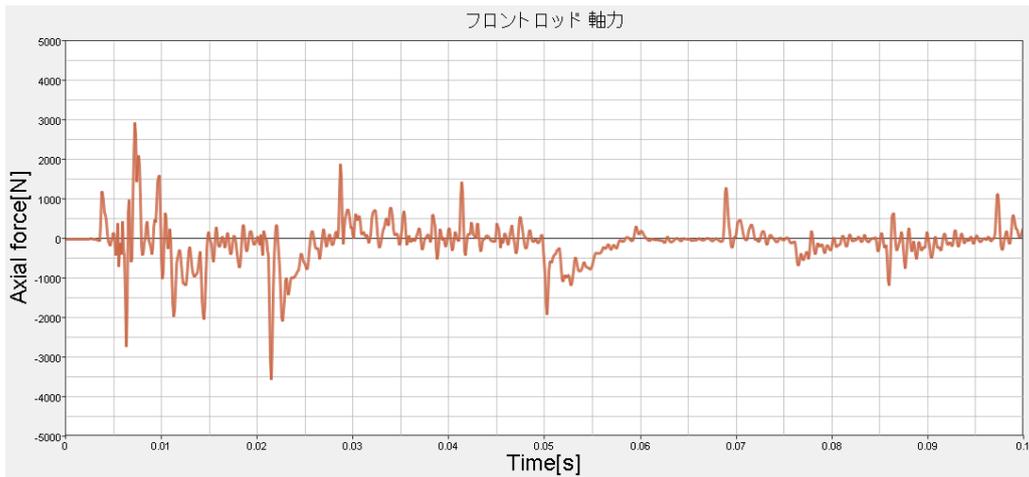


図 5.32 フロントロッド軸力（動作かん・接続かん代替要素モデル）

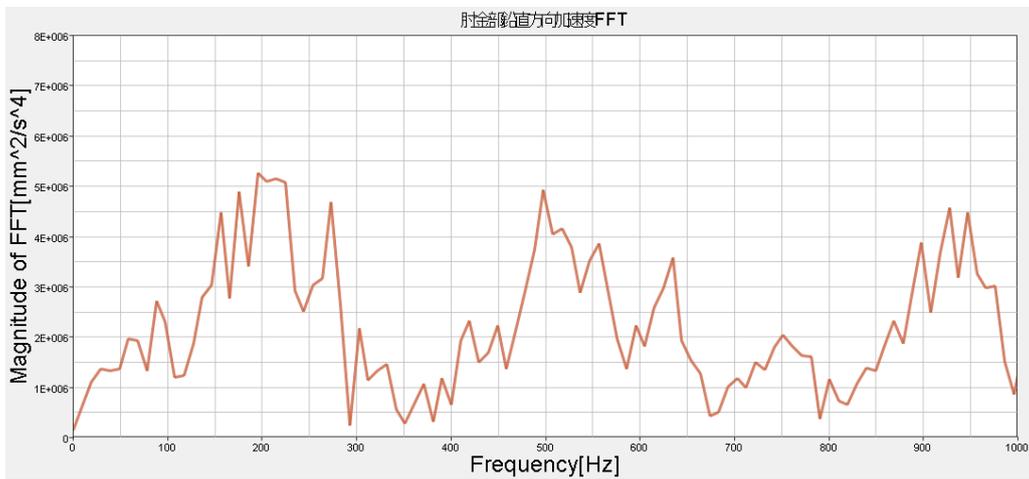


図 5.33 肘金部鉛直方向加速度 FFT 解析結果（動作かん・接続かん代替要素モデル）

5.4.2 スイッチアジャスタ押しつけ力

スイッチアジャスタの押しつけ力をかけていない状態を再現した．解析結果を

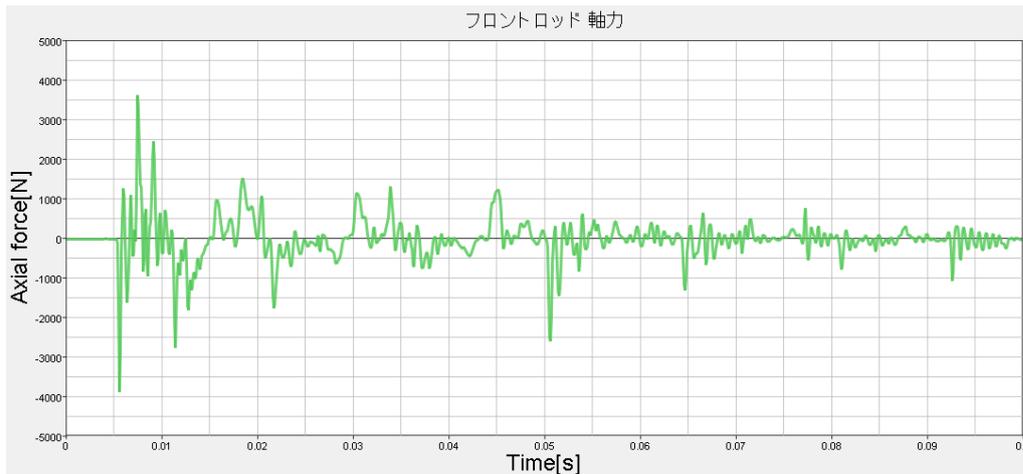


図 5.35 に示す。また、振動の周波数成分についても確認するため、肘金部鉛直方向加速度の FFT 解析結果を図 5.36 に示す。

3次元モデリングでの解析結果と比較すると、肘金部鉛直方向加速度波形は、最大振幅は小さくなるが減衰が小さくなる。また、フロントロッド軸力は振幅が大きくなる。周波数成分の分布は 100Hz でピークとなり、押しつけ力がある状態とは励起される振動の周波数が異なることが分かった。これには、トングレールの密着によって基本レールも振動することが影響していると考えられる。

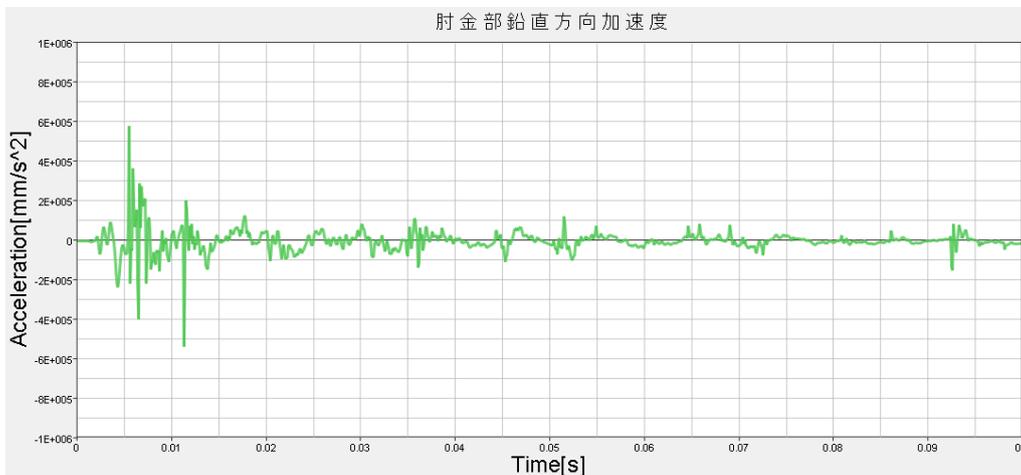


図 5.34 肘金部鉛直方向加速度 (押しつけ力変更モデル)

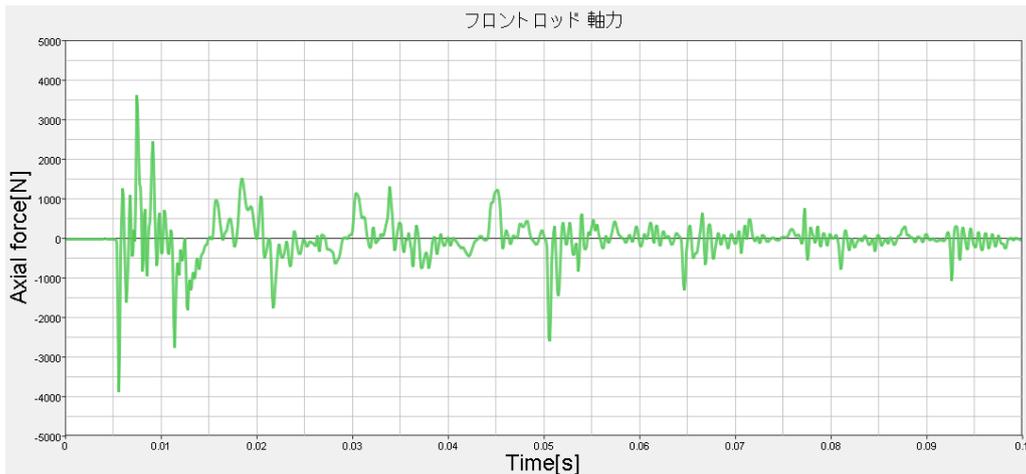


図 5.35 フロントロッド軸力（押しつけ力変更モデル）

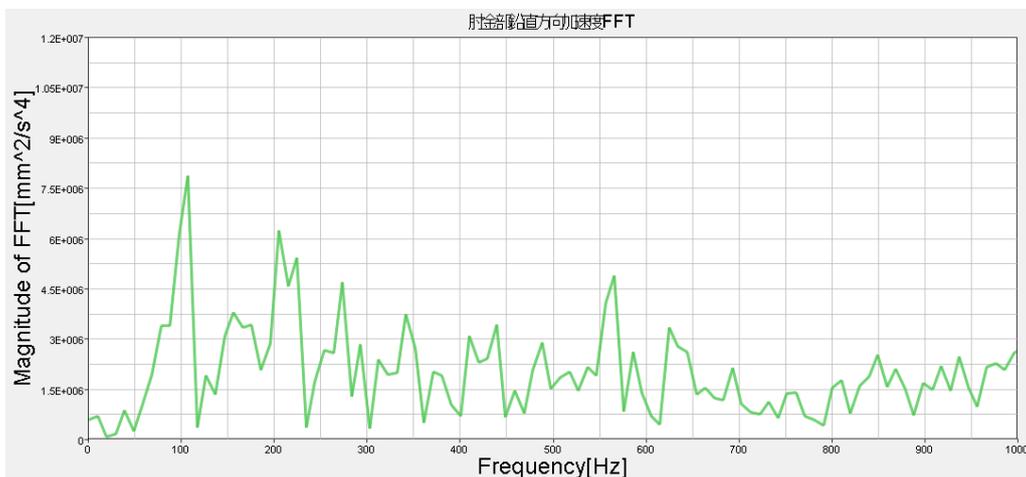


図 5.36 肘金部鉛直方向加速度 FFT 解析結果（押しつけ力変更モデル）

5.4.3 スイッチアジャスタ・動作かん

前節までの変更において解析結果が大きく変化しないことから、図 5.37 のようにスイッチアジャスタと動作かんを配置しないモデルを作成した。このモデルにおける解析結果を図 5.38、図 5.39 に示す。

肘金部鉛直方向加速度波形をモデリング変更前の解析結果と比較すると、最大振幅はほとんど変化せず、減衰は大きくなっている。減衰後の波形の変化は振動伝達経路の違いによるものではないかと考えられる。軸力波形は振動直後の振幅に変化が見られた。また、振動の様子から、トングレールがねじれて振動している。これは動作かんの押しつけ力が再現されていないためと考えられる。フロントロッド軸力の振動直後の振幅が変化していることとトングレールのねじれによる軸受のすべり速度が変化していることを考慮すると、軸受の摩耗についての解析においては異なる結果となることが考えられる。また、FFT 解析結

果において 100Hz で周波数成分のピークが存在することから、前節と同様に押しつけ力を付加しない場合はモデルの固有振動数が変化すると考えられる。

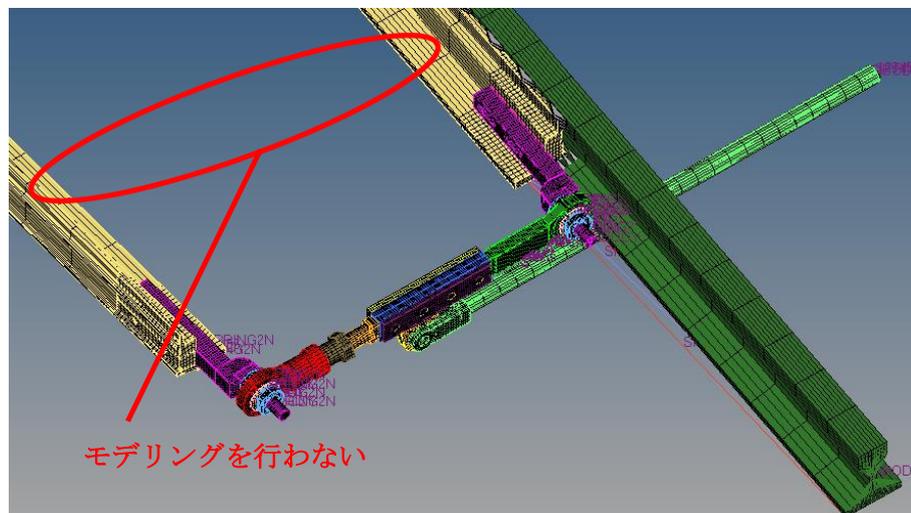


図 5.37 スイッチアジャスタ・動作かん変更後モデリング

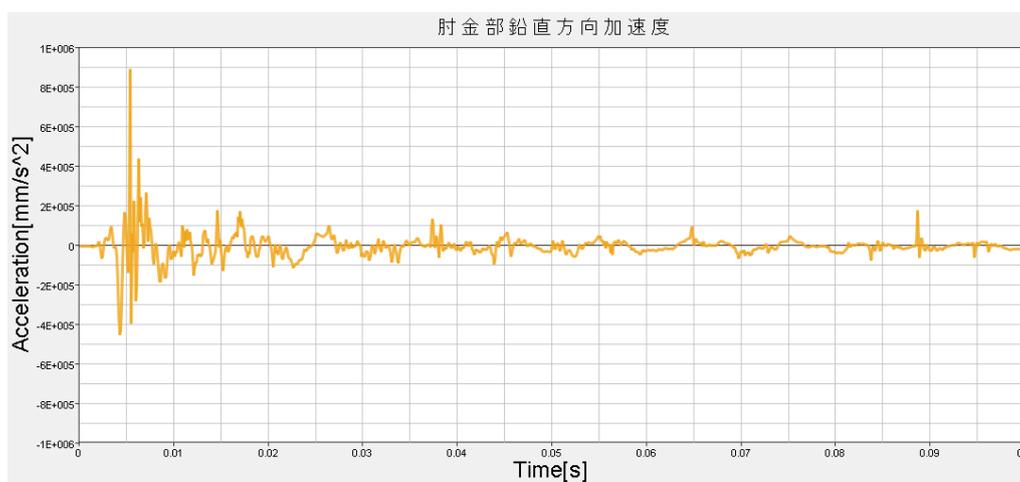


図 5.38 肘金部鉛直方向加速度 (スイッチアジャスタ・動作かん変更後モデリング)

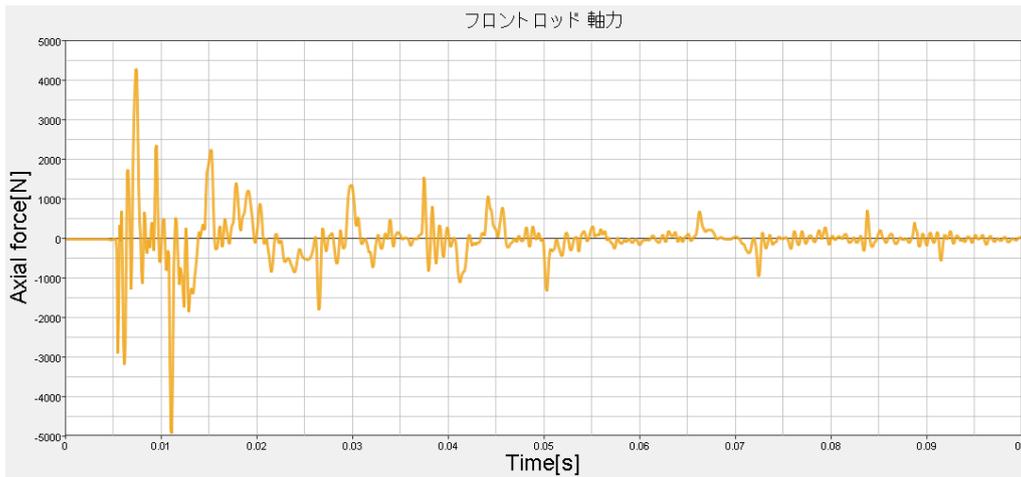


図 5.39 フロントロッド軸力 (スイッチアジャスタ・動作かん変更後モデリング)

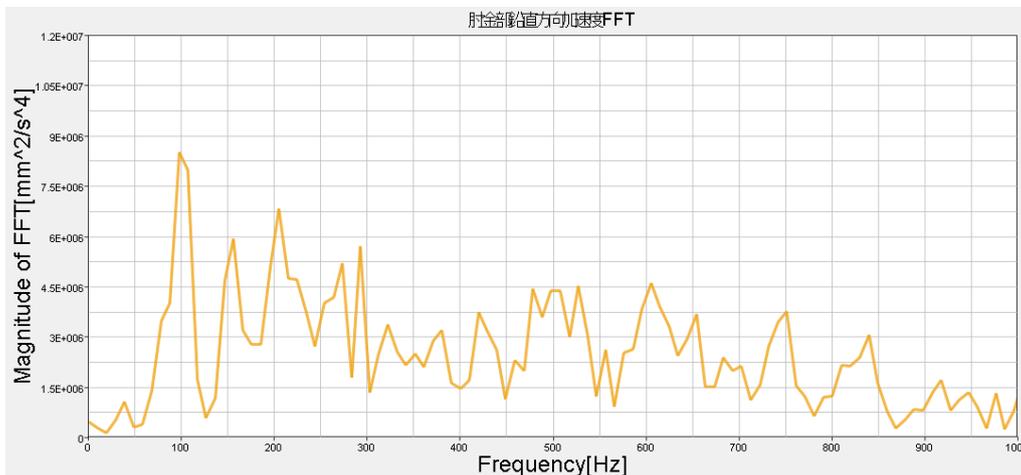


図 5.40 肘金部鉛直方向加速度 FFT 解析結果
(スイッチアジャスタ・動作かん変更後モデリング)

5.4.4 基本レール

基本レールのモデリングを，図 5.41 のようにトングレールが基本レールを押し込む方向に変位するときのみ反力を発生するばね要素に変更した．解析結果を図 5.42，図 5.43 に示す．ばねの物性値は先行研究 [3]を参考にした．

3次元モデリングでの解析結果と比較すると，肘金部鉛直方向加速度の最大振幅はほとんど変化しないが，減衰が大きくなり 0.02 秒後はほとんど振動しなくなった．また，フロントロッド軸力波形は 0.02 秒以降圧縮方向の振幅が小さくなり，引張り方向の振幅が大きくなる．これは，トングレールの基本レールを押し込む方向の変位量が大きいため，接続かんによってフロントロッドが軌道内外方向内側に押されるため，フロントロッド軸力が引張り方向に生じると考えられる．このことから，トングレールの基本レールとの接触を再現したばね要素が実際と異なる可能性もあるが，接続かん拘束のばね要素のガタの再現が異な

ることも考えられる。また、FFT 解析結果において 100Hz で周波数成分のピークが存在しており、モデルの固有振動数が変化していると考えられる。

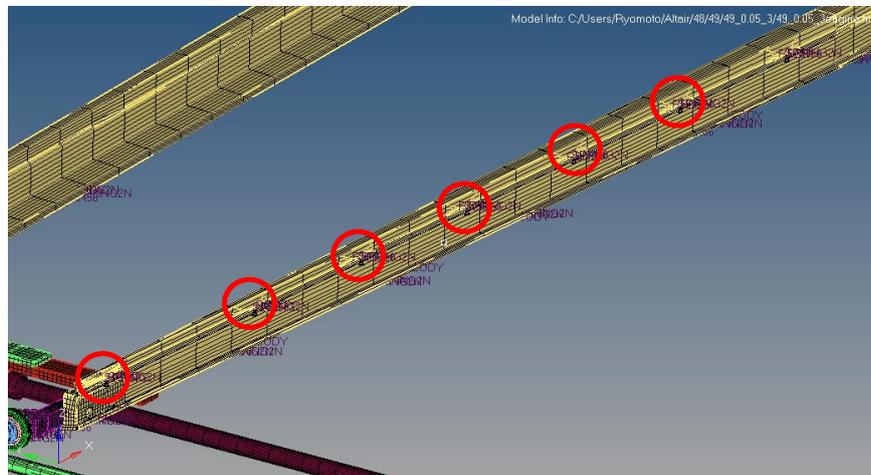


図 5.41 基本レール代替要素モデリング

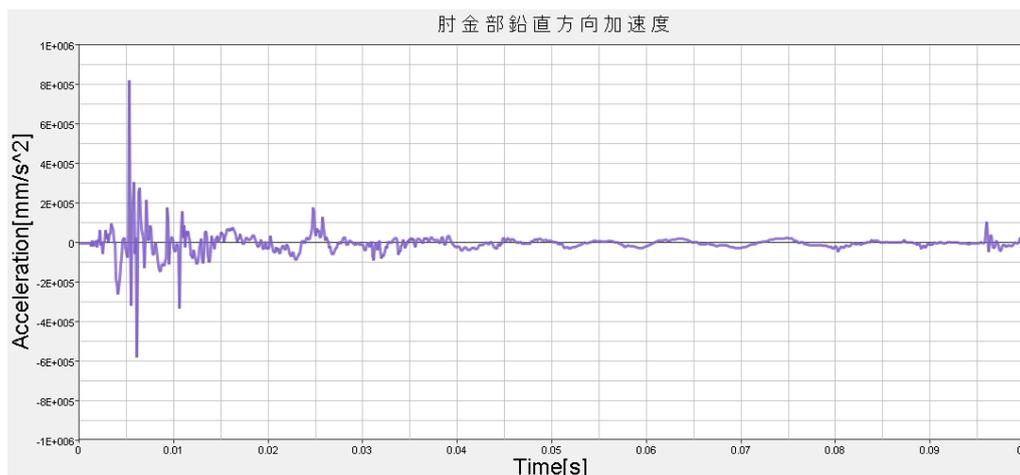


図 5.42 肘金部鉛直方向加速度 (基本レール代替要素モデル)

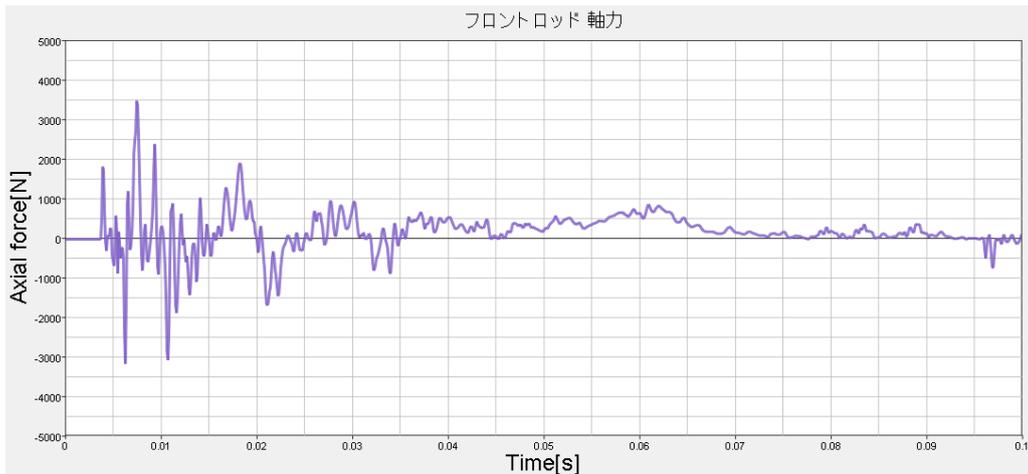


図 5.43 フロントロッド軸力（基本レール代替要素モデル）

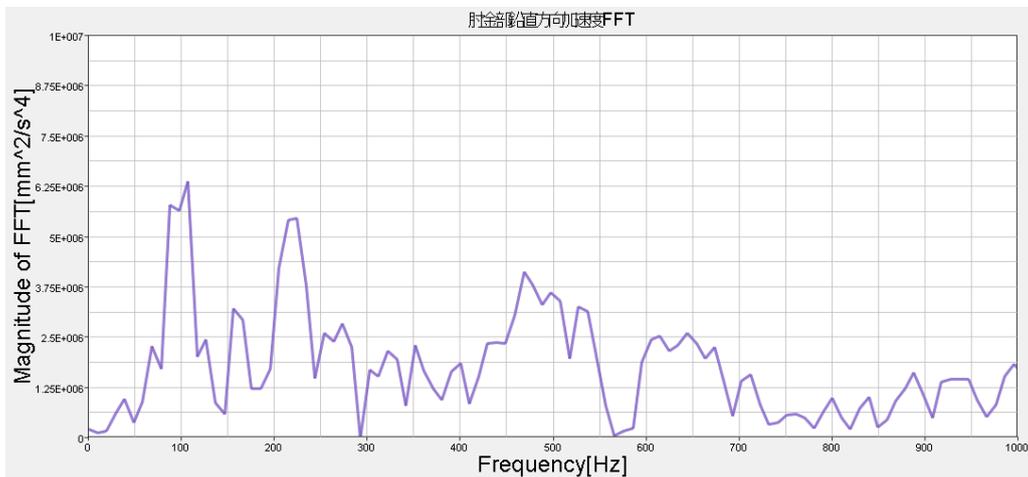


図 5.44 肘金部鉛直方向加速度 FFT 解析結果（基本レール代替要素モデル）

5.4.5 各部モデリングの考察

3次元モデリングでの解析結果と比較すると変化が見られたが、肘金部鉛直方向加速度は大きく変化せず、フロントロッド軸力において主に最大振幅が生じた後の波形が変化した。これは、肘金部の振動は主にトンダレールの鉛直方向拘束条件に影響を受けるのに対して、フロントロッド軸力は軌道内外方向の条件に影響を受けるためだと考えられる。例えば、接続かんのガタの再現は、3次元モデリングではトンダレールの変位量が小さいためにほとんど影響せず、代替要素ではトンダレールの変位量が大きいために波形に影響を与えることが分かった。また、C分岐器の実測のフロントロッド軸力波形が引張り方向に生じることも考慮すると、分岐器によっては接続かんの拘束状態が異なることでフロントロッド軸力波形が変化するのではないかと推測できる。さらに、振動波形は大きく変化しない一方で、振動の周波数成分のピークが変化した。このことから、分岐器モデルを振動系として捉えた

場合、3次元モデリングで再現したモデルと代替要素を用いたモデルでは異なる振動系のモデルになっていると考えられる。ただし、これが軸受摩擦の把握へ及ぼす影響は、フロントロッド軸力波形の変化ほど大きくはないと考えられる。

以上から、代替要素を用いた軸力波形の再現性には、各代替要素の物性値以外にも、電気転てつ機の押しつけ力、スイッチアジャスタと動作かんの非接触状態といった接触箇所が影響すると考えられ、それら考慮できれば代替要素を用いる応用性の高い分岐器モデルを構築できることが確認できた。

5.5 考察

モーダル解析から実測結果に対応した低次の振動モードが見られた。また、衝撃応答解析結果から、肘金部鉛直方向加速度波形、およびフロントロッド軸力波形の再現性の向上が見られた。さらに、肘金部鉛直方向加速度の周波数成分のピークが実測結果とよく一致している。解析モデルでのトングレール長さと実測した分岐器のトングレール長さは異なるが、実測波形データから、大きく影響しないことが分かっている。これらから、解析モデルの再現性が向上したと言えるので、このモデルを用いて軸受の摩擦について解析を行うこととする。

ただし、どちらの解析結果においても高周波がのっていることは実際と異なる可能性が高いことからモデルの再現性向上のために考慮すべき事項と考えられる。前節において、これについて考えられる3つの原因を述べたが、いずれも1つつでは大きな影響があるとは考えらず、3つ全て改良したモデルで解析を行うのが良いと考えられる。

また、肘金部鉛直方向の周波数成分に着目すると、1kHzで衝撃入力を行った解析結果、A分岐器・B分岐器の実測結果いずれでも1kHz以下の周波数成分の分布が近いものになり、先行研究[3]において衝撃入力を1kHzから2kHzに変化させても波形や周波数成分の分布に影響がなかった。これらから、入力周波数が少なくとも約400Hz以上、おそらくは1kHzかそれ以上に大きく、それ以下の周波数では振動系の固有振動数にあたる周波数で振動が励起されていると考えられる。そして、B分岐器は解析結果と同様に1kHz付近での周波数成分大きくなるのに対してA分岐器は小さくなっており、B分岐器の入力周波数は解析結果に近い1kHz付近で、A分岐器の入力周波数はそれより高い周波数であると推測できる。

各部の簡易モデリングについて、今回は軸受摩擦を検証できるモデルの妥当性についての基準がなく、解析モデルも妥当性がとれたと判断できていないため、モデリング変更前後による比較にとどめることとし、簡易モデリングによる軸受摩擦への影響は確認しない。しかし、簡易モデリングの解析結果が3次元モデルと異なる理由の多くは動作かんの押しつけ力や周辺転てつ装置との拘束、接触の再現性の差であると考えられるため、妥当性のある

3次元モデルを作成後に、各部品について合わせこむことで軸受摩耗の解析に直接影響しない部品については代替要素で再現した応用性のあるモデルを作成できると考えられる。

第6章 軸受摩耗について

6.1 緒言

衝撃振動によって軸受が摩耗すると考えられているが、実際に実線で使用されている分岐器の軸受について面圧、すべり速度などは測定されておらず、摩耗進行について解明されていない。

本章では前章で述べた衝撃応答解析結果を用いて軸受の摩耗進行について考察する。

6.2 解析結果

本節では、まず、左側軸受の軌道内外方向面圧と軸受摩耗に影響するとされるフロントロッド軸力との関係を確認する。次に、左側軸受の表面 4 点での衝撃応答解析から時刻歴の接触面圧 P 、およびすべり速度 V 、およびそれらの積を求め、衝撃入力から入力後 0.1 秒までの累積 PV 値を求める。これは、左側軸受付近の振動波形が実測と比較でき、反対側の振動より再現性がとれていると考えられ、さらに、左側軸受の方が振動入力箇所近く摩耗量が大きいと考えられるからである。最後に、右側の軸受についても 4 点の PV 値を算出して、右側軸受と比較する。

本節では、軸受の接触面圧 P 、およびすべり速度 V を計測する箇所は図 6.1 に示す軸受球面上の軌道内外方向、鉛直上下方向の 4 点である。左右方向はトングレール後端部から見た左右方向で定義する。

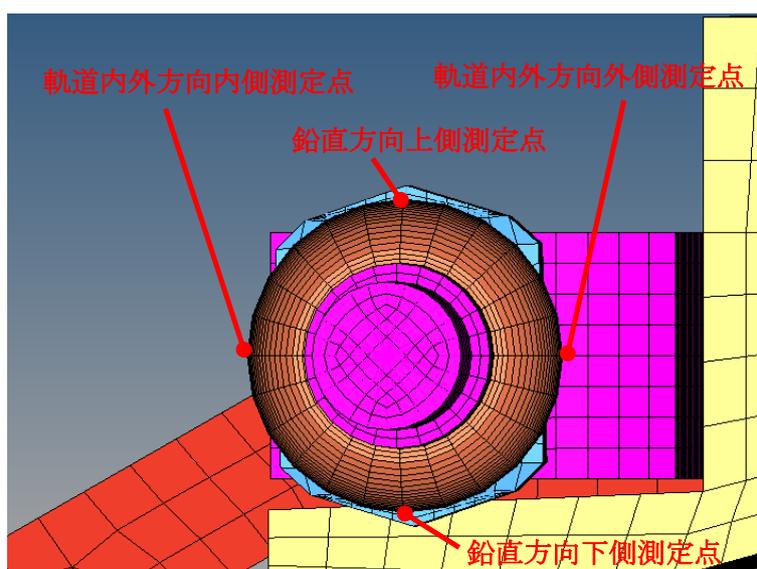


図 6.1 軸受面圧・すべり速度計測箇所

6.2.1 フロントロッド軸力との比較

フロントロッドの軸受摩耗に影響すると考えられているフロントロッド軸力を、軸受の面圧変化と比較する。右側軸受の軌道内外方向外側の面圧変化を図 6.2 に、引張り方向のみのフロントロッド軸力変化を図 6.3 に示す。

これより、軸受の軌道内外方向外側の点での面圧発生時刻はフロントロッド軸力が引張りとなる時刻であることが分かる。また、その大きさの変化も一致していることが分かる。よって、この結果から、フロントロッド位置不備につながるフロントロッド軸方向の軸受摩

耗に対してフロントロッド軸力が影響することが裏付けられたと言える。しかし、フロントロッド軸力が引張り方向となる時刻全てで軸受の軌道内外方向外側の面圧が生じる時刻と一致するわけではない。

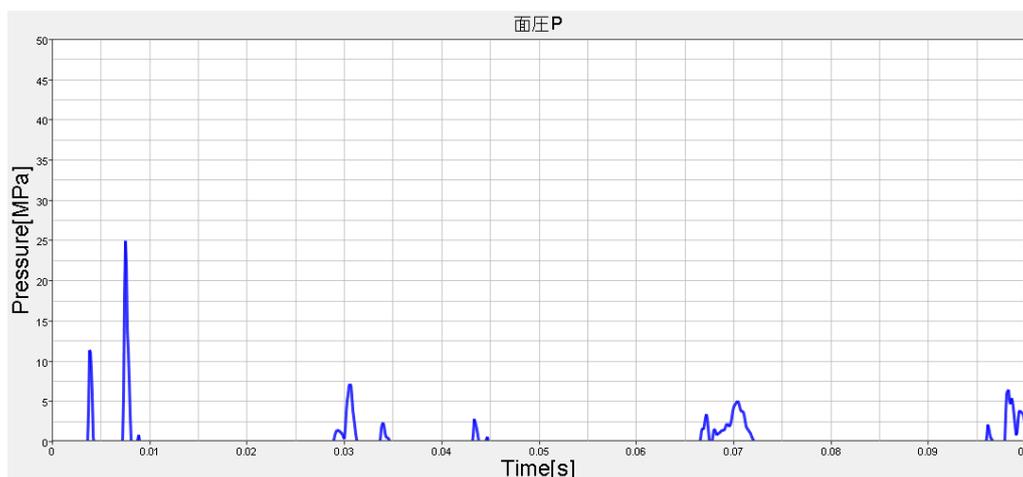


図 6.2 面圧 (左側軸受軌道内外方向外側)

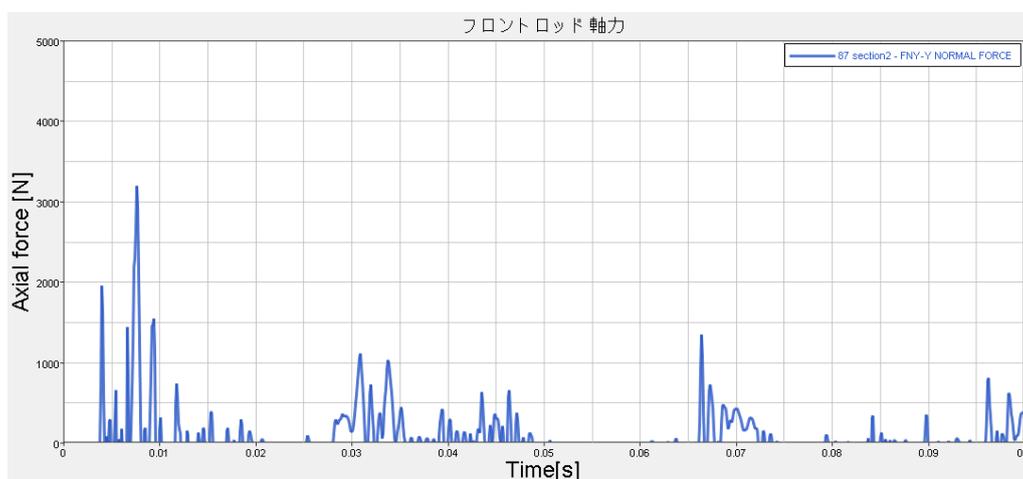


図 6.3 フロントロッド軸力 (引張り方向)

6.2.2 左側軸受の箇所毎の比較

次節以降で、各点の衝撃入力による面圧、すべり速度、PV 値の時刻歴変化を示し、最後に累積 PV 値を比較する。この結果から各方向での振動後の摩耗進行について確認できる。

6.2.2.1 軌道内外方向外側測定点

軌道内外方向外側測定点での面圧を図 6.4 に、すべり速度を図 6.5 に示す。また、それらから算出した PV 値を図 6.6 に示す。面圧、すべり速度ともに 0.0075 秒付近でそれぞれ最大値 25MPa、270mm/s をとる。面圧は、0.01 秒後の振動減衰後も発生する。また、PV 値は 0.075 秒付近で 4300MPa・mm/s を取り、特に大きな値になっている。このことから、軸受外側では、特に衝撃振動直後に摩耗が進行することが考えられる。

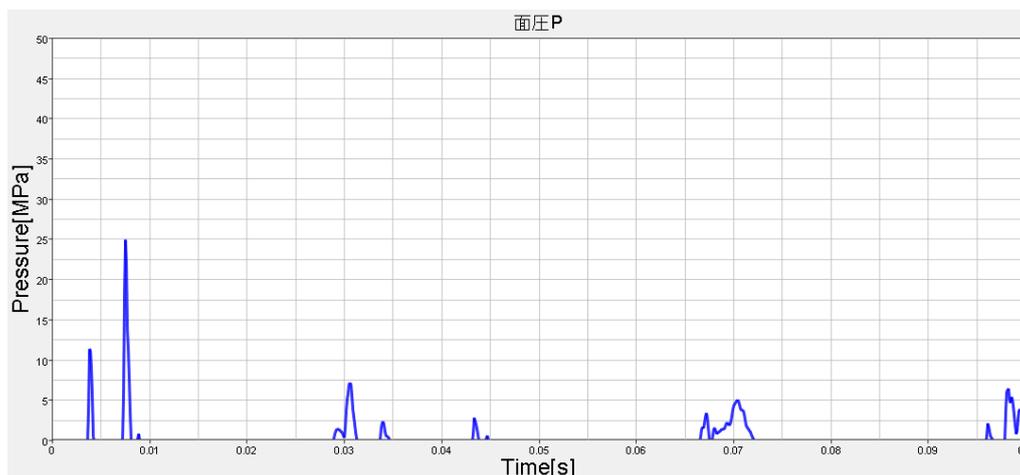


図 6.4 面圧 (左側軸受軌道内外方向外側)



図 6.5 すべり速度 (左側軸受軌道内外方向外側)

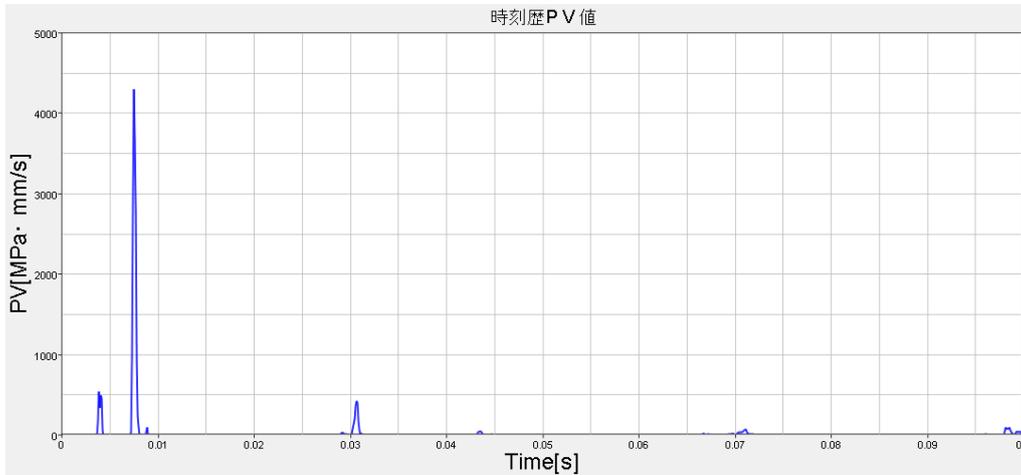


図 6.6 PV 値（左側軸受軌道内外方向外側）

6.2.2.2 軌道内外方向内側測定点

軌道内外方向上側測定点での面圧を図 6.7 に、すべり速度を図 6.8 に示す．また、それらから算出した PV 値を図 6.9 に示す．

面圧は 0.013 秒付近で最大値を取る．ただし、その値は 12.4MPa で軌道内外方向外側の面圧最大値に比べると小さい．また、振動減衰後も発生しており、最大値と大差ない値である．一方で、すべり速度は 0.01 秒までで最大値 230mm/s を取り、その後減衰する．軌道内外方向外側のすべり速度最大値に比べると少し小さい程度で、波形は近いものになっている．また、PV 値は 0.013 秒付近で最大値 1400MPa・mm/s であるが、他の時間でも 700MPa・mm/s 程度になる．このことから、軸受内側では衝撃振動による振動の減衰後も摩耗が進行することが考えられる．

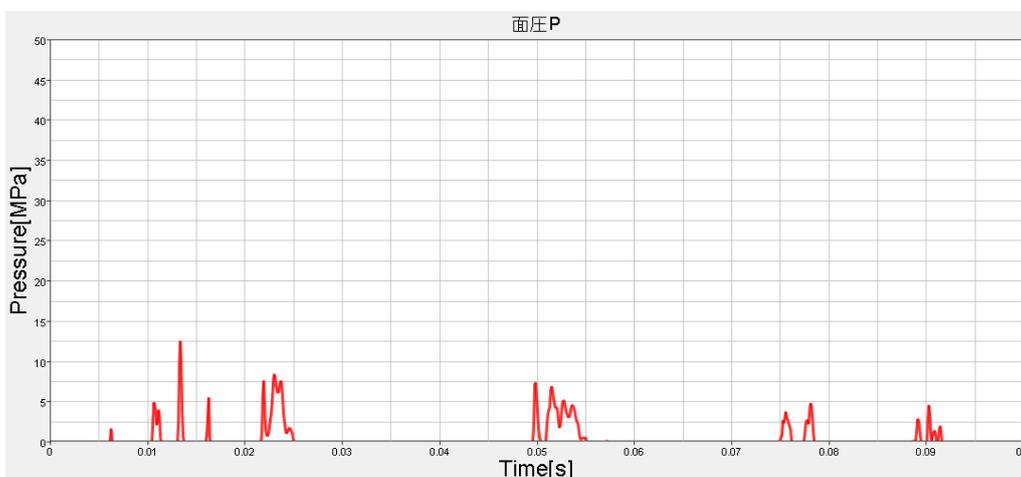


図 6.7 面圧（左側軸受軌道内外方向内側）

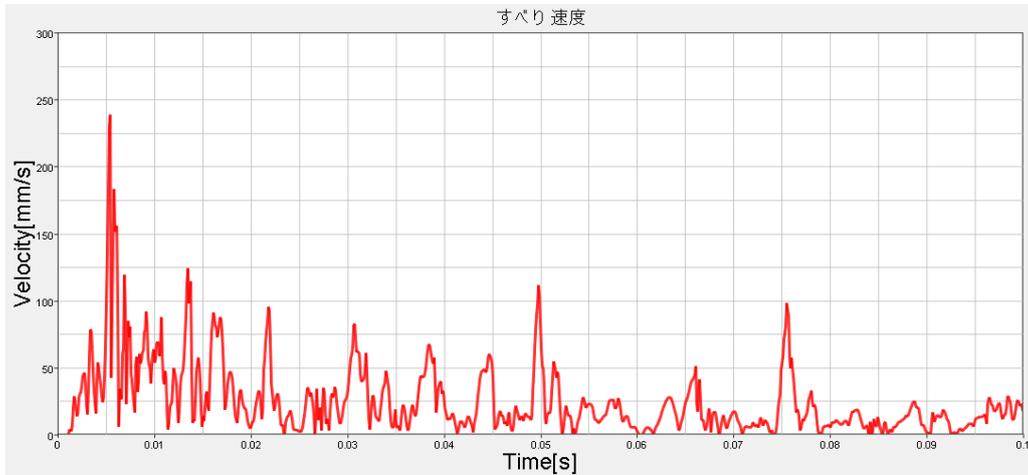


図 6.8 すべり速度 (左側軸受軌道内外方向内側)

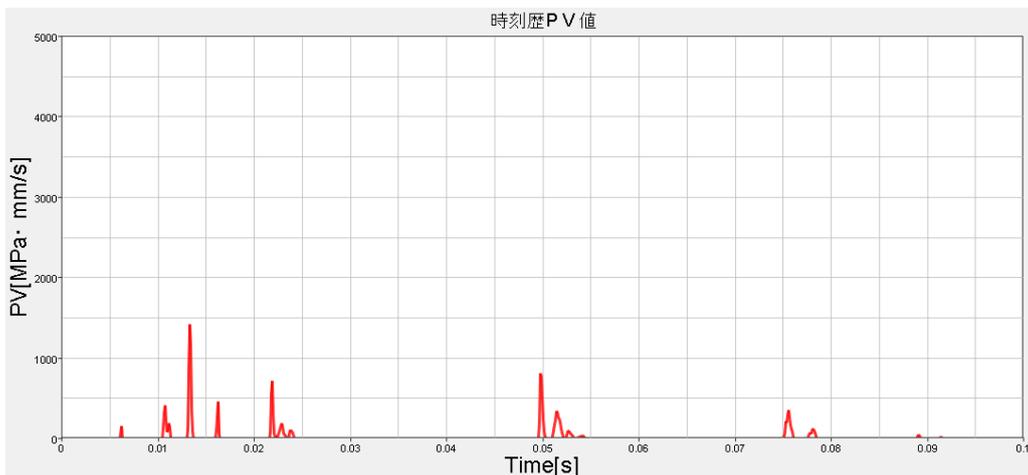


図 6.9 PV 値 (左側軸受軌道内外方向内側)

6.2.2.3 鉛直方向上側測定点

軌道内外方向上側測定点での面圧を図 6.10 に、すべり速度を図 6.11 に示す。また、それらから算出した PV 値を図 6.12 に示す。

面圧、すべり速度ともに 0.01 秒までで最大値を取り、面圧は発生している時間は短いが振動減衰後も発生する。ただし、面圧最大値 9MPa で軌道内外方向外側の面圧最大値に比べると小さい。また、PV 値は 0.07 秒付近で最大値をとるが、その最大値は 450 MPa・mm/s 程度で軌道内外方向外側の最大値に比べると小さい。これらから、軸受上側では衝撃振動による振動中に摩耗が進行するが、軌道内外方向に比べると摩耗量は小さいと考えられる。

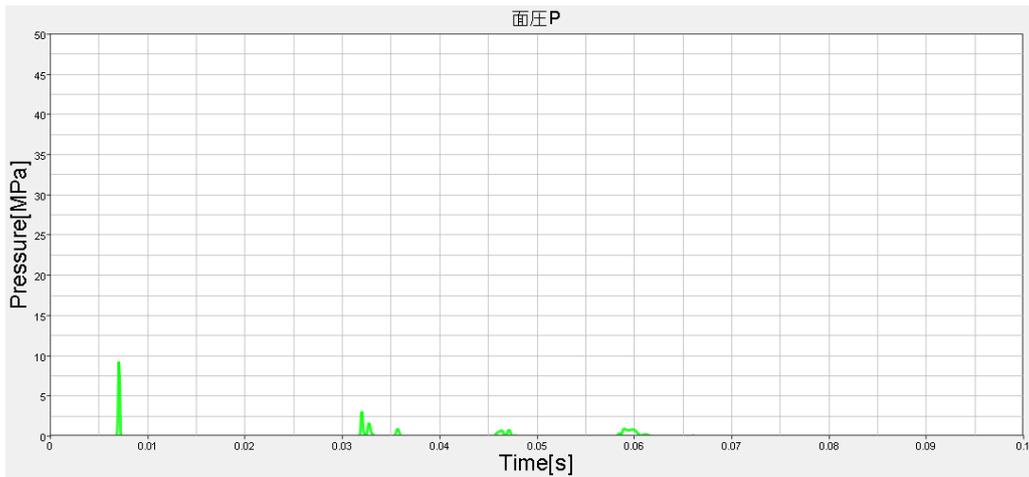


図 6.10 面圧 (左側軸受鉛直方向上側)

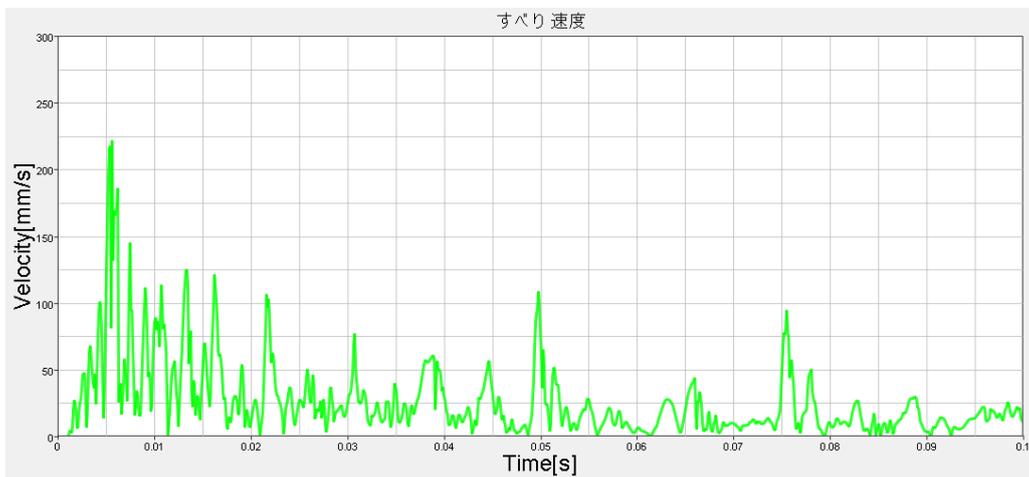


図 6.11 すべり速度 (左側軸受鉛直方向上側)

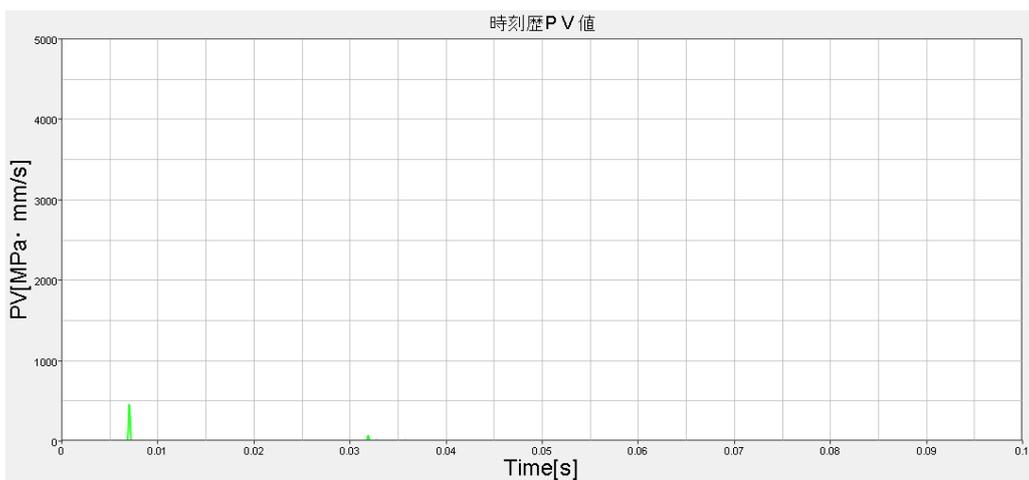


図 6.12 PV 値 (左側軸受鉛直方向上側)

6.2.2.4 鉛直方向下側測定点

軌道内外方向下側測定点での面圧を図 6.13 に、すべり速度を図 6.14 に示す。また、それらから算出した PV 値を図 6.15 に示す。

面圧、すべり速度ともに 0.01 秒までで最大値 48MPa を取り、軌道内外方向外側の面圧最大値に比べて大きい。面圧は発生している時間は短く、振動減衰後は発生しない。PV 値の最大値は 0.055 秒付近で 1250MPa・mm/s で、軌道内外方向外側の PV 値最大値に比べて小さい。これらから、軸受下側では振動直後に摩耗が進行するが、軸受外側に比べると摩耗量は小さいと考えられる。

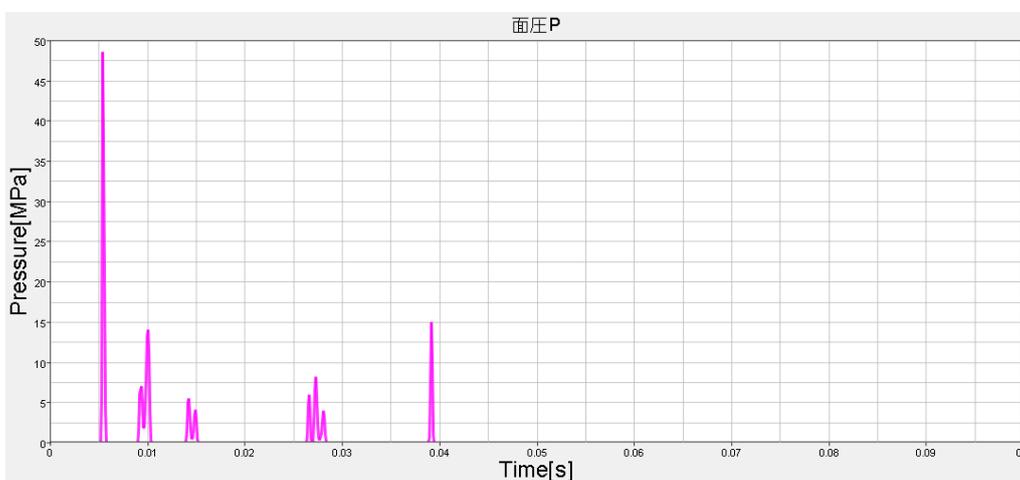


図 6.13 面圧 (左側軸受鉛直方向下側)

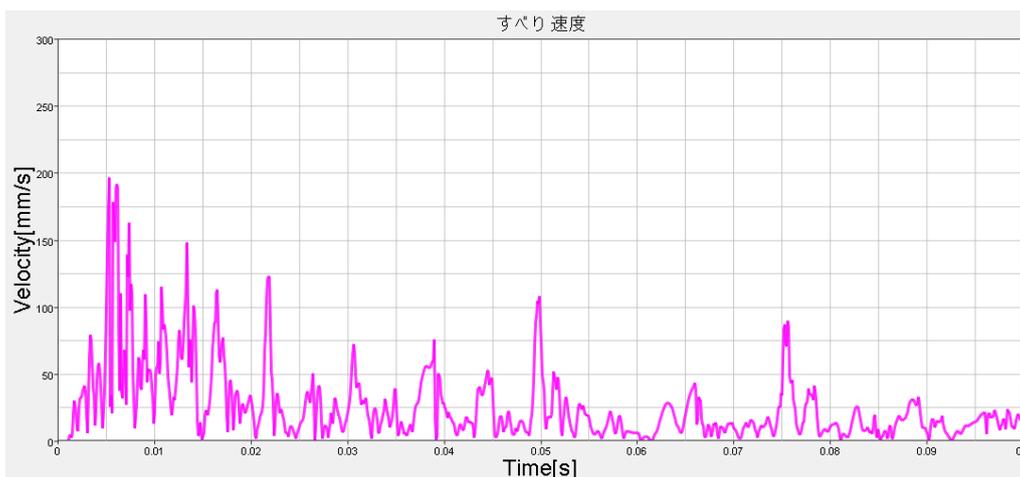


図 6.14 すべり速度 (左側軸受鉛直方向下側)

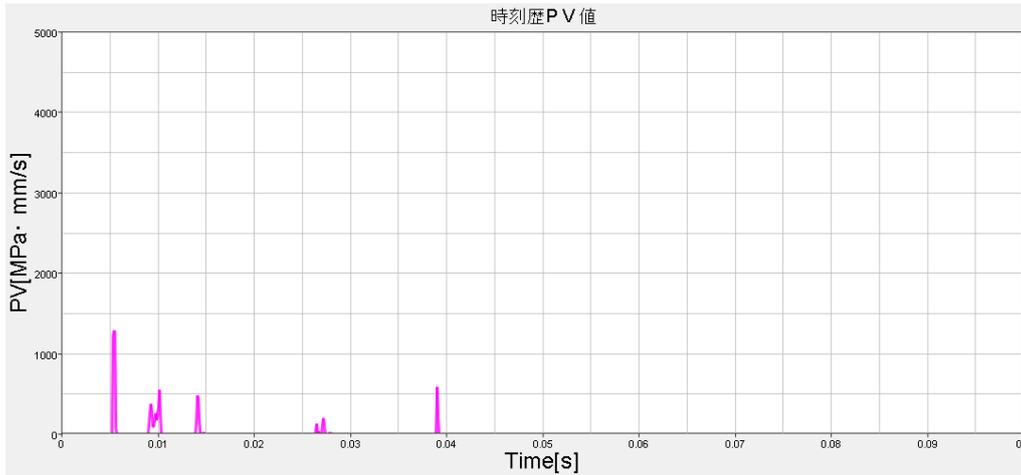


図 6.15 PV 値 (左側軸受鉛直方向下側)

6.2.2.5 各箇所の累積 PV 値の比較

フロントロッド接続部左側の軸受について前節で説明した 4 点について，振動衝撃入力後から 0.1 秒後までの累積 PV 値を比較したものを表 6.1 に示す。

表 6.1 左側軸受各測定点での累積 PV 値

	軌道内外方向 外側	軌道内外方向 内側	鉛直方向 上側	鉛直方向 下側
衝撃入力後 累積 PV 値	11.71 MPa・mm/s・s	1.89 MPa・mm/s・s	1.56 MPa・mm/s・s	1.03 MPa・mm/s・s

軌道内外方向外側の累積 PV 値が特に大きく，衝撃振動によって軌道内外方向外側の箇所が最も摩耗すると考えられる。また，軌道内外方向内側の累積 PV 値は外側に比べて小さく，フロントロッド軸方向でも差が生じることが確認できる。

6.2.2.6 考察

解析において計測した 4 点では、左側軸受の軌道内外方向外側の PV 値が特に大きな値になり、最も摩耗が進行すると考えられる。また、面圧については、鉛直方向下側が最も大きな値をとるが、これは、衝撃振動入力の前方向が最も大きいことによると考えられる。鉛直方向の面圧は 0.06 秒後以降には生じないのに対して、軌道内外方向の面圧は 0.06 秒以降も生じているが、これは軸受付近での鉛直方向振動は早く減衰すること、フロントロッド軸力波形は振動し続けることと関係していることが考えられる。すべり速度は、各点においてほとんど同じ値になっている、これは面接触している球面軸受としては当然の結果である。ただし、すべり速度は、軸受ピロボールの肘金部ボルトまわりの回転運動によって生じる以外にもハウジング内のピロボールの並進運動によっても生じるため、解析を行ったモデルより摩耗した状態だと異なる結果になると考えられる。

6.2.3 右側軸受との比較

フロントロッド接続部右側の軸受について衝撃振動による PV 値の時刻歴変化を、軌道内外方向外側について図 6.16 に、軌道内外方向内側について図 6.17 に、鉛直方向上側について図 6.18 に、鉛直方向下側について図 6.19 に示す。また、振動衝撃入力後から 0.1 秒後までの累積 PV 値を比較したものを表 6.2 に示す。

鉛直方向下側の時刻歴での PV 値は最大値で 1700MPa・mm/s で左側軸受より大きくなっている。累積 PV 値は右側に比べて各方向で小さくなっている。

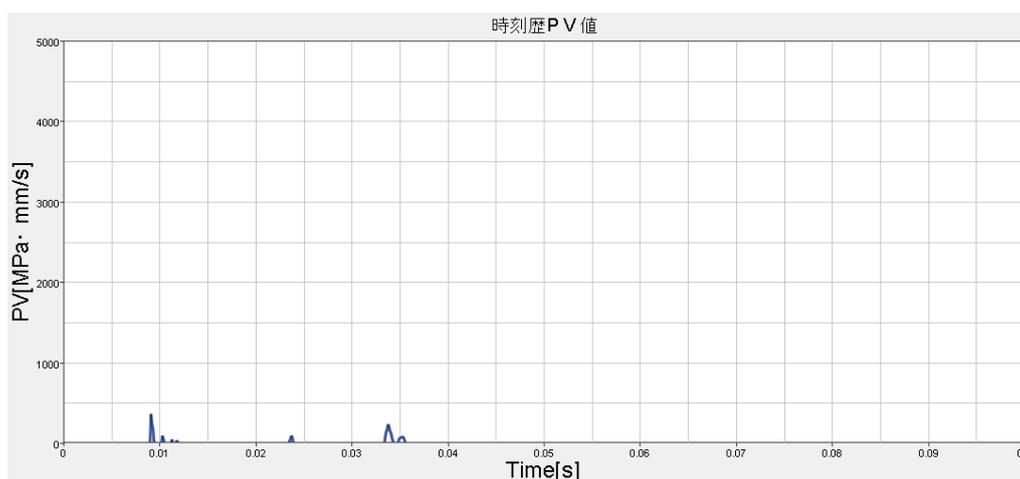


図 6.16 PV 値 (右側軸受軌道内外方向外側)

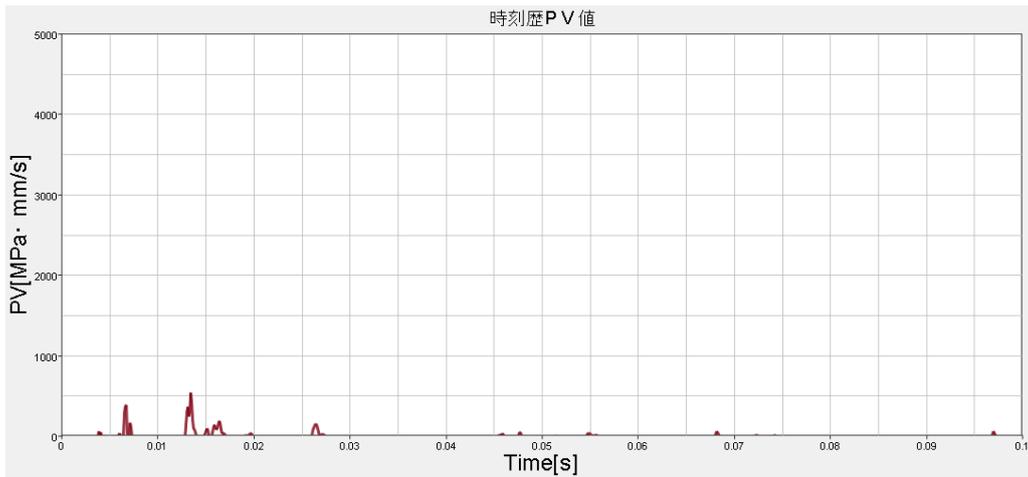


図 6.17 PV 値 (右側軸受軌道内外方向内側)

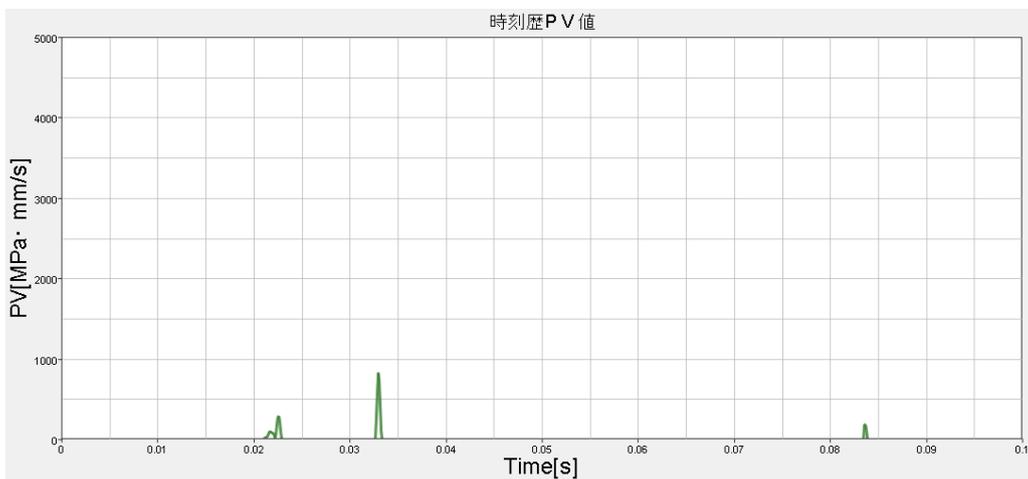


図 6.18 PV 値 (右側軸受鉛直方向上側)

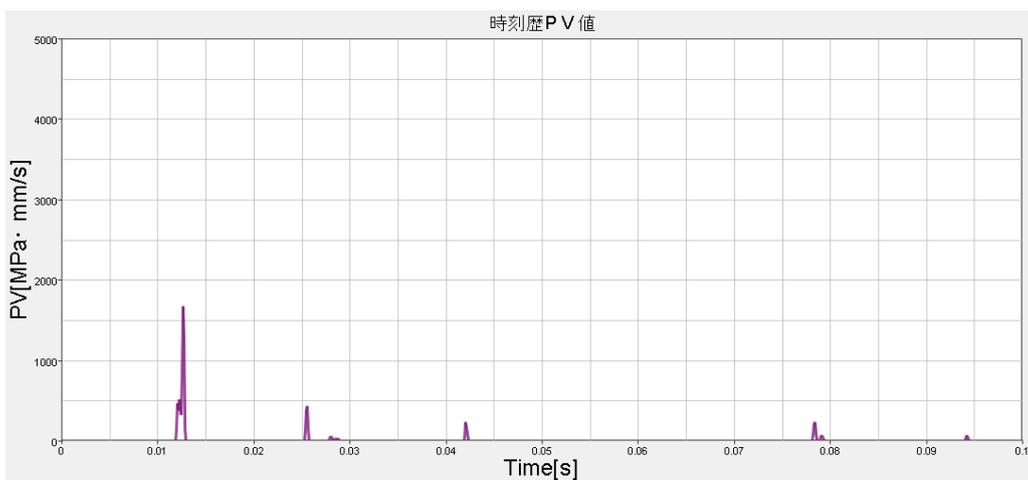


図 6.19 PV 値 (右側軸受鉛直方向下側)

表 6.2 右側軸受各測定点での累積 PV 値

	軌道内外方向 外側	軌道内外方向 内側	鉛直方向 上側	鉛直方向 下側
衝撃入力後 累積 PV 値	0.36 MPa・mm/s・s	0.95 MPa・mm/s・s	0.58 MPa・mm/s・s	0.58 MPa・mm/s・s

6.3 考察

衝撃応答解析での軸受の面圧とすべり速度から PV 値を算出して、軸受の摩耗について定性的に比較できることを確認した。また、車輪のトンダレール後端継ぎ目通過時の衝撃振動によってフロントロッド接続部の左側の軸受が右側よりも摩耗することが確認できた。右側軸受の PV 値が左側軸受より小さくなった理由としては、衝撃振動入力箇所から右側軸受との距離が左側軸受との距離より遠いため、振動が減衰することや右側トンダレールの方が基本レールに密着しておらず拘束が弱い状態であることが考えられる。また、解析においては定位でのトンダレール位置、背向通過での衝撃を仮定しているが、この状態が最もトンダレール先端への衝撃が強いと考えられる。以上から、フロントロッド接続部軸受の摩耗については主として左側を評価すればよいと考えられる。

さらに、各点での解析結果の比較から、PV 値は左側軸受の軌道内外方向外側が特に大きくなることが分かった。したがって、軸受の最も摩耗する箇所は、フロントロッド位置不備に影響する方向であり、フロントロッド位置不備につながる摩耗を把握するためにフロントロッド軸力が重要であることが裏付けられた。

しかしながら、軸受寿命については、軸受カタログにおける許容面圧・許容すべり速度と衝撃荷重による面圧・すべり速度との関係や許容値以上の面圧・すべり速度の扱いについて確認できていないため、算出できなかった。また、本研究のモデルにより、軸受の摩耗量を変化させたモデルで解析を行うことで求められる累積 PV 値から、実測摩耗量を用いることで比摩耗量を算出することもできると考えられる。しかし、本研究での PV 値の妥当性はモデルの再現性でしか保証できておらず、実際の路線での軸受摩耗量についてのデータがほとんどないため、比摩耗量の算出までは行わなかった。これについては、実線もしくは実際の衝撃入力を模擬した加振試験を行って、軸受摩耗量を測定することで算出できるようになる。さらに、同一分岐器での摩耗進行具合に応じた振動波形の変化を実測することで軸受モデリングの精度を向上させることができる。

軸受まわりの解析結果と振動波形との関係について、軌道内外方向外側での面圧が生じるのはフロントロッド軸力が引張り方向になるときであり、軸力波形の変化と面圧の変化は近い傾向があることが分かった。これより、フロントロッド軸力波形が、軸受の面圧を決定づけることが裏付けられた。よって、摩耗まで考慮したモデルの妥当性を判断するために

はフロントロッド軸力の再現性が重要であると言える。さらに、軸受のいずれの箇所でも PV 値が最大となるのは衝撃入力後の 0.02 秒以内であることを考慮すると、フロントロッド軸力波形は衝撃入力直後に着目して評価するのが良いとも考えられる。ただし、フロントロッド軸力発生時刻と軸受面圧発生時刻が完全に一致するわけではないので、フロントロッド軸力から正確に軸受の面圧を算出することは難しいと考えられる。

また、本研究の解析モデルの軸受は摩耗量を全周一律、潤滑状態は境界潤滑状態と仮定して、摩擦係数も一定としている。このうち、摩耗量・摩耗箇所は振動波形に影響を与えると考えられるが、球面すべり軸受の潤滑状態や摩擦係数は分岐器の振動波形にそれほど影響しないと考えられる。しかしながら、これらは、軸受の摩擦・摩耗進行に大きく影響することが考えられる。よって、車輪通過による軸受への衝撃入力を確認、算出するモデルでは本研究のようなモデルを用い、その解析結果を基に軸受への振動入力を把握して軸受部について詳細に解析を行うことで、軸受摩耗を正確に把握することが可能になると考えられる。

第7章 結論

7.1 結論

対象分岐器の有限要素法解析モデルを作成し、振動波形について実測結果と比較した。解析結果は最大応答振幅や周波数成分などで実測結果と近いものになり、解析モデルの再現性の向上を確認できた。

車輪のトンダレール後端継ぎ目通過時の衝撃振動によって軸受が摩耗することが裏付けられた。最も摩耗する箇所は、フロントロッド位置不備に影響する左側軸受の軌道内外方向外側であり、軸受の軌道内外方向の面圧についてはフロントロッド軸力波形と関係していることが確認できた。

7.2 課題

モデルの再現性の向上については、衝撃入力波形や分岐器毎の拘束状態、軸受摩耗量・箇所を実測して解析モデルに反映させる必要がある。また、軸受のモデリングについては、今回は多くを仮定して解析を行っているので、軸受の摩耗状態や潤滑状態についての調査も必要である。その他、本研究では評価しなかった車輪通過をモデリングすることでフロントロッド軸力波形の再現性向上につながる可能性がある。

モデルの妥当性という点では、フロントロッドの軸力の実測結果の波形が分岐器毎に異なること、現在の実測データでは軸受摩耗との定量的な関係が明らかになっていないことが問題である。よって、実測を行った各分岐器の状態の調査や要素試験などを用いたフロントロッド軸力と軸受摩耗量・箇所を関係付ける実測データが必要になる。ただし、実測波形を完全に再現することは困難と考えられることから、最終的にはモデルの妥当性について基準を設けることが考えられる。

モデルの応用性という点では、妥当性のある 3次元モデルを作成後に、軸受摩耗の解析に直接影響しない部分の各要素について合わせこむ必要がある。

正確に軸受摩耗量を算出するためには、モデリングの再現性を向上させ、実際の状態と比較する必要がある。例えば、軸受まわりのモデリングでは、軸受-受け座間の接触部の状態、締結ボルトの軸力などについて、より正確に再現する必要がある。また、軸受の摩擦については、潤滑状態や摩擦係数、ラジアル隙間や軸受球面の初期位置は本研究では仮定して解析しているので、実際とは異なる状態であると考えられる。そのため、使用している軸受につ

いての調査を行い、すべり速度・油膜厚さが軸受の面圧や摩擦係数に影響するように改良したモデルを用いることで軸受摩擦・摩耗について再現性が向上すると考えられる。また、今回は軸受の摩耗量を球面の全周一律に仮定して解析を行っているが、摩耗が全く進行していない場合や摩耗がより進行している場合、場所によって摩耗量に偏りがある場合などについても解析、実測両方で確認する必要がある。

7.3 今後必要となるデータおよび試験

今後研究を進めていくためには、少なくとも

- ・衝撃入力波形の実測とその要因
- ・分岐器毎の拘束状態、軸受の摩耗状態、摩耗特性に関するデータ
- ・要素試験などによる軸受の摩耗進行に関するデータ

が必要である。

参考文献

1. 村中亮太. 鉄道の転てつ装置の最適保全のための信頼性工学. 2011.
2. 池田和寛. 転てつ機の信頼性工学に基づく最適保全手法の開発. 2012.
3. 近藤祐樹. 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.
4. JR 東日本社内講座教本 「施設技術入門」.
5. JR 東日本社内説明資料.
6. 岡本純三, 中山景次, 佐藤昌夫. トライボロジー入門. : 幸書房, 1990. ページ: 3-6,27-37.
7. 渡部幸男, 服部仁志, 尾崎健司, 他. 回転機の劣化予測技術の開発(1)(軸受摩耗解析). 2000.
8. 吉原鉄道工業(株) 技術開発部. 主要波形データ. 2012.
9. 菅原淳一. 転轍機振動特性確認報告書. 2013.
10. 長松昭男. モード解析入門. : コロナ社, 1993. ページ: 293-322.

謝辞

本論文の作成にあたって、ご多忙の中ご指導してくださった酒井教授、泉准教授に心から感謝いたします。また、研究室の雰囲気をもっと明るくし、気遣って下さった田中助教、波田野助教に深く感謝いたします。さらに、先行研究を担当し、研究に関するご助言からコーヒーの準備まで様々なところで助けていただいた近藤先輩、本当にありがとうございました。

打合せにおいて的確なアドバイスを下さった群馬大学岩崎准教授、打撃試験を行っていただきました NV ソリューションズの菅原様、深く感謝いたします。

研究に必要な資料を提供していただき、技術者としてのご意見を下さった JR 東日本旅客鉄道株式会社 JR 研究開発センターの樋口様、本間様、鈴木様、加藤様、研究に協力して下さった JR 東日本旅客鉄道株式会社様に心から感謝いたします。

また、大阪飲みに誘って下さった池田先輩、森住先輩をはじめ、本研究の前提となる先行研究を行った村中先輩、その他ご助言やお手伝いして下さった研究室の先輩方、ありがとうございました。そして、研究室生活を楽しいものにしてくれた B4 の皆、ありがとうございました。

以上、本研究に関わった全ての人に感謝の意を表します。

以上

p.1~p.105 完

平成 26 年 1 月 31 日提出

120252 良本真啓